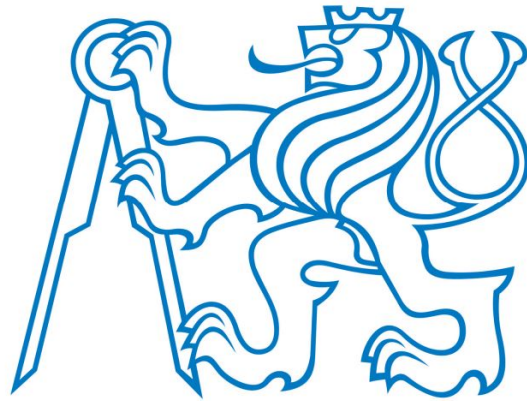


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta strojní – Ústav kování a částí strojů



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**NÁVRH SYSTÉMU PŘESNÉHO
AUTOMATICKÉHO OBVODOVÉHO
ODŘEZÁVÁNÍ VÍK TLAKOVÝCH
LAHVÍ ORKUŽNÍ PILOU**

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literárních zdrojů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů.

Datum:

Podpis

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil své poděkování Ing. Františkovi Lopotovi, Ph.D, za vedení mé práce a věcné připomínky. Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Pipotovi za zadání a usměrnění konstrukčního návrhu. Mé díky rovněž patří mým kolegům z firmy K.O.P.R. a jejich kritickým poznámkám, které přispěly k úpravám a celkovému výsledku této práce.

Anotace

Tato práce popisuje návrh a konstrukci nové jednoúčelové pily na ořezávání acetonových tlakových nádob. Jako inspirace posloužily některé okružní a planetové pily, které jsou již v provozu. V práci jsou zaznamenány technologické výpočty řezných podmínek pily, od kterých se následně odvíjí návrh konstrukce celého stroje. Jsou zde uváženy různé varianty konstrukčního provedení, realizováno je však pouze jedno. Výsledný stroj je na konci práce prezentován prostřednictvím snímku z 3D počítačového modelu.

Abstract

This thesis shows a design and construction of new single purpose saw for cutting acetone pressure containers. Some circular and planet saws which already exist were used as inspiration. Technological calculations of cutting conditions are a part of thesis from which the construction of machine is designed. Multiple variations of constructions are shown in the work but only one is completed. The finished machine is presented in the end with a 3D model.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Götz** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **438348**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh systému přesného automatického obvodového odřezávání vík tlakových lahví okružní pilou

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a tooling for precise automatic circumferential cutting of pressure cylinders using a circular saw

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete systém, který bude sloužit k oddělení dna a víka tlakové lahve od válcové části lahve, kdy při řezání koná hlavní pracovní pohyb kotouč a vedlejší pohyb pila (lahve je fixně uložena v čelistech a kolem ní obíhá planetově pila). Vnitřek tlakové lahve je vyplněn pórovitou hmotou a tato hmota nesmí být při řezání porušena (max. průřez do hmoty je 2mm). Zařízení se bude skládat z následujících částí:

- základový rám zařízení
- upnutí tlakové lahve (lahve umístěna vertikálně)
- systém umožňující axiální nastavení polohy řezu a planetově obíhání pily
- systém umožňující radiální najetí pily do řezu
- samotná pila včetně kotouče.

Seznam doporučené literatury:

dle potřeby

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. František Lopot, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **31.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Obsah

1	Úvod	6
2	ANALÝZA PROBLEMATIKY	7
2.1	OKRUŽNÍ PILY NA KOV	8
2.2	PLANETOVÉ PILY	9
3	NÁVRH PILY A POHYBOVÝCH PRVKŮ	10
3.1	POŽADOVANÝ TAKT	10
3.2	VOLBA KOTOUČE	10
3.3	ŘEZNÉ PODMÍNKY	12
3.4	ŘEZNÝ VÝKON A KROUTÍCÍ MOMENT	15
3.5	VÝSLEDNÝ TAKT	17
3.6	KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PILY	17
3.6.1	VARIANTY REALIZACE PLANETOVÉHO POHYBU	17
3.6.2	NÁVRH OTOČNÉHO STOLU	18
3.6.3	VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ POHONU PILY	18
3.6.4	VÝSLEDNÁ KONSTRUKCE	19
3.6.5	UPNUTÍ KOTOUČE	19
3.6.6	NÁVRH ELEKTROMOTORU	20
3.6.7	NÁVRH PŘEVODOVKY	21
3.6.8	RADIÁLNÍ NAJETÍ PILY DO ŘEZU	23
4	NÁVRH UPÍNACÍHO MECHANISMU	25
4.1	SILOVÉ POMĚRY	26
4.2	VOLBA POHONU	29
4.3	REALIZACE KINEMATICKÉ VAZBY	30
5	AUTOMATIZAČNÍ PRINCIP	30
6	POPIS VÝSLEDNÉ KONSTRUKCE	32
6.1	SESTAVA POJÍZDNÉHO STOLU S PILOU	32
6.2	MECHANISMUS UPÍNÁNÍ	33
6.3	RÁM	34
6.4	VÝSLEDNÁ SESTAVA	35
7	Závěr	36
	Seznam použitých značek a symbolů	37
	Seznam použitého SW	43
	Seznam příloh	44

1 Úvod

Tato práce má za úkol popsat návrh a konstrukci stroje pro ekologickou likvidaci acetonových lahví. Ty jsou vyplněny porézní hmotou obsahující azbest. V současnosti se stále lahve přetavují i s pěnovou výplní. Budoucí představa je však taková, že by se zmíněná výplň měla od recyklovaného kovu oddělit vylisováním z cylindrického zbytku původní nádoby. Ve světě se již tento postup uplatňuje avšak [1.] Pro tento účel bude navrženo automatizované pracoviště obsluhované roboty, jehož součástí bude planetová pila pro separaci dna a víka tlakové nádoby. Žadatelem je firma Linde Vítkovice as., která se rovněž zabývá periodickými zkouškami a renovací nádob na technické plyny[2].

Stroj bude navrhován v programu CATIA V5 dle firemních standardů. Vzhledem k tomu, že firma K.O.P.R. se zabývá automatizovanými svařovacími a lisovacími přípravky pro automobil, tak se nejedná o typickou zakázku a typický konstrukční postup, nicméně firemními možnostmi a postupy bude konstrukce ovlivněna.



Obr. 1: tlakové nádoby [3]

2 ANALÝZA PROBLEMATIKY

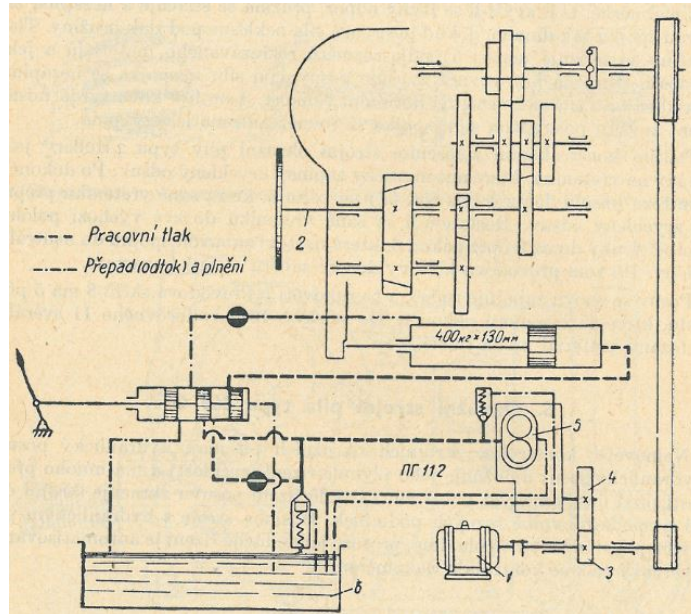
Navrhovaný stroj bude specializovaná jednoúčelová okružní pila. Konstrukce tedy bude vycházet z klasických okružních pil na kov a z planetových okružních pil, které se vyskytují na trhu. Celý stroj se bude skládat z pily, systému najíždění do řezu, systému zajišťující planetový pohyb a upínacího mechanismu. Od axiálního najíždění pily do řezu se upustilo. Pozicování nádoby vzhledem ke kotouči může zajistit robotický manipulátor který bude stroj obsluhovat. Konstrukce se tím značně zjednoduší. Pracovní postup je následující. Robot založí nádobu tak, aby byl řez proveden na válcové části nádoby několik milimetrů nad zakřiveným dnem, respektive víkem. Následně pila najede do řezu a prořízne válcový plášť. Po té vykoná planetový oběh, čímž dokoná řez po obvodu a pila odjede do základní polohy. Po otočení nádoby robotickým manipulátorem se proces opakuje.

2.1 OKRUŽNÍ PILY NA KOV

Pro inspiraci se podíváme na některé konstrukční provedení okružních pil.

