

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra robotiky

Návrh efektoru s měřením úchopné síly

Proposal for the Effector with Measurement of Gripping
Force

Student: Bc. Jiří Suder

Vedoucí diplomové práce: Ing. Milan Mihola, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Suder**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T013 Robotika

Téma: **Návrh efektoru s měřením úchopné síly**
Proposal for The Effector with Measurement of Gripping Force

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte stávající konstrukční řešení efektoru manipulační nástavby vozidla TAROS.
2. Proveďte analýzu současného stavu řešené problematiky.
3. Na základě získaných informací navrhnete varianty konstrukčního řešení efektoru na úrovni potřebné k jejich vzájemnému objektivnímu porovnání.
4. Nejvhodnější variantu následně rozpracujte do podoby detailního 3D modelu.
5. K vybraným částem mechanismu proveďte potřebné výpočty. Výkresovou dokumentaci vypracujte dle pokynů vedoucího práce.
6. Práci doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému dle pokynů vyučujícího.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Kárník, L., Knoflíček, R., Marcinčin, J. N. *Mobilní roboty*. Opava: MÁRFY SLEZSKO, 2000. 210 s. ISBN 80-902746-2-5.
2. Talácko, J.-Matička, R. *Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů*. ČVUT, Praha, 1995. 236 s. ISBN 80-01-01291-3.
3. Kárník, L. *Robotizace v nestrojírenských oborech*. VŠB-TUO, Ostrava, 2000, 66 s. ISBN 80-7078-739-2.
4. ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
5. ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Milan Mihola, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15.5.2017


.....

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se úplně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15.5.2017


.....

Jiří Suder

J. Čapka 3080

378 01, Frýdek-Místek

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SUDER, J. *Návrh efektoru s měřením úchopné síly : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2017, 75 s. Vedoucí práce: Mihola, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem efektoru s měřením úchopné síly. Tento efektor je součástí manipulačního ramene vozidla TAROS. V úvodu je analyzováno současné konstrukční řešení tohoto efektoru a současný stav řešení měření úchopné síly. Pro návrh efektoru byly sepsány požadavky. Na základě požadavků byly navrženy varianty řešení efektoru. Podle zvolených kritérií byla vybrána nejvhodnější varianta. Ta byla podrobněji zpracována. Byly provedeny kontrolní výpočty a pevnostní analýzy vybraných prvků. Zpráva také obsahuje výkresovou dokumentaci vybraných sestav a komponent.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SUDER, J. *Proposal for The Effector with Measurement of Gripping Force : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2017, 75 s. Thesis head: Mihola, M.

The master thesis deals with the proposal for the effector with measurement of gripping force. This effector is a part of manipulation arm of a vehicle TAROS. In the introduction is an analysis of the contemporary design of this effector and the current possible ways of measuring the gripping force. Based on requirements for the effector variants of solution were designed. The most suitable variant was selected based on chosen criteria. The variant was further developed. Control calculations and stress analyses are used to check selected components. The thesis includes technical drawings of selected assemblies and components.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	- 9 -
Úvod	- 12 -
1 Analýza stávajícího řešení efektoru vozidla TAROS.....	- 14 -
1.1 Základní vlastnosti efektoru manipulační nástavby.....	- 14 -
1.2 Konstrukční řešení efektoru.....	- 14 -
1.3 Požadavek na úpravu efektoru	- 15 -
2 Rešerše možností měření síly na efektoru	- 16 -
2.1 Snímání sil na efektoru	- 16 -
2.2 Současný stav řešení měření síly na efektoru	- 16 -
2.3 Průmyslové senzory pro měření sil.....	- 18 -
2.4 Senzory pro měření síly	- 20 -
2.4.1 Senzory s elastomery	- 20 -
2.4.2 Elektrické tenzometry.....	- 21 -
2.4.3 Piezoelektrický senzor	- 23 -
3 Požadavkový list.....	- 24 -
4 Varianty řešení.....	- 25 -
4.1 Varianta A – měření úchopné síly prostřednictvím krouticího momentu	- 25 -
4.1.1 Měření úchopné síly	- 25 -
4.1.2 Konstrukční uspořádání	- 26 -
4.1.3 Elektronika	- 26 -
4.1.4 Použité komponenty	- 27 -
4.1.5 Náklady na úpravu.....	- 28 -
4.2 Varianta B – měření úchopné síly na matici pohybového šroubu	- 29 -
4.2.1 Měření úchopné síly	- 30 -
4.2.2 Konstrukční uspořádání.....	- 30 -

4.2.3	Elektronika	- 31 -
4.2.4	Použité komponenty	- 33 -
4.2.5	Náklady na úpravu.....	- 35 -
4.3	Varianta C – měření úchopné síly na táhlech efektoru	- 36 -
4.3.1	Měření úchopné síly	- 36 -
4.3.2	Konstrukční uspořádání	- 37 -
4.3.3	Elektronika	- 39 -
4.3.4	Použité komponenty	- 40 -
4.3.5	Náklady na úpravu.....	- 41 -
5	Kriteriální analýza	- 42 -
5.1	Hodnotící kritéria	- 42 -
5.2	Hodnocení plnění kritérií	- 42 -
5.3	Určení významnosti	- 43 -
5.4	Závislost váhy významnosti na počtu voleb	- 43 -
5.5	Váha významnosti pro jednotlivá kritéria.....	- 44 -
5.6	Hodnocení variant.....	- 44 -
6	Popis optimální varianty.....	- 46 -
6.1	Konstrukční řešení	- 46 -
6.2	Výpočty.....	- 48 -
6.3	Pevnostní analýzy	- 58 -
6.4	Elektronika.....	- 62 -
6.5	Vedení kabeláže	- 66 -
6.6	Náklady na úpravu	- 67 -
7	Závěr.....	- 69 -
8	Použitá literatura.....	- 71 -
9	Přílohy	- 74 -

Seznam použitých značek a symbolů

C	Základní dynamická únosnost	[N]
D_1	Malý průměr závitu	[mm]
FGB	Firge Bragg Grating (senzor pro měření napětí)	
F_{M1-3}	Přídavná síla	[N]
F_O	Osová síla	[N]
F_{OCs}	Celková síla v ose šroubu	[N]
F_{Os}	Osová síla ve šroubu	[N]
FSR	Force Sensitive Resistor (odporový senzor síly)	
F_a	Statická axiální síla	[N]
F_r	Statická radiální síla	[N]
F_{ts}	Třecí síla	[N]
F_{tz}	Obvodová složka reakce	[N]
F_{tzs}	Obvodová složka reakce spojovacího šroubu	[N]
H_1	Nosná hloubka závitu	[mm]
L_{10}	Základní trvanlivost	[ot]
L_{10h}	Základní trvanlivost v hodinách	[h]
M_A	Moment k bodu A	[Nm]
M_{Kh}	Krouticí moment hřídele	[Nm]
M_{KP}	Krouticí moment pohonu	[Nm]
M_{Kp}	Krouticí moment pohonné jednotky	[Nm]
M_{Km}	Požadovaný maximální krouticí moment motoru	[Nm]
M_{KS}	Krouticí moment pohybového šroubu	[Nm]
M_{TZ}	Třecí moment	[Nm]
M_{TZs}	Momentová třecí složka reakce spojovacího šroubu	[Nm]
OM	Objekt manipulace	
P	Rozteč	[mm]
P_E	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_D	Dovolený tlak v závitu šroubu	[Pa]
R_e	Napětí na mezi kluzu	[MPa]
U	Úchopná síla	[N]
W_k	Průřezový modul v krutu	[m ³]

W_{kh}	Průřezový modul v krutu hřídele	[m ³]
W_{ks}	Průřezový modul v krutu spojovacího šroubu	[m ³]
X	Součinitel statického radiálního zatížení	[-]
Y	Součinitel statického axiálního zatížení	[-]
b	Posunutí přímky	[-]
b_{1-3}	Vzdálenosti šroubů od osy rotace	[mm]
d	Velký průměr závitu	[mm]
d_h	Průměr hřídele	[mm]
d_0	Průměr díry ve šroubu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
f_s	Koeficient tření	[-]
f_z	Tření v závitu	[-]
h	Vzdálenost zatěžující síly od osy rotace	[mm]
h_m	Výška matice	[mm]
i_p	Převodový poměr převodovky	[-]
i_s	Počet šroubů	[-]
k	Směrnice přímky	[-]
k_h	Koeficient bezpečnosti hřídele	[-]
k_s	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_{sm}	Koeficient bezpečnosti matice	[-]
k_{sp}	Koeficient bezpečnosti pohybového šroubu	[-]
k_{ss}	Koeficient bezpečnosti spojovacího šroubu	[-]
l_s	Vzdálenost osy šroubu od osy roztečné kružnice	[mm]
l_{sd}	Zásuvná délka šroubu	[mm]
l_1	Délka táhla	[mm]
l_2	Délka táhla	[mm]
n_p	Otáčky pohonu	[ot/s]
n_{pmax}	Maximální otáčky motoru	[ot/s]
n_s	Otáčky šroubu	[ot/s]
p	Exponent Wöhlerovy křivky	[-]
p_z	Tlak v závitu spojovacího šroubu	[MPa]

q	Váha významnosti	[-]
t_s	Čas úplného sevření/rozevření	[s]
v	Počet voleb	[-]
v_ξ	Rychlost rozevírání/svírání čelistí	[mm/s]
v_s	Rychlost posuvu matice	[mm/s]
z	Počet závitů	[-]
α	Úhel na táhle	[°]
α_s	Úhel profilu šroubu	[°]
β	Úhel	[°]
η_L	Účinnost ložiska	[-]
η_p	Účinnost převodovky	[-]
σ	Normálové napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{reds}	Redukované napětí spojovacího šroubu	[MPa]
σ_s	Normálové napětí spojovacího šroubu	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
τ_h	Smykové napětí hřídele	[MPa]
τ_s	Smykové napětí spojovacího šroubu	[MPa]
ϕ	Redukovaný třecí úhel	[°]
ϕ_s	Redukovaný třecí úhel spojovacího šroubu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
ψ_s	Úhel stoupání závitu spojovacího šroubu	[°]

Úvod

Stále častěji jsou pro armádní účely pořizovány mobilní roboty s manipulační nástavbou pro manipulaci s různorodými objekty. Na efektoru těchto nástaveb jsou kladeny stále vyšší požadavky nejen na nosnost a rozsah pohybů, ale také na bezpečnost uchopování a manipulaci s objekty. Uchopování objektů a manipulace s nimi je nejčastěji řízeno operátorem a je z hlediska bezpečnosti a řízení výhodné mít informaci o velikosti uchopující síly efektoru.

Taktický robotický systém TAROS je vojenské dálkově řízené bezosádkové vozidlo určené pro bojovou a logistickou podporu jednotek v náročném terénu. Verze V2 tohoto vozidla je vybavena manipulační nástavbou se šesti stupni volnosti. Samotný efektor disponuje dvěma stupni volnosti. Manipulační nástavba dovoluje zvedat předměty o hmotnosti až 20 kg na vzdálenost do 2,1 m. Energetický subsystém vozidla TAROS je tvořen akumulátory a může být vybaven i spalovacím motorem, který pomocí nabíječky v průběhu provozu nabíjí zmíněné akumulátory. Napájecí napětí pro manipulační nástavbu je 48 V. Robot se pohybuje ve venkovním prostředí. Předpokládá se vysoká prašnost a vlhkost. Vozidlo není obojživelné, ale může být nasazeno za deštivého počasí. Efektor manipulační nástavby je navržen pro teplotu prostředí od $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Při své činnosti může být vozidlo také vystaveno působením chemikálií a vibracím. Vozidlo TAROS s manipulační nástavbou je znázorněno na Obr. 1. [1]



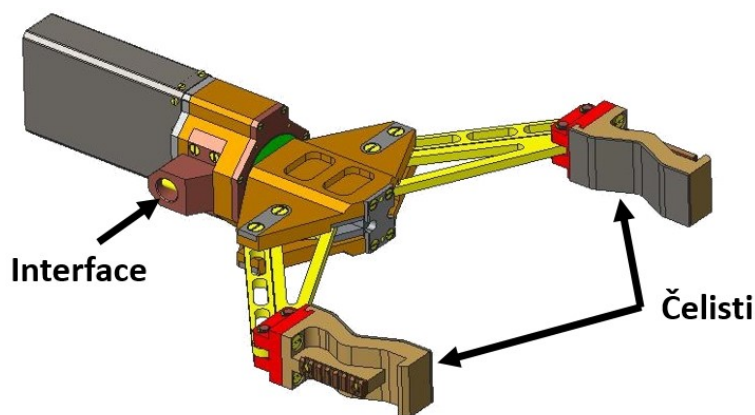
Obr. 1 – Taktický robotický systém s manipulační nástavbou [1]

Práce se z části zabývá analýzou stávajícího konstrukčního řešení efektoru manipulační nástavby TAROS a analýzou současného stavu řešené problematiky. Analýza současného stavu popisuje možná řešení měření sil na efektoech a částí robotů, průmyslové řešení měření sil a základní druhy senzorů. Při návrhu konstrukčního řešení jsou vypracovány tři varianty umožňující měření úchopné síly efektoru při zachování možnosti kontinuálního otáčení čelistí. Z těchto tří variant je kritériální analýzou vybrána nejvhodnější varianta, která je dále podrobněji zpracována. K vybraným částem mechanismu jsou provedeny výpočty a pevnostní analýzy. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace vypracovaná podle pokynů vedoucího práce.

1 Analýza stávajícího řešení efektoru vozidla TAROS

1.1 Základní vlastnosti efektoru manipulační nástavby

Efektor manipulační nástavby má hmotnost 11,2 kg a dokáže vyvodit maximální sílu 600 N na jednu čelist. Při této síle je možno uzvednout objekt manipulace o hmotnosti až 20 kg, pokud se jeho těžiště nachází uprostřed mezi čelistmi. Délka efektoru je 670 mm, šířka 517 mm a výška 130 mm. Tvar, rozměry nebo hmotnost objektu manipulace není specifikován, neboť vozidlo TAROS při své činnosti může manipulovat s různorodými objekty. Maximální velikost úchopu je 400 mm. Kinematická struktura táhel je tvořena paralelogramem. Tím je zajištěno, že plochy čelistí jsou při rozevírání i svírání vždy vůči sobě rovnoběžné. Čelisti efektoru se mohou kontinuálně otáčet. Efektor je navržen pro teplotu prostředí od $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Napájecí napětí efektoru je 48 V. Řídicí systém efektoru může komunikovat s okolím přes RS232, CAN a USB. Efektor je připojen k manipulační nástavbě pomocí interface. Na Obr. 1.1 je znázorněn efektor manipulační nástavby.

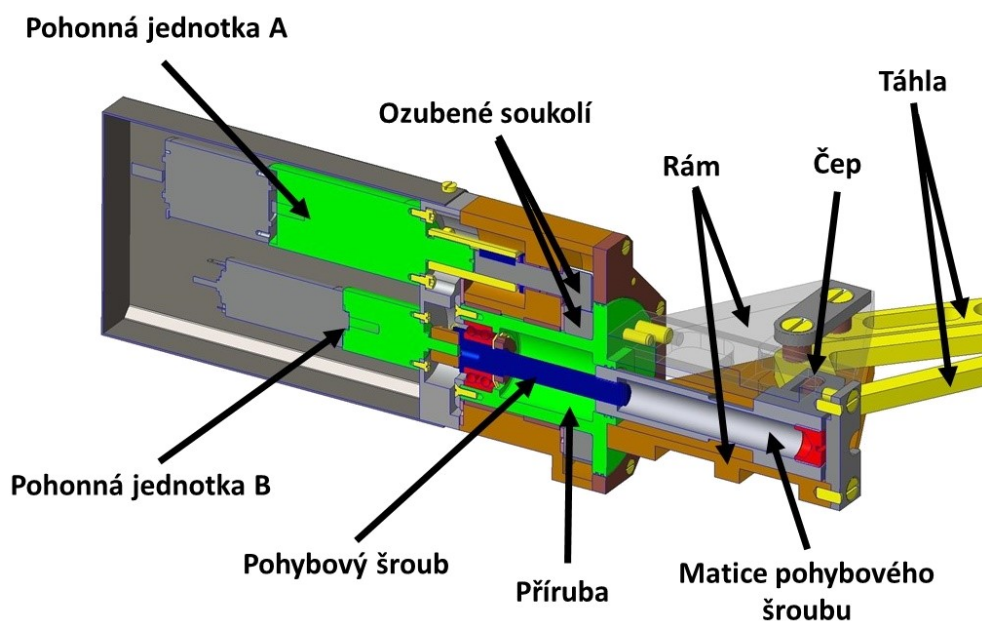


Obr. 1.1 – Efektor manipulační nástavby

1.2 Konstrukční řešení efektoru

Efektor je poháněn dvěma pohonnými jednotkami od firmy MAXON. Každá pohonná jednotka se skládá z motoru a převodovky. Motor pohonné jednotky A má výkon 70 W a je napájen 36 V. Přes převodovku je poháněno ozubené soukolí. Vetší kolo ozubeného soukolí je spojeno pomocí tří těsných per k rámu. K němu jsou připojena táhla. Při otáčení příruby se otáčí kolem její osy i táhla s čelistmi. Konstrukční uspořádání komponent dovoluje kontinuální otáčení čelistí.

Motor pohonné jednotky B má výkon 60 W, je napájen 48 V a společně s převodovkou může na výstupní hřídeli krátkodobě poskytovat maximální krouticí moment 7,5 Nm. Tohoto momentu se využívá k dosažení maximální úchopné síly. Moment je převeden na pohybový šroub. Tento šroub je samosvorný, a proto není použita brzda. Pohybový šroub převádí krouticí moment na osovou sílu pohybující s maticí pohybového šroubu. Matice pohybového šroubu je čepy přichycena k táhlům. Táhla vyvozují úchopnou sílu na čelistech efektoru. Na Obr. 1.2 je zobrazeno rozmístění výše uvedených prvků v efektoru.



Obr. 1.2 – Vnitřní uspořádání efektoru

1.3 Požadavek na úpravu efektoru

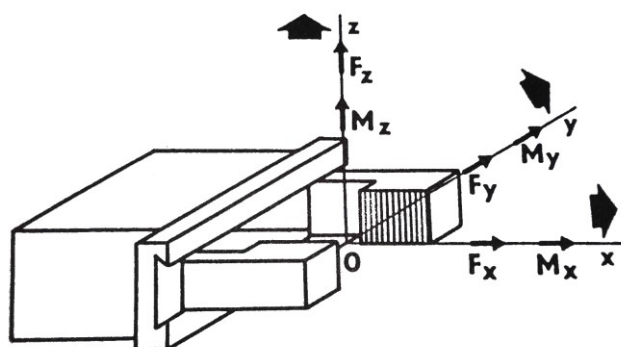
Konstrukce úchopné části efektoru je dimenzována na maximální úchopnou sílu 600 N na každou čelist. Samotná úchopná síla však není ničím měřená. Operátor řídicí manipulační nástavbu nemá informace o velikosti úchopné síly, což může mít nepříznivý vliv pro objekt manipulace a bezpečnost. Hlavním požadavkem na úpravu efektoru je měření úchopné síly. Zcela postačuje měřit celkovou úchopnou sílu obou čelistí a není nutné měřit úchopnou sílu na každé čelisti zvlášť. Není dovoleno měřit úchopnou sílu přímo na čelistech, neboť se předpokládá, že čelisti se mohou v průběhu provozu měnit za jiné čelisti, či nástroje. Také je vhodné eliminovat nebo alespoň minimalizovat vliv hmotnosti OM a vliv pozice efektoru na měřenou úchopnou sílu a vliv teploty na měřenou sílu. Pro zajištění požadavku měření úchopné síly je povolen zásah do konstrukce. Musí se však dodržet podmínka kontinuálního otáčení čelistí. Další požadavky jsou sepsány v požadavkovém listu.

2 Rešerše možností měření síly na efektoru

Z důvodu potřeby měření úchopné síly je vypracována rešerše současného stavu této problematiky.

2.1 Snímání sil na efektoru

Opatření informací o vzájemném působení efektoru s objektem manipulace je spojeno se snímáním vnějších sil či momentů. Bezpečnost manipulace s různorodými objekty manipulace je podmíněna měřením zatěžujících sil. Ty se měří pomocí senzorů. Sensor je v přímém styku s měřeným prostředím a je primárním zdrojem informace. Snímá fyzikální, biologické nebo chemické hodnoty a převádí je nejčastěji na elektrické signály. Pojem sensor je ekvivalentní s pojmem snímač, detektor či převodník. Citlivá část senzoru (snímací místo) se nazývá čidlo. Obecně působí objekt manipulace na efektor silami a momenty v osách x, y, z, jak je znázorněno na Obr. 2.1. [2] Pro efektor manipulační nástavby vozidla TAROS postačí měřit pouze úchopnou sílu (na Obr. 2.1 síla F_y).



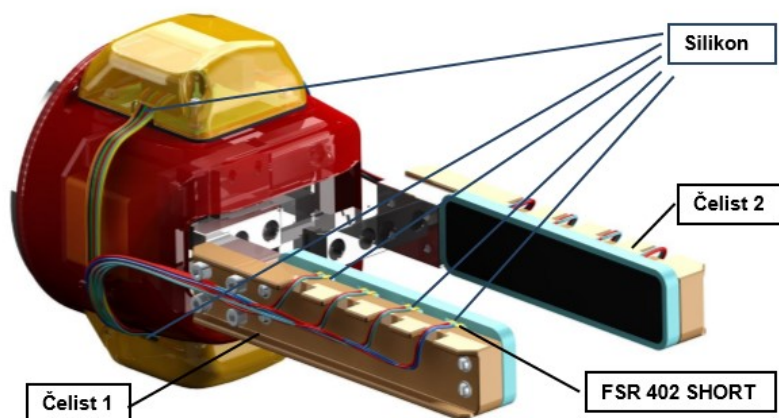
Obr. 2.1 – Síly a momenty působící na efektor [2]

2.2 Současný stav řešení měření síly na efektoru

Současně existuje mnoho způsobů řešení měření síly na efektoru. Většina z nich je založena na podobných principech. Následující výčet řešení popisuje nejčastěji používané způsoby.

