



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Rekonstrukce a modernizace zakružovačky
pomocného odpařovače**

**Reconstruction and modernization ancillary
vaporizer rollers**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Bc. Ondřej Štoček

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Rekonstrukce a modernizace zakružovačky pomocného odpařovače“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 14. 6. 2018

Bc. Ondřej Štoček

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za věcné rady a připomínky, ochotu a trpělivost při konzultacích a veškerou pomoc. Dále bych rád poděkoval Ing. Zdeňku Kotkovi za užitečné podklady a postřehy. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat celé své rodině a své přítelkyni za trpělivost a podporu, která mě provázela po celou dobu mého studia.

Anotační list

| | |
|-----------------------|--|
| Jméno autora: | Bc. Ondřej Štoček |
| Název DP: | Rekonstrukce a modernizace zakružovačky pomocného odpařovače |
| Anglický název: | Reconstruction and modernization ancillary vaporizer rollers |
| Rok: | 2018 |
| Studijní program: | B2301 Strojní inženýrství |
| Obor studia: | 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika |
| Ústav: | <i>Ústav konstruování a částí strojů</i> |
| Vedoucí BP: | <i>Ing. František Lopot, Ph.D.</i> |
| Konzultant: | <i>Ing. Zdeněk Kotek</i> |
| Bibliografické údaje: | počet stran 53 počet obrázků 52 počet tabulek 0 počet příloh 6 |
| Klíčová slova: | Zakružovačka pomocného odpařovače, ohýbání, zakružování, plastický průřezový modul v ohybu, kontrola ložisek |
| Keywords: | Ancillary vaporizer rollers, bowing, rolling, plastic cross-section module in the bend, bearing control |

Anotace:

Diplomová práce je zaměřena na rekonstrukci a modernizaci zakružovačky pomocného odpařovače. V úvodu je zpracována teorie ohýbání-zakružování a současný stav zakružovačky. Nadále se práce věnuje konstrukci pohonné jednotky, tvářecího mechanismu a rámu stroje.

Abstract:

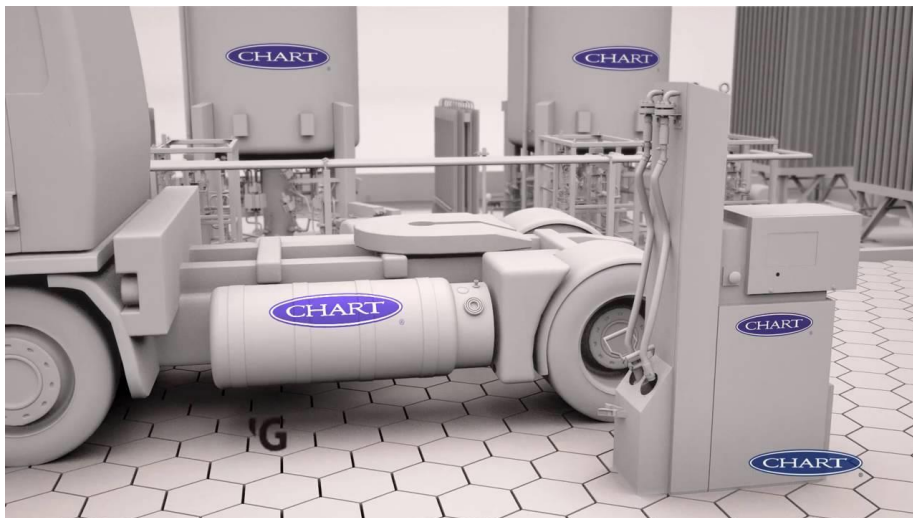
Master thesis is focused on Reconstruction and modernization ancillary vaporizer rollers. At first there is processed teori of bowing-rolling and current status machine. Continue the thesis drive unit design, forming mechanism and machine frame.

Obsah

| | |
|---|-----------|
| 1. Úvod | 1 |
| 2. Pomocný odpařovač | 2 |
| 3. Teorie ohýbání a zakružování | 4 |
| 4. Princip zakružování | 6 |
| 4.1. Tříválcová symetrická zakružovačka | 6 |
| 4.2. Tříválcová nesymetrická zakružovačka | 7 |
| 4.3. Čtyřválcová symetrická zakružovačka | 8 |
| 5. Současné provedení zakružovačky pomocného odpařovače | 10 |
| 5.1. Princip činnosti | 10 |
| 6. Cíle práce – požadovaná vylepšení a modernizace | 12 |
| 7. Nové řešení zakružovačky pomocného odpařovače | 13 |
| 7.1. Pohonná jednotka | 13 |
| 7.1.1. Výpočet plastického průřezového modulu v ohybu pomocného odpařovače | 14 |
| 7.1.2. Výpočet tvářecí síly | 21 |
| 7.1.3. Kontrola pohonné jednotky | 21 |
| 7.1.3.1. Kontrola pohonu | 22 |
| 7.1.3.2. Návrh a kontrola rozvodné převodovky | 24 |
| 7.1.3.3. Návrh a kontrola kloubové hřídele | 26 |
| 7.1.4. Shrnutí pohonné jednotky | 27 |
| 7.2. Tvářecí mechanismus | 28 |
| 7.2.1. Tvarové válce | 28 |
| 7.2.1.1. Výpočet sil působících na hřídele | 33 |
| 7.2.1.2. Kontrola ložisek válců | 34 |
| 7.2.2. Konstrukční řešení tvářecího mechanismu | 36 |
| 7.3. Podpěrné válečky | 39 |
| 7.4. Rám stroje | 41 |
| 7.4.1. Pracovní stůl | 42 |
| 7.4.2. Sklopný stůl | 43 |
| 7.5. Opláštění stroje | 45 |
| 7.6. Elektrická výbava stroje | 45 |
| 8. Závěr | 47 |
| Použitá literatura | 48 |
| Seznam obrázků | 49 |
| Seznam zkratk a symbolů | 50 |
| Seznam příloh | 53 |

