



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

NÁVRH KONCOVÉHO EFEKTORU PRO MANIPULACI SE SKLENĚNOU ZÁTKOU

DESIGN OF END EFFECTOR FOR HANDLING WITH GLASS STOPPER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ HRNKO

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MILOŠ SYNEK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Hrnko

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

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

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

Návrh koncového efektoru pro manipulaci se skleněnou zátkou

v anglickém jazyce:

Design of end effector for handling with glass stopper

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení koncového efektoru průmyslového robotu pro bezpečnou manipulaci se skleněnou zátkou vodíkového reaktoru difúzní polovodičové pece.

Cíle diplomové práce:

Proveďte rozbor úlohy s ohledem na možná řešení.

Navrhněte konstrukční řešení koncového efektoru tak, aby bylo dosaženo těsného spojení v zábrusu zátky a reaktoru jako při ručním uzavírání.

Vypracujte 3D model společně s výkresovou dokumentací.

Navrhněte řízení pro koncový efektor.

Seznam odborné literatury:

Kolíbal, Zdeněk

Průmyslové roboty I. Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů. PRaM Kolíbal, Zdeněk 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 189 s. ISBN 80-214-0526-0

Kolíbal, Zdeněk

Průmyslové roboty II. Konstrukce výstupních hlavic a periferií Kolíbal, Zdeněk 1. vyd. Brno PC DIR 1993 165 s. ISBN 80-214-0533-3

Ehrenberger, Zdeněk

Průmyslové roboty III. Robotické systémy vyšších generací Ehrenberger, Zdeněk 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 145 s.

Bělohoubek, Pavel

Průmyslové roboty IV. Projektování výrobních systémů s PRaM Bělohoubek, Pavel 1. vyd. Brno VUT Brno 1993 88 s. ISBN 80-214-0532-5

Pokorný, Karel

Stavba elektrických strojů I Pokorný, Karel Praha SNTL 1984 185 s.

internet a stránky jednotlivých výrobců

Vedoucí diplomové práce: Ing. Miloš Synek

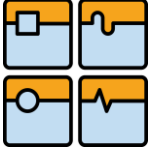
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 26.11.2013




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


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Práce pojednává o konstrukčním návrhu koncového efektoru pro manipulaci se skleněnou zátkou vodíkového reaktoru vysokoteplotní difuzní polovodičové pece. Práce obsahuje shrnutí informací o polovodičových difuzních pecích, volbu vhodného průmyslového robotu, návrh konstrukčního řešení koncového efektoru, návrh jeho nosné konstrukce, silové a pevnostní výpočty, návrh řízení koncového efektoru a ekonomické zhodnocení jeho výroby. Na základě návrhu koncového efektoru byl vypracován 3D model společně s 2D výrobní dokumentací obsahující výkres sestavy a výrobní výkresy jednotlivých dílů koncového efektoru.

KLÍČOVÁ SLOVA


Koncový efektor, difuzní pec, skleněná zátka, průmyslový manipulátor, průmyslový robot, pevnostní výpočet, akční člen.

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the structural design of the end effector for handling with the glass stopper of the hydrogen reactor of high temperature semiconductor diffusion furnace. The work includes the summary of information about semiconductor diffusion furnace, the choice of the appropriate industrial robot, the design of the end effector structural solution, the design of its supporting structure, the power and strength calculation, the design of the end effector control and economic evaluation of its production. The 3D model together with 2D production documentation which contains the assembly drawing of the individual parts of end effector was created on the basis of the end effector design.

KEYWORDS

End effector, diffusion furnace, quartz cover, industrial manipulator, industrial robot, strength calculation, actuator

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HRNKO, L. Návrh koncového efektoru pro manipulaci se skleněnou zátkou. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 137 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Miloš Synek.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma Návrh koncového efektoru pro manipulaci se skleněnou zátkou vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a to s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v této práci a uvedeny v seznamu literatury na konci této práce.

V Brně, dne 30. května 2014

.....
Bc. Lukáš Hrnko

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

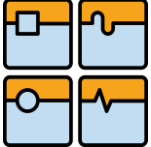
PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady a věcné připomínky vedoucí k úspěšnému dokončení této diplomové práce tímto děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Miloši Synkovi. Taktéž bych chtěl poděkovat zaměstnancům jedné nejmenované tuzemské společnosti za věcné připomínky a cenné rady. V neposlední řadě také děkuji své přítelkyni za pochopení a podporu během tvorby této diplomové práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Polovodičový průmysl	12
1.1 Využití křemíku v polovodičové výrobě	12
2 Poloautomatické horizontální polovodičové difuzní pece	20
2.1 Technologické rozdělení	20
2.2 Konstrukce difuzních pecí	21
2.3 Funkce	25
3 Vysokoteplotní dvoupozicová difuzní pec	27
3.1 Skleněná zátka	28
4 Zvýšení stupně automatizace pracoviště difuzní pece	30
4.1 Činnosti, které lze automatizovat	30
4.2 Volba vhodného automatizačního prvku	31
4.3 Návrh koncepce robotizovaného pracoviště difuzní pece	31
4.3.1 Volba průmyslového robotu	32
4.3.2 Příslušenství průmyslového robotu	35
5 Koncový efektor	37
5.1 Volba základní koncepce	37
5.2 Volba typu pohonu	37
5.3 Volba vhodné mechanické konstrukce	38
5.3.1 První konceptový návrh	38
5.3.2 Druhý konceptový návrh	40
5.3.3 Třetí konceptový návrh	41
5.4 Konstrukce koncového efektoru	43
5.5 Předběžné stanovení celkové svěrné síly čelistí	48
5.5.1 Minimální svěrná síla čelistí při úchopu skleněné zátky	50
5.5.2 Minimální svěrná síla čelistí při úchopu držáku s pádlem	52
5.5.3 Maximální svěrná síla čelistí při úchopu skleněné zátky	55
5.5.4 Maximální svěrná síla čelistí při úchopu duralové stopky	56
5.6 Volba sekundární tlačné pružiny	59
5.7 Volba primární tlačné pružiny	59

5.7.1	Statický rozbor	59
5.7.2	Volba tlačné pružiny	62
5.7.3	Výpočet skutečné celkové svěrné síly čelistí	63
5.8	Volba terciární tlačné pružiny	63
5.9	Volba tažné pružiny	64
5.10	Volba DC elektromotoru	68
5.10.1	Výpočet svislé složky síly kladky F_{K1y} jednoho celku ramen	69
5.10.2	Výpočet minimálního krouticího momentu centrální vačky	83
5.10.3	Návrh ozubeného soukolí mezi motorem a centrální vačkou	88
5.11	Popis procesu manipulace se skleněnou zátkou	94
5.11.1	Uzavírání procesní trubice reaktoru difuzní pece	94
5.11.2	Sejmutí skleněné zátky ze zábrusu procesní trubice	95
5.11.3	Vliv tíhové síly uchopeného předmětu na rozevření čelistí	96
5.12	Pevnostní analýzy vybraných dílů pomocí MKP	98
5.12.1	Vnitřní rameno	98
5.12.2	Vnější rameno	102
6	Návrh řízení koncového efektoru	106
7	Ekonomické zhodnocení	108
	Závěr	109
	Seznam použitých zkratk a symbolů	113
	Seznam použitých informačních zdrojů	117
	Seznam obrázků	121
	Seznam tabulek	124
	Seznam příloh	125
	Přílohy	128

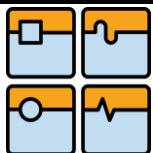
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ÚVOD

Cílem této diplomové práce je navrhnout koncový efektor, pro bezpečnou manipulaci se skleněnou zátkou při uzavírání respektive otevírání vysokoteplotního reaktoru difuzní polovodičové pece, který zjednoduší práci obsluhy (zvýšením stupně automatizace) a zároveň sníží riziko úrazu obsluhy v důsledku manipulace s ohřátým tělesem (skleněnou zátkou). Předpokládá se kusová výroba tohoto koncového efektoru, což má značný vliv na jeho výsledný návrh. Vysoký důraz je kladen na hlavní funkci koncového efektoru a to vytvoření těsného spojení mezi vnitřním zábrusem zátky a vnějším zábrusem procesní trubice daného vysokoteplotního reaktoru. Dalším ovlivňujícím faktorem výsledné konstrukce koncového efektoru je provozní teplota, která v reaktoru dosahuje až 1280°C. V chlazené předkomoře, ve které je umístěna skleněná zátka, dosahuje max. 300°C. Teplota pracovního prostoru průmyslového robotu s koncovým efektem je 20°C. Tento pracovní prostor průmyslového robotu se nachází v tzv. čistých prostorech třídy 1 až 1000.

Předpokládané využití navrhovaného koncového efektoru je na průmyslovém robotu se sériovou kinematikou. Předpokladem je, že tento robot plně zastoupí práci lidské obsluhy této difuzní polovodičové pece. Primární funkcí průmyslového robotu s daným koncovým efektem je manipulace se skleněnou zátkou. Sekundární funkcí je vykládka respektive nakládka vsázky Si desek z nebo do reaktorů, dále manipulace s nosičem lodiček Si desek na odkládací stanici, přemístění nosiče lodiček Si desek na překládací stanici a následné přemístění samotných lodiček s Si deskami na stanoviště, kde dojde ke sběru lodiček s Si deskami již lidskou obsluhou.

Podkladem pro vypracování této diplomové práce je dvoupozicová difuzní polovodičová pec s vysokoteplotními reaktory pro procesy s použitím vodíku vyvinuta a vyrobena českou firmou SVCS Process Innovation s.r.o., jež byla instalována do ostrého provozu v tuzemské pobočce nadnárodní společnosti zabývající se výrobou polovodičů a dalšího širokého sortimentu sofistikovaných výrobků.



1 POLOVODIČOVÝ PRŮMYSL

1.1 VYUŽITÍ KŘEMÍKU V POLOVODIČOVÉ VÝROBĚ

V současné době je nejpoužívanějším materiálem pro výrobu polovodičových součástek křemík. Přidáváním příměsí do křemíku lze dosáhnout změny typu vodivosti a elektrického odporu křemíku. Tento jev je základem výroby polovodičů respektive integrovaných obvodů neboli čipů.



Obrázek 1: Křemík [1]

Měrná hmotnost	2,33g/cm ³
Bod tání	1420°C
Bod varu	2355°C
Tvrдость	7 dle Mohsovy stupnice
Šířka zakázaného pásu	E _g =1,12eV
Počet atomů v 1cm ³	5x10 ²²

Tabulka 1: Vlastnosti křemíku [2]

Amorfní	Chaotické uspořádání atomů v křemíku
Polykrystalický	Dokonalé uspořádání atomů v křemíku pouze ve velmi malém rozměru 0,1μm
Monokrystalický	Dokonalé uspořádání atomů křemíku ve velmi velkém rozměru, řádově 1m

Tabulka 2: Druhy křemíku [2]

VÝSKYT KŘEMÍKU V PŘÍRODĚ

Křemík jako samostatný prvek se v přírodě nevyskytuje. Jeho nejčastější výskyt je ve sloučeninách mezi, které hlavně patří křemičitany a křemen. Zemská kůra obsahuje přibližně 28% hmotnosti křemíku v různých formách. Zásoby křemíku jsou prakticky nevyčerpatelné. Mezi základní zdroj křemíku pro polovodičový průmysl patří křemenný písek SiO₂. [2]

**VÝROBA KŘEMÍKU PRO POUŽITÍ V POLOVODIČOVÉM PRŮMYSLU**

Výroba křemíku vhodného pro polovodičové Si desky (wafery) se sestava z mnoha složitých technologických i mechanických procesů, jejichž výsledkem je křemík o čistotě 99,999996%. Samotný proces výroby monokrystalického křemíku je složen z pěti po sobě jdoucích operací. [2]

1. krok – výroba technicky čistého polykrystalu Si (98%) ve formě drti

Výchozí zpracovávanou surovinou je křemenný písek (SiO_2) se značným obsahem nežádoucích nečistot. Obsah nežádoucích příměsí jako je bor (B), hliník (Al), fosfor (P), arsen (As), antimon (Sb), železo (Fe), atd. se musí během následujících kroků procesu snížit více než deseti milionkrát. [2]



Produktem tohoto kroku je hutní křemík, který není dostatečně čistý pro polovodičovou výrobu. [2]

2. krok – výroba technicky čistého trichlorsilanu SiHCl_3 (99%) ve formě kapaliny [2]

Rozpuštění technického křemíku v technickém chlorovodíku za vzniku technického trichlorsilanu a vodíku.

**3. krok – výroba velmi čistého trichlorsilanu SiHCl_3 (99,999%) ve formě kapaliny**

Mnohonásobná destilace (rektifikace) při bodu varu SiHCl_3 32°C . [2]

4. krok – výroba tyči velmi čistého polykrystalického křemíku (99,999999%)

Jedná se o Siemensův proces. Při tomto procesu je získán polykrystalický křemík o čistotě vyhovující výrobě polovodičů respektive integrovaných obvodů. Měrný elektrický odpor tohoto polykrystalického křemíku je vyšší než $1000\Omega\text{cm}$.¹ [2]

¹ Měrný elektrický odpor polykrystalického křemíku bez jakýchkoliv elektricky aktivních příměsí je při pokojové teplotě asi $6000\Omega\text{cm}$. [2]

5. krok – výroba tyči monokrystalického křemíku (99,999996%)

Pro tažení monokrystalických křemíkových ingotů se používají 2 metody. [2]

- 1) Czochralského metoda (CZ) – tažení z taveniny Si v křemenném kelímku [2]
- 2) Pfannova metoda (FZ) – pásmové neboli zonální tavení bez použití kelímku [2]

Ve většině případů se pro výrobu monokrystalických ingotů křemíku používá Czochralského metoda. Je to z důvodu většího obsahu rozpuštěného kyslíku, který je důsledkem kontaktu taveniny křemíku ($T > 1420^{\circ}\text{C}$) s materiálem kelímku (SiO_2) při samotném procesu tažení. Tento intersticiální kyslík má pozitivní vliv na pevnost krystalové mřížky křemíku a její tepelnou odolnost vůči teplotním šokům při vysokoteplotních procesech výroby křemíku. Další pozitivní vlastnosti intersticiálního kyslíku je zachycování nežádoucích těžkých kovů v monokrystalu křemíku. Czochralského metodou lze také oproti Pfannově metodě táhnout monokrystal křemíku daleko vyšších průměrů (až 450mm). [2]

CZOCHRALSKÉHO METODA TAŽENÍ MONOKRYSTALICKÉHO INGOTU KŘEMÍKU

Touto metodou lze vyrábět široký rozsah průměru ingotů od 50mm (2´) až do 450mm (18´). Samotný proces tažení probíhá v inertní atmosféře velice čistého (99,9999%) argonu (Ar) za sníženého tlaku. Tažení ingotů se provádí pomocí speciálních strojů (tažiček). Během procesu reaguje roztavený křemík s křemenným kelímkem za vzniku oxidu křemnatého. [2]

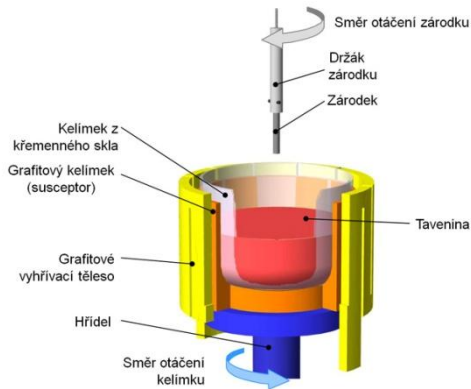


Tento oxid křemnatý je velice těkavá látka. Přibližně 80% tohoto SiO se vypaří a je odneseno proudem argonu z pracovního prostoru tažičky. Zbýlých 20% SiO zůstává v tavenině kyslíku a následně přechází do rostoucího monokrystalu. Tímto dochází ke vzniku intersticiálního kyslíku v krystalové mřížce křemíku (obsah $3 \times 10^{-3}\%$ atomových). [2]

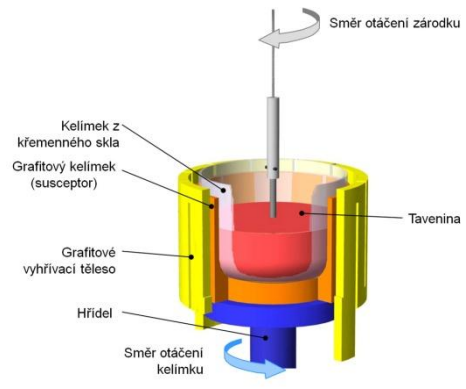
V případě nutnosti konkrétních vlastností krystalu se do něj dle požadavků přidávají (dotují) elektricky aktivní příměsi neboli dopanty, které se přidávají do taveniny křemíku před procesem tažení. [2]

N-typ (elektronová vodivost)	arsen (As); fosfor (P) nebo antimon (Sb)
P-typ (děrová vodivost)	bór (B)

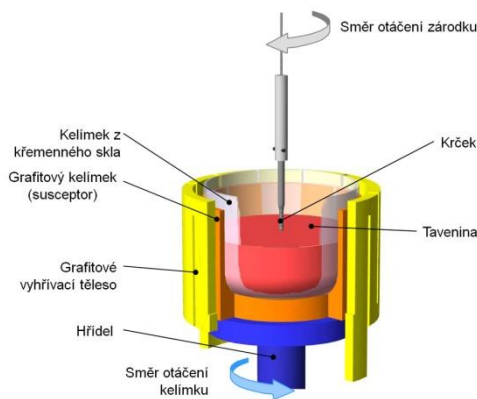
Tabulka 3: Elektricky aktivní příměsi (dopanty) [2]



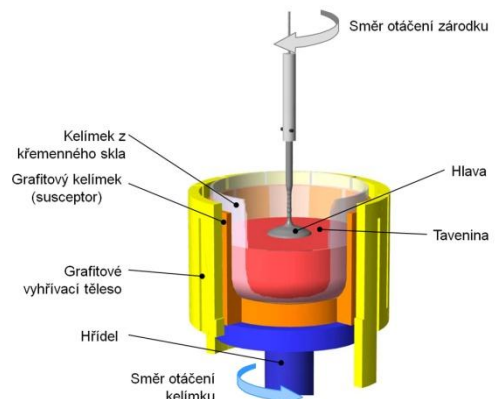
Obrázek 2: Průřez tažičkou [3]



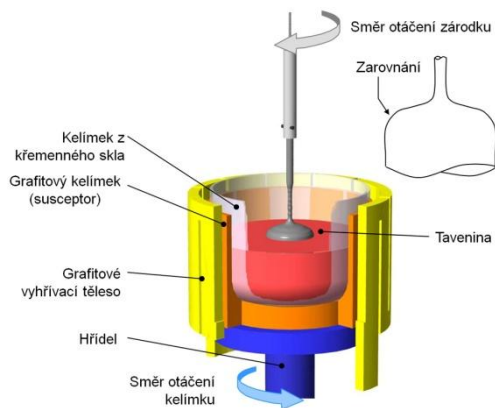
Obrázek 3: Ponoření zárodku do taveniny [3]



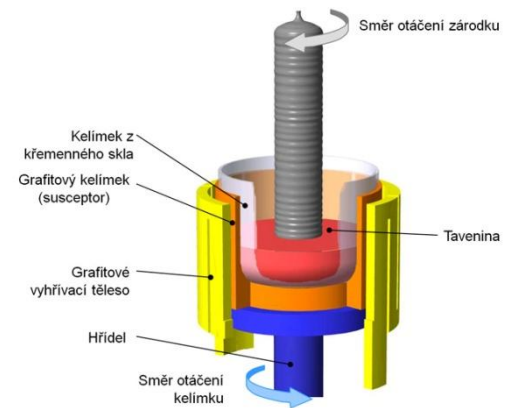
Obrázek 4: Vytažení zárodku a vznik krčku [3]



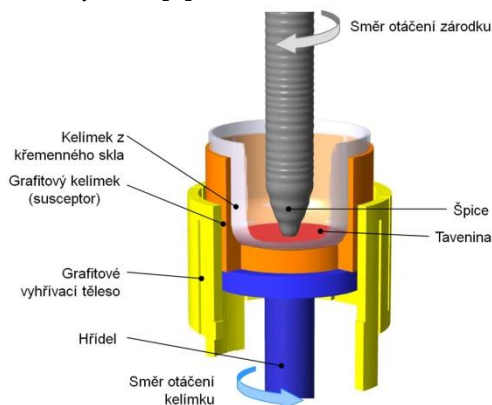
Obrázek 5: Vznik hlavy monokrystalu [3]



Obrázek 6: Zarovnění hlavy monokrystalu [3]



Obrázek 7: Tažení těla monokrystalu [3]



Obrázek 8: Tažení špice monokrystalu [3]

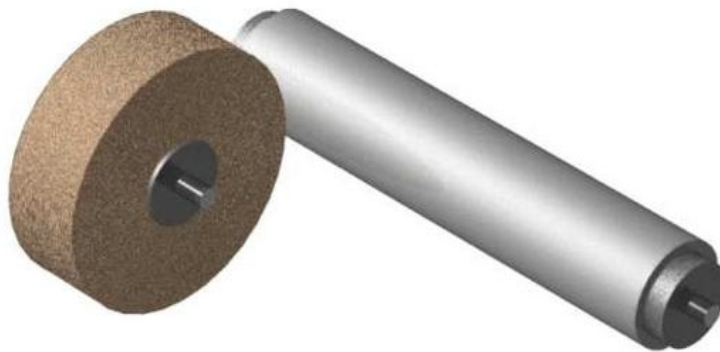


VÝROBA MONOKRYSTALICKÝCH KŘEMÍKOVÝCH DESEK

Celý proces sestava z osmi po sobě následujících kroků. [3]

1. krok – broušení monokrystalického ingotu na žádaný průměr

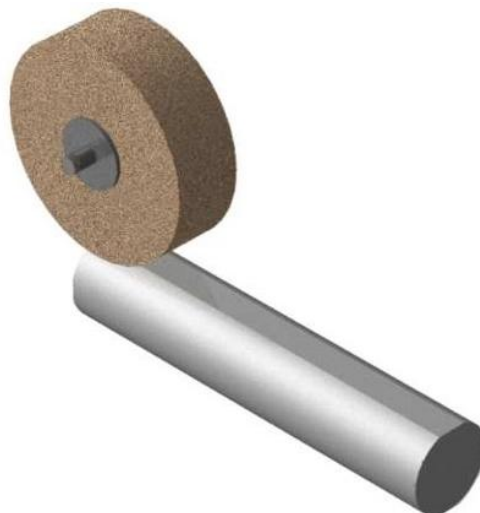
Při tažení monokrystalu není možno dosáhnout požadovaného průměru a válcovitosti v celé jeho délce. Proto se celý monokrystal po odřezání hlavy a špice zbrousí na požadovaný průměr. Původní monokrystal má tedy průměr větší o přídavek na broušení. [3]



Obrázek 9: Broušení monokrystalu křemíku [3]

2. krok – broušení fazet (značek) na monokrystalu

Po zbroušení monokrystalu na požadovaný průměr se po celé délce vybrousí rovné plošky (fazety), které slouží k orientaci Si desek ve výrobních zařízeních následujících procesů (hlavní fazeta) dále slouží k identifikaci orientace krystalografické mřížky monokrystalu a typu vodivosti Si desek (vedlejší fazeta). Rozdíl mezi hlavní a vedlejší fazetou je v jejich velikostech. Hlavní fazeta je vždy větší. V případě dalších požadavků může být na Si deskách vybroušena třetí respektive čtvrtá fazeta. [3]

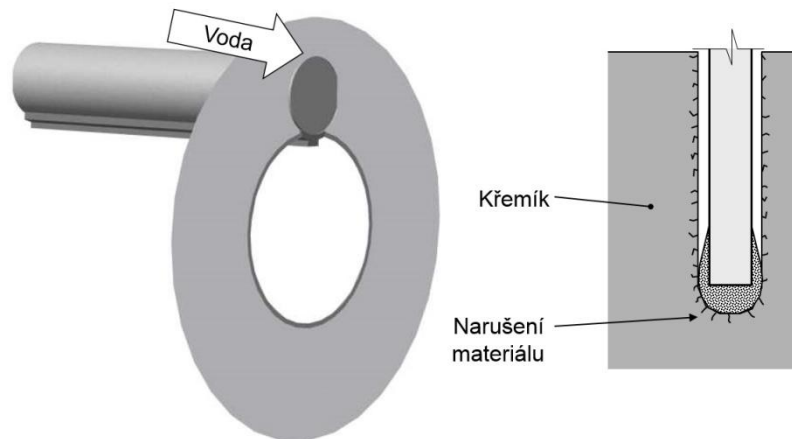


Obrázek 10: Broušení hlavní fazety [3]



3. krok – řezání monokrystalu na plátky (wafery)

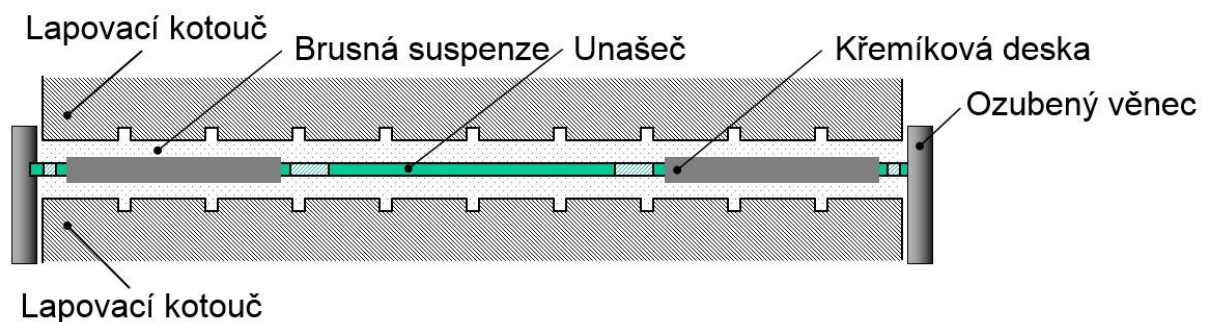
Pro řezání monokrystalu na jednotlivé desky (wafery) se používají nerezové kotoučové pily s vnitřním diamantovým borem s niklovou maticí (řezání po jednotlivých plátcích) nebo drátové řezačky (řezání celého monokrystalu najednou). [3][4]



Obrázek 11: Řezání Si plátek z monokrystalického ingotu křemíku [3]

4. krok – lapování nařezaných Si plátek

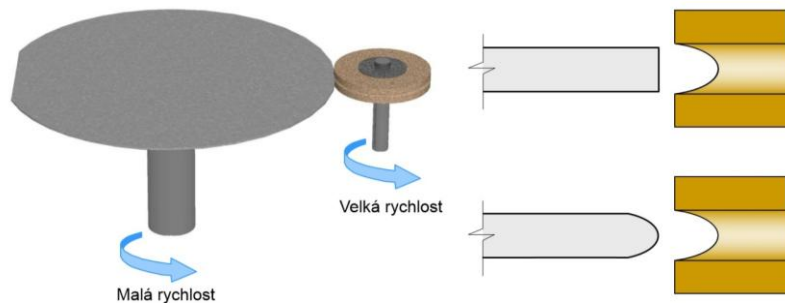
Řezáním dojde k narušení povrchu Si plátek, proto se oboustranně brousí, čímž se docílí zjemnění povrchu Si plátku, dosáhne se požadované rovinnosti a tloušťky Si plátek. V neposlední řadě se odstraní povrchové narušení Si plátek. [3]



Obrázek 12: Lapování Si plátek [3]

5. krok – broušení okrajů Si plátek

Okraje Si plátek se pomocí diamantového kotouče zabrušují do tvaru projektilu, aby se zamezilo porušení jejich okrajů (vznik výstřiků a lomů) při výrobních procesech integrovaných obvodů. [3]



Obrázek 13: Broušení okrajů Si plátek [3]

6. krok – čištění povrchu Si plátek leptáním

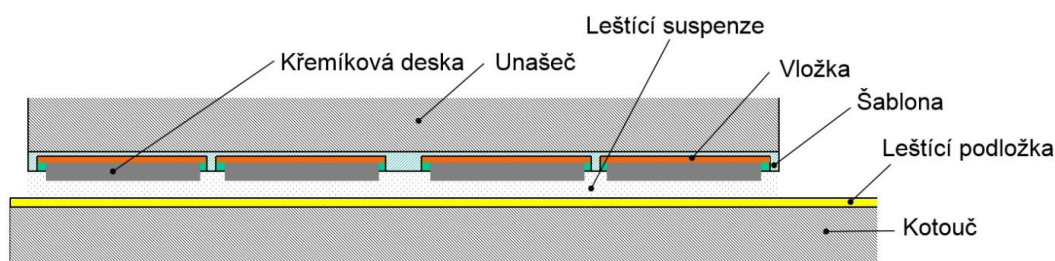
Leptáním se z Si plátek odleptávají povrchové nečistoty a povrchové poškození. Používají se dva způsoby leptání, které mají své výhody a nevýhody viz. tabulka 4.

Louhové leptání	Kyselinové leptání
$Si + H_2O + 2KOH \rightarrow K_2SiO_3 + 2H_2$	$3Si + 4HNO_3 + 18HF \rightarrow 3H_2SiF_6 + 4NO + 8H_2O$
	$Si + 4HNO_3 + 6HF \rightarrow H_2SiF_6 + 4NO_2 + 4H_2O$
Vytváří povrch, který má leptové důlky.	Vytváří hladký povrch.
Leptací rychlost je konstantní během celé životnosti lázně.	Leptací rychlost se mění.
Snadno říditelné – leptací rychlost klesá při odstranění narušení povrchu.	Obtížně říditelný – leptací rychlost není omezena narušením povrchu.
Není rizikové vůči životnímu prostředí.	Uvolňuje plyny, které musí být asanovány.

Tabulka 4: Porovnání louhového a kyselinového leptání [3]

7. krok – leštění Si plátek

Jedná se o chemicko-mechanický proces, který se provádí pouze na jedné straně Si plátek. Výsledkem je Si deska (silicon wafer) se zrcadlově lesklým povrchem, bez škrábanců a jiných vad. Lešticí suspenze se skládá z částic oxidu křemičitého (SiO₂) ve vodní suspenzi s organickou zásadou a detergentem. [1] [3]



Obrázek 14: Leštění Si desek [3]



8. krok – závěrečné mytí Si desek

Po procesu leštění zůstává na povrchu Si desky velké množství nečistot (prachové částice, organické zbytky a kovové ionty). Tento proces chemického mytí Si desek se provádí v několika lázních založených na: [3]

- 1) peroxidu vodíku H_2O_2 a kyselině chlorovodíkové HCL
- 2) peroxidu vodíku H_2O_2 a hydroxidu amonném NH_4OH

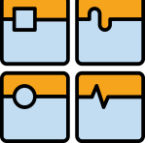
Nakonec se zbytky látek z Si desky odstraňují horkou velmi čistou vodou tzv. demineralizovaná voda. V průběhu chemického mytí se současně na Si desky působí megasonickými vlnami (akustické vlny velmi vysoké frekvence cca 1MHz). Tyto vlny působí na částice silami, kterými je oddělují z povrchu Si desek. [3]

Následné zpracování Si desek

Ze samotných Si desek se přibližně po 60 technologicky složitých procesech trvajících až 1 měsíc vyrobí mnoho integrovaných obvodů neboli čipů. Výroba jednoho čipu je velice zdoluhavý a nákladný proces, proto se na jedné Si desce vyrobí větší množství čipů. Po dokončení výroby čipů na celé Si desce je tato deska rozřezána, čímž jsou získány jednotlivé čipy, které se dále vkládají do pouzder, případně se jinak zpracovávají. Během tohoto výrobního cyklu čipů se přibližně v 8 procesech použijí horizontální difuzní polovodičové pece.



Obrázek 15: 4 pozicová distribuční atmosférická difuzní pec [5]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 POLOAUTOMATICKÉ HORIZONTÁLNÍ POLOVODIČOVÉ DIFUZNÍ PECE

2.1 TECHNOLOGICKÉ ROZDĚLENÍ

Atmosférické – procesy probíhají za atmosférického tlaku při teplotách 900 až 1250°C.

Prováděné procesy: [6]

- nanášení elektricky aktivních příměsí do Si desek
- vysokoteplotní difuzní procesy
- dopování z pevného, kapalného nebo plynného zdroje
- tepelné procesy typu žíhání, vytvrzování a spékání
- suchá oxidace
- mokrá oxidace
- vysokotlaká oxidace

LPCVD (Low pressure chemical vapour deposition) – procesy probíhají za sníženého tlaku (0,2 až 0,6Torr) při teplotách do 850°C.

Prováděné procesy: [7]

- silikon nitrid – růst vrstvy nitridu (Si_3N_4) na substrátu z monokrystalu křemíku
- nízkoteplotní oxidace
- vysokoteplotní oxidace
- TEOS oxid – růst oxidu křemíku (SiO_2) na substrátu z monokrystalu křemíku
- polysilikon s teplotní rampou nebo s rovným teplotním profilem – růst nové struktury křemíku na substrátu z monokrystalu křemíku
- dopovaný polysilikon – růst nové struktury křemíku na substrátu z monokrystalu křemíku dopovaného bórem nebo fosforem
- oxinitrid – růst nové vrstvy SiO_2 a Si_3N_4 na substrátu z monokrystalu křemíku



PECVD (Plasma Enhanced Chemical Vapor Deposition) – procesy probíhají za sníženého tlaku (do 2Torr) při teplotách do 500°C.

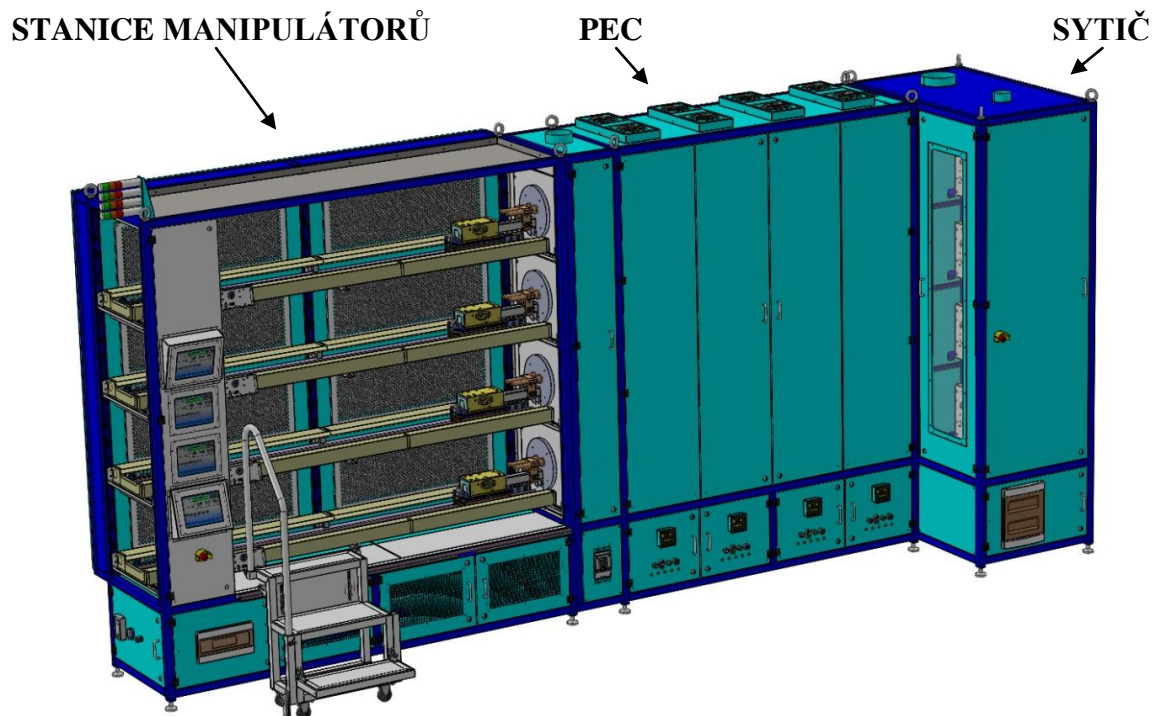
Prováděné procesy: [8]

- silikon nitrid – růst vrstvy nitridu (Si_3N_4) na substrátu z monokrystalu křemíku
- silikon oxid – růst nové vrstvy oxidu křemíku (SiO_2) na substrátu z monokrystalu křemíku
- oxinitrid – růst nové vrstvy SiO_2 a Si_3N_4 na substrátu z monokrystalu křemíku

2.2 KONSTRUKCE DIFUZNÍCH PECÍ

Základní morfologie se dělí na tři části (pec, sytič a stanice manipulátorů), které jsou mezi sebou vzájemně mechanicky i elektronicky propojeny. Vzhledem k vysoké čistotě, ve které se provádí veškeré výrobní operace polovodičových součástek, jsou pracovní prostory difuzních pecí rozděleny na dvě části. Jedná se o výrobní prostory neboli čisté prostory, ve kterých je zpravidla umístěna pouze stanice manipulátorů a dále o servisní prostory neboli šedé prostory do kterých se umísťuje pec a sytič. Z předchozího textu tedy vyplývá, že pec a stanice manipulátorů rozděluje příčka. Tuto dispozici pracovních prostor difuzních pecí využívá mnoho výrobců polovodičových součástek. V některých případech, jako tomu většinou bývá u výzkumných ústavů, jsou všechny tři části difuzní pece umístěny v čistých prostorech.

V následujícím textu jsou popsány nejpoužívanější konstrukční podoby celků horizontálních difuzních polovodičových pecí.



Obrázek 16: Zobrazení jednotlivých sekcí difuzní polovodičové pece [5]

Pec (Furnace cabinet)

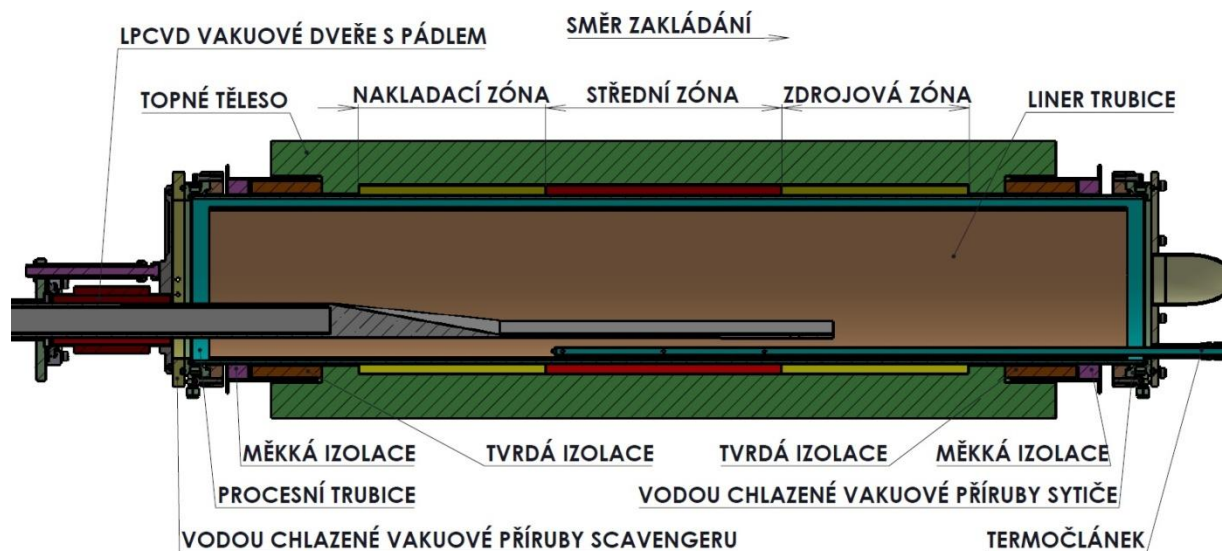
Srdcem difuzních pecí jsou reaktory, v nichž probíhají hlavní procesy. Pece mají různé velikosti. Nejmenší pece používané většinou jako výzkumné mají 1 až 3 reaktory. Délka reaktorů u těchto typů pecí je oproti distribučním pecím menší. Distribuční neboli výrobní pece mají ve většině případů 4 reaktory umístěné vertikálně nad sebou. Nejčastěji se používají 3 základní typy reaktorů: atmosférické, LPCVD a PECVD.

Atmosférický reaktor je ze jmenovaných typů reaktorů konstrukčně nejjednodušší. Skládá se z topného tělesa (tvar dutého válce), které má na vnitřní válcové ploše odporové vinutí z kantalového drátů. Tepelná izolace topného tělesa je tvořena keramikou a tepelně izolačními hmotami. Topné těleso je rozdělené na 3 samostatně regulovatelné zóny (ve zvláštních případech až na 5 zón). Tyto zóny se nazývají nakládací (load), střední (center) a zdrojová (source) zóna. V případě 5 zónové topné kazety je střední (center) zóna rozdělena na 3 samostatné zóny. Skrz topné těleso je umístěna procesní trubice z křemenného skla nebo silikon karbidu (SiC). Procesní trubice je z jedné strany otevřena (vstupní strana reaktoru) a z druhé je polouzavřena (vstupní strana procesních plynů, termočlánků a dalšího příslušenství). Délka procesní trubice je vždy větší než topného tělesa a to tak, že zadní stranou procesní trubice z části přechází obrys pece. Čelní (vstupní) část procesní trubice je umístěna v předkomoře reaktoru (scavenger), která slouží k zachytávání uniklých plynů skrz atmosférické skleněné (quartz) dveře z reaktorů a jejich následnému odvedení do odtahu. Úniku plynů z předkomory reaktoru do okolí zabraňují atmosférické nerezové dveře scavengeru, které jsou umístěny na manipulátoru (loaderu). Procesní trubka může být v topném tělese umístěna centricky nebo excentricky. Excentrického uložení se občas využívá u křemenných procesních trubic pro snížení jejich prohýbání vlivem působení vysoké teploty a gravitace.



Obrázek 17: atmosférický reaktor v softlandingové verzi [5]

LPCVD reaktor neboli nízkotlaký reaktor se oproti výše popsanému atmosférickému reaktoru liší hlavně ve tvaru procesní trubice, která je v tomto případě jednoduchého válcového tvaru. Uzavření procesní trubice respektive docílení vakuově těsného pracovního prostoru je pomocí vakuových přírub a vakuových dveří. Na straně sytiče čili ze strany připojení k vakuové pumpě je skladba přírub následující: základní montážní příruba, vodou chlazená příruba a uzavírací víko s napojením na vakuovou pumpu a vstupem pro termočlánek. Ze strany vstupu do reaktoru je celek přírub následující: základní montážní příruba, vodou chlazená příruba a plynová příruba (vstupy procesních plynů). K vakuovému uzavření reaktoru se používají vakuové dveře umístěné na loaderu (použití jednoosého manipulátoru – popis manipulátoru viz. podkapitola *Stanice manipulátorů*). LPCVD reaktor má oproti atmosférickému reaktoru navíc rozvod chladicí vody do vodních přírub a rozvod procesních plynů k plynové přírubě. Tak jako u atmosférického reaktoru má i LPCVD reaktor předkomoru (scavenger) avšak oproti atmosférickému typu reaktoru se scavenger u LPCVD reaktoru během procesu neuzavírá. Vlivem napojení scavengeru na odsávání jsou komponenty vakuových dveří a vakuových přírub scavengeru chlazeny proudícím vzduchem. Ve většině případů se do reaktoru vkládá liner trubice a to hlavně z důvodu snadnější údržby respektive čištění vnitřních prostor reaktoru. V případě čištění reaktoru se vyjme liner trubice skrz vakuové příruby. V případě použití pouze procesní trubice se musí při jejím vyjmutí demontovat vakuové příruby.



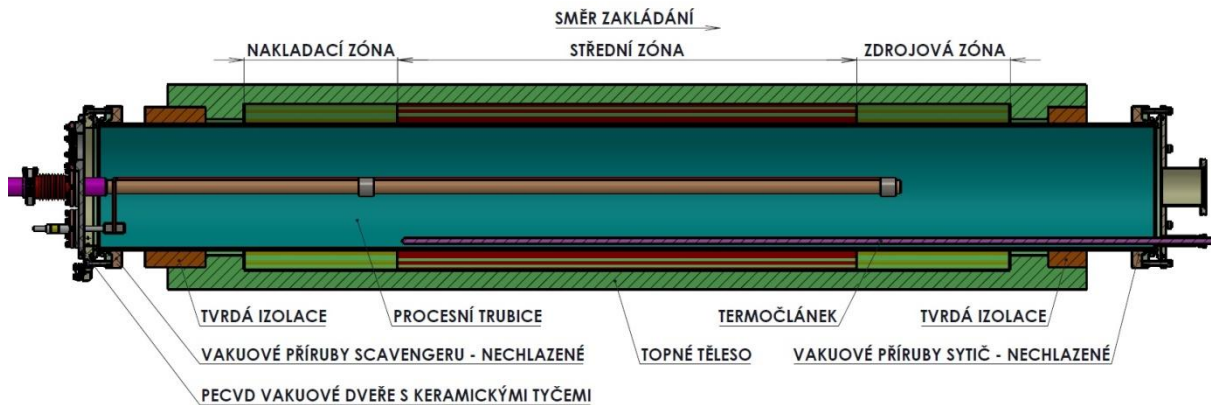
Obrázek 18: LPCVD reaktor [5]

PECVD reaktor je další typ nízkotlakého reaktoru u kterého procesy probíhají za nízkých teplot. Procesní teploty jsou nižší než maximální teploty těsnících vitonových o-kroužků, proto se v celku vakuových přírub nepoužívají vodou chlazené příruby jak tomu je u LPCVD reaktoru. Konstrukce vakuových přírub a dveří je podobná jako u LPCVD reaktoru. Místo vodou chlazených přírub používaných u LPCVD se používají jednoduché příruby bez vodního pláště. Další rozdílnosti oproti LPCVD je, že u vakuových dveří jsou navíc použity elektro vakuové průchodky a dráty pro přivedení napětového potenciálu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

na elektrody PECVD lodičky (nosič Si desek). Nízké procesní teploty umožňují absenci předkomory reaktoru (scavengeru), která u tohoto typu reaktoru není použita. U PECVD reaktorů se může také využít tzv. liner trubice.




Obrázek 19: PECVD reaktor [5]

Fixací procesní trubice vůči topnému tělesu zajišťují tzv. ekity. Jedná se o rotační prstence z tepelně odolných materiálů (2 typy tvrdosti). Tvrdší izolace (vestibul bloky) se umísťují mezi vnitřní prostor reaktoru a měkčí izolaci (nextel disc). Další funkcí ekitů je také tepelná izolace prostoru mezi procesní trubicí a vnitřním vinutím topného tělesa vůči vnějšímu okolí. V závislosti na procesu mohou teploty uvnitř reaktorů dosahovat až 1300°C. Topné těleso je umístěno na samostatném držáku připevněném k centrálnímu rámu pece. Na rám jsou přichyceny veškeré prvky pece jako již zmíněné držáky topných těles, hlavní chladič (umístěn v horní části nad posledním topným tělesem), mezipatrové chladiče (umístěné mezi jednotlivými topnými tělesy), scavengery, dveře, kryty, atd. V případě tzv. softlandingových pecí jsou do pece navíc zabudovány softlandingové dveře reaktorů, které slouží k uzavření reaktorů během procesu. Konstrukce těchto softlandingových dveří může být velmi rozmanitá. Ve spodní části pece je umístěna řídicí elektronika (trafa, jističe, relé atd.). Páteřový rozvod chladicí vody je zpravidla umístěn na zadní venkovní stěně. Dle orientace pece (pravá nebo leva) se k ní z jedné strany připojuje sytič a z druhé strany loadstation.

Sytič (Source cabinet)

Hlavní činností sytiče je příprava procesních plynů a jejich následná distribuce do daného reaktoru. Důležitou částí sytiče jsou plynové panely (jejich počet je závislý na počtu reaktorů a typu procesů). Na těchto panelech jsou umístěny ruční a elektromagnetické ventily případně další součástky pro správné mísení a distribuci procesních plynů. Základem sytiče je ocelový svařovaný rám, na který jsou připevněny další prvky jako plynové panely, různé typy držáků, krytů, dveří, komínů odtahů, atd. Nedílnou součástí sytiče je také řídicí systém celé pece. Ten je většinou umístěn na vzdálenější straně sytiče od reaktoru a to z důvodu, aby vlivem tepelného sálení a infrazářením od reaktorů nedošlo k poškození elektro součástí. Procesní plyny většinou vstupují do sytiče z centrálního

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 25
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

rozvodu přes strop sytiče do redukčních ventilů a dále jsou páteřovým trubkovým rozvodem uvnitř sytiče vedeny na jednotlivé plynové panely (pozice).

Stanice manipulátorů (Loadstation)

Účelem stanice manipulátorů je zajistit bezproblémové plnění respektive vyprazdňování reaktorů pece. K tomuto účelu slouží manipulátory (tzv. loadery). Pro každou pozici pece respektive reaktory slouží vždy jeden manipulátor. Ve většině případů se jedná o jednoosé manipulátory, které mají rameno (tzv. pádlo nebo twinrod) z karbidu křemíku (SiC), na které se umísťuje vsázka Si desek v lodičkách (počet Si desek je závislý na konstrukci lodičky, velikosti reaktoru a typu procesů) a štíty proti přímému proudění médií na Si desky (tzv. baffle). Tyto štíty se v mnohých případech také používají k odstínění infračerveného vyzařování z reaktorů tím, že se umístí na pádlo v blízkosti dveří reaktoru. Jednoosý typ manipulátoru zajede pádlem s umístěnou vsázkou Si desek a baffly do reaktoru, čímž uzavře reaktor skleněnými atmosférickými dveřmi. Během samotného procesu je tedy pádlo se vsázkou Si desek po celou dobu ve vnitřním prostoru reaktoru.

Ve speciálních případech se používají dvouosé manipulátory (tzv. softlanding loader). Tento typ manipulátorů zajede se vsázkou Si desek v lodičkách a baffly do reaktoru, poté tuto vsázku položí na dno procesní trubice a zase vyjede pádlem z reaktoru. Po vyjetí pádla loaderu z reaktoru se uzavřou samostatné reaktorové dveře, které jsou zabudovány v peci. Během procesu není pádlo přítomné ve vnitřním prostoru reaktoru.

Doba zájezdu pádla do reaktoru respektive výjezdu z reaktoru je v řádech minut a to z důvodu nižšího tepelného šoku pro Si desky v lodičkách, baffly a v neposlední řadě samotné pádlo. Po vyjetí z reaktoru je celá vsázka na pádlo ofukována filtrovaným vzduchem z HEPA filtru. Ofukováním se celá vsázka ochlazuje a zároveň se zabraňuje usazení nežádoucích nečistot na Si desky z okolního prostoru. Konstrukce stanice manipulátorů je jako u pece a sytiče tvořena svařovaným rámem, který slouží k upevnění konzol pro loadery, boxů pro HEPA filtry, různých typů držáků, krytů, dveří a ovládací skříně pro touchpanely s ovládáním manipulátorů.

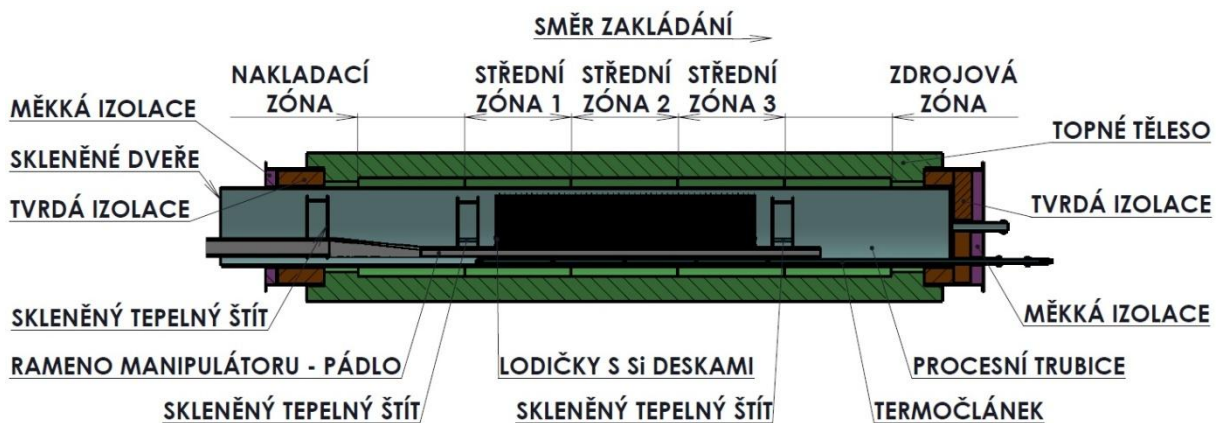
2.3 FUNKCE

Na začátku celého souhrnu operací prováděných na horizontálních difuzních pecích je naložení vsázky Si desek v lodičkách a bafflů na rameno manipulátoru výrobním operátorem. Poté je operátorem spuštěn recept (výrobní program), čímž se zahájí proces posloupnosti výrobních operací v dané horizontální difuzní peci. Nedojde-li k servisnímu zásahu do pece před samotným spuštěním receptu, bývá již reaktor pece vytopen na procesní startovací teplotu (záleží na typu reaktoru a typu procesu). Pro lepší představu se tato teplota u atmosférických reaktorů pohybuje v rozmezí 500 až 700°C. Po spuštění receptu dojde k pomalému zájezdu pádla se vsázkou do reaktoru a následnému startu rampování procesní teploty. Po uzavření reaktoru a stabilizaci teploty uvnitř reaktoru na procesní hodnotě dojde



k spuštění samotného procesu. Procesní teplota je měřena ve 3 bodech u 3 zónového topného elementu a v 5 bodech u 5 zónového topného elementu pomocí termočlánků. Konkrétní hodnoty velikosti teplot v měřených bodech jsou zobrazovány na řídicím terminálu umístěném ve stanici manipulátorů. Tímto terminálem lze ovládat veškeré funkce pece.

Během samotného procesu jsou do procesní trubice dávkovány procesní plyny. Správnost množství a koncentrací procesních plynů hlídá a reguluje řídicí systém pece pomocí elektromagnetických ventilů (MFC) umístěných na plynových panelech. Odpadní plyny z reaktoru během procesu jsou odsávány z celé difuzní pece pomocí odtahů. Po skončení výrobního procesu v reaktoru dojde nejprve k ochlazení reaktoru zpět na startovací teplotu a poté k pomalému vyjetí pádla se vsázkou z reaktoru. Již během výjezdu pádla z reaktoru je pádlo i s vsázkou ofukováno filtrovaným vzduchem z HEPA filtru umístěných ve stanici manipulátorů. Po zjetí manipulátoru do výchozí polohy je vsázka ještě nějakou dobu ponechána na pádle, kde chladne vlivem ofukování filtrovaným vzduchem z HEPA filtru. Po ochladnutí vsázky provede výrobní operátor sběr této vsázky Si desek z pádel jednotlivých manipulátorů. Tyto vsázka Si desek se poté podrobí dalším výrobním procedurám v rámci procesu výroby integrovaných obvodů. Detailní popis výrobních funkcí všech možných konstrukčních typů difuzních pecí by bylo velice rozsáhlé, proto je výše stručně popsána pouze funkce výrobního procesu na standardní atmosférické peci.

