

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

SERVOELEKTRICKÁ UPÍNACÍ JEDNOTKA

SERVODRIVE CLAMPING UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. TOMÁŠ ŠTEFÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. BRONISLAV FOLLER, PH.D.

BRNO 2007

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Štefánek

který/která studuje v magisterském navazujícím 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:

Servoelektrická upínací jednotka

v anglickém jazyce:

Servodrive Clamping Unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh servoelektrického pohonu upínací jednotky s mechanickým nebo pneumatickým multiplikátorem. Jednotka má sloužit k silovému upnutí dílců v tažném technologickém zařízení. Rám jednotky je sestaven z pevné a pohyblivé upínací čelisti a je samonosný. Jednotka má být řešena jako vestavný modul. Úkolem je navrhnout hlavní pohonnou jednotku pro pohyblivou upínací čelist.

Zadané parametry:

Rozsah pracovního zdvíhu: 0 – 15 mm

Rozsah přestavení: 0 – 250 mm, Max. upínací síla: 80 kN

Max. rozměry - délka: 700 mm

Max. rozměry - šířka: 400 mm, Max. rozměry - výška: 250 mm

Připojovací rozměry jednotky: plocha 700 x 350 mm (l x š)

Cíle diplomové práce:

Vypracovat návrh konstrukčního řešení, výkresy sestavy, výrobní výkresy tří zadaných součástí, kusovník

Výpočtová zpráva musí obsahovat výpočty pohonů, konstrukčních uzlů a jejich kontrolu a dále potřebné pevnostní výpočty a analýzy. Návrh ošetření tribotechnických uzlů. Analýzu konstrukce z hlediska provozní bezpečnosti dle NV 24/2003 a analýzu bezpečnostních rizik. Součástí práce musí být i ekonomická analýza výsledného řešení.

Seznam odborné literatury:

1. ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M. Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů I a II. Technický průvodec 6 Praha: SNTL, 1990.
3. NĚMEC, J.; DVOŘÁK, J.; HOSCHL, C. Pružnost a pevnost ve strojírenství. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988.
4. Strojírenská příručka 1. - 8. díl. 1. vyd. Praha: Scientia. 1992-1998, ISBN 80-03-00-680-5

Vědoucí diplomové práce: Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 1.12.2008

L.S.

Miestoprísasžné prehlásenie

Prehlasujem, že som bol oboznámený s predpismi pre vypracovanie diplomovej práce a že som celú diplomovú prácu aj s výkresovou dokumentáciou vypracoval samostatne.

Mesto, dátum:

Podpis:

Pod'akovanie

Na tomto mieste by som chcel poďakovať môjmu vedúcemu diplomovej práce Ing. Bronislavu Follerovi, Ph.D. za užitočné pripomienky a rady pri tvorbe tejto diplomovej práce.

Anotácia

Obsahom diplomovej práce je navrhnutie konštrukcie upínacej jednotky s mechanickým multiplikátorom. Jednotka bude slúžiť k technologickému upínaniu dielcov v technickom zariadení. Mojou úlohou bolo zvoliť spôsob konštrukcie a navrhnuť hlavnú pohonovú jednotku pre upínanie čelustí. Vybral som riešenie s mechanickým multiplikátorom. Rám jednotky je zostavený z pevnej a pohyblivej upínacej čelusti a je samonosný. Jednotka je riešená ako vstavaný modul.

Celá konštrukcia musela byť navrhnutá tak, aby splnila počiatočné parametre uvedené v zadaní práce. Medzi hlavné parametre patrí spínacia sila 80kN, potom rozsah pracovného zdvihu 15 mm a veľkosť prestavenia, čo je 250 mm. Taktiež sú v zadaní uvedené rozmerové obmedzenia: dĺžka, šírka, výška a pripojovacie rozmery jednotky.

Annotation

The aim of this thesis is to design a clamping unit with mechanical multiplier. Unit will serve as a technological clamping element in the technical equipment. My task was to select the method of construction and design driving main unit for grip jaw. I chose a solution with a mechanical multiplier. The frame unit is made up of fixed and sliding clamping jaw and is self. Unit is designed as a built module.

The entire structure must be designed to meet the initial parameters specified in the award of thesis. The main parameters include clamping strength of 80kN, the extent of working stroke 15 mm and the size of a scroll, which is 250 mm. They are also listed in the award size constraints: the length, width, height dimensions and the coupling unit.

OBSAH

Zadanie	
Miestoprísasné prehlásenie	
Podakovanie	
Anotácia	
Obsah	06
Súpis použitých symbolov	09
Súpis obrázkov.....	12
Popis problematiky zadania úlohy	14
Popis účelu navrhovaného zariadenia	15
Úvod do problematiky	16
1.1. Pultrúzne stroje.....	16
1.2. Multiplikátor	17
1.2.1. Pneumatické a pneumacko-hydraulické multiplikátory	17
1.2.2. Multiplikátor v pohone hydraulického tvárniaceho stroja.....	18
1.2.3. Princíp činnosti hydraulicko-pneumatického multiplikátora od firmy TOX.....	19
1.3. Servomechanizmy	19
1.3.1. Pneumatické, hydraulické:	20
1.3.2. Elektrické servomechanizmy	20
1.4. Gul'kové skrutky	23
Varianty riešenia prenosu sily od hnacieho motora.....	24
1.5. Riešenie pomocou gul'kovej skrutky a elektromotora	24
1.6. Riešenie pomocou vačkového mechanizmu:	26
1.7. Riešenie pomocou kolenového mechanizmu:	27
Varianty základnej konštrukcie rámu zariadenie.....	30
1.8. Prvý variant základnej konštrukcie	30
1.9. Druhý variant základnej konštrukcie	30
1.10. Tretí variant základnej konštrukcie	31
1.11. Štvrtý variant základnej konštrukcie	31
Výber varianty	32
Popis základných a dôležitých súčastí mechanizmu.....	33
1.12. Základný rám.....	33

1.13.	Horný nosník	34
1.14.	Pohyblivá čeľusť	35
1.15.	Kolenový mechanizmus	36
1.16.	Držiak motora.....	37
1.17.	Upevnenie držiaku motora	38
1.18.	INA radiálne/axiálne ložisko ZARN2572-TV	38
1.19.	Gul'ková skrutka NSK RNFTL5016A5	39
1.20.	Kĺzne puzdrá iglidur G – typ F.....	40
1.21.	Spojka Hafner MKJ-S 15	40
1.22.	Kryt kolenového mechanizmu.....	41
	Dôležité konštrukčné uzly	42
	Popis základnej kinematiky mechanizmu.....	44
	Kinematika kolenového mechanizmu popísané	46
	prostredníctvom zdvihovej funkcie	46
	Výpočet požadovanej sily od gul'kovej skrutky pre vyvodenie	47
	pracovnej sily 80kN.....	47
1.23.	Požadovaná sila pre α maximálne	47
1.24.	Požadovaná sila pre α minimálne.....	47
	Stanovenie trvanlivosti gul'kovej skrutky.....	48
1.25.	Popis oblastí pohybu	48
1.26.	Výpočet normálovej sily	48
1.27.	Výpočet trecej sily.....	48
1.28.	Výpočet síl v jednotlivých oblastiach	49
1.29.	Popis oblastí pohybu	49
1.30.	Výpočet otáčok posuvu	49
1.31.	Otáčky v jednotlivých oblastiach	49
1.32.	Výpočet stredných otáčok	50
1.33.	Stredná sila od vonkajšieho zaťaženia	50
1.34.	Trvanlivosť	50
	Stanovenie trvanlivosti ložiska	51
1.35.	Výpočet radiálnej sily od gul'kovej skrutky	51
1.36.	Dynamická axiálna únosnosť ložiska ZARF.....	51

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

1.37.	Dynamická radiálna únosnosť ložiska ZARF	51
	Návrh motora	52
1.38.	Teoretická účinnosť	52
1.39.	Teoretická účinnosť nepriama	52
1.40.	Skutočná účinnosť	52
1.41.	Vstupný moment pre pohotovostný stav	52
1.42.	Výkon nutný v pohotovostnom stave	52
	Kontrola čapov	53
1.43.	Kontrola čapu A na strih	53
1.44.	Kontrola čapu B na strih	54
1.45.	Kontrola čapu B na ohyb	55
1.46.	Kontrola čapu C na strih	56
1.47.	Kontrola čapu C na ohyb	58
1.48.	Kontrola čapu D na strih	58
	Spôsob regulácie sily pri upínaní	60
	Mazanie	61
1.49.	Mazanie radiálno axiálneho ložiska	61
1.50.	Mazanie klzných puzdier	61
1.51.	Mazanie guľkovej skrutky	61
	Záver	63
	Zoznam použitej literatúry a www stránok	65

Súpis použitých symbolov

β	[°]	uhol vychýlenia horného ramena
ν	[°]	uhol vychýlenia dolného ramena
α	[°]	uhol vychýlenia horného aj dolného
L_1	[mm]	dĺžka horného rameno
L_2	[mm]	dĺžka dolného rameno
L	[mm]	dĺžka ramien
h	[mm]	pracovný zdvih
y	[mm]	ypsilonová zložka ramena
x_0	[mm]	xová zložka ramena
Δx	[mm]	dĺžka posunutia od počiatočnej polohy
F	[N]	spínacia pracovná sila
a	[mm]	dĺžka ramena kolenového mechanizmu
$\alpha_{\max}$	[°]	maximálny uhol medzi ramenom a zvislou polohou (štartovacia pozícia)
$\alpha_{\min}$	[°]	minimálny uhol medzi ramenom a zvislou polohou (koncová poloha)
a	[m/s ²]	zrýchlenie
ξ	[mm]	rameno valivého odporu
R	[mm]	polomer guľky guľkovej skrutky
m	[kg]	hmotnosť pôsobiaca na guľkovú skrutku
g	[m/s ²]	gravitačné zrýchlenie
F_N	[N]	normálová sila
F_P	[N]	pracovná sila
F_t	[N]	trecia sila
L_g	[mm]	dĺžka guľkovej skrutky medzi ložiskom a voľným koncom
d_0	[m]	priemer guľkovej skrutky
ρ_{oceli}	[kg/m ³]	hustota ocele
P_h	[m]	stúpanie guľkovej skrutky
K	[]	koeficient
R_e	[MPa]	medza klzu
K	[]	súčiniteľ bezpečnosti

d	[m]	priemer čapu
r	[m]	polomer čapu
A	[N]	záťažová sila
B	[N]	záťažová sila
l	[m]	rameno na ktorom pôsobí sila B
C	[N]	záťažová sila
D	[N]	záťažová sila
A_F	[J]	práca od guľkovej skrutky
$n_{\text{posuvové}}$	[ot/min]	otáčky posuvu
n_m	[min ⁻¹]	stredné otáčky
F_{m12}	[N]	stredná sila od vonkajšieho zaťaženia
C_a	[]	dynamická únosnosť guľkovej skrutky
L_1	[otáčky]	trvanlivosť guľkovej skrutky v otáčkach
L_{h1}	[hodiny]	trvanlivosť guľkovej skrutky v hodinách
C_a	[N]	dynamická únosnosť ložiska
L_{10}	[otáčky]	trvanlivosť ložiska v otáčkach
L_h	[hodiny]	trvanlivosť ložiska v hodinách
η	[]	teoretická účinnosť
η'	[]	teoretická účinnosť nepriama
η_p	[]	skutočná účinnosť
T	[Nm]	vstupný moment pre pohotovostný stav
P_p	[Nm]	výkon nutný v pohotovostnom stave
σ_{dov}	[MPa]	dovolené normálové napätie
τ_{dov}	[MPa]	dovolené šmykové napätie
τ_A	[MPa]	šmykové napätie v priečnom reze
τ_B	[MPa]	šmykové napätie v priečnom reze
M_o	[Nm]	maximálne ohybové napätie
W_o	[mm ³]	prierezový modul v ohybe
σ_o	[MPa]	ohybové napätie
d	[m]	vnútorný priemer ložiska
D	[m]	vonkajší priemer ložiska
H	[m]	dĺžka ložiska

C_a	[N]	základná axiálna dynamická únosnosť ložiska
C_{0a}	[N]	základná axiálna statická únosnosť ložiska
C_r	[N]	základná radiálna dynamická únosnosť ložiska
C_{0r}	[N]	základná radiálna statická únosnosť ložiska
D_m	[mm]	priemer piestu nízkotlakovej časti multiplikátora
d_m	[mm]	priemer piestu vysokotlakovej časti multiplikátora
p	[MPa]	tlak pracovnej kvapaliny v nízkotlakovej časti multiplikátora
η_m	[]	účinnosť multiplikátora

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Súpis obrázkov

Obr. 1 Schéma automatizovanej linky na výrobu kompozitných tyčových profilov

Obr. 2 Schéma princípu práce pultruzneho stroja

Obr. 3 Multiplikátor v pohone hydraulického tvárniaceho stroja

Obr. 4 princíp činnosti multiplikátora od firmy TOX

Obr. 5 Príklad servomechanizmu

Obr. 6 Príklad regulačnej štruktúry servomechanizmu

Obr. 7 Servomotory od firmy Siemens

Obr. 8 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 9 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 10 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 11 Variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 12 Variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 13 Variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 14 Variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 15 Variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 16 Variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Obr. 17 Variant 1 základnej konštrukcie rámu

Obr. 18 Variant 2 základnej konštrukcie rámu

Obr. 19 Variant 3 základnej konštrukcie rámu

Obr. 20 Variant 4 základnej konštrukcie rámu

Obr. 21 Riešený variant s kolenovým mechanizmom

Obr. 22 Základný rám

Obr. 23 Horný nosník

Obr. 24 Pohyblivá čeľusť

Obr. 25 Kolenový mechanizmus

Obr. 26 Držiak motora

Obr. 27 Upevnenie držiaku motora

Obr. 28 INA radiálne/axiálne ložisko ZARN2572-TV

Obr. 29 Gul'ková skrutka NSK RNFTL5016A5

Obr. 30 Kĺzne puzdrá iglidur G – typ F

Obr. 31 Spojka Hafner MKJ-S 15

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Obr. 32 Kryt kolenového mechanismu
 Obr. 33 Kryt kolenového mechanismu
 Obr. 34 Konštrukčný uzol 1
 Obr. 35 Konštrukčný uzol 2
 Obr. 36 Konštrukčný uzol 3
 Obr. 37 Konštrukčný uzol 4
 Obr. 38 Konštrukčný uzol 5
 Obr. 39 Popis základnej kinematiky mechanismu
 Obr. 40 Kinematika kolenového mechanismu
 Obr. 41 Kinematika kolenového mechanismu
 Obr. 42 Schéma pre výpočet sily F_0
 Obr. 43 Kontrola čapu A
 Obr. 44 Kontrola čapu B
 Obr. 45 Kontrola čapu C
 Obr. 46 Kontrola čapu D
 Obr. 47 Mazanie radiálno axiálneho ložiska
 Obr. 48 Mazanie klzných puzdier
 Obr. 49 Mazanie guľkovej skrutky

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Popis problematiky zadania úlohy

Návrh servoelektrického pohonu spínacej jednotky s mechanickým alebo pneumatickým multiplikátorom. Jednotka bude slúžiť k silovému upnutiu dielcov v ťažnom technologickom zariadení.