Okružní strojní pila typu 860 G:

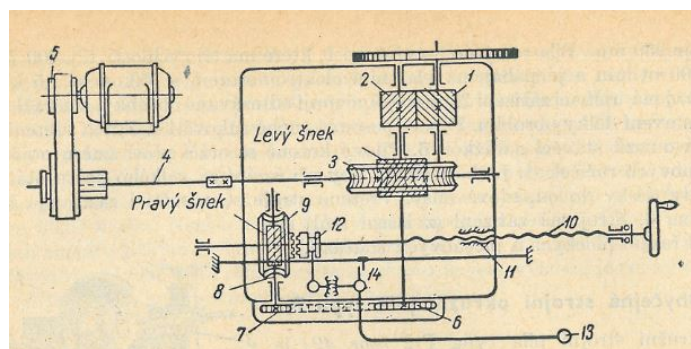
Jedná se o pilu s hydraulickým posuvem umožňující plynulé řízení rychlosti. Vřeteno je poháněno přímo z ozubeného soukolí, které je hnané přes řemen elektromotorem [4].



Obr. 2: 860 G [4]

Strojní okružní pila typu P-2:

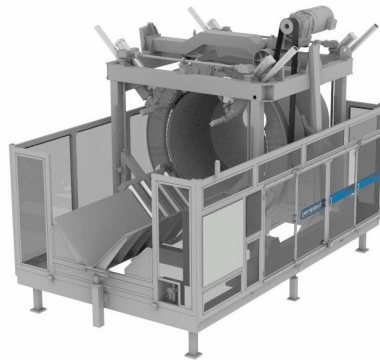
Tato konstrukce je jednodušší. Nemá automatický přísuv ani odsuv vřeteníku, což má negativní dopad na strojní čas. Pohon pily je zde řešen podobně jako v předchozím případě. Zde je však převod realizován šnekovým soukolím [4].



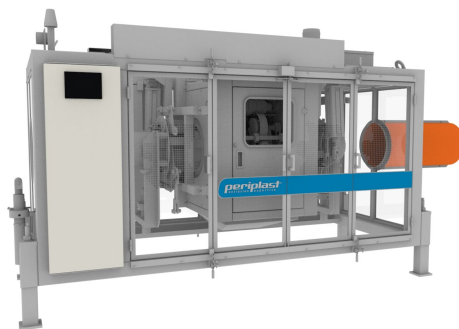
Obr. 3: P-2 [4]

2.2 PLANETOVÉ PILY

Tuto metodu řezání využívá například firma Periplast. Avšak předmětem jejího zájmu jsou plastové materiály [5]. Dále jsou zde zásadní rozdíly v jejich konstrukci od našich potřeb a požadavků. Jejich pila je horizontální a má průchozí vřeteník, což umožňuje dělení delších trubek za přísuvných sekvencí. Dále pila ořezává trubky po vrstvách, tudíž se otáčí bez omezení. To pro naše řešení není nutné. Tenký plech může být obříznutý jediným oběhem. Vzhledem k tomu, že je potřeba odřezávat konce nádob a přetočení obstará robotický manipulátor, může být konstrukce vertikální a vřetení nemusí být průchozí, což nám výslednou konstrukci značně ulehčí. Ovšem vzhledem k neobvyklé povaze konstrukce přístroje nám jako inspirace posloužit může [6],[7] . Na obrázku níže jsou vyobrazeny dva modely planetových pil, které firma nabízí. Jejich schématický popis není k dispozici, nicméně je možné shlédnout názorné video, kde se kamera podívá i do zákulisí pily.



Obr. 4: MPC PLANETARY CUTTERS [6]



Obr. 5: MPC PLANETARY CUTTERS [7]

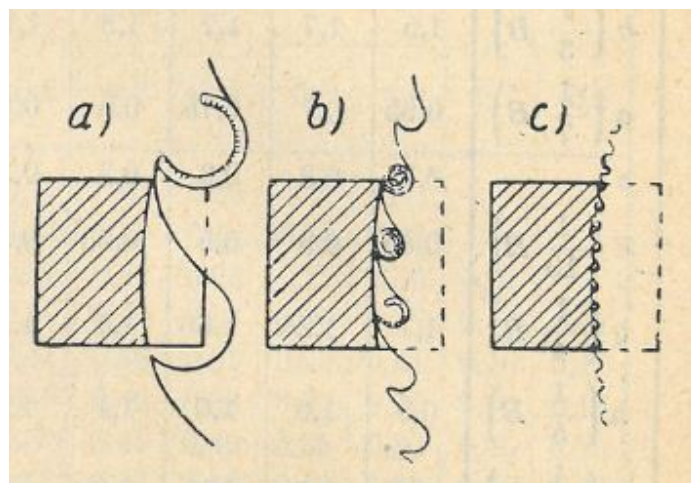
3 NÁVRH PILY A POHYBOVÝCH PRVKŮ

3.1 POŽADOVANÝ TAKT

Stroj by měl dle požadavků zadavatele stihnout oříznout alespoň 12 nádob za hodinu, to je celkem 24 řezů. K řezům je ještě potřeba připočítat čas, který robot potřebuje na založení a otočení nádoby. Na základě zkušeností z automatizovaného provozu tento čas můžeme pesimisticky odhadnout na 20 sekund. Pak nám zbývá na každý řez nejvíce 2.1 minuty.

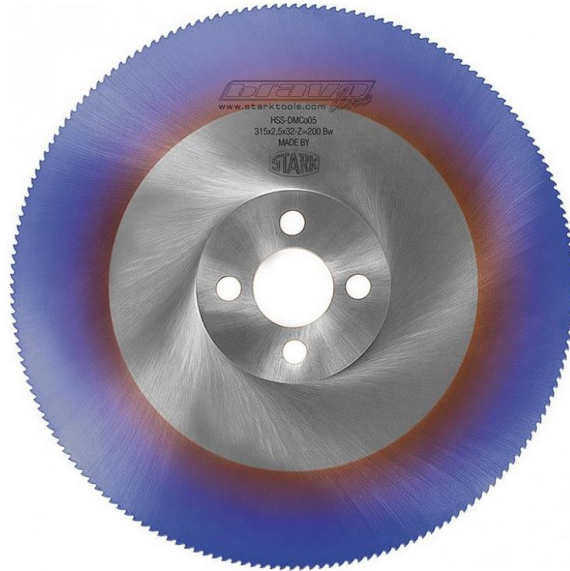
3.2 VOLBA KOTOUČE

Při volbě kotouče je třeba jednak vycházet ze zadaných požadavků, ale také podmínek ve kterých bude stroj pracovat, účel řezu a typu řezaného materiálu. Vzhledem k tomu, že nádoby mohou obsahovat zbytky hořlavých plynů a nechceme, aby došlo ke vznícení, bylo by lépe zvolit kotouč s větším průměrem, aby se příliš nepřehříval. Cílem celého procesu je recyklace, není tedy potřeba perfektně čistého řezu. Na druhou stranu velké otřepy by mohly být nepříjemnou překážkou při vytlačování hmoty z nádoby. Tlakovou nádobu budeme pro řezání uvažovat jako svinutý plech, budeme tedy volit z řady kotoučů určených pro řezání tenkých plechů. Aby kotouč pracoval plynule, musí mít alespoň tři zuby v záběru, jinak je obráběcí proces podobný spíše obrázení [4]. Je tedy potřeba volit kotouč s malou zubovou roztečí.



Obr. 6: ukázka zubů v záběru s různou roztečí [4]

Po uvážení zmíněných atributů a na základě rešerše volím kotouč HSS DMo5 250x2,0x32mm - Z200 BW [8]. Sice nebude pro nejtenčí nádobu splněna podmínka alespoň tří zubů v záběru, ale budou alespoň dva, což nám zaručí plynulost řezu a stroj by se neměl příliš rozvíbrovat. Rovněž má kotouč větší rozměr, ty s menší roztečí mají i menší průměr, což je vzhledem k nebezpečnému charakteru procesu riskantní.



Obr. 7: HSS DMo5 250x2,0x32mm - Z200 BW [8]

parametry kotouče:

průměr kotouče: 250 [mm]

vnitřní průměr: 32 [mm]

šířka zubů: 2 [mm]

počet zubů: 200 [-]

řezná rychlost: 85 [m/min]

3.3 ŘEZNÉ PODMÍNKY

Před konstrukcí je potřeba spočítat řezné podmínky, ze kterých zjistíme rychlost obrábění a silové poměry. Na základě těchto výsledků budou voleny další komponenty jako elektromotor, převodovka a pohon pro radiální najetí pily do řezu.

Řezná rychlost je stanovena výrobcem, je však za potřebí ji převést na otáčky[9].

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (1)$$

kde

- v_c je řezná rychlost [m/ min]
- D je průměr kotouče [mm]
- n jsou otáčky [ot/min]

otáčky pak budou:

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} \quad (2)$$

$$n = \frac{85 \cdot 1000}{\pi \cdot 250} = 108[\text{ot}/\text{min}] \quad (3)$$

Dále potřebujeme znát průřez třísky, maximální tloušťku třísky a posuv na zub.

Posuv na zub je převzat z tabulky s doporučenými hodnotami podle rozměrů pily[4].