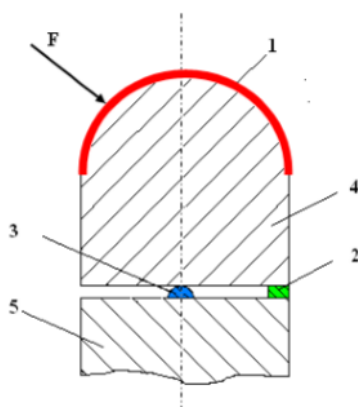
Často používané řešení měření úchopné síly na efektoru je řešeno pomocí FSR senzorů. Tyto senzory jsou nainstalovány přímo na čelistech efektoru. Úchopná síla působí na senzor a ten se vlivem této síly deformuje. V závislosti na deformaci mění senzor svůj elektrický odpor. Elektronické zařízení změří hodnotu elektrického odporu senzoru a přepočte jí na úchopnou

sílu. Pro měření je nutné zajistit kontakt objektu manipulace s plochou senzoru. Mohou se vyskytovat chyby měření, pokud se opírá objekt manipulace o senzor pouze hranou. Měření úchopné síly pomocí FSR senzorů není přesné a naměřené hodnoty jsou mnohdy pouze orientační. Na Obr. 2.2 je zobrazeno umístění FSR senzorů na čelistech efektoru. [3]



Obr. 2.2 – FSR senzory na čelistech efektoru [3]

V bakalářské práci studenta Brněnské univerzity je pro měření síly použit senzor s vodivým elastomerem. Schéma umístění senzoru je zobrazeno na Obr. 2.3. Objekt manipulace působí silou F na elastomerický senzor (číslo 1 na obrázku). Ten snímá celkovou normálovou sílu F . Pomocí rotační vazby (číslo 3 na obrázku) působí část síly na druhý senzor (číslo 2 na obrázku). Elektronika vyhodnocuje napětí na senzorech a přepočítává je na působící sílu. Ani tento typ senzoru není vhodný pro přesné a časté měření úchopné síly. [4]



Obr. 2.3 – Umístění senzoru s vodivým elastomerem [4]

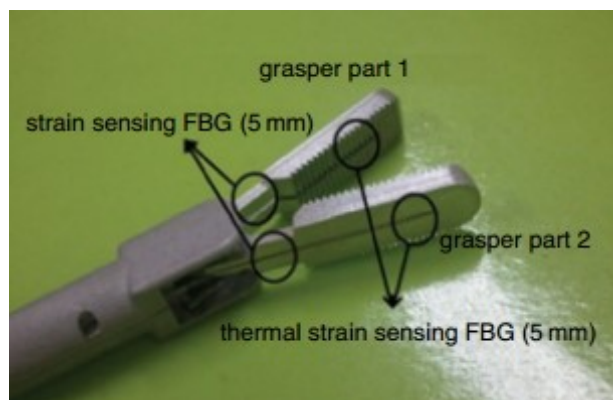
Dalším častým způsobem měření sil je použitím piezoelektrických senzorů. Tyto senzory jsou nejčastěji přichyceny ve větším počtu na efektor nebo v případě biomechanických robotů na chodidle. Senzory mohou být obaleny elastickou hmotou. Při působení síly na elastickou hmotu se tato síla přenese na senzory. Senzory se vlivem síly deformují, generují napětí a podle

tohoto napětí se určí působící síla. Piezoelektrické senzory jsou vhodné pro měření dynamických sil. Na Obr. 2.4 je znázorněno umístění piezoelektrických senzorů na nosníku a na chodidle. [5]



Obr. 2.4 – Příklad umístění piezoelektrických senzorů [5]

Efektor určený pro chirurgické operace využívá k měření sil na čelistech FGB (Fibre Bragg Grating) sensory. Tyto senzory pracují na principu odrazu světla různých vlnových délek. Detekované odražené nebo přenesené spektrum se poté snímá a podle tohoto spektra se vyhodnocuje působící síla. Protože je odražené spektrum závislé nejen na mechanickém namáhání senzoru, ale také na teplotě, bývají často používány senzory dva. Jeden, který snímá mechanické namáhání a druhý kompenzující vliv teploty. Při experimentálním měření na chirurgickém efektoru měřily FGB senzory s přesností 11 mN. Rozsah měření byl 0 až 10 N. Umístění senzorů na efektoru pro chirurgické operace je znázorněn na Obr. 2.5. [6]



Obr. 2.5 – FGB senzory na efektoru [6]

2.3 Průmyslové senzory pro měření sil

Průmyslových senzorů pro měření sil je velké množství. Většina z nich je založena na podobných principech. V následujícím výčtu senzorů byly vybrány ty, které jsou vhodné pro aplikaci v robotice.

Průmyslové řešení měření sil i momentů nabízí firma ROBOTIQ. Tento senzor se umístí mezi interface robotu a efektoru. Měří síly v osách x, y, z a momenty kolem těchto os. Senzor měří síly o velikosti do 300 N a momenty do 30 Nm. Rozměry senzoru jsou $\varnothing 75 \times 37,5$ mm. Stupeň krytí IP 65. Firma neposkytuje údaje o přesnosti měření. Princip měření sil je založen na kapacitních senzorech. Senzor posílá data s hodnotami naměřených veličin po USB, RS-232 nebo RS-485. Na Obr. 2.6 je zobrazen senzor od firmy ROBOTIQ. [7]



Obr. 2.6 – Senzor síly a momentu ROBOTIQ [7]

Jiným průmyslovým řešením měření síly je senzor S2 od firmy HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK (viz. Obr. 2.7). Ten umožňuje měřit statické i dynamické síly od 20 N do 1 kN s třídou přesnosti 0,05. Rozměry senzoru jsou 60x80x26 mm. Hmotnost je přibližně 0,4 kg. Stupeň krytí IP 65. Dokáže pracovat v rozmezí teplot -30 °C až $+85$ °C. Princip měření sil je založen na tenzometrickém měření. K senzoru je nutno připojit elektroniku pro měření tenzometrických snímačů. [8]



Obr. 2.7–Senzor síly S2 HOTTINGR BALDWIN MESSTECHNIK [8]

Kinematická struktura efektoru TAROS dovoluje měření úchopné síly prostřednictvím měření krouticího momentu mezi převodovkou a pohybovým šroubem. Senzor krouticího momentu DR-2412 od firmy ESA MESSTECHNIK GMBH měří krouticí moment do 10 Nm s přesností 0,1 %. Hřídel senzoru je volně otočná. Stupeň krytí je IP 68. Rozměry senzoru jsou

85x50x32 mm. Napájení je v rozmezí napětí 12-28 V DC. Senzor posílá data s hodnotami naměřených veličin po RS-485. [9]



Obr. 2.8 – Senzor DR-2412 od firmy ESA MESSTECHNIK GMBH [9]

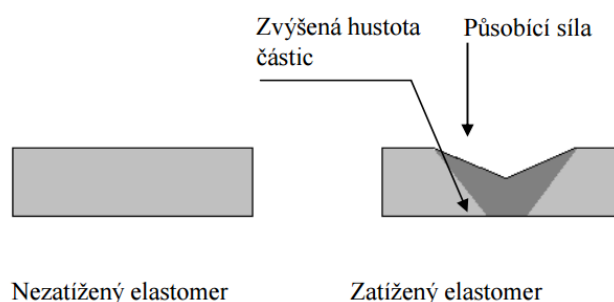
2.4 Senzory pro měření síly

Průmyslové řešení senzorů nemusí vždy vyhovovat svými rozměry, tvarem, snímanou silou a jinými parametry pro konkrétní aplikaci. V takových případech se může přistoupit k připojení samotných senzorů na konstrukci. V následující rešerši je vybráno několik nejčastěji používaných senzorů, které jsou vhodné pro aplikaci v robotice.

2.4.1 Senzory s elastomery

a) S vodivým elastomerem

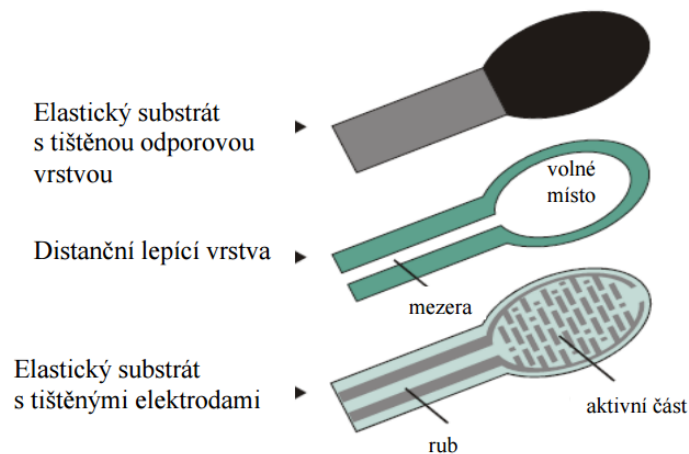
Senzory s vodivým elastomerem mění hodnotu elektrického odporu v závislosti na deformaci. Tato závislost je nelineární v celém rozsahu. Senzory jsou jednoduché. Cyklické namáhání elastomeru způsobuje trvalou deformaci senzoru a tím vzniká nepřesnost měření. Ta se dá částečně kompenzovat kalibrací senzoru. Na Obr. 2.9 je znázorněn vliv působící síly na senzor s vodivým elastomerem. [10]



Obr. 2.9 – Vliv působící síly na senzor s vodivým elastomerem [10]

b) Senzor typu FSR

Senzory typu FSR (Force Sensing Rezistore) mění hodnotu elektrického odporu v závislosti na deformaci. Při působící síle na plochu senzoru klesá hodnota elektrického odporu nelineárně. Senzory vynikají malou šířkou, obvykle 0,25 mm. Průměr senzoru bývá nejčastěji od 5 mm do 35 mm, ale vyrábí se i čtvercové typy. Tyto senzory nejsou vhodné pro přesné měření síly a vyskytují se u nich chyby měření, opírá-li se objekt manipulace o senzor pouze hranou. Uspořádání FSR senzoru je znázorněno na Obr. 2.10. [11]



Obr. 2.10 – Uspořádání FSR senzoru [10]

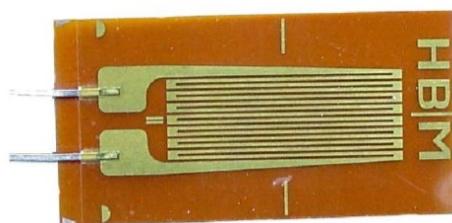
2.4.2 Elektrické tenzometry

Tenzometry jsou nejpoužívanějšími snímači v automatizaci. Fungují na principu změny určitého elektrického jevu na změně délky. Elektrických tenzometrů existuje několik základních druhů, zde byly vybrány dva základní.

a) Elektrický odporový tenzometr

Tento tenzometr mění svůj elektrický odpor v závislosti na deformaci. Tenzometr se připevní na povrch měřené součásti nejčastěji lepením. Vlivem působící síly se deformuje měřená součást a s ní i tenzometr. Vlivem deformace tenzometru se mění jeho hodnota elektrického odporu. Změna odporu vyvolává změnu úbytku napětí na tenzometru a toto napětí je měřeno. Změřeným napětím se poté určí velikost působící síly. Tenzometr dovoluje měřit statické i dynamické namáhání. Podle provedení měřicí mřížky se rozdělují na snímače drátkové a fóliové. Kvůli některým nevýhodám drátkových snímačů se dnes téměř nepoužívají a jsou tak výhradně používány tenzometry fóliové. [12]

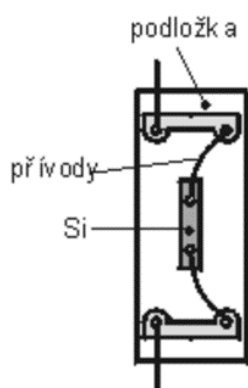
Fóliové tenzometry lze použít pro extrémně vysoké i nízké teploty (-200 °C do 1000 °C). Pro zpřesnění naměřené deformace mohou být doplněny termočlánkem. Ten měří teplotu v místě měřené deformace a kompenzuje vliv teploty na roztažnosti materiálu. Kompenzace vlivu teploty může být také provedeno vhodným zapojením tenzometrů. Mezi nejdůležitější vlastnosti těchto tenzometrů patří lineární závislost deformace na změnu odporu, mechanická odolnost, široký výběr velikostí i tvarů, tloušťka senzoru do 0,1 mm, velká životnost, vysoká přesnost a široký pracovní rozsah teplot. Elektrický odporový tenzometr je zobrazen na Obr. 2.11. [13]



Obr. 2.11 – Elektrický Odporový tenzometr [13]

b) Polovodičový tenzometr

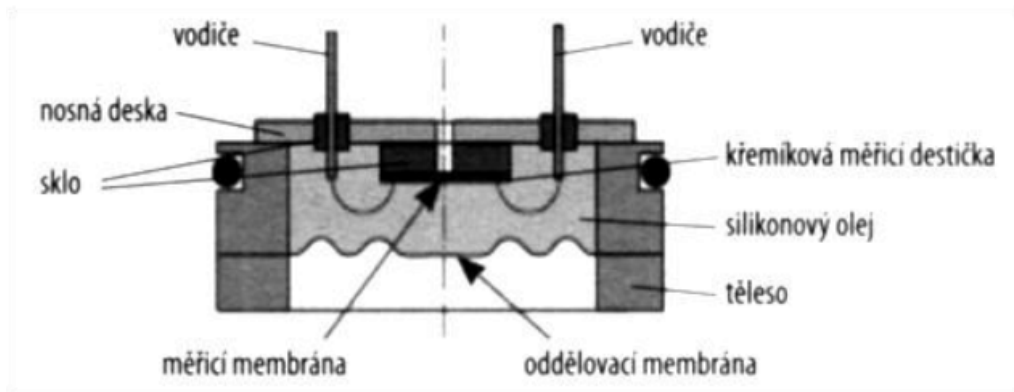
Jejich funkce je založena na změně odporu v závislosti na deformaci monokrystalu křemíku nebo germania. Vyznačují se nelineární závislostí odporu na deformaci. Výhoda polovodičových tenzometrů je jejich vysoká citlivost (60x vyšší oproti odporovým tenzometrům). Snímače obsahující polovodičové tenzometry jsou velice malé a lehké. Nevýhodou je větší teplotní závislost než u kovových tenzometrů a vyšší pořizovací cena. Polovodičový tenzometr je zobrazen na Obr. 2.12. [13] [12]



Obr. 2.12 – Polovodičový tenzometr [12]

2.4.3 Piezoelektrický senzor

Piezoelektrické senzory jsou založeny na piezoelektrickém jevu. Při deformování generují tyto senzory elektrické napětí, pomocí něhož se určí působící síla. Konstrukčně jsou tyto senzory velmi jednoduché. Předností jsou malé rozměry senzoru. Piezoelektrické snímače jsou vhodné pro snímání dynamických sil a vibrací. Tyto senzory nejsou vhodné pro měření statických sil. Piezoelektrický senzor síly je zobrazen na Obr. 2.13. [14] [15]



Obr. 2.13 – Piezoelektrický senzor síly [14]

3 Požadavkový list

Na základě poznatků získaných z analýzy aktuálního stavu a konzultace s vedoucím diplomové práce byly specifikovány tyto požadavky a omezení:

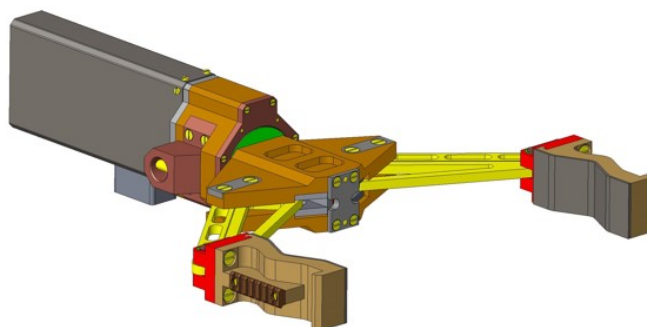
- Maximální síla působící na čelist: 600 N
- Tvar OM: nespecifikovaný
- Šířka úchopu: od 0 do 400 mm
- Rozměry efektoru: kompaktní
- Hmotnost efektoru: max. 13 kg
- Počet stupňů volnosti efektoru: 2
- Kontinuální otáčení čelistí
- Napájení: 48 V DC
- Vysoká přesnost měření síly úchopu
- Minimalizace vlivu pozice efektoru na měřenou sílu úchopu
- Možnost řízení a napájení na stávající řídicí systém
- Teplota prostředí: -10 °C až 50 °C
- Stupeň krytí: alespoň IP55
- Ochrana před upuštěním OM při výpadku proudu
- Odolnost vůči vibracím a chemikáliím
- Minimalizovat náklady na výrobu a servis

4 Varianty řešení

Na základě informací získaných z rešerší a požadavkového listu byly vypracovány následující varianty.

4.1 Varianta A – měření úchopné síly prostřednictvím krouticího momentu

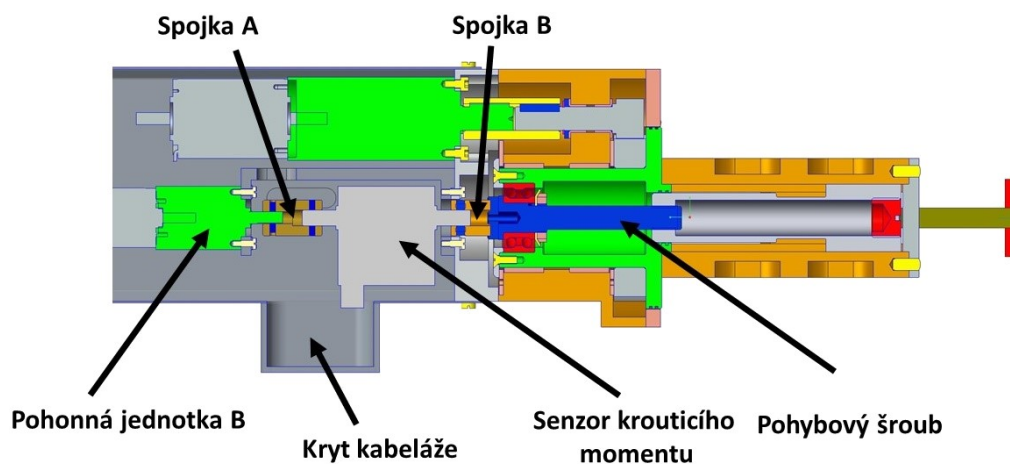
Na Obr. 4.1 je znázorněn pohled na variantu A.



Obr. 4.1 – Varianta A

4.1.1 Měření úchopné síly

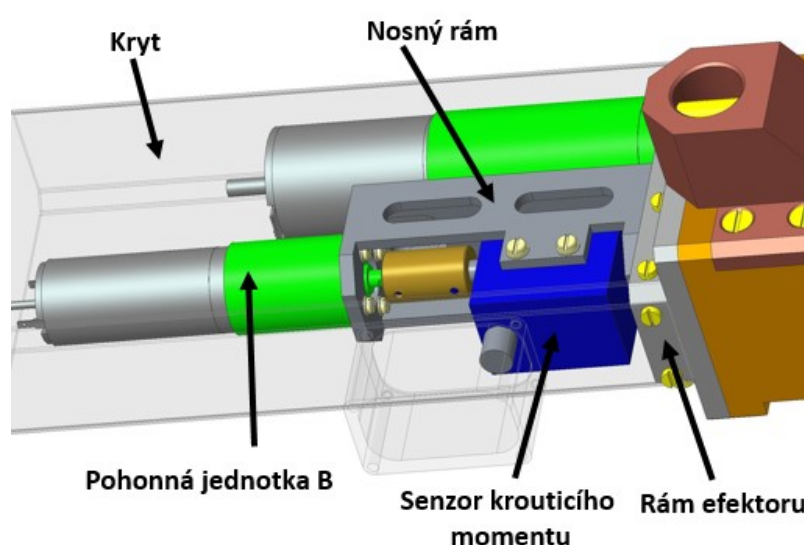
Měření úchopné síly je realizováno prostřednictvím měření krouticího momentu. Úchopnou sílu vyvolává pohonná jednotka B. Senzor krouticího momentu měří krouticí moment na výstupní hřídeli z této pohonné jednotky. Třecí ztráty v pohybovém šroubu mohou být příčinou chyb měření a měření tak nemusí být přesné. Tento senzor je umístěný mezi převodovku a pohybový šroub, jak je znázorněno na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 – Umístění senzoru krouticího momentu

4.1.2 Konstrukční uspořádání

Hřídel senzoru je připojena spojkou A k výstupní hřídeli převodovky pohonné jednotky B. Spojka A je použita OLDHAM od firmy T.E:A. TECHNIK [16]. K pohybovému šroubu je senzor připojen pomocí spojky B. Aby se zajistil přívod kabeláže pro senzor, je přidána ke konstrukci krytka kabeláže. Ta je odšroubovatelná a umožňuje připojení kabeláže. Samotný senzor je přichycen šrouby k nosnému rámu. Pohonná jednotka B je přichycena pomocí šroubů k nosnému rámu. Nosný rám je přišroubován k rámu efektoru. Zbylá část konstrukce je ponechána v původním stavu. Uchycení senzoru krouticího momentu k nosnému rámu je znázorněno na Obr. 4.3.