Rám jednotky bude zostavený z pevnej a z pohyblivej spínacej čeľusti. Jednotka bude riešená ako prístaviteľný modul. Cieľom je navrhnuť hlavnú pohonovú jednotku pre pohyblivú spínaciu čeľusť.

Zadané parametre:

Rozsah pracovného zdvihu: 0 – 15 mm

Rozsah prestavenia: 0 – 250 mm

Max. spínacia sila: 80 kN

Max. rozmery – dĺžka: 700 mm

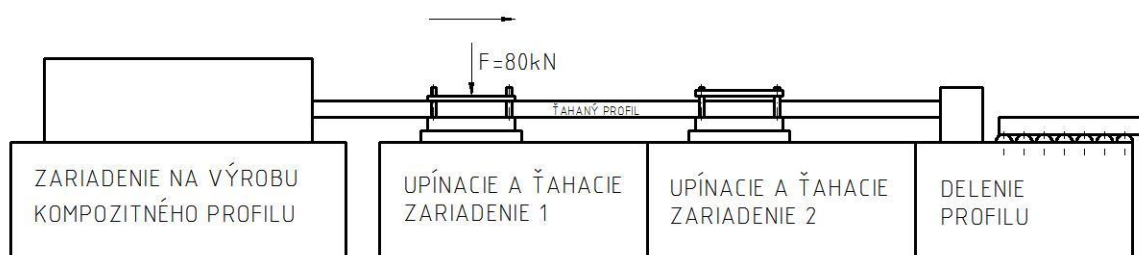
Max. rozmery – šírky: 400 mm

Max. rozmery – výška: 250 mm

Pripojovacie rozmery jednotky: 700 x 350 mm

Popis účelu navrhovaného zariadenia

Podľa zadania mám navrhnuť zariadenie, ktoré bude použité v automatickej výrobní linke na výrobu kompozitných profilov. Mnou navrhnuté zariadenie bude využité pre upnutie profilu silou 80kN a následné ťahanie.



Obr. 2.1 Schéma automatizovanej linky na výrobu kompozitných tyčových profilov

Princíp práce:

Celá automatizovaná linka je schematicky popísaná na obrázku.

V prvej fáze, zjednodušene povedané, zo zariadenia vychádza vyrobený tyčový profil za pomoci mnou navrhnutého upínacieho a ťažného zariadenia. Princíp spočíva v tom že prvý upínač zopne profil tým, že ho pritlačí pohyblivou čeľusťou silou 80kN. V ďalšej fáze začne profil ťahať smerom k druhému upínaču, ktorý stojí na mieste a je otvorený. Pri dosiahnutí krajnej polohy prvého upínača a následného rozopnutia začne pracovať upínač druhý. A to tak, že pritlačí pohyblivú čeľusť k profilu silou 80kN a začne ho ťahať smerom k deliacemu zariadeniu. Upínač prvý sa pri tom vráti do počiatočnej polohy.

Zjednodušene ide o podávanie si tyčového profilu medzi dvoma upínacími zariadeniami, z ktorých jedno ťahá profil a druhé sa vracia do počiatočnej polohy.

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Úvod do problematiky

1.1. *Pultrúzne stroje*

Pultrúzia predstavuje kontinuálny výrobný proces kompozitných profilov, ktoré majú konštantný priečny prierez a sú využívané pre špeciálne účely.

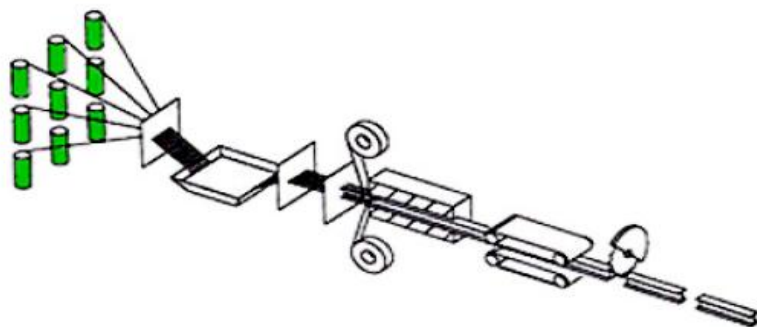
Pultrúzia je založená na ťahaní vystužujúceho materiálu (vlákien), ktorý je ťahaný cez navádzacie prvky. Nimi sa vlákna precízne rozmiestňujú podľa tvaru priečneho prierezu výrobku. Následne sú možné dva spôsoby ich kontaktu s matricou. Vlákna sú buď vedené cez impregnačnú vaňu, kde sa presycujú matricou a táto zmes presýtených vlákien a matrice sa vedie do formy, kde dôjde ku konečnému sformovaniu a k vytvrdeniu do požadovaného tvaru. Živičná kúpeľ môže obsahovať plnivá, farbivá, retardéry horenia prípadne ďalšie prísady pre zlepšenie vlastností.

Druhou možnosťou je takzvané vstrekovanie, pri ktorom dochádza k vtiahnutiu výstuže do formy, do ktorej je vstrekovávaná živica. Vo forme je profil prehrievaný a dochádza k jeho vytvrdeniu. Ku konečnému vytvrdeniu dochádza v poslednej časti výrobného zariadenia. Profil opúšťajúci výrobné zariadenie je celý tvarovo stály a pevný.

Injekčná metóda je uzavretý proces, ktorý udržuje vyparovanie rozpúšťadiel minimálnej úrovne. Tým sa zaisťuje dobré pracovné prostredie v porovnaní s tradičnou pultrúziou, kde sa výstuž vedie otvorenou vaňou obsahujúcou matricu.

Následne je profil ťahaný k píle, ktorá reže profil na stanovenú dĺžku.

Tvary a rozmery kompozitných profilov vyrobené pultrúznou technológiou sú závislé na stroji a jeho príslušenstve. Súvisí to s jeho mohutnosťou, teda veľkosťou ťažnej sily a na možnostiach jeho ovládania, teda merania rýchlosti ťahania, regulácia teploty, atď. Takzvané laboratórne stroje umožňujú vyrobiť profil do šírky asi 300 mm, na štandardných strojoch sa dosiahne šírka od 500 do 1000 mm. Výška profilu býva obyčajne maximálne 500 mm. Rozhodne to však neznamená, že by maximálny prierez výrobku zodpovedal týmto rozmerom. Nedá sa jednoducho vyrobiť profil o rozmere 1000 x 500 mm. Maximálna hrúbka stien závisí na možnostiach prehriatia materiálu a teda na kvalite procesu polymerizácie, pohybuje sa okolo 50 mm. [15]



Obr. 3.1.1 Schéma principu práce pultruzneho stroja [15]

1.2. Multiplikátor

Multiplikátor je zariadenie zvyšujúce účinnosť iného zariadenia alebo stroja. Multiplikátory môžu byť: mechanické, hydraulické, pneumatické, elektrické. V technickej praxi sú najčastejšie vyžívané pneumaticko-hydraulické.

1.2.1. Pneumatické a pneumaticko-hydraulické multiplikátory

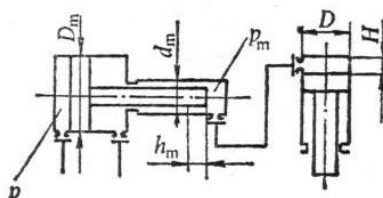
Ak si vyžaduje menšia časť aplikácie (napr. jeden alebo niekoľko pneumatických pohonov) vyšší tlak, než aký je k dispozícii v hlavnom rozsahu, tak je často výhodné použiť zosilňovač tlaku – multiplikátor. Toto zariadenie zosilní tlak pre požadovanú časť technického procesu. Nasadenie multiplikátora je často finančne ďaleko výhodnejšie, než zvýšenie tlaku v celej sieti rozvodu stlačeného vzduchu. Medzi typické aplikácie patria rôzne technické operácie, kde je nutné zväčšiť silu pneumatického pohonu a z priestorových dôvodov nie je možné použitie valca s väčším priemerom, ďalej napr. upínanie, lisovanie, strihanie, skúšanie, skúšanie tesnosti, tlakové skúšanie atď.

Multiplikátor pracuje na princípe pneumaticky poháňaného piestového kompresoru. Jeho základom je dvojica piestov. Pokiaľ je plocha obidvoch piestov rovnaká, potom privádzame stlačený vzduch k piestu z rovnakej strany, a vo výstupnej komore je dvojnásobný tlak oproti tlaku na vstupe. Vďaka využitiu mechanicky ovládaných ventilov vnútri multiplikátora sú zdvihy piestu pri pohybe v oboch smeroch pracovné. Pokiaľ je plocha piestov rozdielna, potom pri pracovnom zdvihu privádzame stlačený vzduch iba na väčšiu z nich a vo výstupnej komore pod menším z piestov sa tlak zväčšuje úmerne k pomeru plôch piestov. Pri spätnom pohybe piesta nedochádza k zvýšeniu tlaku. V oboch prevedeniach sa automaticky zastaví chod multiplikátora po dosiahnutí požadovanej hodnoty tlaku a pri poklese tlaku pod túto

hodnotu dôjde naopak k jeho automatickému spusteniu. Z uvedeného princípu činností vyplýva, že multiplikátor pracuje úplne samostatne, mechanicky, iba s využitím energie stlačeného vzduchu. V tele zosilňovača môžu byť zabudované manometre pre kontrolu vstupného a výstupného tlaku. Na výstupe z multiplikátora je pulzujúci tlak, ktorí je dobré pred ďalším spracovaním ustáliť. Preto je dobré zapojiť za multiplikátor vzdušník odpovedajúceho objemu. [11]

1.2.2. Multiplikátor v pohone hydraulického tvárniaceho stroja

- spočíva vo zvýšení tlaku pracovnej kvapaliny v obvode tvárniaceho stroja
- spočíva v prevedení multiplikátora ako jednoplnžerového generátora.



Obr. 3.2.2.1 Multiplikátor v pohone hydraulického tvárniaceho stroja [11]

Multiplikátor pozostáva z niekoľko (spravidla dvoch) valcov rôznych priemerov. Nízkotlakový valec je spojený s prívodom stlačeného plynu alebo s hydraulickým obvodom nižšieho tlaku.

Zapojenie prvého typu multiplikátora je na obr.3.2.2.1

Tlak na vysokotlakovej strane bude

$$p_m = \left(\frac{D_m}{d_m} \right)^2 p \cdot \eta_m$$

D_m – priemer piestu nízkotlakovej časti multiplikátora

d_m – priemer piestu vysokotlakovej časti multiplikátora

p – tlak pracovnej kvapaliny v nízkotlakovej časti multiplikátora

η_m – účinnosť multiplikátora ($\eta_m \sim 0,95$)

Zdvih piestu hydromotoru docielený jedným zdvihom multiplikátora je daný vzťahom

$$H = \left(\frac{D_m}{D} \right)^2 h_m \cdot \eta_0$$

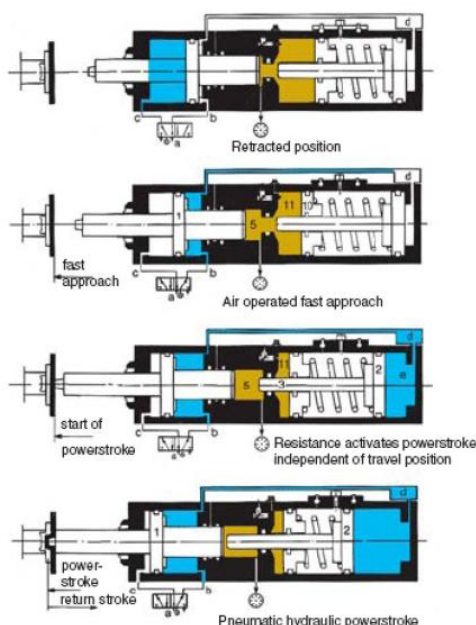
D – priemer piestu hydromotoru

h_m – zdvih piestu multiplikátora

η_0 – objemová účinnosť systému ($\eta_0 \sim 0,9$). [1]

1.2.3. Princíp činnosti hydraulicko-pneumatického multiplikátora od firmy TOX

1. Rýchloposuv – je uskutočňovaný pneumatickým valcom, pracovný piest sa vysúva rýchloposuvom, až do bodu, keď narazí na odpor. V pneumatickom valci vzrastá tlak vzduchu.
2. Pracovný zdvih – pracovný piest uzatvára tlakovú komoru s olejom a stláča olej v pracovnej oblasti od 5 do 400 barov. Tento tlak oleja spôsobí pracovný zdvih.
3. Spätný chod – návrat do počiatočnej pozície.
 - celkový zdvih až 400 mm
 - pracovný zdvih až 200 mm. [14]



Obr. 3.2.3.1 princíp činnosti multiplikátora od firmy TOX [14]

1.3. Servomechanizmy

SVM sú zvláštnym typom regulačných obvodov. SVM je definovaný ako zariadenie v ktorom výstupná veličina musí presne a rýchle sledovať zmeny veličiny vstupnej. Súčasne sa neustále porovnáva hodnota výstupnej a vstupnej veličiny tak, aby tento rozdiel bol v definovaných toleranciách v prechodnom aj ustálenom stave. [11]

- elektrické
- pneumatické
- hydraulické

1.3.1. Pneumatické, hydraulické:

Servomechanizmy, popřípadě servorozváděče sú mechanizmy, v ktorých veľkosť riadenia výstupného parametru presne odpovedá určitej nastavenej hodnote vstupného signálu. K zaistieniu tejto funkcie je nutné neustále kontrolovať hodnotu výstupného parametra, porovnávať ju s požadovanou hodnotou a v prípade rozdielu okamžite uskutočňovať potrebnú korekciu. K tomuto procesu slúži spätná väzba, ktorá je nutnou podmienkou pre existenciu servomechanizmu. Ďalším dôležitým znakom servomechanizmov je schopnosť malým výkonom riadiť veľký výstupný výkon. Zosilnenie môže prebiehať v jednom, vo dvoch alebo i v troch stupňoch. Vstupný signál býva väčšinou elektrický prúd, napätie, tlak plynu, alebo mechanická výchylka.