Řezné podmínky pro kotoučové pilky

Průměr pilky v mm	Řezná rychlost v m/min		Posuv na 1 zub v mm	Řezná hloubka podle tloušťky B pilky	Celková délka řezání v mm
	Pilky ze zámě- ných ocelí za rychloměrné. Zkouška na oceli	Pilky z uhlíkové nebo legované oceli. Zkouška na hliníku			
60	40	80	0,02	4B	—
75	35	70	0,03	4B	
110	30	60	0,04	5B	600
150	25	50	0,04	6B	
200	20	40	0,05	8B	

Obr. 8: řezné podmínky [4]

Posuv na zub je zde stanoven do průměru 200 mm, vezmeme tedy tuto hodnotu [9].

$$f_z = 0.05[mm/zub] \quad (4)$$

Rychlost posuvu pak bude:

$$v_f = n \cdot z \cdot f_z \quad (5)$$

kde :

- z je počet zubů [-]

$$v_f = 108 \cdot 200 \cdot 0.05 = 1080[mm/min] \quad (6)$$

Z posuvu na zub a geometrie řezu vypočítáme maximální tloušťku třísky [9].

$$h_{max} = \sin(\varphi_{max}) \cdot f_z \quad (7)$$

kde:

- h_{max} je maximální tloušťka třísky [mm]
- φ_{max} je maximální úhel posuvného záběru [°]

$$h_{max} = \sin(8.9) \cdot 0.05 = 0.0077[mm] \quad (8)$$

Průřez třísky pak bude

$$A_{Di} = a_p \cdot h_i[mm^2] \quad (9)$$

kde :

- h_i je jmenovitá tloušťka třísky [mm]
- a_p je šířka třísky [mm]

Pro zjednodušení budeme počítat jen s maximální hodnotou .

$$A_{max} = 2 \cdot 0.0077 = 0.0155[mm^2] \quad (10)$$

Nyní přejdeme k silovým poměrům na kotouči.

Síla působící na jeden zub v záběru je dána vztahem [10]:

$$F_{ci} = k_{ci} \cdot A_{Di} [N] \quad (11)$$

kde:

- k_{ci} je měrná řezná síla [N/mm]

Měrná řezná síla je dána vztahem [10].

$$k_{ci} = C_k \cdot R_m [MPa] \quad (12)$$

kde:

- R_m je pevnost v tahu [MPa]
- C_k bezrozměrný koeficient [-]

Hodnota C_k by měla ležet v rozmezí čtyři až deset, zvolíme střední hodnotu. Nádoby jsou z konstrukční oceli [10].

- $R_m = 550$ [MPa]
- $C_k = 7$ [-]

$$F_{ci} = 7 \cdot 550 \cdot 0.0155 = 60 [N] \quad (13)$$

Z počtu zubů v záběru pak určíme výslednou sílu působící na pilu.[5]

$$n_z = \frac{\varphi_{max}}{360} \cdot z [-] \quad (14)$$

$$n_z = \frac{\varphi_{8.9}}{360} \cdot 200 = 4.9 [-] \quad (15)$$

Počet zubů v záběru by měl být v rozmezí 2.5 až 6.7, což je pro maximální tloušťku nádob vyhovující, ovšem pro minimální vychází necelé 2 zuby. Ale jak již bylo zmíněno výše vzhledem k podmínkám nám postačí, že v záběru bude víc než jeden zub [4].

$$F_c = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ci} \quad (16)$$

Pro jednoduchost budeme počítat všechny zuby plně v záběru. Rovněž tím bude výpočet předimenzován což je v našem případě vhodnější.

$$F_c = \sum_{i=1}^5 60 = 300[N] \quad (17)$$

Řezný odpor je pak reakční silou na sílu řeznou.

$$F = -R \quad (18)$$

3.4 ŘEZNÝ VÝKON A KROUTÍCÍ MOMENT

Řezný výkon a moment bude počítán pro maximální hodnoty. V případě motoru pro pohon vřetena bude následující [10]:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{60} [W] \quad (19)$$

$$P_c = \frac{300 \cdot 85}{60} = 425[W] \quad (20)$$

Kroutící moment od řezné síly je roven brzdnému krouticímu momentu řezné síly:

$$M_k = \frac{F_c \cdot D}{2} = M_{kb} [Nm] \quad (21)$$

$$M_k = \frac{300 \cdot 0.25}{2} = 37.5[Nm] \quad (22)$$

Kroutící moment působící na hnací ústrojí od řezné síly vzhledem oběžné ose:

$$M_p = \frac{F_c \cdot D_{lah}}{2} [Nm] \quad (23)$$

$$M_k = \frac{300 \cdot 0.25}{2} = 37.5[Nm] \quad (24)$$

Výkon hnacího ústrojí oběžného pohybu vypočítáme z momentu vzhledem k ose oběhu a úhlové rychlosti. Tu určíme z posuvné rychlosti a trasy, kterou pila vykoná než obřízne nádobu.

– rychlost posuvu: $v_f = 1080$ [mm/min]

– dráha řezu : $s = O = 1571$ [mm]

$$n = \frac{v_f}{s} [\text{ot}/\text{min}] \quad (25)$$

$$n = \frac{1080}{1571} = 0.687 [\text{ot}/\text{min}] \quad (26)$$

$$P_c = M \cdot \omega = \frac{M \cdot 2\pi \cdot n}{60} [\text{W}] \quad (27)$$

$$P_c = \frac{37.5 \cdot 0.687 \cdot 2\pi}{60} = 2.7 [\text{W}] \quad (28)$$

3.5 VÝSLEDNÝ TAKT

Výsledný takt bude součtem času jednotlivých procesů:

- doba výměny nádoby: 20[s]
- doba otočení: 20[s]
- doba doba řezu: 90 [s]

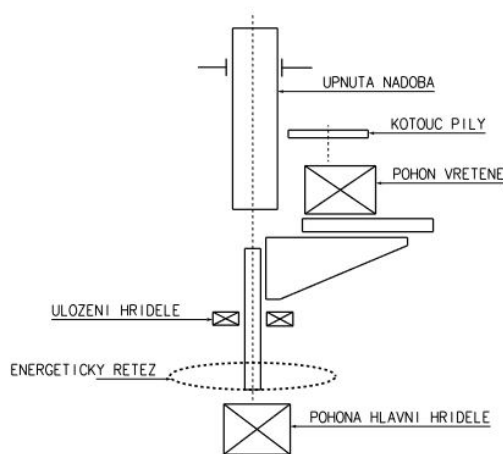
$$t_{op} = 20 \cdot 12 + 20 \cdot 12 + 90 \cdot 24 = 2640[s] = 44[min] \quad (29)$$

Požadavek na oříznutí 12 nádob za hodinu je tedy splněn.

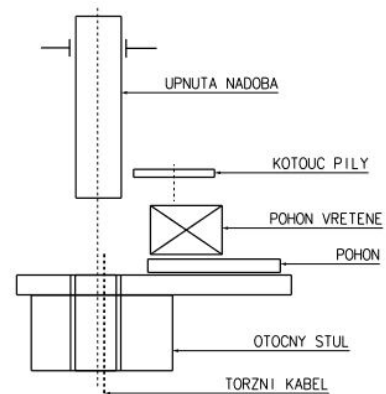
3.6 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PILY

3.6.1 VARIANTY REALIZACE PLANETOVÉHO POHYBU

Planetový pohyb pily lze uskutečnit prostřednictvím hřídele a nosného ramene. V takovém případě by bylo potřeba do prostoru pily umístit navíjivý energetický řetěz. Jinou možností je ustavit posuvný stůl s pilou na otočný stůl, pak by bylo možné centrem protáhnout torzní kabely.



Obr. 9: varianta s hřídelí



Obr. 10: varianta s otočným stolem

Varianta s hřídelí by byla náročná na provedení. Energetický řetěz by bylo potřeba dobře zakrytovat, aby se nezasekával po usazení odpadu z řezného procesu. Otočný stůl nabízí hned několik výhod. Mimo jednodušší energetický přívod zde bude snazší ustavit stůl s pilou. Vzhledem k tomu, že otočné stoly jsou programovatelné, nebude potřeba koncových dorazů a řešit zpětný chod.

3.6.2 NÁVRH OTOČNÉHO STOLU

Volím otočný volně programovatelný stůl NC 220 T od firmy Weiss [11].

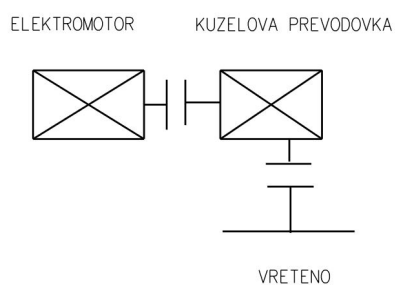
- točivý moment: 145 [Nm]
- průměr průchodu vřetena: 42 [mm]



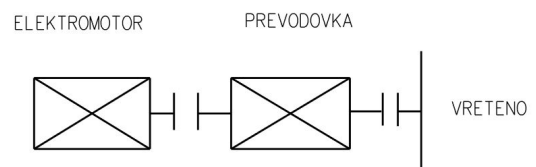
Obr. 11: NC 220 T[11]

3.6.3 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ POHONU PILY

Vřeteno pily bude poháněné elektromotorem přímo přes převodovku. Zde se nabízí dvě možnosti. Motor s převodovkou budou umístěny koaxiálně, tedy vertikálně nebo na kolmo, tedy horizontálně. V tom případě by byla využita šneková nebo kuželová převodovka. Možná prostorová uspořádání jsou tedy následující:



Obr. 12: kolmé provedení

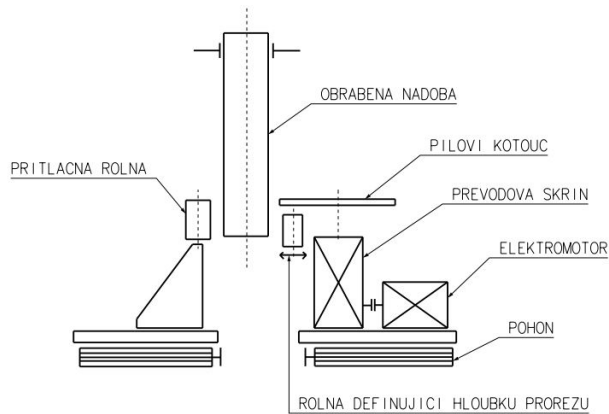


Obr. 13: lineární provedení

Z možných variant volím ustavení kolmé. Prostorově bude varianta náročnější na šíři, ovšem snazší pro ustavení posuvu a lineárního vedení.