1. Úvod

Firma Chart Ferox a.s. je součástí koncernu Chart Industries a zabývá se zejména návrhem, výrobou a dodávkou dvouplášťových tlakových nádob, odpařovačů a systémových zařízení (vakuově izolovaného potrubí, propojovacího potrubí apod.) pro skladování a distribuci kryogenních látek (LIN, LOX, LAR, LNG, apod. – obr.1). [1]



obr. 1: Výrobky Chart Ferox [1]

Až na drobnosti v podobě potrubí, ventilů, atd. si firma Chart Ferox vše vyrábí sama. Většina strojů používaných výrobou jsou svařovací automaty, zakružovací válce, zakružovačky plechů, jeřáby, hydraulické nůžky, a další stroje potřebné pro výrobu výrobků.

Součástí týmu je oddělení Údržby a investic, které má za úkol dohlížet na chod všech používaných strojů a zařízení. Také v rámci údržby funguje tým, který navrhuje a konstruuje jednoúčelové stroje. Jedním z těchto strojů je i zakružovačka pomocného odpařovače.

Tato zakružovačka vyžaduje rekonstrukci a modernizaci, to je úkolem této diplomové práce.

2. Pomocný odpařovač

Plyn distribuovaný v kapalně formě musí být na místě spotřeby dopraven z vysokotlaké nádoby do rozvodné sítě spotřebitele. Než je ale dopraven do sítě, musí být snížen tlak média. Energie potřebná na odpaření zkapalněného média je odebírána z atmosférického vzduchu. K tomuto účelu se používá odpařovač (obr. 2). Jedná se o výměník tepla ze slitiny hliníku. [1]



obr. 2: Stacionární odpařovač [1]

Součástí vybavení každého zásobníku je pomocný odpařovač.

Pomocný odpařovač vykonává funkci vyrovnávání tlaků v nádobě po odebrání média do obvodu. Další problém nastává při dlouhodobém uskladnění plynu bez žádného odběru. Zásobník se podchlazuje a dochází k námraze. Proto je třeba expanze a odfuku k opětovnému vyrovnání tlaků zkapalněného plynu v zásobníku. [1]



obr. 3: Tlaková nádoba EC-3000 [1]

Polotovar pomocného odpařovače (obr. 4) je dodáván v šestimetrových tyčích. Průřez pomocného odpařovače je volen tak, aby byla maximalizována možnost přestupu tepla z teplejšího okolního prostředí do chladnějšího média proudícího uvnitř pomocného odpařovače.

Pomocný odpařovač sestává z trubky o vnitřním průměru 26 mm se dvěma malými podélnými žebry uvnitř a dvěma vysokými podélnými žebry s úkosem do špičky z vnější strany trubky. Vnitřní i vnější žebra jsou umístěna po 180°. Hrot vnějších podélných žeber je tvořen malým válcem o průměru 3 mm. Válec je technologická úprava pro možnost vazby více pomocných odpařovačů do jednoho svazku ve tvaru hvězdice. [1]



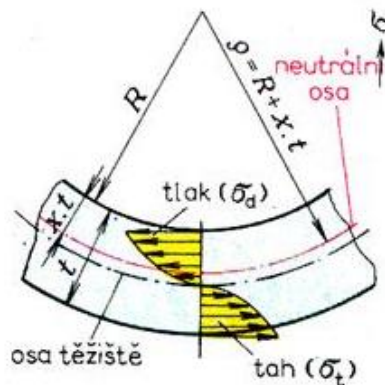
obr. 4: Polotovar pomocného odpařovače [1]

Z obr. 3 je patrné, že pomocný odpařovač je u menších zásobníků jednou či vícekrát obtočen okolo nádoby. Polotovar je ovšem dodáván v rovném stavu. Proto je třeba polotovar zpracovat. Jako nejefektivnější technologie pro zpracování polotovaru byla již dříve využívána technologie ohýbání - zakružování.