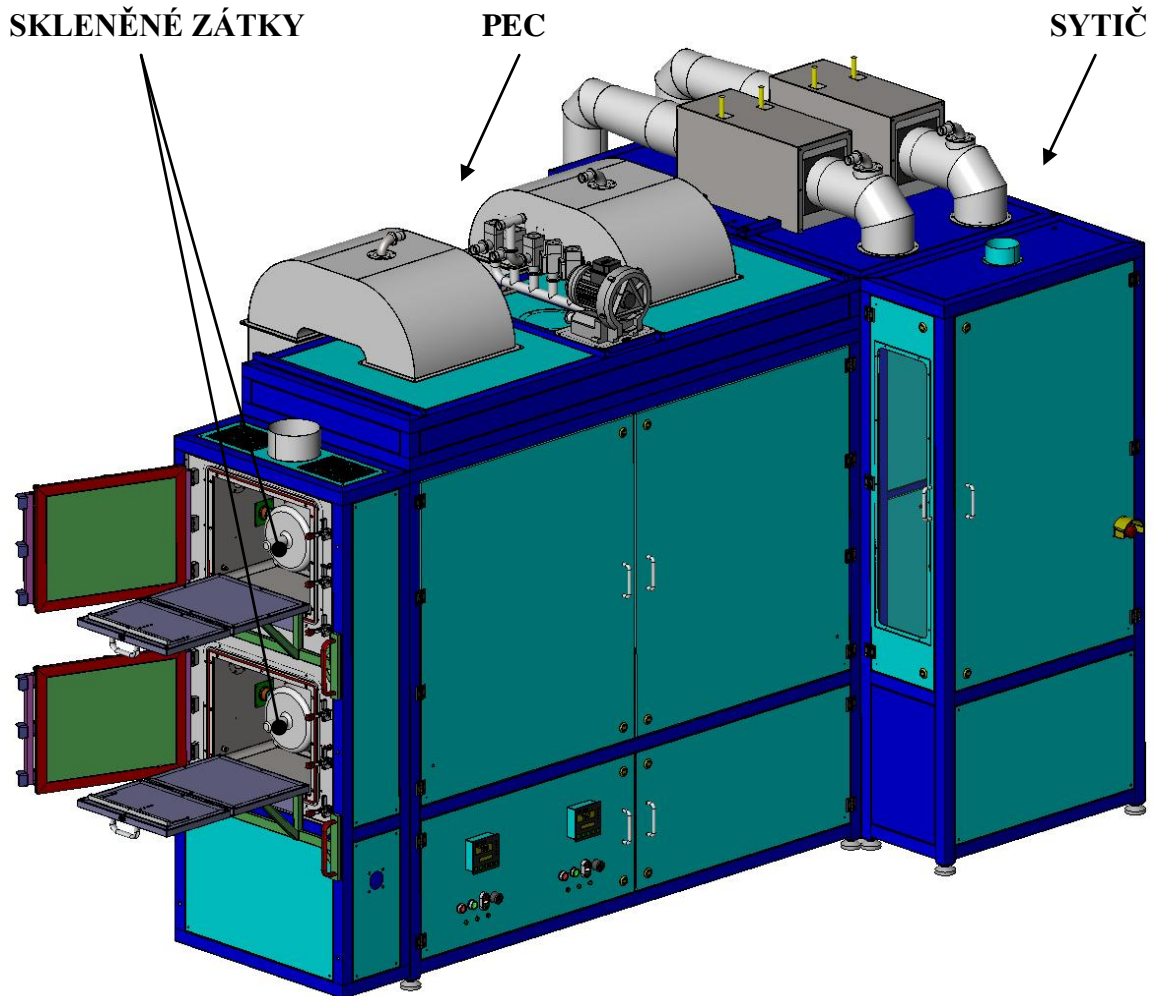


Obrázek 20: Zobrazení atmosférického reaktoru v řezu s Si deskami v lodičkách a s baffly [5]



3 VYSOKOTEPLOTNÍ DVOUPOZICOVÁ DIFUZNÍ PEC

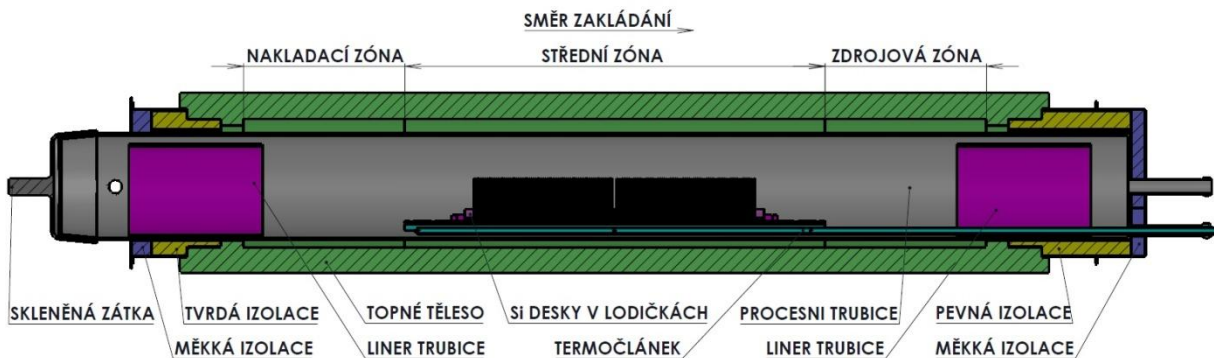
Tato poloautomatická difuzní polovodičová pec je výchozím podkladem pro zpracování této diplomové práce. Jedná se o difuzní pec speciální konstrukce vyvinutou pro procesy difúze gália s použitím čistého vodíku (H_2).



Obrázek 21: Dvoupozicová difuzní pec s vysokoteplotními reaktory (zobrazeno s otevřenými předkomorami reaktoru a s vykládacími stolíky) [5]

Typ pece	vysokoteplotní poloautomatická difuzní
Velikost pece	dvoupozicová
Typ reaktorů	atmosférický vysokoteplotní (teplota až 1280°C)
Počet reaktorů	2
Konstrukce procesní trubice	skleněná procesní trubice s vnějším zábrusem
Uzavírání procesní trubice	skleněnou zátkou s vnitřním zábrusem
Max. velikost polotovarů	4'' Si desky (průměr)
Typ procesu	difúze gália s použitím čistého vodíku (H_2)
Způsob zakládání vsázky	ruční prováděné lidskou obsluhou pece za pomoci vykládacích stolíků a speciálních přetahovacích skel (elephantů) - absence stanice manipulátorů

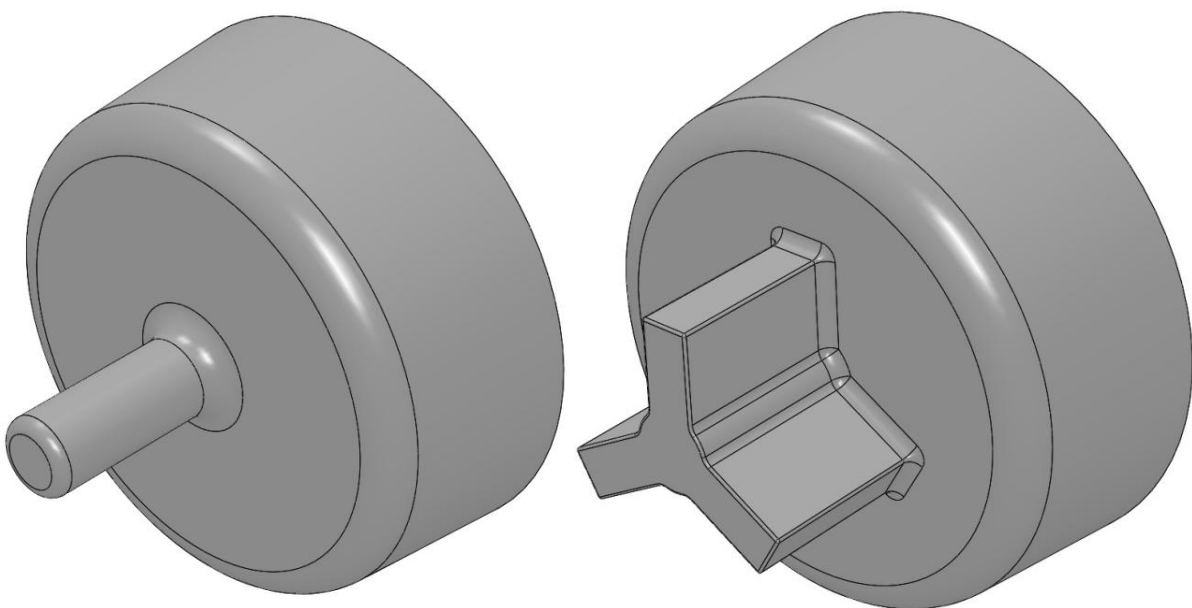
Tabulka 5: Technická specifikace [5]



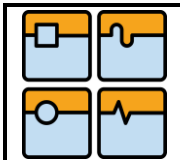
Obrázek 22: Řez vysokoteplotním atmosférickým reaktorem [5]

3.1 SKLENĚNÁ ZÁTKA

Jedná se o rotační součást ve tvaru komolého kužele se zaslepenou menší podstavou, na které je umístěna manipulační stopka. Funkcí této zátky je hermetické uzavírání procesní trubice atmosférického vysokoteplotního reaktoru difuzní polovodičové pece popsané výše. Této funkce se dosahuje vnitřním zábrusem skleněné zátky, který přesně lícuje s vnějším zábrusem procesní trubice. V případě pece popsané výše je manipulace se skleněnou zátkou prováděná obsluhou pece tak, že obsluha s tepelně izolačními rukavicemi uchopí zátku za manipulační stopku a sundá respektive ji nasadí na zábrus procesní trubice. Nasazení skleněné zátky na zábrus procesní trubice provádí obsluha malou silou pomocí citu. Skleněná zátka se nasazuje přímočarým pohybem na zábrus procesní trubice. Lze také použít pro nasazení skleněné zátky kombinaci pohybů sestávající z přímočarého pohybu a rotace. Přesný postup nasazování respektive sundávání skleněné zátky se nedá nijak empiricky určit, je to pouze na konkrétních zkušenostech obsluhy.



Obrázek 23: Skleněná zátka pro ruční manipulaci (vlevo) a pro strojní manipulaci (vpravo) [5]

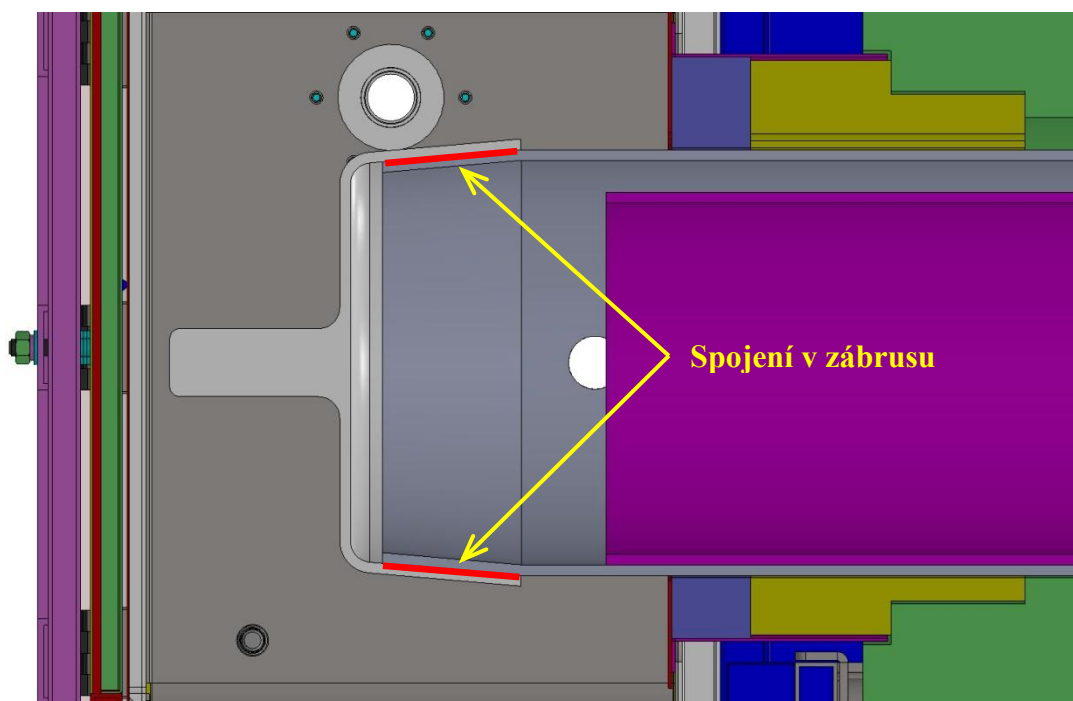


Materiál	Quartz sklo (křemenné sklo)
Hustota	2,2g/cm ³
Pevnost v ohybu	110MPa
Modul pružnosti v tahu	70GPa
Hmotnost skleněné zátky pro ruční manipulaci	1kg
Hmotnost skleněné zátky pro strojní manipulaci	1,3kg

Tabulka 6: Materiálové vlastnosti [9]

Výhody	Nevýhody
jednoduchá konstrukce uzavírání procesní trubice	krátká životnost v důsledku působení vysoké teploty společně s gravitací na procesní trubici
absence složitého mechanismu uzavírání	vyšší riziko trvalého poškození zátky v důsledku ruční manipulace

Tabulka 7: Výhody a nevýhody skleněné zátky



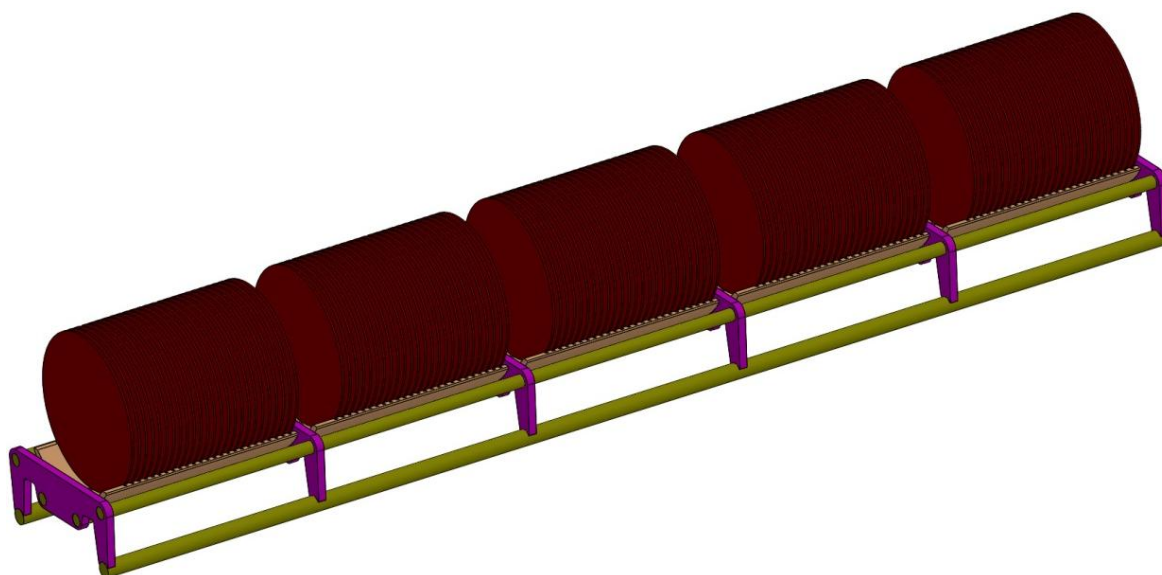
Obrázek 24: Zobrazení vzájemného styku skleněné zátky a procesní trubice v zábrusu (červené čáry) [5]

4 ZVÝŠENÍ STUPNĚ AUTOMATIZACE PRACOVIŠTĚ DIFUZNÍ PECE

Pro dosažení vyššího stupně automatizace pracoviště vysokoteplotní difuzní pece popsané výše je potřeba vyřešit automatickou manipulaci se skleněnou zátkou, vsázkou Si desek a následnou manipulaci s lodičkami, v nichž jsou umístěny Si desky. Těchto činností může být dosaženo pomocí průmyslového manipulátoru nebo průmyslového robotu. V úvahu je třeba vzít i to, že by pracoviště mohlo být v budoucnu rozšířeno o totožnou vysokoteplotní difuzní pec, která by měla být taktéž obsluhována průmyslovým manipulátorem/robotem. V neposlední řadě je potřeba dbát na to, že se pracoviště difuzní pece nachází ve velmi čistých prostorech.

4.1 ČINNOSTI, KTERÉ LZE AUTOMATIZOVAT

- otevírání/zavírání předkomory reaktoru (scavengeru)
- uzavírání procesní trubice pomocí skleněné zátky – manipulace se skleněnou zátkou
- nakládka/vykládka vsázky Si desek z reaktoru pomocí SiC pádla
- umístění vsázky Si desek na polici odkládací stanice po vykládce z reaktoru respektive před nakládkou do reaktoru
- přemístění vsázky Si desek z police odkládací stanice na překládací stanici
- přemístění lodiček s Si deskami ze skleněného nosiče na odkládací police pro sběr k dalšímu zpracování operátory výroby



Obrázek 25: Skleněný nosič s lodičkami a Si deskami – vsázka Si desek [5]

4.2 VOLBA VHODNÉHO AUTOMATIZAČNÍHO PRVKU

Průmyslový manipulátor	Průmyslový robot
nižší stupeň automatizace oproti robotu	vyšší stupeň automatizace oproti manipulátoru
malý sortiment standardních manipulátorů pro použití v čistých	velký sortiment standardních robotů pro použití v čistých prostorech
složitější konstrukce pro větší pracovní prostory	velký pracovní rozsah – možnost doplnění o pojezdovou jednotku (zvýšení pracovního rozsahu)
Neekonomické pro více pracovních	Ekonomicky výhodnější pro více činností
	Flexibilní

Tabulka 8: Porovnání průmyslového manipulátoru a robotu

Z tabulky č. 8 vyplývá, že použití průmyslového manipulátoru je zejména vhodné pro menší počet činností. V tomto konkrétním případě by byl manipulátor primárně určen pro manipulaci se skleněnou zátkou při uzavírání respektive otevírání vysokoteplotního reaktoru difuzní pece. V rámci zavedení plně automatizovaného pracoviště difuzní pece je vhodnější využití průmyslového robotu, který bude zastávat veškeré činnosti lidské obsluhy v rámci celého pracoviště difuzní pece.

4.3 NÁVRH KONCEPCE ROBOTIZOVANÉHO PRACOVIŠTĚ DIFUZNÍ PECE

V případě plné automatizace pracoviště difuzní pece musí být toto pracoviště doplněno o další prvky (stanice) ve kterých se budou provádět manipulační operace s lodičkami naplněnými Si deskami. Na konci řetězce činností v rámci celého pracoviště je potřeba zvolit umístění lodiček s Si deskami na místě vhodném pro sběr k dalším technologickým činnostem.

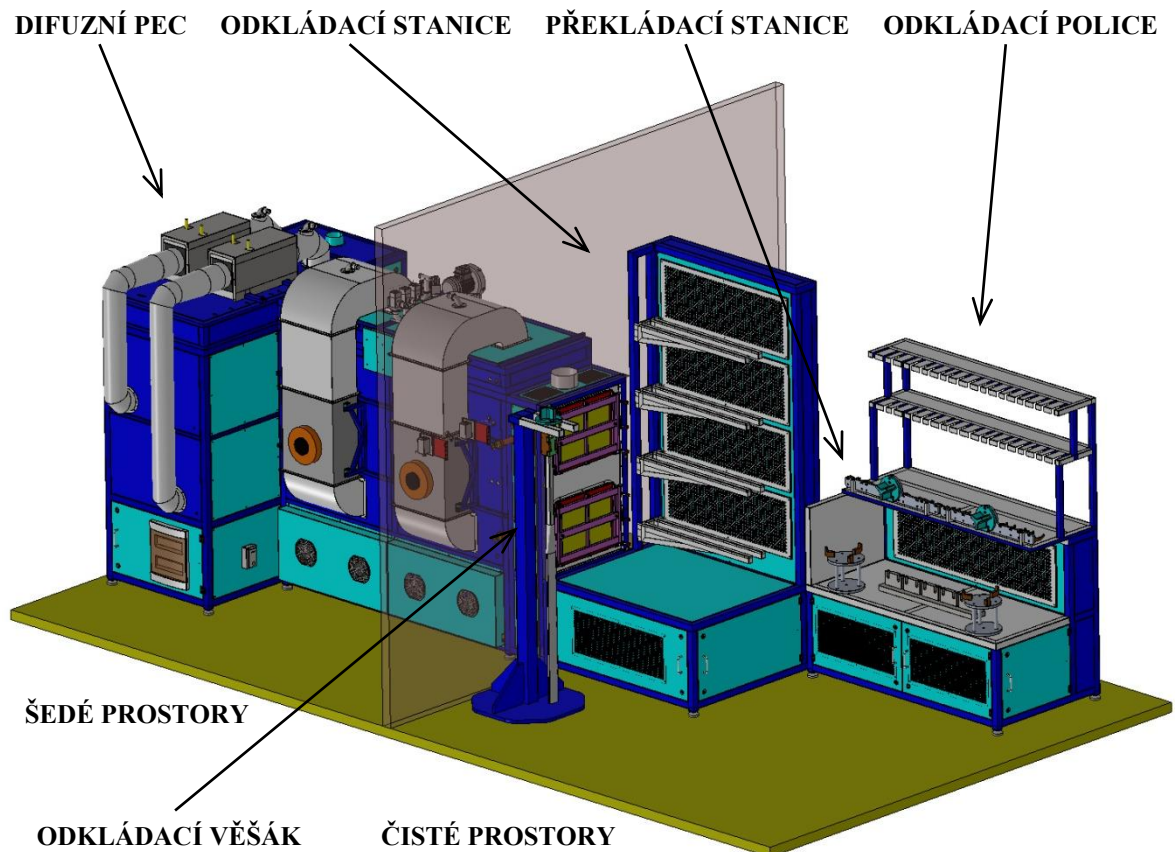
První stanice je odkládací. Tato stanice má police určené pro odkládání skleněného nosiče s lodičkami naplněnými Si deskami po procesu difuze respektive před procesem difuze. Ze strany těchto polic jsou umístěny HEPA filtry zaručující dostatečný proud filtrovaného vzduchu ofukujícího Si desky na lodičkách.

Druhá stanice je překládací. Na tuto stanici robot odkládá skleněné zátky, ale hlavně se zde provede sejmutí lodiček naplněných Si deskami ze skleněného nosiče. Následně budou lodičky s Si deskami přemístěny na odkládací police. Stanice je rovněž vybavena HEPA filtrem pro ofukování Si desek a skleněných zátek filtrovaným vzduchem.

Třetí a tedy poslední stanici v případě, kdy robot nebude zajišťovat také překládání Si desek z lodiček do přepravních boxů, jsou odkládací police. Na jednotlivé police bude robot umísťovat lodičky po procesu difuze a také bude z těchto polic brát novou várku lodiček naplněných Si deskami určených pro zpracování v difuzní peci.



Pracoviště bude také doplněno o odkládací věšák pro držák s SiC pádlem určeným pro vyprazdňování a plnění reaktorů difuzní pece. Proti neoprávněnému vniku osob do pracovního prostoru robotu bude užito bezpečnostního oplocení celého robotizovaného pracoviště difuzní pece.



Obrázek 26: Navržená koncepce rozmístění jednotlivých stanic a příslušenství robotizovaného pracoviště difuzní pece – zobrazeno bez bezpečnostního oplocení

4.3.1 VOLBA PRŮMYSLOVÉHO ROBOTU

Na průmyslový robot jsou kladeny požadavky týkající se především velikosti jeho pracovního rozsahu, celkové nosnosti a hlavně na speciální konstrukci určenou pro použití v čistých prostorech. Poslední požadavek je velice specifický, a proto není sortiment použitelných robotů do čistých prostorů tak rozsáhlý jako standardní koncepce průmyslových robotů se sériovou kinematikou. Dalším poměrně hodně omezujícím požadavkem je manipulace s SiC pádlem při zakládání vsázky Si desek (obr. 25) do reaktoru respektive její vykládání. Vsázka dle obr. 25 je uložena na konci SiC pádla celkové délky 1775mm i s držákem. Vzdálenost konce SiC pádla od 6 osy průmyslového robotu je 2100mm (obr. 30). Při uchopení tohoto SiC pádla se vsázkou o celkové tíze 17kg je v 6 ose (O_6) průmyslového robotu vlivem tíhové síly celé sestavy vsázky na SiC pádlo s držákem a koncovým efektem vytvořen kroučící moment o velikosti cca 182Nm (obr. 30). Tato velikost kroučícího momentu se bude u jednotlivých průmyslových robotů drobně lišit z důvodů rozdílných vzdáleností



čelní plochy montážní příruby a 6 osy. Velikost krouticího momentu 182Nm byla vypočítána pro případ použití robotu ABB IRB 6640/180.

Požadované parametry kladené na průmyslový robot	
Typ kinematického řetězce	sériový
Umístění	podlahové
Počet pracovních os	6
Pracovní rozsah 1 osy	min. $\pm 90^\circ$
Pracovní dosah ramen	min. 1,9m
Nosnost	min. 17kg v těžišti nacházejícím se v podélné rovině robotu vzdáleném až 1150mm od 6 osy prům. robotu
Krytí	IP67 – s určením pro čisté prostory

Tabulka 9: Požadované parametry kladené na průmyslový robot

Výrobce	Typ	Nosnost a dosah	Hodnocení
KUKA	KR 16-2 CR	16kg/1,61m [10]	Nevyhovuje – malá nosnost a dosah
KUKA	KR 30-3 CR	30kg/2,03m [11]	Nevyhovuje – malá nosnost
ABB	2400/16	20kg/1,55m [12]	Nevyhovuje – malá nosnost a dosah
ABB	4400/60	60kg/1,96m [13]	Nevyhovuje – malá nosnost
ABB	6640/180	180kg/2,55m [14]	Vyhovuje
ABB	7600/500	500kg/2,55m [15]	Vyhovuje

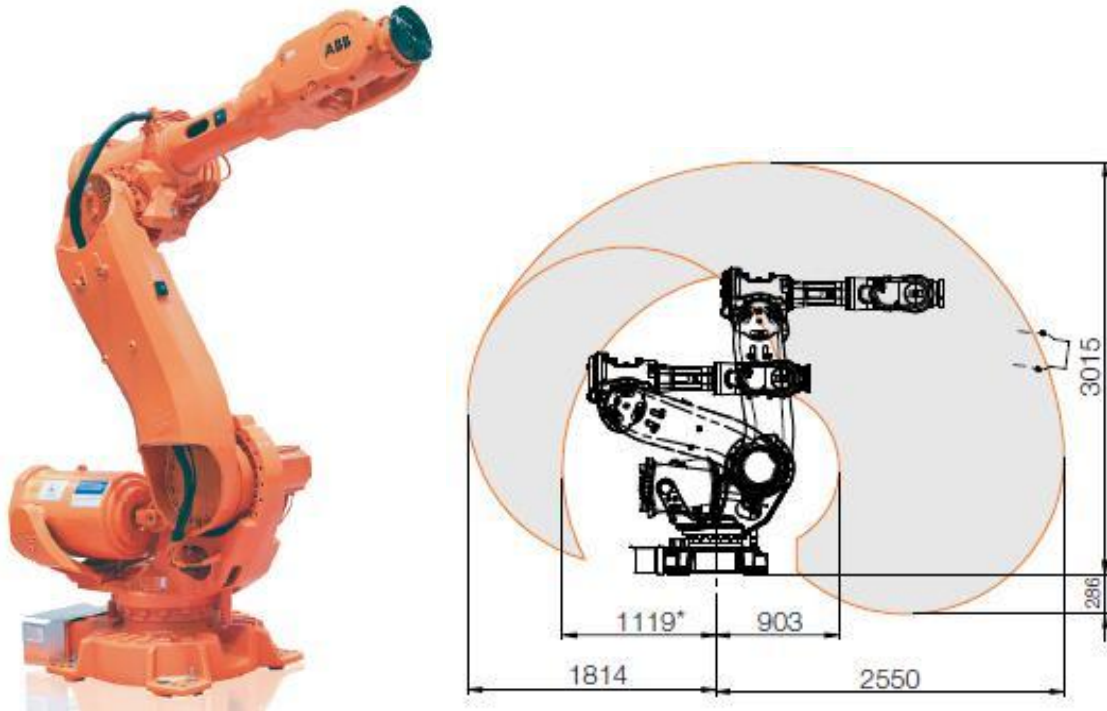
Tabulka 10: Seznam podlahových průmyslových robotů se sériovou kinematikou (6 pracovních os) určených pro čisté prostory s hodnocením jejich výběru

Po konzultaci s techniky z oddělení robotiky společnosti ABB s.r.o. byl zvolen průmyslový robot ABB IRB 6640/180 ve verzi pro čisté prostory, který dostatečně splňuje všechny kladené požadavky.

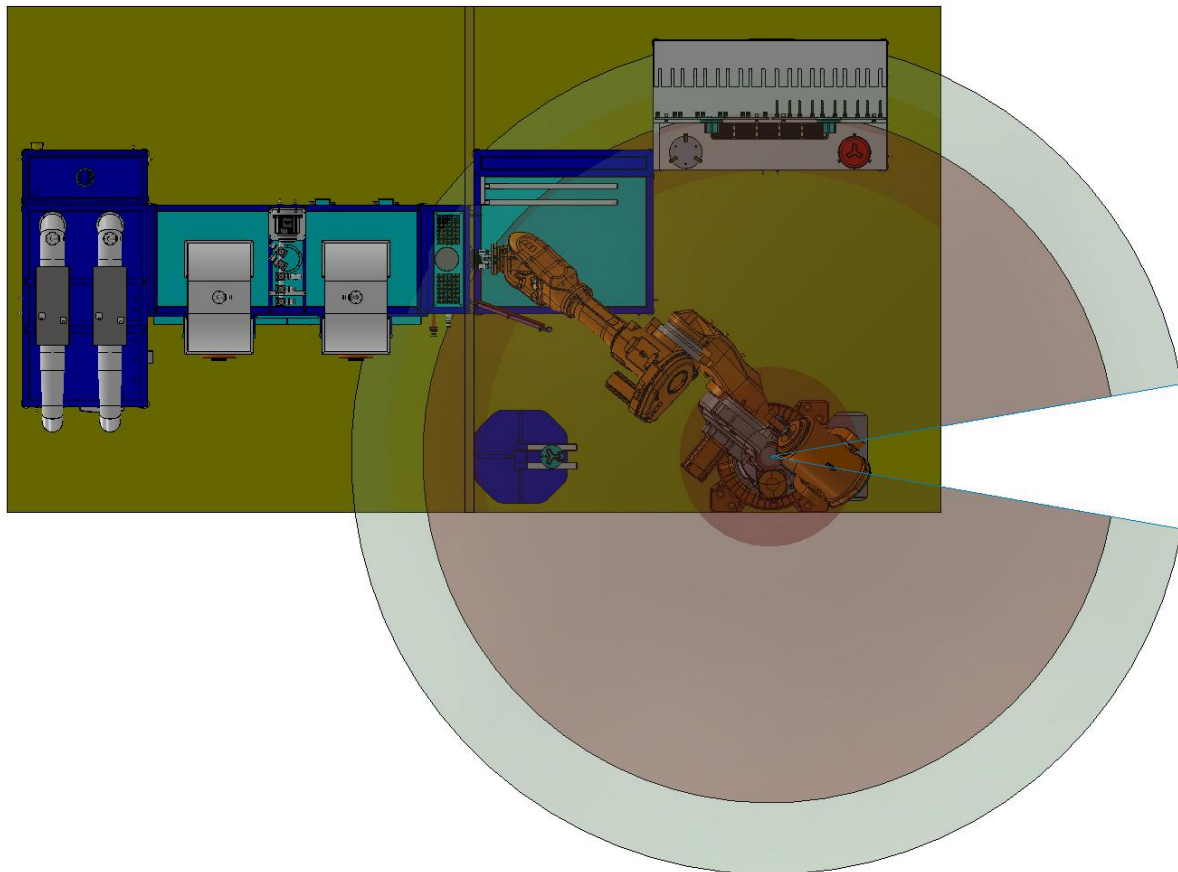
Vzhledem k pracovnímu rozsahu zvoleného průmyslového robotu byla jeho poloha na pracovišti difuzní pece navržena tak, aby bylo možné tímto průmyslovým robotem v budoucnosti obsluhovat více pracovišť difuzních pecí najednou. S ohledem na pracovní rozsah zvoleného průmyslového robotu lze konstatovat, že jeho pracovní rozsah plně postačuje pro obsluhu až 2 pracovišť s jednoho centrálního místa, aniž by musel být robot doplněn o otočný stůl nebo o přídatný pojezd po dráze (další osa). Zobrazení pracoviště dvou difuzních pecí je v příloze 13; 14 a 15.

Pracovní dosah ramen	2,55m
Nosnost	180kg
Počet pracovních os	6
Opakovatelnost polohy	0,07mm
Opakovatelnost dráhy při rychlosti 1,6m/s	0,7mm
Umístění	podlahové
Váha	1310-1405kg
Stupeň ochrany	Clean room, class 5

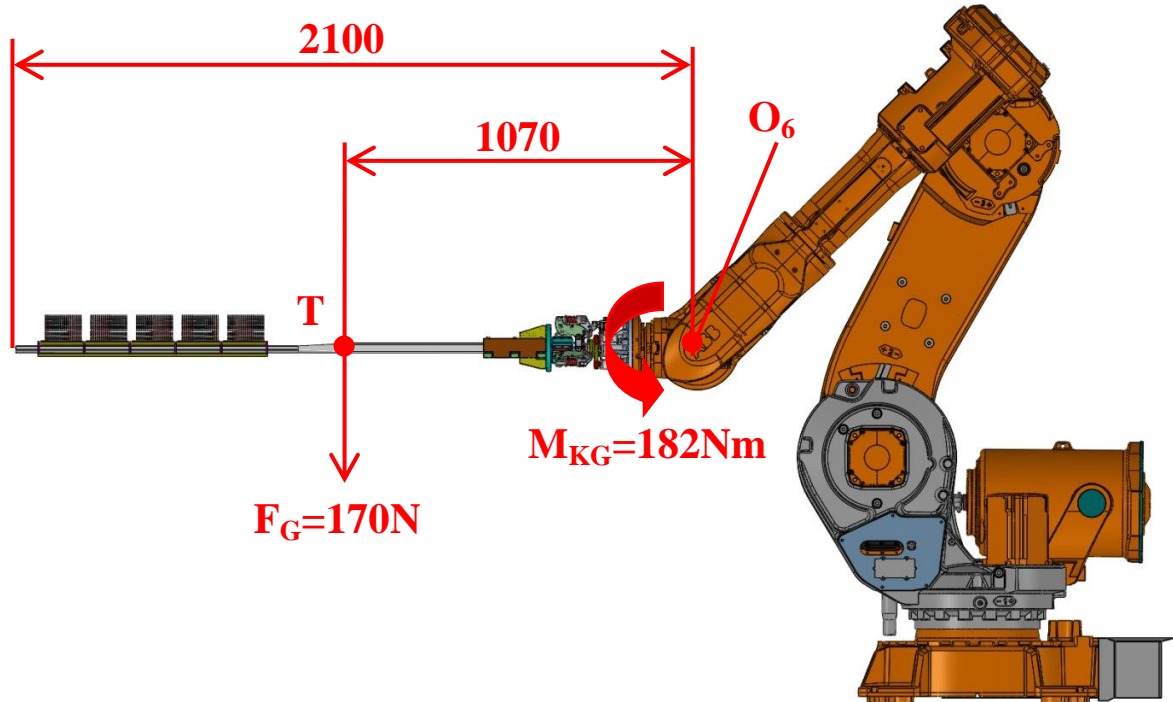
Tabulka 11: Základní parametry robotu IRB 6640/180 [14]



Obrázek 27: Průmyslový robot ABB IRB6640/180 a jeho pracovní rozsah [14]



Obrázek 28: Průmyslový robot ABB IRB 6640/180 s pracovním rozsahem (červená oblast) umístěný na robotizovaném pracovišti difuzní polovodičové pece – zobrazeno bez bezpečnostního oplocení



Obrázek 29: Zvoleny robot ABB IRB 6640/180 s koncovým efektem při úchopu držáku s SiC pádlem se zobrazením silového působení na 6 osu zvoleného průmyslového robotu

4.3.2 PŘÍSLUŠENSTVÍ PRŮMYSLOVÉHO ROBOTU

Pro výkon všech požadovaných činností, které musí robot vykonat, bude nutné průmyslový robot vybavit koncovým/i efektem/y. Tyto koncové efekty umožní průmyslovému robotu za použití různých typů přenašečů a dalšího příslušenství otevřít respektive zavřít dveře předkomory reaktoru difuzní pece, bezpečnou manipulaci se skleněnou zátkou, nakládku a vykládku vsázky z reaktoru a manipulaci s lodičkami naplněnými Si deskami.

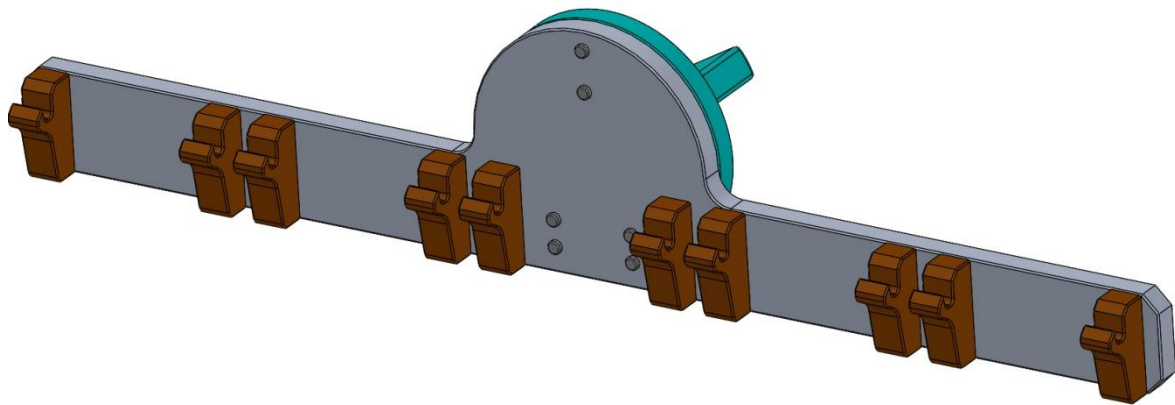
Vzhledem k jednoduchosti řešení a výsledné ekonomické stránce je zvolena koncepce jednoho koncového efektoru, kterým bude průmyslový robot vykonávat veškeré požadované činnosti za použití příslušenství uvedeného v tabulce 12. Toto příslušenství bude mít stejnou úchopovou stopku jako skleněná zátka upravená pro manipulaci průmyslovým robotem (obr. 23).

Název příslušenství	Vykonávaná činnost
Hák	Otevírání/zavírání dveří předkomory reaktoru
Držák s SiC pádlem	Nakládka/vykládka vsázky z reaktoru.
Přenašeč nosiče lodiček	Manipulace se skleněným nosičem lodiček mezi odkládací a překládací stanicí.
Přenašeč lodiček Si desek	Manipulace s lodičkami Si desek mezi překládací stanicí a sběrnou policí.

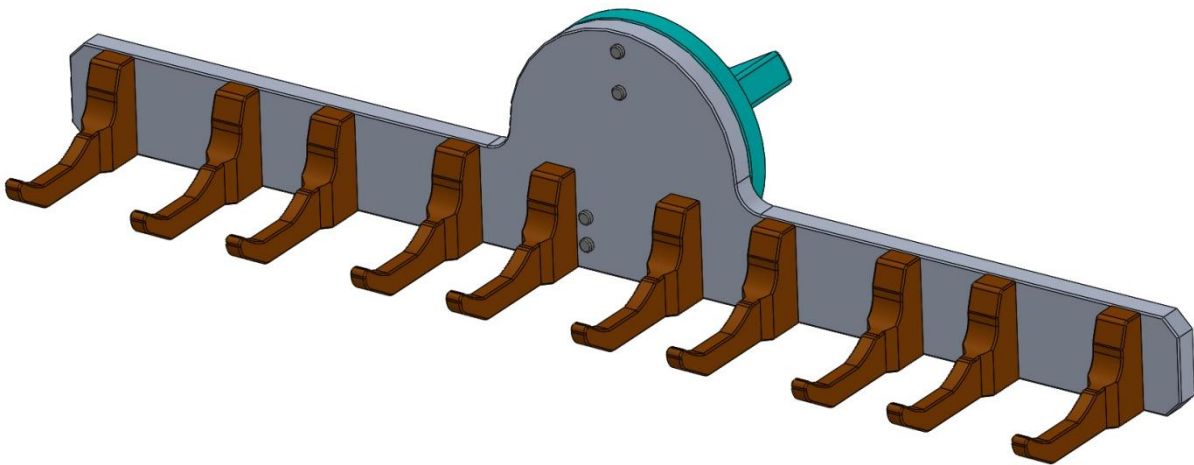
Tabulka 12: Seznam příslušenství průmyslového robotu



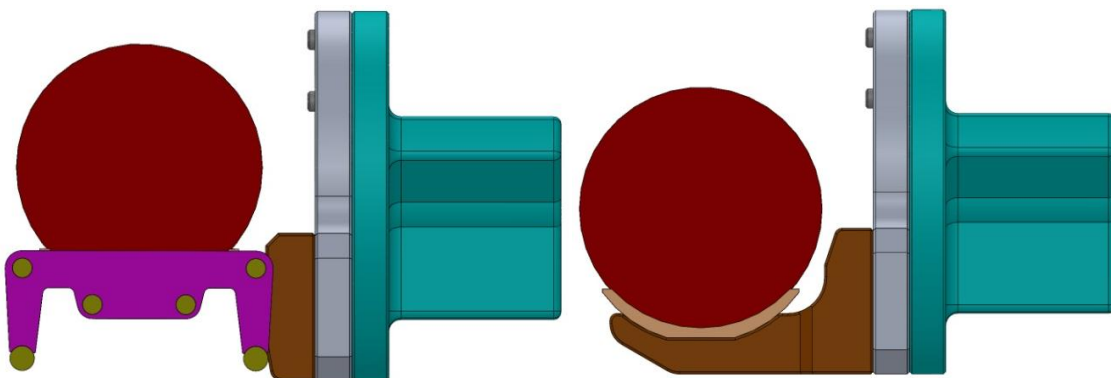
Obrázek 30: Navržený držák s SiC pádlem pro manipulaci se vsázkou Si desek



Obrázek 31: Navržený přenašeč skleněného nosiče lodiček Si desek



Obrázek 32: Navržený přenašeč lodiček Si desek



Obrázek 33: Porovnání přenašeče skleněného nosiče (vlevo) s přenašečem lodiček (vpravo)



5 KONCOVÝ EFEKTOR

Jedná se o aktivní pracovní ústrojí robotu primárně určené k uchopení skleněné zátky a dále pro ostatní manipulační operace v rámci robotizovaného pracoviště. Koncepce jednoho koncového efektoru určeného pro všechny manipulační operace je volena s ohledem na jednoduchost a výslednou výši finančních nákladů potřebných na realizaci robotizovaného pracoviště.

5.1 VOLBA ZÁKLADNÍ KONCEPCE [16]

- mechanická = použití bez omezení.
- magnetická = nelze použít, protože skleněná zátka je z nemagnetického materiálu.
- podtlaková = omezené použití, protože teplota skleněné zátky během kontaktu s úchopovou hlavicí se pohybuje okolo 400°C a také může dojít u některých výrobních polovodičových závodů k absenci stlačeného vzduchu. Stlačený vzduch bývá většinou nahrazen rozvody dusíku. Je potřeba brát zřetel na to, že dodávka dusíku není vždy dostatečná, respektive v některých případech může docházet k úplnému výpadku dodávky dusíku v rozvodech.

Z výše uvedeného vyplývá, že z hlediska bezpečné manipulace s předměty a zajištění 100% funkčnosti koncového efektoru je vhodné zvolit mechanickou konstrukci koncového efektoru.

Vzhledem k rozmanitosti požadovaných manipulačních operací je výhodnější použití aktivní koncepce koncového efektoru. Výhodou této koncepce jednoduchá změna manipulačních operací v budoucnu bez zásahu do konstrukce koncového efektoru případně jiného prvku robotizovaného pracoviště difuzní pece.

5.2 VOLBA TYPU POHONU [16]

- hydromotor = nevhodné, protože použití hydraulických rozvodů s sebou nese riziko znečištění čistých prostor v případě porušení těsnosti hydraulického rozvodu v důsledku havárie. Vysoké finanční náklady na pořízení kompletního hydraulického rozvodu, složitější údržba.
- pneumotor = nevhodné, protože zdroj pracovního média z centrálního rozvodu ve výrobním závodě může mít částečné nebo úplné výpadky.
- elektromagnet = použitelné za předpokladu dobré mechanické konstrukce zajišťující převod vyvinuté síly elektromagnetu na dostatečnou svěrnou sílu k uchopení daných předmětů.
- elektromotor = konstrukčně použitelné, jednoduché a cenově dostupné řešení.



Z navržených řešení pohonu koncového efektoru je nejuhodnější použití elektromotoru.

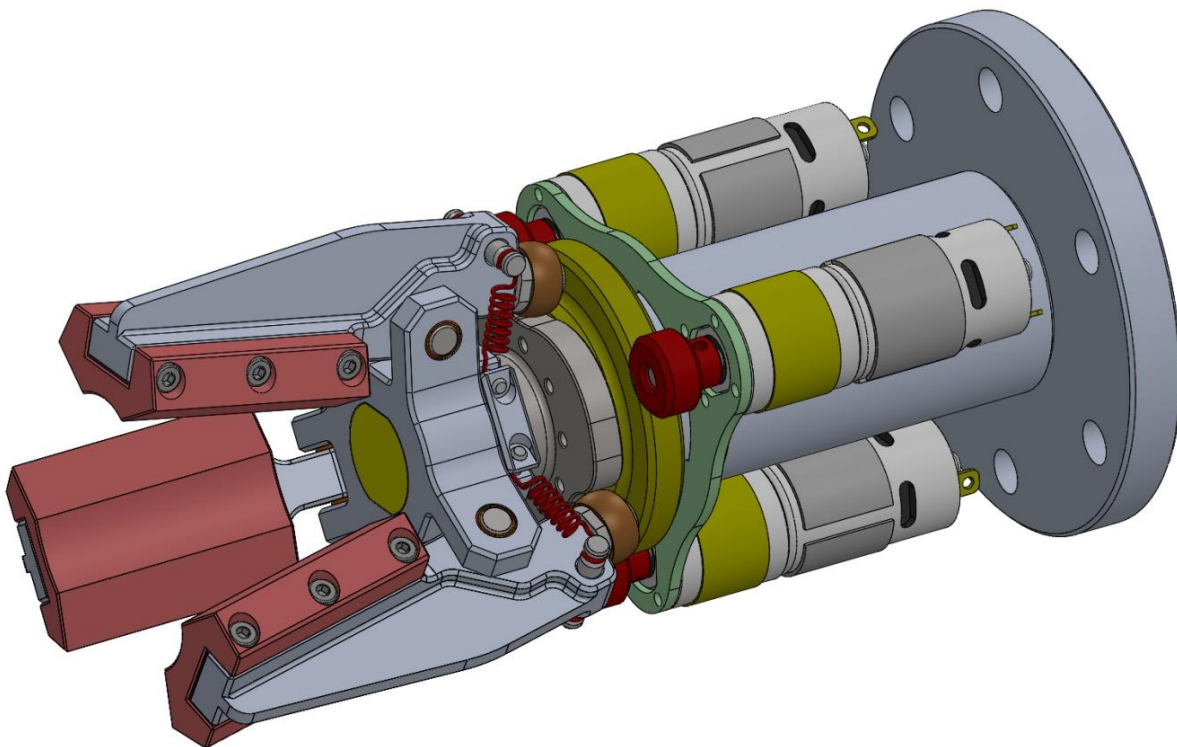
S ohledem na výslednou jednoduchost konstrukce koncového efektoru, jeho řízení a výsledné finanční nákladnosti je volen stejnosměrný elektromotor. Výpočet potřebných provozních parametrů stejnosměrného elektromotoru je obsažen dále v této práci.

5.3 VOLBA VHODNÉ MECHANICKÉ KONSTRUKCE

Mechanická konstrukce společně s pohonem musí zajistit dostatečné uchopení všech požadovaných těles. Při návrhu konstrukce je vycházeno z principu napodobení úchopu těles (skleněné zátky) lidskou obsluhou stroje. Omezujícími parametry jsou celkové rozměry koncového efektoru v příčné rovině a to tak, že by koncový efektor neměl být větší než 1,5násobek velikosti skleněné zátky. Rozměr v podélné ose koncového efektoru respektive skleněné zátky není omezen.

Konstrukci koncového efektoru lze rozdělit na konstrukci s centrálním akčním členem nebo s akčními členy v jednotlivých pracovních prvcích (čelistech). Za nynějšího předpokladu poměrně malých celkových rozměrů koncového efektoru je z hlediska jednoduchosti konstrukce výhodnější použití centrálního akčního členu.

5.3.1 PRVNÍ KONCEPTOVÝ NÁVRH

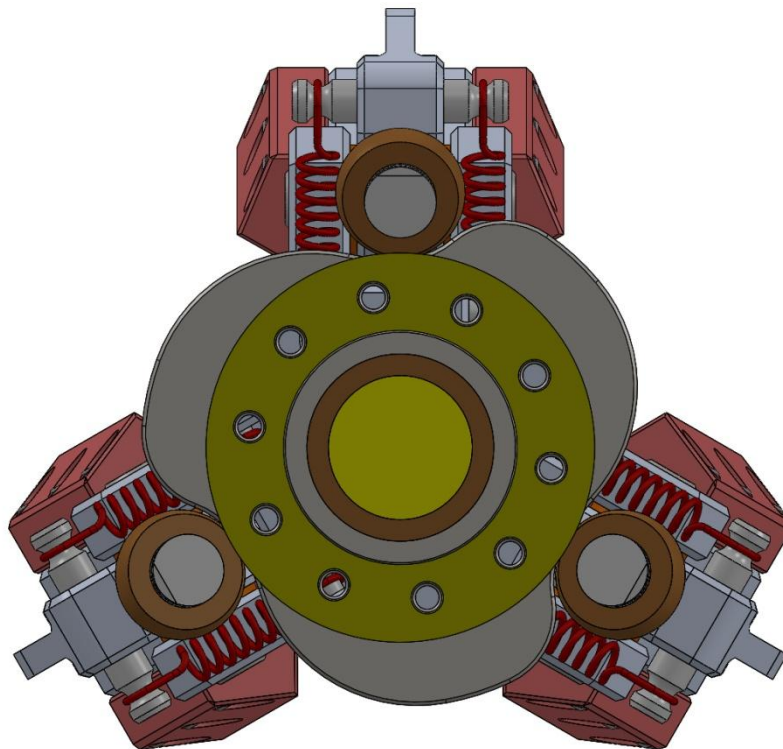


Obrázek 34: Koncept koncového efektoru v první variantě



V této konceptové variantě je přítlačná síla čelistí vyvozena krouticím momentem přímo od motoru/ů, který je veden přes pastorek na velké ozubené kolo (žlutý disk) spojené s centrální vačkou (šedý disk). Rotací vačky dochází k pohybu vodících kol rotačně uložených na čepu ramen čelistí (tmavě oranžové kola) po trajektorii a tím k pohybu jednotlivých čelistí. Na výstupu z motoru by musela být umístěna třecí spojka případně jiný mechanismus, který by zaručoval zastavení pohybu čelistí při dosažení potřebné přítlačné síly. Druhou možností je umístění tenzometrických snímačů tlaku na vhodných místech čelistí a snímat velikost přítlačné síly čelistí. Při dosažení požadované svěrné síly čelistí by řídicí jednotka koncového efektoru z hodnot získaných od tenzometrů vydala signál k zastavení pohonů a tím zachování aktuální přítlačné síly za předpokladu, že by převodovky motorů byly samosvorné (velký převodový poměr).

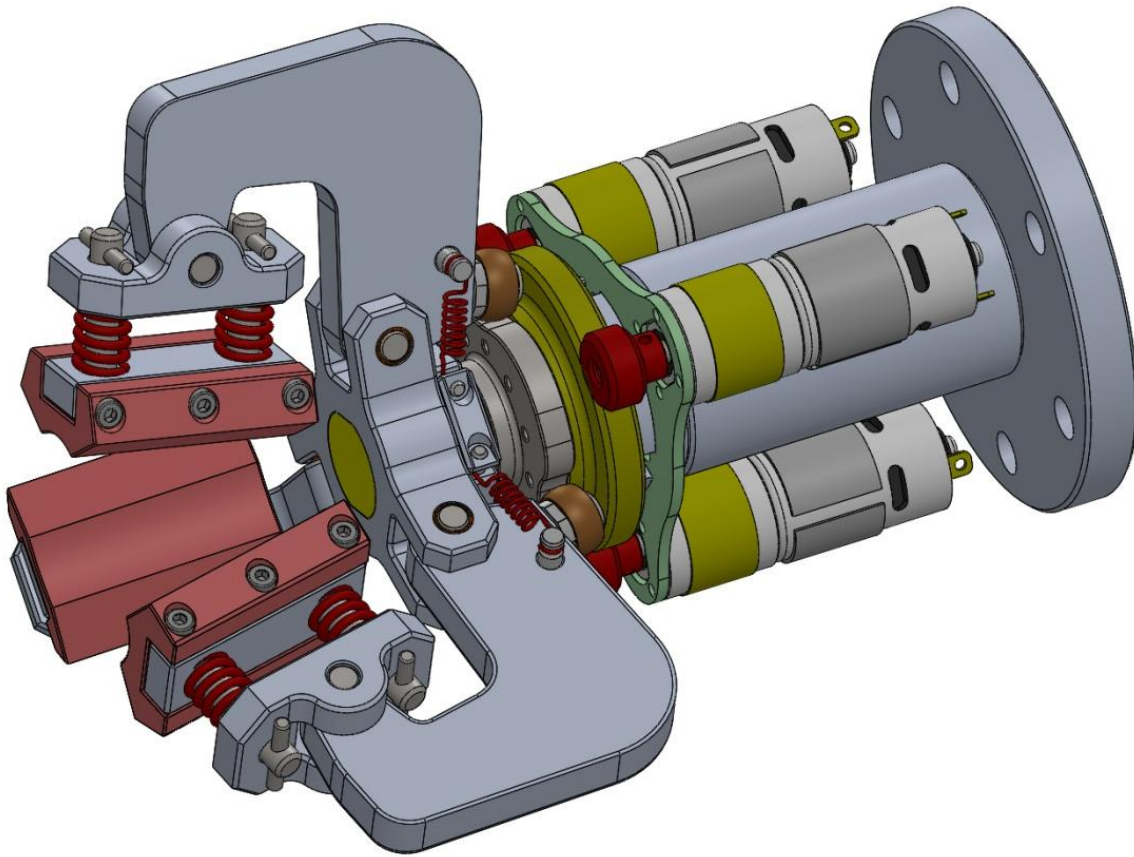
Nosnou konstrukci koncového efektoru tvoří základní příruba, kterou se koncový efektor spojuje s přírubou průmyslového robotu. Tělo je tvořeno dutým válcem. Na jeho opačné straně je malá příruba, na kterou je připojena montážní deska motoru/ů. Skrz tuto přírubu prochází základní čep, na kterém je rotačně uložena centrální vačka, dále jsou na čepu nalisovány základní nosný kříž čelistí a upínací deska tažných pružin. Čep je v přírubě proti axiálnímu pohybu zajištěn osazením z jedné strany KM maticí s MB podložkou a z druhé strany.