3.6.4 VÝSLEDNÁ KONSTRUKCE

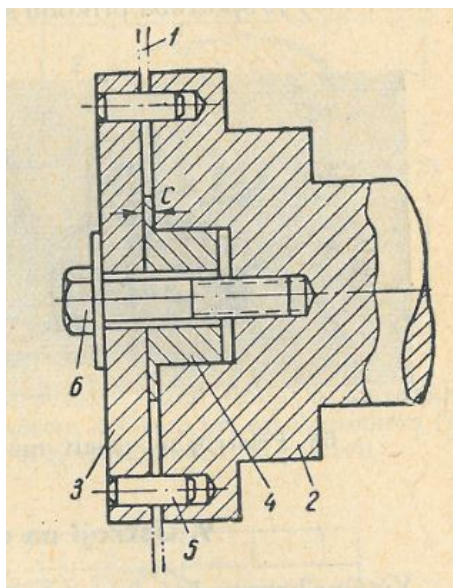
Hloubka prořezu bude určena rolnou umístěnou těsně pod kotoučem. Ta bude pevně uchycena k rámu posuvného stolu s pilou. V případě značně deformovaných nádob tak bude pila kopírovat libovolný tvar se stálou hloubkou řezu. Pro odlehčení čelistí bude proti kotouči umístěna sestava vyrovnávající tlačnou sílu a klopný moment, vzhledem k čelistem s dalšími rolkami umístěnými do trojúhelníkového tvaru.



Obr. 14: schéma výsledné konstrukce pily

3.6.5 UPNUTÍ KOTOUČE

Kotouč 1 bude na vřeteno upnut šroubem 3 mezi přírubu 6 a zalisované středící pouzdro 4. Krouticí moment bude přenášán kolíky 5 na vřeteno 2. Broušené středící pouzdro musí být soustředné s vřetenem s maximální tolerancí 0.01 mm.[4]

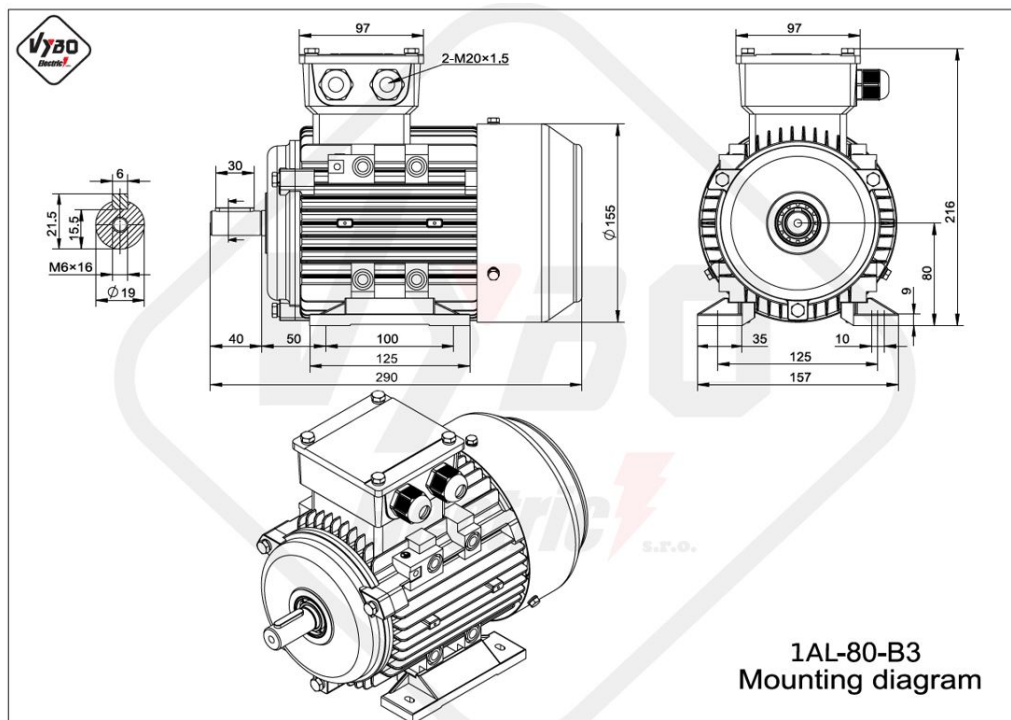


Obr. 15: upnutí kotouče na vřeteno[4]

3.6.6 NÁVRH ELEKTROMOTORU

Volím 4. pólový elektromotor od firmy electric a.s. 1AL80B-4. [12]

- Výkon motoru: 750 [W]
- otáčky: 1400 [ot/ min]
- točivý moment: 5.12 [Nm]



Obr. 16: elektromotor 1AL80B-4 [12]

3.6.7 NÁVRH PŘEVODOVKY

Při volbě převodovky jsou pro nás rozhodující otáčky kotouče a moment síly od řezného odporu. Ze zvoleného uspořádání prvků na posuvu se nám nabízejí dvě možnosti. Šneková a kuželová převodovka. Vzhledem k tomu, že je potřeba šetřit místem a hmotností, bude vhodnější převodovka kuželová. Šneková má malou účinnost, tím pádem by bylo potřeba většího elektromotoru.

Elektromotor je 4. pólový s 1400 otáčky za minutu. Je tedy potřeba tyto otáčky převést na ty, které nám vyšli z řezných podmínek.

otáčky kotouče.

$$n_k = 108[ot/min] \quad (30)$$

otáčky elektromotoru.

$$n_e = 1400[ot/min] \quad (31)$$

požadovaný převodový poměr.

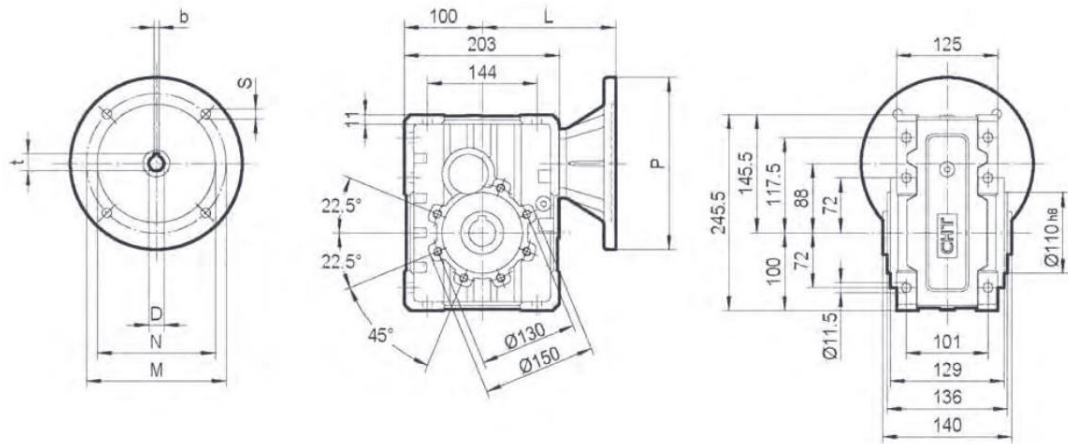
$$i_{teor} = \frac{n_k}{n_e} \quad (32)$$

$$i_{teor} = \frac{1400}{108} = 12.96 \quad (33)$$

Takový převod jen těžko najdeme. Hodnota by se dala doupravit například řemenovým nebo řetězovým převodem. Vzhledem k protostorovým možnostem se však spokojíme s nejbližší možnou hodnotou převodového poměru. Ideální převodovku nabízí firma Chiaravalil [13].

převodovka CHO 82:

- nominální převodový poměr: $i = 12.5$ []
- výstupní moment na hřídeli. $M_{2n} = 480$ [Nm]
- točivý moment: M_t 5.12 [Nm]



Obr. 17: kuželová převodovka

3.6.8 RADIÁLNÍ NAJETÍ PILY DO ŘEZU

Radiální najetí pily do řezu bude realizováno pneumatickým lineárním pohonem a kuličkovým lineárním vedením. Vzhledem k tomu, že zde působí velké síly a pohyb bude pomalý, pneumatický pohon není zcela ideální možností. Na druhou stranu se jedná o výbušné prostředí a pneumatické prvky jsou standardním nástrojem, se kterým firma pracuje. Volba pneumatiky byla v tomto případě instruována vedením firmy.

Lineární pohon je definován řeznou silou. Volím zde bezpístnicový typ od firmy Festo, který se umístí pod desku se sestavou pily [14].