3. Teorie ohýbání a zakružování

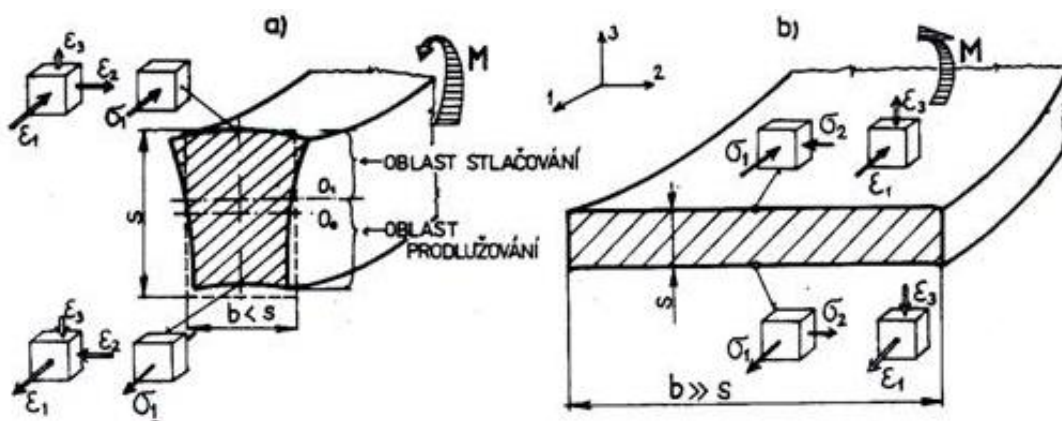
Ohýbání je technologický proces, při kterém je materiál trvale přetvořen ohybem, a to za působení lokální vnější silové dvojice. V místě ohybu dochází k trvalé změně křivosti materiálu a to za pomoci pružně-plastické deformace.

Ohýbání je tvářecí operace, která ve většině případů probíhá za studena. Jedná se o velmi intenzivní přetvoření materiálu. Napětí i přetvoření mění v místech ohybu prudce svou velikost i orientaci. Je důležité sledovat směr vláken v materiálu. Proces ohýbání způsobuje namáhání vnitřní strany tlakovým napětím a vnější strany tahovým napětím. Neutrální osa se při procesu posouvá směrem ke středu ohybu (obr. 5). [3]



obr. 5: Namáhání při ohybu [3]

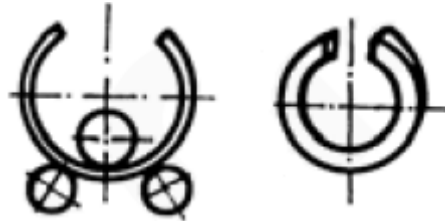
Ohýbáním je materiál na vnitřní straně stlačen v podélném směru a rozšířen ve směru příčném (obr. 6). To je způsobeno tlakovým napětím na vnitřní straně ohybu. Vnější strana je naopak namáhána tahovým napětím a to zapříčiňuje rozšíření materiálu v podélném směru a zúžení ve směru příčném. Celý proces probíhá za působení rovinné deformace a prostorové napjatosti. [3]



obr. 6: Průběh napětí při ohybu [3]

Při samotném procesu se nesmí zapomínat na přítomnost oblastí, v nichž dochází pouze k pružné deformaci. Tím dochází k odpružení materiálu.

Jedním ze způsobů ohýbání je zakružování (obr. 7). Je to speciální způsob ohýbání, při kterém je rovinný či členitý plech, trubka, nebo jiný profilový materiál přetvořen do kruhového, válcové či kuželové plochy. Výsledkem může být oblouk, kruh, šroubovice nebo spirála. Nástrojem je zakružovadlo. [2]



obr. 7: Schéma zakružování [2]

Na rozdíl od klasického ohýbání, se při zakružování místo ohybu plynule posouvá po celé délce profilu (nebo jeho části – oblouk). Zakroužení do požadovaného tvaru může být dosaženo najednou, nebo postupně (materiál prochází zakružovacím ústrojím více než jednou). Většina profilů (do 30mm – ohýbaná výška) se zakružuje za studena.

4. Princip zakružování

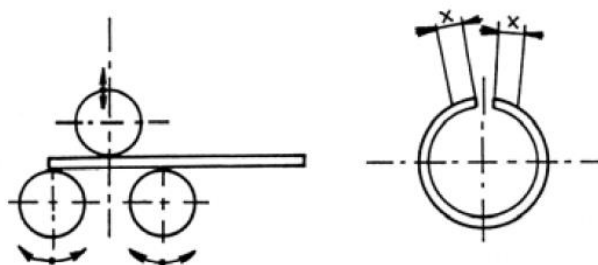
Profil se zakružuje pomocí hladkých či tvarových kotoučů (valců). Podle jejich vzájemné polohy můžeme zakružovačky rozdělit na symetrické a nesymetrické. Počet kotoučů se v průběhu technologického růstu a s přibývajícím požadavky zákazníků zvyšuje.

4.1. Tříválcová symetrická zakružovačka

Mezi symetrické zakružovačky patří tříválcová (obr. 8). Tříválcové zakružovačky mají dva podpěrné válce, které konají reverzní otáčiví pohyb. Přítlačný válec, umístěný nad podpěrnými, koná posuv ve vertikálním směru a volně se otáčí kolem své osy.

Poloha přítlačného válce určuje poloměr zakroužení. Poloměr zakroužení polotovaru může být od poloměru přítlačného válce do nekonečna (rovný kus). Přítlačný válec nelze zmenšit pod určitou mez, protože by došlo k prohnutí válce a výsledný kus by měl soudkovitý tvar. Proto musí být zachována pevnost válců.