Obrázek 35: Koncept koncového efektoru v první variantě – pohled na vzájemnou polohu centrální vačky a pojezdových kol ramen čelistí.



5.3.2 DRUHÝ KONCEPTOVÝ NÁVRH

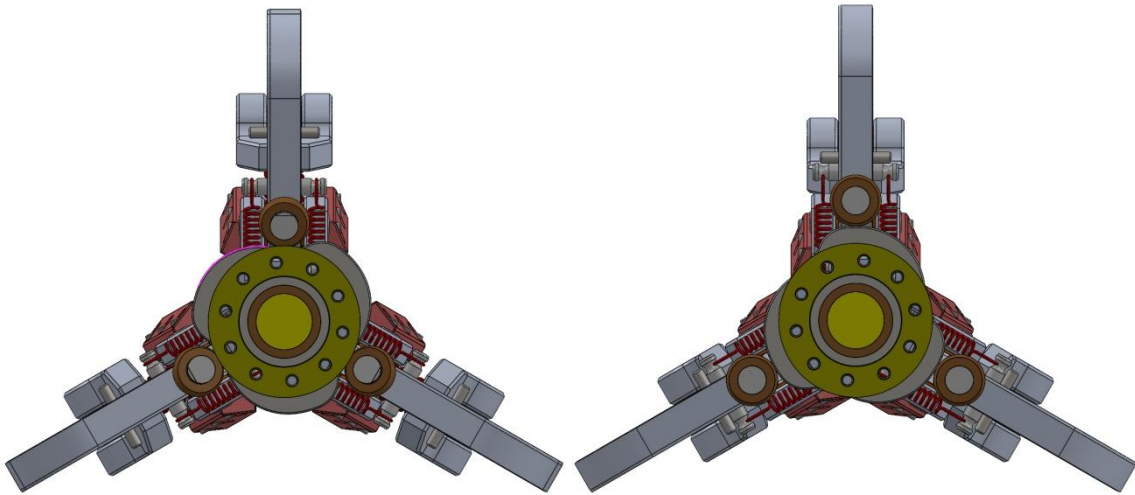


Obrázek 36: Koncept koncového efektoru ve druhé variantě

Základním rozdílem mezi touto variantou a první variantou je, že přítlačná síla je vytvořena pomocí tlačných pružin. Toto řešení jednoduše umožňuje určení přítlačných sil jednotlivých čelistí vhodnou volbou pružin. Není zapotřebí žádného dodatečného příslušenství k určování celkové přítlačné síly (tenzometrické snímače, atd.). Změna přítlačné síly se dá jednoduše provést výměnou pružin za jiné bez konstrukčních úprav (použití broušených podložek pro dosažení daného stlačení pružin).

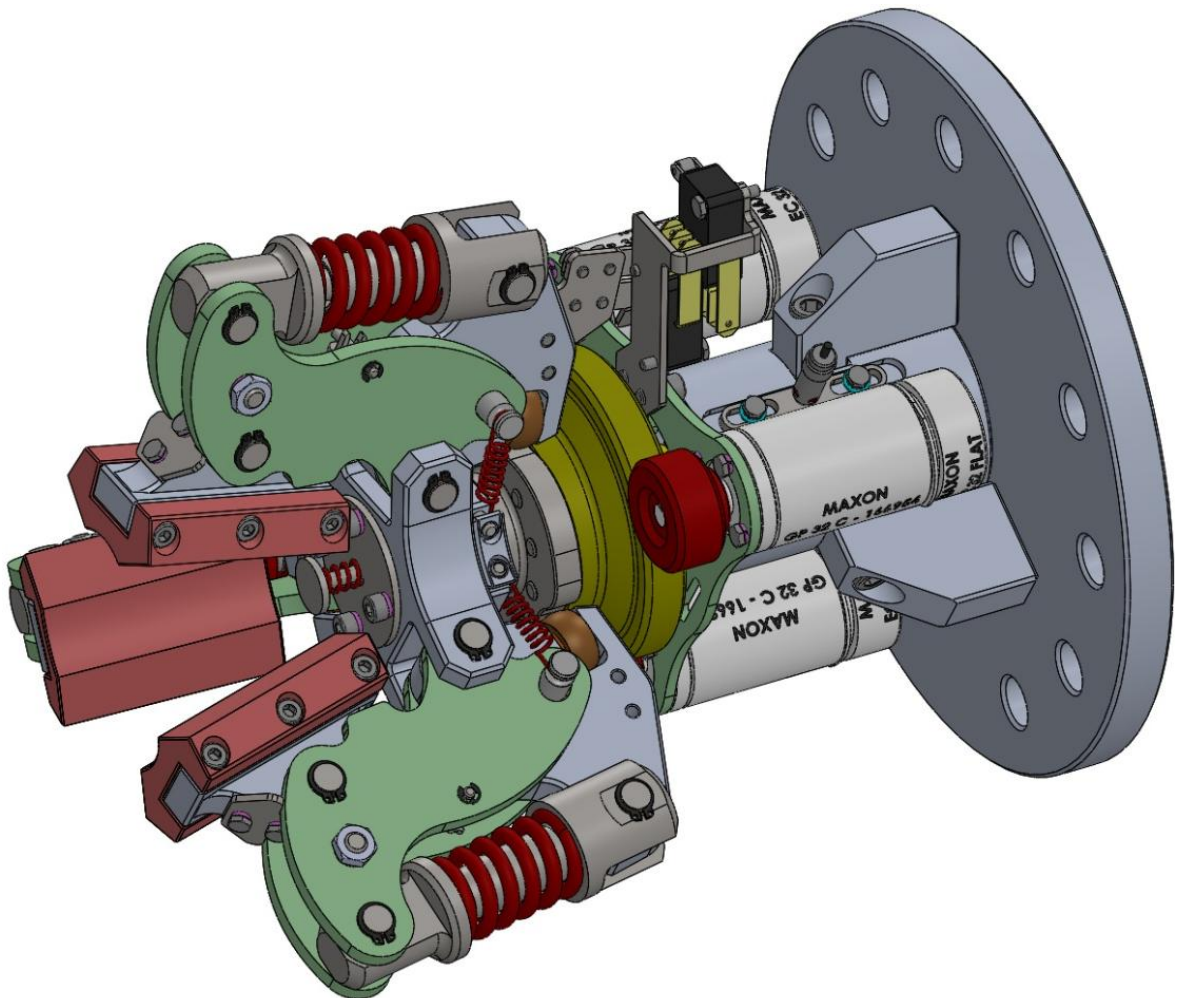
Princip funkce ovládání pohybu jednotlivých čelistí je stejný jako v předchozím případě. Oproti předchozímu řešení nemá centrální vačka tak velké náběhy. Vodící kola ramen jednotlivých čelistí se v horní poloze nachází na velkém průměru centrální vačky respektive v její horní úvrati (obr. 37).

Nosná konstrukce je stejná jako v předchozím případě.



Obrázek 37: Koncept koncového efektoru ve druhé variantě - rozevřené čelisti (vlevo); sevřené čelisti (vpravo)

5.3.3 TŘETÍ KONCEPTOVÝ NÁVRH

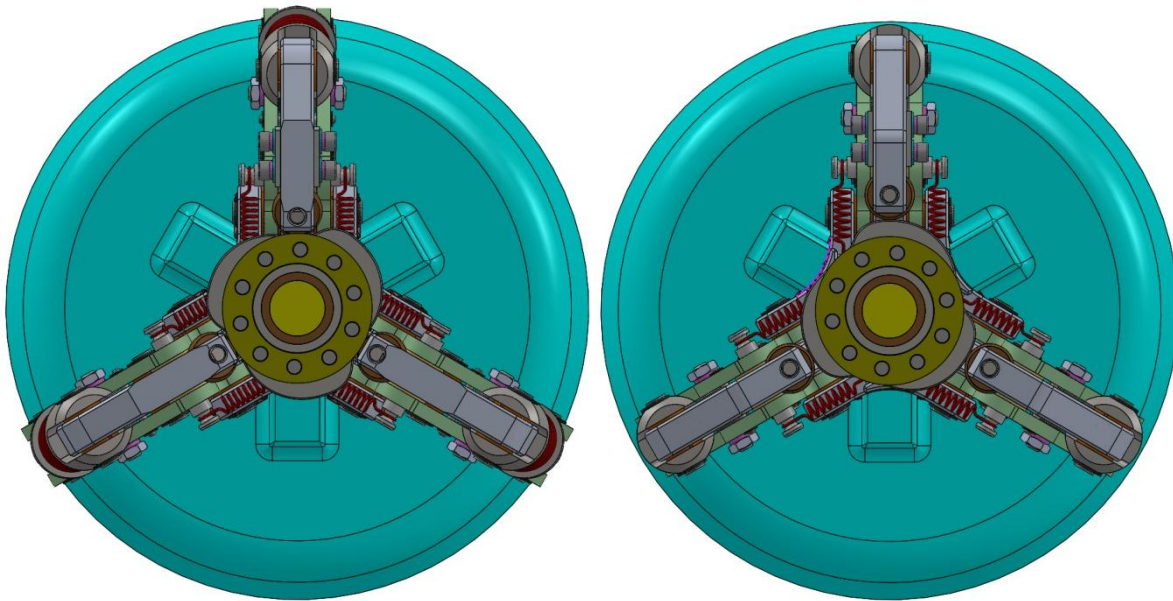


Obrázek 38: Koncept koncového efektoru ve třetí variantě



Principiálně se jedná o stejný mechanismus jako ve druhé variantě, který přítlačné síly čelistí vyvozuje pomocí tlačných pružin. Zásadní konstrukční rozdíl je v uložení tlačných pružin v podélném směru a v rozdělení jednoho ramene čelisti na dvě vzájemně vůči sobě otočné v malém rozsahu (5°). Tímto konstrukčním řešením lze dosáhnout nižšího příčného rozměru koncového efektoru než ve druhé variantě.

Nosná konstrukce je stejná jako v obou předchozích případech.



Obrázek 39: Koncept koncového efektoru ve třetí variantě zobrazen se skleněnou zátkou - rozevřené čelisti (vlevo); sevřené čelisti (vpravo)

Závěrečné zhodnocení

Závěrečná volba konceptového řešení je provedena na základě nejlepšího splnění zadaných kritérií.

Hodnocení: 1 až 5 bodů (1 bod – nejhorší; 5 bodů – nejlepší)

Kritéria	Návrh 1	Návrh 2	Návrh 3
Jednoduchá konstrukce	5	4	4
Jednoduchá údržba	4	3	3
Snadné nastavení přítlačné síly	1	5	5
Malý rozměr v příčné rovině	5	3	5
Snadné řízení	1	5	5
Celkem	16	20	22

Tabulka 13: Hodnocení konceptových návrhů

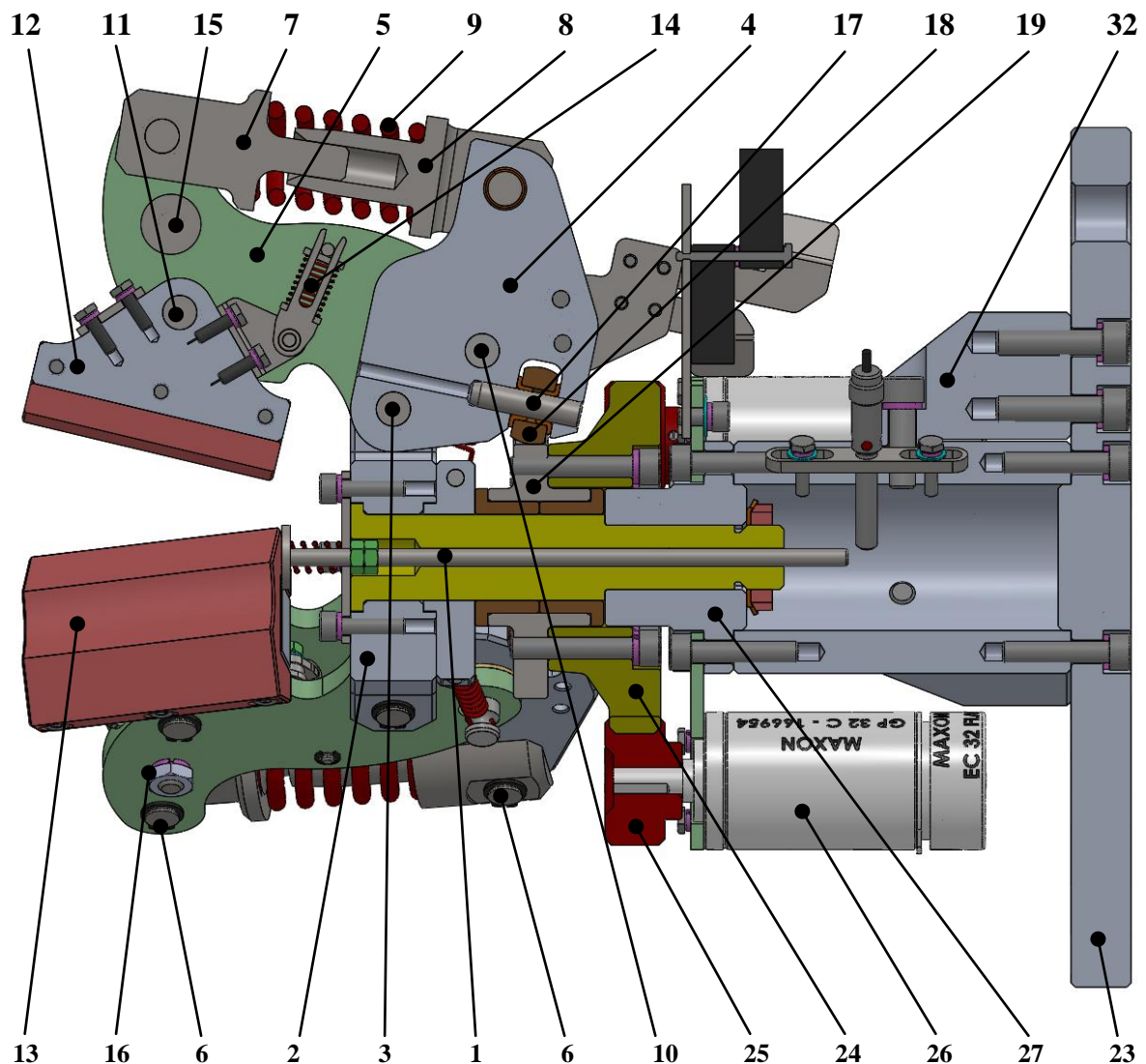
Dle výsledného hodnocení na základě daných kritérií v tabulce 13 vyplývá, že konstrukčně nejvýhodnější je návrh číslo 3.



5.4 KONSTRUKCE KONCOVÉHO EFEKTORU





Jak již bylo nastíněno v kap. 5.3, byla zvolena varianta koncového efektoru s nerezovými tlačnými pružinami uloženými v podélném směru koncového efektoru. Hlavní přítlačná síla je vyvozena těmito primárními tlačnými pružinami. S ohledem na pracovní prostředí koncového efektoru (krátkodobý kontakt s vysokou teplotou, čisté prostory) a jeho funkce jsou pro většinu součástí uvažovány materiály typu slitin hliníku (EN AW 5083, EN AW 7075) a nerezová ocel (1.4301). Dále jsou pro pohyblivá uložení zvolena speciální kompozitní PTFE pouzdra [17] str. 17 a kluzná pouzdra s masivního bronzu [17] str. 11.

MORFOLOGIE KONCOVÉHO EFEKTORU

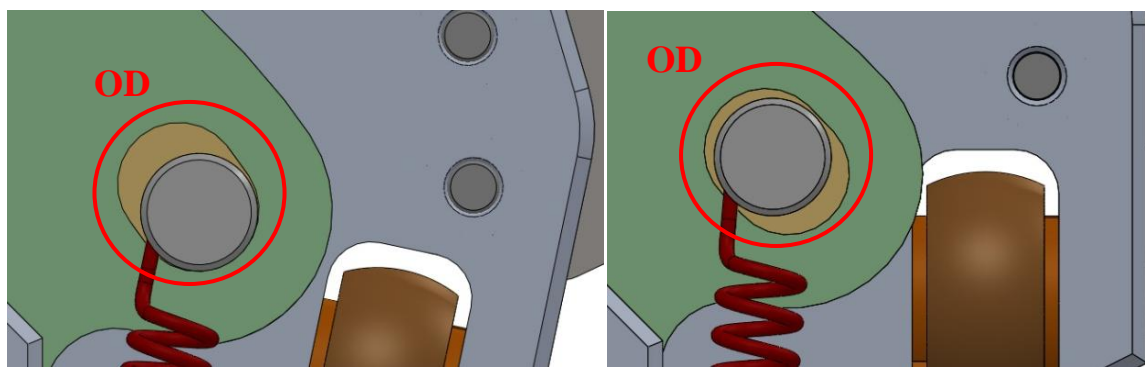


Obrázek 40: Řez koncovým efektořem s popisy hlavních částí

Základem je centrální čep (1), na který navazují další nosné prvky, jako kříž ramen (2), nalisovaný na centrálním čepu. S křížem (2) jsou pomocí čepů (3) spojeny jednotlivá vnitřní (4) a vnější (5) ramena. Čep (3) je do vnitřního ramena zalisován. V otvorech vnějších

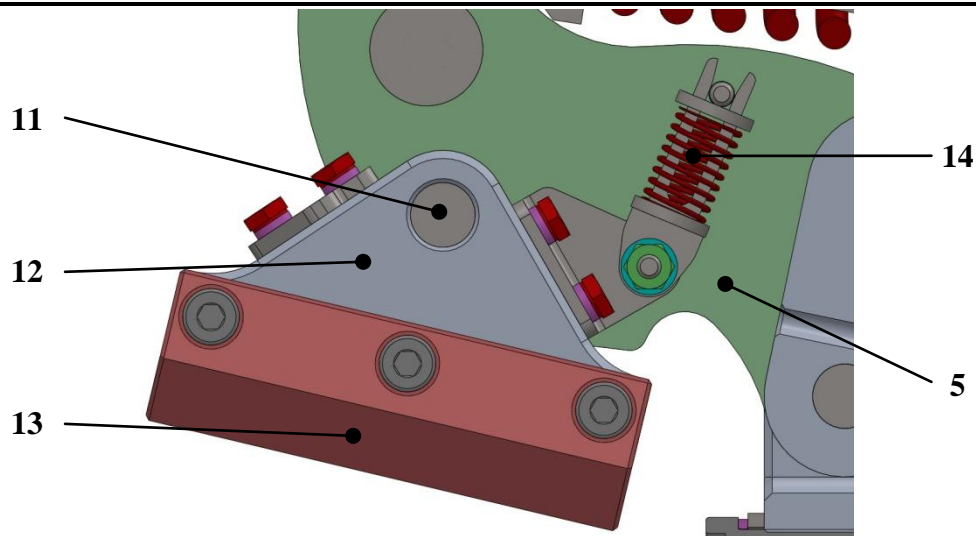
 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 44
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ramen a kříže ramen jsou nalisovány kluzná přírubová pouzdra SKF PCMF dle [17] str. 17. Tyto kompozitní teflonová pouzdra se vyznačují nízkým součinitelem tření (0,03 až 0,08) a vysokou teplotní odolností (až +250°C). Horní části vnějších ramen (5) jsou s vnitřním ramenem (4) spojeny pomocí čepů (6) a pístu primární pružiny (7) soustředně uloženým s vidlicí (8) primární pružiny. Mezi pístem a vidlicí je uložena nerezová primární tlačná pružina (9). Vzájemný pohyb ramen je vůči sobě omezen v rozsahu 5°. Spojení ramen je navrženo, jako kulisové tzn. ve vnitřním rameni (4) je nalisován čep (10), který se pohybuje v obloukových drážkách vnějších ramen (OD). Pravý konec drážky je využíván jako doraz v případě rozevřených čelistí. Spodní konce vnějších ramen (5) jsou pomocí čepu (11) spojeny se základní deskou čelistí (12), která je šrouby spojena s dosedacím segmentem (13).



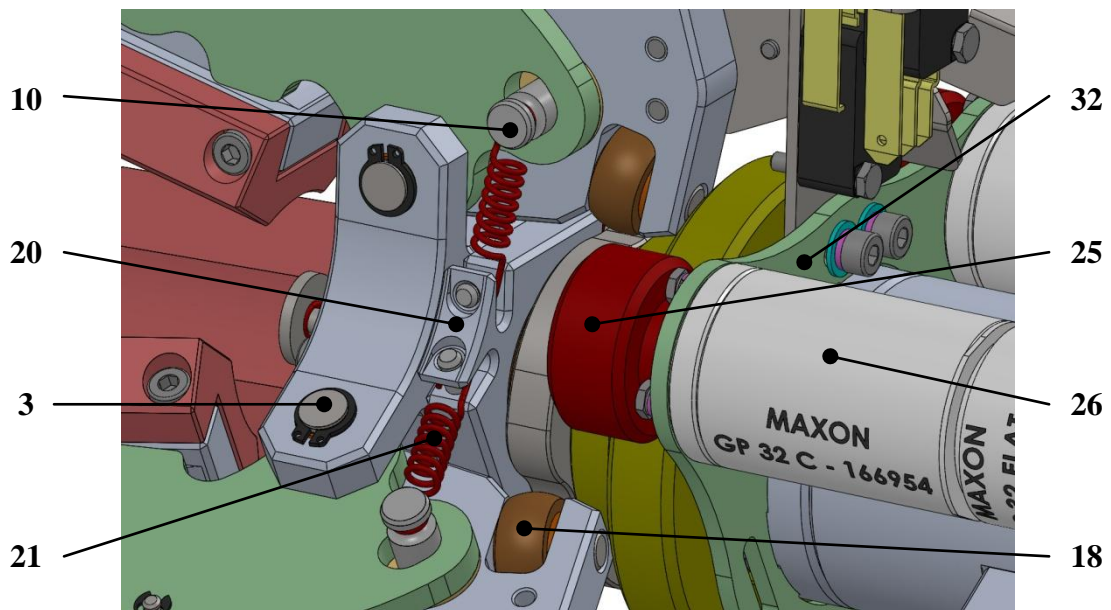
Obrázek 41: Kulisové spojení vnějších ramen s vnitřním ramenem - rozevřené čelisti (vlevo), sevřené čelisti (vpravo)

Z důvodu zvýšení náběžného úhlu rozevřených čelistí je z vnitřní strany (blíže k ose otáčení ramen) na základní desku čelistí (12) připojena nerezová sekundární tlačná pružina (14). Tato sekundární tlačná pružina (14) zajišťuje svou silou předklopení čelistí a tím zvýšení náběžného úhlu čelistí v rozevřeném stavu koncového efektoru. Z důvodu zvýšení tuhosti celku vnějších ramen jsou tyto dvě totožné ramena spojeny distančním vložkou (15) a dotaženy na obou stranách normalizovanými maticemi (16). Na spodním konci vnitřního ramene (4) je otočně na čepu (17) uložena kladka (18), která vnějším obloukovým průměrem dosedá na centrální vačku (19). Ve vnitřním průměru kladky jsou oboustranně nalisovány přírubová kluzná pouzdra SKF PCMF dle [17] str. 17. Čep (17), na kterém je kladka otočně uložena, je ve vnitřním rameni (4) nalisován. Za křížem ramen (2) je na centrálním čepu (1) nalisován úchyt (20) tažných pružin (21), které jsou druhými konci spojeny s kulisovými čepi vnitřních ramen (10). Tažné pružiny (21) svou silou zajišťují, neustálý kontakt kladek (18) vnitřních ramen (4) s centrální vačkou (19) respektive zpětný pohyb celku čelistí v případě rozevírání celku čelistí.



Obrázek 42: Mechanismus předklopení čelisti

Centrální vačka (19) s přírubovými kluznými pouzdry (22) SKF PBMF dle [17] str. 11 je na centrálním čepu (1) uložena pohyblivě v radiálním směru. Centrální vačka (19) se nachází hned za úchytem tažných pružin (20) ve směru k základní přírubě (23). S centrální vačkou (19) je pevně spojeno ozubené kolo (24) s vnějším přímým evolventním ozubením, které je v kontaktu s pastorky (25) DC motorů (26). Axiální zajištění centrální vačky je ze strany blíže k základní přírubě (23) zajištěno pomocí malé příruby (27), která je tvarově spojena s centrálním čepem (1) v radiálním směru. V axiálním směru je zajištění malé příruby (28) provedeno kontaktem s osazením centrálního čepu (1) z jedné strany malé příruby (28) a KM maticí (29) s MB podložkou (30) ze strany druhé.

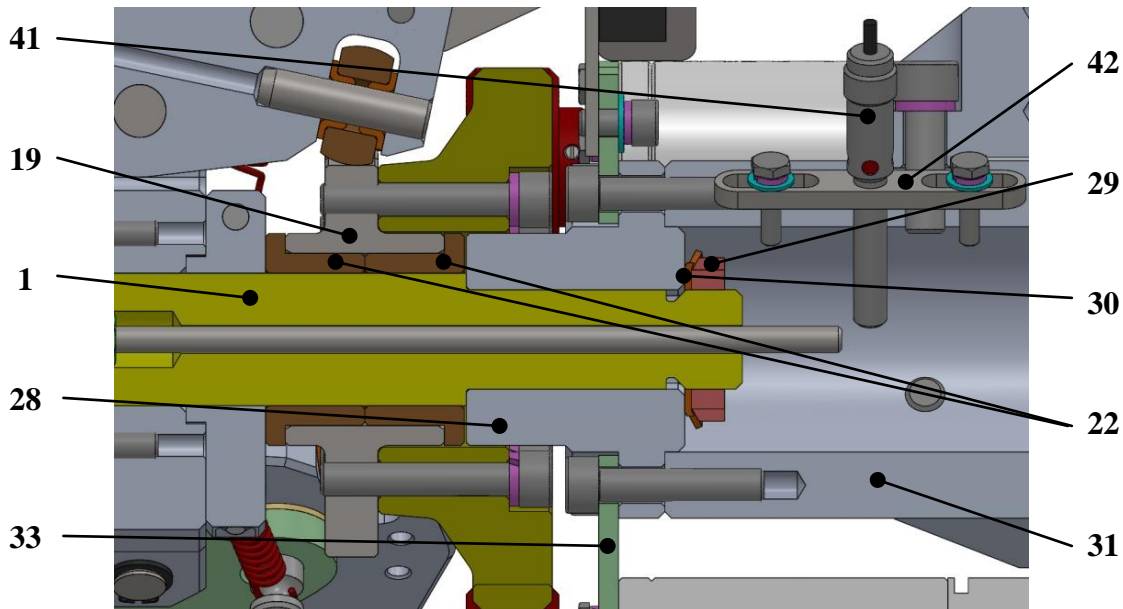


Obrázek 43: Umístění tažných pružin

Nosné tělo koncového efektoru je tvořeno dutým válcem (31), který spojuje základní přírubu (23) se zbylými částmi koncového efektoru. Spojení základní příruby (24), sloužící

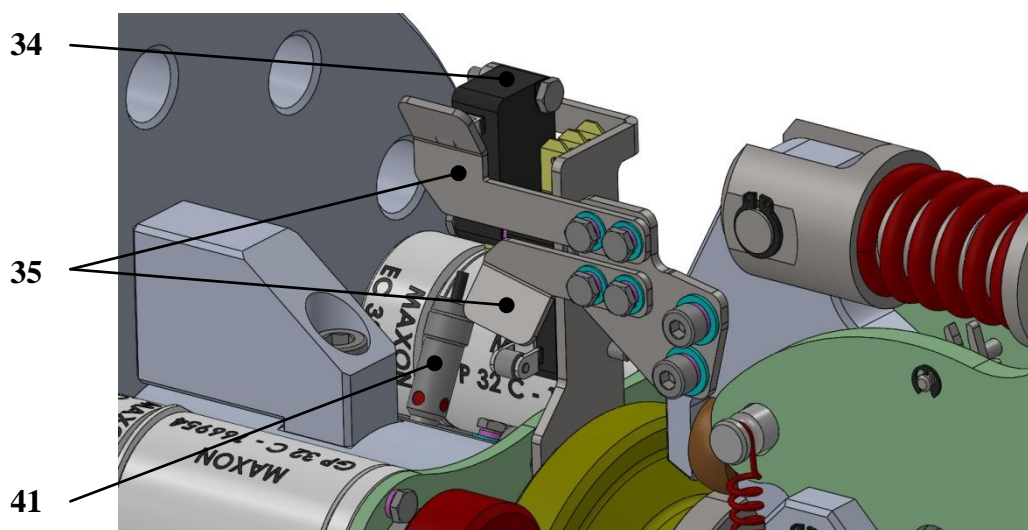


k montáži koncového efektoru na přírubu průmyslového robotu, a nosného těla (31) je vyztuženo trojicí žeber (32) rovnoměrně rozmístěných po obvodu nosného těla (31).



Obrázek 44: Zobrazení řezu koncového efektoru v oblasti centrální vačky

Pohonné jednotky čelistí neboli DC motory (26) jsou šrouby spojeny s montážní deskou (33) přichycenou na malou přírubu (28). Ozubení pastorků (25) DC motorů (26) je v záběru s ozubeným kolem (24) a společně tvoří ozubené soukolí. Mechanické koncové spínače (34) společně s nastavitelnými dorazy (35) zajišťují zastavení pohybu čelistí v koncových polohách.

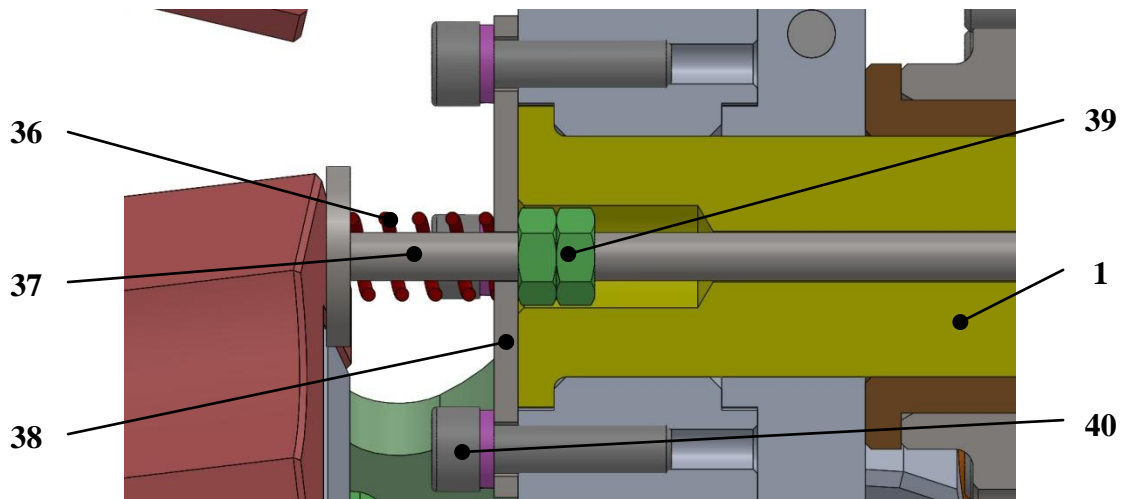


Obrázek 45: Umístění mechanických koncových spínačů

Axiální přítlačná síla, která skleněnou zátkou dotlačí na vnější zábrus procesní trubky je vyvozena nerezovou terciární tlačnou pružinou (36) umístěnou v ose centrálního čepu (1) na jeho vnějším konci. Pružina tlačí na pístek (37), který je umístěn skrz vodící desku (38)

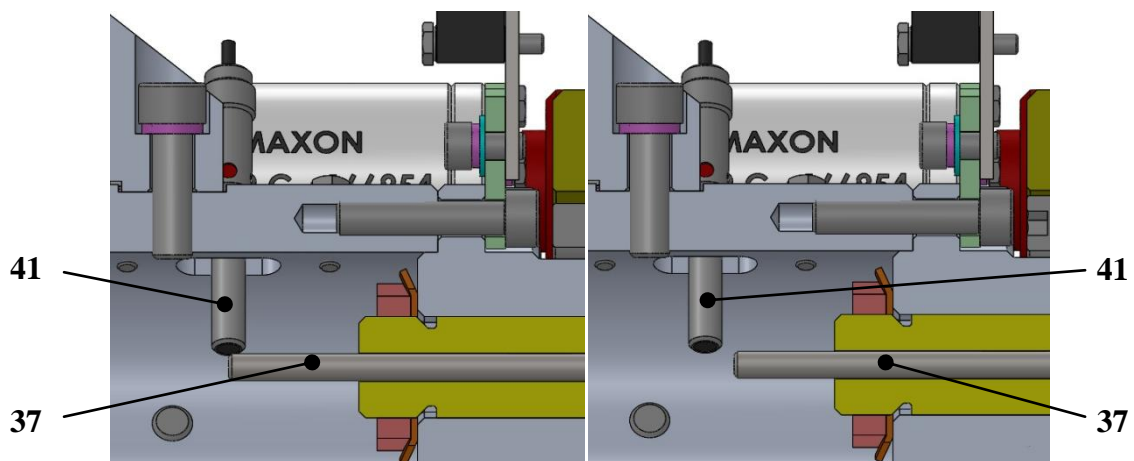


a centrální čep (1). Vysunutí pístku se seřizuje dvojicí kontra matic (39). Vodící deska (38) je pomocí šroubů (40) spojena s křížem ramen (2). Kontra matice (39) pístku (37) se pohybují v osovém otvoru centrálního čepu (1) při stlačení pístku (37) respektive povolování. Změnou polohy kontra matic (39) na pístku (37) lze jemně nastavovat zdvih pístku (37) respektive sílu terciární tlačné pružiny (36).



Obrázek 46: Tlačný pístek s terciární tlačnou pružinou

Pístek (37) je vytvořený s dosedací desky a závitové tyče M4, která prochází skrz centrální čep (1). Konec závitové tyče slouží k sepnutí indukčního snímače (41), který slouží jako signalizace koncové polohy uchopeného předmětu v čelistech a také jako bezpečnostní prvek. Indukční snímač je zašroubovaný v montážní desce (42), která umožňuje změnu polohy tohoto snímače ve směru podélné osy tlačného pístku (koncového efektoru) o ± 5 mm.



Obrázek 47: Poloha indukčního snímače a závitové tyče tlačného pístku - sepnutý stav indukčního snímače (vlevo) a nesepnutý stav indukčního snímače (vpravo)

Axiální zajištění nezalisovaných čepů je provedeno pojistnými kroužky. Tento typ axiálního zajištění je volen s ohledem na snadnou rozebíratelnost celého koncového efektoru během jeho údržby.



5.5 PŘEDBĚŽNÉ STANOVENÍ CELKOVÉ SVĚRNÉ SÍLY ČELISTÍ

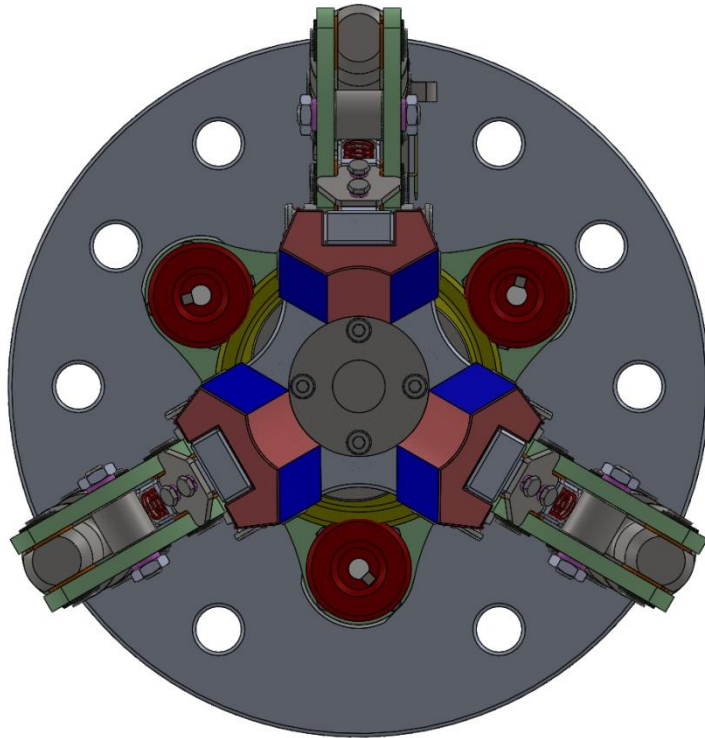
Svěrná síla čelistí byla stanovena volbou z vypočítaného rozsahu této síly. Minimální svěrná síla vychází z výpočtu minimální potřebné třecí síly v sevření čelistí při uchopení skleněné zátky (kap. 5.5.1) a také duralové stopky držáku s SiC pádlem (kap. 5.5.2). Stanovení maximální svěrné síly bylo provedeno na základě výpočtu z maximálního respektive dovoleného tlakového napětí ve skleněné zátce (kap. 5.5.3) a stopce ostatních nástrojů (kap. 5.5.4).

Výpočet minimální potřebné třecí síly v čelistech koncového efektoru byl proveden na základě uvažování svislé polohy koncového efektoru s uchopenou skleněnou zátkou během jejího odkládání na podstavec a s uchopeným držákem s SiC pádlem během jeho odkládání na věšák. V těchto případech působí na uchopené předměty ve směru vysmeknutí z čelistí koncového efektoru, gravitace, síla terciární tlačné pružiny a setrvačná síla při deceleraci během odkládání na podstavec respektive věšák. S výskytem manipulační operace, při které by vznikala větší axiální síla ve směru vysmeknutí uchopeného předmětu z čelistí koncového efektoru, není v rámci navrženého robotizovaného pracoviště difuzní pece uvažováno. Vznik větší axiální síly ve směru vysmeknutí se neuvažuje ani v případě sundávání skleněné zátky ze zábrusu procesní trubice. Pokud by během této operace bylo nutné vyvodit velkou axiální sílu, mohlo by dojít vlivem této velké axiální síly k vysmeknutí skleněné zátky z čelistí koncového efektoru nebo v opačném případě by mohlo dojít ke změně axiální polohy procesní trubice v reaktoru, což by byl extrémně nežádoucí stav. Proto je uvažováno také s druhým případem, kdy by před plným uchopením skleněné zátky čelistmi koncového efektoru nejprve zvolený průmyslový robot provedl lehký rozkmit koncového efektoru. Při tomto rozkmitu dojde vlivem lehkých nárazů čelistí na skleněnou zátku k uvolnění skleněné zátky ze zábrusu a poté k plnému sevření skleněné zátky čelistmi koncového efektoru. Ve třetím možném případě operace sejmutí skleněné zátky ze zábrusu procesní trubice by bylo použití krouticího momentu a axiální síly koncového robotu vyvozené průmyslovým robotem.

Vzhledem k manipulaci s rozměrnými součástmi (držák s SiC pádlem) na malém prostoru a také s manipulací se součástmi s velice drahých materiálu (skleněná zátka; SiC pádlo a vsázka s Si deskami) jsou zvolené maximální hodnoty rychlosti a zrychlení během manipulačních operací uvedeny v tabulce 14.

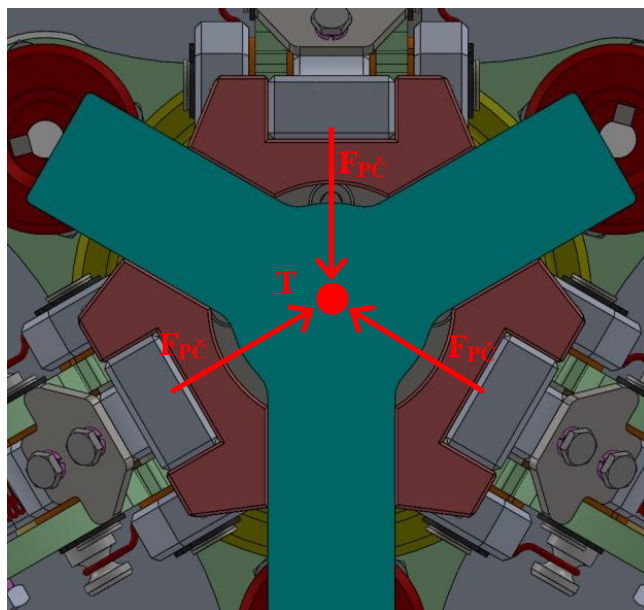
Max. rychlost při konstatním pohybu	Max. zrychlení při akceleraci/deceleraci
0,1m/s	0,05m/s ²

Tabulka 14: Hodnoty rychlosti, akcelerace a decelerace pohybu koncového efektoru ve směru podélné osy koncového efektoru



Obrázek 48: Stykové plochy čelistí koncového efektoru (modrá barva)

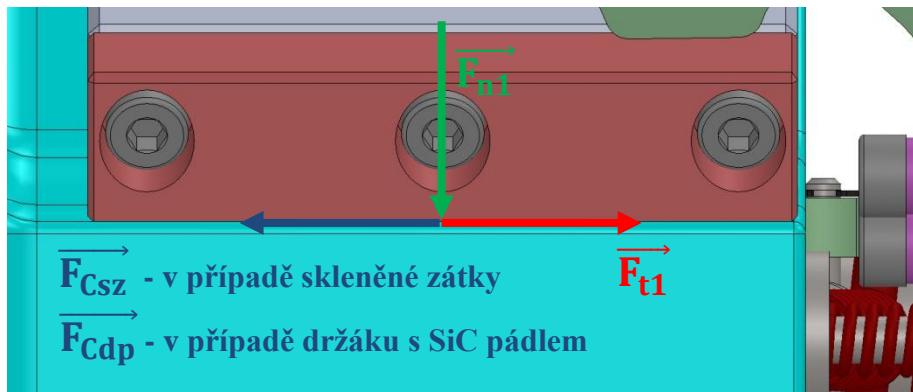
Každá čelist má dvě stykové plochy, které jsou symetrické $S_{T1/2}=933,97\text{mm}^2$. Velikost celkové stykové plochy jedné čelisti je $S_{T1}=1867,94\text{mm}^2$. Koncový efektor má 3 čelisti (celkový počet stykových ploch $n_{ip}=6$) s čehož vyplývá, že celková styková plocha čelistí koncového efektoru je $S_T=5603,82\text{mm}^2$.



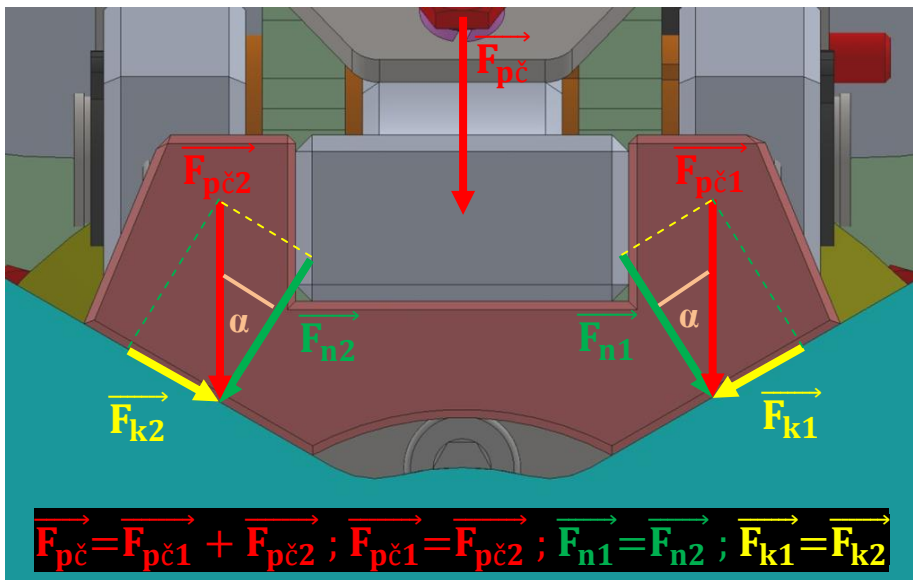
Obrázek 49: Silové působení čelistí koncového efektoru na uchopený předmět bez uvažování tíhové síly uchopeného předmětu



5.5.1 MINIMÁLNÍ SVĚRNÁ SÍLA ČELISTÍ PŘI ÚCHOPU SKLENĚNÉ ZÁTKY



Obrázek 50: Zobrazení jedné styčné třecí plochy mezi čelistí a uchopeným předmětem



Obrázek 51: Kolmý pohled na styk jedné čelisti s uchopeným předmětem

Třecí síla v jedné třecí ploše čelisti

$$F_{t1} = \frac{F_{Csz}}{n_{tp}} = F_{n1} \cdot f \quad [\text{N}] \quad (5)$$

Kde:

- | | | |
|-----------|-----|--|
| F_{n1} | [N] | normálová síla působící na jednu třecí plochu |
| F_{Csz} | [N] | celková síla působící na skleněnou zátku ve směru vysmeknutí z čelistí |
| f | [-] | součinitel tření mezi materiálem čelisti a materiálem skleněné zátky |
| n_{tp} | [-] | počet třecích ploch |

Tíhová síla skleněné zátky

$$F_{Gsz} = m_{sz} \cdot g = 1,286 \cdot 9,81 = 12,6 \text{ N} \quad (6)$$



Kde:

m_{sz} [kg] hmotnost skleněné zátky dle 3D modelu

g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení

Setrvačná síla při deceleraci během odkládání skleněné zátky na podstavec

Výpočet proveden dle [18] str. 37.

$$\begin{aligned} F_{SSz} &= m_{sz} \cdot a_{Vmax} - F_{GSz} \cdot [(-a_{Vmax}) \cdot (-v_{Vmax})] = \\ &= 1,286 \cdot 0,05 - 12,6 \cdot [(-0,05) \cdot (-0,1)] = 1,3 \cdot 10^{-3} N \end{aligned} \quad (7)$$

Kde:

F_{GSz} [N] tíhová síla skleněné zátky

m_{sz} [kg] hmotnost skleněné zátky dle 3D modelu

a_{Vmax} [$m \cdot s^{-2}$] maximální vertikální zrychlení při deceleraci koncového ef. viz. tab. 12/str. 47

V_{Vmax} [$m \cdot s^{-2}$] maximální vertikální rychlost pohybu koncového efektoru viz. tab. 12/str. 47

Celková síla působící na skleněnou zátku ve směru vysmeknutí z čelistí

$$F_{CSz} = F_{GSz} + F_{SSz} + F_{ptt} = 12,6 + 1,3 \cdot 10^{-3} + 74,4 \cong 87N \quad (8)$$

Kde:

F_{GSz} [N] tíhová síla skleněné zátky

F_{SSz} [N] setrvačná síla působící na skleněnou zátku při deceleraci během odkládání

F_{ptt} [N] síla terciární tlačné pružiny pístku působící na skleněnou zátku – tab.17/str. 62

Normálová síla působící na jednu třecí plochu čelistí

Odvozeno z rovnice (5).

$$F_{n1} = \frac{F_{CSz}}{n_{tp} \cdot f} = \frac{87}{6 \cdot 0,5} = 29N \quad (9)$$

Kde:

F_{CSz} [N] celková síla působící na skleněnou zátku ve směru vysmeknutí z čelistí

f [-] součinitel tření mezi materiálem čelisti a materiálem uchopeného předmětu

- f =sklo a kov je dle [19] pro statický, suchý povrch $f=0,5-0,7$; zvoleno $f=0,5$

n_{tp} [-] počet třecích ploch

Dynamická hodnota součinitele tření f nutná pro výpočet síly dle rovnice (9) nebyla nalezena a proto byla pro výpočet použita statická hodnota tohoto součinitele.

Přítlačná síla čelisti působící na jednu třecí plochu

$$\cos \alpha = \frac{F_{n1}}{F_{pč1}} \quad (10)$$

$$F_{pč1} = F_{pč2} = \frac{F_{n1}}{\cos \alpha} = \frac{29}{\cos 30^\circ} = 33,5N \quad (11)$$

Kde:

F_{n1} [N] normálová síla působící na jednu třecí plochu

α [°] sevřený úhel mezi nositelkou normálové síly a nositelkou přítlačné síly

Přítlačná síla jedné čelisti

$$F_{pč} = \sum_{n=1}^2 F_{pči} = F_{pč1} + F_{pč2} = 33,5 + 33,5 = 67N \quad (12)$$

Kde:

$F_{pč1}; F_{pč2}$ [N] přítlačné síly působící na jednotlivé třecí plochy 1 čelisti (2 tř. plochy)

Celková minimální svěrná síla čelistí

$$F_{p1} = n \cdot F_{pč} = 3 \cdot 67 = 201N \quad (13)$$

Kde:

$F_{pč}$ [N] přítlačná síla jedné čelisti

n [-] počet čelistí koncového efektoru

5.5.2 MINIMÁLNÍ SVĚRNÁ SÍLA ČELISTÍ PŘI ÚCHOPU DRŽÁKU S PÁDLEM

Výpočet je proveden pro držák s SiC pádlem, protože má největší hmotnost z používaných nástrojů. Všechny nástroje mají stejnou stopku (uchopovací součást).

Třecí síla v jedné třecí ploše čelisti

$$F_{t1} = \frac{F_{Cdp}}{n_{tp}} = F_{n1} \cdot f [N] \quad (14)$$

Kde:

F_{n1} [N] normálová síla působící na jednu třecí plochu

F_{Cdp} [N] celková síla působící na držák s SiC pádlem ve směru vysmeknutí z čelistí

f [-] součinitel tření mezi materiálem čelisti a materiálem stopky

n_{tp} [-] počet třecích ploch

Tíhová síla držáku s SiC pádlem

$$F_{Gdp} = m_{dp} \cdot g = 5,968 \cdot 9,81 = 58,5N \quad (15)$$

Kde:

m_{dp} [kg] hmotnost držáku s pádlem
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení

Setrvačná síla při deceleraci během odkládání držáku s SiC pádlem na věšák

Výpočet proveden dle [18] str. 37.

$$\begin{aligned} F_{Sdp} &= m_{dp} \cdot a_{Vmax} - F_{Gsz} \cdot [(-a_{Vmax}) \cdot (-v_{Vmax})] = \\ &= 5,968 \cdot 0,05 - 58,5 \cdot [(-0,05) \cdot (-0,1)] = 5,9 \cdot 10^{-3}N \end{aligned} \quad (16)$$

Kde:

F_{Gdp} [N] tíhová síla skleněné zátky
 m_{dp} [kg] hmotnost skleněné zátky dle 3D modelu
 a_{Vmax} [m.s⁻²] maximální vertikální zrychlení při deceleraci koncového ef. viz. tab. 12/str. 47
 v_{Vmax} [m.s⁻²] maximální vertikální rychlost pohybu koncového efektoru viz. tab. 12/str. 47

Celková síla působící na držák s SiC pádlem ve směru vysmeknutí z čelistí

$$F_{Cdp} = F_{Gdp} + F_{Sdp} + F_{pt} = 58,5 + 5,9 \cdot 10^{-3} + 74,4 \cong 132,9N \quad (17)$$

Kde:

F_{Gdp} [N] tíhová síla držáku s SiC pádlem
 F_{Sdp} [N] setrvačná síla působící na držák s SiC pádlem při deceleraci během odkládání
 F_{pt} [N] síla terciární tlačné pružiny pístku působící na skleněnou zátku – tab.17/str. 62

Normálová síla působící na jednu třecí plochu čelistí

$$F_{n1} = \frac{F_{Cdp}}{n_{tp} \cdot f} = \frac{132,9}{6 \cdot 1,05} = 21,1N \quad (18)$$

Kde:

F_{Cdp} [N] celková síla působící na držák s SiC pádlem ve směru vysmeknutí z čelistí
 f [-] součinitel tření mezi materiálem čelisti a materiálem uchopeného předmětu

- f =hliník a hliník je dle [19] pro statický, suchý povrch $f=1,05$ až $1,35$; zvoleno $f=1,05$.

 n_{tp} [-] počet třecích ploch



Pro výpočet síly dle rovnice (18) by se měl správně použít dynamický součinitel tření, který je dle [19] $f=1,4$, protože je výpočet minimální uchopovací síly dle rovnice (22) uvažován v případě, kdy je pokládán držák s SiC pádlem na věšák. Při této manipulační operaci působí na uchopený držák s SiC pádlem účinky setrvačných (dynamických) sil. Vzhledem k velikosti součinitele tření, který je větší než 1, nacházejícího se ve jmenovateli rovnice (18), je výpočet provedený se statickým součinitelem tření nejnižší hodnoty tzv. „horší“ stav. Při tomto stavu má výsledná minimální svěrná síla čelistí nejvyšší hodnotu.