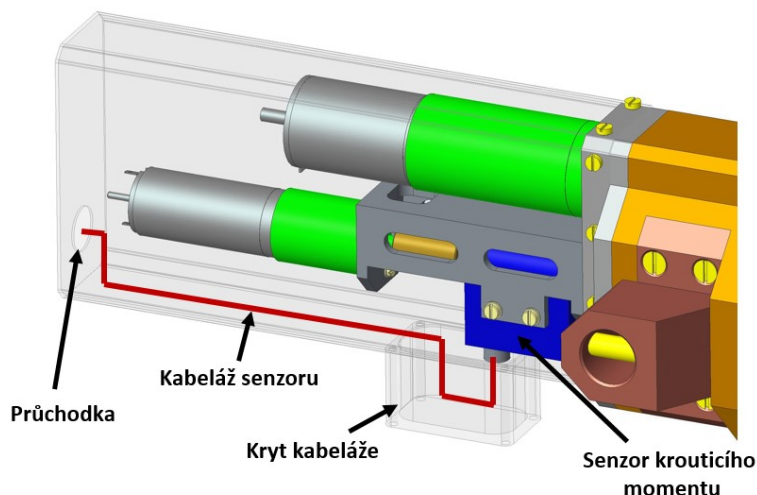
Obr. 4.3 – Přichycení senzoru k nosnému rámu

Varianta A má hmotnost 11,9 kg, délku 740 mm, šířku 517 mm a výšku 160 mm. Oproti původnímu stavu se hmotnost navýšila přibližně o 0,7 kg, délka vlivem prodloužení krytu se navýšila o 70 mm a výška vlivem přidání krytky kabeláže navyšuje celkovou výšku efektoru o 30 mm.

4.1.3 Elektronika

Senzor krouticího momentu ESA MESSTECHNIK GMBH je připojený rozhraním RS485 k převodníku RS485 na RS232 [17]. Tento převodník je připojen k řídicímu systému manipulační nástavby TAROS. Převodník RS485 na RS232 je umístěn u řídicího systému manipulační nástavby. Napájecí napětí senzoru je 12-28 V DC. Proudová spotřeba činí 60 mA. Snížení vstupního napájecího napětí, které je 48 V, na požadované napětí bude realizováno předřadným rezistorem. Vzorkovací frekvence senzoru je 10 000 vzorků za sekundu. Vedení

kabeláže od senzoru k průchodce efektoru je znázorněno na Obr. 4.4. Kabeláž senzoru je složena ze 4 vodičů. Dva vodiče jsou datové a dva napájecí.



Obr. 4.4 – Vedení kabeláže

4.1.4 Použité komponenty

Varianta A předpokládá nákup (mimo spojovacího materiálu, polotovarů, kabeláže a průchodek) dvou komponent, a to senzoru kroučícího momentu a převodníku z RS232 na RS485. Ostatní použité komponenty se budou vyrábět.

Senzor kroučícího momentu

Senzor kroučícího momentu DR-2412 od firmy ESA MESSTECHNIK GMBH měří kroučící moment do 10 Nm s přesností 0,1 %. Hřídel senzoru je volně otočná. Stupeň krytí je IP 68. Rozměry senzoru jsou 85x50x32 mm. Napájení je v rozmezí napětí 12-28 V DC. Senzor posílá data s hodnotami naměřených veličin po RS-485. [9]



Obr. 4.5 – Senzor DR-2412 od firmy ESA MESSTECHNIK GMBH [9]

Převodník RS485 na RS232

Převodník RS485 na RS232 je použit od firmy HWPRO Tento převodník nepotřebuje přídatné napájení, má hmotnost 68 gramů a rozměry má 63x17x33 mm. Převodník RS485 na RS232 je umístěn u řídicího systému manipulační nástavby. Převodník je zobrazen na Obr. 4.6.



Obr. 4.6 – Převodník RS485 na RS232 [17]

4.1.5 Náklady na úpravu

Byly vypočteny náklady na úpravu konstrukce varianty A. U prvků, které se musí vyrábět, nebo upravovat, byla cena stanovena následovně. Nejprve se stanovila cena za polotovar podle jeho hmotnosti a materiálu. Poté se vypočetla cena za výrobu součásti podle použité technologie výroby a předpokládané doby výroby. Tyto dvě ceny se sečetly a vynásobily počtem vyráběných kusů. Cena polotovaru z hliníku byla stanovena na 150,-Kč za 1 kg, což je průměrná cena hliníku od dodavatele Ehlinik.cz [18]. Cena polotovaru z ocele byla stanovena na 30,-Kč za 1 kg, což je průměrná cena ocele od dodavatele Kondor [19]. Stanovení ceny výroby podle použité technologie za hodinu vycházelo z ceníku prací od firmy Kovovyroba [20]. Některé ceny podle tohoto ceníky byly po konzultaci s vedoucím diplomové práce upraveny z důvodu kusové výroby. Náklady na výrobu podle použité technologie za hodinu jsou znázorněny v Tab. 4.1. Výše uvedený způsob výpočtu cen byl použit ve všech variantách.

Tab. 4.1 Ceník prací

Ceník prací	
Použitá technologie	Kč/hod
CNC obrábění	1000
Klasické obrábění	450
Horizontální vrtačka	400
Svařování	400
Ohýbání	400
Řezání	400

Výpočet nákladů na úpravou konstrukce jsou znázorněny v Tab. 4.2. Doba výroby zobrazená v tabulce je pouze předpokládaná a může se od skutečné lišit. Tato doba byla odhadnuta u všech variant stejně a slouží především pro následné posouzení variant.

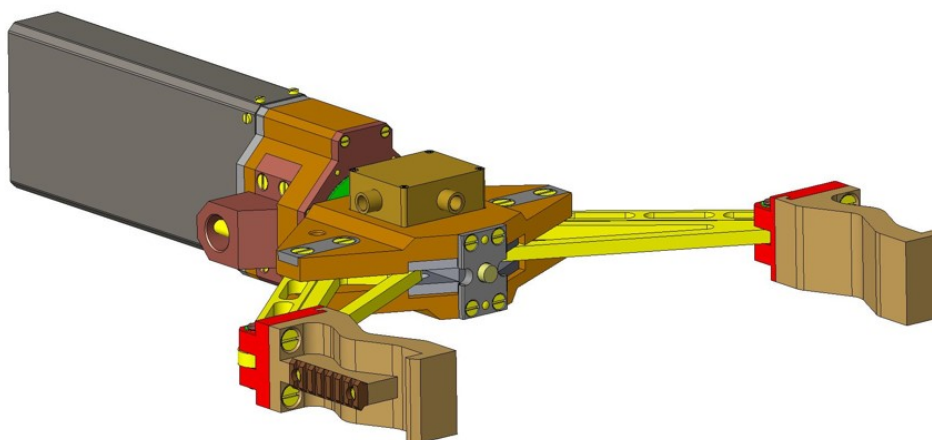
Tab. 4.2 Náklady na úpravu

Náklady na úpravu							
Součást	Počet kusů [-]	Materiál	Cena polotovaru [Kč]	Výroba	Doba výroby [hod]	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Kryt	1	Hliník	44	Řezání, ohýbání, svařování, vrtání	2,5	1044	1044
Nosný rám	1	Hliník	111	CNC obrábění	6	6111	6111
Spojka A	1	-	335	vrtání	0,3	455	455
Senzor	1	-	78300	-	-	78300	78300
Spojka B	1	Ocel	2	CNC obrábění	1	1002	1002
Převodník RS485-RS232	1	-	250	-	-	250	250
Kryt kabeláže	1	Hliník	40	Klasické obrábění	1	490	490
Rám Efektoru	1	Hliník	156	CNC obrábění	8	8156	8156
Pohybový šroub	1	Ocel	12	CNC obrábění	4	4012	4012
Spojovací materiál	-	-	-	-	-	-	300
Ostatní	-	-	-	-	-	-	750
Cena celkem							100870

Odhadované celkové náklady na úpravu varianty A činí 100 870,-Kč.

4.2 Varianta B – měření úchopné síly na matici pohybového šroubu

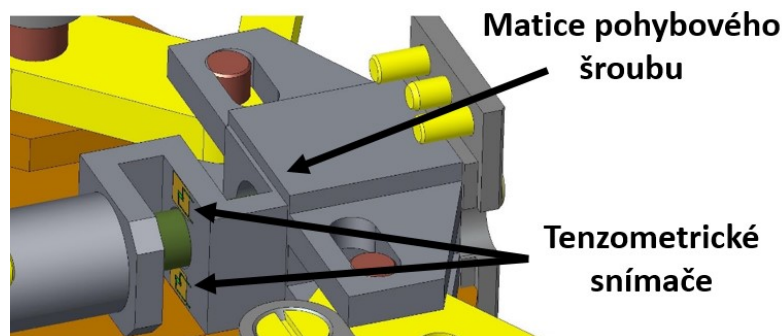
Na Obr. 4.7 je znázorněn pohled na variantu B.



Obr. 4.7 – Varianta B

4.2.1 Měření úchopné síly

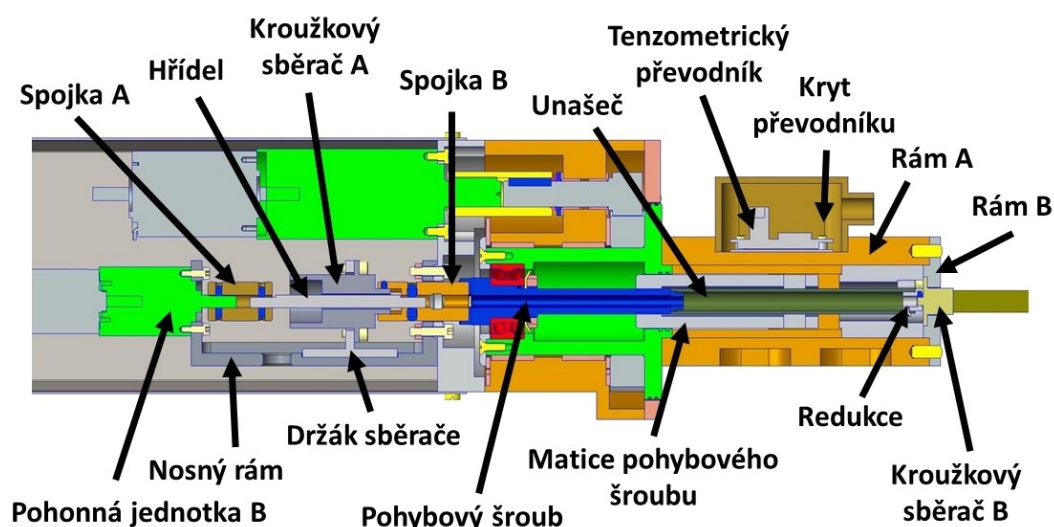
Měření úchopné síly je realizováno prostřednictvím měření osové síly v matici pohybového šroubu. Jako senzor jsou zde použity tenzometry, které jsou nalepeny v drážce matice pohybového šroubu, jak je znázorněno na Obr. 4.8. Toto měření úchopné síly je podle konzultace s odborníky velice přesné.



Obr. 4.8 – Umístění tenzometrických snímačů

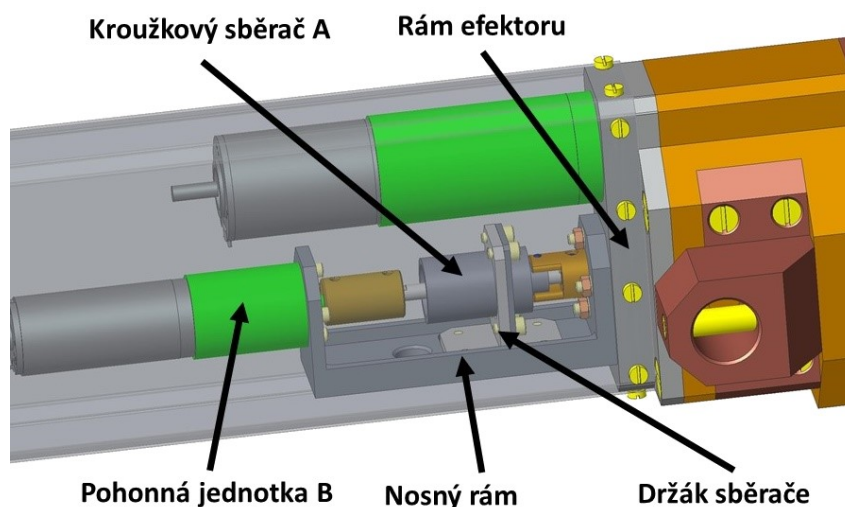
4.2.2 Konstrukční uspořádání

Pohonná jednotka B je připojena k hřídeli spojkou A. Spojka je použita OLDHAM od firmy T.E.A. TECHNIK [16]. Kroužkový sběrač A má průchozí otvor, kterým prochází hřídel. Hřídel je na druhé straně připojena ke spojce B. Spojka B je dále připojena k pohybovému šroubu a duté hřídeli Kroužkového sběrače A. Pohybový šroub pohybuje s maticí pohybového šroubu a zároveň unašečem. Unašeč je přes redukcí připojen ke kroužkovému sběrači B. Kroužkový sběrač B je přilepen k rámu B. Do rámu A je vyfrézována drážka pro kryt převodníku. V něm je přichycen tenzometrický převodník. Celé uspořádání prvků je znázorněno na Obr. 4.9.



Obr. 4.9 – Konstrukční uspořádání

Na Obr. 4.10 je detailněji zobrazeno uchycení kroužkového sběrače A. Ten je šrouby přichycen k držáku sběrače. Držák sběrače je šrouby přichycen k rámu efektoru. Držák motoru z jedné strany přichycuje pohonnou jednotku B a z druhé strany je přichycen k rámu efektoru.



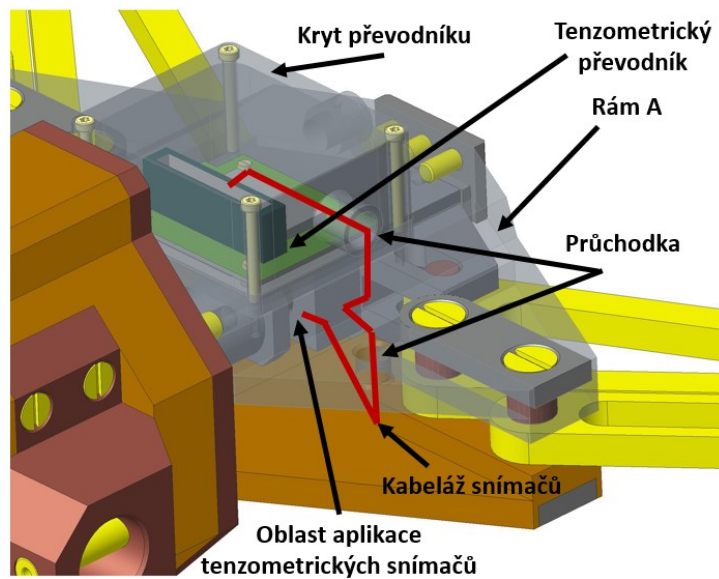
Obr. 4.10 – Přichycení kroužkového sběrače A

Varianta B má hmotnost 11,8 kg, délku 750 mm, šířku 517 mm a výšku 130 mm. Oproti původnímu stavu se hmotnost navýšila přibližně o 0,6 kg. Při úpravě konstrukce se navýšila délka krytu o 80 mm.

4.2.3 Elektronika

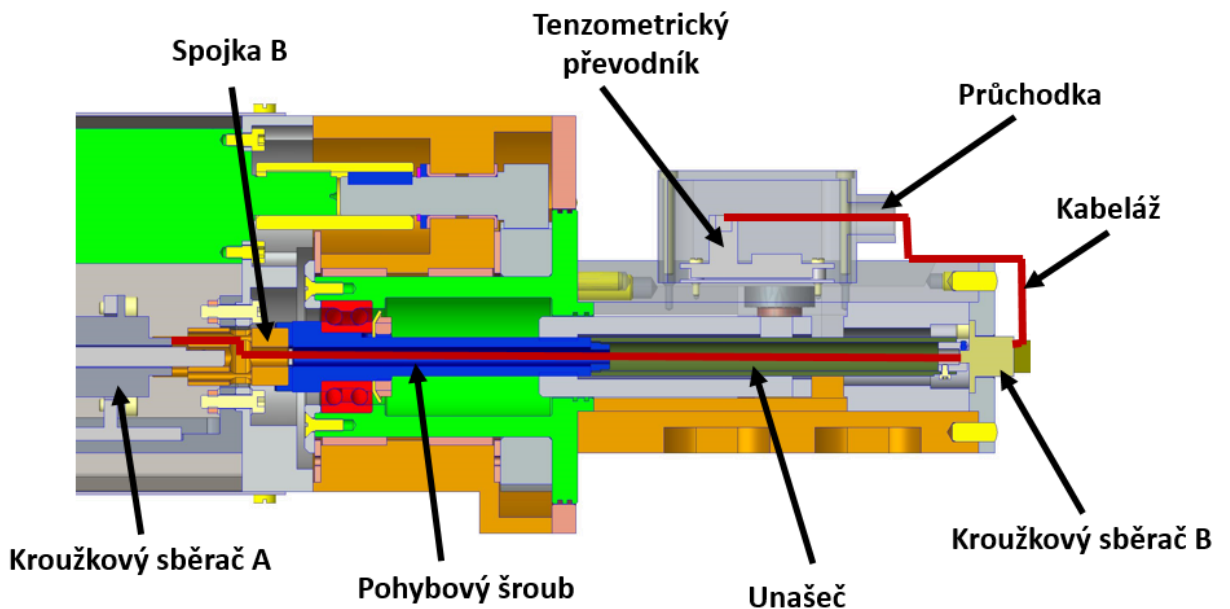
Analogový signál z tenzometrů je převeden v tenzometrickém převodníku na digitální signál. Tenzometrický převodník je použit TE485 od firmy Papouch [21]. Snížení vstupního napájecího napětí, které je 48 V, na požadované napětí bude realizováno předřadným rezistorem. Tenzometrický převodník je připojený rozhraním RS485 k převodníku RS485 na RS232 [17]. Tento převodník je připojen k řídicímu systému manipulační nástavby. Převodník RS485 na RS232 je umístěn u řídicího systému manipulační nástavby.

Vedení kabeláže je znázorněno na Obr. 4.11. Z tenzometrických snímačů vede kabeláž přes průchodku v rámu A. Poté vede kabeláž přes průchodku v krytu převodníku do tenzometrického převodníku. Kabeláž senzoru je složena ze čtyř vodičů.



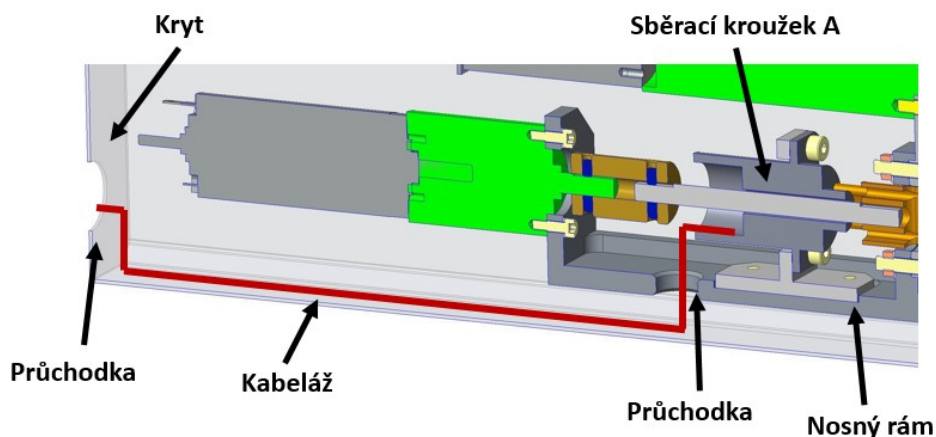
Obr. 4.11 – Vedení kabeláže od tenzometrických snímačů

Z tenzometrického převodníku vede kabeláž ke kroužkovému sběrači B. Z něj je přes unašeč a díru v pohybovém šroubu vyvedena spojka B do kroužkového sběrače A. Kroužkové sběrače zde umožňují vedení kabeláže při současném kontinuálním otáčení čelistí. Kabeláž je složena ze 4 vodičů. Dva vodiče jsou datové a dva zajišťující napájení. Vedení kabeláže od tenzometrického převodníku ke kroužkovému sběrači A je znázorněno na Obr. 4.12.



Obr. 4.12 – Vedení kabeláže od tenzometrického převodníku

Ze sběracího kroužku A pokračuje kabeláž přes průchodku v nosném rámu směrem k průchodce v krytu, jak je znázorněno na Obr. 4.13.



Obr. 4.13 – Vedení kabeláže od sběracího kroužku A

4.2.4 Použité komponenty

Varianta B předpokládá nákup (mimo spojovacího materiálu, polotovarů, kabeláže a průchodek) tenzometrického převodníku, tenzometrů, dvou kroužkových sběračů a převodníku RS485 na RS232. Převodník RS485 na RS232 je použit stejný, jako u varianty A. Ostatní použité komponenty se budou vyrábět.

Tenzometrický převodník TE485

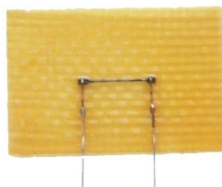
Tenzometrický převodník TE485 od firmy Papouch převádí analogovou hodnotu ze snímačů na digitální číslo. Komunikuje přes komunikační rozhraní RS 485 a je napájen napětím 8-30 V. Výstupem z převodníku je buď hodnota v nastaveném zatížení, nebo se může číst tzv. surová hodnota z převodníku. Výstupní rozlišení je 32 767 dílků. Proudový odběr je 20 mA při 12 V. Stupeň krytí IP65. Pracovní teplota -20 °C až +70 °C. [21] Z důvodu nevyhovujících rozměrů krytu tenzometrického převodníku byla elektronika z tohoto krytu vyjmuta. Na Obr. 4.14 je zobrazen tenzometrický převodník v původním krytu.