Nevýhodou tříválcové symetrické zakružovačky je neschopnost dokončit kruh bez následných úprav (obr. 8). Na obou koncích zbyde rovný kus polotovaru. To je zapříčiněno konstrukcí tříválcové symetrické zakružovačky, která pracuje podle vzoru nosníku zatíženého uprostřed osamělou silou. Proto na koncích zbydou části materiálu, kde ohybový moment nedosahuje velikosti potřebné k plastickému přetvoření. Délka rovné části odpovídá vzdálenosti os přítlačného a podpěrného válce. Tyto nedodělky se dále musí upravovat či odstraňovat. [2]



obr. 8: Schéma tříválcové symetrické zakružovačky [2]

Z geometrických vztahů zobrazených na obr. 9 lze odvodit:

- Poloměr zakroužení [2]

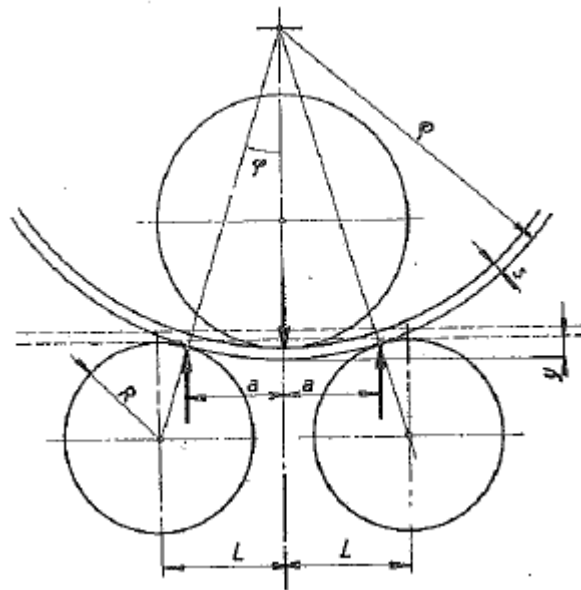
$$\varrho = \frac{L^2 - y^2}{2y} - R \quad (1)$$

- Ponoření ohýbacího válce [2]

$$y = R + \varrho - \sqrt{A^2 - L^2} \quad (2)$$

- Pružné zakroužení [2]

$$\varrho_e \cong \frac{E_s}{2\sigma_k} \quad (3)$$



obr. 9: Schéma geometrických vztahů [2]

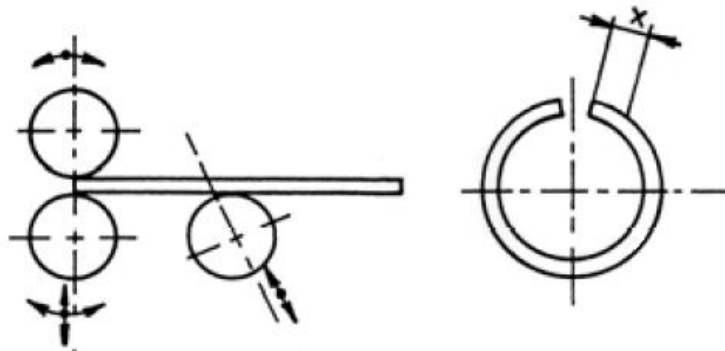
4.2. Tříválcová nesymetrická zakružovačka

Tříválcová nesymetrická zakružovačka (obr. 10) se liší od symetrické tím, že pracuje na principu vetknutého nosníku. Tím je docíleno zakroužení jednoho z konců materiálu. Druhý konec však stále zůstává rovný a je třeba jej zakroužit samostatně. [2]

Tato zakružovačka sestává z dvou podpěrných válců, které stejně jako u symetrické konají reverzní rotační pohyb. Jsou však umístěny nad sebou a zakružovaný materiál je veden mezi nimi. Jeden z podpěrných

válců musí být uložen posuvně, aby mohl vymezovat mezeru pro různou tloušťku materiálu. [2]

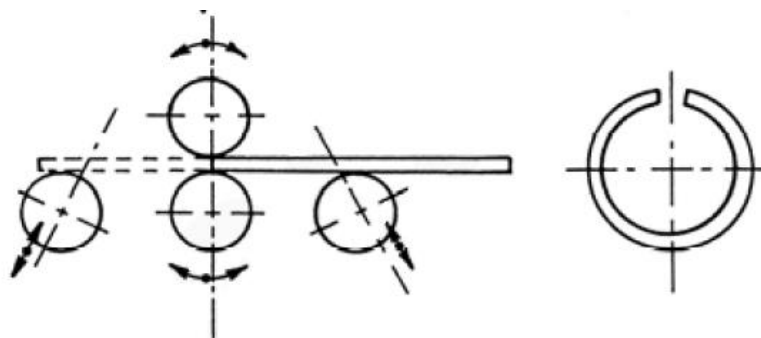
Třetí válec je přitlačný a je umístěn před podpěrnými válci. Stejně jako v předchozím případě koná posuvný pohyb a tím určuje poloměr zakroužení. Posuv však není vertikální, ale šikmý (viz obr. 10). [2]



obr. 10: Schéma tříválcové nesymetrické zakružovačky [2]

4.3. Čtyřválcová symetrická zakružovačka

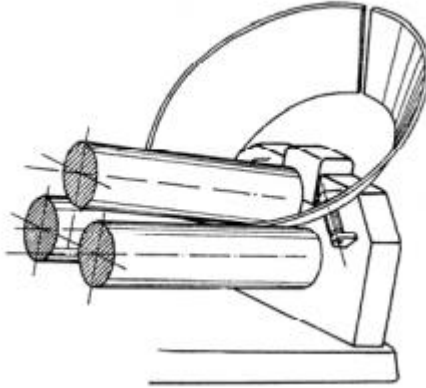
Pro zjednodušení výrobního procesu a ušetření obracení výrobku začala firma Roundo vyrábět čtyřválcové zakružovačky (obr. 11). Pracuje na stejném principu jako tříválcová nesymetrická zakružovačka, přičemž nemá jeden přitlačný válec ale dva. Druhý válec je umístěn zrcadlově podle společné osy přitlačných válců. Díky druhému přitlačnému válci lze zakroužit obě strany materiálu až do konce. [2]



obr. 11: Schéma čtyřválcové symetrické zakružovačky [2]