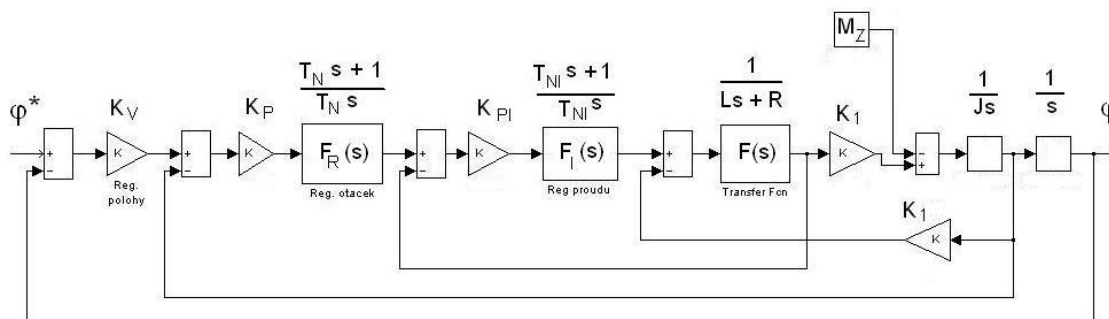
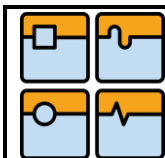
Obr. 3.3.1.1 Príklad servoventilu [9]

Najčastejšie sa stretávame s nasledujúcimi druhmi servomechanizmov

- polohový (slúži k nastavovaniu polohy/súradníc)
- rýchlostný (zabezpečuje riadenie rýchlosti posuvu alebo otáčok)
- silový (reguluje na určitú výstupnú silu motora). [9]

1.3.2. Elektrické servomechanizmy

Elektrický servopohon je regulačný pohon zložený zo servomotora, výkonového polohového meniča určeného pre napájanie a riadenie motora a z regulátora prúdu, otáčok a polohy. Súčasťou motora bývajú obvykle snímače rýchlosti a polohy.



Obr. 3.3.2.1 Příklad regulační štruktúry servomechanizmu [12]

Štandardná regulačná štruktúra polohová SVM je tvorená polohovou slučkou, ktorá je podriadená slučke otáčkovej. Otáčková slučka musí byť podriadená slučke prúdovej. Nevýhodou vlastností tejto kaskádovej štruktúry je ovplyvnenie prechodného deja nelineárnymi členmi (obmedzovač prúdu). Prúdová slučka zaisťuje rýchlu odozvu prúdu (momentu) na rýchle zmeny jeho riadiaceho signálu. Rýchla zmena momentu je podmienkou rýchleho odstránenia rýchlosti odchýlky pri regulácii rýchlostí.

Prúdová slučka musí byť rýchla s dobou odozvy 0,1 až 1 ms, čo je nutná požiadavka, aby bola kvalitná aj nadriadená rýchlostná slučka. Rýchlostná slučka ďalej zaisťuje, aby nedošlo k prekročeniu maximálneho dovoleného prúdu v obvode

SVM podľa typu regulačnej veličiny

- rýchlostná
- silová
- polohová

Regulácia rýchlosti je základnou a najpoužívanějšíou reguláciou v elektrických pohonoch. Otáčková spätná väzba umožňuje rýchle a presné sledovanie zadávanej rýchlosti. Zadávaná rýchlosť môže byť výstupom z nadradeného regulátora polohy.

Polohová slučka je nadradená otáčkovej slučke. Charakteristickým rysom uzavretej polohovej slučky je jej integračná charakteristika (poloha integrálom rýchlosti). Teoreticky je polohová odchýlka pri nulovej rýchlosti rovnako nulová. Výstup polohového regulátora je žiadaná hodnota otáčok.

Pri regulácii cieľovej je riadiaci signál určený iba cieľovou polohou. Pohon má za úlohu zmeniť svoju počiatočnú polohu na cieľovú. Cieľ môže byť: stojaci (cieľová regulácia z pokoja do pokoja), pohybujúci (cieľová regulácia za pohybu).

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Pri regulácii sledovacia riadiaca veličina obsahuje časový priebeh pohonu, ktorí musí pohon s minimálnou odchýlkou sledovať. Príkladom je pohon posuvu obrábacieho stroja s programovým riadením. [11]

Elektrické servomotory - rozdelenie:

Krokové, el. komutátorové, rovno smerné, synchronné, asynchronné, lineárne motory.



Obr. 3.3.2.2 Servomotory od firmy Siemens [16]

Výkonové meniče - rozdelenie:

Tranzistorové, tyristorové

Systémy riadenia servopohonov:

Autonómne, autonómne rýchlostné alebo polohové, riadiaci počítač

Regulačné obvody:

Senzory, regulátory.

Návrh servopohonu obsahuje:

Koncepcie pohonu, návrh a dimenzovanie servomotoru, návrh regulačnej štruktúry, optimalizácia výkonovej a regulačnej časti, požiadavky na diagnostiku servomotorov, napájacie siete, špeciálne požiadavky na konštrukčné prevedenie. [10]

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

1.4. Gul'kové skrutky

Gul'kové skrutky sú konštrukčné prvky pohybových častí zariadenia s vysokou premieňajúcou účinnosťou rotačný pohyb na priamočiary, vyznačujúce sa vysokou tuhosťou, presnosťou a trvanlivosťou.

Gul'kové skrutky vyžadujú presné a tuhé uloženie s rovnobežnosťou gul'kovej skrutky a vodiacich plôch do 0,02 mm/1000 mm, tiež uloženie maticovej jednotky musí zaisťovať jej kolmosť k pozdĺžnej osi skrutky do 0,02 mm/1000mm.

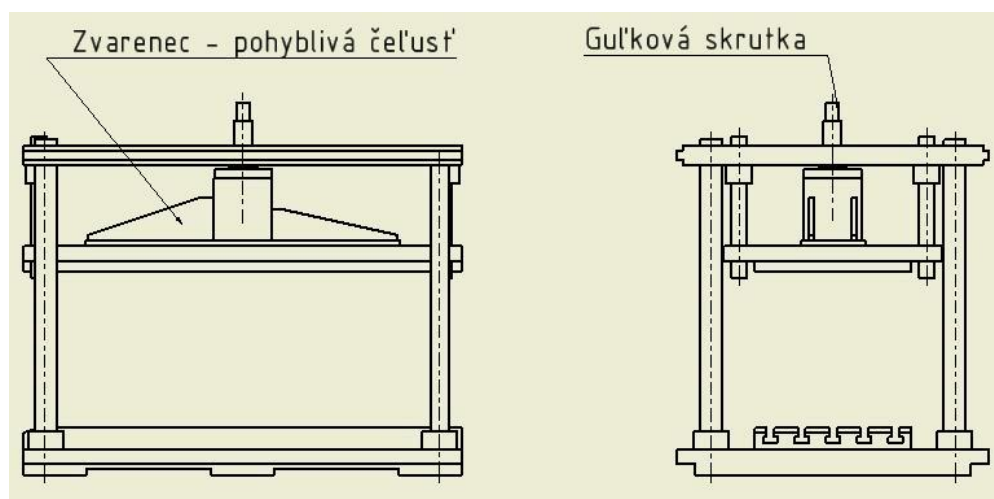
Maticové jednotky môžu byť zaťažované iba v axiálnom smere. U dlhých a štíhlych gul'kových skrutiek musí byť konštrukciou pohybovej časti zariadenia vhodne eliminovaný prieťah hriadeľa vzniknutý jeho hmotnosťou. [14]

Varianty riešenia prenosu sily od hnacieho motora

1.5. *Riešenie pomocou guľkovej skrutky a elektromotora*

Popis varianty:

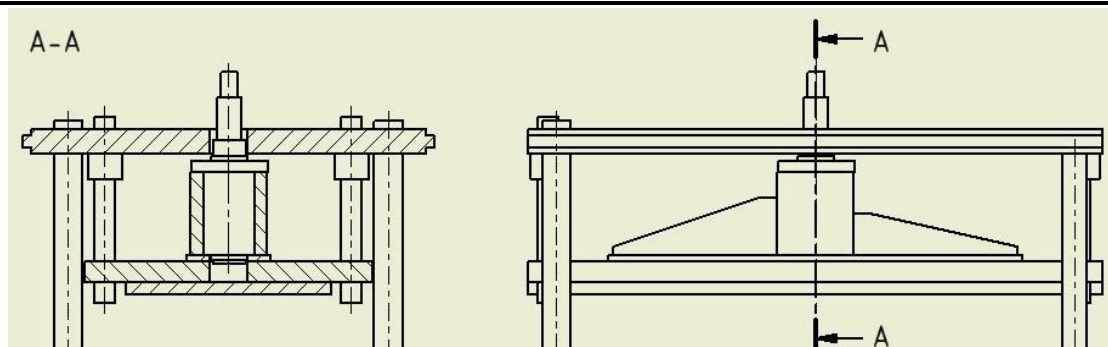
Riešenie pozostáva z hnacej časti – elektromotora, spojeného s guľkovou skrutkou, ktorá je upevnená priamo v pohyblivej časti mechanizmu. Motor je upevnený vertikálne k hornej nepohyblivej doske.



Obr. 4.1.1 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Riešenie pracovného zdvihu:

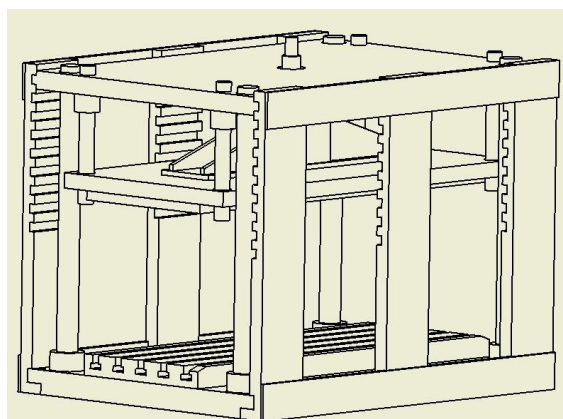
Pracovný zdvih sa uskutočňuje prostredníctvom guľkovej skrutky, ktorou otáča elektromotor a tá hradí posunutie pohyblivej čeľuste smerom dole, čo vyvodí vlastnú spínaciu silu potrebnú pre upnutie profilu. Pohyblivá čeľusť sa pohybuje po vodiacich tyčiach ktoré sú upevnené v hornej nepohyblivej doske.



Obr. 4.1.2 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Výhody:

Asi najjednoduchšia z variant riešenia prenosu sily. Najmenej náročná na výrobu a preto nie sú potrebné tak vysoké finančné náklady ako v prípade druhej a tretej varianty .



Obr. 4.1.3 Variant 1 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Nevýhody:

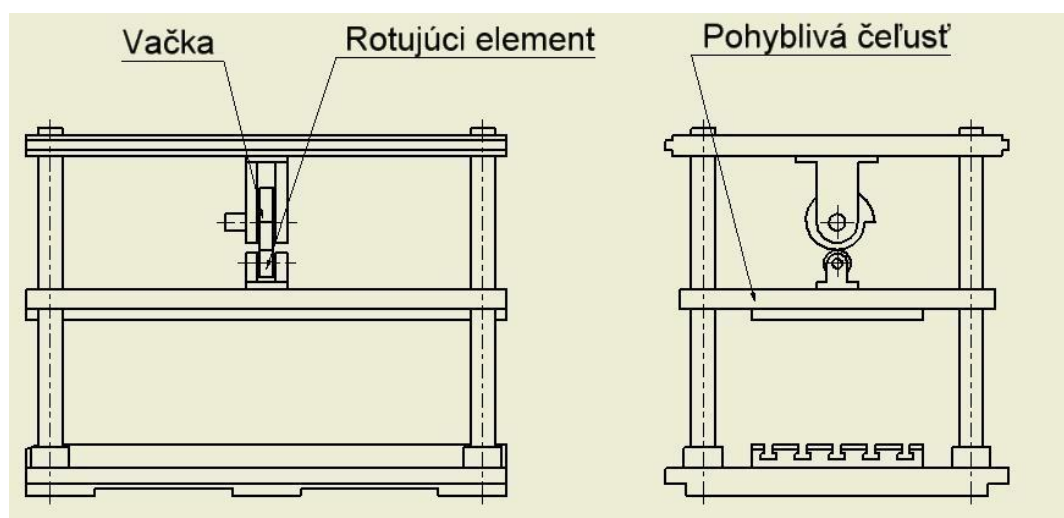
Bola to prvá myšlienka, má viacej nedostatkov. Spôsob priameho spojenia guľkovej skrutky s elektromotorom je síce jednoduchý, ale na vyvodenie potrebnej pracovnej sily 80kN ťažko realizovateľný. Ďalšou nevýhodou prvej varianty je veľký rozmer vo vertikálnom smere, po zabudovaní elektromotora, prípadne použitím prevodovky sa výška ešte rapídne zväčší.

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 26
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

1.6. *Riešenie pomocou vačkového mechanizmu:*

Popis varianty:

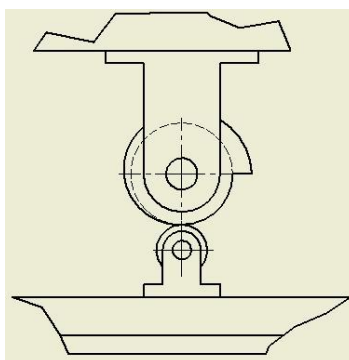
Riešenie pozostáva z hnacej časti – elektromotora, spojeného s hriadeľom, na ktorom je upevnená vačka, ktorá sa dotýka rotujúceho elementu a tento element je upevnený v pohyblivej čeľusti. Motor je upevnený horizontálne prírubou (nie je na schéme vyznačený) k hornej nepohyblivej doske zospodu.



Obr. 4.2.1 variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Riešenie pracovného zdvihu:

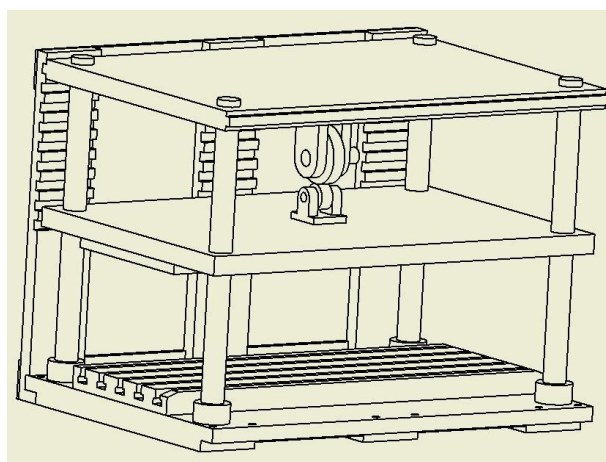
Pracovný zdvih sa uskutočňuje prostredníctvom vačky ktorá je poháňaná elektromotorom. Elektromotor otočí vačku a tá otočí rotujúcim elementom a súčasne posunie pohyblivú čeľusť smerom dole. Pohyblivá čeľusť sa pohybuje po vodiacich tyčiach, ktoré sú upevnené v základnej doske.



Obr. 4.2.2 variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Výhody:

Variant riešenia je pomerne jednoduchý a nenáročný na výrobu v porovnaní s tretím variantom, teda aj finančné náklady sú nižšie. Upevnenie motora k zariadeniu je menej zložitá ako v poslednej variante, lebo motor je pevne upevnený v hornej nepohyblivej doske prírubou a teda sa nepohybuje.