Obr. 4.14 – Tenzometrický převodník TE485 [21]

Tenzometry

Tenzometry jsou použity od firmy VTS ZLÍN s typovým označením EP120-3-12-G. Jedná se o polovodičové tenzometry s podložkou. Jmenovitý odpor tenzometrů je 120 Ohm, K faktor + 120 a délkou aktivní části tenzometru 3 mm. [22]. Na Obr. 4.15 je znázorněn polovodičový tenzometr s podložkou od firmy VTS ZLÍN.



Obr. 4.15 – Polovodičový tenzometr od firmy VTS ZLÍN [22]

Kroužkové sběrače

Kroužkové sběrače umožňují vedení kabeláže ze stacionární části do rotační při neomezeném otáčení rotační části. Kroužkový sběrač A je od firmy Megatron a nese označení CA12X4HAL. Tento sběrač má dutou hřídel s otvorem 7 mm. Počet kroužků je 12 a každým může protékat proud až 2 A. Nevyžaduje mazání, má minimální hlučnost a nízké tření. Pracovní teplota je od -40 °C do + 82 °C. [23]. Na Obr. 4.16 je zobrazen sběrací kroužek CA12X4HAL.



Obr. 4.16 – Sběrací kroužek s dutou hřídelí CA12X4HAL [23]

Kroužkový sběrač B je od firmy Servo-drive a nese označení KS12-6x2A. Má 6 kroužků a každým může protékat proud až 2 A. Nevyžaduje mazání, má minimální hlučnost a nízké tření. Pracovní teplota je od -20 °C do + 80 °C. [24] Na Obr. 4.17 je zobrazen sběrací kroužek KS12- 6x2A.



Obr. 4.17 – Sběrací kroužek KS12-6x2A [24]

4.2.5 Náklady na úpravu

Byly vypočteny náklady na úpravu konstrukce varianty B. U prvků, které se musí vyrábět, nebo upravovat, byla cena stanovena stejně, jako u varianty A.

Výpočet nákladů na úpravou konstrukce jsou znázorněny v Tab. 4.3. Doba výroby zobrazená v tabulce je pouze předpokládaná a může se od skutečné lišit.

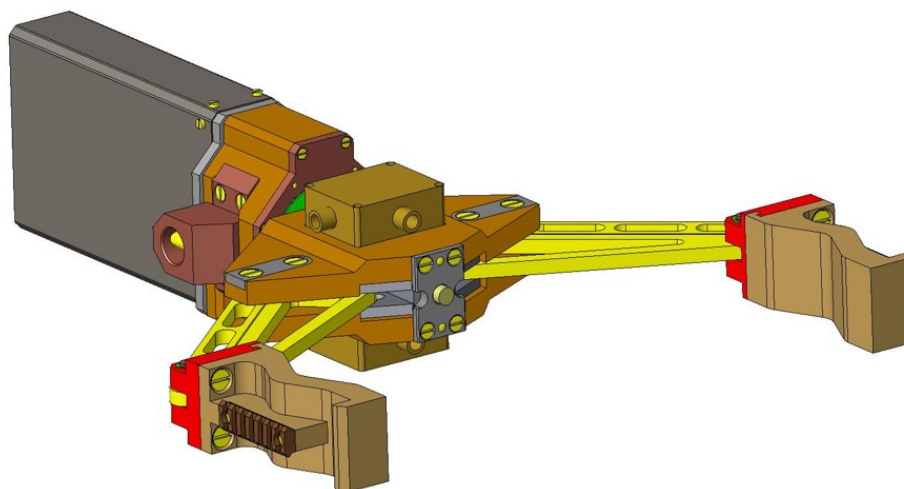
Tab. 4.3 Náklady na úpravu

Náklady na úpravu							
Součást	Počet kusů [-]	Materiál	Cena polotovaru [Kč]	Výroba	Doba výroby [hod]	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Kryt	1	Hliník	44	Řezání, ohýbání, svařování, vrtání	2,5	1044	1044
Nosný rám	1	Hliník	122	CNC obrábění	6	6122	6122
Spojka A	1	-	335	vrtání	0,3	455	455
Hřídel	1	Ocel	1	Klasické obrábění	0,2	90	91
Sběrací kroužek A	1	-	7722	Frézování, vrtání	0,2	7802	7802
Spojka B	1	Ocel	3	CNC obrábění	2	2003	2003
Držák sběrače	1	Hliník	35	Klasické obrábění	2	935	935
Rám efektoru	1	Hliník	170	CNC obrábění	8	8170	8170
Pohybový šroub	1	Ocel	12	CNC obrábění	4	4012	4012
Matice pohybového šroubu	1	Ocel	198	CNC obrábění	5	5198	5198
Průchodka	1	Hliník	5	Klasické obrábění	0,5	230	230
Redukce	1	Ocel	1	Klasické obrábění	0,5	226	226
Sběrací kroužek B	1	-	2315	Klasické obrábění	0,5	2540	2540
Rám 2	1	Hliník	23	CNC obrábění	2	2023	2023
Rám A	1	Hliník	456	CNC obrábění	5	5456	5456
Kryt převodníku	1	Hliník	111	CNC obrábění	2	2111	2111
Tenzometrický převodník	1	-	3255	-	-	3255	3255
Tenzometr	4	-	352	-	-	352	1408
Převodník RS485-RS232	1	-	250	-	-	250	250
Spojovací materiál	1	-	-	-	-	0	300
Ostatní	1	-	-	-	-	0	750
Cena celkem							54381

Odhadované celkové náklady na úpravu varianty B činí 54 381,-Kč.

4.3 Varianta C – měření úchopné síly na táhlech efektoru

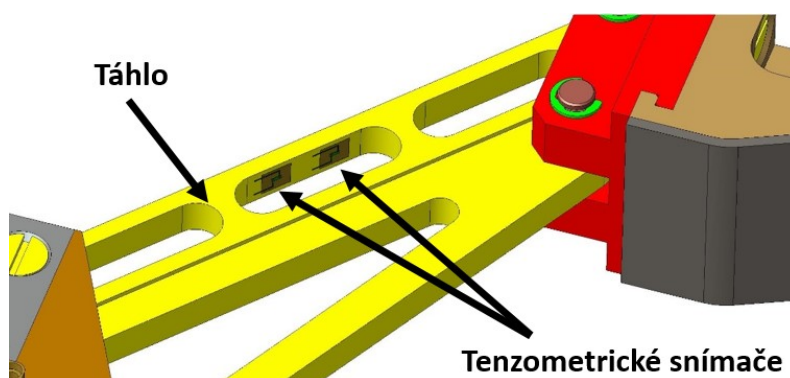
Na Obr. 4.7 je znázorněn pohled na variantu B.



Obr. 4.18 – Varianta B

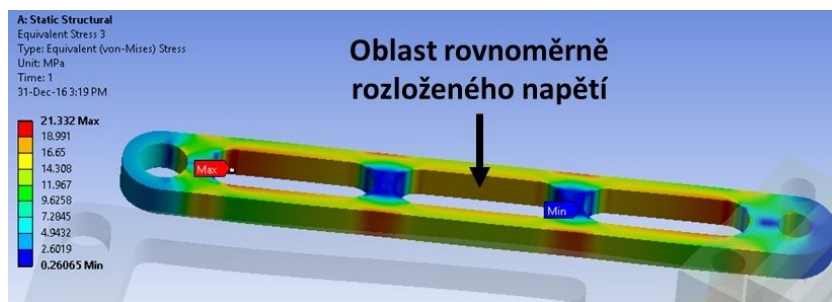
4.3.1 Měření úchopné síly

Měření úchopné síly je realizováno na táhlech efektoru. Jako senzor jsou zde použity tenzometry, které jsou nalepeny v drážce táhel, jak je znázorněno na Obr. 4.19. Tenzometrické snímače jsou umístěny na obou táhlech a mohou tak zjišťovat úchopnou sílu každé čelisti zvlášť.



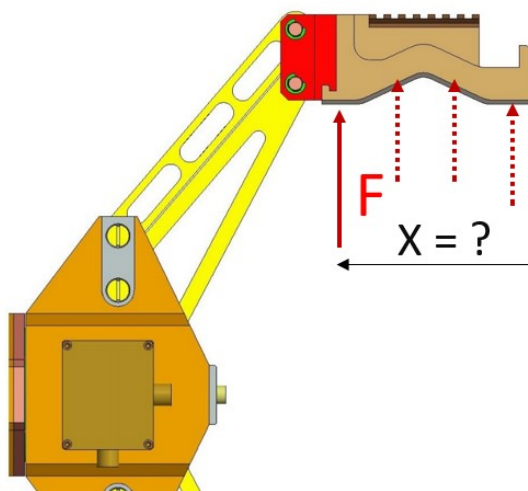
Obr. 4.19 – Umístění tenzometrických snímačů

Oblast umístění tenzometrů na táhle je vybrána s ohledem na rozložení napětí při namáhání úchopnou silou. Toto namáhání bylo simulováno v programu ASYS a je znázorněno na Obr. 4.20.



Obr. 4.20 – Rozložení napětí v táhle

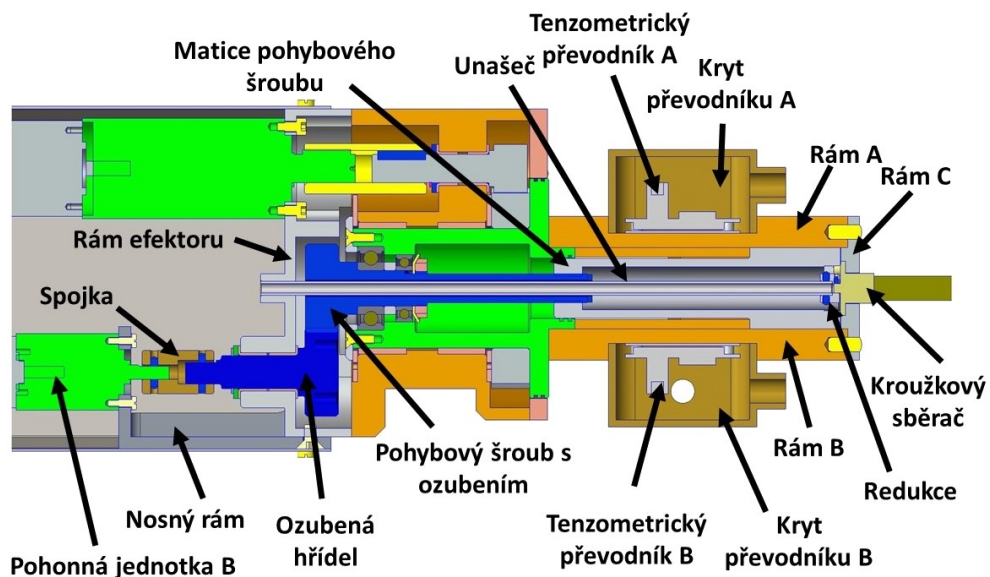
Deformace na táhle se mění v závislosti na umístění působící síly na čelist (Obr. 4.21). Z důvodu nspecifikovaného OM je nejisté, ve kterém místě čelisti bude úchopná síla působit. Není tak zaručena přesnost měření.



Obr. 4.21 – Působící síla na čelist

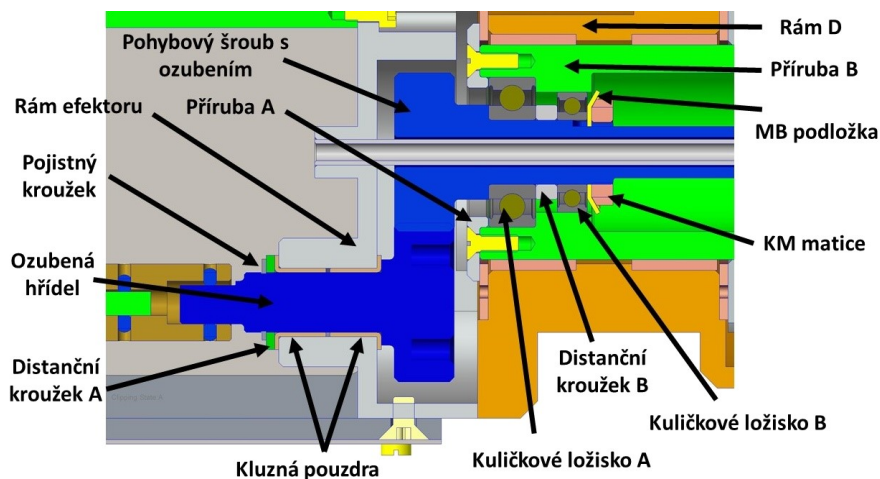
4.3.2 Konstrukční uspořádání

Pohonná jednotka B je připojena k ozubené hřídeli spojkou A. Tato pohybová jednotka je uchycena nosným rámem. Ten je pomocí šroubů přichycen k rámu efektoru. Spojka A je použita OLDHAM od firmy T.E.A. TECHNIK [16]. Přes ozubení je poháněn pohybový šroub s ozubením. Pohybový šroub pohybuje s maticí pohybového šroubu. Ta unáší táhla stejným způsobem, jako je to řešeno v původní variantě. Unášec vede dutou maticí pohybového šroubu a dutým pohybovým šroubem. Z jedné strany je unášec přichycen k rámu efektoru pomocí šroubu (není zobrazeno na Obr. 4.22). Z druhé strany je redukci připojen ke kroužkovému sběrači. Tím je zajištěno neporušení kabeláže při kontinuálním otáčení čelistí. V rámu A i v rámu B jsou vyfrézovány drážky pro kryty převodníků, ve kterých jsou umístěny tenzometrické převodníky. Celé uspořádání prvků je znázorněno na Obr. 4.22.



Obr. 4.22 – Konstrukční uspořádání

Na Obr. 4.23 je detailněji zobrazeno uložení ozubeného soukolí. Ozubená hřídel je uložena v rámu efektoru. Otočné uložení této hřídele vůči rámu efektoru je zajištěno kluznými pouzdry. Proti axiálnímu posuvu je hřídel pojištěna pojistným kroužkem a osazením na hřídeli. Mezi tímto kroužkem a kluzným pouzdem je distanční kroužek A. Ozubená hřídel pohání pohybový šroub s ozubením. Ta je uložena v přírubě B pomocí kuličkových ložisek. Ty jsou od sebe odděleny distančním kroužkem B. Proti axiálnímu posuvu je pohybový šroub s ozubením pojištěn osazením na tomto šroubu a KM maticí s MB podložkou.



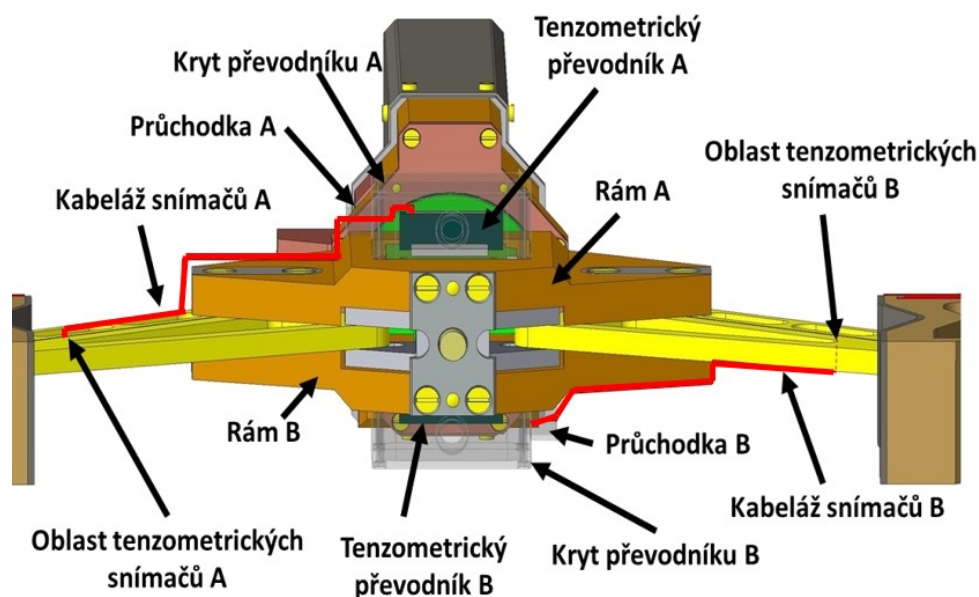
Obr. 4.23 – Detail uložení ozubeného soukolí

Varianta B má hmotnost 12,5 kg, délku 690 mm, šířku 517 mm a výšku 150 mm. Oproti původnímu stavu se hmotnost navýšila přibližně o 1,3 kg. Při úpravě konstrukce se navýšila délka krytu o 40 mm a celková výška efektoru o 20 mm.

4.3.3 Elektronika

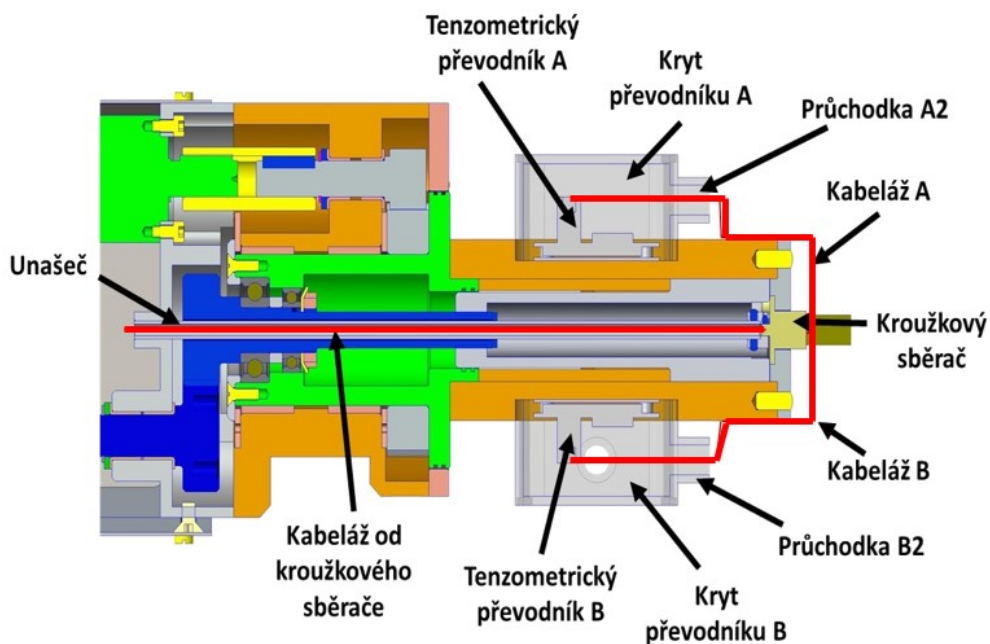
Analogový signál z tenzometrů je převeden v tenzometrickém převodníku na digitální signál. Tenzometrický převodník je připojený rozhraním RS485 k převodníku RS485 na RS232 [17]. Tento převodník je připojen k řídicímu systému manipulační nástavby. Převodník RS485 na RS232 je umístěn u řídicího systému manipulační nástavby. Tenzometrický převodník je použit stejný, jako ve variantě B. Tenzometrické převodníky jsou dva. Snížení vstupního napájecího napětí, které je 48 V, na požadované napětí bude realizováno předřadným rezistorem.

Vedení kabeláže je znázorněno na Obr. 4.24. Vedení kabeláží z obou oblastí aplikací tenzometrických snímačů je totožné a jejich umístění je symetrické. Je proto popsáno vedení kabeláže z oblasti tenzometrických snímačů A. Odsud vede kabeláž průchodkou A v krytu převodníku A do tenzometrického převodníku A. Kabeláž snímačů A je složena ze čtyř vodičů. Stejný počet vodičů osahuje kabeláž snímačů B.



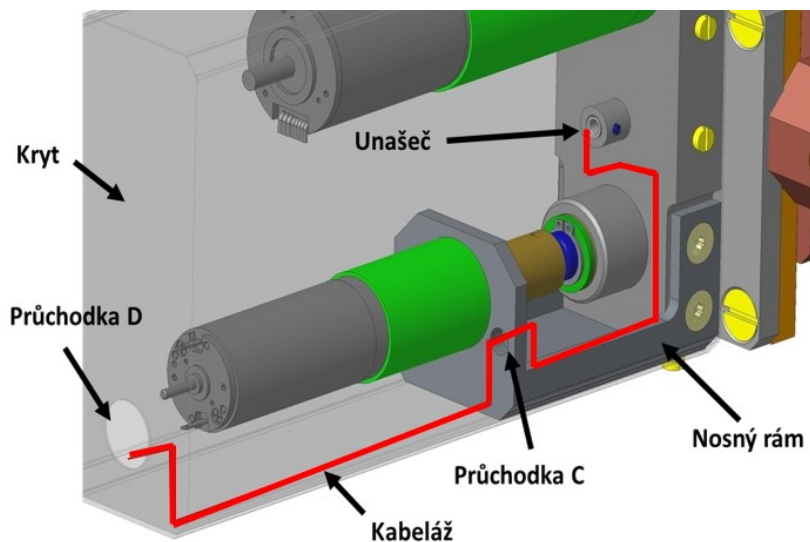
Obr. 4.24 – Vedení kabeláže od tenzometrických snímačů

Z tenzometrického převodníku A i B vedou kabeláže skrz průchodky ke kroužkovému sběrači. Z něj jsou vyvedeny unášecem. Kabeláž A je složena ze 4 vodičů. Dva datové vodiče a dva zajišťující napájení. Stejný počet vodičů obsahuje kabeláž B. Napájecí kabely jsou před vstupem do kroužkového sběrače spojeny. Spojeny jsou též datové kabely. Komunikace přes RS 485 toto spojení dovoluje. Vedení kabeláže od tenzometrických převodníků je znázorněna na Obr. 4.24.



Obr. 4.25 – Vedení kabeláže od tenzometrických převodníků

Z unašeče je kabeláž dále vedena přes průchodku C v nosném rámu až do průchodky D v krytu. Znázornění umístění této kabeláže je na Obr. 4.26.