Pokud není osa přitlačného válce rovnoběžná s osami podpěrných válců, jedná se o zakružovačku na kužele. Kvůli nerovnoměrnému

rozložení sil přetvářejících materiál, které materiál posouvají směrem k vrcholu kužele, je třeba axiálně opřít materiál o podpěrné válce umístěné na stojanu zakružovačky (obr. 12). [2]



obr. 12: Zakružovačka kuželových plášťů [2]

5. Současné provedení zakružovačky pomocného odpařovače

V současné době se k zakroužení polotovaru využívá zakružovačka vyrobená jako jednoúčelový stroj pod záštitou oddělení Údržby a investic v roce 2014. Inspirací pro vznik této zakružovačky byla čtyřválcová symetrická zakružovačka od firmy Roundo.

Jedná se tedy o čtyřválcovou symetrickou zakružovačku vertikálního typu (obr. 13). K zakroužení materiálu je použito čtyř tvarových válců. Zakroužený materiál se pohybuje ve vertikální rovině a k jeho přetvoření je docíleno jedním či dvěma protaženími skrze stroj (záleží na poloměru zakroužení). [1]



obr. 13: Současný stav zakružovačky [1]

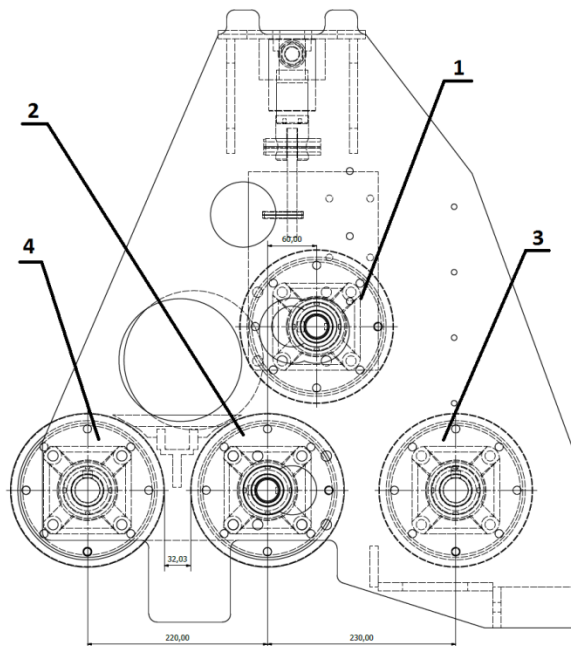
5.1. Princip činnosti

Pohonná jednotka sestává z elektromotoru, spojky a převodovky. Oba poháněné válce jsou hnané řemeny. Válec, který je v tvářecím procesu nad polotovarem (obr. 14 poz.1), funguje taktéž jako upínka. Tento válec je umístěn v menším rámu, který je v pojezdových ližinách umístěn v základním rámu zakružovacího mechanismu. Přítlačný pohyb a síla je zajištěna hydraulickým jednočinným válcem.

Válec č. 2 (obr. 14) je také hnaný, ovšem nevykonává žádný posuvný pohyb. Z obr. je patrné, že válec 1 a 2 nemají osu ve vertikální

rovině. Tato úprava byla dodatečně instalována z důvodu předohnutí prvního konce polotovaru.

Válce č. 3 a 4 (obr. 14) se oba volně protáčí kolem své osy, avšak válec č. 4 koná podobně jako válec č. 1 vertikální posuvný pohyb. Posuvný pohyb je zajištěn stavěcím šroubem. Tímto způsobem se nastavuje požadovaný rádius konečného výrobku. [1]



obr. 14: Schéma stávajícího tvářecího mechanismu [1]

1-hnaný přítlačný válec, 2-hnaný stacionární válec, 3-podpěrný válec, 4-tvářecí válec

6. Cíle práce – požadovaná vylepšení a modernizace

Jak již bylo řečeno, zakružovaný materiál se pohybuje ve vertikální rovině. Zde nastává první problém. Rádus zakroužení se nastavuje posuvem válce č. 4 pomocí stavěcího šroubu. Pro rychlou kontrolu rádiusu v průběhu zakružování se k již zakroužené části materiálu přikládají měrky. Bohužel k materiálu není dobrý přístup, jelikož poloměr zakroužení může být i 2 metry. Tato činnost velmi znepříjemňuje práci obsluze stroje. Proto se stává, že dělníci tuto kontrolu neprovádějí tak často, jak by měli. Toto vede k množství zmetků, které se musí opravovat a tím brzdí další výrobu.

Druhý problém je se zpracovaným materiálem. Na výrobcích se objevují rýhy a stopy po otěru. Vady jsou z větší části estetického charakteru.

Třetí požadavek na zlepšení stroje přišel z oddělení BOZP (Bezpečnost a Ochrana Zdraví při Práci). Technik BOZP označil zmiňovaný stroj za zastaralý z hlediska norem bezpečnosti práce a požaduje změny.