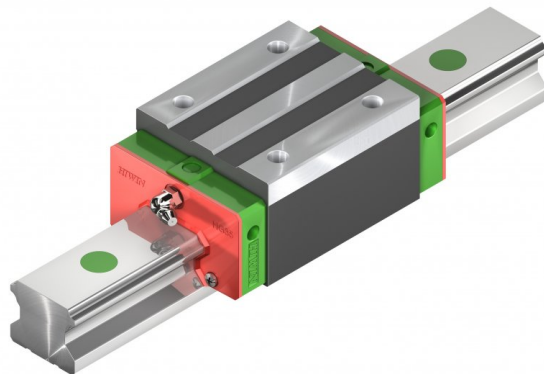
Pohon pro radiální najetí pily: DGC-K-32

- průměr pístu : 32 [mm]
- zdvih: 140 [mm]
- teoretická síla při 6 barech: 483 [N]



Obr. 18: Festo DGC-K-32 [14]

Lineární kuličkové vedení HGH s velkou únosností ve všech směrech od firmy HIWIN zajistí přesný pohyb a ochrání válec před zatížením ve směru kolmém na osu pohybu [15].



Obr. 19: Vozík HGH [15]

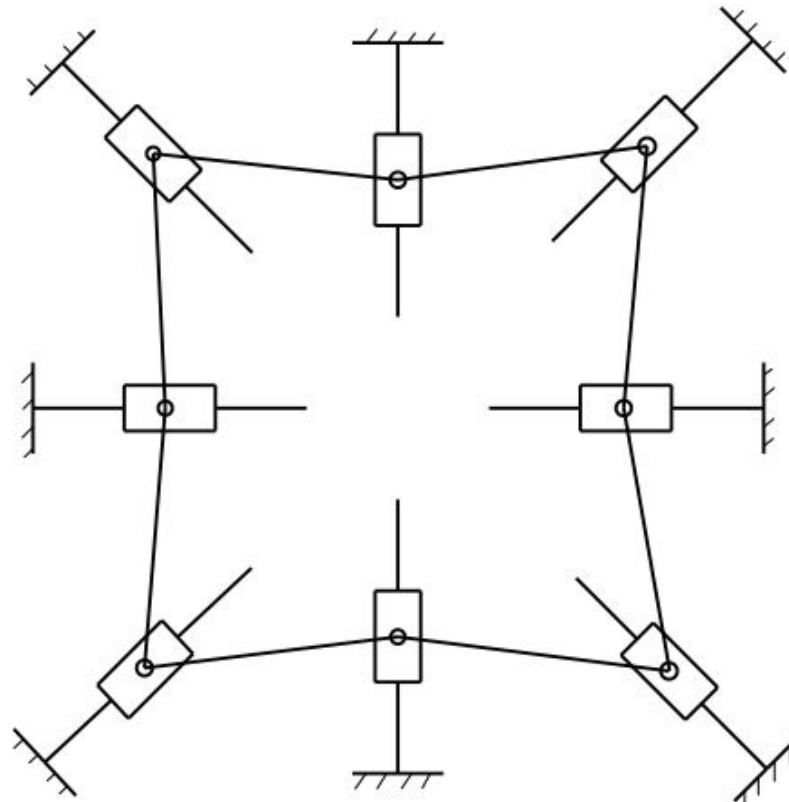
Protitlak bude zajištěn rolnou od firmy Misumi rovněž s velkou únosností, řádově v kN [16].



Obr. 20: Cam Follower CF-AB [16]

4 NÁVRH UPÍNACÍHO MECHANISMU

Upínání nádob bude rovněž realizováno pneumatickými lineárními pohony. Způsobů jak upnout válcovou nádobu je celá řada. Je však potřeba myslet na to že nádoba musí být osově vystředěná, a to při každém upnutí nádob s různými průměry. Nestačí tedy přítlak z jedné strany. Možné varianty jsou tedy přítlak prizmatem ze dvou stran, princip clony nebo přítlak ze tří nebo čtyř stran jako je tomu u soustruhů. Vzhledem k tomu, že pneumatika nám nezaručí rovnoměrný pohyb všech válců, bude potřeba je svázat kinematickou vazbou. To je možné realizovat řemenem, řetězem nebo rameny na posuvných a rotačních vazbách. Pružná povaha řemene i řetězu způsobuje při zatížení délkovou dilataci, která nemusí být rovnoměrná. Zvolil jsem tedy upnutí do kříže s vazbou přes tuhá ramena na posuvných a rotačních vazbách umístěných na diagonálách. Pohon, který se bude opožďovat, bude poháněn ostatními válci a naopak, ten který bude napřed, bude brzděn ostatními.



Obr. 21: upínací mechanismus

Počet stupňů volnosti mechanismu:

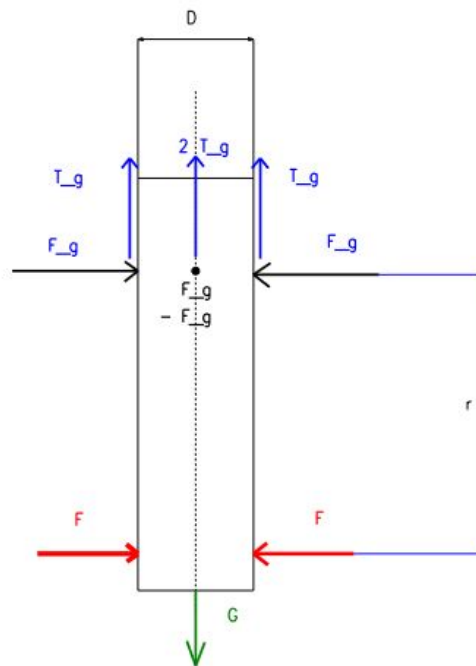
$$n = 1 + 3 \cdot (m) + 2 \cdot (r + p) \quad n = 1 + 3 \cdot (16) + 2 \cdot (16 + 8) = 1 \quad (34)$$

Mechanismus má jeden stupeň volnosti, může se tedy pohybovat v před nebo vzad. Kinematická vazba nám tedy rovněž zajišťuje vzájemnou silovou podporu válců při upnutí.

4.1 SILOVÉ POMĚRY

Upínací sílu čelistí je třeba určit na základě dvou podmínek. V první řadě nádoba nesmí spadnout. Třecí síla ve vertikálním směru musí překonat sílu gravitační. V druhé řadě nesmí nádoba prokluzovat. Upínací síla musí být překonat kroutící moment vznikající oběhem pily a řezného odporu. Výsledná upínací síla tedy musí překonat výslednici složení těchto dvou sil.

Je tedy potřeba překonat gravitační sílu G :



Obr. 22: Pohled z boku na upnutí

$$G = m \cdot g [N] \quad (35)$$

$$G = 60 \cdot 9.8 = 588 [N] \quad (36)$$

Třecí sílu určíme ze síly upínací, přenásobené součinitelem tření ocel-ocel:

$$T_i = F_i \cdot 0.1[N] \quad (37)$$

$$F_i = T_i \cdot 10[N] \quad (38)$$

Třecí síla působící proti vertikálnímu skluzu od gravitační síly budemem značit T :

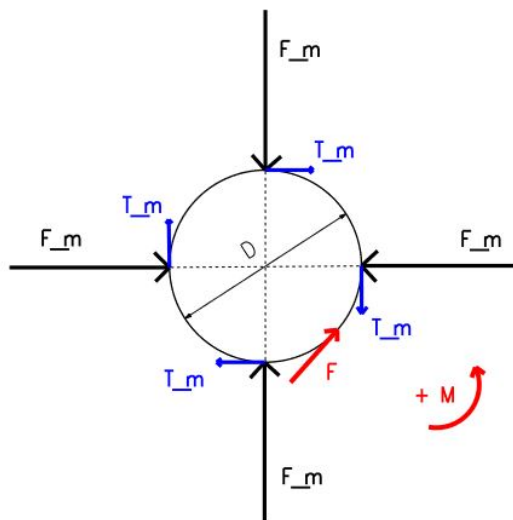
$$4 \cdot T_g - G = 0[N] \quad (39)$$

$$T_g = \frac{G}{4} = \frac{588}{4} = 147[N] \quad (40)$$

Upínací síla generující tuto třecí sílu pak bude F :

$$F_g = 147 \cdot 10 = 1470[N] \quad (41)$$

Třecí síla působící proti krouťicímu momentu budemem značit T :



Obr. 23: Náhled na upnutí.

$$4 \cdot T_m \cdot \frac{D}{2} - R \cdot \frac{D}{2} = 0 \quad (42)$$

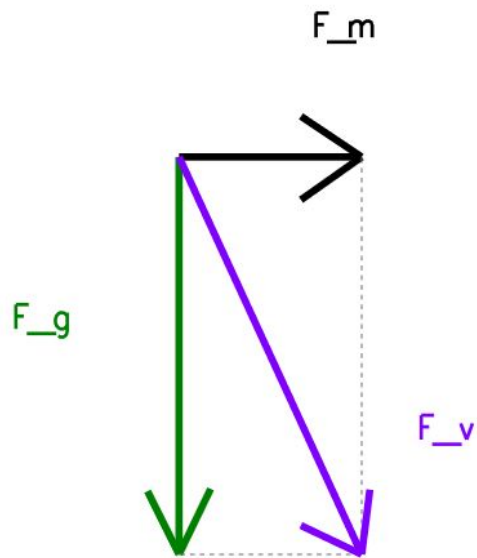
$$T_m = \frac{R}{4} \quad (43)$$

$$T_m = \frac{300}{4} = 75 \quad (44)$$

Upínací síla generující tuto třecí sílu pak bude F:

$$F_m = 75 \cdot 10 = 750 [N] \quad (45)$$

Výslednice sil.