Přítlačná síla čelisti působící na jednu třecí plochu

$$\cos \alpha = \frac{F_{n1}}{F_{p1}} \quad (19)$$

$$F_{pč1} = F_{pč2} = \frac{F_{n1}}{\cos \alpha} = \frac{21,1}{\cos 30^\circ} = 24,4N \quad (20)$$

Kde:

F_{n1} [N] normálová síla působící na jednu třecí plochu

α [°] sevřený úhel mezi nositelkou normálové síly a nositelkou přítlačné síly

Přítlačná síla jedné čelisti

$$F_{pč} = \sum_{n=1}^2 F_{pči} = F_{pč1} + F_{pč2} = 24,4 + 24,4 = 48,8N \quad (21)$$

Kde:

$F_{pč1}; F_{pč2}$ [N] přítlačné síly působící na jednotlivé třecí plochy 1 čelisti (2 tř. plochy)

Celková minimální svěrná síla čelistí

$$F_{p2} = n \cdot F_{pč} = 3 \cdot 48,8 = 146,4N \quad (22)$$

Kde:

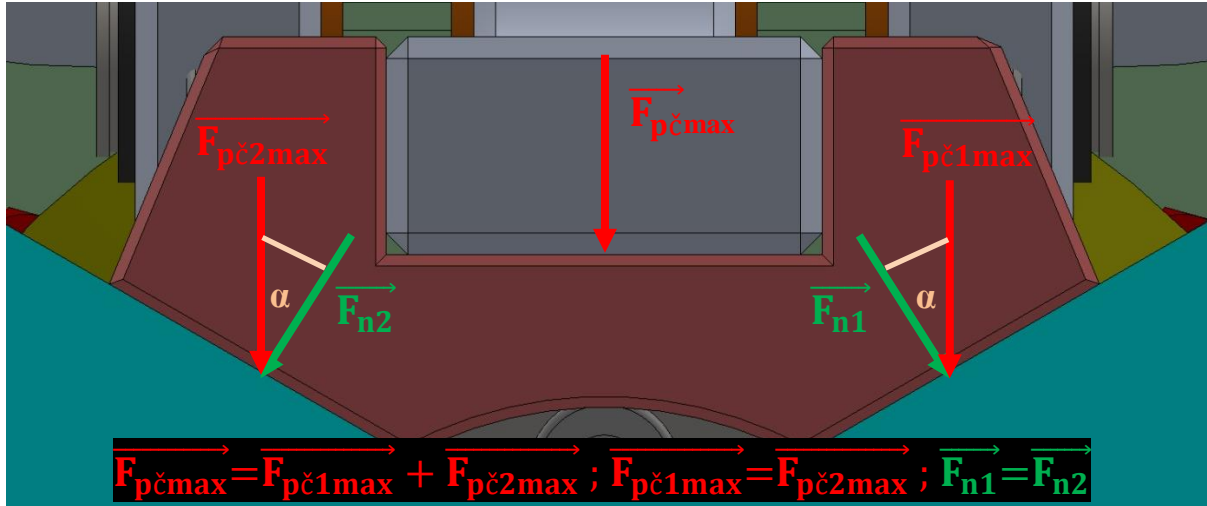
$F_{pč}$ [N] přítlačná síla jedné čelisti

n [-] počet čelistí koncového efektoru



5.5.3 MAXIMÁLNÍ SVĚRNÁ SÍLA ČELISTÍ PŘI ÚCHOPU SKLENĚNÉ ZÁTKY

Kontrolovaná plocha na odtláčení odpovídá jedné třecí ploše čelisti z výpočtů v kapitolách 5.5.1 a 5.5.2.



Obrázek 52: Silové působení jedné čelisti na uchopený předmět

Maximální normálová síla působící na jednu kontrolovanou plochu

$$\sigma_o = \frac{F_{n1max}}{S_{T1/2}} \leq \sigma_{oDOV} \quad (23)$$

$$F_{n1max} = \sigma_{oDOV} \cdot S_{T1/2} = 1150 \cdot 933,97 = 1074065,5N = 1074,1kN \quad (24)$$

Kde:

σ_o [MPa] tlakové napětí

σ_{oDOV} [MPa] dovolené tlakové napětí

- křemičité sklo (flame fused quartz) je dle [20] str. 11 - $\sigma_{oDOV}=1150MPa$

$S_{T1/2}$ [mm²] kontrolovaná plocha (odpovídá jedné modré ploše z obrázku 48)

Maximální přítláčná síla jedné čelisti působící na jednu kontrolovanou plochu

$$\cos \alpha = \frac{F_{n1max}}{F_{pč1max}} \quad (25)$$

$$F_{pč1max} = F_{pč2max} = \frac{F_{n1max}}{\cos \alpha^\circ} = \frac{1074065,5}{\cos 30^\circ} = 1240224N = 1240kN \quad (26)$$



Kde:

F_{n1max} [N] maximální normálová síla na jednu kontrolovanou plochu
 α [°] sevřený úhel mezi nositelkou normálové síly a nositelkou přítláčné síly

Maximální přítláčná síla jedné čelisti

$$F_{pčmax} = \sum_{n=1}^2 F_{pči max} = F_{pč1max} + F_{pč2max} = 1240224 + 1240224 = 2480448N \\ = 2480kN \quad (27)$$

Kde:

$F_{pč1max}; F_{pč2max}$ [N] maximální přítláčné síly jedné čelisti na dané kontrolované plochy

Celková maximální svěrná síla čelistí

$$F_{p3} = n \cdot F_{pčmax} = 3 \cdot 2480448 = 7441344N = 7441kN \quad (28)$$

Kde:

$F_{pčmax}$ [N] maximální přítláčná síla jedné čelisti
 n [-] počet čelistí koncového efektoru

5.5.4 MAXIMÁLNÍ SVĚRNÁ SÍLA ČELISTÍ PŘI ÚCHOPU DURALOVÉ STOPKY

Kontrolovaná plocha na odtlačení odpovídá jedné třetí ploše čelisti z výpočtů v kapitolách 5.5.1 a 5.5.2. Duralová stopka je uchopovací díl všech navržených příslušenství.

Dovolené napětí v tlaku slitiny hliníku EN AW 7075

Dle ČSN EN 485-2 [21] str.62 jsou mechanické vlastnosti materiálu EN AW 7075 (stav materiálu T6 a tloušťka 12,5 až 25mm) viz. tabulka 15.

Mez pevnosti v tahu R_m	min. 540MPa
Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$	min. 470MPa

Tabulka 15: Mechanické vlastnosti slitiny hliníku EN AW 7075 [21]

$$\sigma_{oDOV} = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{470}{8} = 58,75MPa \quad (29)$$

Kde:

$R_{p0,2}$ [MPa] smluvní mez kluzu
 k [-] bezpečnost pro dimenzování součástí ze slitin hliníku dle [22] str. 38

**Maximální normálová síla na jednu kontrolovanou plochu**

$$\sigma_o = \frac{F_{n1max}}{S_{T1/2}} \leq \sigma_{oDOV} \quad (30)$$

$$F_{n1max} = \sigma_{oDOV} \cdot S_{T1/2} = 58,75 \cdot 933,97 = 54870,7N = 54,9kN \quad (31)$$

Kde:

 σ_o [MPa] tlakové napětí σ_{oDOV} [MPa] dovolené tlakové napětí $S_{T1/2}$ [mm²] kontrolovaná plocha (odpovídá jedné modré ploše z obrázku 48)**Maximální přítláčná síla jedné čelisti na jednu kontrolovanou plochu**

$$\cos \alpha = \frac{F_{n1max}}{F_{pč1max}} \quad (32)$$

$$F_{pč1max} = F_{pč2max} = \frac{F_{n1max}}{\cos 30^\circ} = \frac{54870,7}{\cos 30^\circ} = 63359,2N = 63,4kN \quad (33)$$

Kde:

 F_{n1max} [N] maximální normálová síla na jednu kontrolovanou plochu α [°] sevřený úhel mezi nositelkou normálové síly a nositelkou přítláčné síly**Maximální přítláčná síla jedné čelisti**

$$F_{pč} = \sum_{n=1}^2 F_{pči max} = F_{pč1max} + F_{pč2max} = 63359,2 + 63359,2 = 126718,4N = 126,7kN \quad (34)$$

Kde:

 $F_{p1max}; F_{p2max}$ [N] maximální přítláčné síly jedné čelisti na dané kontrolované plochy**Celková maximální svěrná síla čelistí**

$$F_{p4} = n \cdot F_{pč} = 3 \cdot 126718,4 = 380155,2N = 380,2kN \quad (35)$$

Kde:

 $F_{pč}$ [N] maximální přítláčná síla jedné čelisti n [-] počet čelistí koncového efektoru

PŘEDBĚŽNÉ STANOVENÍ CELKOVÉ SVĚRNÉ SÍLY ČELISTÍ

Dle hodnot mezi svěrné síly čelistí vypočítaných v kapitolách 5.5.1 až 5.5.4 (tabulka 16) je svěrná síla čelistí předběžně stanovena jako přibližně třinácti a půl násobku minimální svěrné síly při úchopu skleněné zátky.

Operace	Min. svěrná síla	Max. svěrná síla
Úchop skleněné zátky	201N	7441kN
Úchop držáku s SiC pádlem/duralové stopky	146,4N	380,2kN

Tabulka 16: Meze svěrné síly čelistí koncového efektoru

Při porovnání minimálních a maximálních hodnot svěrných sil uvedených v tabulce 16 je na první pohled patrný extrémně velký rozdíl jednotlivých mezí sil při dané operaci. Tyto extrémní hodnoty maximálních sil jsou dány mechanickými vlastnostmi materiálů uchopovaných předmětů a velikosti celkové styčné plochy mezi čelistmi a uchopeným předmětem. Dimenzování nosné konstrukce koncového efektoru společně s jeho hnacími jednotkami (elektromotory) pro svěrné síly v horní oblasti vypočítaného rozsahu svěrných sil by vedlo nejspíše k vytvoření složité a těžké konstrukce nevhodné pro manipulaci se zvoleným průmyslovým robotem v dané zástavbě. Proto se předběžně stanovena svěrná síla nachází blíže spodní hranici vypočítaných svěrných sil.

Předběžná celková svěrná síla čelistí koncového efektoru

$$F_{svpř} = 20 \cdot F_{p4} = 20 \cdot 135 = 2700N \quad (36)$$

Předběžná přítláčná síla jedné čelisti koncového efektoru

$$F_{pčpř} = \frac{F_{svpř}}{n} = \frac{2700}{3} = 900N \quad (37)$$

Kde:

$F_{svpř}$ [N] předběžná celková svěrná síla čelistí koncového efektoru
 n [-] počet čelistí koncového efektoru



5.6 VOLBA SEKUNDÁRNÍ TLAČNÉ PRUŽINY

Sekundární tlačné pružiny slouží k předklopení dosedacích ploch čelistí tak, aby se zvýšil náběžný úhel rozevřených čelistí. Vzhledem k malé celkové hmotnosti součástí, na které tlačná pružina působí byla zvolena standardní nerezová tlačná pružina 52/5/4 dle [23] s technickými parametry viz. tabulka 17.

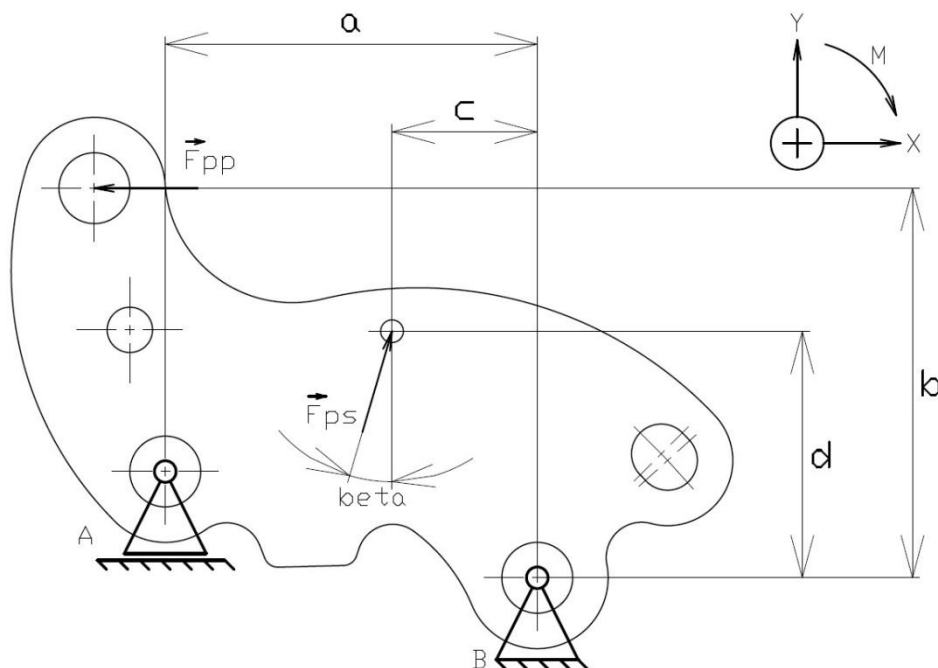
Materiál	1.4310
Průměr drátu	0,63mm
Velký průměr	8,63mm
Střední průměr	8mm
Malý průměr	7,37mm
Počet závitů	12,5
Tuhost	0,22N/mm
Stlačená délka pružiny v zástavbě	10,2mm
Síla při daném stlačení pružiny	9,6N

Tabulka 17: Technické parametry sekundární tlačné pružiny [23]

5.7 VOLBA PRIMÁRNÍ TLAČNÉ PRUŽINY

Výpočet síly primární tlačné pružiny je proveden na základě statického rozborů vnějších ramen v poloze sevřených čelistí. Ve výpočtu bylo počítáno s náhradním tělesem, které reprezentuje obě dvě vnější ramena.

5.7.1 STATICKÝ ROZBOR



Obrázek 53: Zobrazení zatěžujících sil a vazeb náhradního tělesa

**Síly**

F_{pp} [N] síla od primární tlačné pružiny
 F_{ps} [N] síla od sekundární tlačné pružiny

Rozměry

$a=52,38\text{mm}$; $b=55,5\text{mm}$; $c=20,218\text{mm}$; $d=34,974\text{mm}$; $\beta=\beta=16,35^\circ$

Vazby

Bod A – podpora

Bod B – rotační vazba

Kinematický rozbor

$$i = i_v - (\sum \xi_i - \eta) = 3 - (2 + 1 - 0) = 0^\circ v \quad (38)$$

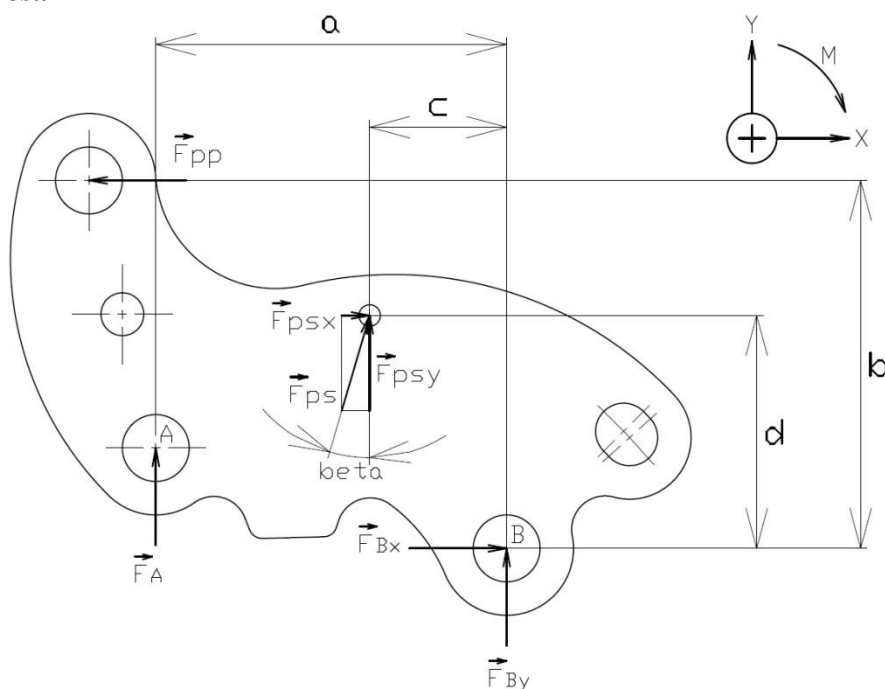
Kde:

$(\sum \xi_i - \eta)$ [-] počet stupňů volnosti odebírané stykovými vazbami

i_v [-] počet stupňů volnosti volného tělesa (2D úloha – $i_v=3$)

$\sum \xi_i$ [-] počet složek pohybu odebrané vazbami

η [-] počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

Uvolnění tělesa

Obrázek 54: Uvolnění tělesa

**Statický rozbor**

- počet rovnic statické rovnováhy $v=3$ (1 momentová v_M a 2 silové v_F)
- neznámé parametry $NP=\{F_{By}; F_{Bx}; F_{pp}\}$
- počet neznámých parametrů $\mu=3$
 - počet neznámých silových parametrů $\mu_F=3$
 - počet neznámých momentových parametrů $\mu_M=0$

$$v = \mu \quad (39)$$

$$\left. \begin{array}{l} \mu_r + \mu_M \leq v_M \\ 0 \leq 1 \end{array} \right\} \text{Těleso je uloženo staticky určitě} \quad (40)$$

Sestavení rovnic statické rovnováhy

$$\sum F_x: -F_{pp} + F_{ps_x} + F_{Bx} = 0 \quad (41)$$

$$\sum F_y: F_A + F_{ps_y} + F_{By} = 0 \quad (42)$$

$$\sum M_B: F_A \cdot a - F_{pp} \cdot b + F_{ps_x} \cdot d + F_{ps_y} \cdot c = 0 \quad (43)$$

Výpočet neznámých parametrů

$$\sum F_x: F_{Bx} = F_{pp} - F_{ps_x} \quad (44)$$

$$F_{Bx} = F_{pp} - F_{ps} \cdot \sin \beta$$

$$F_{Bx} = 854,4 - 9,6 \cdot \sin 16,35^\circ$$

$$F_{Bx} = 851,7N$$

$$\sum F_y: F_{By} = -F_A - F_{ps_y} \quad (45)$$

$$F_{By} = -F_A - F_{ps} \cdot \cos \beta$$

$$F_{By} = -900 - 9,6 \cdot \cos 16,35^\circ$$

$$F_{By} = -909,2N$$

$$\sum M_B: F_{pp} = \frac{F_A \cdot a + F_{ps_x} \cdot d + F_{ps_y} \cdot c}{b} = \frac{F_A \cdot a + F_{ps} \cdot \sin \alpha \cdot d + F_{ps} \cdot \cos \alpha \cdot c}{b} \quad (46)$$

$$F_{pp} = \frac{900 \cdot 52,38 + 9,6 \cdot \sin 16,35^\circ \cdot 34,974 + 9,6 \cdot \cos 16,35^\circ \cdot 20,218}{55,5}$$

$$F_{pp} = 854,5N$$

Kde:

F_{pp} [N] síla od primární tlačné pružiny

F_{ps} [N] síla od sekundární tlačné pružiny

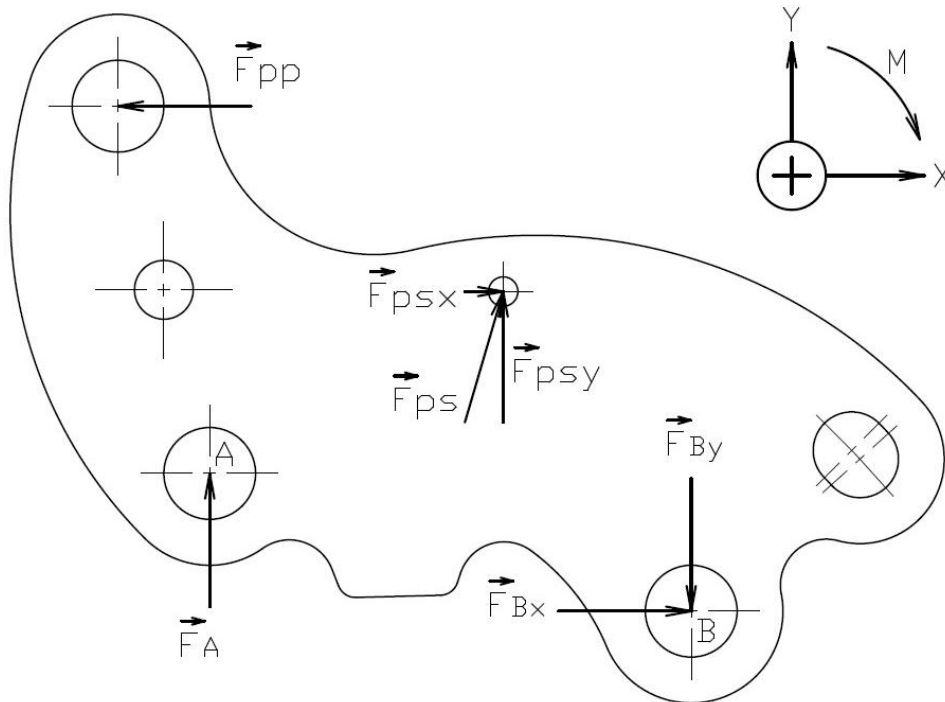
F_{ps_x} [N] x-ová složka síly F_{ps}

F_{ps_y} [N] y-ová složka síly F_{ps}



F_{Bx}	[N]	x-ová reakce v rotační vazbě B
F_{By}	[N]	y-ová reakce v rotační vazbě B
F_A	[N]	reakce v bodě A
β	[°]	sevržený úhel mezi nositelkou síly F_{ps} a nositelkou síly F_{psy}

Zhodnocení výsledků



Obrázek 55: Zobrazení skutečného směru sil

5.7.2 VOLBA TLAČNÉ PRUŽINY

Dle vypočítané síly F_{pp} a zástavbových rozměrů potřebných pro umístění pružiny, byla zvolena standardní nerezová tlačná pružina 78/1/2 dle [24], která ve stlačeném stavu vyvíjí o něco menší sílu, než je vypočítaná síla F_{pp} . Vzhledem k předběžně stanovené svěrné síle čelistí, která je rovna přibližně třinácti a půl násobku minimální potřebné síle sevření čelistí při úchopu skleněné zátky, lze tento nepatrný rozdíl ve vypočítané a skutečné síle primární tlačné pružiny akceptovat.

Materiál	1.4310
Průměr drátu	4mm
Velký průměr	24mm
Střední průměr	20mm
Malý průměr	16mm
Počet závitů	5,5
Tuhost	51,93N/mm
Stlačená délka pružiny v zástavbě	33mm
Síla při daném stlačení pružiny	830,6N

Tabulka 18: Technické parametry primární tlačné pružiny [24]



Protože nelze spoléhat na to, že by tři zvolené primární tlačné pružiny potřebné pro jeden koncový efektor byly od výrobce dodány s absolutně stejnými hodnotami sil v daném stlačení, je uvažováno s dodatečným využitím broušených podložek pod tyto tlačné pružiny. Tyto broušené podložky umožní při montáži koncového efektoru seřídít stejné hodnoty sil primárních tlačných prужin při daném stlačení na všech čelistech koncového efektoru.

5.7.3 VÝPOČET SKUTEČNÉ CELKOVÉ SVĚRNÉ SÍLY ČELISTÍ

Přítlačná síla jedné čelisti

Výpočet vychází z rovnice (43) str. 61, ve které je nyní jako neznáma síla F_A v bodě A.

$$\sum M_B: F_A \cdot a - F_{pp} \cdot b + F_{psx} \cdot d + F_{psy} \cdot c = 0$$
$$F_A = \frac{F_{pp} \cdot b - F_{psx} \cdot d - F_{psy} \cdot c}{a} \quad (47)$$
$$F_A = \frac{F_{pp} \cdot b - F_{ps} \cdot \sin \alpha \cdot d - F_{ps} \cdot \cos \alpha \cdot c}{a}$$
$$F_A = \frac{830,6 \cdot 55,5 - 9,6 \cdot \sin 16,35^\circ \cdot 34,974 - 9,6 \cdot \cos 16,35^\circ \cdot 20,218}{52,38}$$
$$F_A = 874,7N$$

Celková svěrná síla čelistí

$$F_{svsk} = n \cdot F_A = 3 \cdot 874,7 = 2623,2N \quad (48)$$

Kde:

F_A [N] v podpoře A (konzola čelisti)
n [-] počet čelistí koncového efektoru

Celková skutečná svěrná síla čelistí je dle (48) $F_{svsk}=2623,2N$, což odpovídá přibližně třináctinásobku minimální potřebné svěrné síly čelistí při úchopu skleněné zátky.

5.8 VOLBA TERCIÁRNÍ TLAČNÉ PRUŽINY

Tato pružina umístěna v podélné ose koncového efektoru vyvíjí axiální sílu, která dotlačí skleněnou zátku na zábrus procesní trubice. Síla potřebná k dotlačení skleněné zátky na zábrus procesní trubice se nedá nijak empiricky určit, protože každý zábrus mezi skleněnou zátkou a procesní trubicí je originální vzhledem k technologii výroby. Pro určení správné velikosti síly této tlačné pružiny by bylo nutné udělat reálné zkoušky. V praxi je velikost dotlačující síly závislá na zkušenostech operátora difuzní pece, proto je na začátek zvolena nerezová tlačná pružina 57/15/1 dle [25] s technickými parametry uvedenými v tabulce 19.

Materiál	1.4310
Průměr drátu	1,1mm
Velký průměr	7,4mm
Střední průměr	6,3mm
Malý průměr	5,2mm
Počet závitů	4,3
Tuhost	12,15N/mm
Stlačená délka pružiny v zástavbě	7,7mm
Síla při daném stlačení pružiny	62,5N

Tabulka 19: Technické parametry terciární tlačné pružiny [25]

Konstrukce uložení této tlačné pružiny respektive konstrukce tlačného pístku je vytvořena s ohledem na jednoduchou výměnu tlačné pružiny případně použití více osově umístěných tlačných pružin s opačnými smysly vinutí najednou.

5.9 VOLBA TAŽNÉ PRUŽINY

Pružina slouží k zajištění neustálého kontaktu kladky vnitřního ramene s centrální vačkou (reverzní chod čelistí). Každá sestava ramen čelistí koncového efektoru má z důvodu bezpečnosti dvě tažné pružiny. V případě prasknutí jedné tažné pružiny musí být druhá pružina schopna čelist vrátit do výchozí polohy (rozevřené čelisti). Výpočet minimální potřebné síly tažných pružin byl proveden na základě rovnováhy sil od tažných pružin a celkové tíhy sestavy ramen čelisti působící v těžišti této sestavy s uvažováním čepového tření v nosném čepu umístěném v bodě S. Ve výpočtu není uvažováno s reakcí v bodě K (kontakt kladky vnitřního ramene s centrální vačkou). Pro výpočet síly tažných pružin je uvažována horní čelist koncového efektoru, u níž její tíha působící v jejím těžišti vyvolá krouticí moment působící proti krouticímu momentu vyvozeném silami tažných pružin. Jedná se tedy o horší stav z hlediska zatížení tažných pružin než v případě spodních dvou čelistí, u níž jejich tíha vyvolává krouticí moment stejného směru jako krouticí moment vyvolaný silami tažných pružin. Uvažována poloha ramen horní čelisti je v sevřeném stavu bez uchopeného materiálu. Tato poloha je z hlediska zatížení na tažné pružiny nejextrémnější, protože v případě uchopeného předmětu v čelistech působí ve směru rozevření čelistí v počátku trajektorie rozevírání čelistí jak síla primární, tak i síla sekundární tlačné pružiny.

Poloha těžiště, hmotnost celé sestavy ramen horní čelisti a ostatní potřebné parametry dle obrázku 56 byly získány z 3D modelu vytvořeném v programu SolidWorks 2014.

Tíhová síla

$$F_G = m \cdot g = 0,8 \cdot 9,81 = 7,8N \quad (49)$$



Kde:

m [kg] hmotnost celku ramen jedné čelisti dle obr. 56

g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení

Moment čepového tření dle [20] str.158

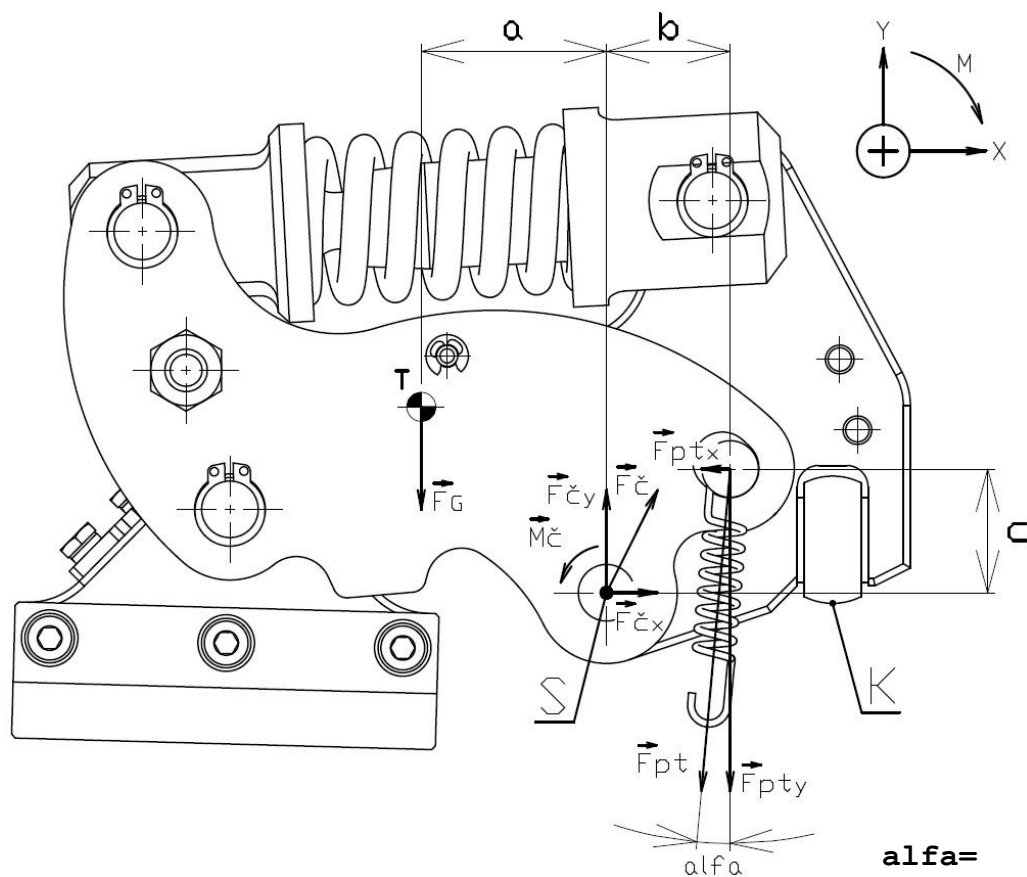
$$M_{\check{c}} = r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}} \text{ [Nmm]} \quad (50)$$

Kde:

$F_{\check{c}}$ [N] reakce v bodě S

$r_{\check{c}}$ [mm] poloměr čepu

$f_{\check{c}}$ [-] součinitel čepového tření v kluzném pouzdře dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}}=0,03$ až $0,08$; zvoleno $f_{\check{c}}=0,08$



Obrázek 56: Silové působení na sestavu ramen bez uvažování reakce v bodě K

Reakce v bodě B

$$F_{\check{c}} = \sqrt{F_{\check{c}x}^2 \cdot F_{\check{c}y}^2} \text{ [N]} \quad (51)$$



Kde:

$F_{\check{c}x}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x

$F_{\check{c}y}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y

Z důvodu zjednodušení následného výpočtu minimální síly F_{pt} je rovnice (51) nahrazena, s poměrnou chybou menší než čtyři procenta, Ponceletovým vztahem (52) dle [26] str. 159. Tato linearizace rovnice (51) je využita také v následujících výpočtech.

$$F_{\check{c}} = 0,961 \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot F_{\check{c}x} [N] \quad (52)$$

Vztah (52) platí pro případ $F_{\check{c}x} < F_{\check{c}y}$.

Kde:

$F_{\check{c}x}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x

$F_{\check{c}y}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y

Minimální síla F_{pt}

$$\sum F_x: F_{\check{c}x} - F_{ptx} = 0 \quad (53)$$

$$F_{\check{c}x} = F_{ptx} [N] \quad (54)$$

$$\sum F_y: -F_G + F_{\check{c}y} - F_{pty} = 0 \quad (55)$$

$$F_{\check{c}y} = F_G + F_{pty} [N] \quad (56)$$

$$\sum M_S: -F_G \cdot a - M_{\check{c}} + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0 \quad (57)$$

$$-F_G \cdot a - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}} + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0$$

$$-F_G \cdot a - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot F_{\check{c}x}) + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0$$

$$-F_G \cdot a - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}y} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}x} + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0$$

$$-F_G \cdot a - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_G + F_{pty}) - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0$$

$$-F_G \cdot a - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} + F_{pty} \cdot b - F_{ptx} \cdot c = 0$$

$$-F_G \cdot a - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pt} \cdot \cos \alpha - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pt} \cdot \sin \alpha + F_{pt} \cdot \cos \alpha \cdot b - F_{pt} \cdot \sin \alpha \cdot c = 0$$

$$-0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pt} \cdot \cos \alpha - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pt} \cdot \sin \alpha + F_{pt} \cdot \cos \alpha \cdot b - F_{pt} \cdot \sin \alpha \cdot c = F_G \cdot a + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G$$

$$F_{pt} \cdot (-0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot \cos \alpha - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sin \alpha + \cos \alpha \cdot b - \sin \alpha \cdot c) = F_G \cdot a + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G$$

$$F_{pt} = \frac{F_G \cdot a + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G}{(-0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot \cos \alpha - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot \sin \alpha + \cos \alpha \cdot b - \sin \alpha \cdot c)} [N] \quad (58)$$



Kde:

F_G	[N]	tíhová síla sestavy ramen jedné čelisti
$F_{\check{c}}$	[N]	reakce v nosném čepu
$F_{\check{c}x}$	[N]	průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x
$F_{\check{c}y}$	[N]	průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y
F_{pt}	[N]	rovnovážná síla
F_{ptx}	[N]	průmět reakce F_{pt} do osy x
F_{pty}	[N]	průmět reakce F_{pt} do osy y
$M_{\check{c}}$	[Nmm]	moment čepového tření
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu
$f_{\check{c}}$	[mm]	součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}}=0,03$ až $0,08$; zvoleno $f_{\check{c}}=0,08$
α	[°]	sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{pt} a nositelkou F_{pty}

Síla F_{pt} dle rovnice (58) je síla, která v poloze dle obrázku 56 způsobí rovnováhu čelistí (stabilní poloha čelistí). Aby došlo k pohybu čelistí ve směru působení tažných pružin, musí mít tyto pružiny celkově větší sílu než je síla F_{pt} .

Dostatečnou sílu pro reverzaci čelistí je potřeba zajistit během celého chodu čelistí z koncové polohy do výchozí, proto byl výpočet rovnovážné síly F_{pt} proveden pro celý rozsah pohybu čelistí tzn. od 0° (sevřené čelisti) až po $76,55^\circ$ (rozevřené čelisti) natočení centrální vačky po kroku odpovídajícímu 1° . Výpočet pro celý průběh pohybu čelistí byl proveden dle rovnice (58) v programu Microsoft Office Excel 2007 s využitím odměřených dat z 3D modelu v programu SolidWorks 2014. Tento podrobný výpočet se zobrazením grafů průběhu síl v závislosti na natočení centrální vačky je uveden v příloze 16.

Dle vypočítaného průběhu síly F_{pt} v příloze 16 a bezpečnostního požadavku, aby v případě prasknutí jedné pružiny byla stále zajištěna správná funkce reverzního chodu čelistí, byla zvolena nerezová tažná pružina 06/7/1 s hákovým typem ok dle [27].

Materiál	1.4310
Průměr drátu	0,56mm
Velký průměr	3,9mm
Délka plného předpětí pružiny	37,6mm
Tuhost	1,13N/mm
Síla při plném předpětí pružiny	15,1N

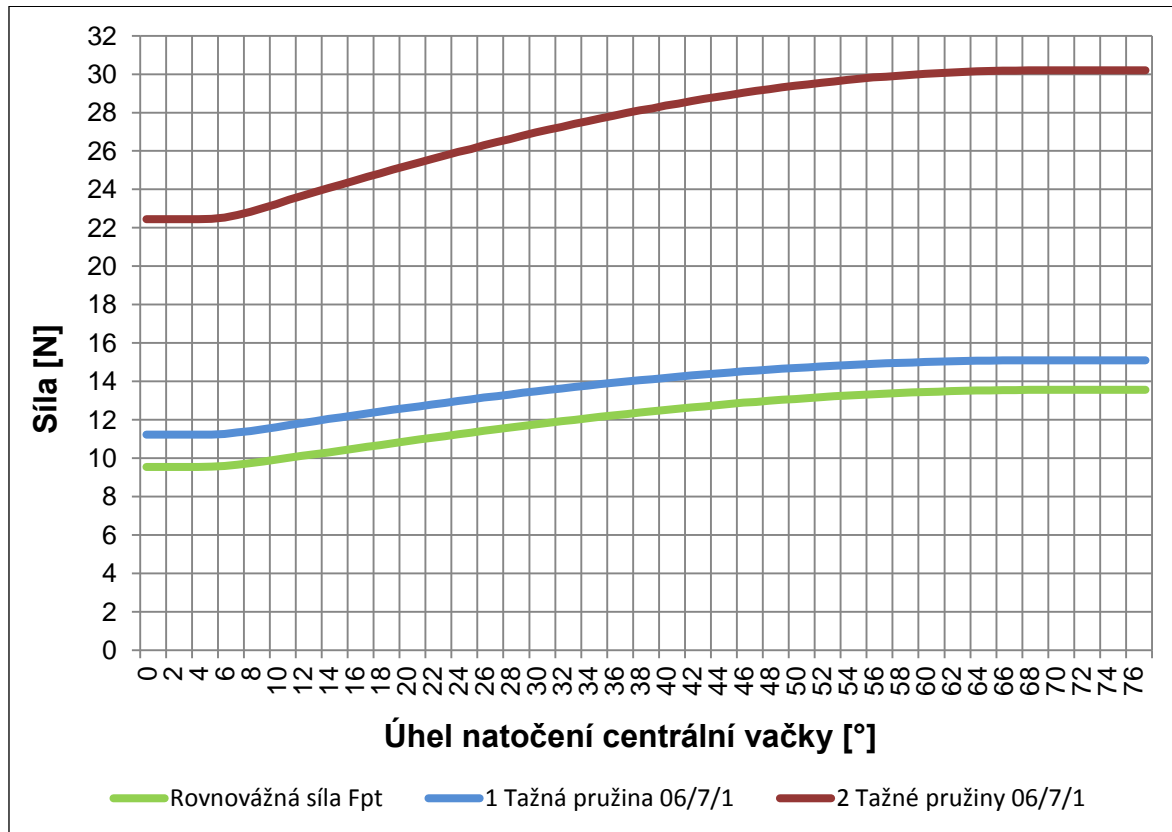
Tabulka 20: Technické parametry tažné pružiny [27]

Síla v sevřeném stavu čelistí	13,56N
Síla v rozevřeném stavu čelistí	9,55N
Maximální síla z celého průběhu pohybu	13,56N
Minimální síla z celého průběhu pohybu	9,55N

Tabulka 21: Výsledné hodnoty síly F_{pt} dle přílohy 16



Z grafu 1 vyplývá, že zvolená tažná pružina má dostatečnou sílu k tomu, aby zajistila bezproblémovou funkci reverzace čelistí, nejen v případě použití tažných pružin v páru, ale také v případě provozu pouze s jednou tažnou pružinou.

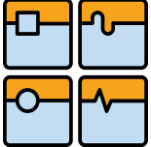


Graf 1: Průběh rovnovážné síly a sil tažných pružin v závislosti na natočení centrální vačky

5.10 VOLBA DC ELEKTROMOTORU

DC elektromotor je zvolen na základě vypočítaného minimálního potřebného výkonu respektive krouticího momentu na centrální vačce. Výpočet výkonu DC elektromotoru se skládá z výpočtu svislé složky síly kladky (F_{K1y}) jedné čelisti působící na centrální vačku, z výpočtu minimálního potřebného krouticího momentu na centrální vačce (M_{Kv}) při dané geometrii centrální vačky a návrhu ozubeného soukolí mezi DC elektromotorem a centrální vačkou. Tyto výpočty jsou provedeny v celém rozsahu natočení centrální vačky (0° ; $76,55^\circ$). Výsledný výkon motoru, je výkon, při kterém je soustava čelistí v rovnováze respektive je v rovnovážné poloze, kdy působí maximální síly kladek (F_{K1y}). Vypočítaný minimální potřebný krouticí moment dodaný centrální vačce od DC elektromotoru je navýšen o cca 20% z důvodu zajištění správné funkce čelistí.

Volba konkrétního DC elektromotoru na základě vypočítaných parametrů (výkon, krouticí moment a otáčky) je uvedena na straně 91.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 69
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.10.1 VÝPOČET SVISLÉ SLOŽKY SÍLY KLADKY F_{K1y} JEDNOHO CELKU RAMEN

Výpočet je proveden pro horní čelist koncového efektoru v případě, kdy se tato horní čelist nachází ve svislé poloze. Spodní dvě čelisti jsou v tomto případě symetricky umístěny v úhlu 60° vůči svislé rovině. U spodních čelistí budou mít tíhové síly vliv nejen na radiální složku reakce v uložení čelistí, ale také na její axiální složku. Výpočet pro případ spodních dvou čelistí by proto byl podstatně složitější než u horní čelisti. Dalším rozdílem mezi horní a spodními čelistmi je, že během 1. a 2. fáze svírání čelistí tíhová síla horní čelisti vytváří krouticí moment, který má stejný směr jako krouticí moment vytvořený centrální vačkou. U spodní čelisti je směr krouticího momentu od tíhy opačný oproti případu horní čelisti. Je to tedy horší stav vzhledem na velikost síly dodané od centrální vačky. Velikost vlivu opačného směru tíhového krouticího momentů v případě spodní čelisti bude na výslednou sílu kladky F_{K1y} malý. Ve 3. fázi je dosedací segment čelisti s konzolou a vnějšími rameny v plném kontaktu s uchopeným předmětem, čímž lze tyto součásti považovat za pevné. V této 3. fázi je pro výpočet svislé složky síly kladky F_{K1y} počítáno pouze s tíhou celku vnitřního ramene s kladkou (obr. 61).

Svíráání čelistí koncového efektoru probíhá ve 3. fázích. V 1. fázi na celek ramen působí pouze síly tažných pružin (obr. 57) a tíhová síla čelisti. V počátku 2. fáze dojde ke kontaktu dosedacího segmentu čelisti s uchopovaným předmětem (obr. 59). Dalším pohybem čelisti ve směru svírání na celek ramen působí i síla sekundární tlačné pružiny v důsledku jejího stlačování během sklápění dosedacího segmentu čelisti do vodorovné polohy. Během 3. fáze působí na celek vnitřního ramene s kladkou síla primární tlačné pružiny, síla sekundární tlačné pružiny a síly tažných pružin (obr. 61). V rámci zjednodušení výpočtu není ve 3. fázi uvažováno s působením síly sekundární tlačné pružiny a tíhové síly od celku vidlice s pístem primární tlačné pružiny. Toto zjednodušení nebude mít na výslednou sílu kladky F_{K1y} zásadní vliv, protože velikost síly sekundární tlačné pružiny je oproti síle primární tlačné pružiny přibližně 86x menší a velikost tíhové síly od vidlice a pístu primární tlačné pružiny je přibližně 600x menší než síla primární tlačné pružiny.

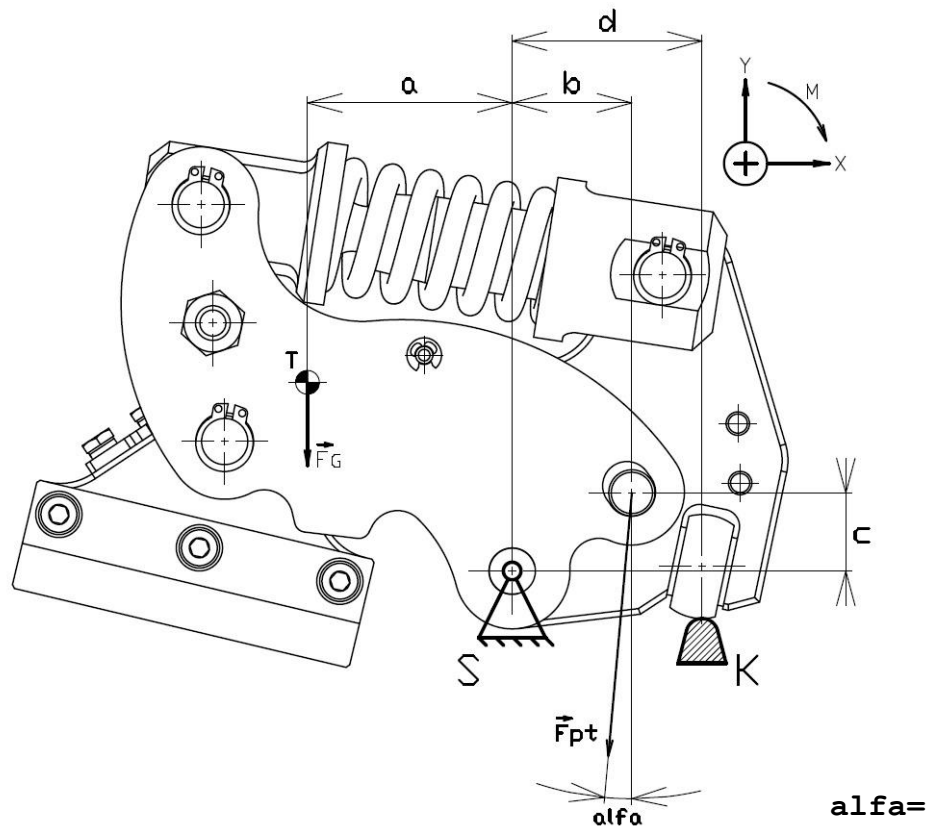
Výpočet je proveden na základě statické analýzy celku ramen čelisti v celém intervalu natočení centrální vačky (0° ; $76,55^\circ$) po kroku 1° s výjimkou přechodu z 1. fáze do 2. fáze svírání čelistí ($12,7^\circ$). V následujícím výpočtu celkové síly kladky F_{K1y} nejsou zohledněny pasivní odpory v bočních kontaktech jednotlivých ramen mezi sebou a vnějšího ramene s křížem ramen. Tyto pasivní odpory vznikají v důsledku axiální složky síly kladky F_{K1} dané geometrií centrální vačky při pohybu kladky po její 2. a 3. části zdvižné dráhy (obr. 63, 65 a 66). Ke styku mezi jednotlivými rameny čelisti a vnějším ramen s křížem ramen nedochází na plochách těchto součástí, ale na čelních plochách použitých přírubových kluzných pouzder z PTFE kompozitu [17] str. 17. Použitím těchto kompozitních pouzder s nízkým součinitelem tření (dle [17] str. 17 je $f=0,03$ až $0,08$) razantně snižuje veškeré pasivní odpory v uložení čelistí. Proto jsou v následujícím výpočtu tyto axiální pasivní odpory opomenuty a také



z důvodů, že výpočet silového působení na centrální vačce respektive axiální složky síly F_{K1} je proveden až v následující kapitole.

STATICKÝ ROZBOR 1. FÁZE SVÍRÁNÍ ČELISTÍ

Statický rozbor je proveden v intervalu natočení centrální vačky – $(0^\circ; 12,7^\circ)$. V tomto intervalu působí na celek ramen pouze tíhová síla a síla od tažných pružin.



Obrázek 57: Silové působení na celek ramen během 1. fáze svírání čelistí

Síly

- F_G [N] tíhová síla odpovídající rovnici (49) str. 64
 F_{pt} [N] síla od tažných pružin

Vazby

- Bod S – rotační vazba
Bod K – podpora (reprezentuje styk kladky s centrální vačkou)

Kinematický rozbor

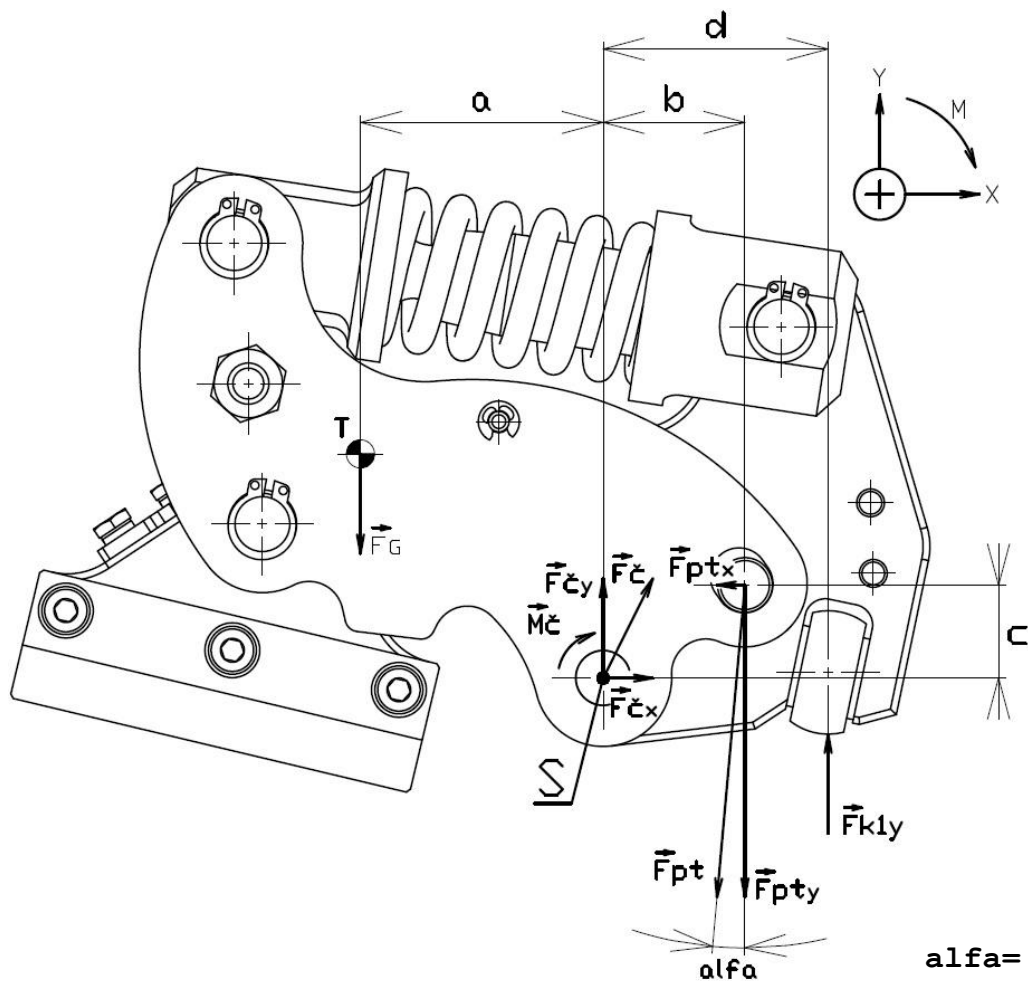
$$i = i_v - (\sum \xi_i - \eta) = 3 - (2 + 1 - 0) = 0^{\circ v} \quad (59)$$



Kde:

- $(\sum \xi_i - \eta)$ [-] počet stupňů volnosti odebírané stykovými vazbami
 i_v [-] počet stupňů volnosti volného tělesa (2D úloha – $i_v=3$)
 $\sum \xi_i$ [-] počet složek pohybu odebrané vazbami
 η [-] počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

Uvolnění tělesa



Obrázek 58: Uvolnění celku ramen v 1. fázi

Statický rozbor

- počet rovnic statické rovnováhy $\nu=3$ (1 momentová ν_M a 2 silové ν_F)
- neznámé parametry $NP=\{ F_{Cy}; F_{Cx}; F_{K1y} \}$
- počet neznámých parametrů $\mu=3$
 - počet neznámých silových parametrů $\mu_F=3$
 - počet neznámých momentových parametrů $\mu_M=0$



$$v = \mu \quad (60)$$

$$\mu_r + \mu_M \leq v_M \quad (61)$$

$$0 \leq 1$$

Těleso je uloženo staticky určitě

Sestavení rovnic statické rovnováhy a výpočet síly v podpoře K

$$\sum F_x: F_{\check{c}x} - F_{ptx} = 0 \quad (62)$$

$$F_{\check{c}x} = F_{ptx} [N] \quad (63)$$

$$\sum F_y: -F_G + F_{\check{c}y} - F_{pty} + F_{K1y} = 0 \quad (64)$$

$$F_{\check{c}y} = F_G + F_{pty} - F_{K1y} [N] \quad (65)$$

$$\sum M_S: -F_G \cdot a - F_{pt} \cdot \sin \alpha \cdot c + F_{pt} \cdot \cos \alpha \cdot b - F_{K1y} \cdot d + M_{\check{c}} = 0 \quad (66)$$

$$-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}} = 0$$

$$-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot F_{\check{c}x}) = 0$$

$$-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}x} = 0$$

$$-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_G + F_{pty} - F_{K1y})$$

$$+ 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} = 0$$

$$-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} -$$

$$-0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} = 0$$

$$-F_{K1y} \cdot d - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y} = F_G \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_G$$

$$-0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx}$$

$$-F_{K1y} \cdot (d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}) = F_G \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b$$

$$-r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_G + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx})$$

$$-F_{K1y} = \frac{F_G \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_G + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx})}{d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}}$$

$$F_{K1y} = \frac{-F_G \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_G + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx})}{d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}}$$

[N] (67)

Kde:

F_G [N] tíhová síla sestavy ramen jedné čelisti

$F_{\check{c}}$ [N] výsledná reakce v nosném čepu

$F_{\check{c}x}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x

$F_{\check{c}y}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y

F_{pt} [N] celková síla tažných pružin

F_{ptx} [N] průmět síly F_{pt} do osy x

F_{pty} [N] průmět síly F_{pt} do osy y

$M_{\check{c}}$ [Nmm] moment čepového tření

$r_{\check{c}}$ [mm] poloměr čepu

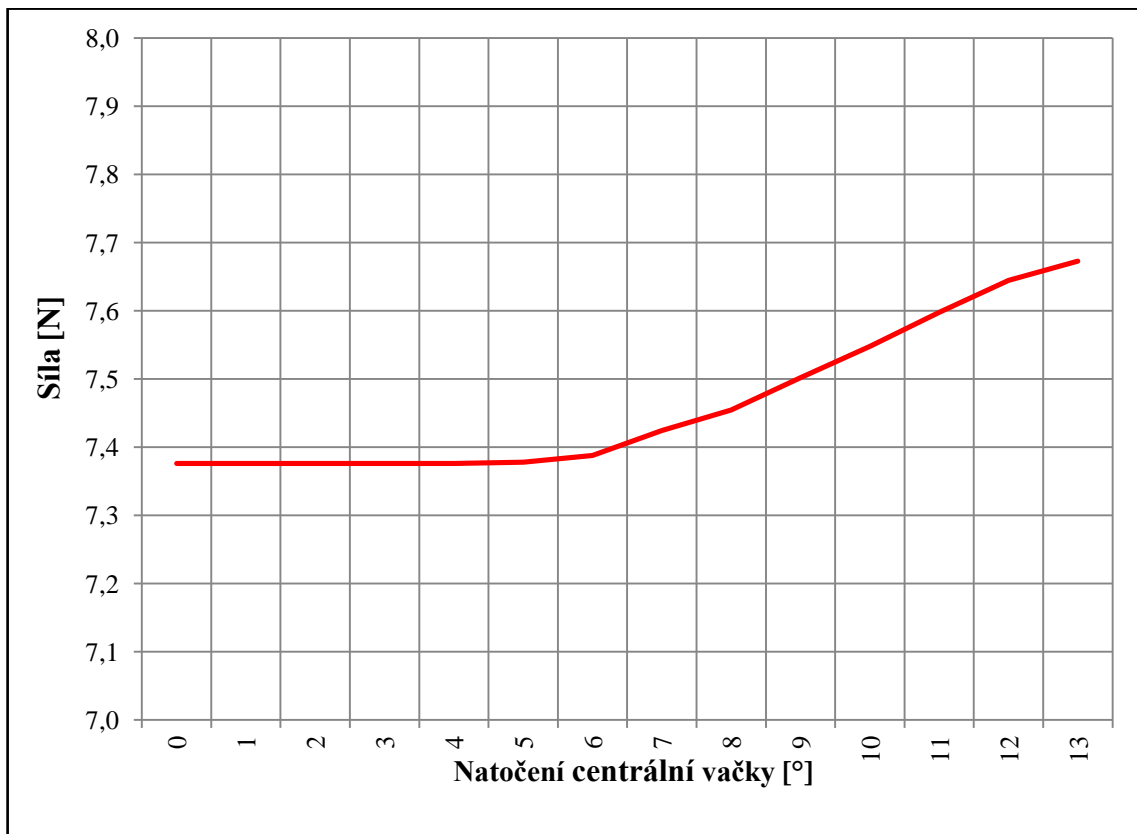


$f_{\check{c}}$ [mm] součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}}=0,03$ až $0,08$ (zvoleno $f_{\check{c}}=0,08$)

α [°] sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{pt} a nositelkou síly F_{pty}

Zhodnocení výsledků

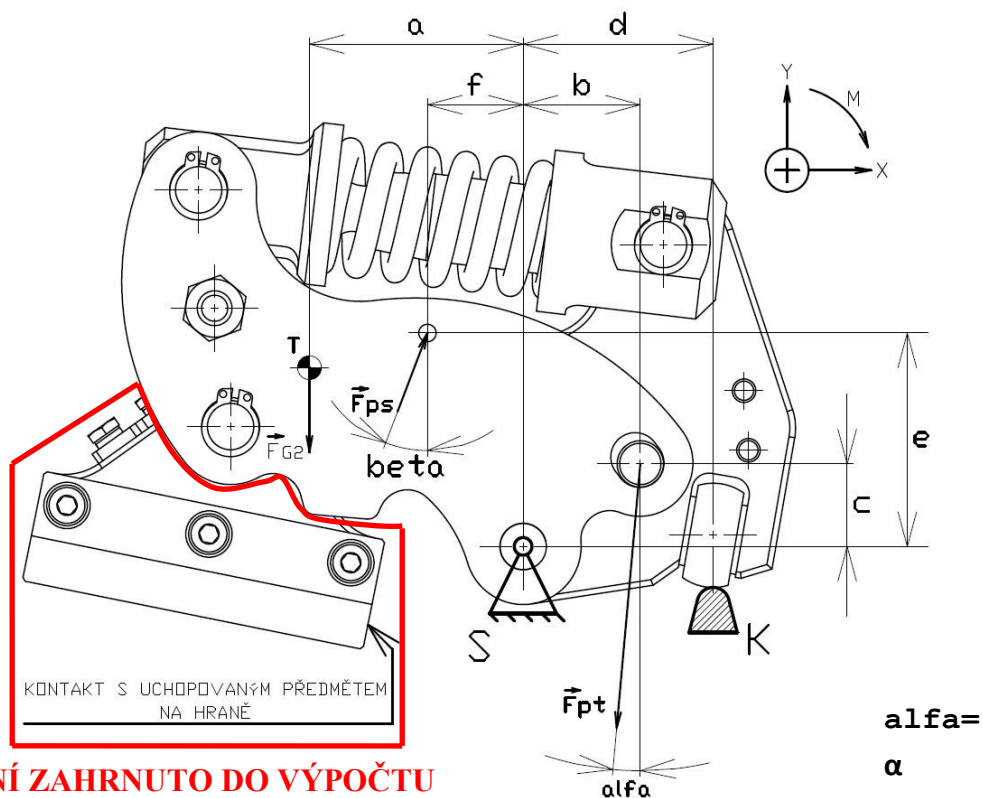
Rovnice (67) byla použita pro výpočet průběhu síly F_{K1y} v programu Microsoft Office Excel 2007. Výsledný průběh pro 1. fázi svírání čelisti viz. graf 2 dle přílohy 17.