Obr. 4.26 – Vedení kabeláže od unašeče

4.3.4 Použité komponenty

Varianta C předpokládá nákup (mimo spojovacího materiálu, polotovarů, kabeláže a průchodek) dvou tenzometrických převodníků, tenzometrů a kroužkového sběrače a převodníku RS485 na RS232. Tyto komponenty jsou totožné jako u varianty B. Ostatní použité komponenty se budou vyrábět.

4.3.5 Náklady na úpravu

Byly vypočteny náklady na úpravu konstrukce varianty C. Výpočet nákladů byl stanoven stejným způsobem jako u předchozích variant a je znázorněn v Tab. 4.4. Doba výroby je pouze předpokládaná a může se od skutečné lišit. Odhadované celkové náklady na úpravu varianty C činí 80 304,-Kč.

Tab. 4.4 Náklady na úpravu

Náklady na úpravu							
Součást	Počet kusů [-]	Materiál	Cena polotovaru [Kč]	Výroba	Doba výroby [hod]	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Kryt	1	Hliník	47	Řezání, ohýbání, svařování, vrtání	2,5	1047	1047
Nosný rám	1	Hliník	139	CNC obrábění	6	6139	6139
Spojka	1	-	335	vrtání	0,3	455	455
Ozubená hřídel	1	OCEL	21	CNC obrábění	6	6021	6021
Kluzné pouzdro	2		130	-	-	130	260
Příruba B	1	OCEL	925	CNC obrábění	7	7925	7925
Rám D	1	Hliník	544	CNC obrábění	12	12544	12544
Rám efektoru	1	Hliník	284	CNC obrábění	8	8284	8284
Pohybový šroub	1	OCEL	37	CNC obrábění	4	4037	4037
Matice pohyb. šroubu	1	OCEL	265	CNC obrábění	5	5265	5265
Redukce	1	Hliník	1	Klasické obrábění	0,5	226	226
Ložiska	2	-	-	-	-	160	160
Sběrací kroužek	1	-	3625	Klasické obrábění	0,5	3850	3850
Unašeč	1	Hliník	2	ojehlení hran, řezání	0,5	202	202
Rám C	1	Hliník	13	CNC obrábění	2	2013	2013
Rám A, B	2	Hliník	456	CNC obrábění	3	3456	6912
Kryt převodníku	2	Hliník	111	CNC obrábění	2	461	922
Tenzometrický převodník	2	-	3255	-	-	3255	6510
Tenzometr	16		352			352	5632
Převodník RS485-RS232	1	-	250	-	-	250	250
Spojovací materiál	1	-	-	-	-	-	400
Ostatní	1	-	-	-	-	-	1250
Cena celkem							80304

5 Kriteriaální analýza

K výběru optimální navržené varianty je použita metoda kriteriaální analýzy.

5.1 Hodnotící kritéria

Zvolená kritéria pro hodnocení variant jsou zobrazena v Tab. 5.1.

Tab. 5.1 Zvolená kritéria pro hodnocení efektoru

Označení kritéria	Kritérium
K1	Hmotnost
K2	Přesnost měření
K3	Rozměry
K4	Složitost konstrukce/ montáže
K5	Cena

Hmotnost – hmotnost by měla být co nejmenší, neboť má přímý vliv na nosnost ramene a jeho kinematické vlastnosti.

Přesnost měření – přesnost měření by měla být co největší, neboť má vliv na bezpečnost uchopování OM.

Rozměry – rozměry efektoru by měli být co nejmenší, zejména pro lepší manipulaci efektoru v prostoru.

Složitost konstrukce / montáže – složitost konstrukce a montáže by měla být co nejmenší.

Cena – pořizovací cena nových komponent pro danou variantu by měla být co nejmenší.

5.2 Hodnocení plnění kritérií

Význam bodového hodnocení je znázorněn podle Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Význam hodnocení

Hodnocení	Význam hodnocení
1	Vysoká úroveň
2	Dobrá úroveň
3	Průměrná úroveň
4	Nízká úroveň
5	Nevyhovující úroveň

Bodové hodnocení plnění kritérií je znázorněno v Tab. 5.3. Pro vyplnění bodového ohodnocení kritérií K1, K3, K5, bylo využito znalosti jejich přibližných hodnot. Z tohoto důvodu je bodového ohodnocení těchto kritérií přesnější. Pro kritérium K1 bylo stanoveno hodnocení 1 při hmotnosti 11,2 kg, což odpovídá hmotnosti původního efektoru a hodnocení 5 pro hmotnost efektoru 13 kg. Z těchto hodnot byla vypočtena lineární závislost a pomocí ní bylo dopočteno bodové hodnocení kritéria K1 pro dané varianty. Pro kritérium K5 bylo stanoveno hodnocení 1 při hodnotě 30 000,- Kč a hodnocení 5 pro hodnotu 110 000,- Kč.

Tab. 5.3 Bodové hodnocení plnění kritérií

Označení kritéria	Varianta A	Varianta B	Varianta C
K1	2,44	2,68	4,18
K2	4	2	3
K3	2	3	3
K4	1	2	4
K5	4,54	2,21	3,52

5.3 Určení významnosti

Určení významnosti bylo provedeno dle metody porovnávání v trojúhelníku, jak je znázorněno v Tab. 5.4.

Tab. 5.4 Určení významnosti

Porovnávané páry kritérií				Počet voleb	Pořadí
K1	K1	K1	K1	2,5	2
K2	K3	K4	K5		
	K2	K2	K2	4	1
	K3	K4	K5		
		K3	K3	2	3
		K4	K5		
			K4	0	5
			K5	1,5	3

5.4 Závislost váhy významnosti na počtu voleb

Váha významnosti je lineárně závislá na počtu voleb a může být popsána lineární rovnicí, jejíž základní tvar je:

$$q = k \cdot v + b \quad (5.1)$$

Kde: v – počet voleb, q – váha významnosti, k – směrnice přímky, b – posunutí přímky.

Po dosazení nejnižší hodnoty $v = 0$ a přiřazením nejnižší hodnoty významnosti $q = 1$ do vztahu (5.1) se získá rovnice:

$$1 = k \cdot 0 + b$$

Dále po dosazení nejvyšší hodnoty $v = 4$ a přiřazením nejvyšší hodnoty významnosti $q = 2$ do vztahu (5.1) se získá rovnice:

$$2 = k \cdot 4 + b$$

Jsou tak dvě rovnice o dvou neznámých:

$$1 = k \cdot 0 + b$$

$$2 = k \cdot 4 + b$$

Jejichž řešení je:

$$k = 0,25, b = 1$$

Pomocí dopočítaných koeficientů se určí vztah pro závislost váhy významnosti na počtu voleb, kterou popisuje lineární rovnice:

$$q = 0,25 \cdot v + 1$$

5.5 Váha významnosti pro jednotlivá kritéria

Dle vypočteného vztahu se spočetla váha významnosti pro jednotlivá kritéria a byla zapsána do Tab. 5.5.

Tab. 5.5 Váha významnosti jednotlivých kritérií

Označení kritéria	Váha významnosti
K1	1,63
K2	1
K3	0,5
K4	0
K5	0,38

5.6 Hodnocení variant

Zde se vypočetl celkový vážený index jako součet součinů bodových hodnocení a váhy významnosti pro jednotlivé varianty, jak je znázorněno v Tab. 5.6 až Tab. 5.8.

Tab. 5.6 Celkový vážený index první varianty

Označení kritéria	Varianta A		
	Bodové hodnocení	Váha významnosti	Vážený index
K1	2,56	1,63	4,16
K2	4	1	4
K3	2	0,5	1
K4	1	0,0	0
K5	4,54	0,38	1,70
Celkový vážený index			10,86

Tab. 5.7 Celkový vážený index druhé varianty

Označení kritéria	Varianta B		
	Bodové hodnocení	Váha významnosti	Vážený index
K1	2,3	1,63	3,74
K2	2	1	2
K3	3	0,5	1,5
K4	2	0	0
K5	2,21	0,38	0,83
Celkový vážený index			8,07

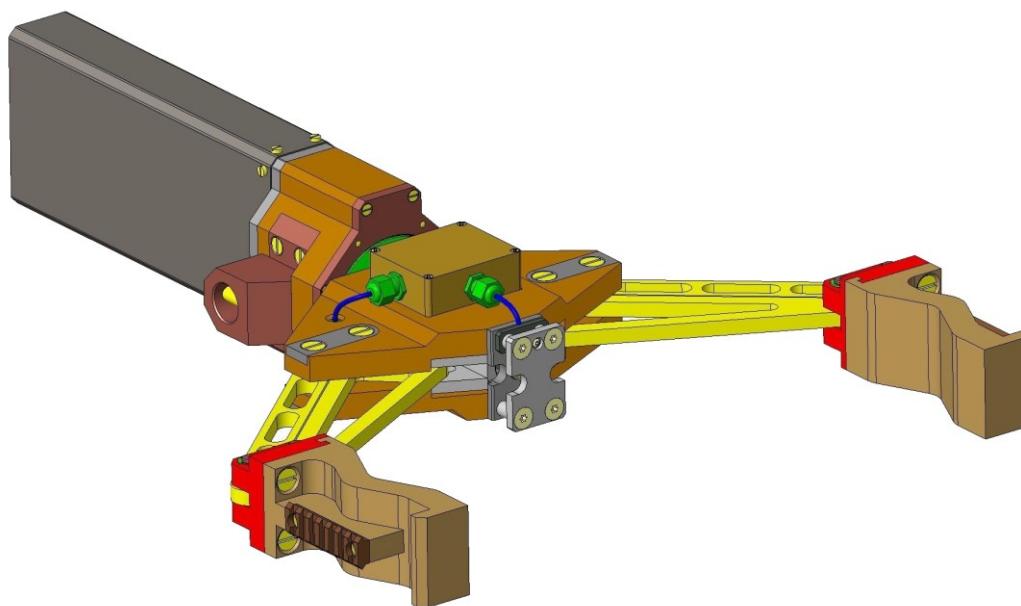
Tab. 5.8 Celkový vážený index třetí varianty

Označení kritéria	Varianta C		
	Bodové hodnocení	Váha významnosti	Vážený index
K1	3,9	1,63	6,34
K2	3	1	3
K3	3	0,5	1,5
K4	4	0	0
K5	3,52	0,38	1,32
Celkový vážený index			12,16

Optimální varianta je ta s nejnižším celkovým váženým indexem. Jako optimální varianta je tedy zvolena varianta B.

6 Popis optimální varianty

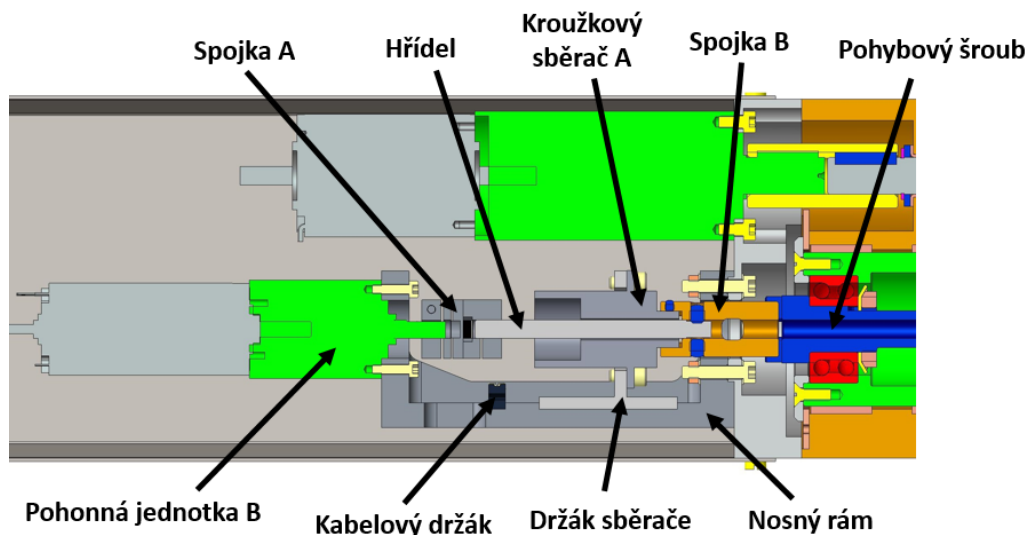
Při detailnějším zpracování optimální varianty bylo do modelu přidáno několik konstrukčních prvků. Jedná se především o prvky zabezpečující vedení a uchycení kabeláže. Kabeláž byla vymodelována ve 3D modelu pro ověření dostupnosti této kabeláže do všech potřebných míst. K vybraným částem mechanismu byly provedeny výpočty a pevnostní analýzy. Detailněji je popsána elektronika, elektronické schéma, výběr a zapojení tenzometrických snímačů. Na Obr. 6.1 je zobrazena optimální varianta po jeho úpravách.



Obr. 6.1 – Navržený efektor

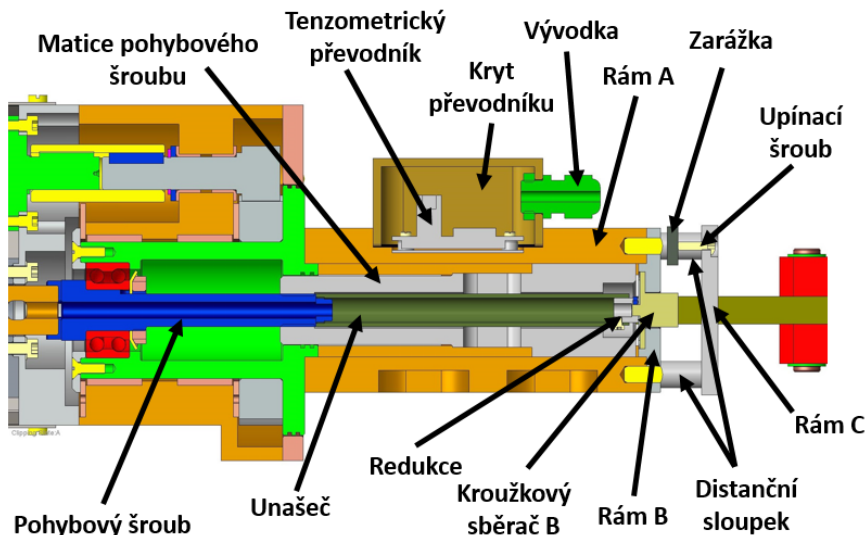
6.1 Konstrukční řešení

Do konstrukce bylo přidáno několik prvků. Část konstrukce je zobrazena na Obr. 6.2. Na základě výpočtů a pevnostních analýz byly rozměry a tvary některých prvků upraveny. K nosnému rámu je přilepen kabelový držák. Ten slouží k pevnému přichycení kabelu vedoucímu do kroužkového sběrače A. Pohonná jednotka B je připojena k hřídeli spojkou A. Kroužkový sběrač A má průchozí otvor, kterým prochází hřídel. Hřídel je na druhé straně připojena ke spojce B. Spojka B a je připojena k pohybovému šroubu.



Obr. 6.2 – Řez částí efektoru

Další část mechanismu je zobrazena na Obr. 6.3. Pohybový šroub pohybuje s maticí pohybového šroubu a zároveň otáčí unašečem. Unašeč je přes redukcí připojen ke kroužkovému sběrači B. Kroužkový sběrač B je přilepen k rámu B. K rámu B je přes distanční sloupky připevněn šrouby Rám C. Do rámu C je vyřezán závit pro upínací šroub. Ten zajišťuje upevnění kabelu mezi zářázkou a rámem B. Do rámu A je vyfrézována drážka pro kryt převodníku. K němu je přilepen tenzometrický převodník. Kryt převodníku je přišroubován k rámu A. Mezi krytem převodníku a rámem A je těsnění. Vývodka je přichycena ke krytu převodníku.



Obr. 6.3 – Řez částí efektoru

Navržená optimální varianta má hmotnost 12,1 kg, délku 750 mm, šířku 517 mm a výšku 130 mm. Oproti původnímu stavu se hmotnost navýšila přibližně o 0,9 kg. Při úpravě konstrukce se navýšila délka krytu oproti původnímu stavu o 80 mm.

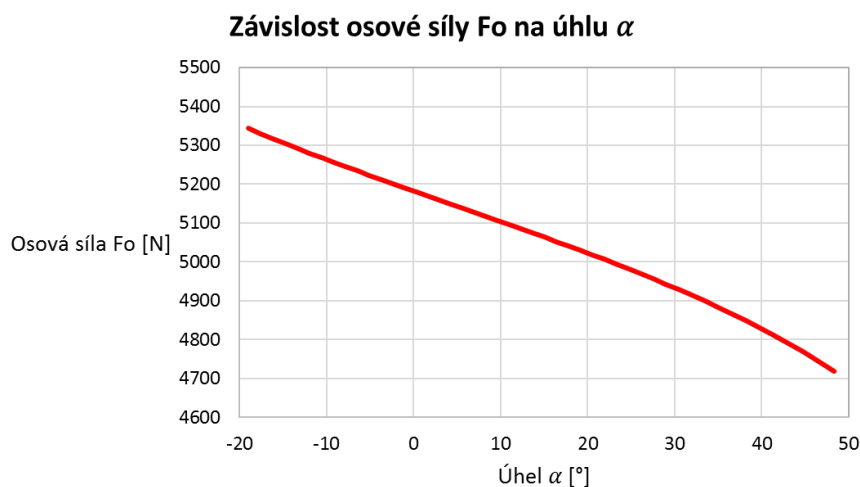
Vyjádří se úhel β , přičemž pro úhly α a β platí:

$$\alpha + 90^\circ = \beta + 95^\circ \Rightarrow \beta = \alpha - 5^\circ \quad (6.2)$$

Dále se dosadí vyjádřený úhel β do rovnice (6.1). Osová síla se musí vynásobit hodnotou 2 z důvodu, že čelisti jsou na efektoru dvě. Pro osovou sílu pak platí vztah:

$$F_o = 2 \cdot \frac{l_2 \cdot \cos(\alpha) \cdot U}{l_1 \cdot \cos(\alpha - 5^\circ)}$$

Osová síla F_o tohoto mechanismu se mění v závislosti na úhlu α . Ten se může pohybovat v rozmezích $-18,9^\circ$ až $49,3^\circ$. Na Obr. 6.6 je znázorněn průběh síly v závislosti na úhlu α .



Obr. 6.6 – Závislost osové síly F_o na úhlu α

Maximální síla působí při úhlu $\alpha -18,9^\circ$, což je při minimálním sevření čelistí, a nabývá hodnoty 5350 N. Průběh se shoduje s průběhem zjištěné osové síly pomocí Creo Mechanism.

Kontrola pohybového šroubu

Pohybový šroub má normalizovaný lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit TR 12x2. Materiál šroubu je vysokopevnostní ocel STRENX 960 [25], jejíž napětí na mezi kluzu je minimálně 960 MPa. Dovolенý tlak v závitě pohybového šroubu je 30 MPa. Výpočty byly provedeny podle skript doc. Kalába [26].

Úhel stoupání závitů

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{2}{\pi \cdot 11}\right) = 3,3^\circ \quad (6.3)$$

Redukovaný třecí úhel

$$\phi = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)}\right) = 10,6^\circ \quad (6.4)$$

Ověření samosvornosti

$$\psi \leq \phi \quad (6.5)$$

$$3,3^\circ \leq 10,6^\circ$$

Navržený šroub je samosvorný.

Obvodová složka reakce

$$F_{tz} = F_o \cdot \tan(\phi + \psi) = 5350 \cdot \tan(10,6 + 3,3) = 1\,321\, N \quad (6.6)$$

Moment třecí, složka reakce

$$M_{TZ} = F_{tz} \cdot \frac{d_2}{2} = 1\,321 \cdot \frac{11}{2} = 7\,270\, Nmm = 7,27\, Nm \quad (6.7)$$

Průřezový modul v krutu pro dutý profil

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_3^4 - d_0^4}{d_3}\right) = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{9,5^4 - 6^4}{9,5}\right) = 141,6\, mm^3 = 141,6 \cdot 10^{-9}\, m^3 \quad (6.8)$$

Smykové napětí

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{7,27}{141,6 \cdot 10^{-9}} = 51,32 \cdot 10^6\, Pa = 51,32\, MPa \quad (6.9)$$

Normálové napětí

$$\sigma = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_0^2)}{4}} = \frac{5\,350}{\frac{\pi \cdot (9,5^2 - 6^2)}{4}} = 125,56\, MPa \quad (6.10)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{125,56^2 + 4 \cdot 51,32^2} = 162,18\, MPa \quad (6.11)$$

Bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{960}{162,18} = 5,92 \quad (6.12)$$

Nosná hloubka závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{12 - 10}{2} = 1 \text{ mm} \quad (6.13)$$

Počet závitů

$$z = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot P_D} = \frac{5350}{\pi \cdot 11 \cdot 1 \cdot 30} = 5,16 \quad (6.14)$$

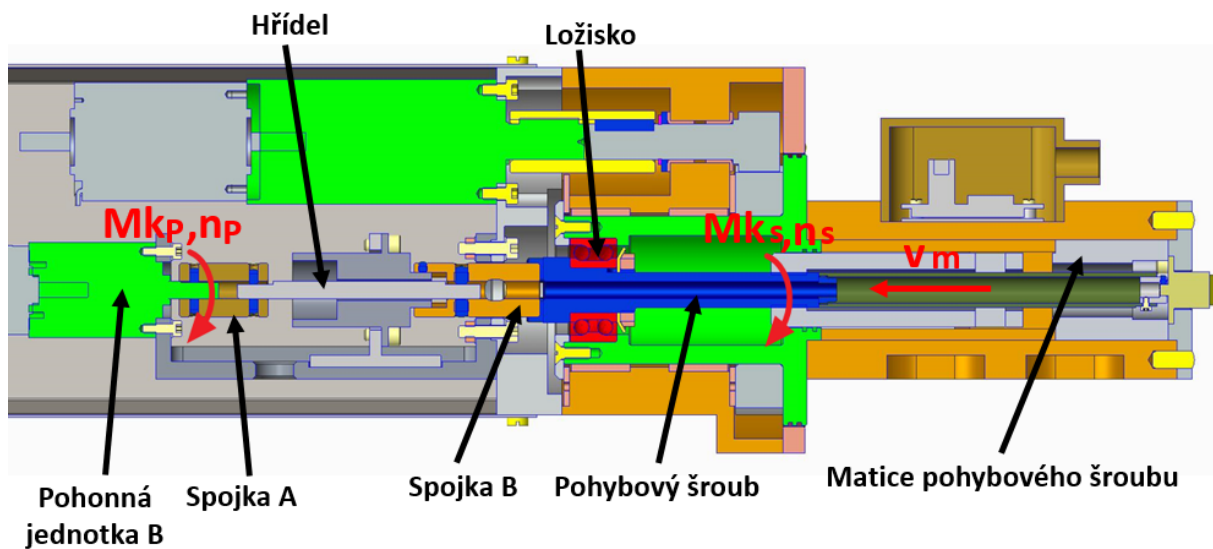
Výška matice

$$h_m = z \cdot P = 5,16 \cdot 2 = 10,3 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Navržený šroub podle výpočtů vyhovuje a také podroben pevnostní analýze.