Obr. 24: výslednice sil

$$F_v = \sqrt{F_g^2 + F_m^2} \quad (46)$$

$$F_v = \sqrt{1470^2 + 750^2} = 1650 [N] \quad (47)$$

4.2 VOLBA POHONU

Při upnutí je potřeba zajistit tuhost nádoby a vzhledem k principu mechanismu zajistit, aby se čelisti nerozevřely. Toho nejlépe docílíme brzdou. Volím pneumatický válec s brzdou od firmy Festo [17].

DFLC-63

- průměr pístu : 64 [mm]
- zdvih: 140 [mm]
- Teoretická síla při 6 barech: 1680 [N]
- Statická přídržná síla: 3300 [N]



Obr. 25: Festo DFLC-63 [17]

4.3 REALIZACE KINEMATICKÉ VAZBY

Kinematická vazba je řešena posuvnými a rotačními vazbami. Posuvnou vazbu zajistí totéž kuličkové vedení od firmy Hiwin, jako v případě posuvu pily. Rotační vazba je pak realizována kluzným ložiskem od firmy Misumi a zajištěným čepem [18].

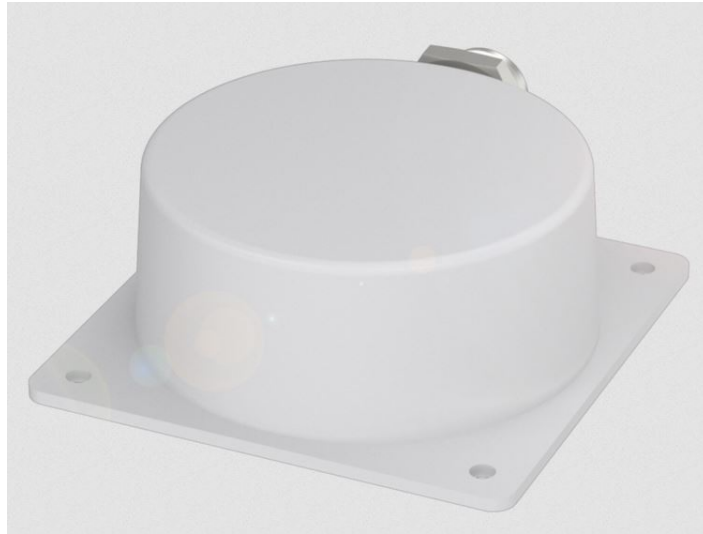


Obr. 26: Oil Free Bushings/Bronze/Flanged [18]

5 AUTOMATIZAČNÍ PRINCIP

Má-li stroj pracovat plně automatizovaně, bude zapotřebí jej zaopatřit snímači, které informují řídicí jednotku stavu procesu. V první řadě musí manipulátor vědět, zda je ve stroji založený díl k obrábění. Proces řezání může do upínacího prostoru nahnat prach z hmoty a třísky, optický snímač by se tedy mohl zanést čímž by ztratil spolehlivost. Bude tedy lepší sáhnout po indukčním snímači s dostatečnou detekční vzdáleností. Déle bude potřeba se ujistit, zda čelisti skutečně nádoby upnuly a nezasekly se. Jelikož čelisti budou najíždět do různých vzdáleností od základní polohy podle velikosti nádoby, nabízí se možnost umístit další indukční snímač k čelistem, tentokrát však s krátkým dosahem. Ten bude hlásit přítomnost dílu až ve chvíli, kdy jej budou čelisti svírat. A samozřejmě je nutné mít informaci o tom, zda byl řezný proces dokončen, což může rovněž obstarat indukční snímač umístěný rovnoběžně s hlavní osou.

Indukční snímač od firmy Baluff BES02T0 pro detekci přítomnosti dílů s dosahem 35 až 105 mm [19]:



Obr. 27: BES02T0 [19]

Indukční snímač od firmy Baluff BES05ZW pro detekci přítomnosti dílů za účelem ověření upnutí a vyhodnocení stavu oběhu pily s dosahem 1 až 8 mm [20]:

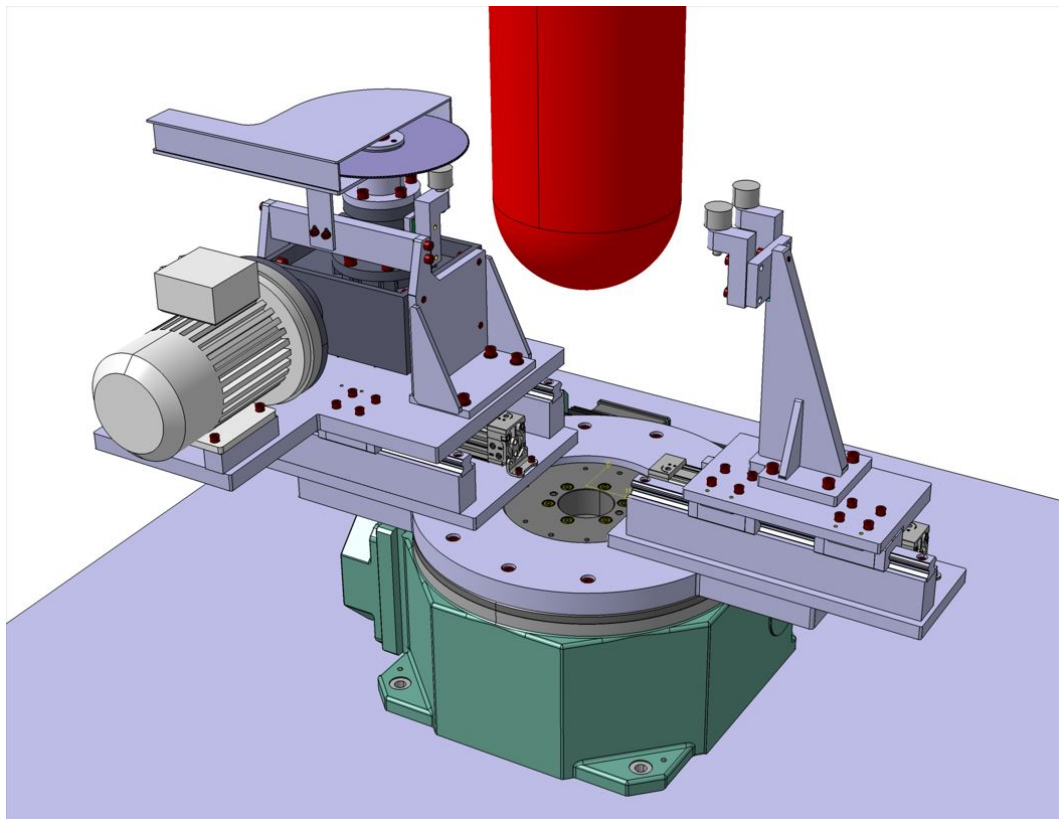


Obr. 28: BES02T0 [20]

6 POPIS VÝSLEDNÉ KONSTRUKCE

6.1 SESTAVA POJÍZDNÉHO STOLU S PILOU

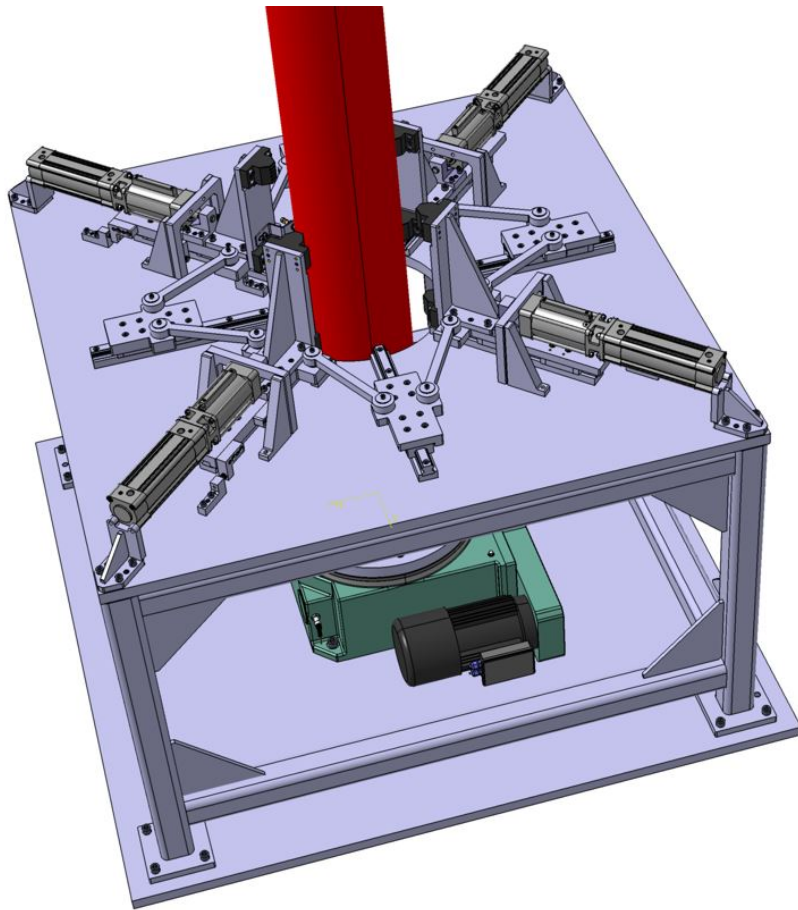
Pila je umístěna na vypalované desce. Ta je uložena na lineárním vedení zajištěným koncovými dorazy odstavenými 5 mm od krajních poloh. Pila je rovněž opatřena krytem kotouče s vývodem na odpad. Tam lze umístit vak, který se po naplnění vyprázdní. Převodová skříň je uchycena na svařovaných konzolách, přičemž přední konzole je uchycena přes drážky. Rolna zajišťující hloubku prořezu je upnuta přes shimy, kterými lze nastavit radiální vzdálenost. Protitlačná sestava je ustavena obdobným způsobem.