Graf 2: Průběh síly F_{K1y} , působící na centrální vačku v 1. fázi svírání čelisti dle přílohy 17

**STATICKÝ ROZBOR 2. FÁZE SVÍRÁNÍ ČELISTÍ**

Statický rozbor je proveden v intervalu natočení centrální vačky – (13° ; 35°). V tomto intervalu působí tíhová síla čelisti; síly od tažných pružin a síla od sekundární tlačné pružiny. Vzhledem ke kontaktu (na dvou hranách) dosedacího segmentu s uchopeným předmětem a vzniku dvou nových vazeb v tomto kontaktu, není v rámci zjednodušení ve výpočtu uvažován vliv malé tíhové síly dosedacího segmentu s konzolou (1,3N). Velikost tíhové síly, která není zahrnuta ve výpočtu, těchto součástí má oproti silám pružin působících na celek ramen čelisti zanedbatelnou velikost.



Obrázek 59: Silové působení na celek ramen během 2. fáze svírání čelistí

Tíhová síla celku ramen čelisti

$$F_{G2} = m_2 \cdot g = 0,662 \cdot 9,81 = 6,5N \quad (68)$$

Kde:

m_2 [kg] hmotnost celku ramen čelisti dle obr. 59 ve 2. fázi svírání čelisti
 g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení

**Síly**

F_{G2}	[N]	tíhová síla celku ramen ve 2. fázi svírání čelistí
F_{ps}	[N]	síla od sekundární tlačné pružiny
F_{pt}	[N]	síla od tažných pružin

Vazby

Bod S – rotační vazba

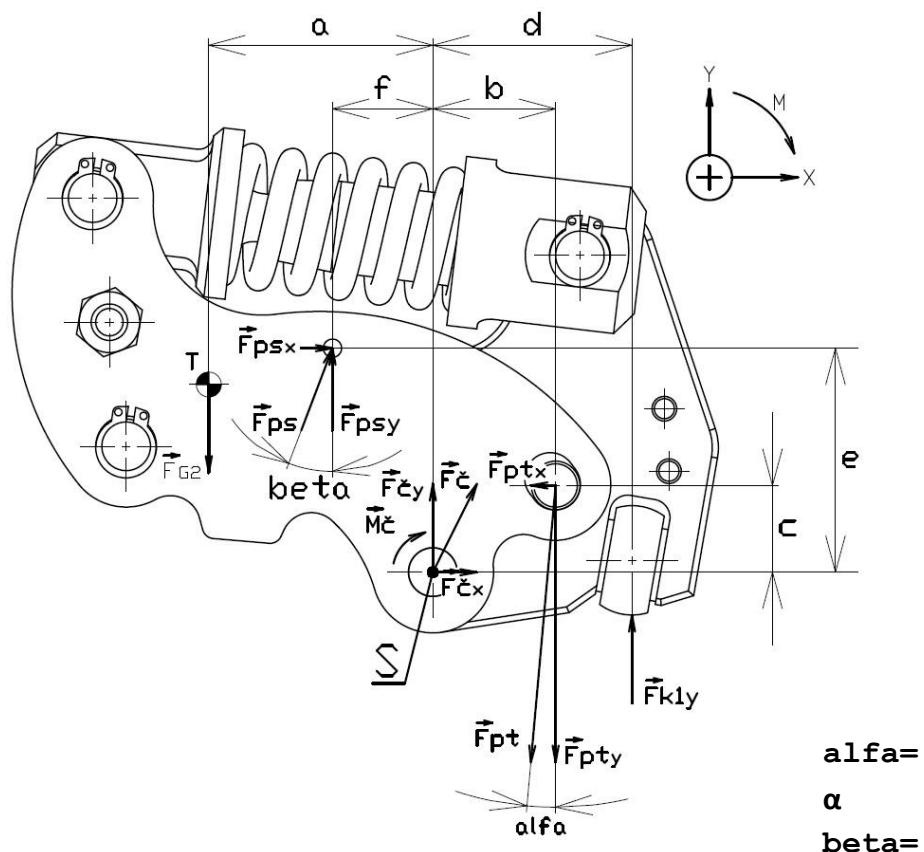
Bod K – podpora (reprezentuje styk kladky s centrální vačkou)

Kinematický rozbor

$$i = i_v - (\sum \xi_i - \eta) = 3 - (2 + 1 - 0) = 0^{\circ}v \quad (69)$$

Kde:

$(\sum \xi_i - \eta)$	[-]	počet stupňů volnosti odebírané stykovými vazbami
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa (2D úloha – $i_v=3$)
$\sum \xi_i$	[-]	počet složek pohybu odebrané vazbami
η	[-]	počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

Uvolnění tělesa

Obrázek 60: Uvolnění celku ramen čelisti ve 2. fázi



Statický rozbor

- počet rovnic statické rovnováhy $v=3$ (1 momentová v_M a 2 silové v_F)
- neznámé parametry $NP=\{F_{\check{c}y}; F_{\check{c}x}; F_{K1y}\}$
- počet neznámých parametrů $\mu=3$
 - počet neznámých silových parametrů $\mu_F=3$
 - počet neznámých momentových parametrů $\mu_M=0$

$$v = \mu \quad (70)$$

$$\left. \begin{array}{l} \mu_r + \mu_M \leq v_M \\ 0 \leq 1 \end{array} \right\} \text{Těleso je uloženo staticky určité} \quad (71)$$

Sestavení rovnic statické rovnováhy a výpočet síly v podpoře K

$$\sum F_x: F_{psx} + F_{\check{c}x} - F_{ptx} = 0 \quad (72)$$

$$F_{\check{c}x} = F_{ptx} - F_{psx} [N] \quad (73)$$

$$\sum F_y: F_{psy} - F_{G2} + F_{\check{c}y} - F_{pty} + F_{K1y} = 0 \quad (74)$$

$$F_{\check{c}y} = F_{G2} - F_{psy} + F_{pty} - F_{K1y} [N] \quad (75)$$

$$\sum M_S: F_{ps} \cdot \sin \beta \cdot e + F_{ps} \cdot \cos \beta \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{pt} \cdot \sin \alpha \cdot c + F_{pt} \cdot \cos \alpha \cdot b - F_{K1y} \cdot d + M_{\check{c}} = 0 \quad (76)$$

$$F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}} = 0$$

$$F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot F_{\check{c}x}) = 0$$

$$F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}y} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}x} = 0$$

$$F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{G2} - F_{psy} + F_{pty} - F_{K1y}) + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{ptx} - F_{psx}) = 0$$

$$F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b - F_{K1y} \cdot d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{G2} - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{psy} + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{psx} = 0$$

$$-F_{K1y} \cdot d - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y} = -F_{psx} \cdot e - F_{psy} \cdot f + F_{G2} \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{G2} + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{psy} - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ptx} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{psx}$$

$$-F_{K1y} \cdot (d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}) = -F_{psx} \cdot e - F_{psy} \cdot f + F_{G2} \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{G2} - 0,961 \cdot F_{psy} + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx} - 0,398 \cdot F_{psx})$$

$$-F_{K1y} = \frac{-F_{psx} \cdot e - F_{psy} \cdot f + F_{G2} \cdot a + F_{ptx} \cdot c - F_{pty} \cdot b - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{G2} - 0,961 \cdot F_{psy} + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx} - 0,398 \cdot F_{psx})}{d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}}$$



$$F_{K1y} = \frac{F_{psx} \cdot e + F_{psy} \cdot f - F_{G2} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + +r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{G2} - 0,961 \cdot F_{psy} + 0,961 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{ptx} - 0,398 \cdot F_{psx})}{d + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}}$$

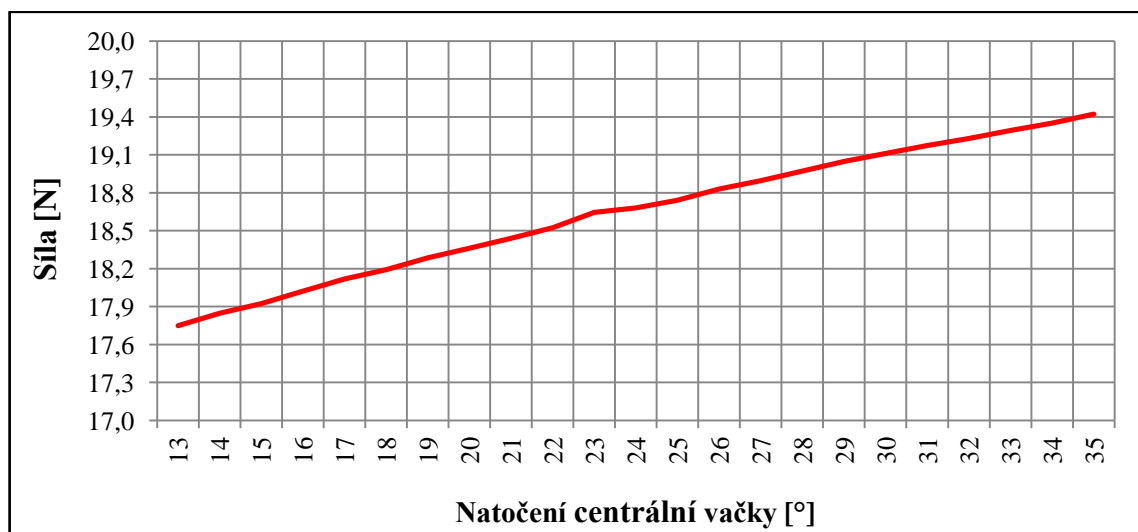
[N] (77)

Kde:

- F_{G2} [N] tíhová síla celku ramen ve 2. fázi svírání čelistí
 $F_{\check{c}}$ [N] výsledná reakce v nosném čepu
 $F_{\check{c}x}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x
 $F_{\check{c}y}$ [N] průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y
 F_{ps} [N] síla sekundární pružiny
 F_{psx} [N] průmět síly F_{ps} do osy x
 F_{psy} [N] průmět síly F_{ps} do osy y
 F_{pt} [N] celková síla tažných pružin
 F_{ptx} [N] průmět reakce F_{pt} do osy x
 F_{pty} [N] průmět reakce F_{pt} do osy y
 $M_{\check{c}}$ [Nmm] moment čepového tření
 $r_{\check{c}}$ [mm] poloměr čepu
 $f_{\check{c}}$ [mm] součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}}=0,03$ až $0,08$; zvoleno $f_{\check{c}}=0,08$
 α [°] sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{pt} a nositelkou síly F_{pty}
 β [°] sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{ps} a nositelkou síly F_{psy}

Zhodnocení výsledků

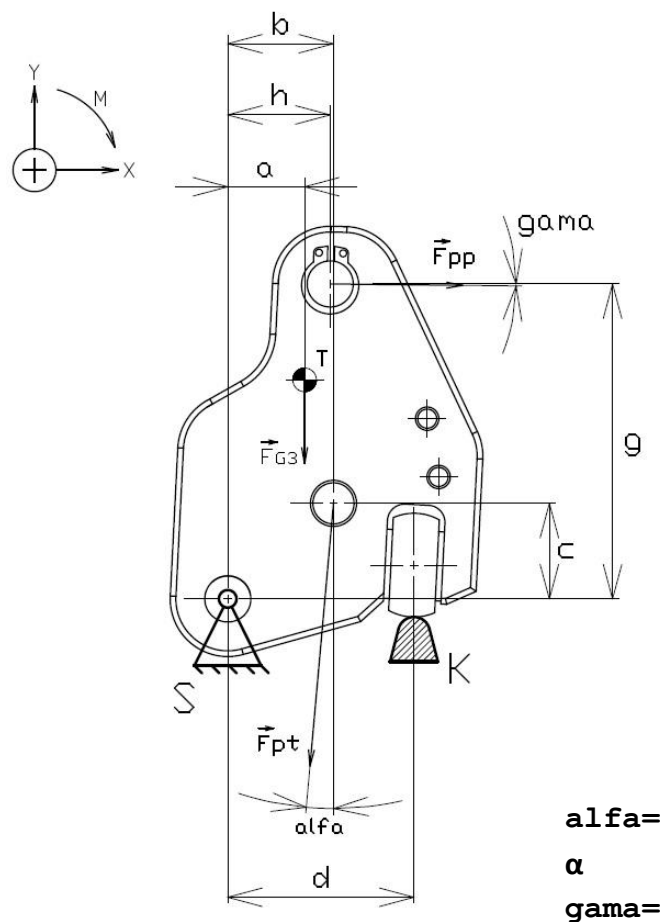
Rovnice (77) byla použita pro výpočet průběhu síly F_{K1y} v programu Microsoft Office Excel 2007. Výsledný průběh pro 2. fázi svírání čelistí viz. graf 3 z přílohy 17.



Graf 3: Průběh síly F_{K1y} působící na centrální vačku ve 2. fázi svírání čelistí dle přílohy 17

**STATICKÝ ROZBOR 3. FÁZE SVÍRÁNÍ ČELISTÍ**

Statický rozbor ve 3. fázi je proveden v intervalu natočení centrální vačky – ($36^\circ; 76,55^\circ$). V tomto intervalu působí tíhová síla celku vnitřního ramene s kladkou; síly od tažných pružin, síla od sekundární tlačné pružiny (není ve výpočtu uvažována) a síla od primární tlačné pružiny. Velikost tíhy dosedacího segmentu s konzolí a celkem vnějších ramen žádným způsobem neovlivňují výpočet síly F_{K1y} . Tyto tělesa fungují jako doraz primární tlačné pružiny. Vzhledem k malé tíhové síle (cca 2N) celku vidlice s pístem a primární tlačnou pružinou je vliv této tíhové síly na výslednou sílu kladky F_{K1y} nepatrný a proto z důvodu zjednodušení následného výpočtu není ve výpočtu tato tíhová síla zahrnuta.



Obrázek 61: Silové působení na celek vnitřního ramene během 3. fáze svírání čelistí

Tíhová síla celku vnitřního ramene

$$F_{G3} = m_3 \cdot g = 0,133 \cdot 9,81 = 1,3N \quad (78)$$

Kde:

m_3 [kg] hmotnost celku vnitřního ramene dle obr. 61 ve 3. fázi svírání čelistí
 g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení

**Síly**

F_{G3} [N] tíhová síla vnitřního ramene dle obr. 61 ve 3. fázi svíraní čelisti

F_{pp} [N] síla od primární tlačné pružiny

F_{pt} [N] síla od tažných pružin

Vazby

Bod S – rotační vazba

Bod K – podpora (reprezentuje styk kladky s centrální vačkou)

Kinematický rozbor

$$i = i_v - (\sum \xi_i - \eta) = 3 - (2 + 1 - 0) = 0^{\circ}v \quad (79)$$

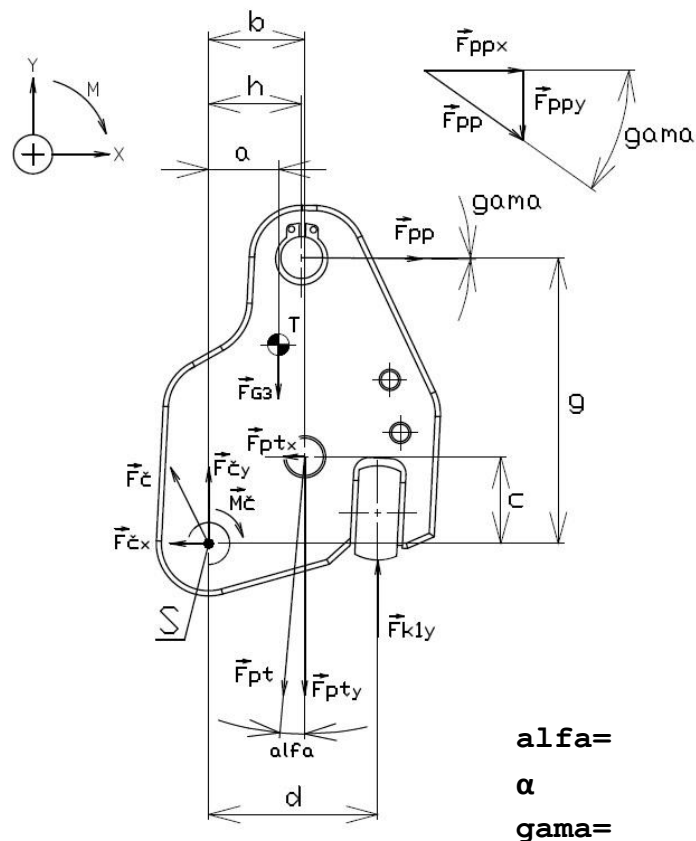
Kde:

$(\sum \xi_i - \eta)$ [-] počet stupňů volnosti odebírané stykovými vazbami

i_v [-] počet stupňů volnosti volného tělesa (2D úloha – $i_v=3$)

$\sum \xi_i$ [-] počet složek pohybu odebrané vazbami

η [-] počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

Uvolnění tělesa

Obrázek 62: Uvolnění celku ramen ve 3. fázi



Statický rozbor

- počet rovnic statické rovnováhy $\nu=3$ (1 momentová ν_M a 2 silové ν_F)
- neznámé parametry $NP=\{F_{\check{c}y}; F_{\check{c}x}; F_{K1y}\}$
- počet neznámých parametrů $\mu=3$
 - počet neznámých silových parametrů $\mu_F=3$
 - počet neznámých momentových parametrů $\mu_M=0$

$$\nu = \mu \quad (80)$$

$$\left. \begin{array}{l} \mu_r + \mu_M \leq \nu_M \\ 0 \leq 1 \end{array} \right\} \text{Těleso je uloženo staticky určité} \quad (81)$$

Sestavení rovnic statické rovnováhy a výpočet síly v podpoře K

$$\sum F_x: -F_{\check{c}x} - F_{ptx} + F_{ppx} = 0 \quad (82)$$

$$F_{\check{c}x} = F_{ppx} - F_{ptx} [N] \quad (83)$$

$$\sum F_y: F_{\check{c}y} - F_{pty} - F_{G3} - F_{ppy} + F_{K1y} = 0 \quad (84)$$

$$F_{\check{c}y} = F_{pty} + F_{G3} + F_{ppy} - F_{K1y} [N] \quad (85)$$

$$\sum M_S: M_{\check{c}} + F_{G3} \cdot a - F_{pt} \cdot \sin \alpha \cdot c + F_{pt} \cdot \cos \alpha \cdot b + F_{pp} \cdot \cos \gamma \cdot g + F_{pp} \cdot \sin \gamma \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0 \quad (86)$$

$$M_{\check{c}} + F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0$$

$$r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{\check{c}} + F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0$$

$$r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{\check{c}x} + 0,398 \cdot F_{\check{c}y}) + F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g$$

$$+ F_{ppy} \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0$$

$$0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{ppx} - F_{ptx}) + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{pty} + F_{G3} + F_{ppy} - F_{K1y})$$

$$+ F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0$$

$$0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{ppx} - F_{ptx}) + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{G3}$$

$$+ 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{ppy} - 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y} + F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g$$

$$+ F_{ppy} \cdot h - F_{K1y} \cdot d = 0$$

$$F_{K1y} \cdot d + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{K1y}$$

$$= 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{ppx} - F_{ptx}) + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{pty} + F_{G3} + F_{ppy}) + F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c$$

$$+ F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h$$

$$F_{K1y} \cdot (d + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}})$$

$$= r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{ppx} - 0,961 \cdot F_{ptx} + 0,398 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{G3} + 0,398 \cdot F_{ppy})$$

$$+ F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h$$

$$r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 \cdot F_{ppx} - 0,961 \cdot F_{ptx} + 0,398 \cdot F_{pty} + 0,398 \cdot F_{G3} + 0,398 \cdot F_{ppy}) +$$

$$+ F_{G3} \cdot a - F_{ptx} \cdot c + F_{pty} \cdot b + F_{ppx} \cdot g + F_{ppy} \cdot h$$

$$F_{K1y} = \frac{\quad}{d + 0,398 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}} \quad [N] \quad (87)$$



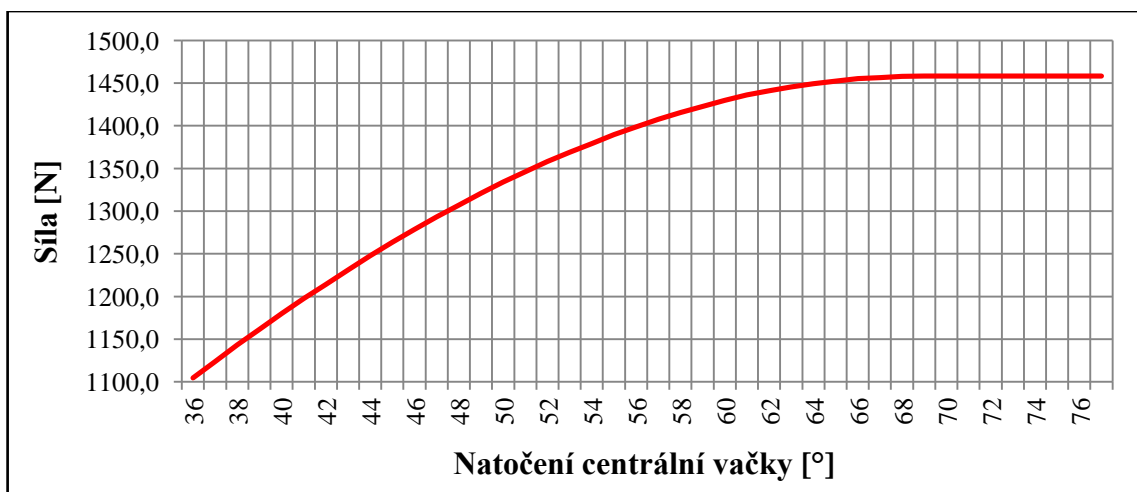
Vztah $(0,961 \cdot F_{\check{c}x} + 0,398 \cdot F_{\check{c}y})$ platí za předpokladu, že $F_{\check{c}x} > F_{\check{c}y}$.

Kde:

F_G	[N]	tíhová síla sestavy ramen jedné čelisti
$F_{\check{c}}$	[N]	výsledná reakce v nosném čepu
$F_{\check{c}x}$	[N]	průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy x
$F_{\check{c}y}$	[N]	průmět reakce $F_{\check{c}}$ do osy y
F_{pp}	[N]	síla primární pružiny
F_{ppx}	[N]	průmět síly F_{pp} do osy x
F_{ppy}	[N]	průmět síly F_{pp} do osy y
F_{ps}	[N]	síla sekundární pružiny
F_{psx}	[N]	průmět síly F_{ps} do osy x
F_{psy}	[N]	průmět síly F_{ps} do osy y
F_{pt}	[N]	celková síla tažných pružin
F_{ptx}	[N]	průmět reakce F_{pt} do osy x
F_{pty}	[N]	průmět reakce F_{pt} do osy y
$M_{\check{c}}$	[Nmm]	moment čepového tření
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu
$f_{\check{c}}$	[mm]	součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}}=0,03$ až $0,08$; zvoleno $f_{\check{c}}=0,08$)
α	[°]	sevržený úhel mezi nositelkou síly F_{pt} a nositelkou síly F_{pty}
β	[°]	sevržený úhel mezi nositelkou síly F_{ps} a nositelkou síly F_{psy}
γ	[°]	sevržený úhel mezi nositelkou síly F_{pp} a nositelkou síly F_{ppx}

Zhodnocení výsledků

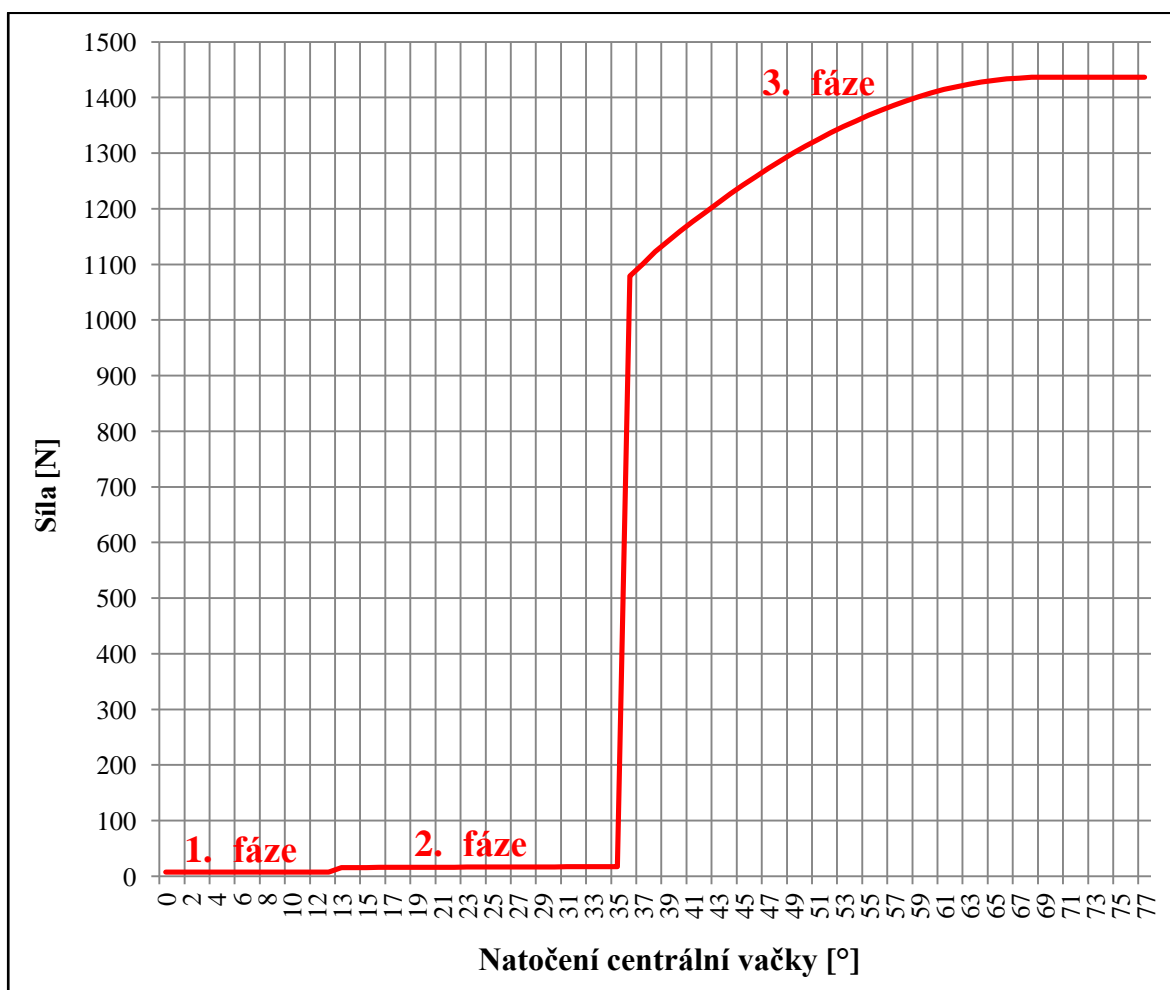
Rovnice (87) byla použita pro výpočet průběhu síly F_{K1y} v programu Microsoft Office Excel 2007. Výsledný průběh pro 3. fázi svírání čelistí viz. graf 4 z přílohy 17.



Graf 4: Průběh síly F_{K1y} působící na centrální vačku ve 3. fázi svírání čelistí dle přílohy 17

**CELKOVÉ ZHODNOCENÍ**

Spojením vypočítaných průběhu síly kladky F_{K1y} z jednotlivých fází svírání čelistí vznikl celkový průběh síly kladky jedné čelisti F_{K1y} v závislosti na natočení centrální vačky viz. graf 5. Hodnoty jednotlivých velikosti sil F_{K1y} v závislosti na natočení centrální vačky jsou uvedeny v příloze 17. Z těchto dat je patrné, že největší síla kladky F_{K1y} o velikosti 1458,4N působí na centrální vačku v její horní úvrati, která odpovídá úhlu natočení 69° až $76,55^\circ$. Poloha kladky čelisti v horní úvrati odpovídá maximálnímu sevření čelisti respektive maximálnímu natažení tažných pružin, maximálnímu stlačení primární tlačné pružiny a sekundární tlačné pružiny (ve výpočtu 3. fáze není uvažována).



Graf 5: Celkový průběh síly F_{K1y} jedné čelisti v závislosti na natočení centrální vačky dle přílohy 17

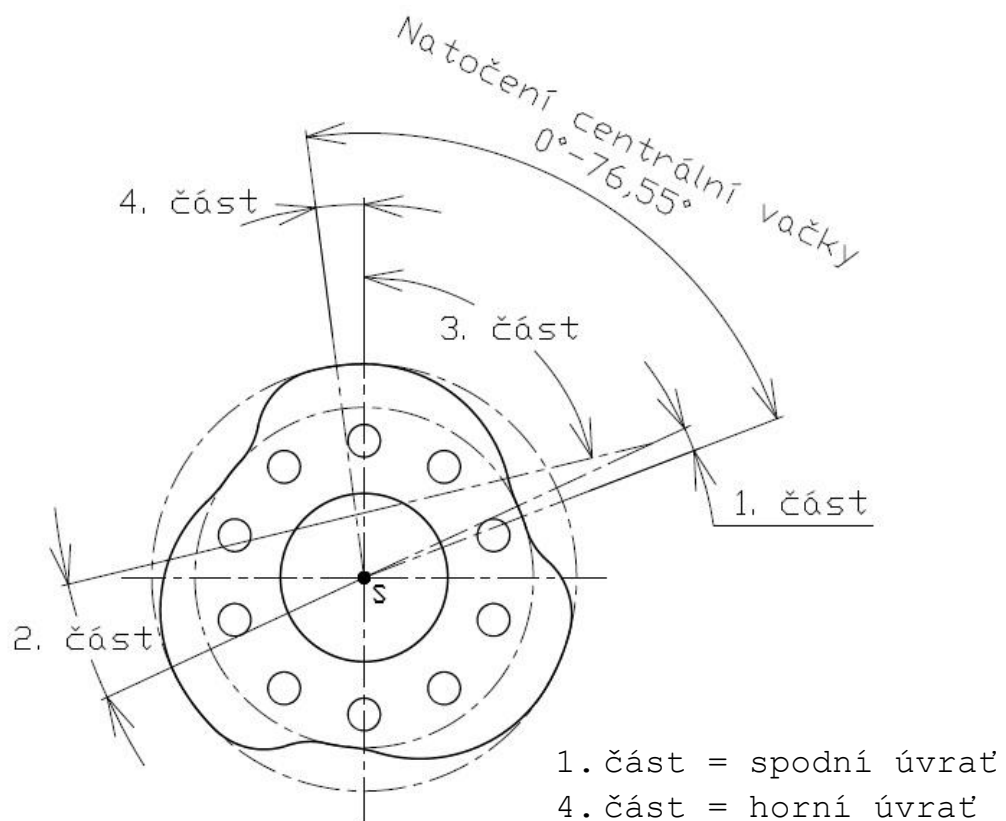
V přechodech mezi jednotlivými fázemi svírání čelistí dochází ke skokovým změnám síly F_{ky} působící na centrální vačku a to z důvodu, že v dané následující fázi dochází k navýšení silového působení vlivem záběru dalšího typu pružiny. Tato skoková změna je nejvíce patrná mezi druhou a třetí fází, protože velikost síly primární tlačné pružiny, která v záběru během třetí fáze je mnohonásobně vyšší než velikosti sil tažných pružin a síly tlačné sekundární pružiny v druhé fázi.



5.10.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO KROUTICÍHO MOMENTU CENTRÁLNÍ VAČKY

Centrální vačka má tři zdvižné dráhy rozmístěné po 120° . Na každou dráhu dosedá kladka jednoho celku ramen čelisti a působí na centrální vačku kontaktní silou F_{K1} jejíž y -ová složka F_{K1y} byla vypočítána v předchozí podkapitole. Během zdvihu vačky se kladka pohybuje po zdvižné křivce, která je složena ze 4 částí (obr. 63.)

- 1. část: spodní úvrať – je tvořena malým soustředným obloukem se středem vačky o poloměru 26,3mm, velikost síly F_{K1} je rovna velikosti F_{K1y} .
- 2. část: je tvořena vnitřním náběžným obloukem o poloměru 23mm, velikost síly F_{K1} je rovna velikosti $F_{K1y}/\cos \Delta$
- 3. část: je tvořena vnějším hlavním obloukem o poloměru 23mm, velikost síly F_{K1} je rovna velikosti $F_{K1y}/\cos \Delta$
- 4. část: horní úvrať – je tvořena velkým soustředným obloukem se středem vačky o poloměru 33mm, velikost síly F_{K1} je rovna velikosti F_{K1y} .



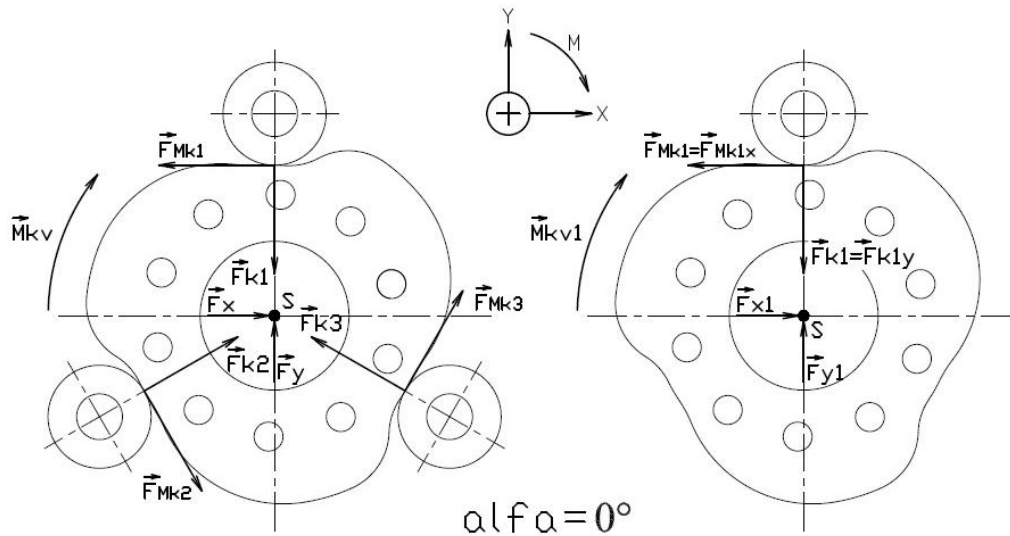
Obrázek 63: Profil centrální vačky se zobrazením jednotlivých částí jedné zdvižné dráhy

Během rotace vačky dochází k rotaci a zdvihu kladek jednotlivých čelistí. Vlivem čepového tření v uložení kladek dochází ke vzniku čepového třecího momentu, který na obvodu kladky vyvolává sílu F_{Mk1} . Tato síla společně se silou F_{K1} působí proti rotačnímu pohybu vačky.



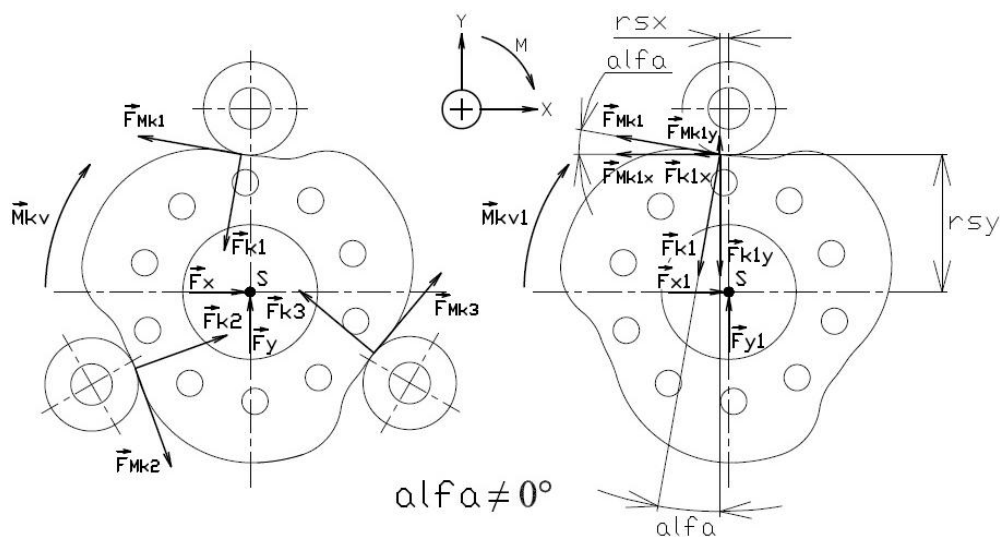
DIPLOMOVÁ PRÁCE

V první části působí síla F_{K1y} do středu vačky s čehož vyplývá, že síla F_{K1} je totožná se silou F_{K1y} a tedy složka síly F_{K1} v ose x je nulová. Odporová síla na obvodu vačky F_{Mk1} je vždy tečná na křivku v dané části a působí ve stykovém bodu kladky a centrální vačky. Odporová síla vychází z celkového odporového momentu, jenž zahrnuje moment čepového tření a valivý odpor. Oba tyto odporové momenty mají stejný smysl. V této části má odporová síla směr záporného směru osy x ($F_{Mk1}=F_{Mk1x}$).



Obrázek 64: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) v 1. části zdvižné dráhy

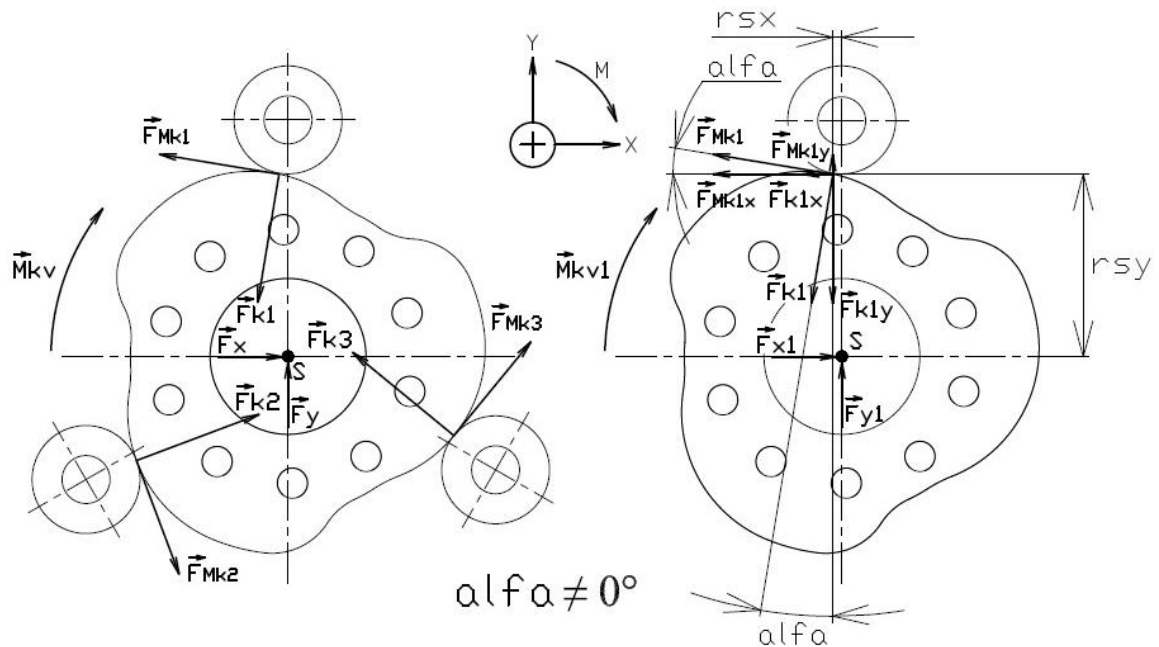
Ve druhé části se kladka pohybuje po vnitřním náběžném oblouku. Vlivem styku kladky a centrální vačky v bodě mimo svislou osu centrální vačky dochází k působení síly F_{K1} ve směrech, které nejsou rovnoběžné s osami x ani y zvoleného souřadného systému. Síla F_{K1} se tedy rozkládá na složky F_{K1y} a F_{K1x} . Odporová síla F_{Mk1} stejně jako síla od čelistí F_{K1} se rozkládá na složky F_{Mk1y} a F_{Mk1x} .



Obrázek 65: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 2. části zdvižné dráhy

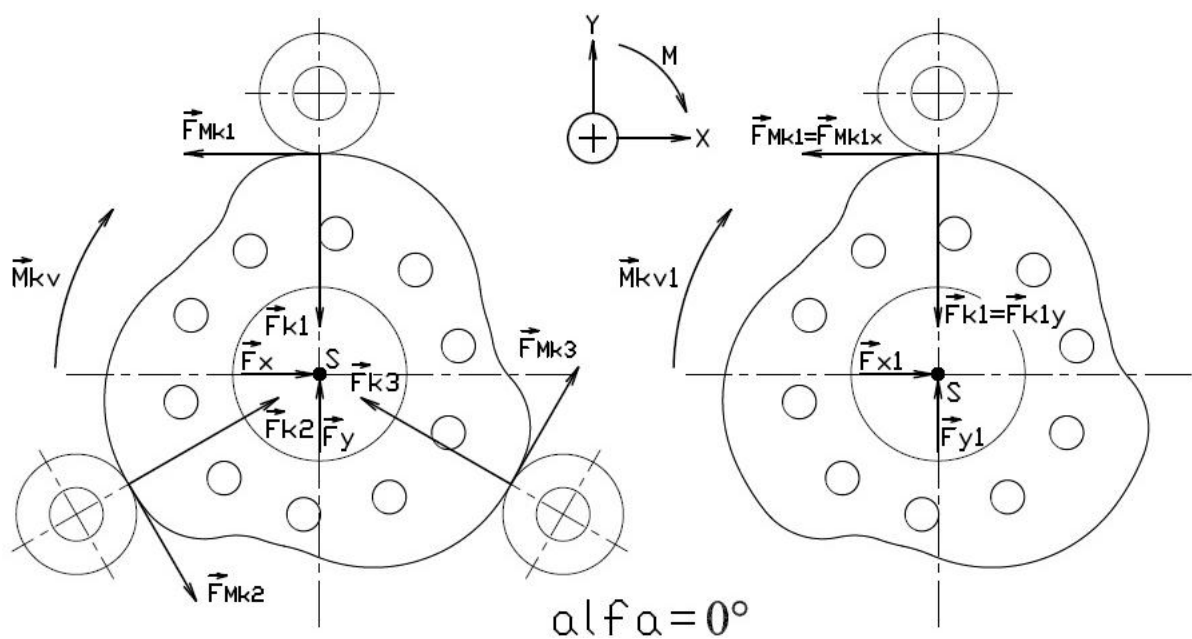


Ve třetí části se kladka pohybuje po vnějším hlavním oblouku. V důsledku styku kladky a centrální vačky v bodě mimo svislou osu centrální vačky dochází ke stejnému rozkladu sil ve směrech x-ové a y-ové osy jako ve druhé části.



Obrázek 66: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 3. části zdvižné dráhy

Ve čtvrté části (horní úvrať) je silové působení z hlediska orientace sil stejné jako v první fázi (spodní úvrať), protože se kladka pohybuje po oblouku soustředném se středem centrální vačky stejně jako v první části.



Obrázek 67: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 4. části zdvižné dráhy

**Výpočet odporové síly F_{Mk1} na obvodu kladky**

$$F_{Mk1} = \frac{M_{Mk1}}{r_k} = \frac{M_{\check{c}k1} + M_{Vk1}}{r_k} = \frac{(r_{\check{c}k} \cdot f_{\check{c}} \cdot F_{k1}) + (F_{k1} \cdot \xi)}{r_k} \quad [N] \quad (88)$$

Kde:

 M_{Mk1} [Nmm] celkový odporový moment jedné kladky $M_{\check{c}k1}$ [Nmm] moment čepového tření jedné kladky M_{Vk1} [Nmm] valivý odpor jedné kladky F_{K1} [N] styková síla mezi kladkou a centrální vačkou $r_{\check{c}k}$ [mm] poloměr čepu kladky r_k [mm] poloměr kladky ξ [mm] rameno valivého odporu dle [28] je $\xi = 0,001$ až $0,005$; zvoleno $\xi = 0,005$ mm $f_{\check{c}}$ [-] součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 17 je $f_{\check{c}} = 0,03$ až $0,08$; zvoleno $f_{\check{c}} = 0,08$ **Výpočet minimálního kroučicího momentu M_{Kv1} na centrální vačce pro jednu čelist**

V rámci zjednodušení výpočtu celkového minimálního kroučicího momentu pro všechny čelisti je výpočet minimálního kroučicího momentu pro jednu čelist proveden na základě rovnováhy momentu na centrální vačce v případě silového působení pouze od jedné sestavy čelisti. V následujícím výpočtu je uvažováno čepové tření v uložení centrální vačky vyvolané silami od jedné čelisti. Tato skutečnost zanáší do výpočtu určitou chybu respektive navýšení konečné hodnoty minimálního kroučicího momentu centrální vačky v důsledku sečtení tří hodnot momentu čepového tření vzniklého od silového působení jednotlivých čelistí. Vzhledem k tomu, že jsou čelisti vůči sobě rozmístěny po 120° , lze předpokládat, že výsledná síla způsobující čepové tření v uložení centrální vačky bude menší a tím pádem výsledný moment čepového tření bude také menší než při součtu momentu čepového tření vzniklých od silových působení jednotlivých čelistí.

$$\sum F_X: F_{x1} - F_{Mk1x} - F_{K1x} = 0 \rightarrow F_{x1} = F_{Mk1x} + F_{K1x} \quad [N] \quad (89)$$

$$\sum F_Y: F_{y1} + F_{Mk1y} - F_{K1y} = 0 \rightarrow F_{y1} = F_{K1y} - F_{Mk1y} \quad [N] \quad (90)$$

$$\sum M_S: M_{Kv1} - F_{K1} \cdot \sin \alpha \cdot r_{sy} - F_{K1} \cdot \cos \alpha \cdot r_{sx} - F_{Mk1} \cdot \cos \alpha \cdot r_{sy} + F_{Mk1} \cdot \sin \alpha \cdot r_{sx} - M_{\check{c}1} = 0 \quad (91)$$

$$M_{Kv1} - F_{K1x} \cdot r_{sy} - F_{K1y} \cdot r_{sx} - F_{Mk1x} \cdot r_{sy} + F_{Mk1y} \cdot r_{sx} - r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (0,961 F_{y1} + 0,368 F_{x1}) = 0$$

$$M_{Kv1} - F_{K1x} \cdot r_{sy} - F_{K1y} \cdot r_{sx} - F_{Mk1x} \cdot r_{sy} + F_{Mk1y} \cdot r_{sx} - 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{K1y} - F_{Mk1y}) - 0,368 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{Mk1x} + F_{K1x}) = 0$$

$$M_{Kv1} = F_{K1x} \cdot r_{sy} + F_{K1y} \cdot r_{sx} + F_{Mk1x} \cdot r_{sy} - F_{Mk1y} \cdot r_{sx} + 0,961 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{K1y} - F_{Mk1y}) + 0,368 \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \cdot (F_{Mk1x} + F_{K1x}) \quad [Nmm] \rightarrow [Nm] \quad (92)$$



Vztah $(0,961 \cdot F_{y1} + 0,368 \cdot F_{x1})$ platí za předpokladu, že $F_{y1} > F_{x1}$.

Kde:

F_x	[N]	x-ová reakce v bodě S otáčení centrální vačky
F_y	[N]	y-ová reakce v bodě S otáčení centrální vačky
F_{Mk1}	[N]	síla na obvodu kladky vzniklá v důsledku čepového tření v uložení kladky
F_{Mk1x}	[N]	průmět síly F_{Mk1} do osy x
F_{Mk1y}	[N]	průmět síly F_{Mk1} do osy y
F_{K1}	[N]	síla ve styku jedné kladky a centrální vačky
F_{K1x}	[N]	průmět síly F_{K1} do osy x
F_{K1y}	[N]	průmět síly F_{K1} do osy y
$M_{\check{c}1}$	[Nmm]	moment čepového tření v uložení centrální kladky
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu centrální vačky
r_{sy}	[mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose y
r_{sx}	[mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose x
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření kluzného pouzdra dle [17] str. 11 je $f_{\check{c}}=0,08$ až $0,15$; zvoleno $f_{\check{c}}=0,15$
α	[°]	sevržený úhel mezi nositelkou síly F_{K1} a nositelkou síly F_{K1y}

Velikost krouticího momentu M_{Kv1} stanovena dle rovnice (92) je velikost, při které je soustava centrální vačky a jedné čelisti v rovnováze. Výsledný celkový krouticí moment dodaný centrální vačce od hnacích jednotek musí být vyšší než velikost M_{Kv} vypočítaná v rovnici (93).