Kontrola pohonné jednotky

Na Obr. 6.7 je znázorněn řez efektořem s označenou pohonnou jednotkou B.



Obr. 6.7 – Umístění KM matice

Krouticí moment pohybového šroubu

$$M_{KS} = M_{TZ} = 7,27 = 7,27 \text{ Nm} \quad (6.16)$$

Krouticí moment pohonné jednotky

$$M_{Kp} = M_{KS} \cdot \frac{1}{\eta_L} = 7,27 \cdot \frac{1}{0,98} = 7,41 \text{ Nm} \quad (6.17)$$

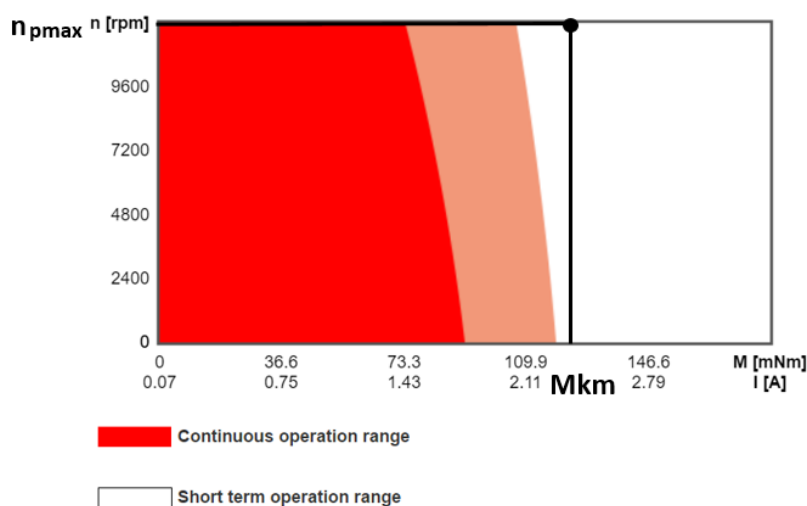
Pohonná jednotka se skládá z motoru a převodovky od firmy MAXON. Převodovka je planetová GP 32 C s převodový poměrem 86:1, maximálním krouticím momentem 7,5 Nm a účinností 70 % [27].

Motor je použit bezkomutátorový RE 30 s maximálním krouticím momentem 1,02 Nm a maximálními otáčkami 200 ot/s [28].

Požadovaný maximální krouticí moment motoru

$$M_{Km} = M_{Kp} \cdot \frac{1}{i_p} \cdot \frac{1}{\eta_p} = 7,41 \cdot \frac{1}{86} \cdot \frac{1}{0,7} = 0,12 \text{ Nm} \quad (6.18)$$

Pohon bude využíván převážně při nejvyšších otáčkách. Maximální krouticí moment motoru bude působit pouze krátkodobě. Podle katalogu výrobce byl ověřen potřebný moment pohonu. Obr. 6.8 znázorňuje provozní rozsah vybraného pohonu s vyznačeným požadovaným krouticím momentem a maximálními otáčkami.



Obr. 6.8 – Provozní rozsah pohonu [28]

Podle Obr. 6.8 lze vidět, že požadovaný krouticí moment může působit pouze krátkodobě, což ve skutečnosti také bude. Vybraný pohon tak vyhovuje.

Výpočet otáček pohybového šroubu a rychlosti sevření čelistí

Otáčky pohonu

$$n_s = n_{pmax} \cdot \frac{1}{i_p} = 200 \cdot \frac{1}{86} = 2,33 \frac{ot}{s} \quad (6.19)$$

Otáčky pohybového šroubu

$$n_s = n_p = 2,33 \frac{ot}{s} \quad (6.20)$$

Rychlost posuvu matice pohybového šroubu

$$v_s = n_s \cdot P = 2,33 \cdot 2 = 4,66 \frac{ot}{s} \quad (6.21)$$

Čas úplného sevření/rozevření

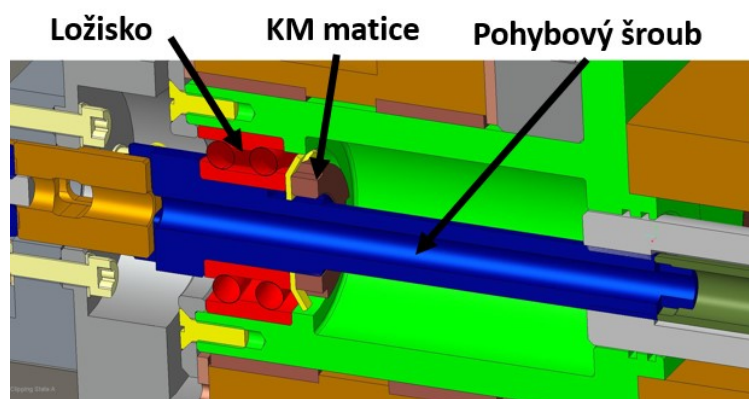
$$t_s = \frac{l_{sd}}{v_s} = \frac{47,5}{4,66} = 10,2 s \quad (6.22)$$

Rychlost rozevírání/svírání čelistí

$$v_{\zeta} = \frac{l_{\zeta}}{t_s} = \frac{400}{10,2} = 39,2 \frac{mm}{s} \quad (6.23)$$

KM matice

KM matice slouží k axiálnímu pojištění ložiska. Její umístění je zobrazeno na Obr. 6.9.



Obr. 6.9 – Umístění KM matice

KM matice je vybrána KM 2 od firmy SKF [29]. Tato matice má axiální statickou únosnost 14,6 kN. Axiální zatížení matice je maximálně 5350 N. Vybraná matice vyhovuje.

Kontrola ložiska

Ložisko je navrženo dvouřadé s kosoúhlým stykem 3202 od firmy ZKL [30]. Kontrola ložiska byla provedena dle výpočtů na internetových stránkách výrobce a následující výpočty byly z této stránky převzaty. Některé koeficienty výrobce neuvádí, proto nejsou ve vzorcích vyjádřeny číselně. Navržené ložisko podle výpočtů výrobce vyhovuje.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P_E = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot 20 + Y \cdot 5350 = 6272 \text{ N} \quad (6.24)$$

Základní trvanlivost

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_E}\right)^p = \left(\frac{10381}{6272}\right)^p = 4,5 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (6.25)$$

Základní trvanlivost v hodinách

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_E}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{10381}{6272}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 140} = 539,8 \text{ h} \quad (6.26)$$

Kontrola hřídele

Hřídel je vyrobena z vysokopevnostní oceli STRENGTH 960 [25], jejíž napětí na mezi kluzu je minimálně 960 MPa.

Průřezový modul v krutu hřídele

$$W_{kh} = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} = \frac{\pi \cdot 6^3}{16} = 42,41 \text{ mm}^3 = 42,41 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \quad (6.27)$$

Krouticí moment na hřídeli

$$M_{Kh} = M_{k_p} = 7,41 \text{ Nm} \quad (6.28)$$

Smykové napětí

$$\tau_h = \frac{M_{Kh}}{W_{kh}} = \frac{7,41}{42,41 \cdot 10^{-9}} = 174,79 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 174,79 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

Bezpečnost

$$k_h = \frac{R_e}{\tau_h} = \frac{960}{174,79} = 5,49 \quad (6.30)$$

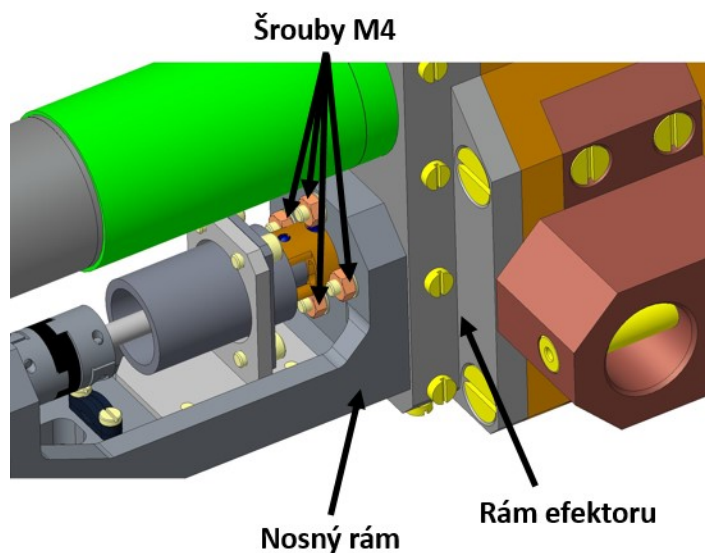
Navržená hřídel vyhovuje.

Kontrola spojky A

Spojka A je použita OLDHAM typu OX19G s maximálním přenášeným krouticím momentem 10 Nm a momentem setrvačnosti $59 \cdot 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ [16]. Na spojku bude působit maximální moment 7,41 Nm. Navržená spojka vyhovuje.

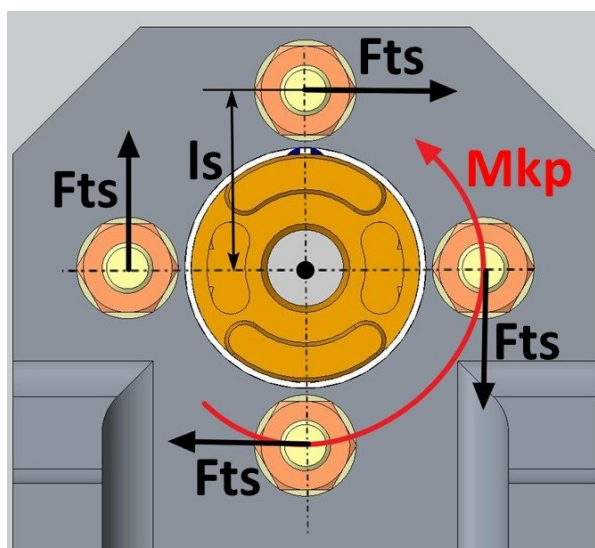
Kontrola šroubů nosného rámu

Umístění šroubů je znázorněno na Obr. 6.10. Šrouby mají pevnostní třídu 12.9. Mez kluzu těchto šroubů je 1080 MPa a dovolené napětí v tlaku závitu je 250 MPa.



Obr. 6.10 – Umístění šroubů spojujících nosný rám a rám efektoru

Šrouby musí vyvolat mezi spojovacími součástmi potřebnou třecí sílu, která zachytí krouticí moment od pohonu, jak je znázorněno na Obr. 6.11.



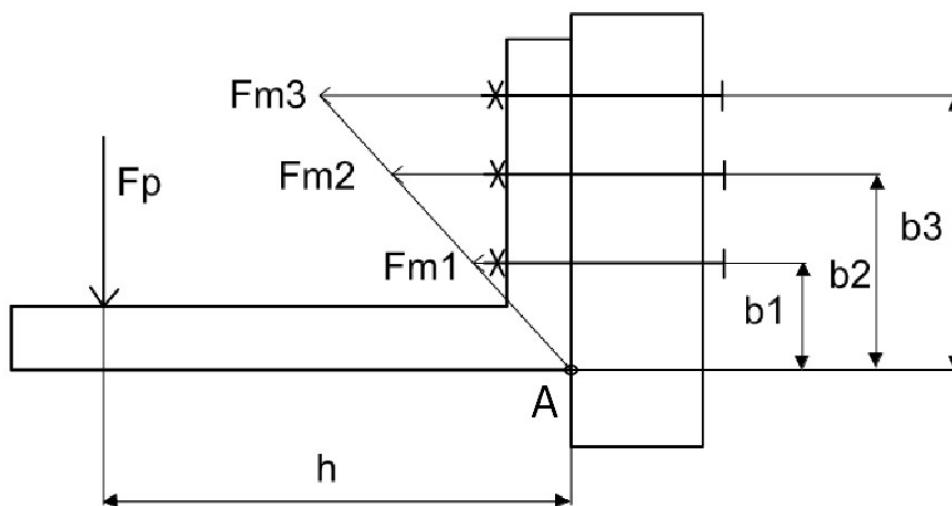
Obr. 6.11 – Reakce od krouticího momentu

Potřebná třecí síla spojovacích šroubů

$$F_{ts} = \frac{M_{KP} \cdot 1000}{i_s \cdot l_s} = \frac{7,41 \cdot 10000}{4 \cdot 14} = 132,32 \text{ N} \quad (6.31)$$

Osová síla ve šroubu

$$F_{Os} = \frac{k_{SS} \cdot F_{ts}}{f_s} = \frac{1,5 \cdot 132,32}{0,1} = 1\,985\, N \quad (6.32)$$



Obr. 6.12 – Tahové síly od naklonené spojované součásti

Šrouby musí zachytit také přidavné tahové síly od naklonění spojované součásti kolem bodu A momentem silové dvojice (viz. Obr. 6.12). Samotnou sílu F_p zachytí osazení na rámu efektoru. Přidavnou sílu pro šrouby jsou určeny z momentové rovnováhy:

$$F_p \cdot h = F_{M1} \cdot b_1 + 2 \cdot F_{M2} \cdot b_2 + F_{M3} \cdot b_3 \quad (6.33)$$

Nejnámáhavější šroub je ten, který je namáhán přidavnou silou F_{M3} . Tato síla se určí ze vztahu:

$$\frac{F_{M1}}{b_1} = \frac{F_{M2}}{b_2} = \frac{F_{M3}}{b_3} \quad (6.34)$$

Ze vztahu (6.34) se určí F_{M2} a F_{M3} :

$$F_{M1} = \frac{F_{M3} \cdot b_1}{b_3} \quad (6.35)$$

$$F_{M2} = \frac{F_{M1} \cdot b_2}{b_1} \quad (6.36)$$

Po dosazení vztahů (6.35) a (6.36) do rovnice (6.33) a vyjádřením síly F_{M3} z této rovnice se dostane tvar:

$$F_{M3} = \frac{F_p \cdot h}{\frac{b_1^2}{b_3} + 2 \cdot \frac{b_2^2}{b_3} + b_3} = \frac{0,934 \cdot 1000}{\frac{18^2}{46} + 2 \cdot \frac{32^2}{46} + 46} = 9,58\, N$$

Celková síla v ose šroubu

$$F_{OCs} = F_{Os} + F_{M3} = 1\,985 + 9,58 = 1994,58\text{ N} \quad (6.37)$$

Úhel stoupání závitů

$$\psi_s = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{0,7}{\pi \cdot 3,545}\right) = 3,6^\circ \quad (6.38)$$

Redukovaný třecí úhel

$$\phi_s = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_s}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 11,74^\circ \quad (6.39)$$

Ověření samosvornosti

$$\psi_s \leq \phi_s \quad (6.40)$$

$$3,6^\circ \leq 11,74^\circ$$

Šroub je samosvorný.

Obvodová složka reakce

$$F_{tzs} = F_{OCs} \cdot \tan(\phi_s + \psi_s) = 1994,58 \cdot \tan(11,74 + 3,6) = 547,11\text{ N} \quad (6.41)$$

Moment třecí, složka reakce

$$M_{Tzs} = F_{tzs} \cdot \frac{d_{2s}}{2} = 547,11 \cdot \frac{3,545}{2} = 970\text{ Nmm} = 0,97\text{ Nm} \quad (6.42)$$

Průřezový modul v krutu spojovacího šroubu

$$W_{ks} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 3,141^3}{16} = 6,08\text{ mm}^3 = 6,08 \cdot 10^{-9}\text{ m}^3 \quad (6.43)$$

Smykové napětí

$$\tau_s = \frac{M_{Tzs}}{W_{ks}} = \frac{0,97}{6,08 \cdot 10^{-9}} = 161,28 \cdot 10^6\text{ Pa} = 161,28\text{ MPa} \quad (6.44)$$

Normálové napětí

$$\sigma_s = \frac{F_{OCs}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{1994,58}{\frac{\pi \cdot 3,141^2}{4}} = 257,39\text{ MPa} \quad (6.45)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{reds} = \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{260,5^2 + 4 \cdot 161,28^2} = 409,66 \text{ MPa} \quad (6.46)$$

Bezpečnost

$$k_{ss} = \frac{R_{es}}{\sigma_{reds}} = \frac{1080 \cdot 10^6}{409,66 \cdot 10^6} = 2,66 \quad (6.47)$$

Tlak v závitech

$$p_z = \frac{F_{OCs}}{\pi \cdot d_{s2} \cdot H_{1s}} = \frac{1994,58}{\pi \cdot 3,545 \cdot 3} = 59,67 \text{ MPa} \quad (6.48)$$

Bezpečnost

$$k_{sm} = \frac{p_D}{p_z} = \frac{250 \cdot 10^6}{59,67 \cdot 10^6} = 4,19 \quad (6.49)$$

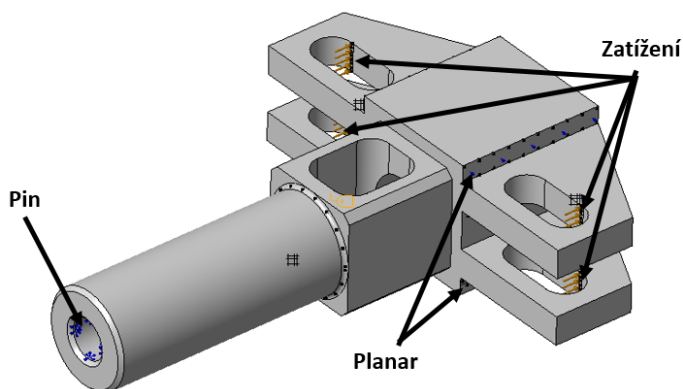
Navržené šrouby i jejich matice vyhovují.

6.3 Pevnostní analýzy

K vybraným prvkům byly provedeny pevnostní analýzy. Ty byly dělány v programu Creo Simulate.

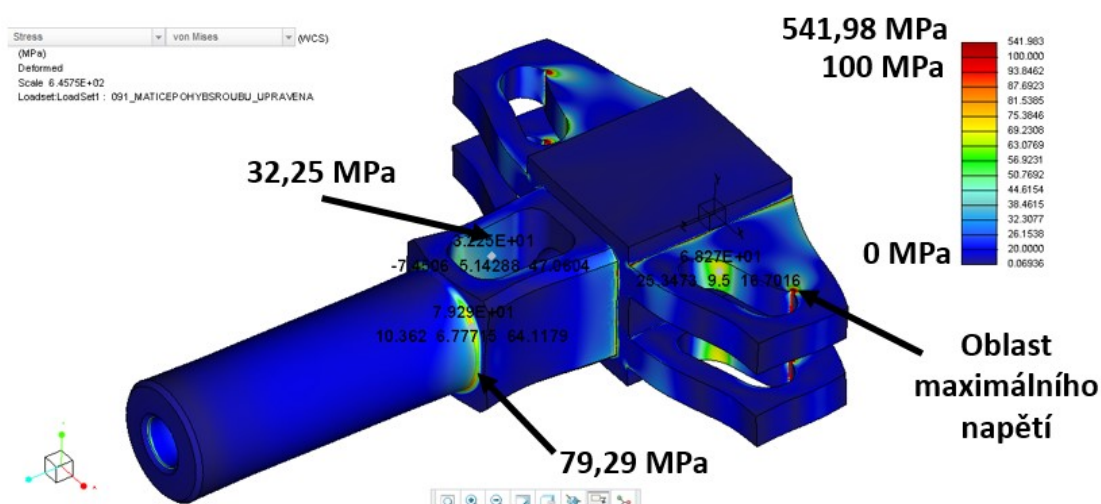
Pevnostní analýza matice pohybového šroubu

Matice pohybového šroubu je zobrazena na Obr. 6.13. Pro pevnostní analýzu je uchycena vazbou Pin v závitu matice. V této vazbě není povoleno ani otáčení ani posunutí v ose. Dále je matice uchycena vazbami Planar, jak je znázorněno na Obr. 6.13. Tyto vazby dovolí možný pohyb pouze v ose matice. Zatížení o velikosti 5350 N působí v místě styku matice s čepy a namáhá součást tahově.