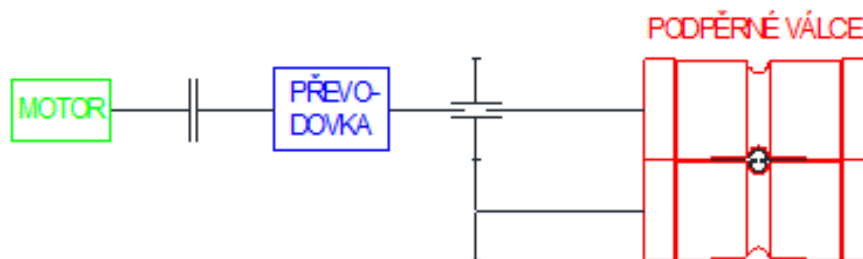
7. Nové řešení zakružovačky pomocného odpařovače

Jeden z požadavků na konstrukci nové zakružovačky je využití co nejvíce již vyrobených a nakoupených dílů. Proto plánuji využít celou pohonnou jednotku mimo řemenového rozvodu. Pohon válců řemenovým převodem je předpokládaný důvod rozdílných otáček válců, což zapříčiňuje poškození povrchu polotovarů při průchodu zakružovacím mechanismem. Dále využiji většinu částí tvářecího mechanismu.

Zbývající dílčí konstrukční celky (podpěrné válečky, rám, sklopný stůl a opláštění) navrhuji zcela nové, nebo příliš odlišné od stávajícího konstrukčního řešení.

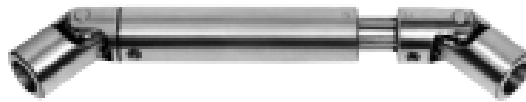
7.1. Pohonná jednotka

Stroj je poháněn elektromotorem. Mezi elektromotorem a šnekovou převodovkou je pro plynulejší start zařazena pružná spojka. Pro přenos krouticího momentu mezi převodovkou a hnanými válci bude využita ještě jedna menší rozvodná převodovka s převodovým poměrem $i_{rp} = 1$ (obr. 15). Tímto způsobem budou zajištěny synchronní otáčky obou hnaných válců. Každé z těchto ozubených kol bude pohánět jeden válec.



obr. 15: Schéma pohonu [Autor]

Jelikož je jeden z hnaných válců pohyblivý a u druhého by bylo velmi složité zajistit souosost s výstupem z rozvodné převodovky, volím spojení převodovky s tvarovými válci pomocí kloubových hřídelí DIN 808-G (obr. 16). Jde o speciální výsuvný hřídel opatřený kluzným ložiskem. Na obou koncích jsou kardanové klouby.

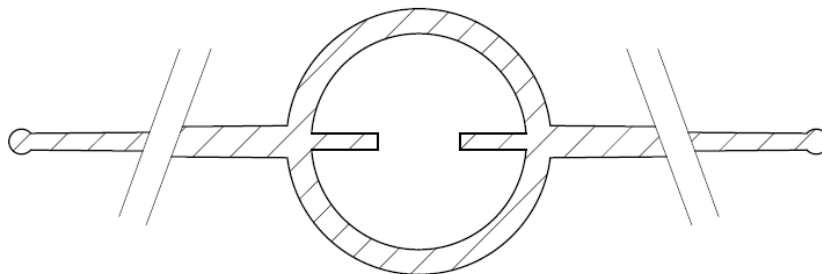


obr. 16: Kloubová hřídel [4]

Toto jsem zvolil z důvodu nekonstantní vzdálenosti mezi převodovkou a válcem, kterou dokáže výsuvný hřídel kompenzovat. Přenos krouticího momentu je realizován pomocí těsných per.

7.1.1. Výpočet plastického průřezového modulu v ohybu pomocného odpařovače

Všechny následující výpočty využívají fakt, že plastický průřezový modul v ohybu W_{opl} je dvojnásobným statickým momentem poloviny plochy průřezu S k neutrální ose v ohybu v plasticitě, která nemusí procházet těžištěm, ale musí dělit profil na dvě shodné plochy. [5]

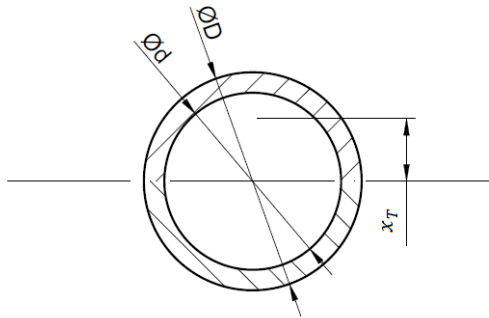


obr. 17: Řez pomocného odpařovače [Autor]

Pro výpočet W_{opl} trubky musíme určit polohu těžiště poloviny mezikruží. K tomuto výpočtu použijeme jako pomůcku momentovou rovnost. Obrazec otočíme o 90° a umístíme do každého ze tří dílčích těžišť příslušnou gravitační sílu. Tyto síly nám společně s polohou těžiště (rameno pro moment) vytvoří momentové rovnice. Z jejich rovnosti vypočteme polohu těžiště celého obrazce. [5]

$$M_{obr.} = F_G * x_T = m * g * x_T = \rho_{obr.} * S * g * x_T \quad (4)$$

$$S = \frac{\pi * \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}\right)}{2} \quad (5)$$



obr. 18: Schéma trubky [Autor]