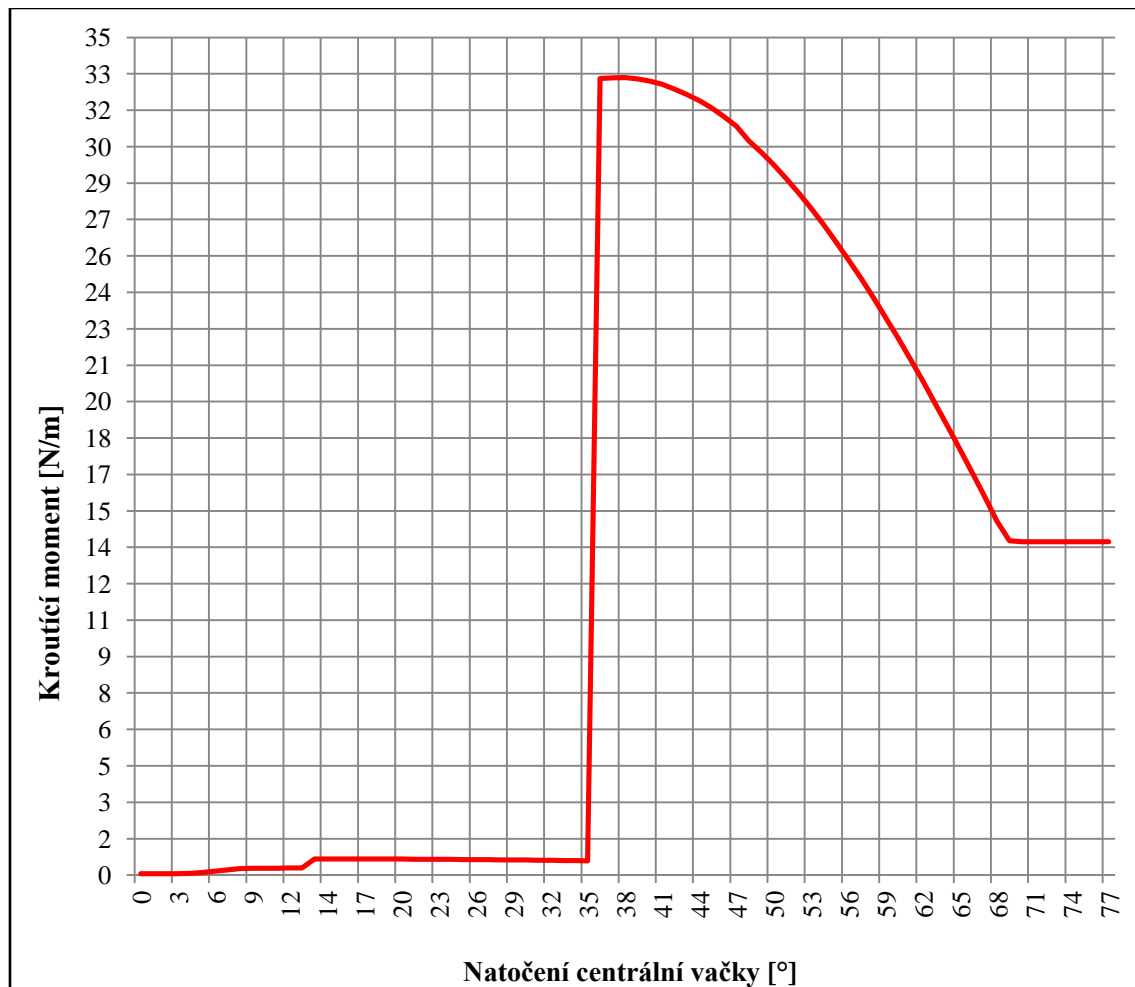
Celkový minimální krouticí moment M_{Kv}

$$M_{Kv} = n \cdot M_{Kv1} \text{ [Nm]} \quad (93)$$

Kde:

M_{Kv1}	[Nm]	krouticí moment vačky v soustavě s jednou čelistí
n	[-]	počet čelistí ($n=3$)

Dosazením příslušných hodnot do rovnic (88); (89); (90); (92) a (93) v programu Microsoft Office Excel 2007 byl vypočítán průběh minimálního celkového krouticího momentu na centrální vačce v závislosti na natočení této centrální vačky. Výsledný průběh minimálního celkového krouticího momentu M_{Kv} je zobrazen v grafu 6. Kompletní výpočet se zobrazením grafů průběhů sil F_{K1} ; F_{K1y} ; F_{K1x} a krouticích momentů M_{Kv1} ; M_{Kv} provedený v programu Microsoft Office Excel 2007 je uveden v příloze č. 18.




Graf 6: Průběh minimálního potřebného kroucího momentu M_{Kv} dle přílohy 18

Z grafu 6 lze vyčíst, že největší hodnota kroucího momentu je v úhlu 38° natočení centrální vačky. V této poloze kroucí moment M_{Kv} dosahuje své maximální hodnoty 32,8Nm. Vzhledem k zjednodušení některých pasáží předchozích výpočtů je tento minimální kroucí moment M_{Kv} navýšen na hodnotu 39Nm z důvodů zajištění spolehlivosti a bezpečnosti funkce koncového efektoru.

5.10.3 NÁVRH OZUBENÉHO SOUKOLÍ MEZI MOTOREM A CENTRÁLNÍ VAČKOU

Navržená konstrukce koncového efektoru nedovoluje použití hnací jednotky (DC elektromotor) umístěné souose s centrální vačkou a tím absenci jakéhokoliv přídavného převodu. Proto je s ohledem na jednoduchost konstrukce, malé provozní rychlosti celého mechanismu, přenášený výkon a výsledné výrobní náklady koncového efektoru zvoleno evolventní ozubené soukolí s přímými zuby. Toto ozubené soukolí zajišťuje přenos kroucího momentu respektive přenos výkonu od hnacích jednotek na centrální vačku, která zajišťuje převod rotačního pohybu na kývavý pohyb ramen čelistí.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 89
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Převod ozubeného soukolí je navržen jako převod dopomala (3:1), čímž dojde k navýšení krouticího momentu na ozubeném kole oproti pastorku o trojnásobek. V první fázi návrhu ozubeného soukolí bylo uvažováno s jedním pastorkem zabírajícím s ozubeným kolem centrální vačky. Tato koncepce se ukázala jako nevhodná vzhledem k požadavkům na více zástavbového prostoru pro jednu velkou hnací jednotku. Nejoptimálnější řešení je použití tří menších hnacích jednotek a tedy rozdělení přenášeného krouticího momentu na tři jednotlivé pastorky hnacích jednotek, které budou společně v záběru s jedním ozubeným kolem centrální vačky. Ač by se mohlo na první pohled zdát, že se jedná o finančně nákladnější řešení, ale opak je pravdou. Snížení požadovaného výkonu dodávaného od jedné hnací jednotky umožňuje použití slabší hnací jednotky s menšími požadavky na zástavbový prostor a také s nižšími pořizovací náklady.

Výpočet požadovaných otáček centrální vačky

Na rychlost svíraní čelistí nejsou kladeny žádné požadavky, protože délka procesů na difuzní peci se pohybuje v řádech desítek hodin a proto není potřeba čelistí uzavírat s vysokou rychlostí. Celková doba sevření čelistí byla stanovena na $t=10s$.

$$n_v = \frac{s \cdot \frac{60}{t}}{360} = \frac{76,55 \cdot \frac{60}{10}}{360} \cong 1,3 \text{ ot/min} \quad (94)$$

Kde:

s [°] maximální úhel natočení centrální vačky (dráha)
t [s] doba sevření čelistí koncového efektoru

Výpočet krouticího momentu na pastorku hnací jednotky

$$M_{Kp} = \frac{M_{Kvn}}{n_p \cdot i_p} = \frac{39}{3 \cdot 3} \cong 4,4 \text{ Nm} \quad (95)$$

Kde:

M_{Kvn} [Nm] celkový minimální krouticí moment na vačce (navýšený)
 n_p [-] počet pastorku (počet ozubených soukolí se společným ozubeným kolem)
 i_p [-] převodový poměr ozubeného soukolí

Výpočet celkového výkonu dodaného centrální vačce

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_v \cdot M_{Kvn}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,3 \cdot 39}{60} = 5,3 \text{ W} \quad (96)$$



Kde:

M_{Kvn} [Nm] celkový minimální krouticí moment na vačce (navýšený)

n_v [ot/min] otáčky centrální vačky

Výpočet přenášeného výkonu jedním ozubeným soukolím

$$P_1 = \frac{P}{n_p} = \frac{5,3}{3} \cong 1,8W \quad (97)$$

Kde:

P [W] celkový výkon požadovaný na centrální vačce

n_p [-] počet pastorku (počet ozubených soukolí se společným ozubeným kolem)

S ohledem na použití tří hnacích jednotek se výsledný krouticí moment dělí na 3 soukolí (3 pastorky zabírající do jednoho ozubeného kola). Kompletní výpočet jednoho ozubeného soukolí (jeden pastorek v záběru s ozubeným kolem) s přímými zuby uvedený v příloze 19 byl proveden v programu MITCalc 1.40. Základní provozní a rozměrové parametry ozubeného soukolí s tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce 22.

Převodový poměr	3
Otáčky pastorku	4ot/min
Otáčky kola	1,3ot/min
Krouticí moment pastorku	4,4Nm
Krouticí moment ozubeného	12,99Nm
Přenášený výkon	1,8W
Počet zubů pastorku	13zubů
Počet zubů ozubeného kola	39zubů
Modul	2mm
Osová vzdálenost	52mm
Šířka pastorku/ozubeného kola	12/10mm
Úhel záběru	20°
Účinnost ozubeného soukolí	98,38%

Tabulka 22: Základní provozní a rozměrové parametry jednoho páru soukolí dle přílohy 19

Krouticí moment ozubeného kola v tabulce 22 je již uvedený se zahrnutou účinností ozubeného soukolí.

Skutečný celkový krouticí moment na ozubeném kole centrální vačky

$$M_{KC} = M_{K1} \cdot n_p = 12,99 \cdot 3 = 38,97Nm \quad (98)$$



Kde:

M_{KI} [Nm] krouticí moment ozubeného kola jednoho soukolí snížený o účinnost soukolí

n_p [-] počet pastorku (počet ozubených soukolí se společným ozubeným kolem)

Rozdíl mezi požadovaným krouticím momentem $M_{Kv}=39\text{Nm}$ a skutečným krouticím momentem $M_{Kc}=38,97\text{Nm}$ snížením vlivem ztrát v soukolích je minimální a proto lze toto nepatrné snížení akceptovat. V ozubeném soukolí vždy vlivem geometrie zubů a silovým působením mezi zuby, které jsou právě v záběru, vzniká dodatečná radiální síla, která působí vždy do středu jednotlivých kol ze soukolí. Tato síla by se v případě použití jednoho soukolí podílela na vzniklém čepovém tření v uložení centrální vačky. V konstrukci koncového efektoru je uvažováno použití tří pohonů rovnoměrně rozmístěných po 120° u této koncepce jsou tyto radiální síly navzájem v rovnováze. Tato úvaha platí v případě, že v jednotlivých soukolích budou vznikat radiální síly stejné velikosti. U reálného kusu koncového efektoru tomu tak asi v důsledku výrobních tolerancí a přesnosti montáže nebude, avšak tento rozdíl radiálních sil bude minimální, proto lze předpokládat, že výsledný vliv na čepové tření v uložení vačky bude zanedbatelný.

VOLBA DC ELEKTROMOTORŮ

Pro funkci svíraní čelistí pomocí centrální vačky jsou na základě vypočítaného krouticího momentu, výkonu, otáček a v neposlední řadě potřebného zástavbového prostoru navrženy 3 samostatné bezkartáčové DC elektromotory s elektronickou komutací v kombinaci s planetovými převodovkami od firmy Maxon Motor AG. Tyto motory s elektronickou komutací byly voleny s ohledem na dlouhou životnost, čistý provoz (bez vzniku nečistot vlivem absence uhlíků) a malé zástavbové rozměry. Požadované základní parametry, které musí jedna hnací jednotka splňovat, jsou uvedeny v tabulce 23.

Výkon	1,8W
Krouticí moment	4,4Nm
Otáčky	4ot/min

Tabulka 23: Požadované parametry jednoho DC elektromotoru

Dle požadovaných hodnot krouticího momentu a otáček zadaných do [29] byl zvolen bezkartáčové stejnosměrný elektromotor s hallovým senzorem otáček EC 32 FLAT s parametry dle [30] uvedenými v tabulce 24 v kombinaci se čtyřstupňovou planetovou převodovkou GP 32C s parametry dle [31] uvedenými v tabulce 25. Pracovní diagram zvolené kombinace stejnosměrného elektromotoru a čtyřstupňové planetové převodovky je uvedený v grafu 7.

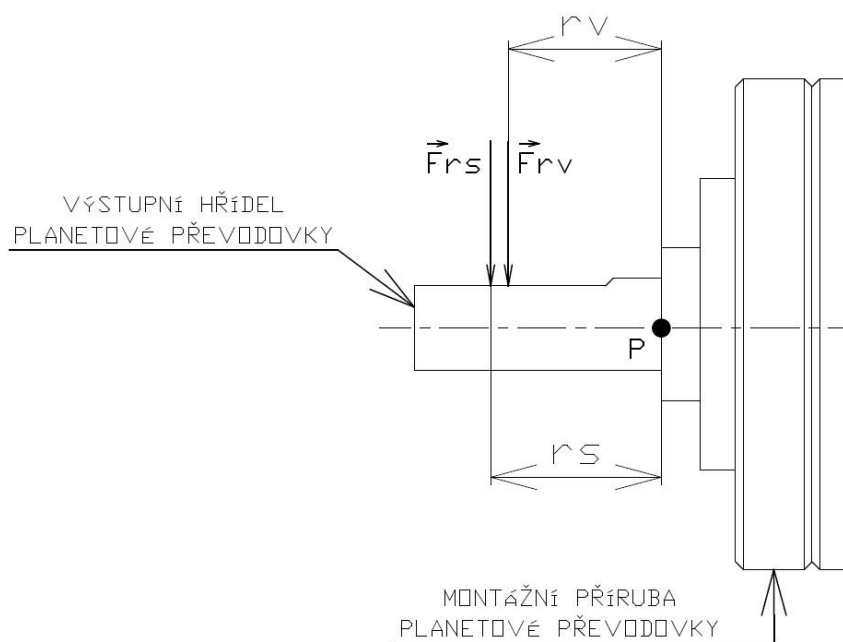
Celková délka zvolené hnací jednotky je 67mm, průměr je 32mm a požadovaný krouticí moment dle rovnice (95) odpovídá 73% stálého krouticího momentu, který jedna hnací jednotka vyvíjí.

**Kontrola výstupní hřídele planetové převodovky na zatížení radiální silou**

Dle údajů obsažených v katalogovém listu výrobce planetové převodovky [31] je dovolené maximální radiální zatížení výstupní hřídele planetové převodovky silou o velikosti 220N působící 10mm od konce montážní příruby planetové převodovky. Tato radiální síla vzniká v ozubeném soukolí vlivem silového kontaktu zubů s danou geometrií.

Dle výsledků výpočtu ozubeného soukolí v programu MITCalc 1.40 uvedeného v příloze 19 je velikost radiální síly $F_r = 123,19\text{N}$ (řádek 12.4 v příloze 19). Tato síla působí po celé délce styku dvou zubů ozubeného soukolí. Pro následující kontrolní výpočet bylo uvažováno s působením této radiální síly ve středu ozubení pastorku. Vzdálenost středu ozubení pastorku umístěného na výstupním hřídeli planetové převodovky od čelní příruby této planetové převodovky byla zjištěna změřením z 3D modelu koncového efektoru a hodnota vzdálenosti je 11,15mm.

Zjednodušeným výpočtem na základě rovnosti momentů působících sil k bodu P je z rovnice (99) stanovena maximální velikost radiální síly F_{rs} ve vzdálenosti 11,15mm od montážní příruby planetové převodovky (bod P).



Obrázek 68: Schéma působení radiální síly udávané výrobcem a reálné radiální síly působící ve středu ozubení

$$F_{rv} \cdot r_v = F_{rs} \cdot r_s \quad (99)$$

$$F_{rs} = \frac{F_{rv} \cdot r_v}{r_s} = \frac{220 \cdot 10}{11,15} = 197,3\text{N} \quad (100)$$

$$F_{rs} > F_r ; 197,3\text{N} > 123,19\text{N} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (101)$$



Kde:

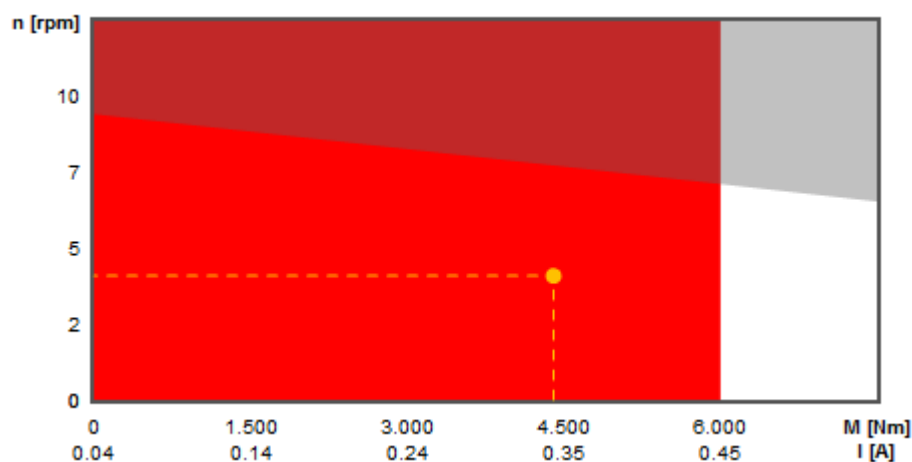
- F_{rv} [N] radiální síla působící 10mm od příruby plan. převodovky – údaj výrobce [31]
 F_{rs} [N] radiální síla působící 11,15mm od příruby planetové převodovky
 F_r [N] radiální síla vzniklá v ozubeném soukolí působící ve střední rovině pastorku
 r_v [mm] vzdálenost od příruby planetové převodovky – údaj výrobce [31]
 r_s [mm] vzdálenost střední roviny ozubení pastorku od příruby planetové převodovky

Hodnoty při jmenovitém napětí		Charakteristiky	
Jmenovité napětí	24V	Terminál odpor fáze do fáze	13,7 Ω
Rychlost	4530ot/min	Terminál indukčnost fáze do fáze	7,73mH
Proud naprázdno	36,9mA	Momentová konstanta	49mNm/A
Jmenovitá rychlost	2760ot/min	Rychlostní konstanta	195ot/min
Jmenovitý moment	25,5mNm	Rychlostní/momentový spád	54,5ot/min/mNm
Jmenovitý proud	0,5A	Mechanická časová konstanta	20ms
Stálý moment	85,8mNm	Moment setrvačnosti	35gcm ²
Rozběhový proud	1,75A		
Maximální	74%		

Tabulka 24: Parametry zvoleného stejnosměrného elektromotoru dle [30]

Převodový poměr	492:1
Počet stupňů	4
Maximální stálý krouticí moment	6Nm
Krátkodobě přípustný krouticí moment na výstupu	7,5Nm
Maximální účinnost	60%
Váha	226g
Hmotnostní moment setrvačnosti	0,7gcm ²

Tabulka 25: Parametry zvolené čtyřstupňové převodovky dle [31]



Graf 7: Pracovní diagram kombinace zvoleného DC elektromotoru s planetovou převodovkou (červená oblast=stálá pracovní oblast; bílá oblast=krátkodobá pracovní oblast; zašedlá oblast=mimo pracovní rozsah; žlutý bod=pracovní bod dle požadovaných parametrů) [32]

5.11 POPIS PROCESU MANIPULACE SE SKLENĚNOU ZÁTKOU

5.11.1 UZAVÍRÁNÍ PROCESNÍ TRUBICE REAKTORU DIFUZNÍ PECE

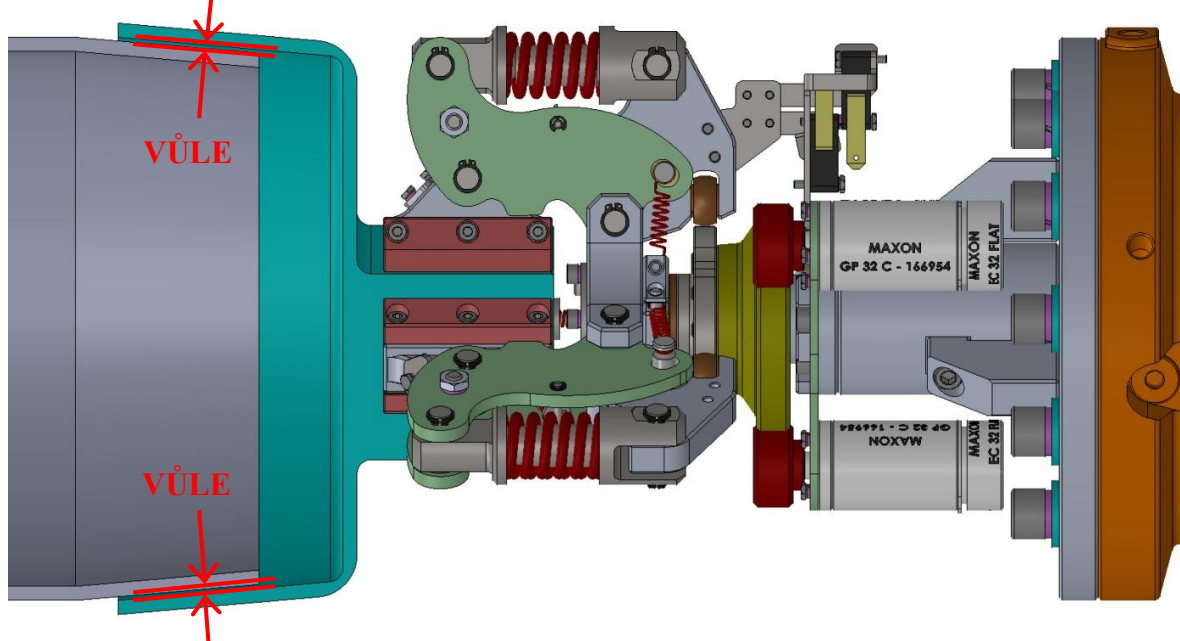
Během operace uzavírání procesní trubice reaktoru difuzní polovodičové pece je skleněná zátka, uchopená v čelistech koncového efektoru průmyslového robotu, navedena při vstupu do předkomory reaktoru do podélné osy procesní trubice (reaktoru). Poté je zátka plynule přemísťována v ose reaktoru blíže k vnějšímu zábrusu procesní trubice, kdy těsně před dosednutím na tento zábrus je přímočarý pohyb zátky respektive průmyslového robotu koncového efektoru zastaven (obr. 69). Poloha zastavení pohybu skleněné zátky respektive vůle mezi zábrusem procesní trubice a zábrusem této zátky by byla stanovena až na základě reálných testů prototypu tohoto robotizovaného pracoviště.

Následný proces dotlačení skleněné zátky na vnější zábrus procesní trubice se skládá s několika po sobě jdoucích cyklů popsanych v tabulce 26.

Pořadí cyklu	Operace
1	Rozevírání čelistí koncového efektoru.
2	Axiální posuv skleněné zátky v čelistech koncového efektoru v důsledku snížení tření mezi čelistmi a skleněné zátky při současném působení síly terciární tlačné pružiny.
3	Zaznamenání pohybu skleněné zátky indukčním snímačem polohy tlačného pístku.
4	Dotlačení skleněné zátky na vnější zábrus procesní trubice silou terciární tlačné pružiny při současném pohybu ramen průmyslového robotu s koncovým efektozem ve směru dotlačení skleněné zátky na procesní trubici – během tohoto cyklu se již zátka pohybuje po zábrusu procesní trubice, čelisti koncového efektoru se stále rozevírají.
5	Zaznamenání, indukčním snímačem, zpětného zatlačení tlačného pístku do koncové polohy v důsledku zastavení pohybu skleněné zátky (uzavřený reaktor).
6	Zastavení pohybu průmyslového robotu s koncovým efektozem.
7	Výjezd koncového efektoru s předkomory reaktoru difuzní pece.

Tabulka 26: Seznam cyklů při procesu dotlačení skleněné zátky na vnější zábrus procesní trubice

Výhodou tohoto způsobu nasazování skleněné zátky na zábrus procesní trubice je v tom, že vykompenzuje toleranci polohy umístění skleněné zátky (opakovatelnost polohy průmyslového robotu) v prostoru a také nedochází k tzv. tvrdému nasazení skleněné zátky na zábrus procesní trubice silou průmyslového robotu při sevření skleněné zátce v čelistech koncového efektoru.



Obrázek 69: Poloha koncového efektoru s uchopenou zátkou těsně před dosednutím na zábrusu procesní trubice reaktoru

5.11.2 SEJMUTÍ SKLENĚNÉ ZÁTKY ZE ZÁBRUSU PROCESNÍ TRUBICE

Proces sejmutí skleněné zátky z vnějšího zábrusu procesní trubice není prozatím tak detailně naplánován jako předchozí proces dotlačení skleněné zátky.

Umístění skleněné zátky na vnějším zábrusu procesní trubice vytváří tlakový kuželový spoj, při kterém permanentně nepůsobí axiální síla. Všechny tlakové kuželové spoje, pro které je možné v literatuře najít empirické vztahy, jsou určeny pro případy, kdy působí stálá axiální síla v tomto kuželovém spoji.

Předpokládané operace sejmutí skleněné zátky z procesní trubice lze teoreticky provést několika následně popsánymi způsoby.

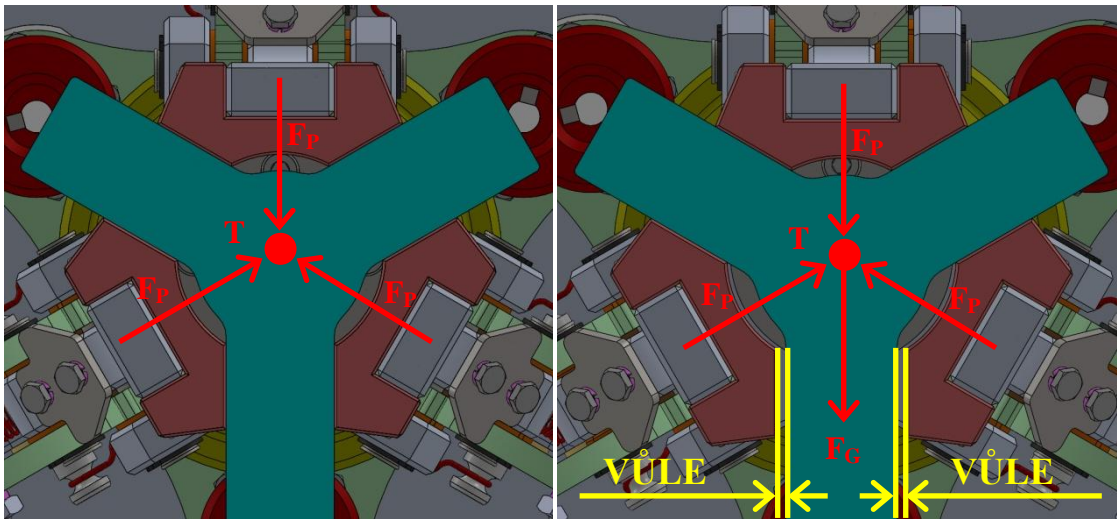
1. Sevření skleněné zátky čelistmi koncového efektoru a její sejmutí z procesní trubice axiální silou v ose reaktoru vyvinutou průmyslovým robotem.
2. Sevření skleněné zátky čelistmi koncového efektoru a její sejmutí z procesní trubice při současném působení rotace koncového efektoru a axiální síly v ose reaktoru vyvinutou průmyslovým robotem.
3. Uvolnění skleněné zátky ze zábrusu zavibrováním koncového efektoru ještě před plným sevřením jeho čelistí a poté plným sevřením uvolněné skleněné zátky čelistmi a její přemístění mimo prostor předkomory reaktoru.

Výběr správného způsobu procesu, nebo jejich kombinací, sejmutí skleněné zátky ze zábrusu procesní trubice by v případě realizace tohoto koncového efektoru bylo vhodné zvolit na základě reálných testů.

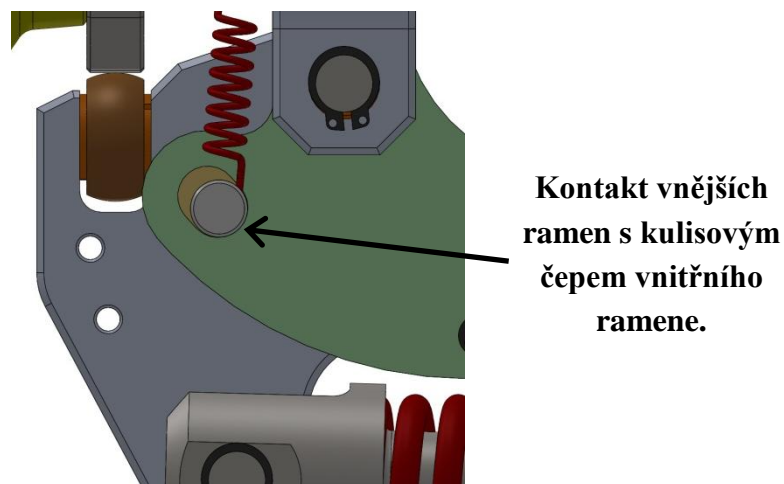


5.11.3 VLIV TÍHOVÉ SÍLY UCHOPENÉHO PŘEDMĚTU NA ROZEVŘENÍ ČELISTÍ

Uchopený předmět v čelistech porušuje svou tíhou statickou rovnováhu sevřených čelistí, což má za následek pokles uchopeného předmětu v čelistech (obr. 70), ve směru působení tíhové síly, při současném rozevření spodních dvou čelistí. Maximální pokles uchopeného předmětu v čelistech může být až 1,818mm. Většímu poklesu totiž zabraňují dorazy spodních dvou čelistí respektive kontakt vnějších ramen s kulisovými čepy vnitřních ramen těchto dvou čelistí (obr. 71).



Obrázek 70: Uchopený předmět v čelistech bez uvažování jeho tíhy (vlevo) a s uvažováním jeho tíhy (vpravo)



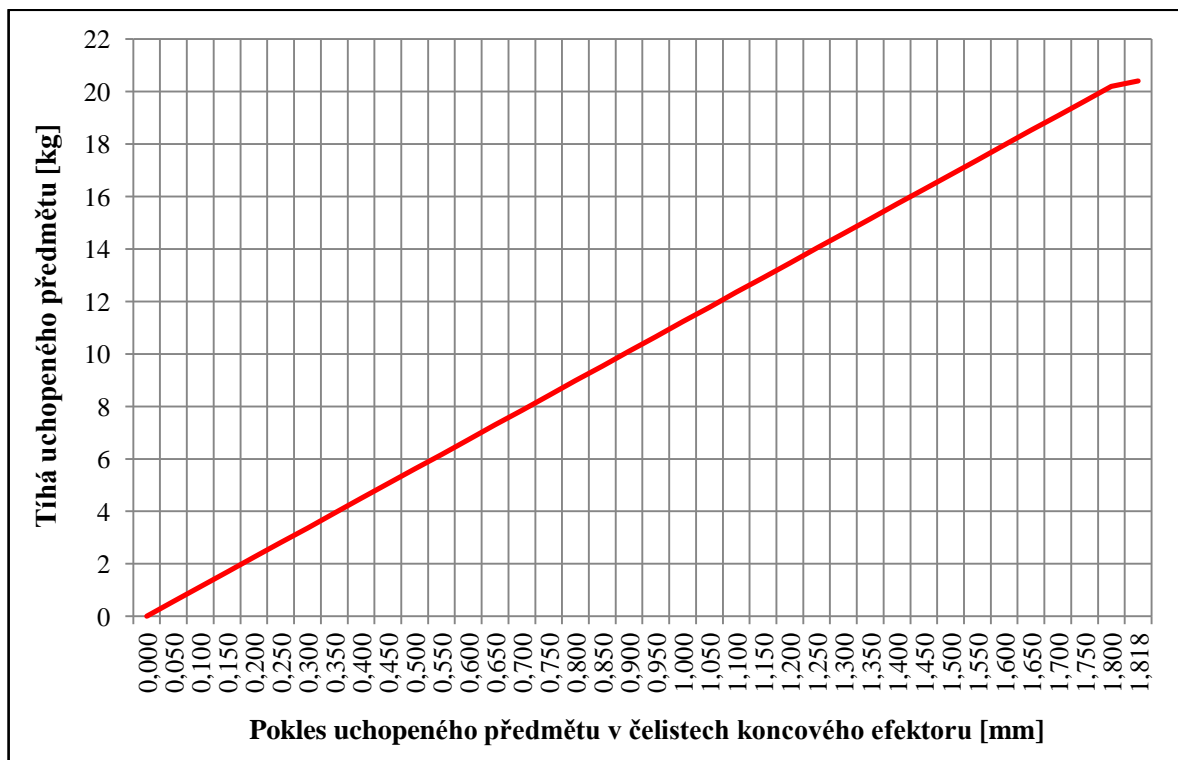
Obrázek 71: Zobrazení dosednutí vnějších ramen na kulisový čep (doraz) vlivem vysoké tíhy uchopeného předmětu v čelistech

Při poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru dojde ke stlačení primárních tlačných pružin spodních dvou čelistí a k následnému nárůstu sil těchto dvou pružin. Zároveň se sníží stlačení primární tlačné pružiny horní čelisti respektive se sníží tlačná síla této primární tlačné pružiny. Na základě tohoto lze sestavit závislost poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru na tíze uchopeného předmětu v čelistech.



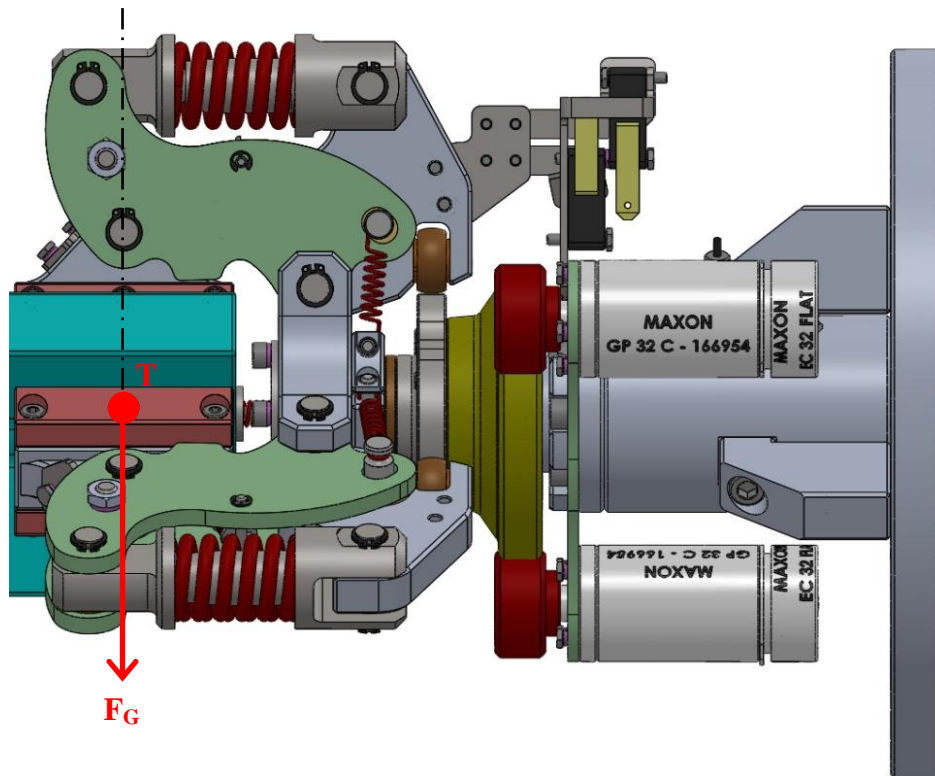
Tato závislost bude platit pouze do stavu, kdy vnější ramena spodních dvou čelistí dosednou na své dorazy (kulisové čepy vnitřních ramen). Poté bude pokles uchopeného předmětu bez ohledu na jeho tíhu konstantní.

V grafu 8 je zobrazena závislost poklesu uchopeného předmětu, v čelistech koncového efektoru, na jeho tíze. Z důvodu zjednodušení výpočtu této závislosti byl uvažován případ, kdy tíhová síla uchopeného předmětu působí ve středu čelistí (obr. 72). Ve skutečnosti bude u všech uvažovaných předmětů, které budou uchopovány koncovým efektozem, působit jejich tíhová síla mimo střed čelistí a bude vytvářet moment, který se bude snažit čelisti rozevřít. Určení závislosti poklesu uchopeného předmětu (rozevření čelistí) na jeho tíze by bylo pro tyto případy bez použití patřičných simulačních softwarů velice komplikované a proto je uveden pouze tento orientační případ.



Graf 8: Závislost poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru na jeho tíze dle přílohy 20

Největší význam bude mít tato závislost při určování poklesu uchopené skleněné zátky v čelistech koncového efektoru při uzavírání skleněného reaktoru, protože o hodnotu poklesu skleněné zátky bude nutné nastavit korekci zdvihu celého koncového efektoru se skleněnou zátkou ve vertikálním směru čili nad podélnou osu reaktoru. Dle tabulky 6 je hmotnost skleněné zátky pro strojní manipulaci 1,3kg. Této tíze skleněné zátky dle přílohy 20 odpovídá pokles v čelistech cca 0,1mm. Tuto hodnotu poklesu je, ale potřeba brát s rezervou už jen z důvodů, že těžiště skleněné zátky není ve střední rovině čelistí, tedy není to případ, pro který byla vytvořena závislost dle grafu 8.



Obrázek 72: Zobrazení osy těžiště a působení tíhové síly uchopeného předmětu pro závislost uvedenou v grafu 8

5.12 PEVNOSTNÍ ANALÝZY VYBRANÝCH DÍLŮ POMOCÍ MKP

Pevnostní analýzy byly zpracovány pro vybrané součásti. Interpretované výsledky pevnostních analýz je nutné brát s rezervou, protože tyto analýzy byly zpracovány v základním softwaru SolidWorks 2014, který neumožňuje podrobnější nastavení a analyzování sestav dílů. Správnost výsledku těchto analýz v první řadě ovlivňuje pevné uchycení konkrétních ploch analyzované součásti. Takto nadefinované plochy jsou považovány za perfektně pevné tzn. jsou nedeformovatelné. Druhým ovlivňujícím faktorem výsledku je provedení analýz pro samostatné díly, kdy lze předpokládat, že chování jednotlivých dílů vlivem vnějšího zatížení bude jiné než u analyzování dílů v rámci celé sestavy. Přesnější pevnostní analýzy by bylo nutné zpracovat v jiném analytickém softwaru. Při analýzách jsou použity velikosti síl působící v sevřeném stavu čelistí.

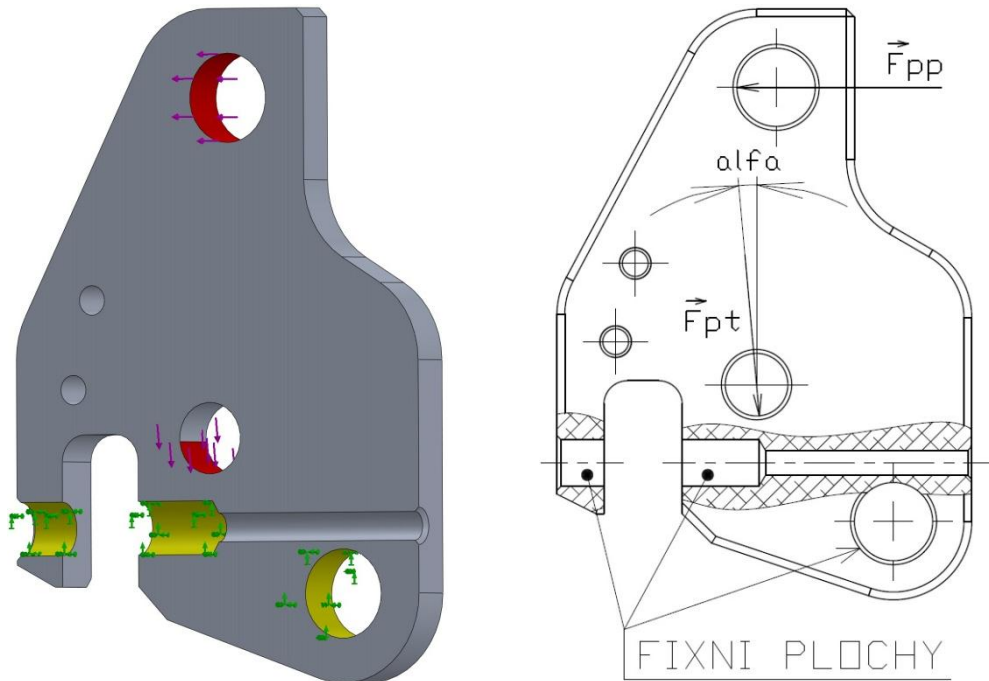
5.12.1 VNITŘNÍ RAMENO

Parametry potřebné pro analýzu

- materiál: slitina hliníku EN AW 7075, stav materiálu T6 a tloušťky 12,5 až 25mm
; $R_m = \min. 540 \text{ MPa}$; $R_{p0,2} = \min. 470 \text{ MPa}$ dle [21] str. 62
- vnější zatížení: síla od primární tlačné pružiny v sevřeném stavu čelistí $F_{pp} = 830,6 \text{ N}$
- vnější zatížení: síla od obou tažných pružin čelisti $F_{pt} = 30,2 \text{ N}$ působící pod úhlem α (alfa) = $5,12^\circ$.



Zobrazení působení zatížení a umístění pevných vazeb



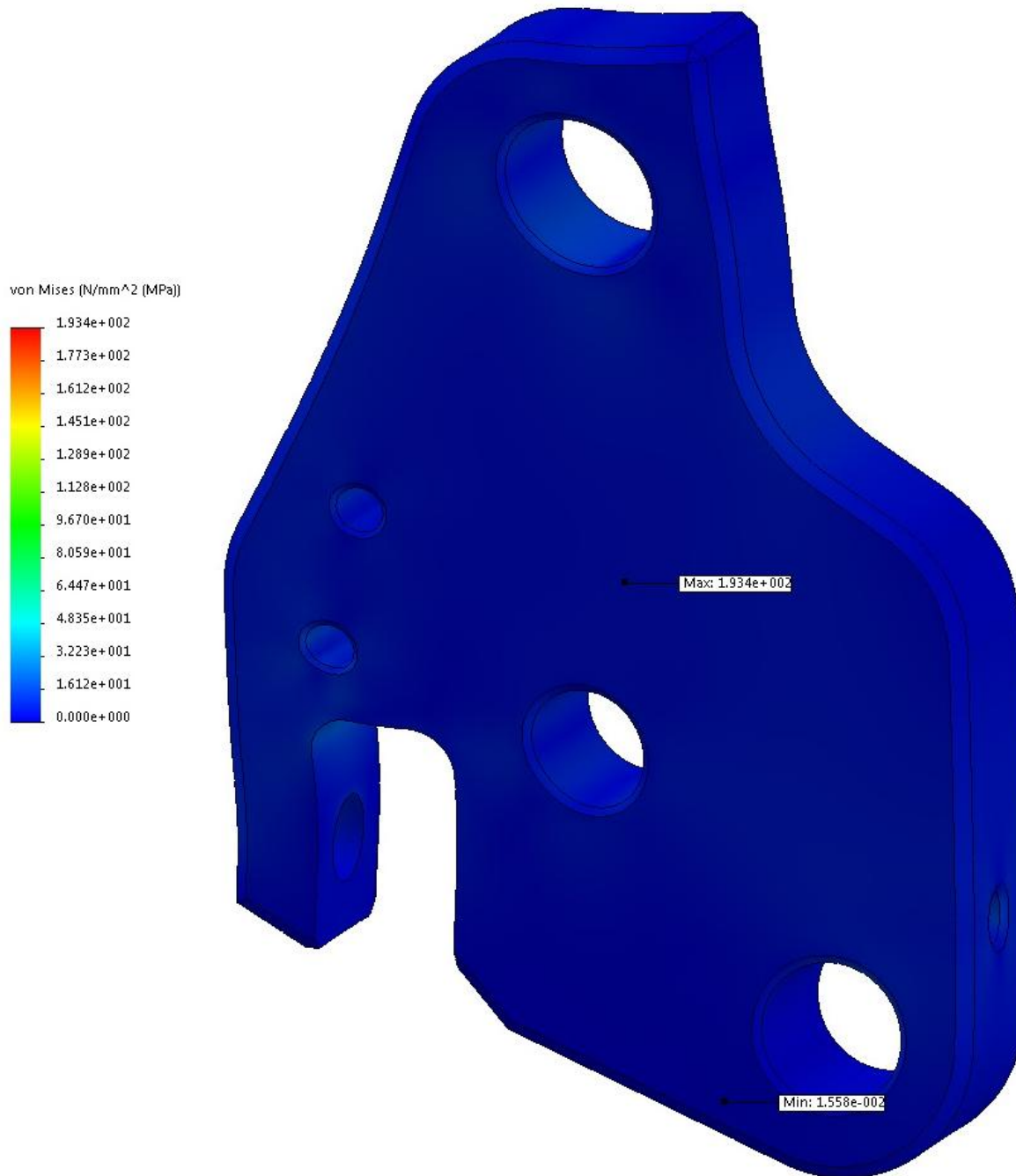
Obrázek 73: Zobrazení orientace působení vnějších sil (červené plochy) a umístění fixních vazeb (žluté plochy)

Zobrazení síť elementů



Obrázek 74: Síť elementů

Velikost elementů byla nastavena na 1mm s tolerancí 0,05mm.

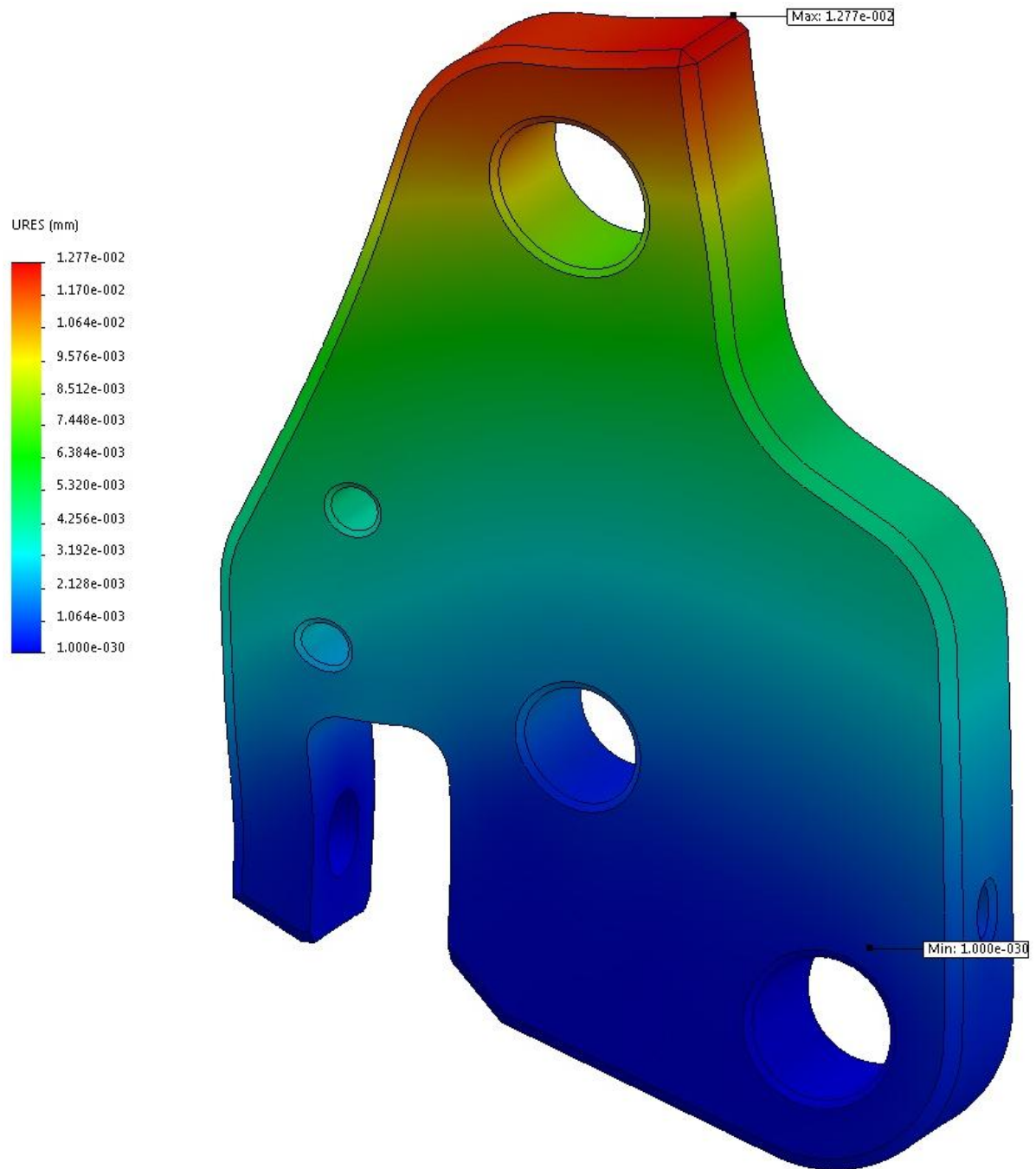
**Zobrazení velikosti napětí v zatíženém vnitřním rameni**

Obrázek 75: Napětí von Mises v zatíženém vnitřním rameni - zobrazeno v deformovaném stavu

Dle analýzy je maximální velikost napětí ve vnitřním rameni 193,4MPa. Toto napětí působí uvnitř ramena. Bohužel použitý software neumožňuje změnu měřítka škály barevné stupnice, proto nejsou na obrázku více patrné rozdíly působícího napětí ve vnitřním rameni.



Zobrazení velikosti deformace zatíženého vnitřního ramene



Obrázek 76: Deformace zatíženého vnitřního ramene

Maximální deformace vnitřního ramene je v oblasti uložení čepu vidlice primární tlačné pružiny respektive v oblasti, kde na vnitřní těleso působí největší vnější zatížení. Vnitřní rameno se deformuje podle předpokladu. Dle stupnice na obrázku 76 je velikost maximální deformace cca 0,013mm. Velikost této malé deformace by neměla mít žádný vliv na funkci vnitřního ramene.



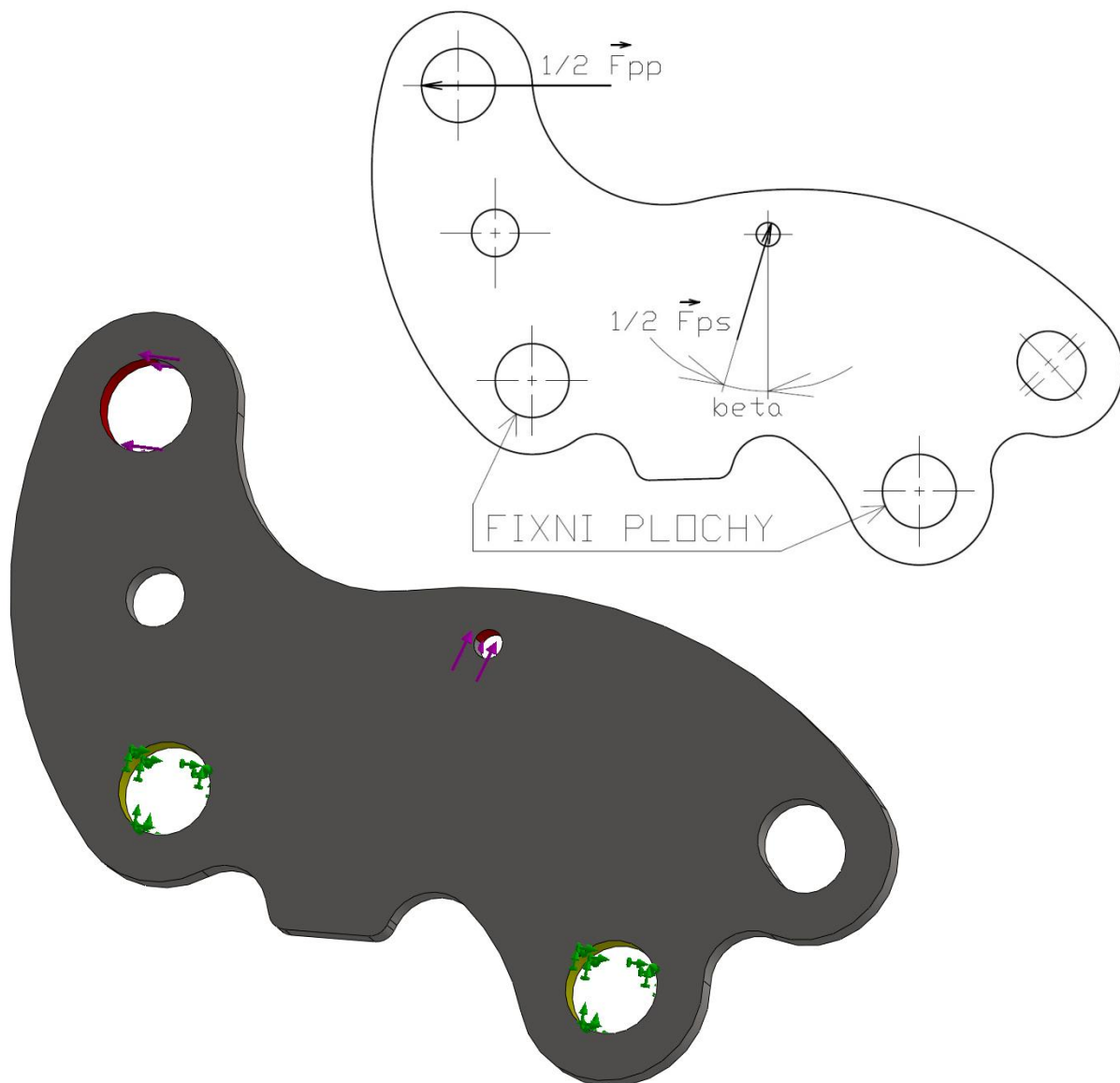
5.12.2 VNĚJŠÍ RAMENO

Zobrazení napětí v zatížené součásti

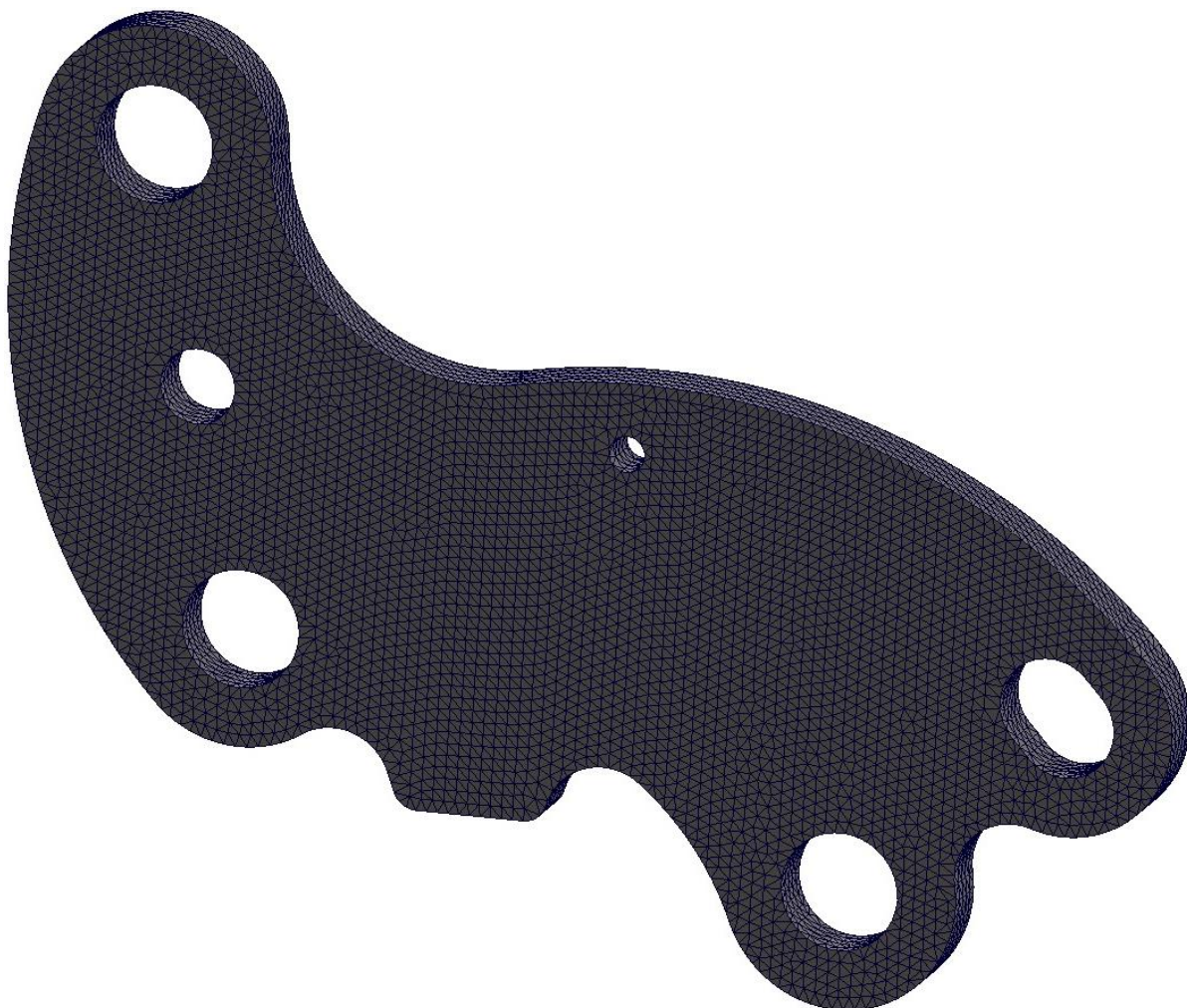
Parametry potřebné pro analýzu

- materiál: ocel 1.4301, $R_m = \text{min.}540\text{MPa}$; $R_{p0,2} = \text{min.}230\text{MPa}$ dle [33] str. 9
- vnější zatížení: poloviční síla od primární tlačné pružiny v sevřeném stavu čelistí $\frac{1}{2} F_{pp} = 415,3\text{N}$, působí ve vodorovném směru.
- vnější zatížení: poloviční síla od sekundární tlačné pružiny v sevřeném stavu čelistí $\frac{1}{2} F_{ps} = 4,94\text{N}$ působící pod úhlem β (beta) $16,35^\circ$.