Obr. 6.13 – Pevnostní analýza matice

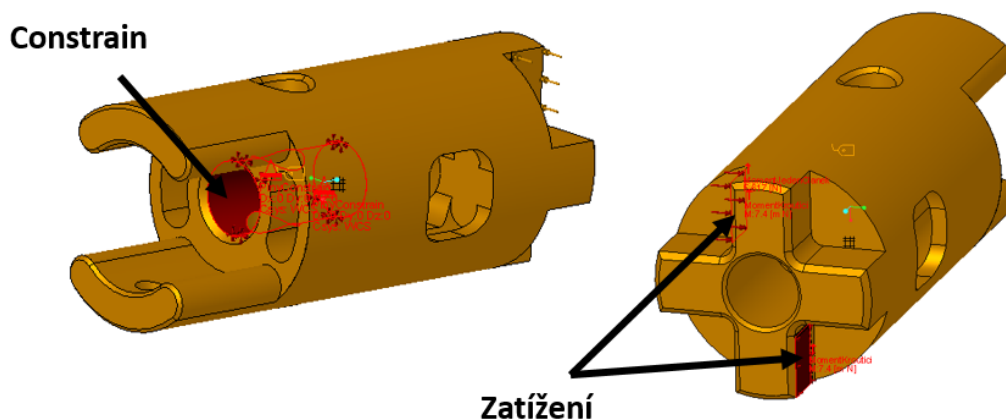
Rozložení napětí při maximálním zatížení matice je znázorněno na Obr. 6.14. Maximální hodnota napětí dosahuje 541,98 MPa. Tato hodnota je v místě aplikace síly, kde dochází ke styku matice s čepem. Ve skutečnosti vlivem styku těchto dvou součástí bude rozložení napětí a deformace vypadat odlišně a neprojeví se tam tak vysoké špičky napětí. Matice je vyrobena z vysokopevnostní oceli STRENX 960 [25], jejíž napětí na mezi kluzu je minimálně 960 MPa. Matice po provedení pevnostní analýzy vyhovuje.



Obr. 6.14 – Výsledky pevnostní analýzy matice

Pevnostní analýza spojky B

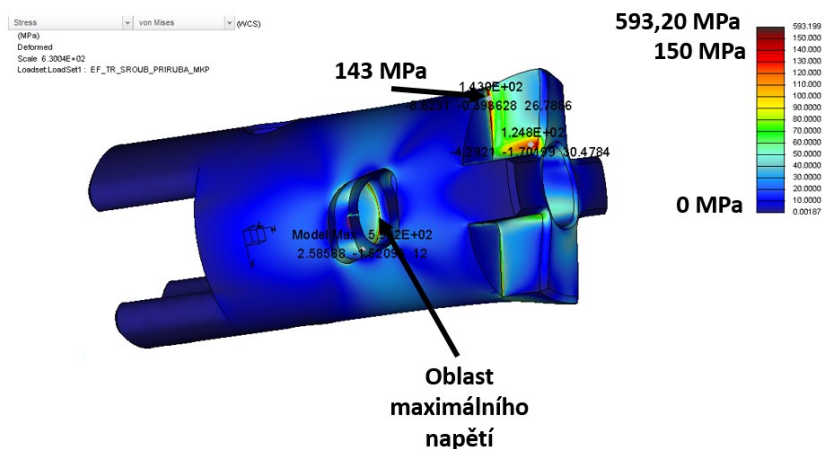
Spojka B je zobrazena na Obr. 6.15. Je uchycena vazbou Constrain, která odebírá všechny stupně volnosti. Zatížení je umístěno na dvou plochách drážek. Na těchto plochách je zatížení zadáno jako krouticí moment o velikosti 7,41 Nm, jehož střed leží na ose rotace spojky.



Obr. 6.15 – Pevnostní analýza spojky B

Rozložení napětí při maximálním zatížení spojky B je znázorněno na Obr. 6.16. Maximální hodnota napětí dosahuje 593,2 MPa. Tato hodnota je v místě aplikace vazby Constrain. Ta

nedovolí absolutně žádnou deformaci materiálu, což se vymyká reálnému uchycení. V místě přechodu mezi vazbou Constrain a zbytkem materiálu vzniká vysoká špička napětí.

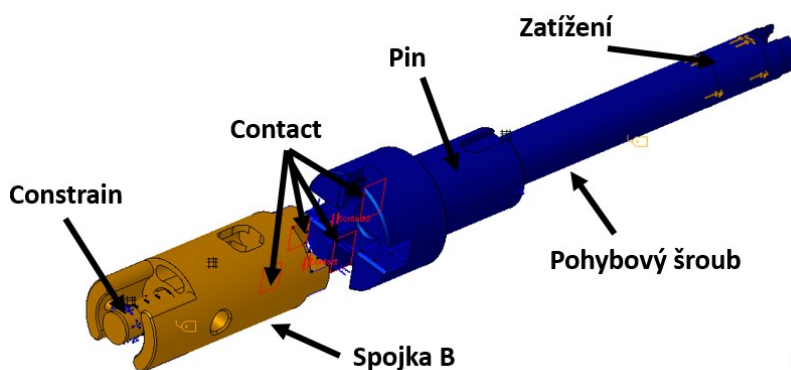


Obr. 6.16 – Výsledky pevnostní analýzy spojky B

Pro reálnější zjištění hodnot napětí bylo přistoupeno k řešení analýzy spojky B jako sestavy s pohybovým šroubem.

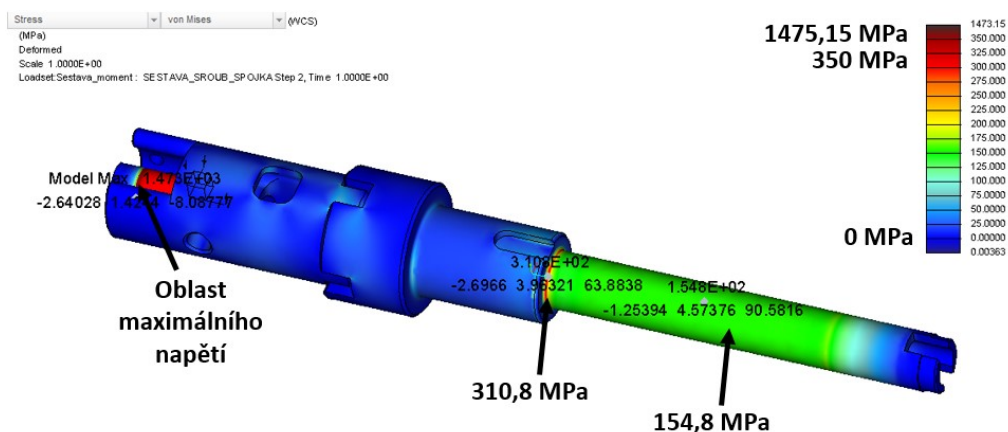
Pevnostní analýza sestavy spojky B a pohybového šroubu

Sestava spojky B a pohybového šroubu je zobrazena na Obr. 6.17. Spojka B je uchycena pomocí vazby Constrain na hřídeli, která byla k spojce B domodelována. Vazba Constrain odebírá všechny stupně volnosti. Tato vymodelovaná hřídel způsobí, že špičky napětí se objeví na místě, které je z hlediska analýza spojky B nezajímavé. Pohybový šroub je vazbou Pin uchycen v místě, kde je uloženo ložisko. V této vazbě Pin je povoleno pouze otáčení okolo osy šroubu. Zatížení působí v místě závitu ve styku s maticí pohybového šroubu a působí jak tahovou silou o velikosti 5350 N, tak krouticím momentem 7,4 N. Obě součásti jsou k sobě připojeny na bocích dvou drážek vazbou Contact. Zbylé boky drážek jsou vázány vazbami Free. Pevnostní analýza je počítána jako kontaktní.



Obr. 6.17 – Pevnostní analýza sestavy spojky B a pohybového šroubu

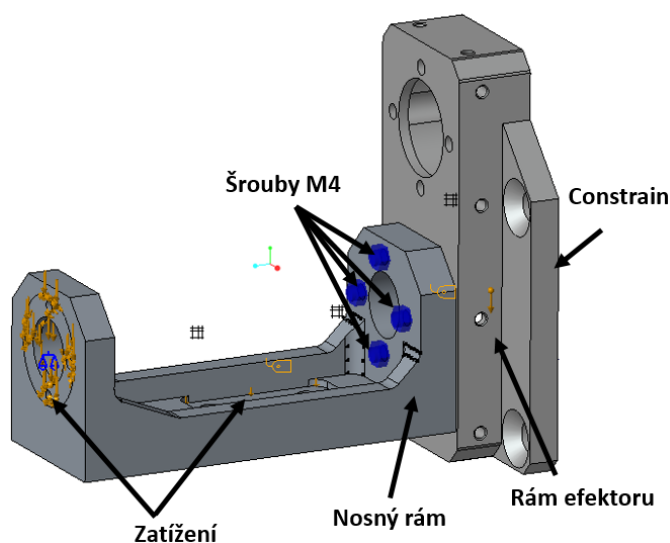
Rozložení napětí při maximálním zatížení sestavy je znázorněno na Obr. 6.18. Maximální hodnota napětí dosahuje 1475,15 MPa. Tato hodnota je v místě aplikace vazby Constrain a neodpovídá reálnému uchycení. Na sestavě se vyskytuje maximální napětí 310,8 MPa. Obě součásti jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli STRENX 960 [25], jejíž napětí na mezi kluzu je minimálně 960 MPa. Obě součásti po pevnostní analýze vyhovují.



Obr. 6.18 – Výsledky analýzy sestavy spojky B a pohybového šroubu

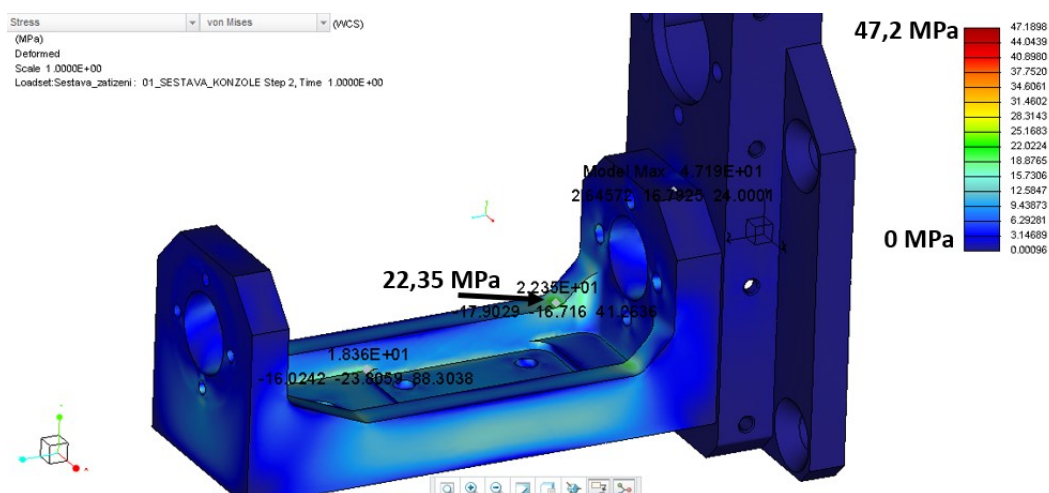
Pevnostní analýza sestavy nosného rámu a rámu efektoru

Sestava nosného rámu a rámu efektoru je zobrazena na Obr. 6.19. Rám efektoru je v zadní části uchycen vazbou Constrain, která odebírá všechny stupně volnosti. Zatížení nosného rámu způsobují reakční a gravitační účinky pohonné jednotky B a gravitační účinky kroužkového sběrače, jeho držáku a samotného nosného rámu. Nosný rám je k rámu efektoru připojen pomocí čtyř nasimulovaných šroubů M4. Pevnostní analýza je počítána jako kontaktní.



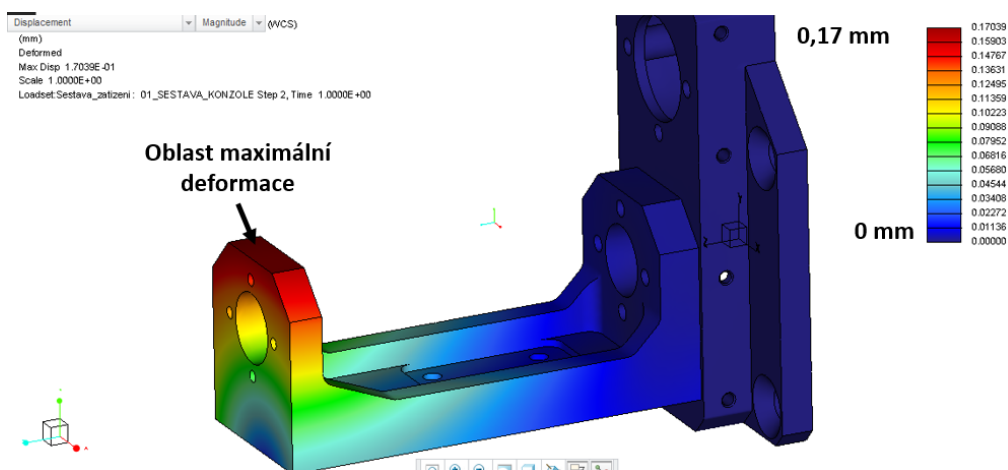
Obr. 6.19 – Pevnostní analýza sestavy nosného rámu a rámu efektoru

Rozložení napětí při maximálním zatížení sestavy je znázorněno na Obr. 6.20. Maximální hodnota napětí dosahuje 47,2 MPa. Tato hodnota je v místě aplikace styku součástí. Materiál obou součástí je hliník EN AW-6060 [31], jehož mez kluzu je 195 MPa. Obě součásti po pevnostní analýze vyhovují.



Obr. 6.20 – Výsledky analýzy sestavy nosného rámu a rámu efektoru

Byla kontrolována také deformace sestavy, jak je znázorněno na Obr. 6.21. Maximální hodnota deformace činí 0,17 mm. Tato hodnota je vyhovující pro danou sestavu.

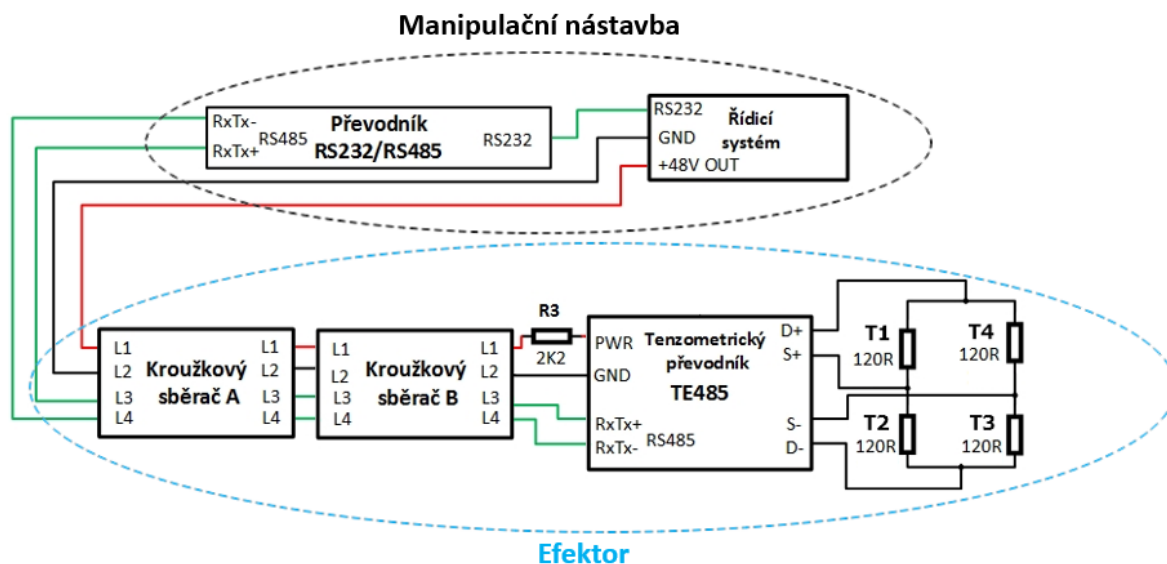


Obr. 6.21 – Výsledky deformace sestavy nosného rámu a rámu efektoru

6.4 Elektronika

Schéma zapojení elektroniky je znázorněno na Obr. 6.22. Tenzometry jsou zapojeny do půl můstku. Analogový signál z tenzometrů je převeden v tenzometrickém převodníku na digitální signál. Tenzometrický převodník je připojen přes dva kroužkové sběrače k řídicímu systému.

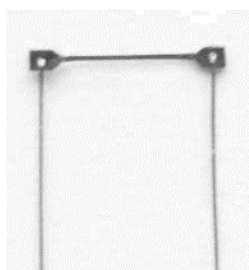
Řídicí systém komunikuje přes rozhraní RS232, proto je u řídicího systému použit převodník RS232/RS485 [17]. Napájecí napětí je 48 V. Tenzometrický převodník potřebuje napájení v rozmezí 8-30 V. Rezistor R3 o velikosti 2 400 ohm způsobí pokles napájecího napětí pro tenzometrický převodník na 24 V. Výkon na rezistoru R3 je 0,24 W. Je vybrán metalizovaný rezistor 2 400 ohm, 0,6W od dodavatele GME [32].



Obr. 6.22 – Schéma zapojení elektroniky

Tenzometrické snímače

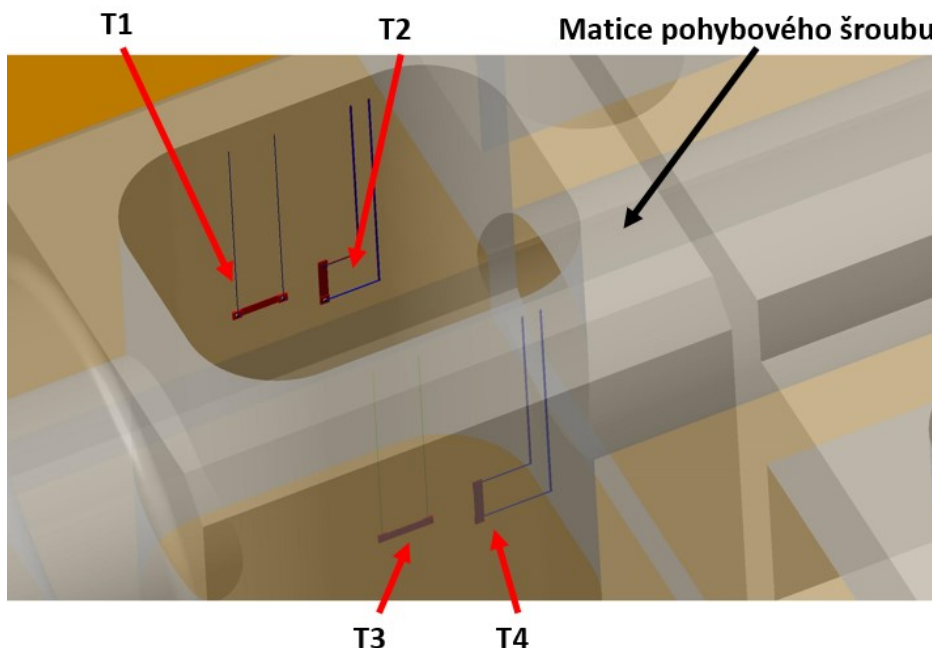
Při detailnějším zpracování varianty bylo přistoupeno k záměně typu tenzometru z důvodu zástavbových prostor pro tenzometry. Všechny tenzometry jsou polovodičové od firmy VTS Zlín typu AN 120-3-12 [33] a mají pozitivní deformační citlivost. Tenzometry jsou zapojeny do můstku, přičemž jejich zapojení a umístění kompenzuje vliv teploty. Odpor všech tenzometrů je 120 ohm a jejich délka je 3 mm. Vybraný Polovodičový tenzometr je znázorněn na Obr. 6.23.



Obr. 6.23 – Polovodičový tenzometr od firmy VTS ZLÍN [33]

Umístění tenzometrických snímačů je znázorněno na Obr. 6.24. Snímače jsou umístěny na středech obou krajních ploch drážky matice pohybového šroubu. Jejich rozmístění a uspořádání

kompensuje vliv teploty na měření a také kompenzuje případné ohybové namáhání šroubu. Tenzometry budou v drážce zalaty plastem.



Obr. 6.24 – Umístění tenzometrických snímačů v drážce matice pohybového šroubu

Tenzometrický převodník TE485

Tenzometrický převodník TE485 od firmy Papouch převádí analogovou hodnotu ze snímačů na digitální číslo. Komunikuje přes komunikační rozhraní RS 485 a je napájen napětím 8–30 V. Výstupem z převodníku je buď hodnota v nastaveném zatížení, nebo se může číst čistá hodnota z převodníku. Výstupní rozlišení je 32 767 dílků. Proudový odběr je 20 mA při 12 V. Stupeň krytí IP65. Pracovní teplota -20 °C až +70 °C. [21] Z důvodu nevyhovujících rozměrů krytu tenzometrického převodníku byla elektronika z tohoto krytu vyňata. Na Obr. 6.25 je zobrazen tenzometrický převodník v původním krytu.



Obr. 6.25 – Tenzometrický převodník TE485 [21]

Kroužkové sběrače

Kroužkové sběrače umožňují vedení kabeláže ze stacionární části do rotační při neomezeném otáčení rotační části. Kroužkový sběrač A je od firmy Megatron a nese označení CA12X4HAL. Tento sběrač má dutou hřídel s otvorem 7 mm. Počet kroužků je 12 a každým může protékat proud až 2 A. Nevyžaduje mazání, má minimální hlučnost a nízké tření. Pracovní teplota je od -40 °C do + 82°C. [23]. Na Obr. 6.26 je zobrazen sběrací kroužek CA12X4HAL.



Obr. 6.26 – Sběrací kroužek s dutou hřídelí CA12X4HAL [23]

Kroužkový sběrač B je od firmy Servo-drive a nese označení KS12-6x2A. Ten má 6 kroužků a každým může protékat proud až 2 A. Nevyžaduje mazání, má minimální hlučnost a nízké tření. Pracovní teplota je od -20 °C do + 80°C. [24] Na Obr. 6.27 je zobrazen sběrací kroužek CA12X4HAL.



Obr. 6.27 – Sběrací kroužek KS12-6x2A [24]

Převodník RS485 na RS232

Převodník RS485 na RS232 je použit od firmy HWPRO [17]. Tento převodník nepotřebuje přídatné napájení, má hmotnost 68 gramů a rozměry má 63x17x33 mm. Převodník RS485 na RS232 je umístěn u řídicího systému manipulační nástavby. Převodník je zobrazen na Obr. 6.28.