Obr. 4.2.3 variant 2 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

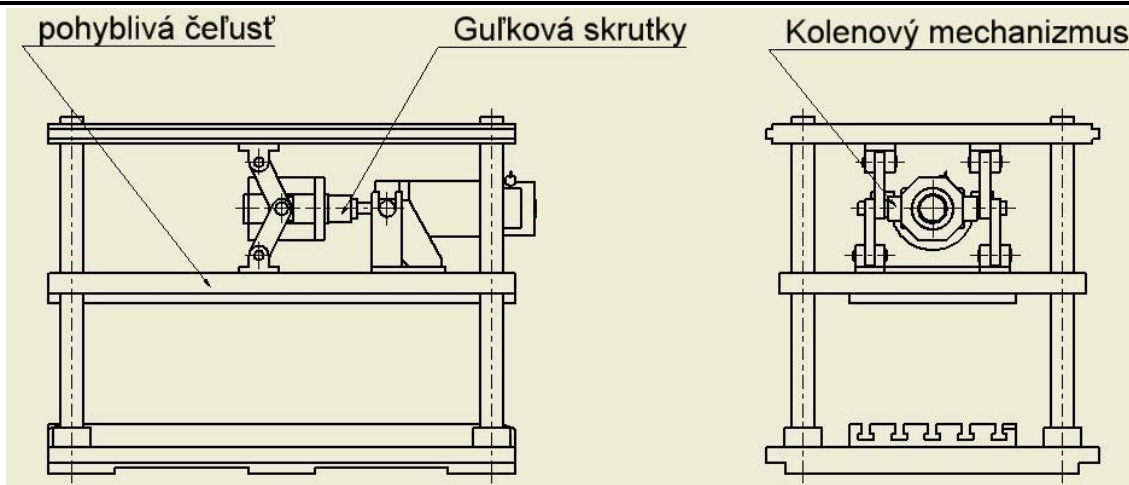
Nevýhody:

Násobiaci efekt sily od elektromotora nie je až taký vysoký ako v poslednej variante. Nie je doriešené zabezpečenie pohyblivej čeľuste proti pohybu smerom dole, teda v prípade, ktorý je uvedený v schéme by pohyblivá čeľusť padla dole.

1.7. Riešenie pomocou kolenového mechanizmu:

Popis varianty:

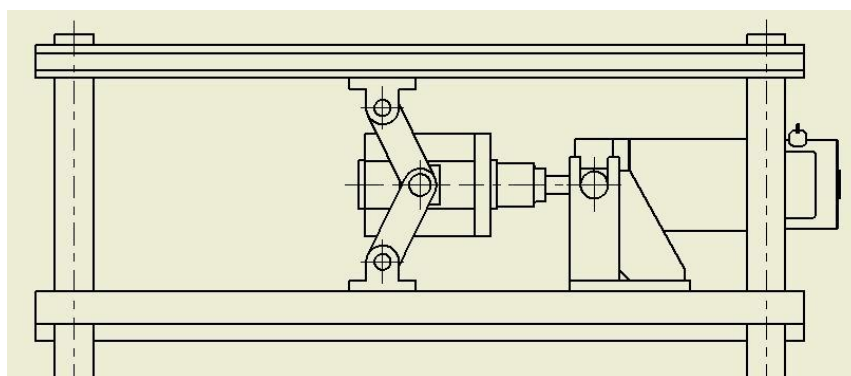
Riešenie pozostáva z hnacej časti – elektromotora spojeného s guľkovou skrutkou, ktorá je uložená v strede kolenového mechanizmu. Konce ramien kolenového mechanizmu sú prostredníctvom otočných väzieb upevnené v hornej nepohyblivej časti a v pohyblivej čeľusti. Motor je upevnený horizontálne prírubou k pohyblivej čeľusti a teda pri pracovnom zdvihu sa natáča a pohybuje smerom dole.



Obr. 4.3.1 variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Riešenie pracovného zdvihu:

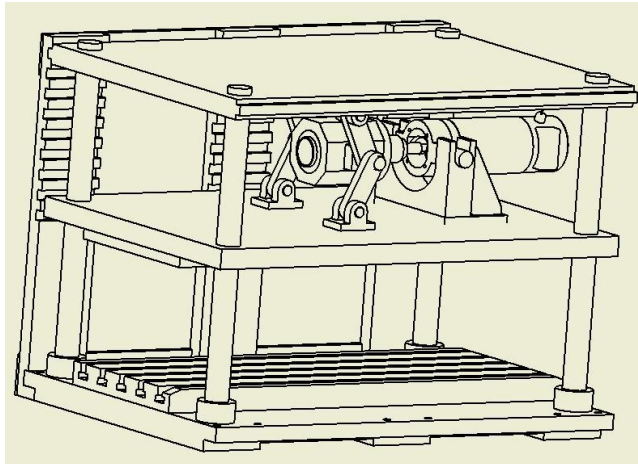
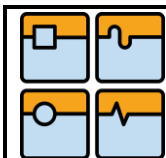
Pracovný zdvih sa uskutočňuje prostredníctvom kolenového mechanizmu. Elektromotor roztočí guľkovú skrutku, matica skrutky sa začne posúvať a tlačiť na ramená kolenového mechanizmu, tie sa vyrovnávajú, čoho dôsledkom je pohyb pohyblivej čeľusti smerom dole. Pohyblivá čeľusť sa pohybuje po vodiacich tyčiach, ktoré sú upevnené v základnej doske.



Obr. 4.3.2 variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

Výhody:

Variant má od predchádzajúcich, vďaka kolenovému mechanizmu a pákovému efektu, najväčšie znásobenie sily. A teda výstupný moment na motore nemusí byť taký vysoký, ako v prvom variante, čím sa zvýši životnosť guľkovej skrutky.



Obr. 4.3.3 variant 3 - riešenia prenosu sily od hnacieho motora

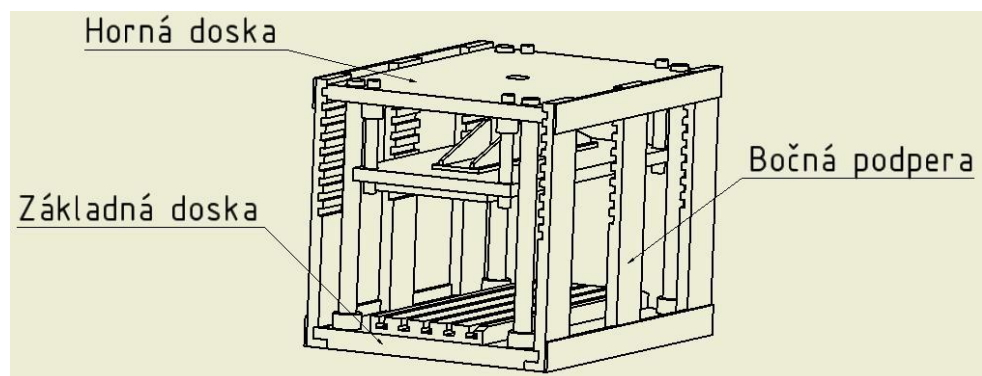
Nevýhody:

Asi najväčšou nevýhodou variantu je riešenie ukotvenia motora. Motor sa pri pracovnom zdvihu posúva smerom dole s pohyblivou čeľusťou a súčasne sa aj natáča. Nevýhodou je tiež zložitejšia konštrukcia celého zariadenia.

Variety základnej konštrukcie rámu zariadenie

Ide o postupnú úpravu základnej konštrukcie do konečného stavu, podľa ktorého je spravená výkresová dokumentácia.

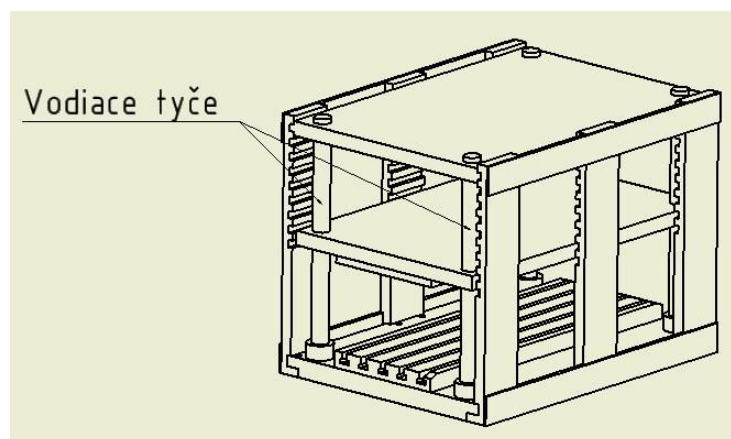
1.8. Prvý variant základnej konštrukcie



Obr. 5.1.1 variant 1 základnej konštrukcie rámu

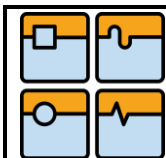
Bočné podpory hornej dosky sú zvarence, ktoré sa priskrutkujú k základnej doske. Horná doska je uložená vo vybraniach bočných podpier. Celé zariadenie je riešené dvoma skupinami vodiacich tyčí, čo nie je efektívne.

1.9. Druhý variant základnej konštrukcie

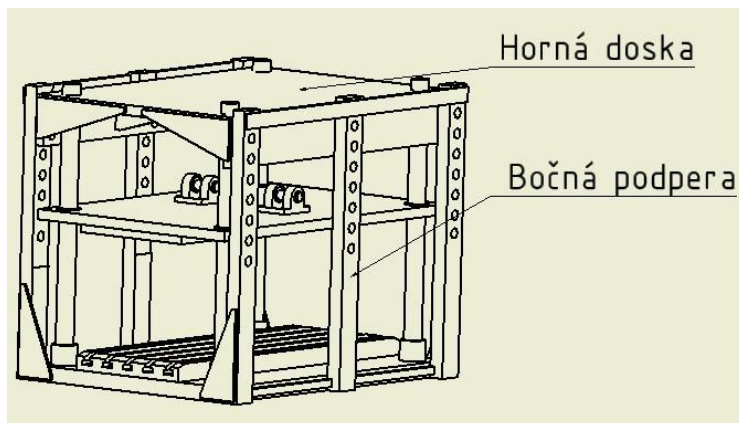


Obr. 5.2.1 variant 2 základnej konštrukcie rámu

Základná konštrukcia celého rámu sa nezmenila, rozdiel oproti prvej variante je zjednodušenie zariadenia použitím len jednej skupiny vodiacich tyčí.



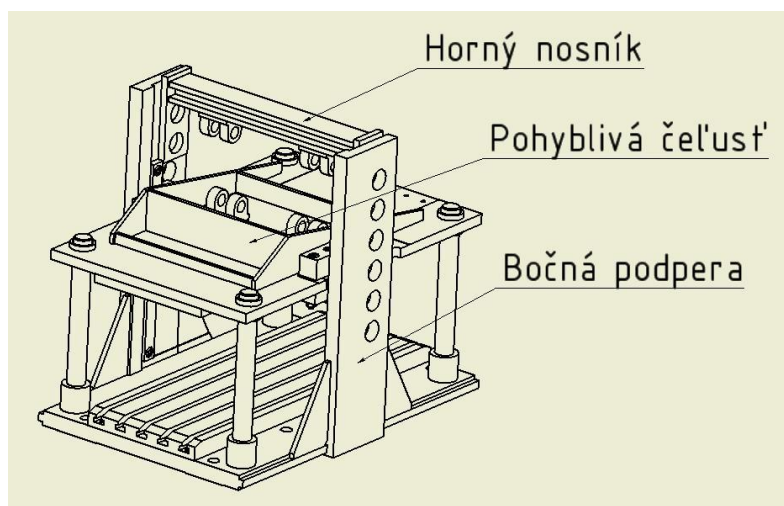
1.10. Tretí variant základnej konštrukcie



Obr. 5.3.1 variant 3 základnej konštrukcie rámu

Základná konštrukcia celého zariadenia je odľahčená a bočné podpery hornej nepohyblivej dosky sú privarené k spodnej základnej doske. Horná doska je zvarenec. Polohovanie je realizované prostredníctvom čapov, ktoré sú prestrčené cez diery v podperách a v hornej doske.

1.11. Štvrtý variant základnej konštrukcie

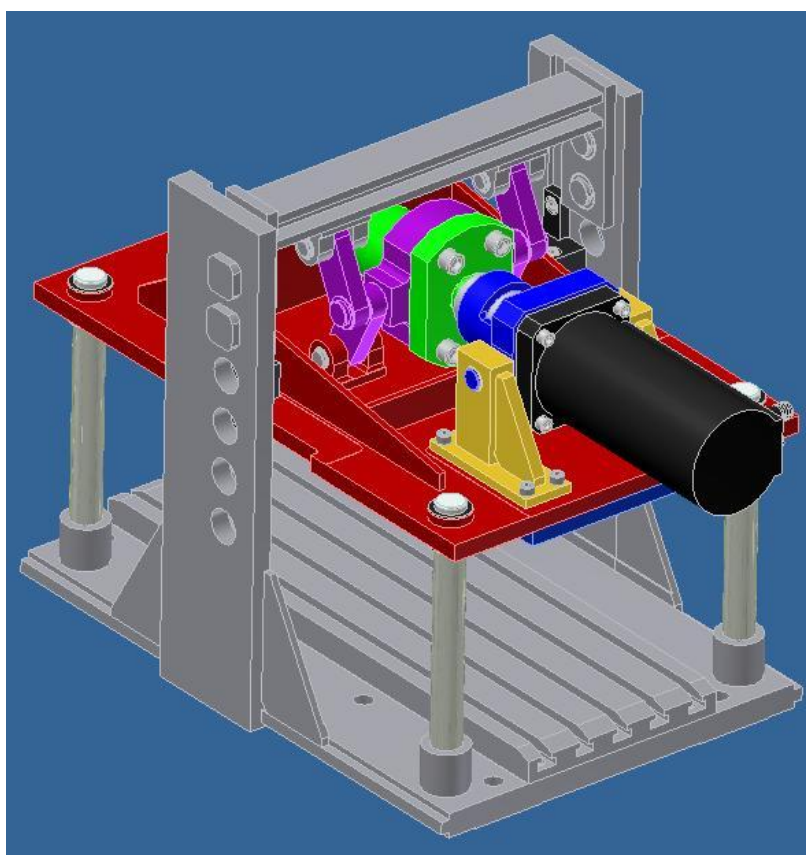


Obr. 5.4.1 variant základnej konštrukcie rámu 4

Konečná verzia základnej konštrukcie je výrazne odlišná od prvej. Horná nepohyblivá doska je nahradená nosníkom z I profilu. Bočné podpery sú iba dve a spojenie s horným nosníkom je realizované štyrmi veľkými čapmi. Pohyblivá čel'usť je spevnená.

Výber varianty

V diplomovej práci som spracoval variant s kolenovým mechanizmom. Konštrukčne tento variant nie je najjednoduchší, ale z hľadiska ostatných kritérií je najviac vhodný. Tento variant má najlepšie parametre, čo sa týka výstupu na motore a premeny energie v žiadanej oblasti, teda požadovanej spínacej sily 80kN. Najviac finančne náročné časti mechanizmu sú: guľková skrutka (18 000 Kč), servo mechanizmus (40 000 Kč).