Zobrazení působení zatížení a umístění pevných vazeb



Obrázek 77: Zobrazení umístění působení vnějších sil (červené plochy) a umístění fixních vazeb (žluté plochy)

**Zobrazení sítě elementů**

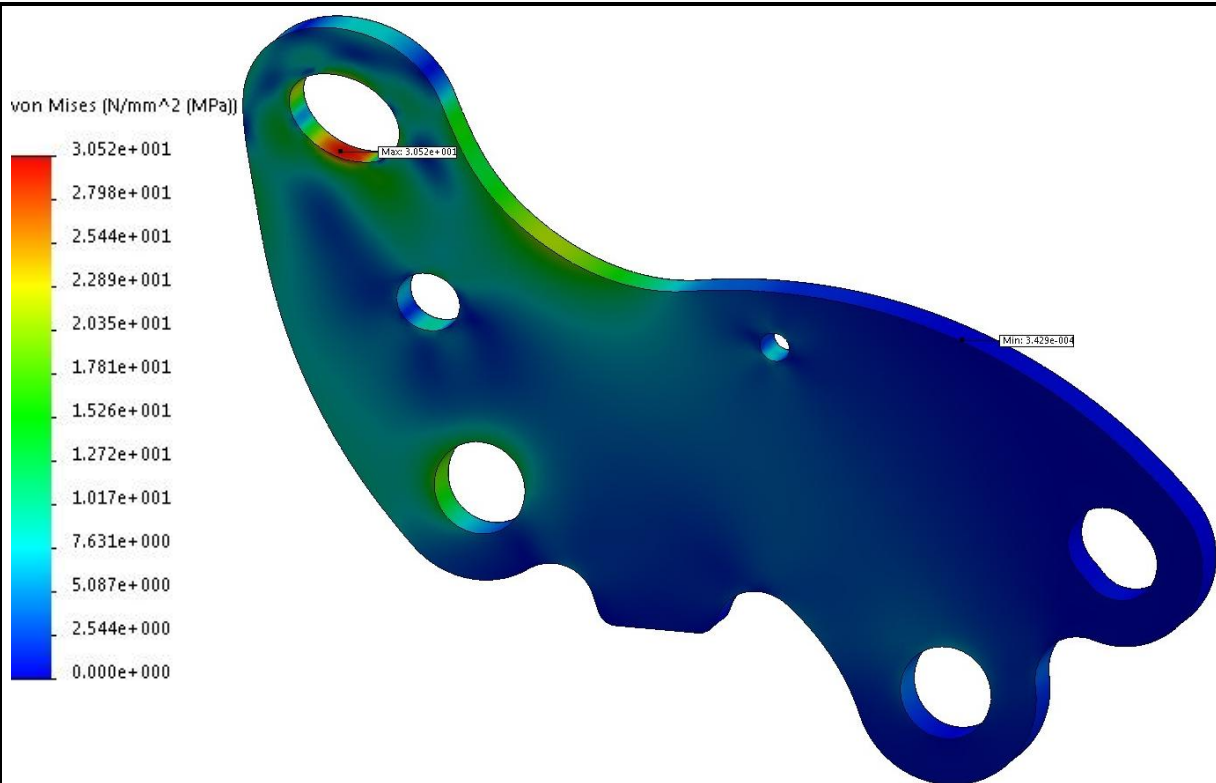
Obrázek 78: Síť elementů

Velikost elementů byla nastavena na 1mm s tolerancí 0,05mm.

Zobrazení velikosti napětí v zatíženém vnitřním rameni

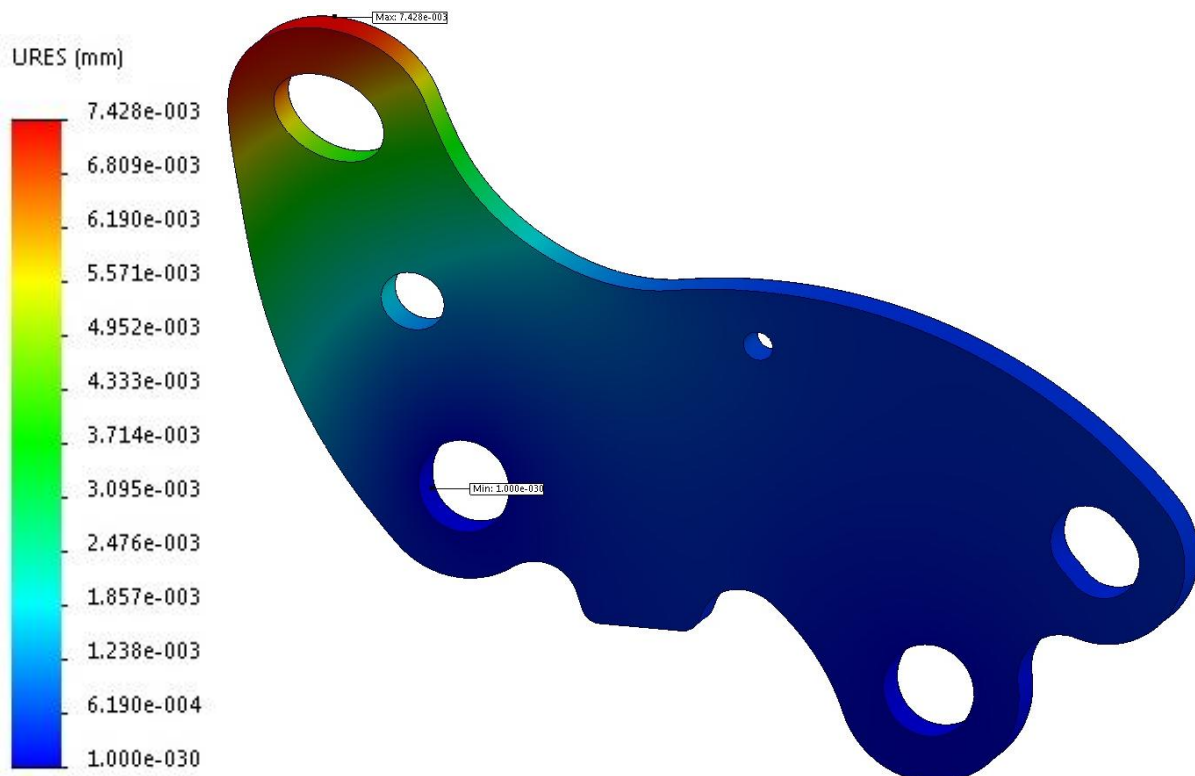
Dle analýzy je maximální velikost napětí ve vnějším rameni 30,5MPa. Toto napětí působí uvnitř otvoru pro čep pístu primární tlačné pružiny.

Stupnice napětí von Mises s barevnou škálou na vnějším rameni je zobrazena na obrázku 79.

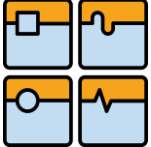


Obrázek 79: Napětí von Mises v zatíženém vnějším rameni - zobrazeno v deformovaném stavu

Zobrazení velikosti deformace zatíženého vnějšího ramene



Obrázek 80: Deformace zatíženého vnějšího ramene

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 105
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Maximální deformace vnějšího ramene je v oblasti uložení čepu pístu primární tlačné pružiny respektive v oblasti, kde na vnější těleso působí největší vnější zatížení. Vnější rameno se deformuje podle předpokladu. Dle stupnice na obrázku 80 je velikost maximální deformace cca 0,007mm. Velikost této malé deformace by neměla mít žádný vliv na funkci vnějšího ramene.

ZÁVĚREČNÉ ZHODNOCENÍ

Na základě provedených analýz je možné říci, že navržená konstrukce jednotlivých ramen a jejich materiály jsou vyhovující pro dané zatížení.

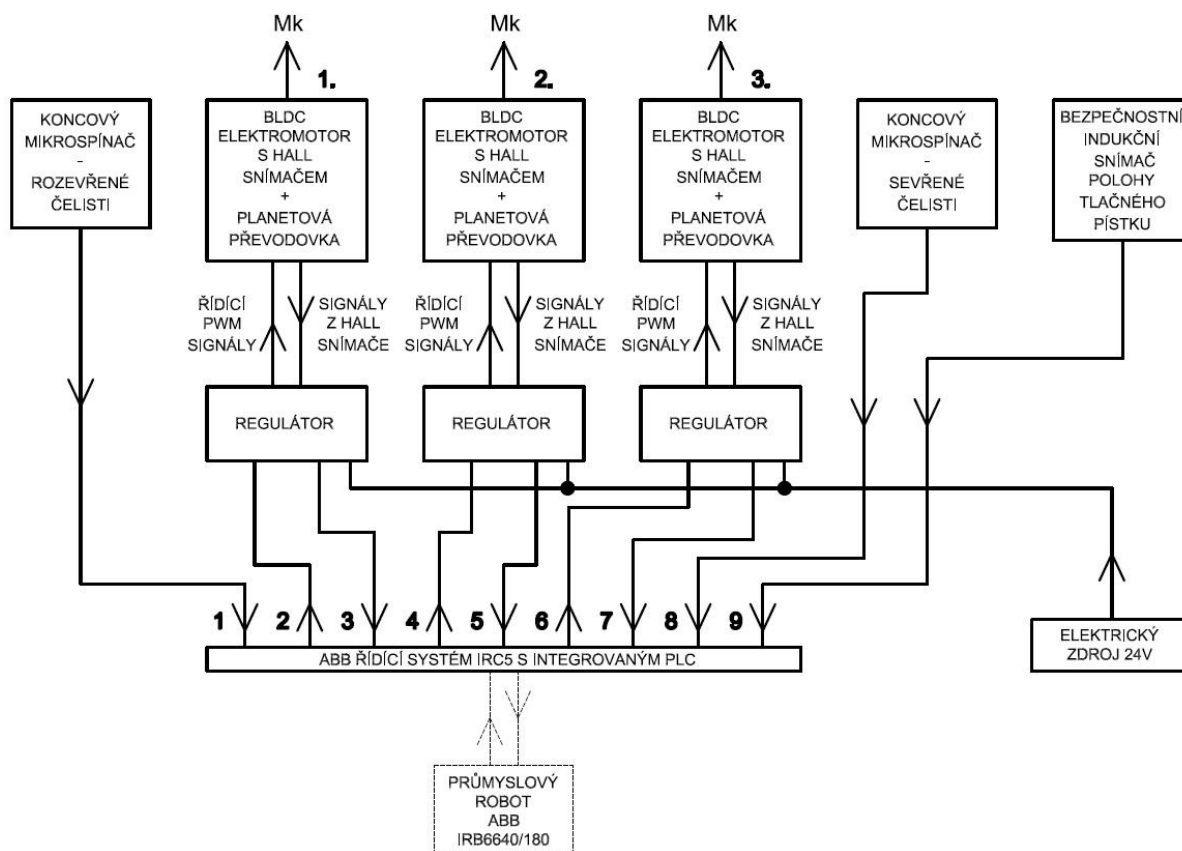
Vnitřní rameno má nejnižší koeficient bezpečnosti přibližně 2,4. Tento koeficient bezpečnosti je stanovený na základě porovnání maximálního napětí ve vnitřním rameni vůči smluvní mezi kluzu jeho materiálu. Tato bezpečnost je z hlediska zajištění 100% funkce vnitřního ramene plně dostačující.

U vnějšího ramene je minimální koeficient bezpečnosti několika násobně větší. Jeho přibližná hodnota je 7,5. Tento rozdíl oproti nitřnímu rameni je v důsledku jiné geometrie tvaru vnějšího ramene a poloviční zatěžující síle od primární tlačné pružiny.

Na základě velikosti napětí v jednotlivých otvorech ramen pro umístění navržených kompozitních kluzných pouzder dle [17] str. 17 lze konstatovat, že tyto navržená kluzná pouzdra s dynamickým přípustným zatížením 80MPa dle [17] str. 17 vyhovují.



6 NÁVRH ŘÍZENÍ KONCOVÉHO EFEKTORU



Obrázek 81: Blokové schéma toku informací navrženého řízení koncového efektoru

Legenda:

1. Vstupní informace – údaj o plně rozevřených čelistí
2. Výstupní informace – požadavek na rozběh nebo zastavení BLDC motoru č. 1
3. Vstupní informace – údaj o otáčkách prvního BLDC motoru
4. Výstupní informace – požadavek na rozběh nebo zastavení BLDC motoru č. 2
5. Vstupní informace – údaj o otáčkách druhého BLDC motoru
6. Výstupní informace – požadavek na rozběh nebo zastavení BLDC motoru č. 3
7. Vstupní informace – údaj o otáčkách třetího BLDC motoru
8. Vstupní informace – údaj o plně sevřených čelistí
9. Vstupní informace – údaj o plně stlačeném tlačném pístku, slouží také jako bezpečnostní prvek, který v případě vysmeknutí uchopeného předmětu z čelistí koncového efektoru předá informaci o tomto nežádoucím stavu řídicímu systému, který vyhodnotí chybu a zastaví veškeré operace v rámci celého pracoviště difuzní pece.

**NAVRŽENÝ HARDWARE ŘÍZENÍ**

Hardware	Funkce	Výrobce	Typ	Mn
Mechanický mikrospínač s kladičkou	Snímání koncových poloh čelistí – řídicí funkce	Hartmann	MAB1 04 G 02 C 07 B 02A [34]	2
Indukční snímač	Snímání polohy tlačného pístku – řídicí a bezpečnostní	Carlo Gavazzi	IA 05 BSF 10 NO M5 [35]	1
Regulátor	Řízení BLDC elektromotoru na základě signálu s řídicího systému	Maxon Motor AG	ESCON 36/3 EC [36]	3
Řídicí systém	Řízení funkce průmyslového robotu a koncového efektoru	ABB	IRC5 s integrovaným PLC [37]	1

*Tabulka 27: Seznam hardware s popisem funkce pro řízení koncového efektoru***POPIS ŘÍZENÍ**

Řídicí systém je společný jak pro průmyslový robot, tak i pro koncový efektor. Výhodou tohoto spojení je kompaktnost řešení, spolehlivost funkce koncového efektoru společně s průmyslovým robotem a snadné řízení oproti použití dvou samostatných řídicích systémů pro koncový efektor a průmyslový robot.

Svíráni čelistí je navrženo jako kontinuální bez mezipoloh, proto je jejich řízení chodu navrženo od koncového snímače jedné krajní polohy ke koncovému snímači druhé krajní polohy. Na základě vyhodnocení signálů s těchto mechanických koncových snímačů vyšle řídicí systém signály do regulátorů, kterými jsou řízeny otáčky a smysl otáčení BLDC elektromotorů respektive je řízen pohyb čelistí. Regulátory dostávají informaci s hallových snímačů BLDC elektromotorů o jejich otáčkách. Tuto informaci předávají do řídicího systému, kde jsou společně se signály od všech snímačů poloh a průmyslového robotu dále zpracovávány. Bezpečnostním prvkem v celém řetězci je indukční snímač polohy tlačného pístku. Tento snímač polohy slouží jako bezpečnostní prvek signalizující vysmeknutí uchopeného předmětu ze sevřených čelistí při všech manipulačních operacích a jako řídicí prvek v případě manipulace se skleněnou zátkou během jejího dotlačení na vnější zábrus procesní trubice. Rozhodující informací pro řízení koncového efektoru bude jeho poloha v prostoru pracoviště difuzní pece respektive, zda je koncový efektor na správném místě pro úchop nebo odložení daného předmětu.

7 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Cenová kalkulace uvedená v tabulce 28 je zpracována pro realizaci 1 kusu koncového efektoru. V této cenové kalkulaci nejsou uvedeny náklady na spojovací materiál, elektrické vodiče, elektrické konektory a náklady na montáž koncového efektoru. Při výrobě více koncových efektorů najednou lze předpokládat snížení výsledné ceny za 1 kus. Kompletní rozpis vyráběných dílů s cenovým rozpisem je uveden v příloze 21.


Název komponentu	Typ komponentu	Mn.	Cena za kus [kč]	Celková cena [kč]
Konstrukční díly pro jeden koncový efektor (souhrn)	Vyráběné	-	-	55964
Kluzné pouzdro SKF PCMF 081009,5 B	Nakupovaný	10	13	130
Kluzné pouzdro SKF PCMF 060804 B	Nakupovaný	6	11,2	67,2
Kluzné pouzdro SKF PCMF 081005,5 B	Nakupovaný	24	14,6	350,4
Kluzné pouzdro SKF PCM 081006 B	Nakupovaný	6	23	138
Kluzné pouzdro SKF PCM 081012 B	Nakupovaný	6	27,5	165
Kluzné pouzdro SKF PBMF 202615 M1G1	Nakupovaný	2	218	436
Mech. spínač – MAB104602C07B02A	Nakupovaný	2	32	64
Indukční snímač – IA05BSF10NOM5	Nakupovaný	1	1342	1342
BLDC elektromotor + plan. převodovka - EC 32 FLAT + GP 32C	Nakupovaný	3	6956,8	20870,4
Regulátor ESCON 36/3 EC	Nakupovaný	3	3585,1	10755,3
Celková suma nákladů				90282,3

Tabulka 28: Cenová kalkulace realizace 1 kusu navrženého koncového efektoru

Orientační náklady na pořízení průmyslového robotu ABB IRB 6640/180 s řídicím systémem jsou cca 1,2 mil. Kč.

V případě realizace navrženého robotizovaného pracoviště difuzní pece s vodíkovými reaktory by musely být zpracovány kalkulace na pořízení odkládací stanice, překládací stanice s odkládacími policemi, odkládací věšák a bezpečnostní oplocení celého pracoviště.

Pro přesnější určení zda je navržené plně automatické pracoviště difuzní pece ekonomicky výhodnější oproti stávajícímu poloautomatickému pracovišti by musely být provedeny podrobnější ekonomická porovnání těchto dvou případů. Hlavní výhoda navrženého řešení plně automatického pracoviště je v nižších provozních nákladech oproti pracovišti s lidskou obsluhou. Nevýhodou jsou však vyšší pořizovací náklady.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 109
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR


Konstrukční návrh koncového efektoru, který je obsahem této práce, byl proveden s ohledem na všechny kladené požadavky týkající se bezpečnosti a spolehlivosti jeho funkce manipulace především se skleněnou zátkou. Obsahem této práce je seznámení s polovodičovou technologií, konstrukcí difuzních pecí, možností plné automatizace pracoviště difuzní pece, volba vhodného průmyslového prvku, volba koncepce koncového efektoru, popis navržené konstrukce koncového efektoru, stanovení jeho svěrné síly, výpočet jeho hnacího ústrojí s volbou hnacích jednotek, popis manipulace se skleněnou zátkou, pevnostní analýzy vybraných dílů metodou konečných prvků, návrh řízení koncového efektoru a ekonomické zhodnocení jeho realizace.

V rámci využití vysokého potenciálu automatizační techniky byla navržena koncepce pracoviště difuzní pece s použitím jednoho průmyslového robotu s pevným koncovým efektozem. Předpokladem je plné nahrazení lidské obsluhy, provádějící manipulační operace v rámci tohoto pracoviště, průmyslovým robotem. Důvody přednostní volby průmyslového robotu oproti průmyslovému manipulátoru jsou ve vyšším stupni automatizace, rozšířenějším sortimentu robotů pro použití v čistých prostorech, vyšším pracovním rozsahu a vyšší flexibilitě. Omezujícími parametry, na základě kterých byl zvolen průmyslový robot ABB IRB 6640/180, jsou požadovaný dosah, nosnost a konstrukční provedení průmyslového robotu umožňující jeho použití v čistých prostorech. Tento průmyslový robot svým pracovním dosahem plně postačuje nejen pro využití v rámci jednoho pracoviště, ale také pro dvě pracoviště difuzních pecí obsluhovaná současně. Na tomto základě bylo jeho umístění zvoleno tak, aby dokázal z jednoho centrálního místa obsluhovat obě dvě tyto pracoviště. Pro finální rozhodnutí optimální polohy umístění průmyslového robotu v rámci navrženého pracoviště difuzní pece bude nutné provést v součinnosti s jeho výrobcem podrobnější analýzy pohybů při manipulačních operacích tohoto pracoviště. Cílem těchto analýz je zjistit, zda se zvolený průmyslový robot nedostane do stavu singularity respektive do stavu, ve kterém nebude schopný vykonávat pohyby po požadované trajektorii. V případě splnění požadavku obsluhy více než dvou pracovišť difuzních pecí bude nutné tento průmyslový robot doplnit o další přídatné osy, které jsou standardně dodávány jeho výrobcem. Využití jednoho průmyslového robotu pro více pracovišť najednou se velmi pozitivně projeví na výsledných provozních nákladech těchto pracovišť. Koncepce využití průmyslového robotu pouze s jedním koncovým efektozem byla navržena s ohledem na jednoduchost, snadnou údržbu, malé provozní náklady a nižší celkové pořizovací náklady oproti použití více vyměnitelných koncových efektorů. Navržená robotizovaná pracoviště jedné a dvou difuzních pecí jsou zobrazena v příloze 9 až 15.

Příslušenství sloužící pro ostatní manipulační operace bylo navrženo s ohledem na použití jednoho koncového efektoru. Všechna tato příslušenství v podobě háku dveří předkomory reaktoru, držáku s SiC pádlem, přenašeče nosiče lodiček Si desek a přenašeče lodiček Si desek mají stejnou uchopovací část jako skleněná zátka.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 110
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


Vzhledem k charakteru manipulačních operací v rámci celého pracoviště difuzní pece, primárního požadavku na bezpečnou a spolehlivou funkci úchopu skleněné zátky a v neposlední řadě na požadované zástavbové rozměry, byl tento koncový efektor navržen jako tříčelistový s přítlačnými silami čelistí vyvozenými pomocí tlačných pružin. Důvodem použití tlačných pružin pro vyvození hlavní přítlačné síly čelistí je její jednoduchá změna použitím pružiny s jinou silovou charakteristikou, jednoduchá obsluha, nenáročný provoz a nízké pořizovací náklady oproti jiným mechanismům. S ohledem na tuto skutečnost byla navržena snadno rozebíratelná stavebnicová konstrukce celku čelistí koncového efektoru, kdy jsou jednotlivá ramena čelistí mezi sebou a dalšími komponenty čelistí spojeny pomocí čepů s pojistnými kroužky. Uložení jednotlivých čepů bylo voleno s ohledem na jejich snadnou demontáž a zpětnou montáž. Stavebnicová konstrukce umožňuje jednoduchou časově nenáročnou změnu prvků čelistí. Příkladem může být výměna pístu a vidlice s primární tlačnou pružinou za pevná táhla u spodních dvou čelistí, čímž lze zamezit poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru vlivem jeho tíhy. Vzhledem k celkové menší velikosti koncového efektoru byla zvolena koncepce s centrálním akčním členem čelistí, který je tvořen centrální vačkou společně s ozubeným kolem. Čelisti jsou s centrální vačkou v kontaktu pomocí kladek jednotlivých vnitřních ramen těchto čelistí. Takto navržená konstrukce akčního členu je samosvorná, což má pozitivní vliv na životnost hnacích jednotek. Samosvornost znamená, že jsou-li čelisti v sevřeném stavu (horní úvrať centrální vačky) tak nejsou síly vyvozené pružinami ramen čelistí a další síly působící na uchopený předmět v čelistech koncového efektoru během pohybu dále přenášeny na hnací jednotky. Tyto hnací jednotky sestávající z BLDC elektromotorů s planetovými převodovkami jsou přes pastorky v záběru s ozubeným kolem centrální vačky. Volba více hnacích jednotek byla provedena z důvodu požadavků na menší zástavbové rozměry než v případě použití jedné velké hnací jednotky. Stanovení potřebného výkonu respektive krouticího momentu hnacích jednotek bylo provedeno na základě stanovení potřebné svěrné síly čelistí. Tato potřebná svěrná síla čelistí byla stanovena s ohledem na její vypočítané meze při úchopu skleněné zátky a uchopovací stopky manipulačního příslušenství. Stanovení minimální hodnoty svěrné síly bylo provedeno na základě výpočtu minimální nutné třecí síly mezi dosedacími segmenty čelistí a uchopeným předmětem. V tomto výpočtu vystupuje v rovnicích (9) a (18) součinitel tření f , který v případě úchopu skleněné zátky činí $f=0,5$. Tato hodnota je obecného charakteru určena pro styk skla s kovem. V případě realizace tohoto koncového efektoru by bylo vhodné v součinnosti s výrobcem skleněné zátky určit reálnou hodnotu tohoto součinitele ve styku materiálu skleněné zátky (křemičité sklo) a materiálu dosedacích segmentů čelistí (slitina hliníku EN AW 7075). Vypočítaný rozsah svěrné síly je obrovský a to převážně z důvodů vysokých maximálních hodnot svěrných sil při úchopu skleněné zátky a uchopovací stopky manipulačního příslušenství. Je to dáno velice dobrými mechanickými vlastnostmi materiálu uchopovaných předmětů a celkové velikosti stykové plochy mezi čelistmi a uchopeným předmětem. Dimenzování prvků koncového efektoru pro uchopovací síly pohybující se v horní oblasti této meze uchopovací síly by kladlo vysoké nároky na akční člen, hnací jednotky a v neposlední řadě na celou mechanickou konstrukci koncového

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 111
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

efektoru a proto je svěrná síla stanovena v oblasti spodní meze s dostatečnou bezpečností (cca $k=13,5$). Na základě stanovení svěrné síly byl proveden následný výpočet průběhu působící síly kladky F_{K1y} vnitřního ramene na centrální vačku v celém průběhu svírání čelistí. Po stanovení tohoto průběhu byl proveden následný výpočet průběhu krouticího momentu na centrální vačce v závislosti na jejím natočení. Maximální krouticí moment z tohoto průběhu byl navýšený o cca 20% a poté bylo navrženo ozubené soukolí mezi centrální vačkou a hnacími jednotkami. Na základě určeného výkonu respektive krouticího momentu jednoho pastorku byly zvoleny s dostatečnou výkonovou rezervou (cca 30%) hnací jednotky sestávající z BLDC elektromotorů s planetovými převodovkami. Vzhledem k rozsáhlosti této práce nebylo při výpočtu průběhů působících sil kladek F_{K1y} vnitřních ramen čelistí na centrální vačku počítáno s pasivními odpory vzniklými mezi jednotlivými rameny čelistí a křížem ramen v důsledku axiální síly v uložení jednotlivých čelistí. Tato axiální síla vzniká na centrální vačce vlivem její geometrie (obr. 65 a 66). Proto byl vypočítán krouticí moment potřebný na centrální vačce preventivně navýšen. Vzhledem k použití přírubových kluzných pouzder s malými součiniteli tření (0,03 až 0,08) pro uložení ramen čelistí lze předpokládat, že tyto pasivní odpory budou mít malý vliv na výslednou velikost síly kladky F_{K1y} působící na centrální vačku. V silových výpočtech během svírání čelistí také nebyly zohledněny setrvačné síly z důvodu jejich nesnadného určení. S ohledem na malé velikosti tíhové síly čelistí oproti mnohonásobně větší působící síle od primární tlačné pružiny v kombinaci s dalšími pružinami, lze považovat vliv těchto setrvačných sil za minimální. Nevýhodou této navržené konstrukce koncového efektoru je pokles uchopeného předmětu v jeho čelistech při vodorovné poloze koncového efektoru. Tento nedostatek je možné odstranit již zmíněnou výměnou pístků s vidlicí a primární tlačnou pružinou u spodních dvou čelistí za pevná táhla. V takovém případě by svěrnou sílu čelistí koncového efektoru vyvozovala pouze horní čelist svou primární a sekundární tlačnou pružinou.

Dalšími prvky koncového efektoru, které zajišťují pohyb čelisti, jsou tažné pružiny. Tyto pružiny slouží k zajištění reverzního pohybu čelistí respektive neustálého kontaktu kladek vnitřních ramen čelistí s centrální vačkou. Pohyb čelistí do rozevřené polohy vždy zajišťuje dvojice tažných pružin, které byly voleny s ohledem na bezpečnostní požadavek zajištění funkce čelisti i v případě provozu pouze s jednou tažnou pružinou v důsledku poškození druhé tažné pružiny dané čelisti. Síla jedné tažné pružiny byla zvolena s ohledem na určený průběh působící rovnovážné síly na čelist v případě zpětného chodu ze sevřené polohy čelistí bez uchopeného předmětu. Tato poloha čelisti je z hlediska nutné velikosti reverzní síly nejhorší.

Dle stanovených působících sil na vnitřní a vnější ramena čelisti v závislosti na natočení centrální vačky byly provedeny pevnostní analýzy těchto dvou typů ramen. Ze stanovených silových průběhů během svírání čelistí vyplývá, že největší síly působí na ramena v sevřeném stavu čelisti. Síly působící v této poloze čelistí na tyto ramena byly vstupními parametry pro pevnostní analýzy. Vzhledem k použitému simulačnímu softwaru byly analýzy provedeny pouze pro samostatná tělesa, což určitým způsobem zkresluje výsledek, proto by bylo vhodné

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 112
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

tyto analýzy provést pro koncový efektor jako celek za pomoci jiného simulačního softwaru. Na základě této komplexní pevnostní analýzy by byly provedeny případné optimalizace tvaru jednotlivých součástí nebo změny jejich materiálů.

Vzhledem k vyšším teplotám (max. 100°C) ve kterých se může koncový efektor krátkodobě nacházet a vyšší teplotě skleněné zátky po procesu difúze by bylo vhodné také provést komplexní tepelnou analýzu vlivu tepelného sálání a infračerveného záření od skleněné zátky (vyšší než 300°C) a z reaktoru (cca 700°C) difuzní pece během sundávání skleněné zátky respektive jejího nasazování na vnější zábrus procesní trubice reaktoru. A také při odkládání ohřáté skleněné zátky na podstavec. Výsledkem tepelné analýzy by mohlo být dodatečné osazení koncového efektoru tepelnými kryty v teplotně namáhaných místech.

Pro koncový efektor byl navržen princip řízení s určením hardwarových komponentů celého řetězce řízení koncového efektoru. Z hlediska kompaktnosti řešení, snadné provozní údržby a snadného programování funkcí průmyslového robotu společně s koncovým efektem jeví jako nejvhodnější řešení použití společného řídicího systému dodávaného výrobcem průmyslového robotu.

Dle zpracovaného ekonomického zhodnocení nelze jednoznačně určit ekonomickou výhodnost či nevýhodnost realizace toho koncového efektoru. Pro přesnější určení bude nutné provést detailnější analýzy ekonomiky provozu pracoviště s lidskou obsluhou oproti robotizovanému pracovišti. Avšak lze předpokládat vyšší pořizovací náklady u robotizovaného pracoviště difuzní pece oproti pracovišti s lidskou obsluhou. V případě provozních nákladů bude výhodnější řešení plně robotizovaného pracoviště pracující s předpokládanou vyšší efektivitou a produktivitou.

Na základě této vypracované práce lze říci, že nahrazení lidské obsluhy difuzní pece za plně robotizované pracoviště, s využitím průmyslového robotu s pevným koncovým efektem pro veškeré manipulační operace v rámci toho pracoviště difuzní pece, je realizovatelné a určitě stojí za detailnější analýzu jeho realizace.

Výstupem návrhu koncového efektoru v této práci je kompletní 3D model koncového efektoru s jeho výkresem sestavy a výrobními výkresy všech jeho součástí zpracované v programu SolidWorks 2014.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$S_{T1/2}$	[mm ²]	velikost jedné stykové plochy čelisti s uchopeným
S_{T1}	[mm ²]	velikost celkové stykové plochy jedné čelisti koncového efektoru
S_T	[mm ²]	velikost celkové stykové plochy čelistí koncového efektoru
n_{tp}	[-]	počet stykových ploch čelistí koncového efektoru
F_{t1}	[N]	třecí síla ve styku jedné třecí plochy s uchopeným předmětem
F_{n1}	[N]	normálová síla ve styku jedné třecí plochy s uchopeným předmětem
f	[-]	součinitel tření mezi materiálem čelistí a uchopeným předmětem
F_{Gsz}	[N]	tíhová síla skleněné zátky
m_{sz}	[kg]	hmotnost skleněné zátky
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
F_{Ssz}	[N]	setrvačná síla působící na skleněnou zátku během odkládání
a_{Vmax}	[m.s ⁻²]	maximální vertikální zrychlení při akceleraci/deceleraci koncového efektoru
V_{Vmax}	[m.s ⁻¹]	maximální vertikální rychlost při akceleraci/deceleraci koncového efektoru
F_{Csz}	[N]	celková síla působící na skleněnou zátku ve směru vysmeknutí z čelistí
F_{ptt}	[N]	síla terciární tlačné pružiny
α	[°]	sevřený úhel mezi nositelkou přítláčné síly čelisti a normálové složky této síly
$F_{pč1}$	[N]	přítláčná síla čelisti působící na 1 styčnou plochu
$F_{pč2}$	[N]	přítláčná síla čelisti působící na 1 styčnou plochu
$F_{pč}$	[N]	přítláčná síla jedné čelisti
F_{p1}	[N]	celková minimální svěrná síla čelistí při úchopu skleněné zátky
F_{Gdp}	[N]	tíhová síla držáku s SiC pádlem
F_{Sdp}	[N]	setrvačná síla působící na držák s SiC pádlem během odkládání na věšák
F_{Cdp}	[N]	celková síla působící na držák s SiC pádlem ve směru vysmeknutí z čelistí
F_{p2}	[N]	celková minimální svěrná síla čelistí při úchopu držáku s SiC pádlem
σ_o	[MPa]	napětí v tlaku
σ_{oDOV}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
F_{n1max}	[N]	max. normálová síla ve styku jedné třecí plochy s uchopeným předmětem
F_{n2max}	[N]	max. normálová síla ve styku jedné třecí plochy s uchopeným předmětem
$F_{pč1max}$	[N]	maximální přítláčná síla čelisti působící na 1 styčnou plochu
$F_{pč2max}$	[N]	maximální přítláčná síla čelisti působící na 1 styčnou plochu
F_{p3}	[N]	celková maximální svěrná síla čelistí při úchopu skleněné zátky




DIPLOMOVÁ PRÁCE

$R_{p0,2}$ [MPa]	smluvní mez kluzu
k [-]	koeficient bezpečnosti pro součásti dimenzované ze slitin hliníku
F_{p4} [N]	celková maximální svěrná síla čelistí při úchopu durálové stopky
$F_{sv_{př}}$ [N]	předběžná celková svěrná síla čelistí koncového efektoru
$F_{pč_{př}}$ [N]	předběžná přitlačná síla jedné čelisti koncového efektoru
F_{pp} [N]	síla primární tlačné pružiny
F_{pp_x} [N]	x-ová složka síly primární tlačné pružiny
F_{pp_y} [N]	y-ová složka síly primární tlačné pružiny
F_{ps} [N]	síla sekundární tlačné pružiny
F_{ps_x} [N]	x-ová složka síly sekundární tlačné pružiny
F_{ps_y} [N]	y-ová složka síly sekundární tlačné pružiny
β [°]	sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{ps} a nositelky síly F_{ps_y}
i [°]	počet stupňů vonosti
i_v [°]	počet stupňů volnosti volného tělesa
ξ_i [°]	složka pohybu odebraná vazbou
η [-]	počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
ν [-]	počet rovnic statické rovnováhy
ν_M [-]	počet momentových rovnic statické rovnováhy
ν_F [-]	počet silových rovnic statické rovnováhy
μ [-]	počet neznámých parametrů
F_{B_x} [N]	x-ová reakce v rotační vazbě B
F_{B_y} [N]	y-ová reakce v rotační vazbě B
F_A [N]	reakce ve vazbě A
n [-]	počet čelistí koncového efektoru
F_G [N]	tíhová síla celku ramen jedné čelisti
m [kg]	hmotnost celku ramen jedné čelisti
$M_{\check{c}}$ [Nm]	moment čepového tření
$r_{\check{c}}$ [mm]	poloměr čepu
$f_{\check{c}}$ [-]	součinitel čepového tření
$F_{\check{c}}$ [N]	reakce v rotační vazbě
$F_{\check{c}_x}$ [N]	x-ová složka reakce v rotační vazbě
$F_{\check{c}_y}$ [N]	y-ová složka reakce v rotační vazbě
F_{pt} [N]	síla obou tlačných pružin




F_{pt_x} [N]	x-ová složka síly F_{pt}
F_{pt_y} [N]	y-ová složka síly F_{pt}
α [°]	sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{pt} a nositelkou síly F_{pt_y}
F_{k1y} [N]	y-ová složka síly jedné kladky působící na centrální vačku F_{pt}
m_2 [kg]	hmotnost celku ramen jedné čelisti ve 2. fázi svírání čelistí
γ [°]	sevřený úhel mezi nositelkou síly F_{pp} a nositelkou síly F_{pp_x}
F_{G2} [N]	tíhová síla celku ramen jedné čelisti ve 2. fázi svírání čelistí
F_{G3} [N]	tíhová síla celku ramen jedné čelisti ve 3. fázi svírání čelistí
m_3 [kg]	hmotnost celku ramen jedné čelisti ve 3. fázi svírání čelistí
F_{Mk1} [N]	odporová síla na obvodu jedné kladky
M_{Mk1} [Nm]	celkový odporový moment jedné kladky
M_{Vkl} [Nm]	valivý odpor jedné kladky
F_{k1} [N]	styková síla mezi kladkou a centrální vazbou
r_k [mm]	poloměr kladky
$r_{čk}$ [mm]	poloměr čepu kladky
ξ [mm]	rameno valivého odporu
F_x [N]	x-ová reakce v uložení centrální vačky
F_y [N]	y-ová reakce v uložení centrální vačky
M_{kv} [Nm]	celkový minimální kroutící moment centrální vačky
M_{kv1} [Nm]	minimální kroutící moment centrální vačky v soustavě s jednou kladkou
r_{sx} [mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose x
r_{sy} [mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose y
t [s]	doba sevření čelistí koncového efektoru
M_{kp} [Nm]	kroutící moment na pastorku hnací jednotky
n_p [-]	počet pastorků (hnacích jednotek)
i_p [-]	převodový poměr jednoho ozubeného soukolí
P [W]	výkon dodaný centrální vačce
$M_{k_{vn}}$ [Nm]	navýšený celkový kroutící moment centrální vačky
P_1 [W]	výkon přenášený jedním ozubeným soukolím
F_{rv} [N]	radiální síla působící 10mm od příruby planetové převodovky hnací jednotky
F_{rs} [N]	radiální síla působící 11,15mm od příruby plan. převodovky hnací jednotky
F_r [N]	radiální síla vzniklá v ozubeném soukolí

r_v	[mm]	vzdálenost síly F_{rv} od čela planetové převodovky hnací jednotky
r_s	[mm]	vzdálenost síly F_{rs} od čela planetové převodovky hnací jednotky
R_m	[mm]	mez pevnosti
r_{sy}	[mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose y
r_{sx}	[mm]	vzdálenost kontaktního bodu kladky a centrální vačky v ose x


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 117
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ


- [1] SolarWorld AG: Silicon. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z:
<http://www.solarworld.de/typo3temp/pics/5709803a48.jpg>
- [2] VALICEK, J., *Průvodce po křemíkové technologii s ohledem na výrobu čipů bipolárních IO*, Tesla Sezam a.s., Rožnov pod Radhoštěm, 2000
- [3] ON Semiconductor Czech Republic, s.r.o.: *Od křemene ke křemíkové desce*, Interní prezentace firmy ON Semiconductor.
- [4] Semiconductor Czech Republic, s.r.o.: Technologie výroby křemíku. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.onsemi.com/PowerSolutions/content.do?id=15031>
- [5] SVCS Process Innovation s.r.o.: Interní materiály firmy
- [6] SVCS Process Innovation s.r.o.: Horizontal Diffusion Furnace for High Process Performance. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z:
http://svcs.cz/letters/print_a/diffusion_a_2010.pdf
- [7] SVCS Process Innovation s.r.o.: Horizontal LPCVD Furnace for High Process Performance. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z:
http://svcs.cz/letters/print_a/lpcvd_a_2010.pdf
- [8] SVCS Process Innovation s.r.o.: Horizontal PECVD Furnace for High Process Performance. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z:
http://svcs.cz/letters/print_a/pecvd_a_2010.pdf
- [9] Saint-Gobain Industrial Ceramics Inc.: CRYSTAR - Technical manual. Worcester, MA, USA, 1998
- [10] KUKA Roboter CEE GmbH: Průmyslový robot KR 16-2 CR. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.kuka-robotics.com/czech_republic/cs/products/industrial_robots/special/clean_room_robots/kr_16_2_cr/start.htm
- [11] KUKA Roboter CEE GmbH: Průmyslový robot KR 30-3 CR. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.kuka-robotics.com/czech_republic/cs/products/industrial_robots/special/clean_room_robots/kr_30_3_cr/start.htm
- [12] ABB s.r.o.: Průmyslový robot IRB 2400/16. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: [http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/898b798f7e4ed57bc1257a1d0050dc5f/\\$file/PR10034%20EN%20R7_HR.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/898b798f7e4ed57bc1257a1d0050dc5f/$file/PR10034%20EN%20R7_HR.pdf)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 118
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [13] ABB s.r.o.: Průmyslový robot IRB 4400/60. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: [http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/0dc8b0df9cc39049c125772e0057e806/\\$file/IRB%204400%20PR10035EN%20R8.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/0dc8b0df9cc39049c125772e0057e806/$file/IRB%204400%20PR10035EN%20R8.pdf)
- [14] ABB s.r.o.: Průmyslový robot IRB 6640/180. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: [http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/454bd802ebbeb834c1257bf30029a1ab/\\$file/ROB0001EN_F.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/454bd802ebbeb834c1257bf30029a1ab/$file/ROB0001EN_F.pdf)
- [15] ABB s.r.o.: Průmyslový robot IRB 7600/500. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: [http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/d1bd8f9d6ede4432c1257a6800372fa8/\\$file/PR10074_EN_R10_HR.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/d1bd8f9d6ede4432c1257a6800372fa8/$file/PR10074_EN_R10_HR.pdf)
- [16] KOLÍBAL, Zdeněk. *Průmyslové roboty II. Konstrukce výstupních hlavic a periferií*. 1. vyd. Brno: PC DIR, 1993, 165 s. ISBN 80-214-0533-3.
- [17] SKF CZ, a.s.: Kluzná pouzdra SKF. 2000
- [18] KOLÍBAL, Zdeněk. *Průmyslové roboty: Základní učební text*. Brno, 2012.
- [19] E-konstrukter.cz: Součinitel tření. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [20] Heraeus Quarzglas GmbH & Co. KG.: Base Material – Heraeus Quarzglas. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://base-materials.heraeus-quarzglas.com/media/webmedia_local/media/dokumente/QuartzBaseMaterials_semifinis_hedfusedsilica.pdf
- [21] ČSN EN 485-2. *Hliník a slitiny hliníku – Plechy, pásy a desky – Část 2: Mechanické vlastnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 2009.
- [22] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. dopl. vyd. Úvaly: Albrapedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [23] HENNLICH s.r.o.: Tlačné pružiny z nerezové oceli pružiny z drátů 0,5-0,9mm. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_nerez_0_5-0_9_01.pdf
- [24] HENNLICH s.r.o.: Tlačné pružiny z nerezové oceli – pružiny z drátů 3-4,5mm. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_nerez_3_0-4_5.pdf

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 119
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

- [25] HENNLICH s.r.o.: Tlačné pružiny z nerezové oceli – pružiny z drátů 1-1,4mm. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_nerez_1_0-1_4_01.pdf
- [26] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 11. zcela přepracované. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p., 1959.
- [27] HENNLICH s.r.o.: Tažné pružiny z nerezové oceli – pružiny z drátů 0,28-0,7mm. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Ta%C5%BEen%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_nerez_0_28-0_7.pdf
- [28] MALÁŠEK, Jiří. *Transportní zařízení*. Brno.
- [29] Maxon Motor AG.: Maxon selection program. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/msp>
- [30] Maxon Motor AG.: Motor EC 32 flat with Hall sensors. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.maxonmotor.ch/medias/sys_master/8813563609118/14-226-EN.pdf
- [31] Maxon Motor AG.: Planetary Gearhead GP 32 C. [online]. [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.maxonmotor.ch/medias/sys_master/8813568524318/14-276-277-EN.pdf
- [32] Maxon Motor AG.: Pracovní diagram hnací jednotky - Motor EC 32 flat sensorless a Planetary Gearhead GP 32 C. [online]. [cit. 2014-05-05]. http://msp.maxonmotor.com/camosHtml/i?SIG=6c3e038f231165b38444b388bc3fdc4a6a6f4863_fa_1e0.png
- [33] Euro Inox. Korozivzdorné oceli – vlastnosti. [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: http://www.euro-inox.org/pdf/map/StainlessSteelProperties_CZ.pdf
- [34] Hartmann Codier GmbH: Mikrospínač - MAB1 Roller lever. [online]. [cit. 2014-05-27]. Dostupné z: http://hartmann-codier.de/family_20.html?id=199&lang=en
- [35] Carlo Gavazzi Automation SpA: Indukční snímač - IA05BSF10NOM5. [online]. [cit. 2014-05-27]. Dostupné z: http://www.gavazzi.ch/datenblaetter/1_Sense/Induktive%20Sensoren/IA05BSF10NOM5_ger.pdf
- [36] Maxon Motor AG.: ESCON 36/3 EC, 4-Q Servocontroller for EC motors. [online]. [cit. 2014-05-27]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/control/4-Q-Servokontroller/414533>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 120
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[37] ABB s.r.o.: Industrial robot controller IRC5. [online]. [cit. 2014-05-27]. Dostupné z: [http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/c13e1c5490c61230c125796000515137/\\$file/IRC5%20datasheet%20PR10258%20EN_R13.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot241.nsf/veritydisplay/c13e1c5490c61230c125796000515137/$file/IRC5%20datasheet%20PR10258%20EN_R13.pdf)

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Křemík [1].....	12
Obrázek 2: Průřez tažičkou [3].....	15
Obrázek 3: Ponoření zárodku do taveniny [3].....	15
Obrázek 4: Vytažení zárodku a vznik krčku [3].....	15
Obrázek 5: Vznik hlavy monokrystalu [3]	15
Obrázek 6: Zarovnání hlavy monokrystalu [3].....	15
Obrázek 7: Tažení těla monokrystalu [3]	15
Obrázek 8: Tažení špice monokrystalu [3].....	15
Obrázek 9: Broušení monokrystalu křemíku [3]	16
Obrázek 10: Broušení hlavní fazety [3].....	16
Obrázek 11: Řezání Si plátek z monokrystalického ingotu křemíku [3]	17
Obrázek 12: Lapování Si plátek [3]	17
Obrázek 13: Broušení okrajů Si plátek [3].....	18
Obrázek 14: Leštění Si desek [3].....	18
Obrázek 15: 4 pozicová distribuční atmosférická difuzní pec [5].....	19
Obrázek 16: Zobrazení jednotlivých sekcí difuzní polovodičové pece [5].....	21
Obrázek 17: atmosférický reaktor v softlandingové verzi [5].....	22
Obrázek 18: LPCVD reaktor [5]	23
Obrázek 19: PECVD reaktor [5]	24
Obrázek 20: Zobrazení atmosférického reaktoru v řezu s Si deskami v lodičkách a s baffly [5]	26
Obrázek 21: Dvoupozicová difuzní pec s vysokoteplotními reaktory (zobrazeno s otevřenými předkomorami reaktoru a s vykládacími stolíky) [5]	27
Obrázek 22: Řez vysokoteplotním atmosférickým reaktorem [5].....	28
Obrázek 23: Skleněná zátka pro ruční manipulaci (vlevo) a pro strojní manipulaci (vpravo) [5]	28
Obrázek 24: Zobrazení vzájemného styku skleněné zátky a procesní trubice v zábrusu (červené čáry) [5].....	29
Obrázek 25: Skleněný nosič s lodičkami a Si deskami – vsázka Si desek [5]	30
Obrázek 26: Navržená koncepce rozmístění jednotlivých stanic a příslušenství robotizovaného pracoviště difuzní pece – zobrazeno bez bezpečnostního oplocení	32
Obrázek 27: Průmyslový robot ABB IRB6640/180 a jeho pracovní rozsah [14].....	34
Obrázek 28: Průmyslový robot ABB IRB 6640/180 s pracovním rozsahem (červená oblast) umístěný na robotizovaném pracovišti difuzní polovodičové pece – zobrazeno bez bezpečnostního oplocení.....	34
Obrázek 29: Zvoleny robot ABB IRB 6640/180 s koncovým efektoem při úchopu držáku s SiC pádlem se zobrazením silového působení na 6 osu zvoleného průmyslového robotu....	35
Obrázek 30: Navržený držák s SiC pádlem pro manipulaci se vsázkou Si desek.....	36
Obrázek 31: Navržený přenašeč skleněného nosiče lodiček Si desek.....	36

Obrázek 32: Navržený přenašeč lodiček Si desek	36
Obrázek 33: Porovnání přenašeče skleněného nosiče (vlevo) s přenašečem lodiček (vpravo)	36
Obrázek 34: Koncept koncového efektoru v první variantě	38
Obrázek 35: Koncept koncového efektoru v první variantě – pohled na vzájemnou polohu centrální vačky a pojezdových kol ramen čelistí.	39
Obrázek 36: Koncept koncového efektoru ve druhé variantě	40
Obrázek 37: Koncept koncového efektoru ve druhé variantě - rozevřené čelisti (vlevo); sevřené čelisti (vpravo)	41
Obrázek 38: Koncept koncového efektoru ve třetí variantě	41
Obrázek 39: Koncept koncového efektoru ve třetí variantě zobrazen se skleněnou zátkou - rozevřené čelisti (vlevo); sevřené čelisti (vpravo)	42
Obrázek 40: Řez koncovým efektozem s popisy hlavních částí	43
Obrázek 41: Kulisové spojení vnějších ramen s vnitřním ramenem - rozevřené čelisti (vlevo), sevřené čelisti (vpravo)	44
Obrázek 42: Mechanismus předklopení čelisti	45
Obrázek 43: Umístění tažných pružin	45
Obrázek 44: Zobrazení řezu koncového efektoru v oblasti centrální vačky	46
Obrázek 45: Umístění mechanických koncových spínačů	46
Obrázek 46: Tlačný pístek s terciární tlačnou pružinou	47
Obrázek 47: Poloha indukčního snímače a závitové tyče tlačného pístku - sepnutý stav indukčního snímače (vlevo) a nesepnutý stav indukčního snímače (vpravo)	47
Obrázek 48: Stykové plochy čelistí koncového efektoru (modrá barva)	49
Obrázek 49: Silové působení čelistí koncového efektoru na uchopený předmět bez uvažování tíhové síly uchopeného předmětu	49
Obrázek 50: Zobrazení jedné styčné třecí plochy mezi čelisti a uchopeným předmětem	50
Obrázek 51: Kolmý pohled na styk jedné čelisti s uchopeným předmětem	50
Obrázek 52: Silové působení jedné čelisti na uchopený předmět	55
Obrázek 53: Zobrazení zatěžujících sil a vazeb náhradního tělesa	59
Obrázek 54: Uvolnění tělesa	60
Obrázek 55: Zobrazení skutečného směru sil	62
Obrázek 56: Silové působení na sestavu ramen bez uvažování reakce v bodě K	65
Obrázek 57: Silové působení na celek ramen během 1. fáze svírání čelistí	70
Obrázek 58: Uvolnění celku ramen v 1. fázi	71
Obrázek 59: Silové působení na celek ramen během 2. fáze svírání čelistí	74
Obrázek 60: Uvolnění celku ramen čelisti ve 2. fázi	75
Obrázek 61: Silové působení na celek vnitřního ramene během 3. fáze svírání čelistí	78
Obrázek 62: Uvolnění celku ramen ve 3. fázi	79
Obrázek 63: Profil centrální vačky se zobrazením jednotlivých částí jedné zdvižné dráhy	83
Obrázek 64: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) v 1. části zdvižné dráhy	84

Obrázek 65: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 2. části zdvižné dráhy	84
Obrázek 66: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 3. části zdvižné dráhy	85
Obrázek 67: Celkové silové a momentové působení na centrální vačce (vlevo) a silové působení ve styku jedné kladky a centrální vačky (vpravo) ve 4. části zdvižné dráhy	85
Obrázek 68: Schéma působení radiální síly udávané výrobcem a reálné radiální síly působící ve středu ozubení	92
Obrázek 69: Poloha koncového efektoru s uchopenou zátkou těsně před dosednutím na zábrus procesní trubice reaktoru	95
Obrázek 70: Uchopený předmět v čelistech bez uvažování jeho tíhy (vlevo) a s uvažováním jeho tíhy (vpravo)	96
Obrázek 71: Zobrazení dosednutí vnějších ramen na kulisový čep (doraz) vlivem vysoké tíhy uchopeného předmětu v čelistech	96
Obrázek 72: Zobrazení osy těžiště a působení tíhové síly uchopeného předmětu pro závislost uvedenou v grafu 8	98
Obrázek 73: Zobrazení orientace působení vnějších sil (červené plochy) a umístění fixních vazeb (žluté plochy)	99
Obrázek 74: Síť elementů	99
Obrázek 75: Napětí von Mises v zatíženém vnitřním rameni - zobrazeno v deformovaném stavu	100
Obrázek 76: Deformace zatíženého vnitřního ramene	101
Obrázek 77: Zobrazení umístění působení vnějších sil (červené plochy) a umístění fixních vazeb (žluté plochy)	102
Obrázek 78: Síť elementů	103
Obrázek 79: Napětí von Mises v zatíženém vnějším rameni - zobrazeno v deformovaném stavu	104
Obrázek 80: Deformace zatíženého vnějšího ramene	104
Obrázek 81: Blokové schéma toku informací navrženého řízení koncového efektoru	106