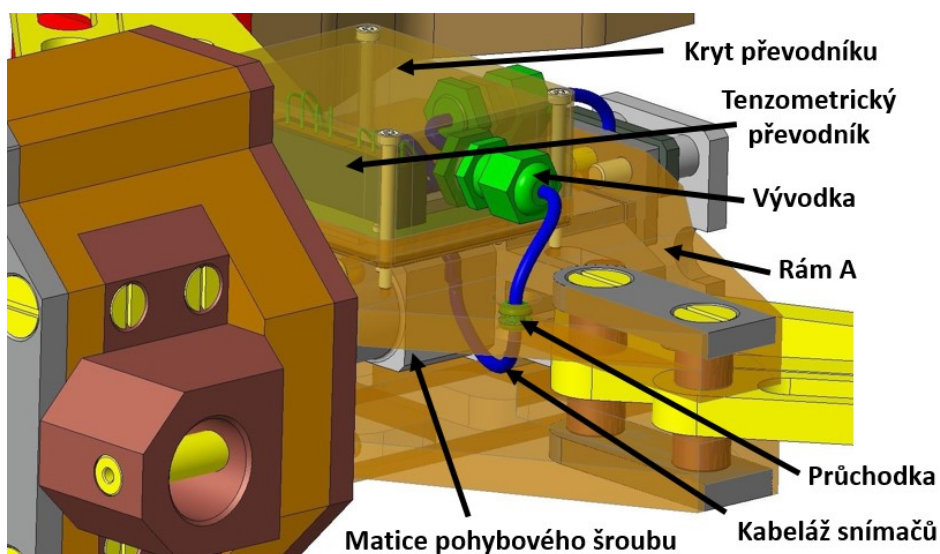


Obr. 6.28 – Převodník RS485 na RS232 [17]

6.5 Vedení kabeláže

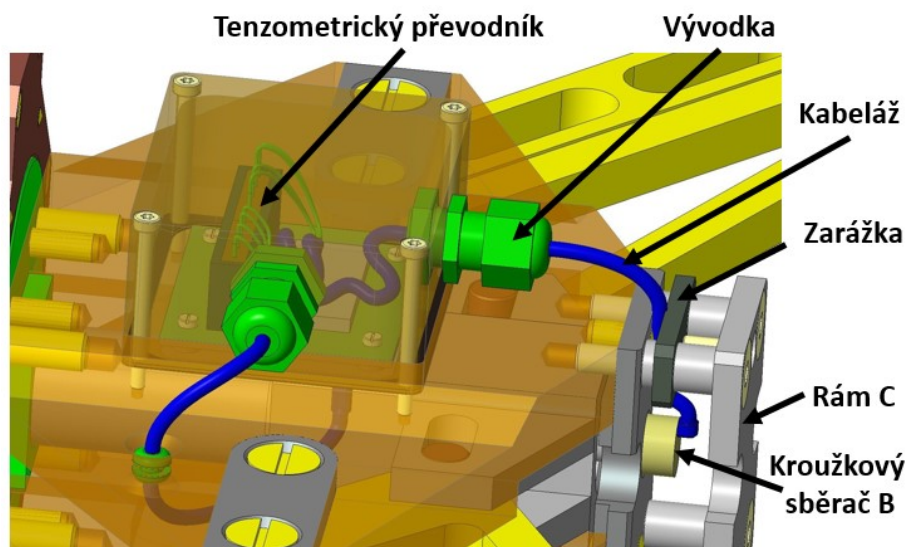
Kabely jsou použity klasické USB kabely s průměrem 3.2 mm. Kabeláž je složena ze čtyř vodičů.

Vedení kabeláže od matice pohybového šroubu k tenzometrickému převodníku je znázorněno na Obr. 6.29. Z tenzometrických snímačů vede kabeláž přes průchodku v rámu A. Poté postupuje kabeláž přes vývodku v krytu převodníku do tenzometrického převodníku.



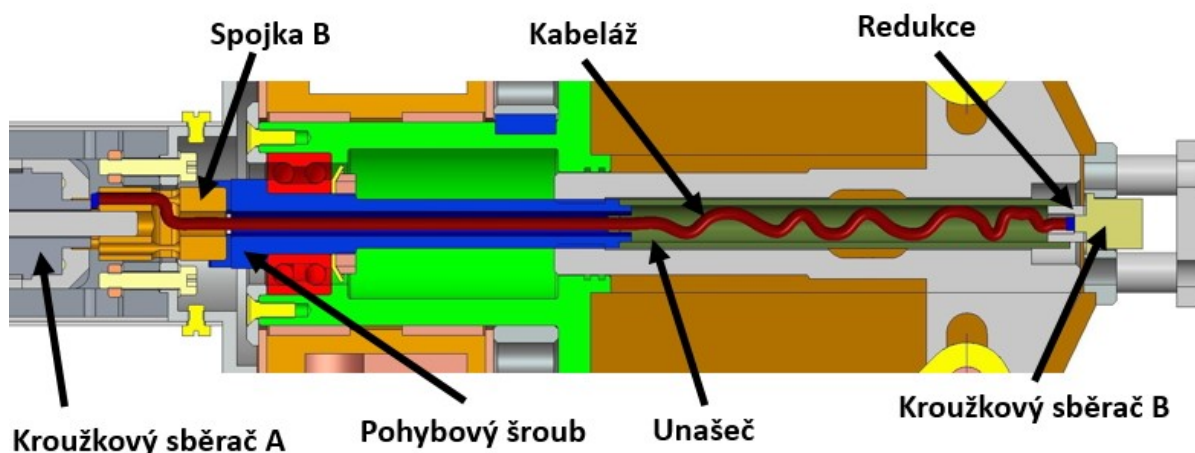
Obr. 6.29 – Vedení kabeláže od tenzometrických snímačů

Kabeláž dále vede z tenzometrického převodníku přes vývodku do kroužkového sběrače B, jak je znázorněno na Obr. 6.30. Zarážka zajišťuje kabel proti jeho pohybu. Zarážka je přitlačována ke kabeláži šroubem.



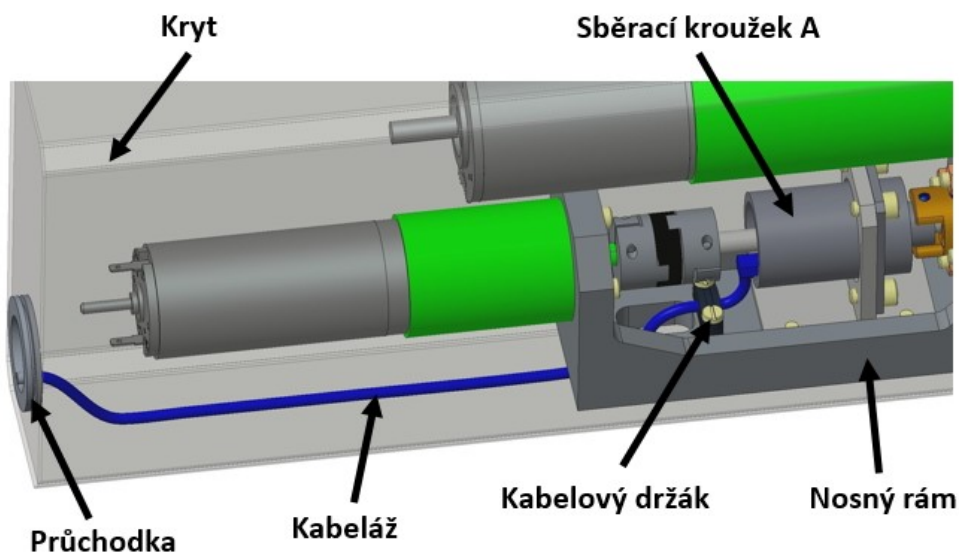
Obr. 6.30 – Vedení kabeláže od tenzometrického převodníku

Od kroužkového sběrače B vede kabeláž přes unašeč, dírou v pohybovém šroubu a drážkami ve spojce B do kroužkového sběrače A, jak je znázorněno na Obr. 6.31. Kroužkové sběrače zde umožňují vedení kabeláže při současném kontinuálním otáčení čelistí.



Obr. 6.31 – Vedení kabeláže od sběracího kroužku B

Ze sběracího kroužku A pokračuje kabeláž přes drážku v nosném rámu směrem k průchodce v krytu, jak je znázorněno na Obr. 6.32. Kabelový držák zajišťuje kabeláž proti jejímu posunutí.



Obr. 6.32 – Vedení kabeláže od sběracího kroužku A

6.6 Náklady na úpravu

Byly vypočteny náklady na úpravu konstrukce optimální varianty. U prvků, které se musí vyrábět, nebo upravovat, byla cena stanovena stejným způsobem, jako u navrhovaných variant. U prvků, které jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli byla navýšena cena polotovaru na

60 Kč/kg. Výpočet nákladů na úpravou konstrukce jsou znázorněny v Tab. 7.1. Doba výroby zobrazená v tabulce je pouze předpokládaná a může se od skutečné lišit.

Tab. 6.1 Náklady na úpravu

Náklady							
Součást	Počet kusů [-]	Materiál	Cena polotovaru [Kč]	Výroba	Doba výroby [hod]	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Kryt	1	Hliník	44	Řezání, ohýbání, svařování, vrtání	2,5	1044	1044
Nosný rám	1	Hliník	122	CNC obrábění	7	7122	7122
Spojka A	1	-	335	vrtání	0,3	455	455
Hřídel	1	OCEL	2	Klasické obrábění	0,2	92	92
Sběrací kroužek A	1	-	7722	Frézování, vrtání	0,2	7802	7802
Spojka B	1	OCEL	7	CNC obrábění	2	2007	2007
Držák sběrače	1	Hliník	35	Klasické obrábění	2	935	935
Rám efektoru	1	Hliník	170	CNC obrábění	8	8170	8170
Pohybový šroub	1	OCEL	25	CNC obrábění	4	4025	4025
Matice pohybového	1	OCEL	1978	CNC obrábění	6	6396	6396
Průchodka	1	Hliník	5	Klasické obrábění	0,5	230	230
Redukce	1	Hliník	1	Klasické obrábění	0,5	226	226
Sběrací kroužek B	1	-	2315	Klasické obrábění	0,5	2540	2540
Rám 2	1	Hliník	23	CNC obrábění	2	2023	2023
Rám A	1	Hliník	455	CNC obrábění	5	5455	5455
Kryt převodníku	1	Hliník	111	CNC obrábění	2	2111	2111
Tenzometrický převodník	1	-	3255	-	-	3255	3255
Tenzometr	4		352			352	1408
Převodník RS485-RS232	1	-	250	-	-	250	250
Rám C	1	Hliník	95	Klasické obrábění	0,7	409,5	410
Distanční sloupek	4	Hliník	21	Klasické obrábění	0,2	111,5	446
Spojovací materiál	1	-	-	-	-	0	350
Ostatní	1	-	-	-	-	0	2500
Celkem							59080

Odhadované celkové náklady na úpravu optimální varianty činí 59 080,-Kč.

7 Závěr

Dle zadání byla provedena analýza stávajícího konstrukčního řešení efektoru manipulační nástavby vozidla TAROS. Také byla provedena rešerše současného stavu problematiky měření sil a momentů na robotu. Na základě informací z rešerší a požadavků na efektor byl zhotoven požadavkový list. Na základě požadavkového listu byly vpracovány tři varianty řešení měření úchopné síly na efektoru. Každá z variant se lišila místem aplikace senzorů pro měření úchopné síly a konstrukčním řešením umožňující vedení kabeláže. Pro všechny varianty byl proveden přibližný cenový odhad dané varianty. Podle kritériální analýzy, která hodnotila především přesnost měření a hmotnost varianty, byla zvolena varianta, která nejlépe splňuje specifické požadavky.

Vybraná varianta je založena na měření úchopné síly pomocí tenzometrů umístěných v drážce matice pohybového šroubu. Zapojení a typ použitých tenzometrů kompenzují vliv teploty na měření. Analogový signál z tenzometrů zpracovává tenzometrický převodník. Z něj se digitalizovaný signál posílá přes kroužkové sběrače do převodníku signálu z RS485 na RS232. Tento převodník je připojen k řídicímu systému manipulační nástavby. Z převodníku pokračuje signál do řídicího systému manipulátoru. Kroužkové sběrače dovolují vedení kabeláže vnitřkem efektoru při kontinuálním otáčení čelistí. Vnitřní konstrukce je upravena pro umístění kroužkových sběračů a vedení kabeláže. K vybraným částem mechanismu byly provedeny výpočty a pevnostní analýzy. Některé části mechanismu byly pro větší přesnost výpočtu analyzovány jako sestavy, přičemž se počítaly jako kontaktní úlohy. Do 3D modelu byla vymodelována kabeláž a ověřena tak prostupnost kabeláže celým systémem. Navržená optimální varianta má hmotnost 12,1 kg, délku 750 mm, šířku 517 mm a výšku 130 mm. Oproti původnímu stavu se hmotnost navýšila přibližně o 0,9 kg. Při úpravě konstrukce se navýšila délka krytu oproti původnímu stavu o 80 mm. Byly vypočteny odhadované celkové náklady na úpravu optimální varianty, které činí 59 080,-Kč.

Přesnost měření tenzometrů je nutné zjistit experimentálně. Jejich zapojení a umístění bylo konzultováno s odborníky. Použité polovodičové tenzometry mají značnou teplotní závislost. Ta je kompenzována použitím stejných typů tenzometrů zapojených do plného můstku. I přesto se může vlivem tolerancí teplotního součinitele jednotlivých tenzometrů vyskytnout malá chyba měření způsobena vlivem teploty. To je možné ještě dodatečně kompenzovat. Využije se přitom experimentálního měření signálu zapojeného do můstku při dvou různých teplotách. Například se zapojí celý systém při -10 °C a změří výstupní signál. Následně se celý systém

zahřeje na 50 °C a znovu změří výstupní signál. Pokud dojde k rozvážení můstku, pak se toto rozvážení dováží pomocí krátkého vodiče (například měděného drátku), jehož odpor kompenzuje velikost změny signálu. Tento vodič se připojí do série k tenzometru, který nejméně reaguje na změnu teploty. Který z připojených tenzometrů reaguje nejméně na změnu teploty se zjistí experimentálně. Po provedení této doplňující kompenzace by změna teploty již neměla mít vliv na přesnost měření.

8 Použitá literatura

- [1] POZEMNÍ TECHNIKA. *ARMÁDNÍ NOVINY* [online]. Štáblovice: Armádní noviny, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: [view-source:http://www.armadninoviny.cz/cesky-vojensky-robot-taros-6c3976-v2.html](http://www.armadninoviny.cz/cesky-vojensky-robot-taros-6c3976-v2.html)
- [2] MARTINEK, Radislav. *Senzory v průmyslové praxi*. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 80-730-0114-4
- [3] LABOUNEK, Štěpán. *Efektor se třemi stupni volnosti*. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2014. Diplomová práce
- [4] FOUSEK, Jan. *Rešeršní studie zaměřená na měření řízení přitlačné síly robotických koncových členů*. Vysoké učení technické v Brně, 2012. Bakalářská práce
- [5] Design Principles for Multi-Axis, Large Force Detecting, and Slip-Predicting Sensor Arrays for Use in Robotic Applications. *Biomimetic Robotics Lab* [online]. Massachusetts Avenue: Biomimetic Robotics Lab, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <https://biomimetics.mit.edu/footpad-sensor>
- [6] PARK, Joonah, Hyung-Kew LEE a Soo-Chul LIM. Grip force measurement of forceps with fibre Bragg grating sensors. *Electronics Letters* [online]. 2014, 50(10), 733-735 [cit. 2017-02-02]. DOI: 10.1049/el.2013.4182. ISSN 0013-5194. Dostupné z: <http://digital-library.theiet.org/content/journals/10.1049/el.2013.4182>
- [7] FORCE TORQUE SENSORS. *ROBOTIQ* [online]. Canada: ROBOTIQ, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: http://robotiq.com/products/robotics-force-torque-sensor/?_ga=1.165635583.1964003909.1474270569#download-links
- [8] S2 Force Transducers. *HBP měřící technika* [online]. Brno: HBP měřící technika, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.hbm.sh.cn/images/PDF/S2-D.pdf>
- [9] ESA MESSTECHNIK GMBH. *ESA Messtechnik GmbH* [online]. Brno: ESA MESSTECHNIK, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.esamesstechnik.cz/prospekty/moment/rotacni/DR-2112,%20DR-2412.pdf>
- [10] Taktilní senzory pro automatizaci. *ESA Messtechnik GmbH* [online]. Praha 8: FCC PUBLIC, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/37544.pdf>
- [11] Force-Sensing Resistor. *Pololu* [online]. Las Vegas: Pololu, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <https://www.pololu.com/product/1696>

- [12] Měření tlaku. *ÚPŘT* [online]. Praha 6: ÚPŘT, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/kminekm/mrt/F4/F4k42-tlak.htm>
- [13] NOVÁK, Petr. *Experimentální metody v mechatronice* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2017-05-04]. ISBN 978-80-248-1631-9
- [14] SENZORY SÍLY, TLAKU A HMOTNOSTI. *INFORMAČNÍ WEB NEJEN PRO ŽÁKY OBORU STROJÍRENSTVÍ - MECHATRONIKA* [online]. 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-mn-s-12_senzory_sily_tlaku_hmotnosti.pdf
- [15] Měření síly. *Energetický ústav* [online]. Brno: Energetický ústav, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/KA04-10.htm>
- [16] Třídílná spojka Oldham. *T.E.A. TECHNIK* [online]. Brno: T.E.A. TECHNIK, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/spojky-oldham/>
- [17] Převodník RS232 - RS485. *HWPRO* [online]. Horní Cerekev: HWPRO, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: http://www.hwpro.cz/oc/index.php?route=product/product&product_id=65
- [18] Hliníková tyč plochá čtvercová 50X50 6063. *Ehlinik.cz* [online]. Pardubice: ehlinik.cz, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/hlinikova-tyc-plochactvercova-50x50-6063/pro-OCU0000101.html>
- [19] Ocel čtvercová. *KONDOR* [online]. Praha 5: KONDOR, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/ocel-ctvercova/c-1438/>
- [20] Ceník prací - kovovýroba, obrábění, svařování aj. *KOVOVÝROBA* [online]. Selmice: KOVOVÝROBA, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.kovovyroba-pardubice.cz/cenik-kovovyroba-kovoobrabeni.htm>
- [21] TE485 - převodník pro tenzometr. *PAPOUCH* [online]. Praha 10: PAPOUCH, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <https://www.papouch.com/cz/shop/product/te485-prevodnik-pro-tenzometr>
- [22] POLOVODIČOVÉ TENZOMETRY. *VTS ZLÍN* [online]. Zlín: VTS ZLÍN, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://vtsz.cz/image.ashx?i=157312.pdf&fn=>
- [23] Kroužkové sběrače. *MEGATRON* [online]. Praha 10: MEGATRON, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.megatron.cz/katalog-produktu/krouzkove-sberace/s-dutou-hrideli/>
- [24] Sběrací kroužky. *Servo-Drive* [online]. Brno: Servo-Drive, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: http://www.servo-drive.cz/sberaci_krouzky_rotacni_vazba.php

- [25] STRENX 690. *GAMA OCEL: Vysokopevnostní výkonnostní ocel* [online]. Hodonín: GAMA OCEL, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: http://www.oblibene.com/userdata/shopping/gamaocel/file/datasheet/strenx/Data_sheet_2013_Strenx_960_2016-04-12_59_371857150_en.pdf
- [26] Kaláb_skripta, KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů: Části spojovací [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2017-02-02]
- [27] Planetary Gearhead GP 32 C. *Maxon motor* [online]. maxon motor, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/gear/planetary/gp32/166942>
- [28] RE 30 30mm, Graphite Brushes. *Maxon motor* [online]. maxon motor, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/motor/dcmotor/re/re30/268216>
- [29] Pojistné matice KM a HM. *SKF* [online]. SKF, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/lock-washer-clip-plate/kml-lock-nuts/index.html?designation=KM%20&unit=metricUnit>
- [30] Dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. *ZKL GROUP* [online]. ZKL, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/dracbb/3202>
- [31] Ploché a čtvercové hliníkové tyče - plocháče, hranoly. *Ehlinik.cz* [online]. Pardubice: ehlinik.cz, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/ploche-a-ctvercove-hlinikove-tyce-plochace-hranoly/kat-K300000101.html>
- [32] Metalizovaný rezistor RM 2k4 0207 0,6W 1%. *GMELECTRONIC* [online]. Praha: GMELECTRONIC, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <https://www.gme.cz/rm-2k4-0207-0-6w-1>
- [33] POLOVODIČOVÉ TENZOMETRY. *VTS ZLÍN* [online]. Zlín, 2017 [cit. 2017-02-02]. Dostupné z: <http://vtsz.cz/image.ashx?i=157312.pdf&fn=%20tenzometr%20vybrany>

9 Přílohy

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy efektoru SUD0014-DP-000

Výkres podsestavy efektoru SUD0014-DP-010

Výkres podsestavy efektoru SUD0014-DP-030

Výrobní výkres matice pohybového šroubu SUD0014-DP-014

Výrobní výkres spojky B SUD0014-DP-034

Příložené CD

- 3D model efektoru v programu Creo Parametric 3.0
- Diplomová práce.docx
- Diplomová práce.pdf
- Výkresová dokumentace v programu AutoCAD
- Výkresová dokumentace v pdf

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Milanu Miholovi, Ph.D. za ochotu, pomoc a věcné připomínky při odborném vedení práce. Také chci poděkovat panu doc. Ing. Zdeňku Konečnému, Ph.D. za pomoc a rady týkajících se pevnostních analýz. Dále chci poděkovat Ing. Nadě Šotkové za jazykovou korekturu, mé rodině a všem, kteří mě podpořili při studiu.