$\varnothing D = 32 \text{ mm}$ – vnější průměr trubky

$\varnothing d = 26 \text{ mm}$ – vnitřní průměr trubky

S_i – obsah poloviny plochy

x_{T_i} – poloha těžiště poloviny plochy

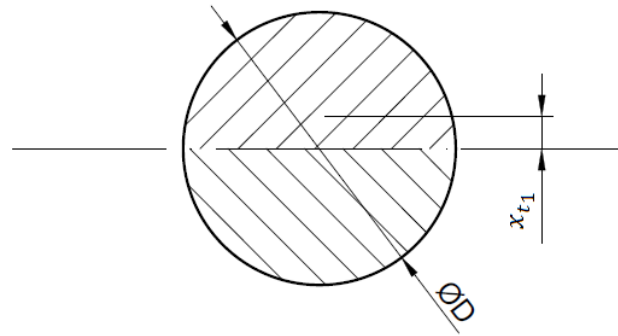
Rovnici (5) doplním do rovnice (4):

$$M = \rho * \pi * \frac{\pi * \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}\right)}{2} * g * x_T \quad (6)$$

$$M_1 = F_{G_1} * x_{t_1} = m_1 * g * x_{t_1} = \rho * S_1 * g * x_{t_1} \quad (7)$$

$$S_1 = \pi * \frac{D^2}{8} \quad (8)$$

$$x_{t_1} = \frac{4}{3 * \pi} * \frac{D}{2} \quad (9)$$



obr. 19: Schéma trubky 1 [Autor]

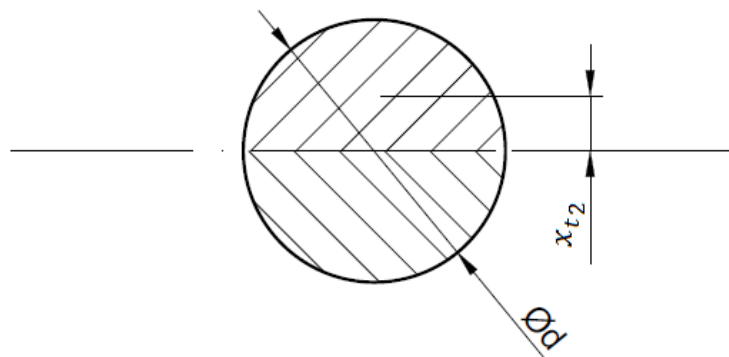
Rovnice (8) a (9) doplníme do rovnice (7):

$$M_1 = \rho * \pi * \frac{D^2}{8} * g * \frac{4}{3 * \pi} * \frac{D}{2} = \rho * g * \frac{D^3}{12} \quad (10)$$

$$M_2 = F_{G_2} * x_{t_2} = m_2 * g * x_{t_2} = \rho * S_2 * g * x_{t_2} \quad (11)$$

$$S_2 = \pi * \frac{d^2}{8} \quad (12)$$

$$x_{t_2} = \frac{4}{3 * \pi} * \frac{d}{2} \quad (13)$$



obr. 20: Schéma trubky 2 [Autor]

Rovnice (12) a (13) doplníme do rovnice (11):

$$M_2 = \rho * \pi * \frac{d^2}{8} * g * \frac{4}{3 * \pi} * \frac{d}{2} = \rho * g * \frac{d^3}{12} \quad (14)$$

Z úvahy momentové rovnosti plyne:

$$M = M_1 - M_2 \quad (15)$$

Do rovnice (15) dosadíme rovnice (6), (10) a (14):

$$\rho * \frac{\pi * \left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}\right)}{2} * g * x_t = \rho * g * \frac{D^3}{12} - \rho * g * \frac{d^3}{12} \quad (16)$$

$$\pi * \left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8}\right) x_T = \frac{D^3}{12} - \frac{d^3}{12} \quad (17)$$

$$x_t = \frac{\frac{D^3}{12} - \frac{d^3}{12}}{\pi * \left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8}\right)} \quad (18)$$

Výpočet W_{opl} polotovaru

S_i – obsah poloviny plochy

x_{T_i} – poloha těžiště poloviny plochy

Výpočet W_{opl_1} mezikruží

$$W_{opl_1} = 2 * S_1 * x_{T_1} \quad (19)$$

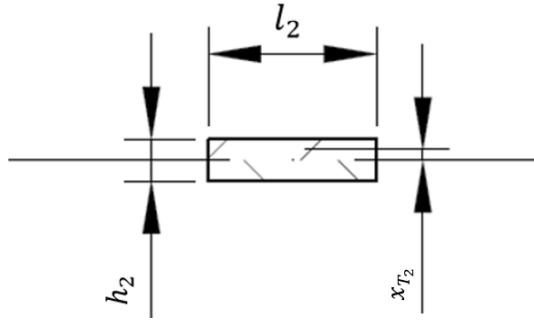
$$S_1 = \frac{\pi}{8} * (D^2 - d^2) \quad (20)$$

$$x_{T_1} = x_t = \frac{\frac{D^3}{12} - \frac{d^3}{12}}{\pi * \left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8}\right)} \quad (21)$$

Do rovnice (19) dosadíme rovnice (20) a (21)

$$W_{opl_1} = 2 * \frac{\pi}{8} * (D^2 - d^2) * \frac{\frac{D^3}{12} - \frac{d^3}{12}}{\pi * \left(\frac{D^2}{8} - \frac{d^2}{8}\right)} = \frac{1}{6} * (D^3 - d^3) \quad (22)$$