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Vlastnosti křemíku [2]	12
Tabulka 2: Druhy křemíku [2]	12
Tabulka 3: Elektricky aktivní příměsi (dopanty) [2]	14
Tabulka 4: Porovnání louhového a kyselinového leptání [3]	18
Tabulka 5: Technická specifikace [5]	27
Tabulka 6: Materiálové vlastnosti [9]	29
Tabulka 7: Výhody a nevýhody skleněné zátky	29
Tabulka 8: Porovnání průmyslového manipulátoru a robotu.....	31
Tabulka 9: Požadované parametry kladené na průmyslový robot	33
Tabulka 10: Seznam podlahových průmyslových robotů se sériovou kinematikou (6 pracovních os) určených pro čisté prostory s hodnocením jejich výběru	33
Tabulka 11: Základní parametry robotu IRB 6640/180 [14]	33
Tabulka 12: Seznam příslušenství průmyslového robotu	35
Tabulka 13: Hodnocení konceptových návrhů	42
Tabulka 14: Hodnoty rychlosti, akcelerace a decelerace pohybu koncového efektoru ve směru podélné osy koncového efektoru.....	48
Tabulka 15: Mechanické vlastnosti slitiny hliníku EN AW 7075 [21].....	56
Tabulka 16: Meze svěrné síly čelistí koncového efektoru	58
Tabulka 17: Technické parametry sekundární tlačné pružiny [23].....	59
Tabulka 18: Technické parametry primární tlačné pružiny [24]	62
Tabulka 19: Technické parametry terciární tlačné pružiny [25].....	64
Tabulka 20: Technické parametry tažné pružiny [27]	67
Tabulka 21: Výsledné hodnoty síly F_{pt} dle přílohy 16.....	67
Tabulka 22: Základní provozní a rozměrové parametry jednoho páru soukolí dle přílohy 19	90
Tabulka 23: Požadované parametry jednoho DC elektromotoru.....	91
Tabulka 24: Parametry zvoleného stejnosměrného elektromotoru dle [30]	93
Tabulka 25: Parametry zvolené čtyřstupňové převodovky dle [31]	93
Tabulka 26: Seznam cyklů při procesu dotlačení skleněné zátky na vnější zábrus procesní trubice.....	94
Tabulka 27: Seznam hardware s popisem funkce pro řízení koncového efektoru.....	107
Tabulka 28: Cenová kalkulace realizace 1 kusu navrženého koncového efektoru.....	108

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy:

Příloha 1: Koncový efektor při úchopu skleněné zátky (pohled z boku).	128
Příloha 2: Koncový efektor při úchopu skleněné zátky (pohled shora).	128
Příloha 3: Zobrazení polohy indukčního snímače polohy tlačného pístku v příčném řezu skrz tělo koncového efektoru.	129
Příloha 4: Detail na uchycení indukčního snímače k tělu koncového efektoru – umožňuje změnu polohy indukčního snímače v podélné ose koncového efektoru o $\pm 5\text{mm}$	129
Příloha 5: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s koncovým efektem a skleněnou zátkou.	130
Příloha 6: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s držákem s SiC pádlem a vsázkou Si desek.	130
Příloha 7: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s přenašečem nosiče lodiček Si desek a se vsázkou Si desek.	131
Příloha 8: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s přenašečem lodiček Si desek a se vsázkou Si desek.	131
Příloha 9: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěny v pracovišti difuzní polovodičové pece, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektem.	132
Příloha 10: Zobrazení skleněné zátky na zábrusu pr. trubice při úchopu koncovým efektem.	132
Příloha 11: Zobrazení stavu průmyslového robotu s koncovým efektem při úchopu skleněné zátky nasazené na zábrusu procesní trubice. Difuzní pec je zobrazena v řezu skrz druhou pozici.	133
Příloha 12: Zobrazení robotizovaného pracoviště při pohledu z čistých prostorů do šedých prostorů.	133
Příloha 13: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 při obsluze dvou pracovišť difuzních polovodičových pecí.	134
Příloha 14: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěny v pracovišti dvou difuzních polovodičových pecí, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektem.	134
Příloha 15: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěny v pracovišti dvou difuzních polovodičových pecí, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektem při pohledu shora.	135
Příloha 16: Výpočet potřebné síly tažných pružin pro bezproblémové zajištění reverzního chodu čelistí.	135
Příloha 17: Výpočet průběhů síly kladky F_{K1y} v závislosti na natočení centrální vačky.	135
Příloha 18: Výpočet průběhu krouticího momentu centrální vačky v závislosti na jejím natočení.	136

Příloha 19: Výpočet ozubeného soukolí mezi hnací jednotkou a centrální vačkou v programu MITCalc 1.40.	136
Příloha 20: Stanovení závislosti poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru na tíze uchopeného předmětu.	136
Příloha 21: Rozpis cenové kalkulace vyráběných dílů koncového efektoru.	137

Výkresová dokumentace:

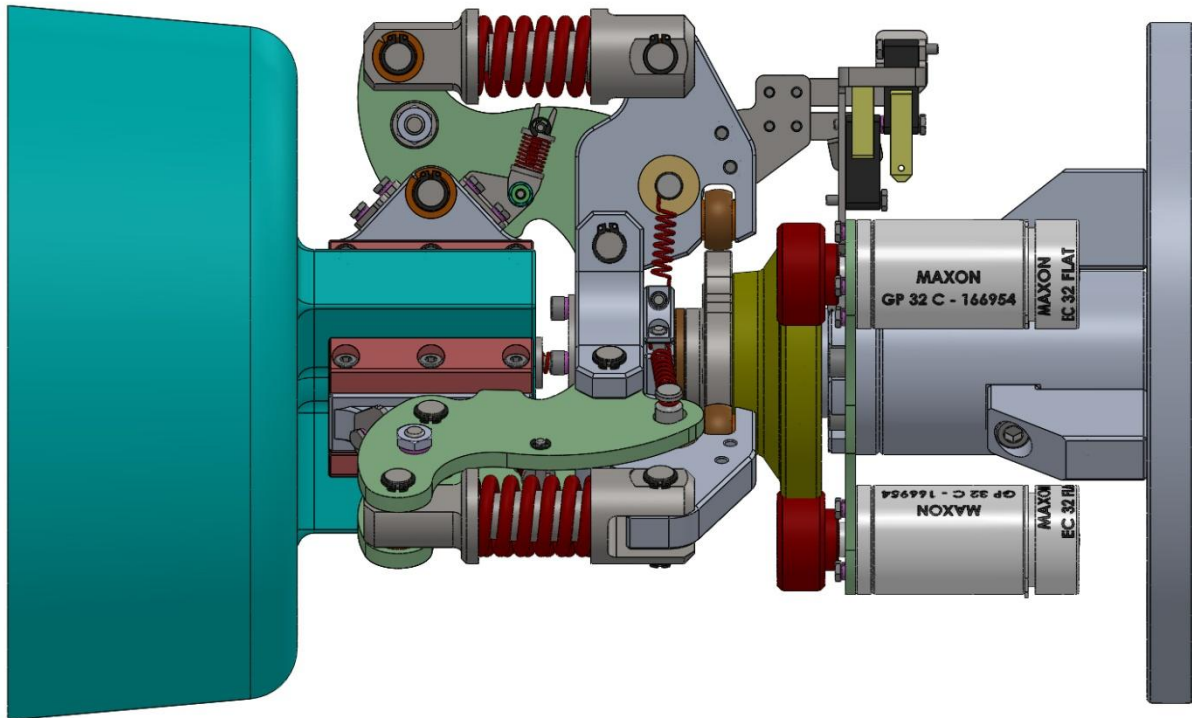
KONCOVÝ EFEKTOR	SESTAVA	0-DP14-1/List. 1
	SESTAVA	0-DP14-1/List. 2
	SESTAVA	0-DP14-1/List. 3
	SEZNAM POLOŽEK	0-DP14-1/List. 4
	SEZNAM POLOŽEK	0-DP14-1/List. 5
	SEZNAM POLOŽEK	0-DP14-1/List. 6
TLAČNÝ PÍST	VÝKRES SVARKU	3-DP14-2/List. 1
	SEZNAM POLOŽEK	3-DP14-2/List. 2
CENTRÁLNÍ ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-3
DISTANČNÍ VLOŽKA	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-4
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-5
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-6
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-7
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-8
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-9
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-10
ČEP	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-11
VLOŽKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-12
PÍST	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-13
VIDLICE	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-14
KLADKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-15
TĚLO	VÝROBNÍ VÝKRES	2-DP14-16
MALÁ PŘÍRUBA	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-17
ZÁKLADNÍ PŘÍRUBA	VÝROBNÍ VÝKRES	2-DP14-18
DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-19

DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-20
VLOŽKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-21
KŘÍŽ	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-22
ÚCHYT	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-23
RAMENO VNITŘNÍ	VÝROBNÍ VÝKRES	2-DP14-24
ŽEBRO	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-25
ZÁKLADNÍ DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	2-DP14-26
DOSEDACÍ SEGMENT	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-27
KLÍN	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-28
RAMENO VNĚJŠÍ	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-29/List. 1
	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-29/List. 2
CENTRÁLNÍ VAČKA	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-30/List. 1
	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-30/List. 2
MONTÁŽNÍ DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-31/List. 1
	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-31/List. 2
DORAZ	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-32
DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-33
PÍST	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-34
KONZOLA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-35
DESKA	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-36
DRŽÁK	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-37
DORAZ	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-38
DORAZ	VÝROBNÍ VÝKRES	4-DP14-39
DRŽÁK	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-40
PASTOREK	VÝROBNÍ VÝKRES	3-DP14-41
KOLO	VÝROBNÍ VÝKRES	2-DP14-42
<u>CD:</u>		
Hlavní dokument v elektronické verzi.		
3D model a kompletní výkresová dokumentace navrženého koncového efektoru.		
Výpočtové přílohy.		

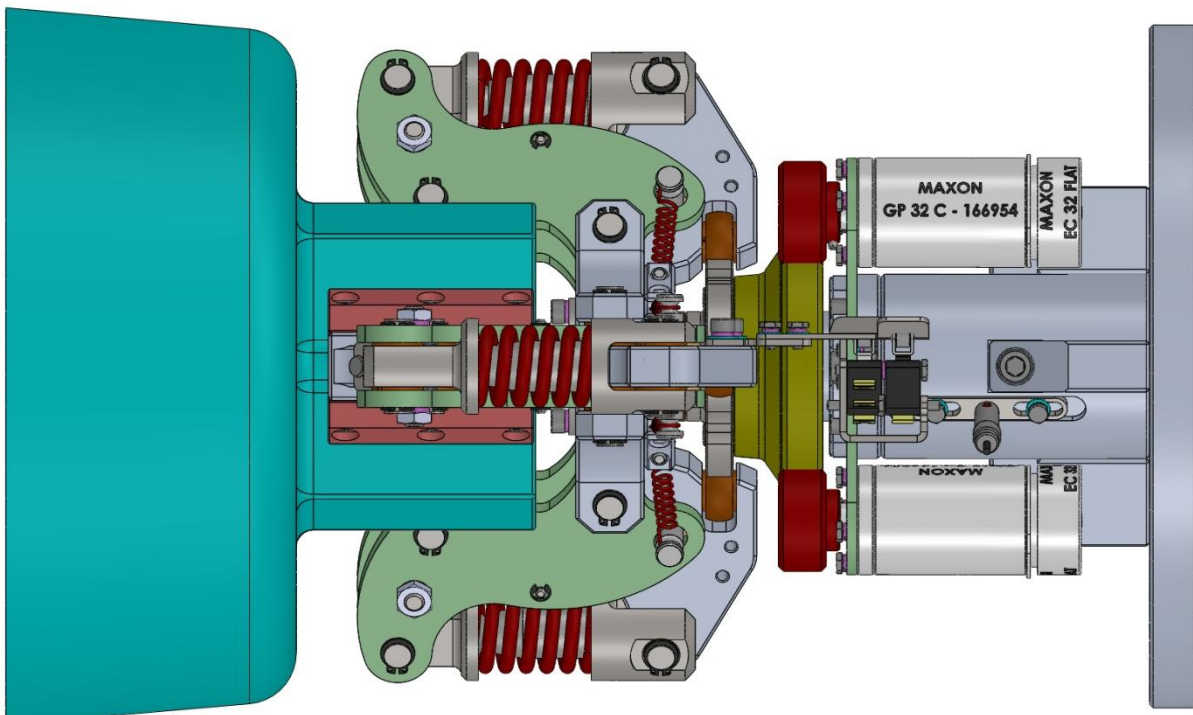


PŘÍLOHY

Příloha 1: Koncový efektor při úchopu skleněné zátky (pohled z boku).

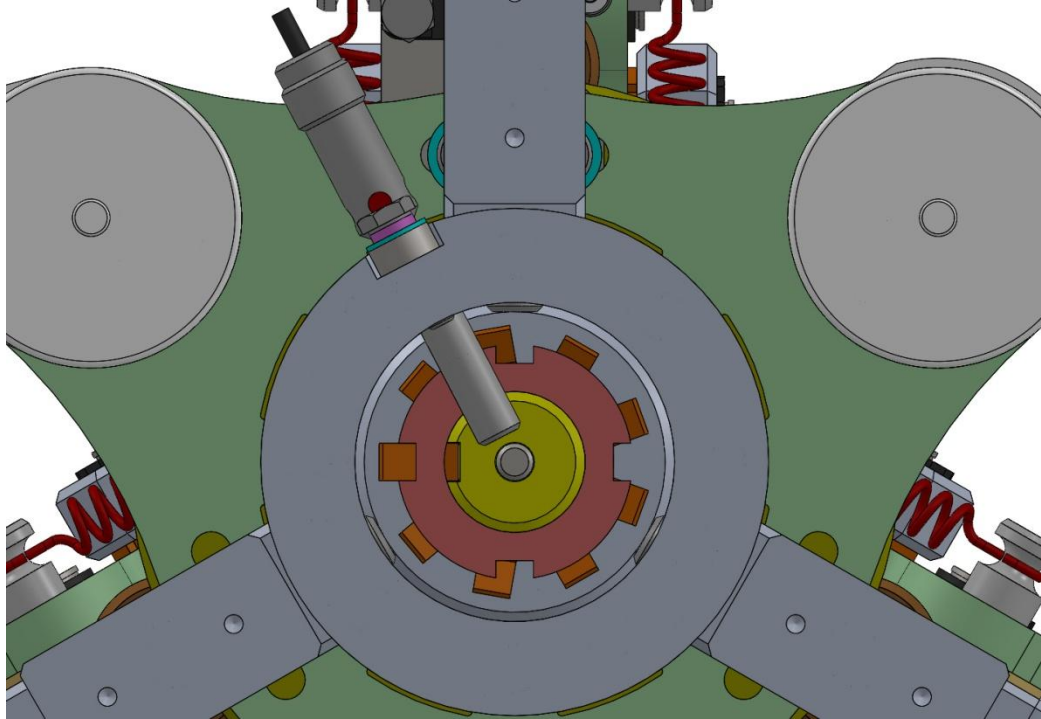


Příloha 2: Koncový efektor při úchopu skleněné zátky (pohled shora).

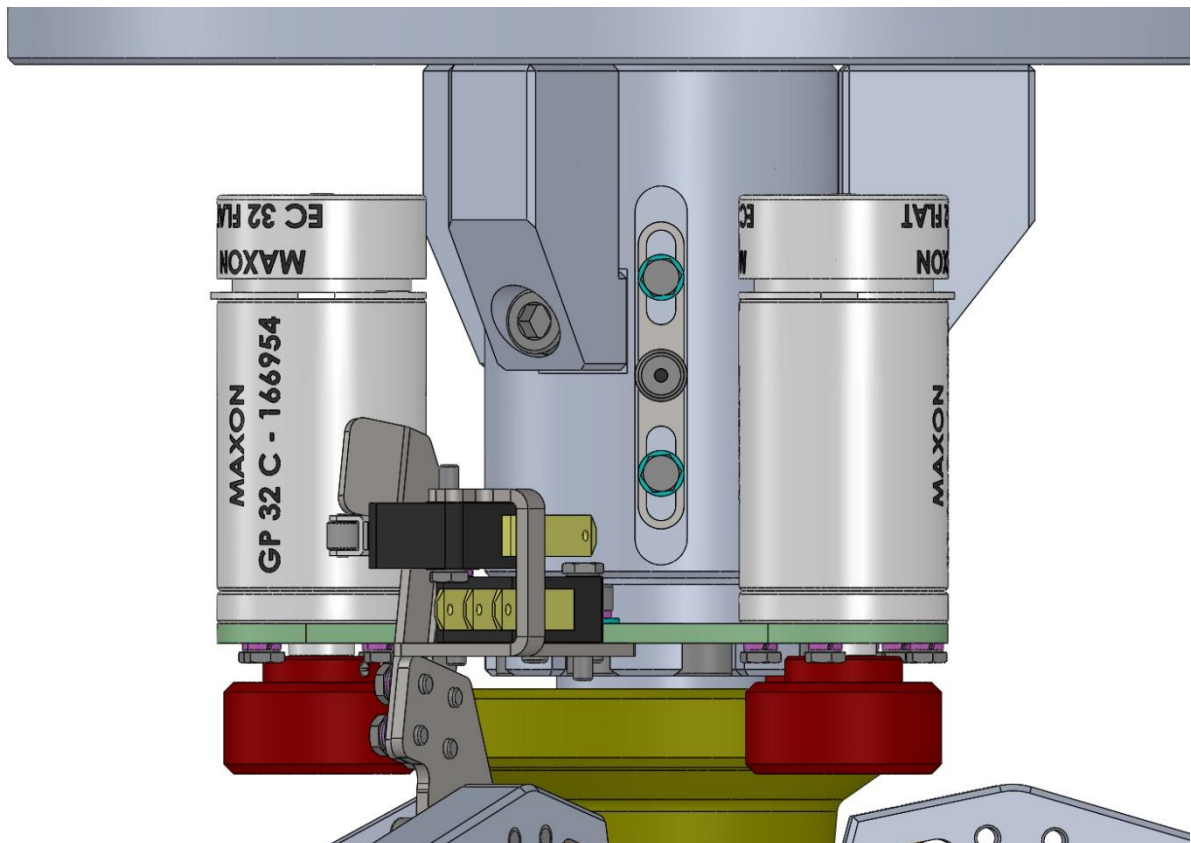




Příloha 3: Zobrazení polohy indukčního snímače polohy tlačného pístku v příčném řezu skrz tělo koncového efektoru.

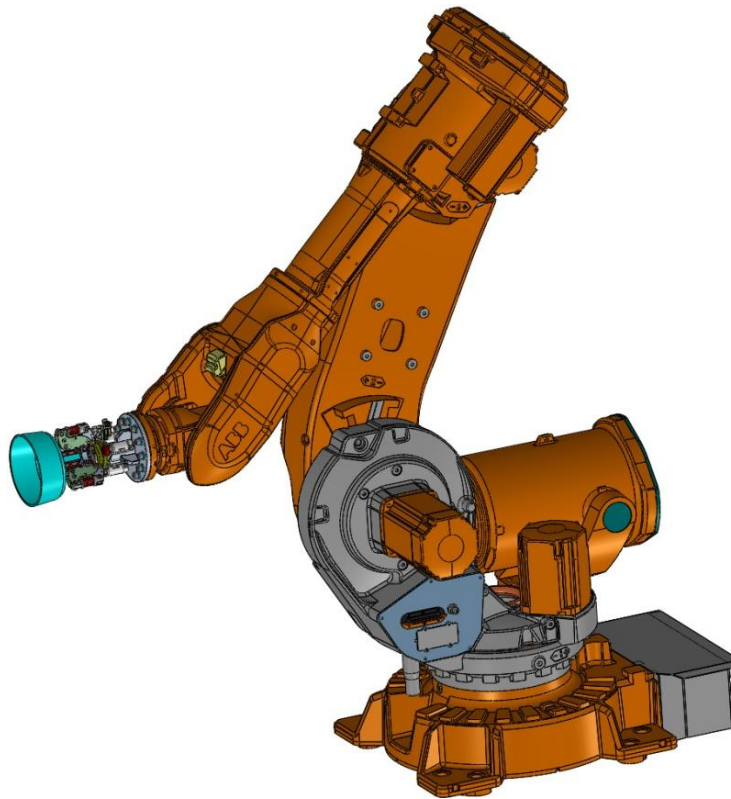


Příloha 4: Detail na uchycení indukčního snímače k tělu koncového efektoru – umožňuje změnu polohy indukčního snímače v podélné ose koncového efektoru o $\pm 5\text{mm}$.

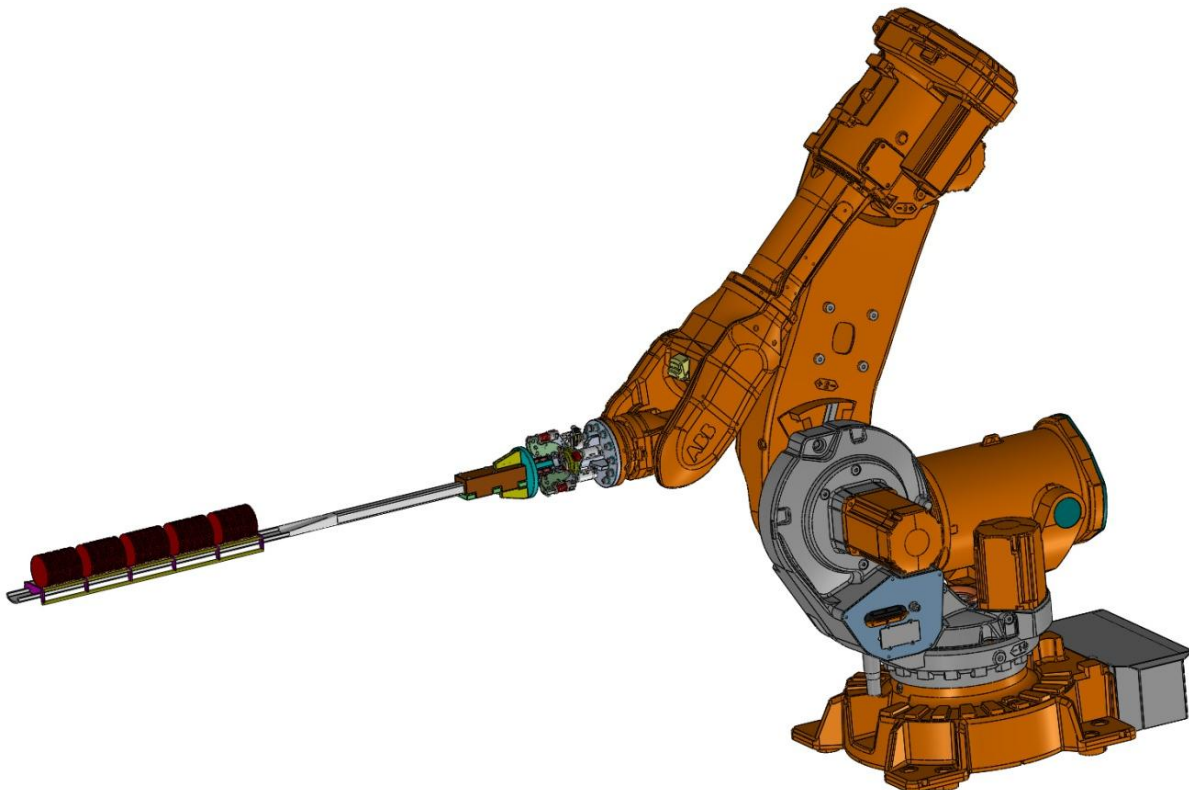




Příloha 5: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s koncovým efektem a skleněnou zátkou.

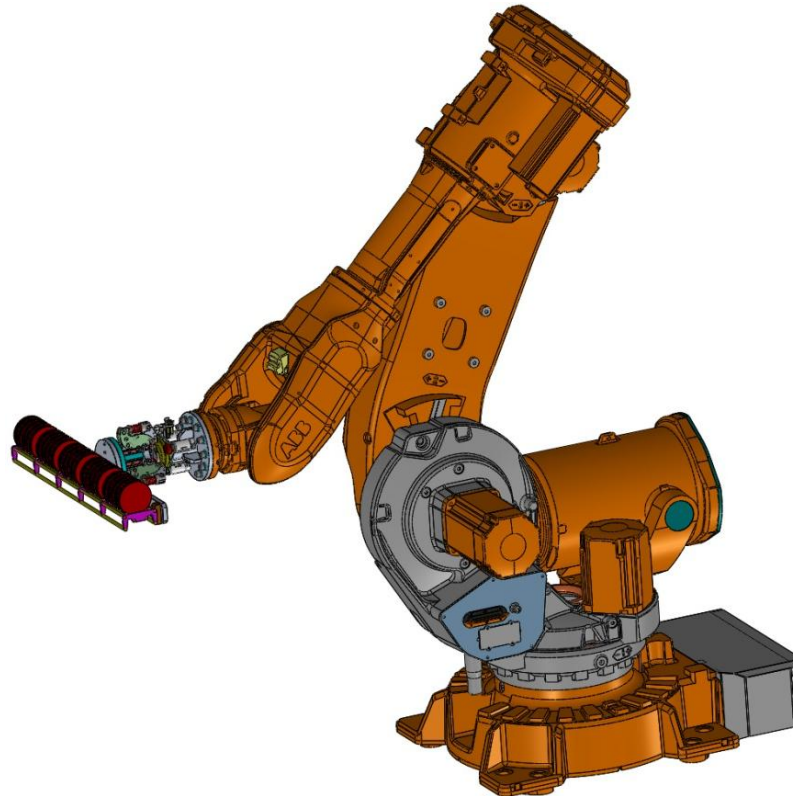


Příloha 6: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s držákem s SiC pádlem a vsázkou Si desek.

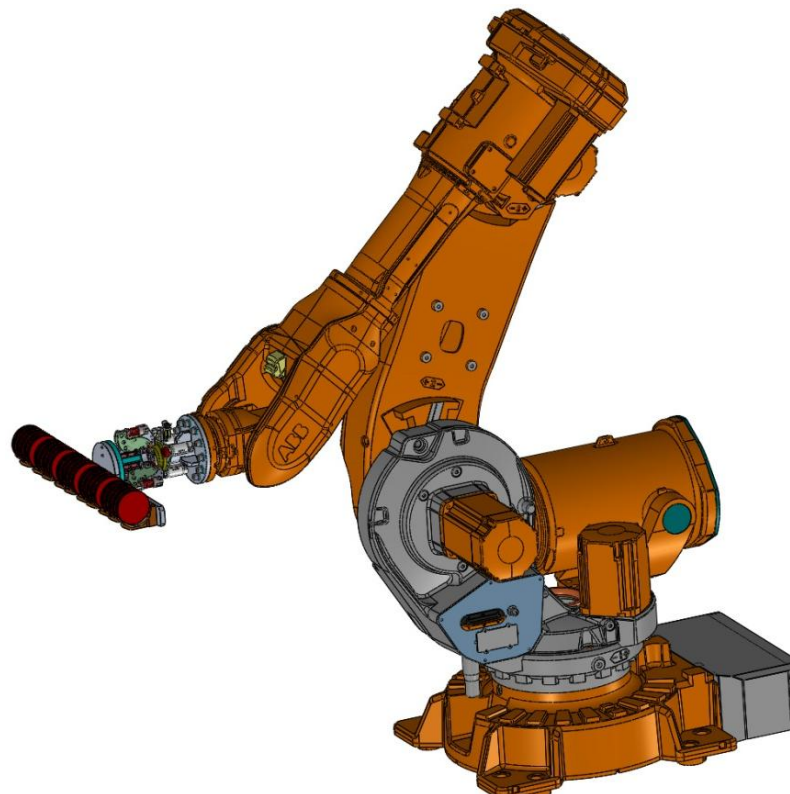




Příloha 7: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s přenašečem nosiče lodiček Si desek a se vsázkou Si desek.

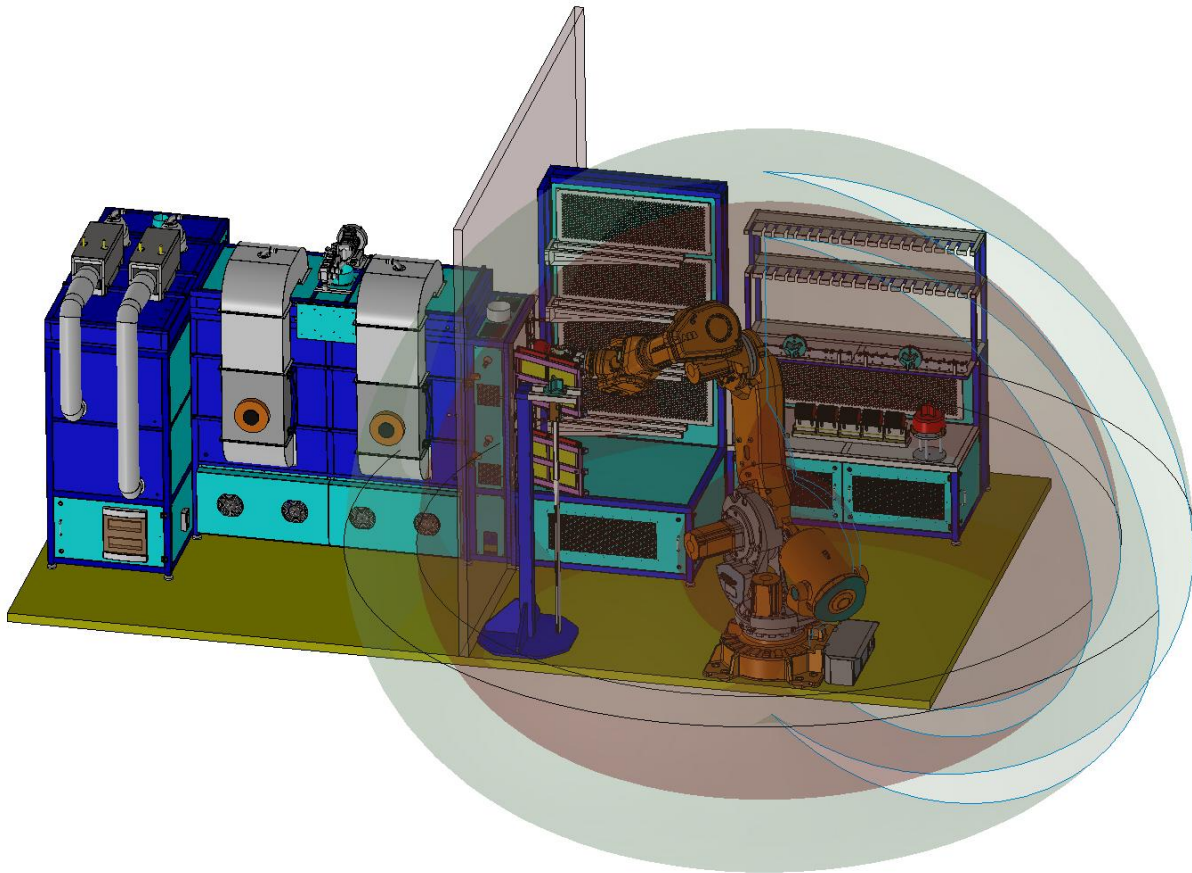


Příloha 8: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 s přenašečem lodiček Si desek a se vsázkou Si desek.

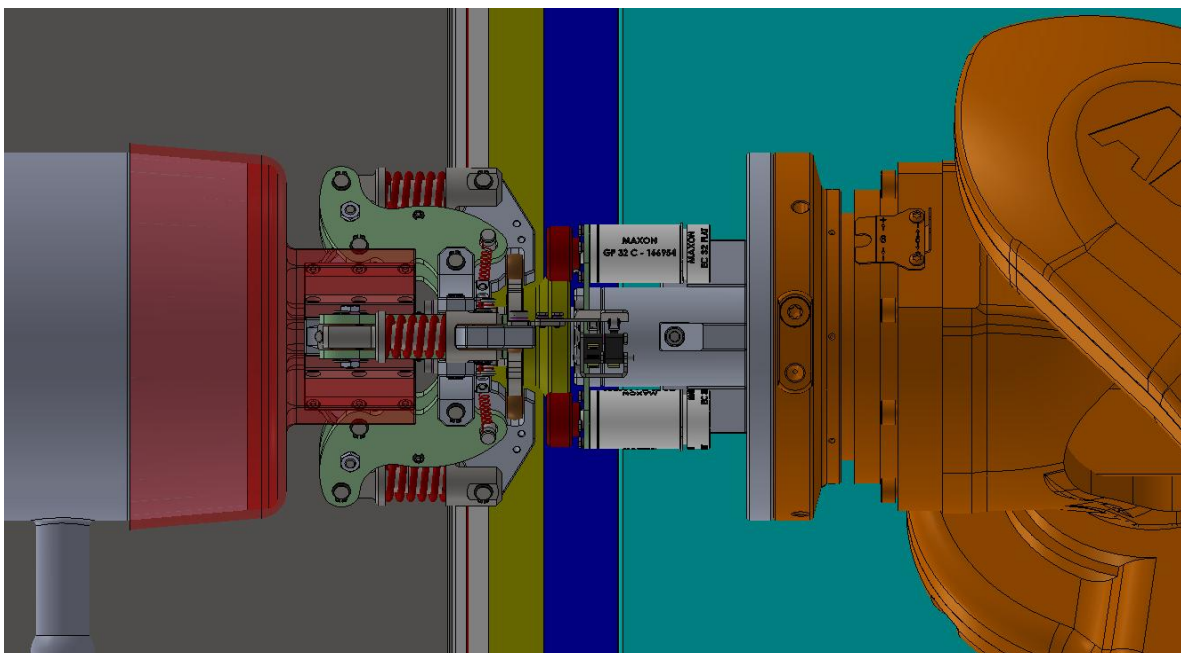




Příloha 9. Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěný v pracovišti difuzní polovodičové pece, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektem.

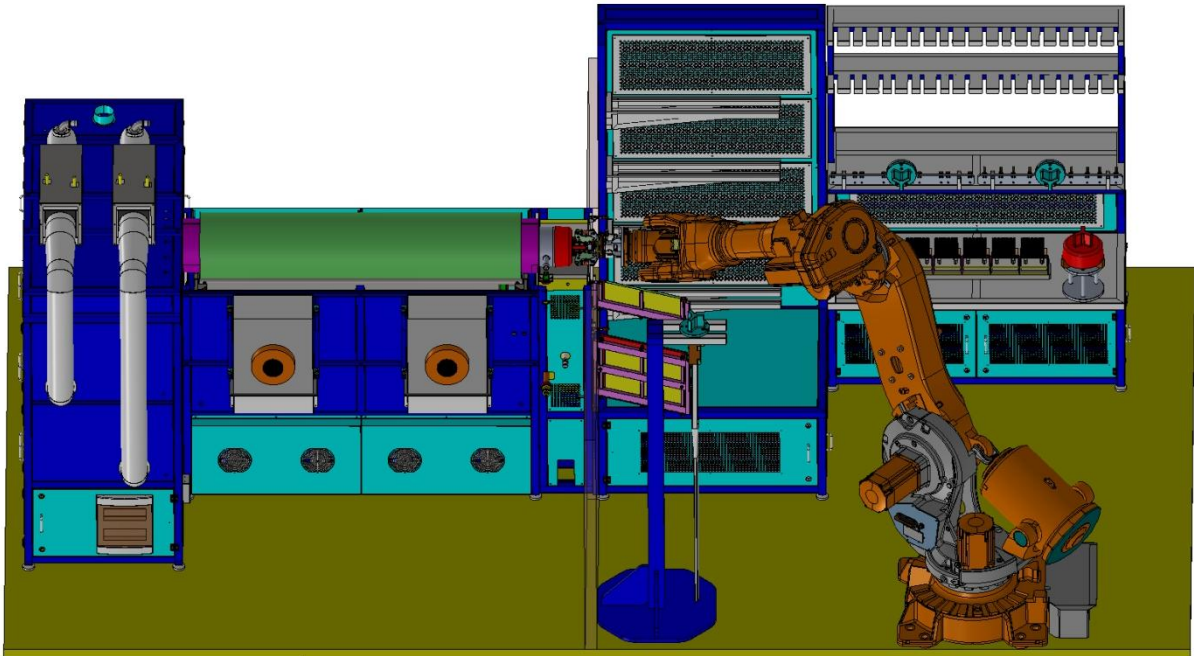


Příloha 10: Zobrazení skleněné zátky na zábrusu pr. trubice při úchopu koncovým efektem.

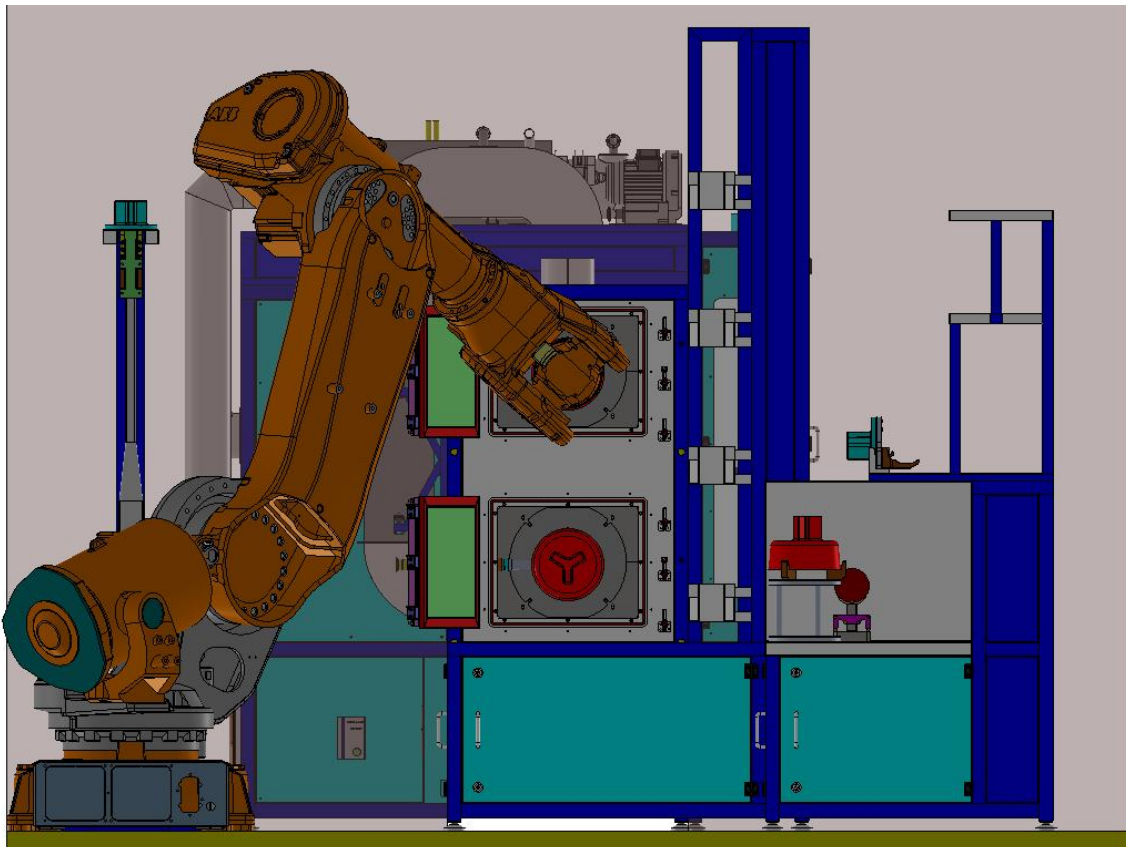




Příloha 11: Zobrazení stavu průmyslového robota s koncovým efektozem při úchopu skleněné zátky nasazené na zábrusu procesní trubice. Difuzní pec je zobrazena v řezu skrz druhou pozici.

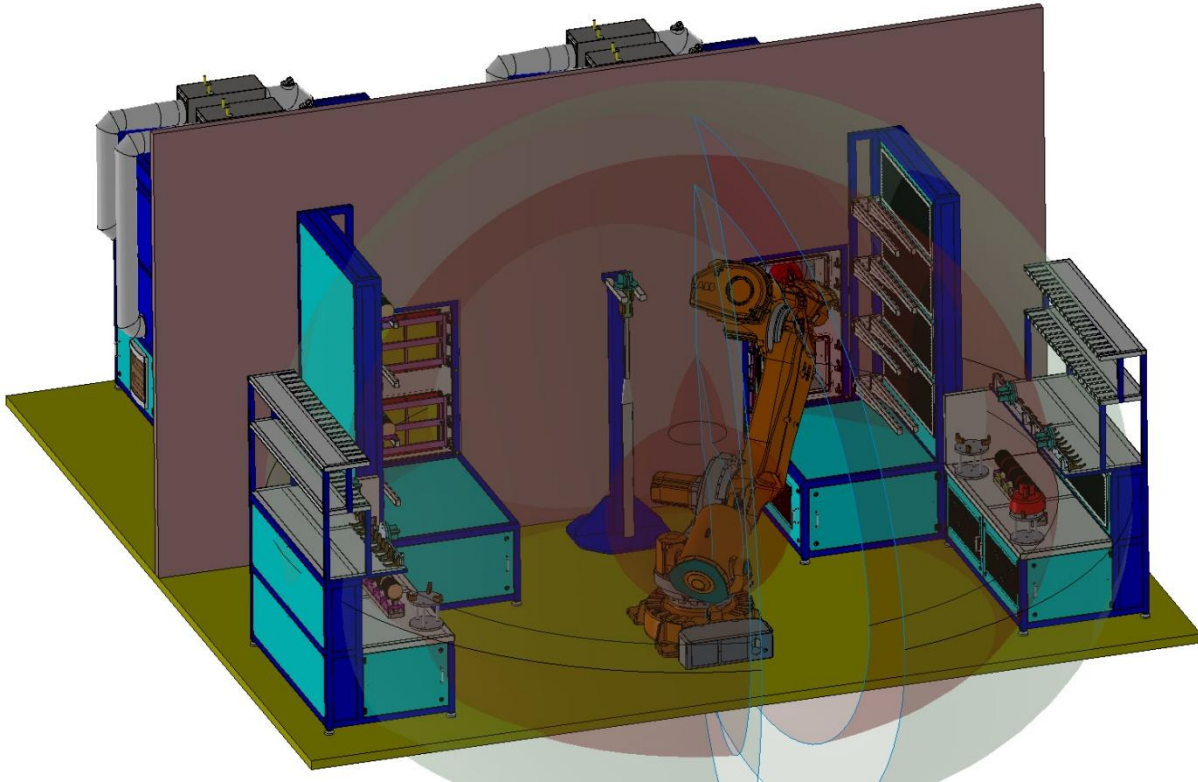


Příloha 12: Zobrazení robotizovaného pracoviště při pohledu z čistých prostorů do šedých prostorů.

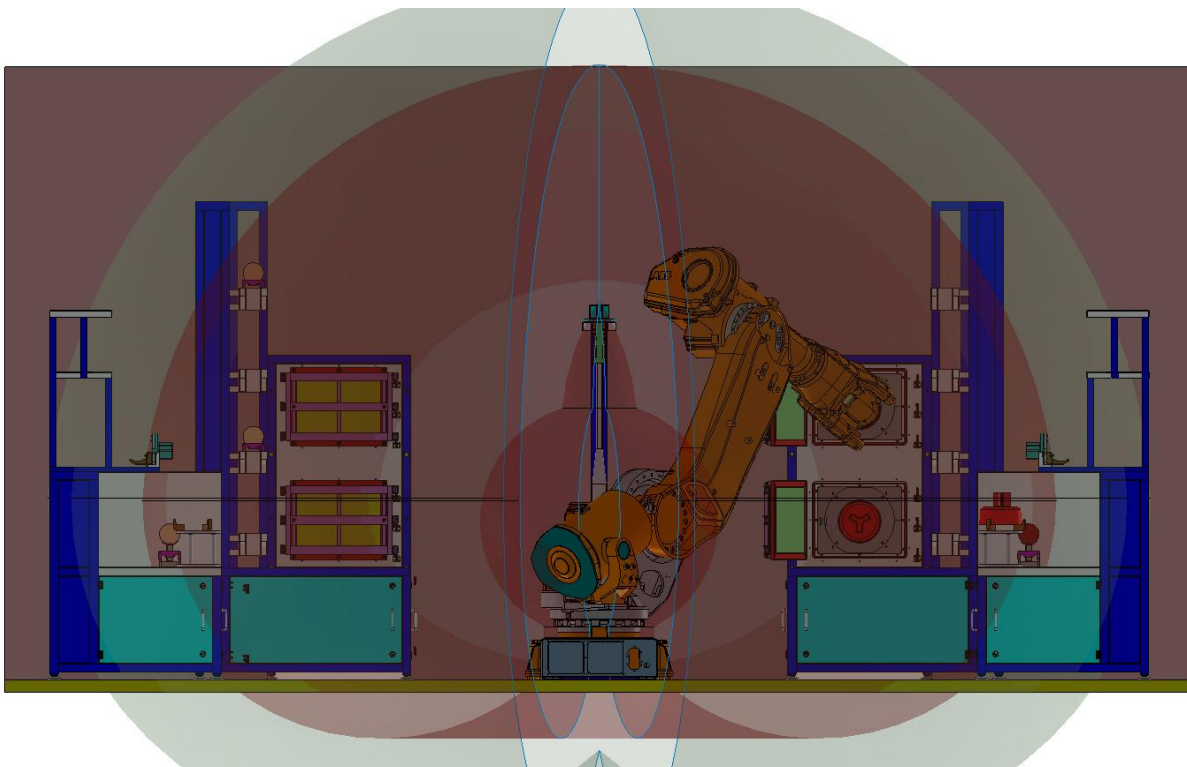




Příloha 13: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180 při obsluze dvou pracovišť difuzních polovodičových pecí.

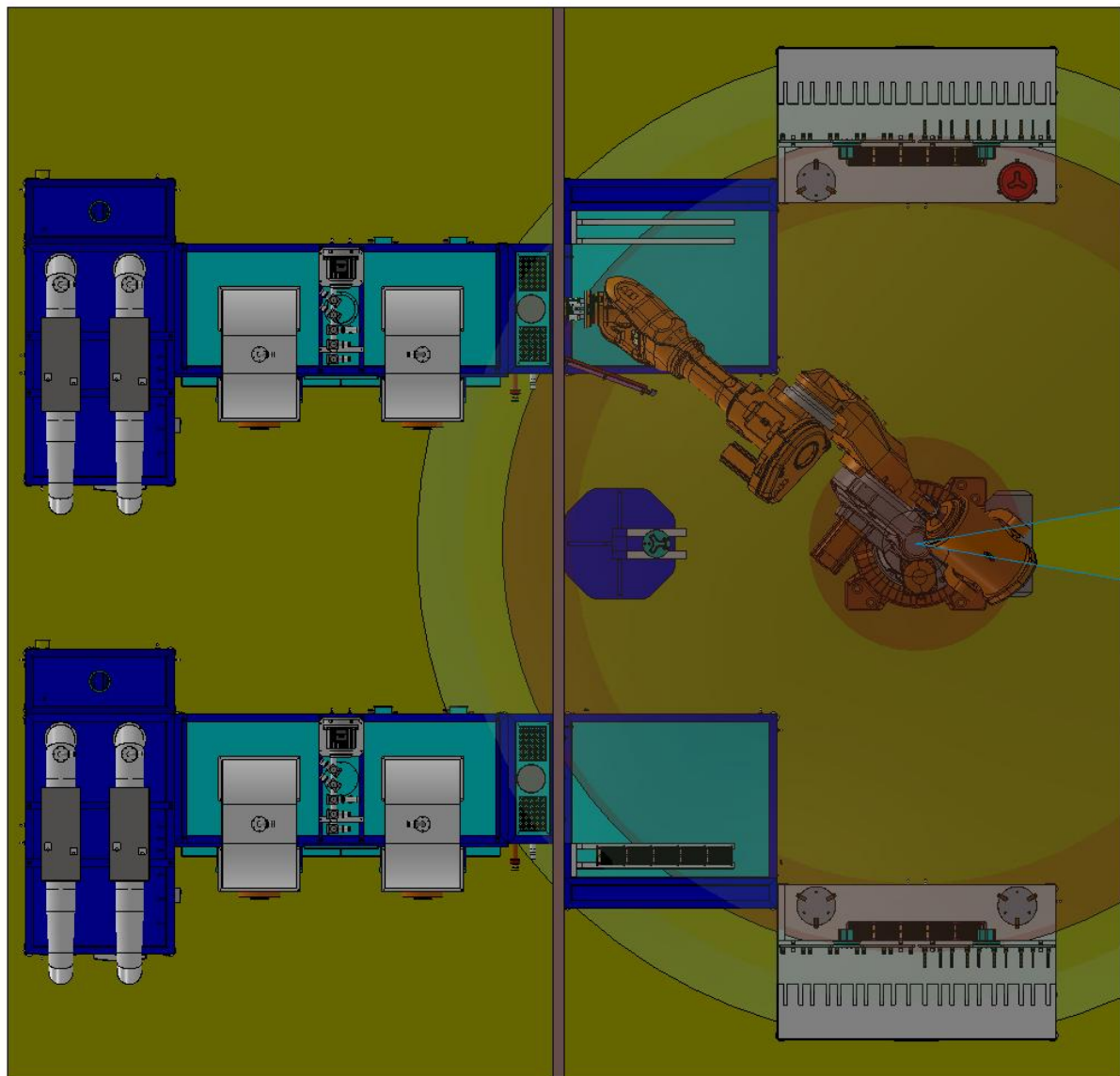


Příloha 14: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěný v pracovišti dvou difuzních polovodičových pecí, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektem.





Příloha 15: Průmyslový robot ABB IRB 6640-180, umístěný v pracovišti dvou difuzních polovodičových pecí, se zobrazeným pracovním rozsahem (vnitřní světle červená oblast) a se zobrazeným pracovním rozsahem tohoto robotu s navrženým koncovým efektořem při pohledu shora.




Příloha 16: Výpočet potřebné síly tažných pružin pro bezproblémové zajištění reverzního chodu čelistí.

Výstup výpočtu z programu Microsoft Office Excel 2007 je uvedený na vloženém listě v kapce na zadní desce této práce.

Příloha 17: Výpočet průběhů síly kladky F_{K1y} v závislosti na natočení centrální vačky.

Výstup výpočtu z programu Microsoft Office Excel 2007 je uvedený na vloženém listě v kapce na zadní desce této práce.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 136
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Příloha 18: Výpočet průběhu krouticího momentu centrální vačky v závislosti na jejím natočení.

Výstup výpočtu z programu Microsoft Office Excel 2007 je uvedený na vloženém listě v kapse na zadní desce této práce.

Příloha 19: Výpočet ozubeného soukolí mezi hnací jednotkou a centrální vačkou v programu MITCalc 1.40.

Výstup výpočtu z programu Microsoft Office Excel 2007 je uvedený na vloženém listě v kapse na zadní desce této práce.

Příloha 20: Stanovení závislosti poklesu uchopeného předmětu v čelistech koncového efektoru na tíze uchopeného předmětu.

Výstup výpočtu z programu Microsoft Office Excel 2007 je uvedený na vloženém listě v kapse na zadní desce této práce.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Příloha 21: Rozpis cenové kalkulace vyráběných dílů koncového efektoru.

Název dílce	Číslo výkresu	Typ	Počet kusů	Cena za kus [kč]	Celková cena [kč]
Tlačný píst	3-DP14-2	svarek	1	100	100
Centrální čep	3-DP14-3	obráběný díl	1	1680	1680
Distanční vložka	3-DP14-4	obráběný díl	3	220	660
Čep	3-DP14-5	obráběný díl	6	118	708
Čep	3-DP14-6	obráběný díl	3	145	435
Čep	3-DP14-7	obráběný díl	3	133	399
Čep	3-DP14-8	obráběný díl	3	173	519
Čep	4-DP14-9	obráběný díl	3	48	144
Čep	3-DP14-10	obráběný díl	3	82	246
Čep	4-DP14-11	obráběný díl	3	44	132
Vložka	4-DP14-12	obráběný díl	3	83	249
Píst	3-DP14-13	obráběný díl	3	660	1980
Vídlíce	3-DP14-14	obráběný díl	3	1090	3270
Kladka	4-DP14-15	obráběný díl	3	230	690
Tělo	2-DP14-16	obráběný díl	1	3860	3860
Malá příruba	3-DP14-17	obráběný díl	1	2310	2310
Základní příruba	3-DP14-18	obráběný díl	1	3450	3450
Deska	4-DP14-19	výpalek	1	147	147
Deska	4-DP14-20	výpalek	1	94	94
Vložka	4-DP14-21	výpalek	6	37	222
Kříž	3-DP14-22	obráběný díl	1	2980	2980
Úchyt	3-DP14-23	obráběný díl	1	2700	2700
Rameno vnitřní	2-DP14-24	obráběný díl	3	2220	6660
Žebro	3-DP14-25	obráběný díl	3	812	2436
Základní deska	2-DP14-26	obráběný díl	3	1900	5700
Dosedací segment	3-DP14-27	obráběný díl	3	1760	5280
Klín	4-DP14-28	obráběný díl	3	75	225
Rameno vnější	3-DP14-29	výpalek	6	170	1020
Centrální vačka	3-DP14-30	obráběný díl	1	2350	2350
Montážní deska	3-DP14-31	výpalek	1	245	245
Doraz	4-DP14-32	výpalek	3	48	144
Deska	4-DP14-33	výpalek	6	29	174
Píst	4-DP14-34	výpalek	3	48	144
Konzola	4-DP14-35	ohýbaný díl	1	109	109
Deska	4-DP14-36	výpalek	1	153	153
Držák	4-DP14-37	výpalek	1	181	181
Doraz	4-DP14-38	ohýbaný díl	1	150	150
Doraz	4-DP14-39	ohýbaný díl	1	302	302
Držák	3-DP14-40	ohýbaný díl	1	131	131
Pastorek	3-DP14-41	obráběný díl	3	585	1755
Kolo	2-DP14-42	obráběný díl	1	1830	1830
Celková cena vyráběných dílů koncového efektoru					55964