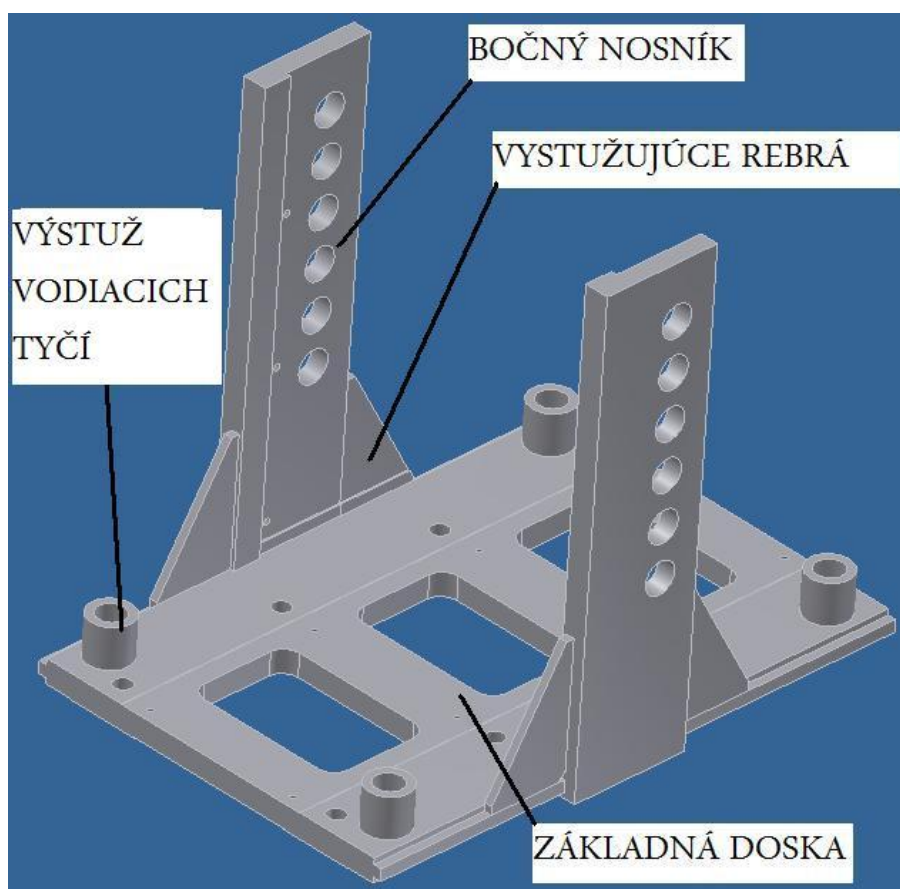
Obr. 6.1 Riešený variant s kolenovým mechanizmom

Vo variantoch riešenia som sa zameral na vytvorenie zariadenia bez hydrauliky a pneumatiky – teda mechanického spôsobu riešenia. Odôvodnenie môjho výberu je také, že ma mechanický spôsob riešenia viac zaujal, aj keď použitie hydrauliky a pneumatiky je tiež možné.

Popis základných a dôležitých súčastí mechanismu

1.12. Základný rám

Jedná sa o zvarenec zostavený z častí: bočné podpery, základná doska, rebrá na vystuženie bočných podpier, uloženie vodiacich tyčí.



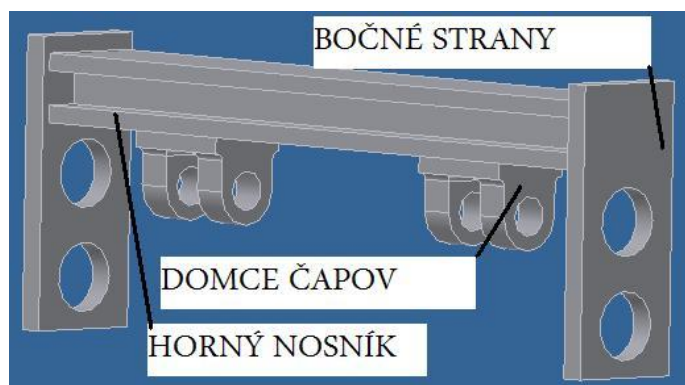
Obr. 7.1.1 Základný rám

Spôsob výroby zvarenca základného rámu:

Bočné nosníky sa nasunú na bočné vyfrézovania základnej dosky, odľahčenia spodnej sú vyrobené ešte pred zváraním. Vyfrézovanie po krajoch základnej dosky slúžia k zvýšeniu pevnosti základného rámu, ale aj k uľahčeniu práce zvaračovi. Budúce výstuže vodiacich tyčí sa umiestnia do požadovanej polohy, tak isto vystužujúce rebrá. Rám sa zvarí. Zvarený polotovár sa potom obrába. Obrábacie operácie: Vŕtanie, frézovanie, brúsenie, rezanie závitov.

1.13. *Horný nosník*

Jedná sa o zvarenec zostavený z častí: horný nosník (môže byť vyrobený ako zvarenec, alebo obrábaním), bočné strany a domce čapov.



Obr. 7.2.1 Horný nosník

Spôsob výroby zvarenca horného nosníka:

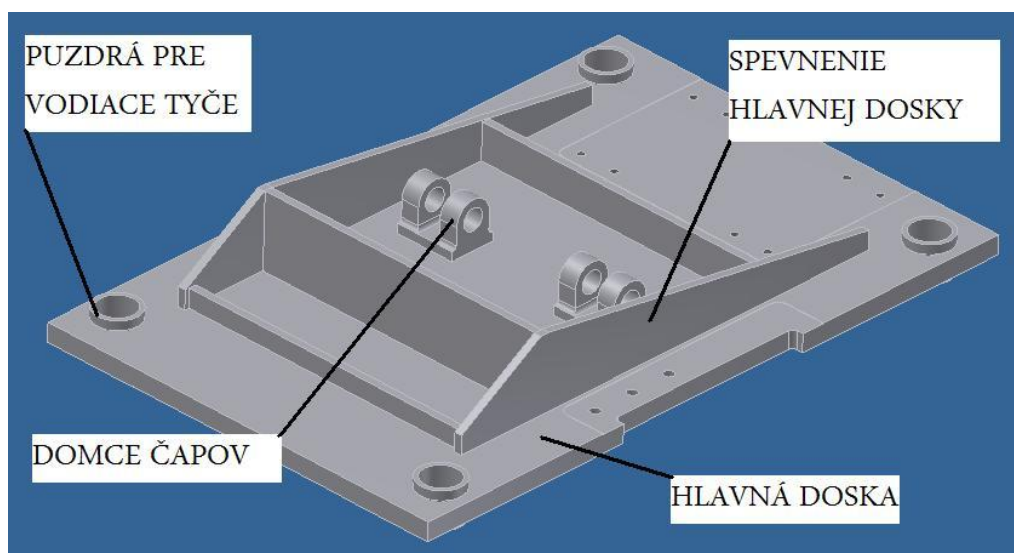
Jednotlivé súčasti budúceho zvarenca sa umiestnia do požadovanej polohy a následne zvaria, potom nasleduje obrábanie.

Obrábacie operácie: frézovanie – bočné strany zvarenca (sú to funkčné plochy, ktoré sa dotýkajú bočných podpier základnej konštrukcie). Vybranie v domcoch (vo vybraniach budú umiestnené ramená kolenového mechanizmu).

Vŕtanie – diery v domcoch (pre klzné ložiská), diery v bočných častiach (pre čapy umožňujúce nastavenie výšky zariadenia)

1.14. Pohyblivá čeľusť

Jedná sa o zvarenec pozostávajúci zo súčastí: hlavná doska, domce čapov, puzdrá pre vodiace tyče, spevnenie hlavnej dosky.



Obr. 7.3.1 Pohyblivá čeľusť

Spôsob výroby zvarenca pohyblivej čeľusti:

Pred zváraním sa do základnej dosky vyvrtávajú diery a do dier sa nasunú puzdrá vodiacich tyčí. Po umiestnení a nastavení zostávajúcich súčastí sa polotovár zvarí.

Obrábacie operácie:

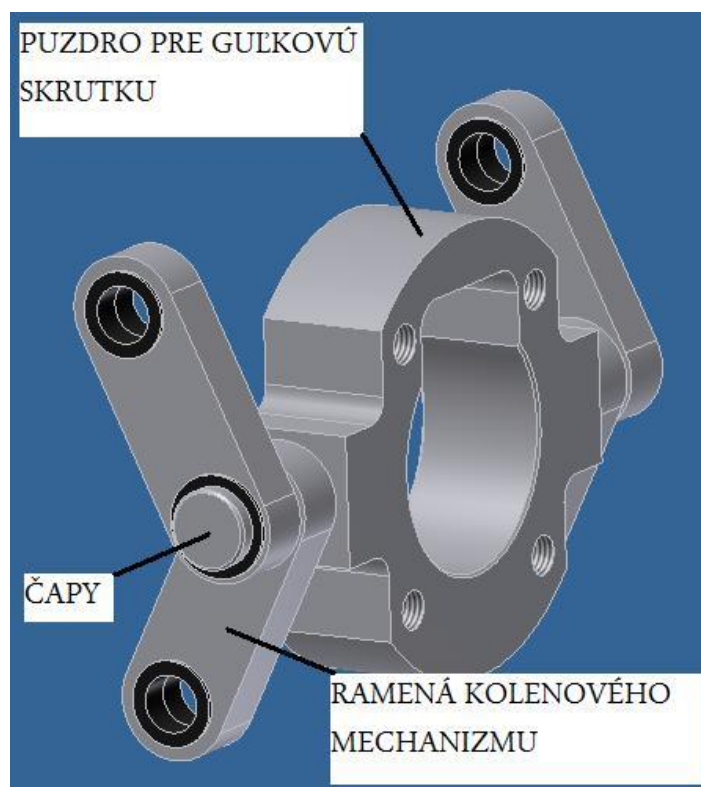
Frézovanie – frézované funkčné plochy na tejto súčasti sú miesta pre pripevnenie držiaka motora, po bokoch miesta pre umiestnenie vodiacich kameňov a zospodu vyfrézovanie pre upevnenie spodnej dosky (na obrázku nie je vidieť). Domce čapov majú vybranie, ktoré sa tiež vyfrézuje.

Vŕtanie – diery pre vodiace tyče, diery pre pripevnenie vodiacich kameňov a diery pre čapy v domcoch.

Rezanie závitov – závitové diery pre upevnenie držiaka motora a dosky, ktorá bude upevnená zospodu (na obrázku nie je vidieť)

1.15. Kolenový mechanizmus

Kolenový mechanizmus pozostáva z ramien, ktoré sú uložené na čapoch a čapy sú nalisované v puzdre pre guľkovú skrutku.



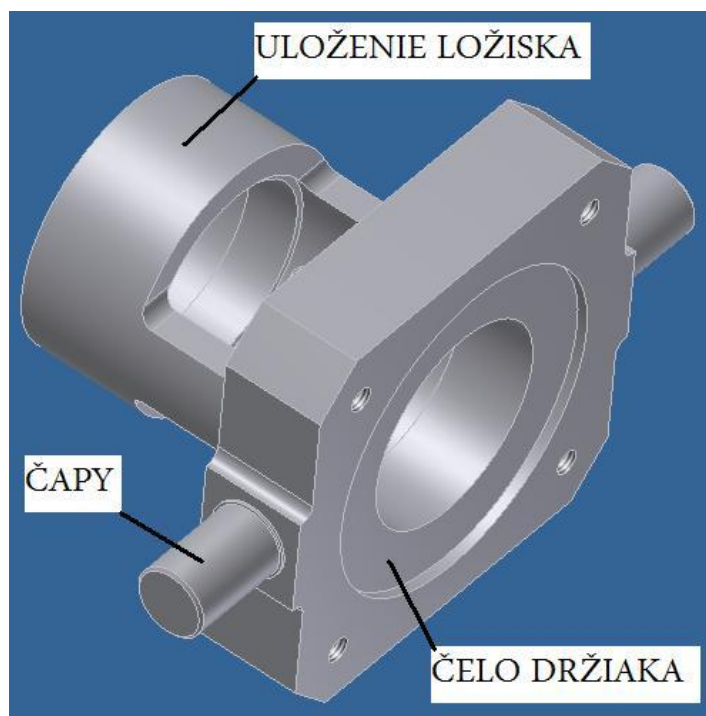
Obr. 7.4.1 Kolenový mechanizmus

Spôsob výroby a zmontovanie jednotlivých súčastí kolenového mechanizmu:

Puzdro guľkovej skrutky má vyvítanú dieru pre umiestnenie a závit pre upevnenie guľkovej skrutky. Po bokoch sú diery s presahom, pre nalisovanie čapov. Frézovaná funkčná plocha je v mieste dotyku s čelom matice guľkovej skrutky. V ramenách kolenového mechanizmu sú diery pre umiestnenie klzných puzdier, ramená aj s klznými puzdrami sa nasunú na čap.

1.16. Držiak motora

Zvarenec sa skladá z čelnej dosky, v ktorej je nasunutá súčasť budúceho uloženia ložiska a po bokoch čelnej dosky sú vyvŕtané diery pre nalisovanie čapov.



Obr. 7.5.1 Držiak motora

Spôsob výroby zvarenca držiaka motora:

Čelná doska držiaka má dieru na umiestnenie polotovaru budúceho uloženia ložiska, po nasunutí tejto súčasti sa polotovar zvarí. Nasledujú jednotlivé operácie obrábania:

Sústruženia – vyvŕtanie diery pre uloženie ložiska, priebežnej diery od čela jednej súčasti po druhú a osústruženie funkčných plôch uloženia motora na čelnej doske.

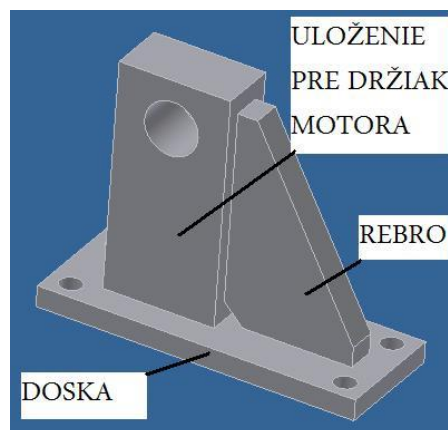
Frézovanie – vybranie v súčasti, ktoré slúži pre uľahčenia montáže spojky, KM matice...

Vŕtanie – vŕtať sa budú diery pre čapy, ktoré sa tam následne nalisujú.

Vyrezávanie závitov – pre upevnenie motora na čelnej doske.

1.17. Upevnenie držiaku motora

Zvarenec sa skladá z troch súčastí: uloženie pre držiak motora, spodná doska a rebro, ktoré zvýši tuhosť celého zvarenca.