Obr. 29: systém pily s protitlakem

6.2 MECHANISMUS UPÍNÁNÍ

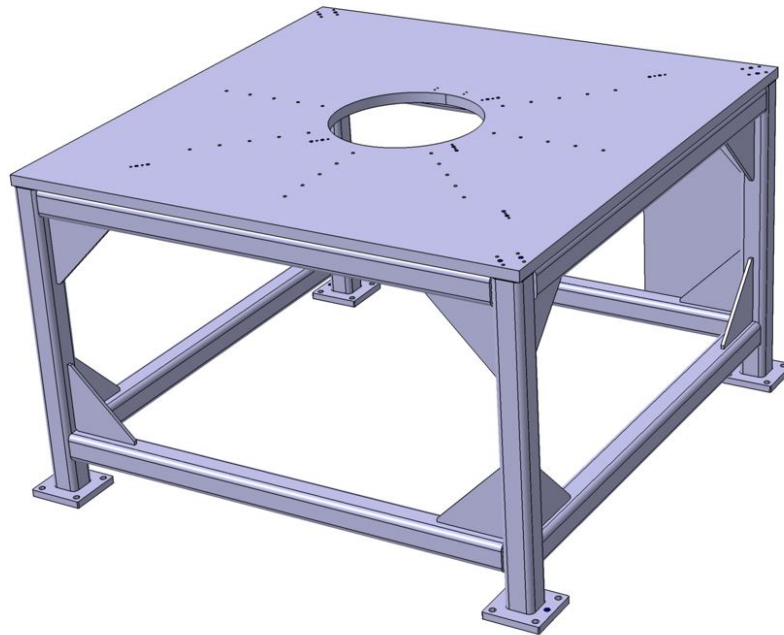
Upínací mechanismus má na každém válci dvě patra s čelistmi. Koncové dorazy jsou opět polohovány ve vzdálenosti 5 mm od krajích pracovních poloh pohonů. Pohony jsou z prostorových důvodů umístěny nad lineárními kuličkovými vedeními na vypalovaných svařovaných bránových stojanech. Celý mechanismus je pak ustaven na svařovaném rámu s deskou.



Obr. 30: upínací mechanismus

6.3 RÁM

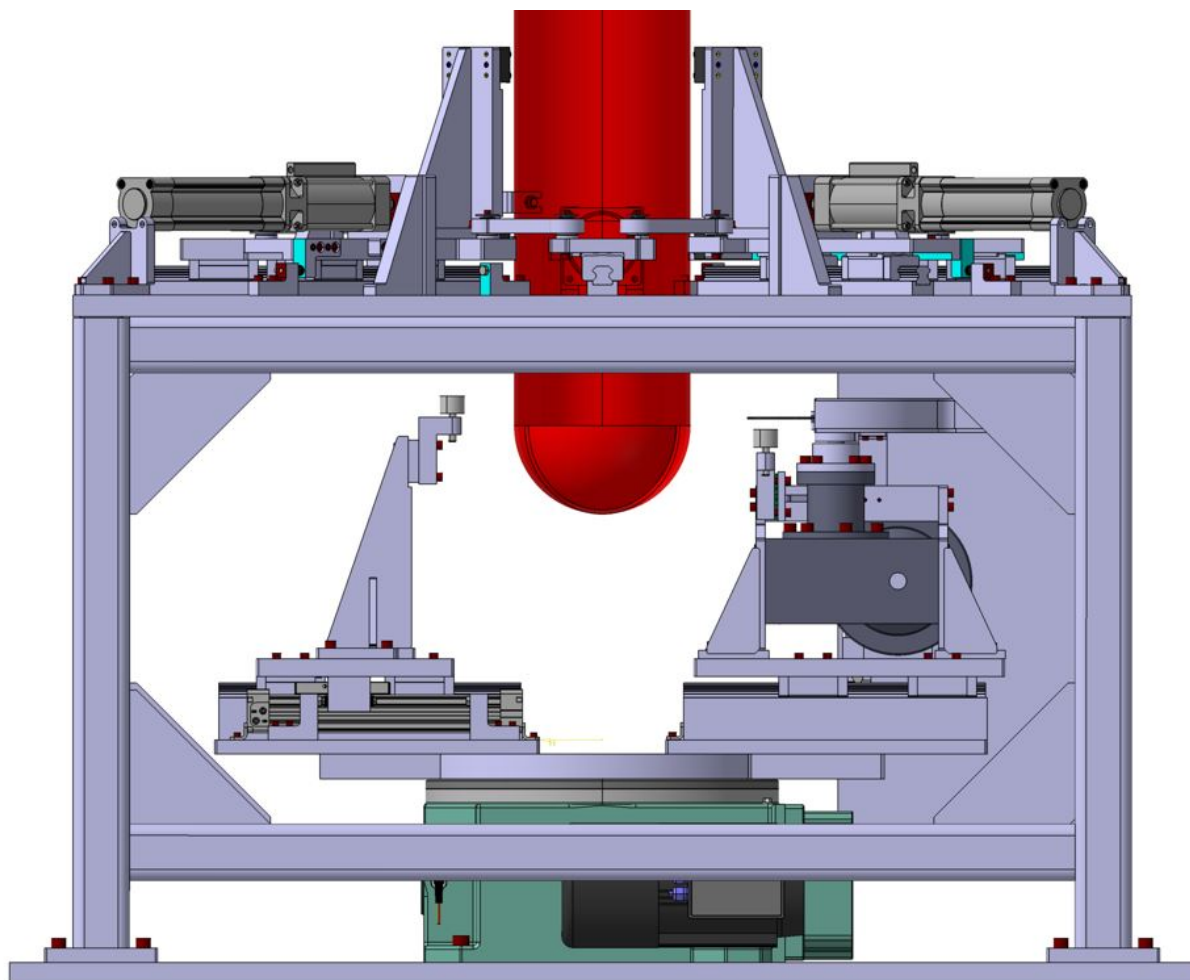
Rám je svařenec z jeklů 80x80x8 mm. V rozích je vystužen vypalovanými žebry. Hlavní deska je součástí rámu, vystužena ze spodu příčníky. Jedná se o velký díl, který je potřeba obrábět na portálové frézce. V zadu se nachází tenký plech pro uchycení pneumatického terminálu a elektrických rozvaděčů.



Obr. 31: svařovaný rám.

6.4 VÝSLEDNÁ SESTAVA

Pohled z boku na výslednou sestavu v otevřené poloze s nádobou maximálních rozměrů.



Obr. 32: celý stroj

7 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout planetovou pilu na ořez tlakových nádob se systémem upínání, radiálního najíždění pily do řezu, axiálním najížděním pily a nastavitelnou hloubkou prořezu. Samotná pila by měla fungovat bez větších potíží. Problematickým však může být zvolený druh poháněcího média. Předně nedostatečná tuhost může mít za následek velké vibrace a výsledně nepravidelný prořez nádob. Rovněž nastavování přítlaku škrcením v případě takto malých rychlostí nemusí být přesné. Nastavení hloubky prořezu není automatizované, což není ideální, jelikož prostředí bude kontaminováno prachovými částicemi obsahujícími azbest. Vstup do prostoru pily pro údržbu bude tedy povolen pouze v ochranném oděvu a s ochranou maskou. Bude tedy záležet na povaze procesu recyklace a zákazníkovi, zda je tato možnost přijatelná. Případně by bylo potřeba i tento systém opatřit vlastním pohonem. Oběžný pohyb realizovaný otočným stolem by měl fungovat bez větších potíží. Od axiálního najíždění pily jak již bylo výše zmíněno se upustilo, konstrukce se tím tedy zjednodušila. Upínací mechanismus nemusí nutně trpět volbou média, ovšem pohyb zejména po nějaké době, kdy se stroj opotřebí může být sekavý. Rovněž je stroj poměrně složitý. Velké množství dílu zvyšuje pravděpodobnost nepřesnosti z důvodů součtu výrobních tolerancí. Na druhou stranu jednotlivé díly jsou poměrně jednoduché a ekonomicky nenáročné. Jedná se především o malé obrobky, případně obráběné svařované výpalky. Výsledný takt stoje byl dodržen.