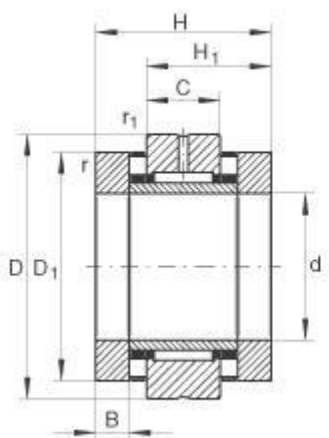


Obr. 7.6.1 upevnenie držiaku motora

Spôsob výroby upevnenia držiaka motora:

Jednotlivé súčasti sa zvaria a následne sa obrobí spodná funkčná plocha dosky. Potom nasleduje vŕtanie dier v doske a nakoniec diera pre uloženie čapu.

1.18. INA radiálne/axiálne ložisko ZARN2572-TV

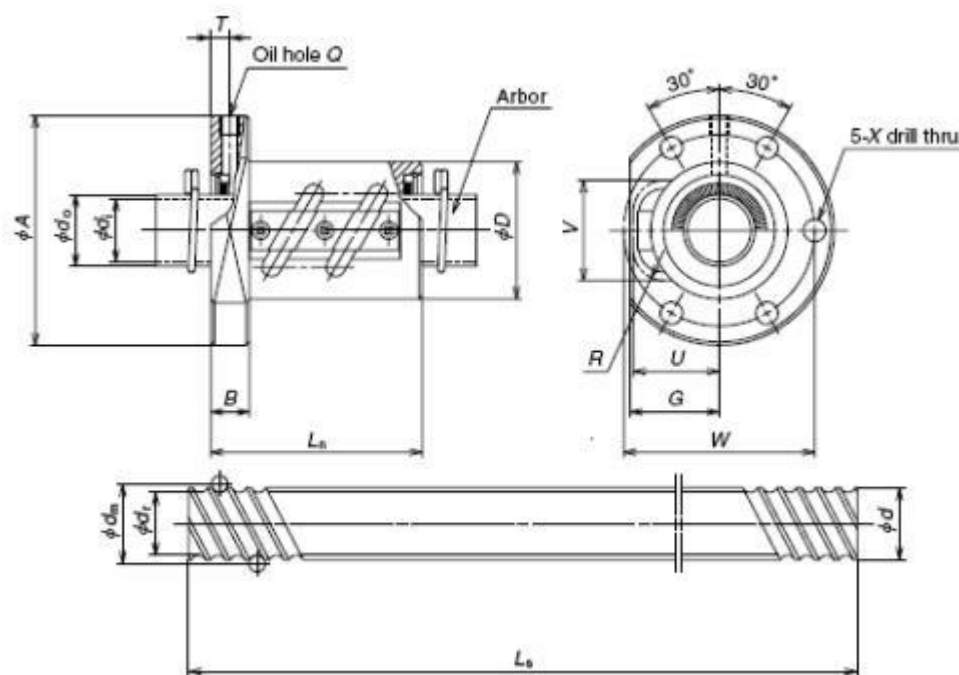


d	25 mm	
D	72 mm	
H	60 mm	

m	1,17 kg	Mass
C_a	80000 N	Basic dynamic load rating, axial
C_{0a}	199000 N	Basic static load rating, axial
C_r	24300 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	41500 N	Basic static load rating, radial

Obr. 7.7.1 INA radiálne/axiálne ložisko ZARN2572-TV [17]

1.19. Guľková skrutka NSK RNFTL5016A5

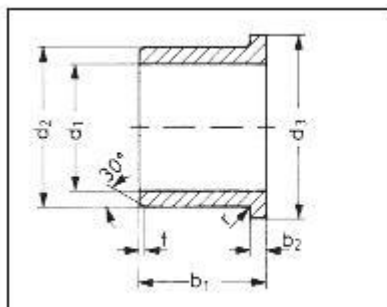


Model-No.	RNFTL5016A5-RS5016A08PP
Type	Rolled Ball Screws R Series
Ball nut type	RNFTL 5016A5
d	50
l	16
Dw	9.525
dm	52
dr	42
Turns x Circuits	2.5×2
Ca	99900
C0a	293000

Obr. 7.8.1 Guľková skrutka NSK RNFTL5016A5 [18]

Konečný tvar matice guľkovej skrutky, bude mierne odlišný od znázornenia na obrázku. Odlišnosti sú v počte, umiestnení a priemere dier pre skrutky. Tieto úpravy sú možné po dohode s dodávateľom.

1.20. Křížne puzdrá iglidur G – typ F



Obr. 7.9.1 Křížne puzdrá iglidur G – typ F [19]

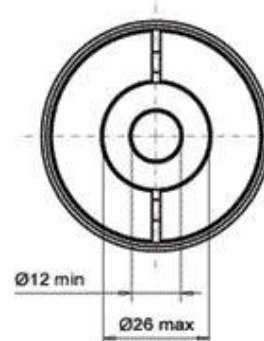
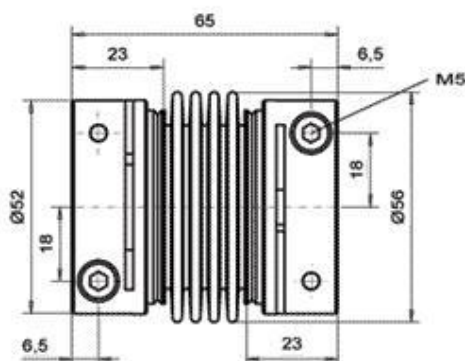
Vlastnosti uvedené výrobcem:

- bezudřžbovosť
- samomoznasť
- pohlcuje vibrácie
- viacej účelové použitie
- odolnosť proti prachu a nečistotám
- k dispozícii cez 900 rozmerov
- priaznivá cena [19]

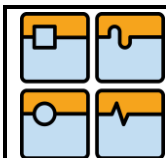
1.21. Spojka Hafner MKJ-S 15

Technical facts:

nominal torque(bellow):
15Nm
torsional stiffness:
24000 Nm/rad
spring stiffness lateral:
400 N/mm
spring stiffness axial:
38 N/mm
max. shaft misalignment lateral:
± 0,1
max. shaft misalignment axial:
± 0,7
inertia torque:
0,27x10⁻³kgm²
mass:
ca. 0,7 kg
tightening torque:
8 Nm

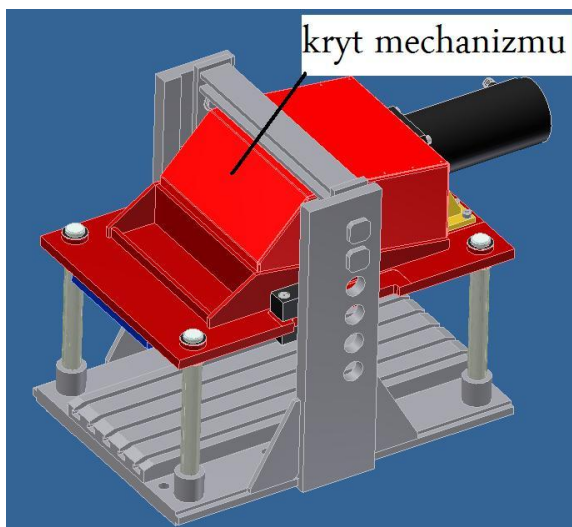


Obr. 7.10.1 Spojka Hafner MKJ-S 15 [18]



1.22. Kryt kolenového mechanismu

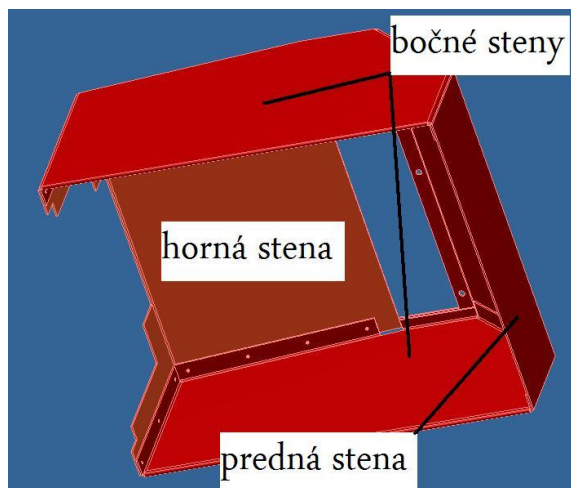
Kryt mechanismu je vytvorený z plechov. Skladá sa zo štyroch častí. Vrchná časť krytu je rozoberateľná. Kryt je napevno pripevnený k hornému nosníku a pri pohybe pohyblivej čeľuste sa nepohybuje. Bočné steny krytu, sa dotýkajú vnútorných plôch spevnení pohyblivej čeľuste.



Obr. 7.11.1 Kryt kolenového mechanismu

Spôsob výroby:

Kryt je vyrobený z plechov. Plechy sa nastrihajú na požadované rozmery a potom ohýbaním sa vytvoria jednotlivé dielce krytu. Predná a bočné steny sú napevno k sebe privarené, alebo znitované. Vrchná časť je pripevnená skrutkami, teda je rozoberateľná.

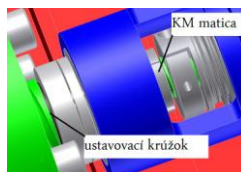


Obr. 7.11.2 Kryt kolenového mechanismu

Dôležité konštrukčné uzly

Konštrukčný uzol 1:

Ide o spojenie guľkovej skrutky cez spojku s hriadeľom motora. Ložisko je z jednej strany upevnené KM maticou a z druhej strany vymedzovacím krúžkom, ktorým sa zariadenie vymedzí pri montáži.



Obr. 8.1.1 Konštrukčný uzol 1

Konštrukčný uzol 2:

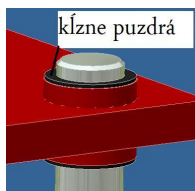
Z obrázku je vidieť vodiaci kameň upevnený na hornej strane pohyblivej čeľusti, vodiaci kameň je tiež upevnený zospodu. Spojenie klzného kameňa a lišty zabraňuje preniesť ohybové namáhanie na klznú tyč.



Obr. 8.1.2 Konštrukčný uzol 2

Konštrukčný uzol 3:

Spojenia klzných puzdier a tyčí umožňujú pohyb pohyblivej čeľusti smerom hore a dole.



Obr. 8.1.3 Konštrukčný uzol 3

Konstrukčný uzol 4:

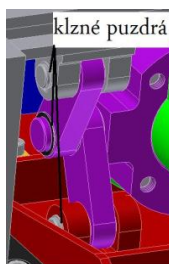
Klzné puzdrá v tejto časti mechanizmu umožňujú pootočenie čapu a teda celého držiaka motora.



Obr. 8.1.4 Konštrukčný uzol 4

Konstrukčný uzol 5:

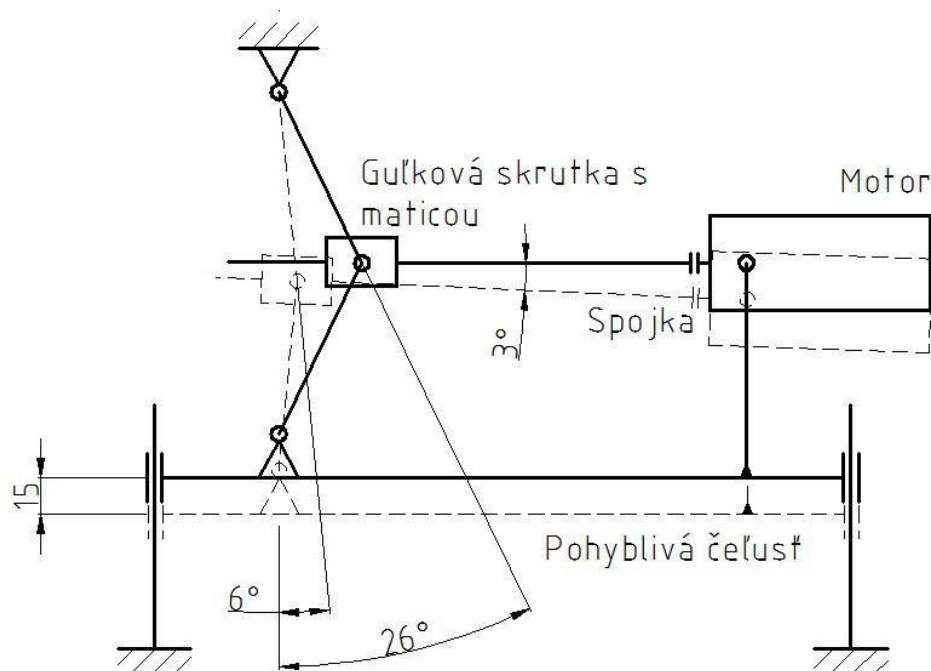
Klzné puzdrá zabezpečujú pootočenie ramien kolenového mechanizmu



Obr. 8.1.5 Konštrukčný uzol 5

Popis základnej kinematiky mechanizmu

Podstatou zariadenia je kolenový mechanizmus, ktorého ramená majú rovnakú dĺžku. Horná otočná väzba horného ramena je umiestnená v hornom nosníku zariadenia na pevno, teda nevykonáva translačný pohyb. Spodná otočná väzba je umiestnená v pohyblivej čeľusti a pôsobením sily od guľkovej skrutky sa nielen otáča, ale aj vykonáva translačný pohyb smerom dole.



Obr. 9.1 Popis základnej kinematiky mechanizmu

Princíp prenosu energie:

Rotácia vyvodená z motora sa prenesie cez spojku na guľkovú skrutku, tá sa roztočí a vďaka tomu posúva maticu, ktorá je umiestnená v mieste spojenia ramien kolenového mechanizmu. Pretože ramená mechanizmu a matica guľkovej skrutky sú spojené za pomoci rotačnej väzby, pri posúvaní sa matice zároveň natáčajú ramená kolenového mechanizmu. Pri natočení ramien zo štartovacej polohy 26° na 6° sa pohyblivá čeľusť posunie o 15 mm, čo je požadovaný pracovný zdvih uvedený v zadaní.

Najväčší konštrukčný problém tohto spôsobu riešenia pre mňa bolo, ako umiestniť motor do zariadenia, aby bol pevne ukotvený, ale zároveň aby aj dokázal posunúť maticu guľkovej skrutky.

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 45
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Z obrázku je vidieť, že motor sa posunie voči pevnej časti mechanizmu o celý pracovný zdvih, ale voči matici guľkovej skrutky o polovicu pracovného zdvihu. Tento rozdiel spôsobí, že sa guľková skrutka aj s motorom vychýli zhruba o 3°.

Kinematika kolenového mechanismu popísané prostredníctvom zdvihovej funkcie

Ide o zjednodušený popis.

$$\alpha = \beta = \nu$$

$$L_1 = L_2 = L$$

$$h = L_1 + L_2 - L_1 \cdot \cos(\nu) - L_2 \cdot \cos(\beta)$$

$$h = L + L - L \cdot \cos(\alpha) - L \cdot \cos(\alpha)$$

$$h = 2L \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad \text{zdvihová funkcia}$$

$$\cos(\alpha) = \sqrt{1 - \sin(\alpha)^2}$$

$$h = 2L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \sin(\alpha)^2}\right)$$

$$h = 2L \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{x_0 - \Delta x}{L}\right)^2}\right]$$

zdvihová funkcia
v závislosti na Δx

deriváciou podľa Δx dostaneme prevodovú funkciu

deriváciou podľa času rýchlosť a zrýchlenie

β – uhol vychýlenia horného ramena

ν - uhol vychýlenia dolného ramena

α – uhol vychýlenia horného aj dolného ramena

L_1 – dĺžka horného ramena

L_2 - dĺžka dolného ramena

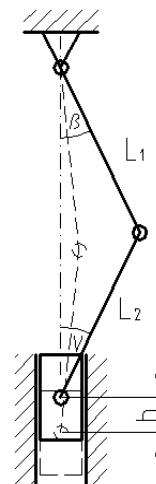
L – dĺžka ramien

h – pracovný zdvih

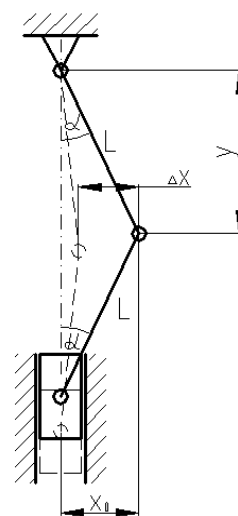
y – ypsilonová zložka ramena

x_0 – xová zložka ramena

Δx – dĺžka posunutia od počiatočnej polohy

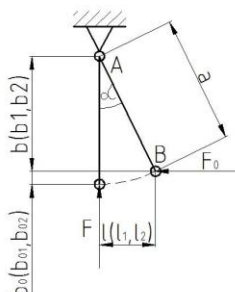


Obr. 10.1 Kinematika kolenového mechanizmu



Obr. 10.2 Kinematika kolenového mechanizmu

Výpočet požadovanej sily od guľkovej skrutky pre vyvodenie pracovnej sily 80kN



Obr. 11.1 Schéma pre výpočet sily F_0

Známe hodnoty:

$F = 80 \text{ kN}$ Spínacia pracovná sila

$a = 78 \text{ mm}$ Dĺžka ramena kolenového mechanizmu

$\alpha_{\max} = 26^\circ$ Maximálny uhol medzi ramenom a zvislou polohou (štartovacia pozícia)

$\alpha_{\min} = 5.6^\circ$ Minimálny uhol medzi ramenom a zvislou polohou (koncová poloha)

F_0 – sily od guľkovej skrutky

b_0 – posunutie v ypsilonovej zložke

l – xova zložka ramena

b – ypsilonová zložka ramena

1.23. Požadovaná sily pre α maximálne

$$l_1 = a \cdot \sin \alpha_{\max} \quad b_1 = a \cdot \cos \alpha_{\max} \quad b_{01} = a - b_1$$

$$A_F = F \cdot b_{01} \quad A_{(F_0)} = F_0 \cdot l_1 \quad A_{F_0} = A_F$$

$$F_0 = F \cdot \left(\frac{1 - \cos \alpha_{\max}}{\sin \alpha_{\max}} \right) \quad F_0 = 18470 \text{ N}$$

1.24. Požadovaná sily pre α minimálne

$$l_2 = a \cdot \sin \alpha_{\min} \quad b_2 = a \cdot \cos \alpha_{\min} \quad b_{02} = a - b_2$$

$$A_F = F \cdot b_{02} \quad A_{F_0} = F_0 \cdot l_2 \quad A_{F_0} = A_F$$

$$F_0 = F \cdot \left(\frac{1 - \cos \alpha_{\min}}{\sin \alpha_{\min}} \right) \quad F_0 = 3911 \text{ N}$$

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Stanovenie trvanlivosti guľkovej skrutky

Volím guľkovú skrutku s priemerom 50 mm a stúpaním 16 mm

1.25. *Popis oblastí pohybu*

1. posuv k upínanej súčasti
2. pracovný posuv (je nulový)
3. posuv od upínanej súčasti

Známe hodnoty:

$a = 5 \text{ m/s}^2$ Zrýchlenie

$\xi = 0.003 \text{ mm}$ Rameno valivého odporu

$R = 5 \text{ mm}$ Polomer guľky guľkovej skrutky

$m = 90 \text{ kg}$ Hmotnosť pôsobiaca na guľkovú skrutku

1.26. *Výpočet normálovej sily*

Známe hodnoty:

$m = 90 \text{ kg}$ Hmotnosť pôsobiaca na guľkovú skrutku

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ Gravitačné zrýchlenie

$$F_N := m \cdot g$$

$$F_N = 882.9 \text{ N}$$

1.27. *Výpočet trecej sily*

Zadané hodnoty:

$F_N = 882.9 \text{ N}$ Normálová sila

$\xi = 0.003 \text{ mm}$ Rameno valivého odporu

$R = 5 \text{ mm}$ Polomer guľky guľkovej skrutky

$F_P = 18000 \text{ N}$ Pracovná sila

$$F_t := \xi \cdot \frac{F_N}{R}$$

$$F_t = 0.53 \text{ N}$$

1.28. Výpočet síl v jednotlivých oblastech

Zadané hodnoty:

$m = 90 \text{ kg}$ Celková hmotnost

$F_t = 0.53 \text{ N}$ Trecia sila

$F_N = 882.9 \text{ N}$ Normálová sila

$F_P = 18000 \text{ N}$ Pracovná sila

oblasť 1: $F_1 := -m \cdot a - F_t + F_N$

$F_1 = 432.37 \text{ N}$

oblasť 2: $F_2 := F_P$

$F_2 = 1.8 \times 10^4 \text{ N}$

oblasť 3: $F_3 := m \cdot a + F_t + F_N$

$F_3 = 1.333 \times 10^3 \text{ N}$

1.29. Popis oblastí pohybu

1. posuv k upínanej súčasti
2. pracovný posuv (je nulový)
3. posuv od upínanej súčasti

1.30. Výpočet otáčok posuvu

$$n_{\text{posuvové}} := \frac{5}{0.016}$$

$$n_{\text{posuvové}} = 312.5 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

1.31. Otáčky v jednotlivých oblastiach

$$n_1 := 312.5 \text{ min}^{-1} \quad q_1 := 30 \%$$

$$n_2 := 0 \text{ min}^{-1} \quad q_2 := 40 \%$$

$$n_3 := 312.5 \text{ min}^{-1} \quad q_3 := 30 \%$$

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

1.32. Výpočet stredných otáčok

$$n_m := \frac{q_1 \cdot n_1}{100} + \frac{q_2 \cdot n_2}{100} + \frac{q_3 \cdot n_3}{100} \quad n_m = 187.5 \text{ min}^{-1}$$

1.33. Stredná sila od vonkajšieho zaťaženia

Známe hodnoty:

$F_1 = 432.37 \text{ N}$ Sila v oblasti 1

$F_2 = 18000 \text{ N}$ Sila v oblasti 2

$F_3 = 1333 \text{ N}$ Sila v oblasti 3

$$F_{m12} := \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{q_3}{100}} \quad F_{m12} = 1.326 \times 10^4 \text{ N}$$

1.34. Trvanlivosť

Známe hodnoty:

$C_a = 99900 \text{ N}$ Dynamická únosnosť

$$L_1 := \left(\frac{C_a}{F_{m12}} \right)^3 \cdot 10^6 \quad L_1 = 4.272 \times 10^8 \text{ otáčok}$$

$$L_{h1} := \frac{L_1}{n_m \cdot 60} \quad L_{h1} = 3.798 \times 10^4 \text{ hod}$$

Výsledná trvanlivosť guľkovej skrutky je s 90% spoľahlivosťou = 3.8×10^4 hodín

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Stanovenie trvanlivosti ložiska

1.35. Výpočet radiálnej sily od guľkovej skrutky

Známe hodnoty:

$L_8 = 0.187 \text{ m}$ Dĺžka guľkovej skrutky medzi ložiskom a voľným koncom

$d_0 = 0.05 \text{ m}$ Priemer guľkovej skrutky

$\rho_{\text{oceli}} = 7800 \text{ kg/m}^3$ Hustota ocele

$$F_r := \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot L_8 \cdot \rho_{\text{oceli}} \cdot g \quad F_r = 28.095 \text{ N}$$

1.36. Dynamická axiálna únosnosť ložiska ZARF

Známe hodnoty:

$C_a = 80000 \text{ N}$ Dynamická axiálna únosnosť ložiska

$$P_1 := F_{m12} \quad P_1 = 1.326 \times 10^4 \text{ N}$$

$$L_{10} := \left(\frac{C_a}{P_1} \right)^3 \quad L_{10} = 219.41 \cdot 10^6 \text{ otáčok}$$

$$L_h := \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n_m} \quad L_h = 1.95 \times 10^4 \text{ hod}$$

1.37. Dynamická radiálna únosnosť ložiska ZARF

Známe hodnoty:

$C_a = 24300 \text{ N}$ Dynamická radiálna únosnosť ložiska

$$P_2 := F_r \quad P_2 = 28.095 \text{ N}$$

$$L_{10} := \left(\frac{C_a}{P_2} \right)^3 \quad L_{10} = 6.47 \times 10^8 \cdot 10^6 \text{ otáčok}$$

$$L_h := \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n_m} \quad L_h = 5.751 \times 10^{10} \text{ hod}$$

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Návrh motora

1.38. Teoretická účinnosť

Zadané hodnoty:

$d_0 = 0.05 \text{ m}$ Priemer guľkovej skrutky

$P_h = 0.016 \text{ m}$ Stúpanie guľkovej skrutky

$K = 0.018$ Koeficient

$$\eta := \frac{1}{1 + \frac{K \cdot d_0}{P_h}} \quad \eta = 0.947$$

1.39. Teoretická účinnosť nepriama

$$\eta' := 2 - \frac{1}{\eta} \quad \eta' = 0.944$$

1.40. Skutočná účinnosť

$$\eta_p := \eta \cdot 0.9 \quad \eta_p = 0.852$$

1.41. Vstupný moment pre pohotovostný stav

$$T := \frac{F_{m12} \cdot P_h}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_p} \quad T = 0.04 \text{ Nm}$$

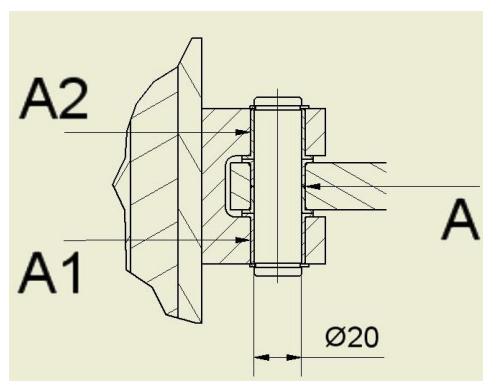
1.42. Výkon nutný v pohotovostnom stave

$$P_p := \frac{F_{m12} \cdot n_m \cdot P_h}{60000 \cdot \eta_p} \quad P_p = 0.778 \text{ W}$$

Kontrola čapov

1.43. Kontrola čapu A na strih

Ide o čap, ktorý sa nachádza na spodnej časti horného nosníka. Sila $A = F/2$ z dôvodu, že mechanizmus sa skladá z dvoch kolenových mechanizmov.



Obr. 15.1.1 Kontrola čapu A

Známe hodnoty:

$F = 80000 \text{ N}$	Spínacia pracovná sila
14331.7	Materiál čapu
$R_e = 835 \text{ MPa}$	Medza klzu
$K = 2$	Súčiniteľ bezpečnosti
$d = 0.02 \text{ m}$	Priemer čapu
$r = 0.01 \text{ m}$	Polomer čapu
$A = 40000 \text{ N}$	Zátťažová sila

Pre dovolené napätie platí:

$$\sigma_{\text{dov}} := \frac{R_e}{K} \quad \sigma_{\text{dov}} = 417.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{dov}} := 0.6 \cdot \sigma_{\text{dov}} \quad \tau_{\text{dov}} = 250.5 \text{ MPa}$$

Plocha čapu v priečnom reze - S_A

$$S_A := \pi \cdot r^2 \quad S_A = 3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau_A := \frac{A}{2 \cdot S_A} \quad \tau_A = 6.369 \times 10^7 \text{ MPa}$$

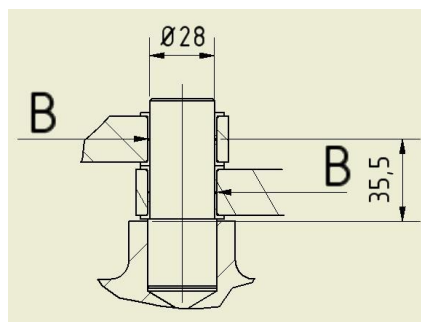
$$\tau_A \leq \tau_{dov}$$

$$63.69 \text{ MPa} \leq 250.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na strih

1.44. Kontrola čapu B na strih

Ide o čap ktorý spojuje ramená kolenového mechanizmu a je nalisovaný v puzdre pre maticu guľkovej skrutky. Sila $B = F/2$ z dôvodu, že mechanizmus sa skladá z dvoch kolenových mechanizmov.



Obr. 15.2.1 Kontrola čapu B

Známe hodnoty:

$F = 80000 \text{ N}$	Spínacia pracovná sila
14331.7	Materiál čapu
$R_e = 835 \text{ MPa}$	Medza klzu
$K = 2$	Súčiniteľ bezpečnosti
$d = 0.028 \text{ m}$	Priemer čapu
$r = 0.014 \text{ m}$	Polomer čapu
$B = 40000 \text{ N}$	Zátťažová sila

Pre dovolené napätie platí:

$$\sigma_{\text{dov}} := \frac{R_e}{K} \quad \sigma_{\text{dov}} = 417.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{dov}} := 0.6 \cdot \sigma_{\text{dov}} \quad \tau_{\text{dov}} = 250.5 \text{ MPa}$$

Plocha čapu v priečnom reze – S_B

$$S_B := \pi \cdot r^2 \quad S_B = 6.154 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau_B := \frac{B}{2 \cdot S_B} \quad \tau_B = 3.25 \times 10^7 \text{ MPa}$$

$$\tau_B \leq \tau_{\text{dov}}$$

$$32.5 \text{ MPa} \leq 250.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na strih

1.45. Kontrola čapu B na ohyb

$d = 0.028 \text{ m}$ Priemer čapu

$l = 0.0355 \text{ m}$ Rameno na ktorom pôsobí sila B

$B = 40000 \text{ N}$ Zátťažová sila

Dovolené napätie:

$$\sigma_{\text{dov}} := \frac{R_e}{K} \quad \sigma_{\text{dov}} = 417.5 \text{ MPa}$$

Maximálny ohybový moment:

$$M_o := \frac{B \cdot l}{2} \quad M_o = 710 \text{ Nm}$$

Prierezový modul v ohybe:

$$W_o := \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad W_o = 2.154 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$$

Ohybové napätie:

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad \sigma_o = 3.296 \times 10^8 \text{ MPa}$$

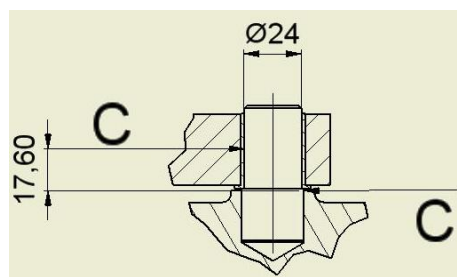
$$\sigma_o \leq \sigma_{dov}$$

$$329.6 \text{ MPa} \leq 417.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na ohyb.