Seznam použitých značek a symbolů

v_c	[mm/min]	řezná rychlost
v_f	[mm/min]	rychlost posuvu
f_z	[mm/zub]	posuv na zub
z	[—]	počet zubů
h_{max}	[mm]	maximální šířka zubu
φ_{max}	[°]	úhel posuvného záběru
A_{Di}	[mm^2]	jmenovitý průřez třísky
A_{max}	[mm^2]	maximální průřez třísky
a_p	[mm]	šířka třísky
F_{ci}	[N]	síla působící na zub v záběru
k_{ci}	[N/mm]	měrná řezná síla
R_m	[N/mm]	pevnost v tahu
C_k	[—]	konstanta měrné řezné síly
R	[N]	řezný odpor
D	[mm]	průměr kotouče
D_{lah}	[mm]	průměr tlakové nádoby
P_c	[W]	výkon vřetene
M_p	[Nmm]	silový moment působící na kotouč
s	[mm]	dráha
O	[mm]	obvod nádoby
t_{op}	[min]	čas obrobení 12 nádob
n_k	[ot/min]	otáčky kotouče
n_e	[ot/min]	otáčky elektromotoru
i_{teor}	[mm/min]	teoretický převod
i	[—]	převodový poměr
M_t	[Nm]	točivý moment
M_{2n}	[Nm]	výstupní silový moment
n	[—]	počet stupňů volnosti
m	[—]	počet těles v mechanismu
r	[—]	počet rotačních vazeb
p	[—]	počet posuvných vazeb
G	[N]	gravitační síla
T_i	[N]	ítá třecí síla
F_i	[N]	ítá síla
T_g	[N]	třecí síla působící proti gravitaci
F_g	[N]	upínací síla potřebná k překonání gravitace
T_m	[N]	třecí síla potřebná k překonání kroučícího momentu

F_m[N]upínací síla potřebná k překonání korutícího momentu
 F_v[N] výsledná upínací síla

Seznam použité literatury a zdrojů

[1] Acetylene Cylinder recycling - YouTube. *YouTube* [online]. Copyright © 2022 Google LLC [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=FYs-ipnnvTk&t=74s>

[2] Linde Vítkovice – O nás – O společnosti. Linde Vítkovice – likvidace acetylenových lahví [online]. Copyright © Copyright LINDE VÍTKOVICE a.s. 2007 [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <http://www.linde-vitkovice.cz/o-spolecnosti.php>

[3] Linde Vítkovice – Fotogalerie. Linde Vítkovice – likvidace acetylenových lahví [online]. Copyright © Copyright LINDE VÍTKOVICE a.s. 2007 [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <http://www.linde-vitkovice.cz/fotogalerie.php>

[4] SKVORCOV, P.F. *Řezání kovů kotoučovými pilami: Příručka pro praxi s tabulkami řezných podmínek a návod k zpodárnění kovů*. Praha: ROH, 1952. DT 621.934.

[5] ABOUT US - Periplast. Periplast - Extrusion Expertise [online]. Dostupné z: <https://periplast.pt/company/>

[6] MPC PLANETARY CUTTERS - Periplast. Periplast - Extrusion Expertise [online]. Dostupné z: <https://periplast.pt/product/mpc-planetary-cutters/>

[7] PVC CUTTER - Periplast. Periplast - Extrusion Expertise [online]. Dostupné z: <https://periplast.pt/product/pvc-cutter/>

[8] Pilový kotouč Stark HSS DMo5 250x2,0x32mm - Z200 BW - Enaradina stroje. Nářadí a nástroje | Prodej nářadí a nástrojů | Enaradina stroje.cz [online]. Copyright © Enaradina stroje, všechna práva vyhrazena [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.enaradina stroje.cz/pilovy-kotouc-stark-hss-dmo5--250x2-0x32mm-z200-bw/>

[9] HUMÁR, Anton *TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ -1. ČÁST* [online]. VUT-FSI v Brně [cit. 2022-07-30].

[10] MÁDL, CSC., Prof. Ing. Jan, Doc. Ing. Jindřich KAFKA, CSC., Ing. Martin VRABEC, CSC. a Ing. Rudolf DVORÁK, CSC. *TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ 1.díl*. Praha: ČVUT, 2007. ISBN 8001037525, 9788001037522.

[11] Redirecting to <https://www.weiss-world.com/de-en/> [online]. Copyright © [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.weiss-world.com/PDFs/en/product%20catalog/NC%20product%20catalog>

[12] Elektromotor 0.75kW, 1400ot. 1-AL-80-B-4 | Elektro-motor.cz. Elektromotor, Elektromotory prodej, výroba-největší sklad v ČR [online]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-0-75kw-1400rpm-1-al-80-b-4/>

[13] Naše produkty | CHIARAVALLI CZ a.s. [online]. Copyright © [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: https://www.chiaravalli.cz/storage/app/media/katalogy-jednotlive_casti/katalog-kuzelocelni-prevodovky-cho.pdf

[14] [online]. Copyright © 2022 Festo. All rights reserved [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cz/cs/a/1312502/?q=~:sortByFacetValues-asc>

[15] Vozík HGH | hiwin.cz. Hiwin, Kuličkové šrouby, Lineární technika, Lineární vedení, Lineární motory | hiwin.cz [online]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-gh/17_vozik-hgh?fbclid=IwAR0toUfoxK7JQa8ZHoyj-padlPbvHeCAyAnla4ekOt2sW34RI9mgS1YHocw

[16] Cam Follower CF-AB Model from THK | MISUMI. MISUMI – Configurable mechanical components – buy online [online]. Copyright © MISUMI Corporation All Rights Reserved. [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/221005242985/?fbclid=IwAR2cnsPYJfEb_8H8RsTsjRGGbCYEOEa76w2mUAsW7VcH4tYBfjXIoZoTKZU

[17] [online]. Copyright © 2022 Festo. All rights reserved [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cz/cs/a/8073332/?q=~:sortByFacetValues-asc>

[18] Oil Free Bushings/Bronze/Flanged from MISUMI | MISUMI. MISUMI – Configurable mechanical components – buy online [online]. Copyright © MISUMI Corporation All Rights Reserved. [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110300031960/?CategorySpec=00000425169%3A%3Ab&fbclid=IwAR0TxwkHVoe9rTXOBhPz8kiOgtl3njinmOno83FWMMoOm4RU1uHQp5ObDw#>

[19] BES02T0 (BES IKN-S5-070-W-4-S) Indukční standardní snímače s preferovanými typy - BALLUFF. Redirecting to <https://www.balluff.com/cs-cz> [online]. Copyright © 2022 Balluff CZ s.r.o. [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.balluff.com/cs-cz/products/BES02T0?fbclid=IwAR1h2pfUiXO-1pKIpZUiHqBDKQjYfawc4KCIXetgp0cf1oKEzmZp-vxPGdE>

[20] BES05ZW (BES M12EG1-L01C80F-S04G-L04) Indukční standardní snímače s preferovanými typy - BALLUFF. Redirecting to <https://www.balluff.com/cs-cz> [online]. Copyright © 2022 Balluff CZ s.r.o. [cit. 30.07.2022]. Dostupné z: <https://www.balluff.com/cs-cz/products/BES05ZW>

Seznam obrázků

Seznam obrázků

Obrázek 1	tlakové nádoby [3]	6
Obrázek 2	860 G [4]	8
Obrázek 3	P-2 [4]	8
Obrázek 4	MPC PLANETARY CUTTERS [6]	9
Obrázek 5	MPC PLANETARY CUTTERS [7]	9
Obrázek 6	ukázka zubů v záběru s různou roztečí [4]	10
Obrázek 7	HSS DMo5 250x2,0x32mm - Z200 BW [8]	11
Obrázek 8	řezné podmínky [4]	12
Obrázek 9	varianta s hřídelí	17
Obrázek 10	varianta s totočným stolem	17
Obrázek 11	NC 220 T[11]	18
Obrázek 12	kolmé provedeni	18
Obrázek 13	linearni provedeni	18
Obrázek 14	schéma výsledné konstrukce pily	19
Obrázek 15	upnutí kotouče na vřeteno[4]	19
Obrázek 16	elektromotor 1AL80B-4 [12]	20
Obrázek 17	kuželová převodovka	22
Obrázek 18	Festo DGC-K-32 [14]	23
Obrázek 19	Vozík HGH [15]	24
Obrázek 20	Cam Follower CF-AB [16]	24
Obrázek 21	upínací mechanismus	25
Obrázek 22	Pohled z boku na upnutí	26
Obrázek 23	Náhled na upnutí.	27
Obrázek 24	výslednice sil	28
Obrázek 25	Festo DFLC-63 [17]	29
Obrázek 26	Oil Free Bushings/Bronze/Flanged [18]	30
Obrázek 27	BES02T0 [19]	31
Obrázek 28	BES02T0 [20]	31
Obrázek 29	system pily s protitlakem	32
Obrázek 30	upínací mechanismus	33
Obrázek 31	svařovaný rám.	34
Obrázek 32	celý stroj	35

Seznam použitého SW

- TeXworks
- CATIA V5

Seznam příloh

Příloha 1: 3D model stp.

Příloha 2: výrobní výkres dorazového stojanu K3000-200 POZICE 201

Příloha 3: výrobní výkres svařence konzole K3000-2300 POZICE 302

Příloha 4: výrobní výkres čelisti K3000-500 POZICE 501

Příloha 5: výrobní výkres čepu K3000-500 POZICE 502