1.46. Kontrola čapu C na strih

Ide o čap medzi držiakom motora a pevnou podporou, ktorá je priskrutkovaná k pohyblivej čeľusti. Sila $C = 18\,000 \text{ N}$ je sila, ktorou pôsobí guľková skrutka na maticu, aby sa posunula.



Obr. 15.4.1 Čap C

Známe hodnoty:

$F = 80000 \text{ N}$ Spínacia pracovná sila

14331.7 Materiál čapu

$R_e = 835 \text{ MPa}$ Medza klzu

$K = 2$ Súčiniteľ bezpečnosti

$d = 0.024 \text{ m}$ Priemer čapu

$r = 0.012 \text{ m}$ Polomer čapu

$C = 18000 \text{ N}$ Zátťažová sila

Pre dovolené napätie platí:

$$\sigma_{dov} := \frac{R_e}{K}$$

$$\sigma_{dov} = 417.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} := 0.6 \cdot \sigma_{dov}$$

$$\tau_{dov} = 250.5 \text{ MPa}$$

Plocha čapu v priečnom reze - S_C

$$S_C := \pi \cdot r^2$$

$$S_C = 4.522 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau_C := \frac{C}{2 \cdot S_C}$$

$$\tau_C = 1.99 \times 10^7 \text{ MPa}$$

$$\tau_C \leq \tau_{dov}$$

$$19.9 \text{ MPa} \leq 250.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na strih

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

1.47. Kontrola čapu C na ohyb

$d = 0.024 \text{ m}$ Priemer čapu

$l = 0.018 \text{ m}$ Rameno na ktorom pôsobí sila C

$C = 18000 \text{ N}$ Zátťažová sila

Dovolené napätie:

$$\sigma_{\text{dov}} := \frac{R_e}{K} \quad \sigma_{\text{dov}} = 417.5 \text{ MPa}$$

Maximálny ohybový moment:

$$M_o := \frac{C \cdot l}{2} \quad M_o = 157.5 \text{ Nm}$$

Prierezový modul v ohybe:

$$W_o := \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad W_o = 1.356 \times 10^{-6} \text{ mm}^3$$

Ohybové napätie:

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad \sigma_o = 1.161 \times 10^8 \text{ MPa}$$

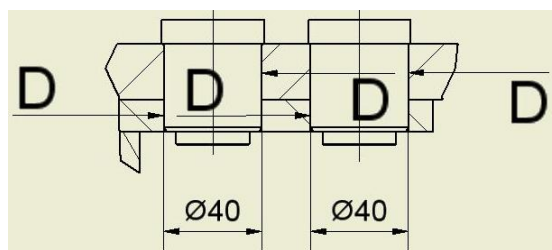
$$\sigma_o \leq \sigma_{\text{dov}}$$

$$116.1 \text{ MPa} \leq 417.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na ohyb

1.48. Kontrola čapu D na strih

Ide o čap, pomocou ktorého je spojený horný nosník s bočnými nosníkmi. Vďaka tomuto spojeniu sa môže mechanizmus nastavovať na rôznu veľkosť spínacieho priestoru. Sila $D = F/4$, lebo sa rozkladá do štyroch čapov.



Obr. 15.6.1 Čap D

Známe hodnoty:

$F = 80000 \text{ N}$ Spínacia pracovná sila

14331.7 Materiál čapu

$R_e = 835 \text{ MPa}$ Medza klzu

$K = 2$ Súčiniteľ bezpečnosti

$d = 0.04 \text{ m}$ Priemer čapu

$r = 0.02 \text{ m}$ Polomer čapu

$D = 20000 \text{ N}$ Zátťažová sila

Pre dovolené napätie platí:

$$\sigma_{\text{dov}} := \frac{R_e}{K} \quad \sigma_{\text{dov}} = 417.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{dov}} := 0.6 \cdot \sigma_{\text{dov}} \quad \tau_{\text{dov}} = 250.5 \text{ MPa}$$

Plocha čapu v priečnom reze - S_D

$$S_D := \pi \cdot r^2 \quad S_D = 1.256 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\tau_D := \frac{D}{2 \cdot S_D} \quad \tau_D = 7.962 \times 10^6 \text{ MPa}$$

$$\tau_D \leq \tau_{\text{dov}}$$

$$7.962 \text{ MPa} \leq 250.5 \text{ MPa}$$

Čap vyhovuje na strih

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Spôsob regulácie sily pri upínaní

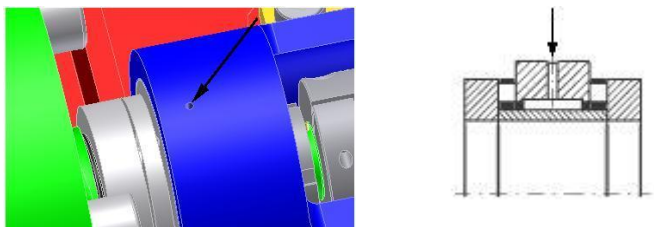
Pri použití kolenové mechanizmu za účelom znásobenia sily v zariadení vzniká jedna skutočnosť a to, že sila na výstupe, teda medzi pohyblivou čeľusťou a profilom závisí na uhle natočenia ramien kolenového mechanizmu. Teda pri rôznom pracovnom zdvihu (0 – 15mm), je rôzna sila na výstupe.

Táto skutočnosť sa dá vyriešiť tým, že vždy pred tým ako pustíme zariadenia do činnosti, nastavíme rovnakú medzeru medzi pohyblivou čeľusťou a profilom, teda pracovný zdvih a aj natočenie ramien budú vždy rovnaké.

Ďalší spôsob regulácie pracovnej sily, je s využitím silového senzora, ktorý by bol umiestnený na spodnej ploche pracovnej čeľusti.

Mazanie

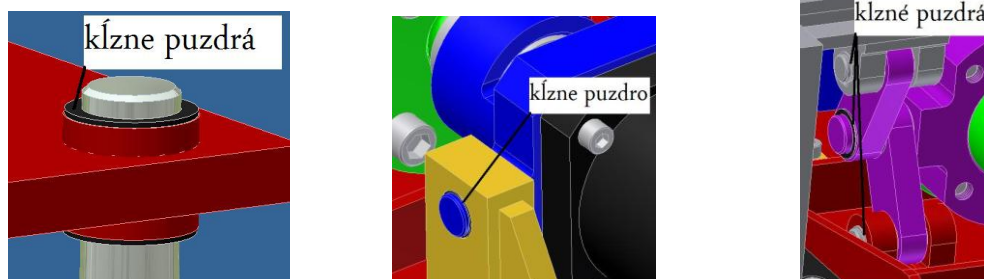
1.49. Mazanie radiálno axiálneho ložiska



Obr. 17.1.1 Mazanie radiálno axiálneho ložiska

Mazanie ložiska je uskutočňované cez mazaciu dieru. Cez tento otvor, sa mazivo dostane až k valčekom vnútri ložiska.

1.50. Mazanie klzných puzdier



Obr. 17.2.1 Mazanie klzných puzdier

Spoločnosť klzné puzdrá iglidur, sú vyrobené z vysoko odolných plastov a sú samomazacie. Firma sa riadi heslom: „namontuj a zabudni“.

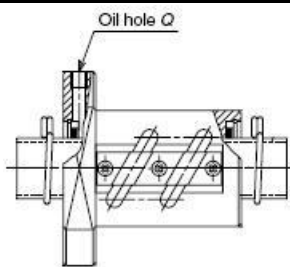
Výborné vlastnosti plastov klzných puzdier sú tvorené: základným polymérom, vláknami a plniacimi materiálmi, pevnými lubrikantmi.

Pevné lubrikanty sú mikroskopické častice, ktoré sú uložené v miliónoch drobných komôrok tvorené vláknami spevneného materiálu. Z týchto komôrok sa behom pohybu uvoľňujú drobné množstvá pevného lubrikantu. Pretože sú uložené v drobných komôrkach, nemôžu byť vytlačené. Sú na mieste okamžite, keď sa puzdro alebo hriadeľ začne otáčať. [19]

1.51. Mazanie guľkovej skrutky

Mazanie guľkovej skrutky sa robí olejom alebo tukom. Spôsob mazania je obdobný ako pri valivých ložiskách.

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	



Obr. 17.3.1 Mazanie guľkovej skrutky [18]

Olejové mazanie:

Všeobecne sa pre mazanie guľkových skrutiek používajú rovnaké oleje ako pre mazanie valivých ložísk. Množstvo použitého oleja závisí na podmienkach prevádzky. V prípade horizontálnej polohy guľkovej skrutky musí hladina oleja dosahovať aspoň stred najnižšej položenej guľôčky v matici.

Tukové mazanie:

Po dobu zábehu stroja je nutné mazivo doplniť každé 2 až 3 mesiace. Pri bežnej prevádzke stroja musí byť tuk doplnený za 6 až 10 mesiacov. Behom prevádzky sa nesmú tuky s odlišnými vlastnosťami miešať. [13]

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 63
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Záver

Cieľom mojej diplomovej práce bolo vytvoriť návrh konštrukcie spínacieho zariadenia, ktoré bude integrovanou pracovnou jednotkou vo výrobní linke na výrobu kompozitných tyčových profilov a bude slúžiť k spínaniu a ťahaniu tohto profilu.

V práci som sa zamerlal na navrhnutie pohonového mechanizmu pre pohyblivú čeľusť zariadenia, bez využitia hydrauliky alebo pneumatiky. Z dôvodu, že zariadenie s hydraulikou už existuje a aj z dôvodu, že mechanické riešenie znásobenia sily sa mi viac páčilo. Na začiatku práce som vybral tri možné varianty riešenia a z nich som potom vybral najlepšiu.

Prvý variant bol nevhodný, vo variante mala priamo guľková skrutka tlačiť na pohyblivú čeľusť a vyvodiť požadovanú spínaciu silu. Veľká nevýhoda tohto riešenia je v tom, že v riešení sa nenachádza znásobenie sily od motora, čo kladie vysoké požiadavky na servomotor, ale aj na únosnosť guľkovej skrutky.

Druhý variant bol potenciálny spôsob riešenia, pracovný zdvih sa uskutočňuje prostredníctvom vačky. Elektromotor otočí vačku, tá otočí rotujúcim elementom upevneným na pohyblivej čeľusti a súčasne tlačí čeľusť smerom dole. V mechanizme nájdeme znásobenie sily, ale nie v takom rozsahu ako v treťom spôsobe riešenia.

Tretí variant sa mi od začiatku pozdával najviac, pracovný zdvih sa uskutočňuje prostredníctvom kolenového mechanizmu. Elektromotor roztočí guľkovú skrutku, matica skrutky sa začne posúvať a tlačí na ramená kolenového mechanizmu, tie sa vyrovnávajú, čoho dôsledkom je pohyb pohyblivej čeľusti smerom dole. Dochádza k 4 až 10 násobnému znásobeniu sily, čo bolo hlavným dôvodom pre výber a ďalšie rozpracovanie tejto varianty. Najväčším konštrukčným problémom bolo riešenie ukotvenia motora. Nakoniec som zvolil umiestnenie motora na pohyblivej čeľusti. Motor sa pri pracovnom zdvihu posúva smerom dole s pohyblivou čeľusťou a súčasne sa aj natáča – obr. 9.1. [39].

Návrh rámu zariadenia, od môjho prvotného návrhu, prešiel značnými zmenami. A teda konečný vzhľad sa podstatne líši od prvých úvah.

	Ústav výrobných strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

V kontrolných výpočtoch som riešil: výpočet trvanlivosti guľkovej skrutky, výpočet trvanlivosti ložiska a kontrolu čapov na strih a ohyb. Taktiež som potreboval výpočty pre znásobenie sily prostredníctvom kolenového mechanizmu a tiež výpočet na zistenie požadovaného momentu a výkonu pre výber servomotora.

Počiatočné rozmerové obmedzenia rámu, ako sú uvedené v zadaní - šírka, výška, dĺžka neboli úplne dodržané, ale po konzultácii s Ing. Bronislavom Follerom, Ph.D, sme sa dohodli, že to nie je problém. Ostatné podmienky zadania boli splnené.

Výsledkom mojej konštrukčnej diplomovej práce je navrhnuté zariadenie, podľa požiadaviek zadania. Taktiež túto prácu beriem veľmi pozitívne pre svoju osobu, lebo ma daná problematika zaujíma a viem si predstaviť, že by som niečo podobné robil aj v praxi.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCA	

Zoznam použitej literatúry a www stránok

- [1] RUDOLF, B. – KOPECKÝ, M.: Tvářecí stroje – Základy výpočtu a konstrukce. vyd., Praha, SNTL, 1979
- [2] ŽENÍŠEK, J. - JENKUT, M.: Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990
- [3] BOLEK, A. - KOCHMAN, J - a kol.: Části strojů I a II - Technický průvodce 6 Praha: SNTL, 1990
- [4] NĚMEC, J. - DVOŘÁK, J. - HOSCHL, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988
- [5] JANÍČEK, P. – ONDRÁŠEK, E. – VRBKA, J. – BURŠA, J.: Mechanika teles – Pružnost a pevnost 1. Brno: CERM 2004
- [6] BRANDEJS, J. – PROKEŠ, F.: Základy konstruování. Brno: CERM 2003
- [7] SVOBODA, P. – BRANDEJS, J. – KOVAŘÍK, R. – SOBEK E.: Základy konstruování – Výběr z norem pro konstrukční cvičení. Brno: CERM 2001
- [8] MAREK, J.: Konstrukce cnc obráběcích stroju. MM průmyslové spektrum – speciální vydání: 2006
- [9] Hydraulická a pneumatické mechanizmy – Prednášky z Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky na FSI VUT v Brně
- [10] Servopohony – prednášky z Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky na FSI VUT v Brně
- [11] Internetové stránky firmy SMC www.smc.cz
- [12] Internetové stránky Fakulty mechatroniky IMS - TUL www.mti.tul.cz
- [13] Internetové stránky firmy KSK Kuřim www.ks-kurim.cz
- [14] Internetové stránky firmy Tox pressotechnik www.tox-en.com
- [15] Internetové stránky firmy Gdpkoral www.gdpkoral.cz
- [16] Internetové stránky firmy Siemens www.automation.siemens.com
- [17] Internetové stránky firmy Ina www.ina.de
- [18] Internetové stránky www.solidcomponents.com
- [19] Internetové stránky firmy Hennlich www.hennlich.cz