Výpočet W_{opl_2} obdélník v trubce – vnitřní žebro



obr. 21: Schéma vnitřního žebra [Autor]

$$W_{opl_2} = 2 * S_2 * x_{T_2} \quad (23)$$

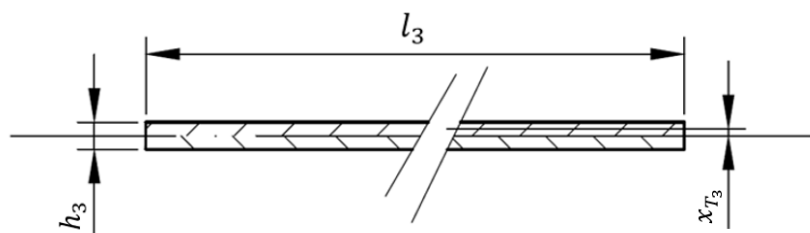
$$S_2 = l_2 * \frac{h_2}{2} \quad (24)$$

$$x_{T_2} = \frac{h_2}{4} \quad (25)$$

Do rovnice (23) dosadíme rovnice (24) a (24)

$$W_{opl_2} = 2 * l_2 * \frac{h_2}{2} * \frac{h_2}{4} = l_2 * \frac{h_2^2}{4} \quad (26)$$

Výpočet W_{opl_3} obdélník vnějšího žebra



obr. 22: Schéma vnějšího žebra [Autor]

$$W_{opl_3} = 2 * S_3 * x_{T_3} \quad (27)$$

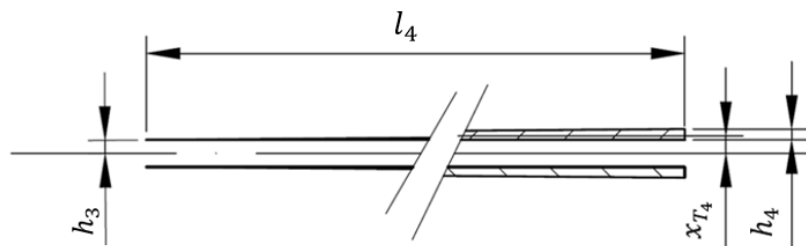
$$S_3 = l_3 * \frac{h_3}{2} \quad (28)$$

$$x_{T_3} = \frac{h_3}{4} \quad (29)$$

Do rovnice (27) dosadíme rovnice (28) a (29)

$$W_{opl_3} = 2 * l_3 * \frac{h_3}{2} * \frac{h_3}{4} = l_3 * \frac{h_3^2}{4} \quad (30)$$

Výpočet W_{opl_4} trojúhelník vnějšího žebra



obr. 23: Schéma vnějšího žebra 1 [Autor]

$$W_{opl_4} = 2 * S_4 * x_{T_4} \quad (31)$$

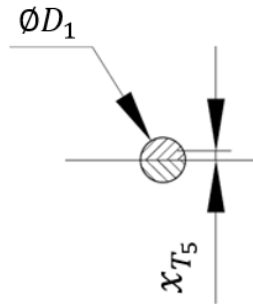
$$S_4 = l_4 * \frac{h_4}{4} \quad (32)$$

$$x_{T_4} = \frac{1}{3} * h_4 + \frac{h_3}{2} \quad (33)$$

Do rovnice (31) dosadíme rovnice (32) a (33)

$$W_{opl_4} = 2 * l_4 * \frac{h_4}{4} * \left(\frac{1}{3} * h_4 + \frac{h_3}{2} \right) = l_4 * \frac{h_4}{2} * \left(\frac{1}{3} * h_4 + \frac{h_3}{2} \right) \quad (34)$$

Výpočet W_{opl_5} kružnice na žebro



obr. 24: Schéma kuličky vnějšího žebra [Autor]

$$W_{opl_5} = 2 * S_5 * x_{T_5} \quad (35)$$

$$S_5 = \pi * \frac{D_1^2}{8} \quad (36)$$

$$x_{T_5} = \frac{4}{3 * \pi} * \frac{D_1}{2} \quad (37)$$

Do rovnice (35) dosadíme rovnice (36) a (37)

$$W_{opl_5} = 2 * \pi * \frac{D_1^2}{8} * \frac{4}{3 * \pi} * \frac{D_1}{2} = \frac{D_1^3}{6} \quad (38)$$

Celkové W_{opl} polotovaru

$$W_{opl} = W_{opl_1} + 2 * W_{opl_2} + 2 * W_{opl_3} + 2 * W_{opl_4} + 2 * W_{opl_5} \quad (39)$$

$$W_{opl} = \frac{1}{6} * (D^3 - d^3) + 2 * \left(l_2 * \frac{h_2^2}{4} \right) + 2 * \left(l_3 * \frac{h_3^2}{4} \right) + 2 * \left(l_4 * \frac{h_4}{2} * \left(\frac{1}{3} * h_4 + \frac{h_3}{2} \right) \right) + 2 * \left(\frac{D_1^3}{6} \right)$$

$$W_{opl} = \frac{1}{6} * (32^3 - 26^3) + 2 * \left(8 * \frac{2^2}{4} \right) + 2 * \left(108 * \frac{2^2}{4} \right) + 2 * \left(108 * \frac{0,8}{2} * \left(\frac{1}{3} * 0,8 + \frac{2}{2} \right) \right) + 2 * \left(\frac{3^3}{6} \right) = 2 \mathbf{882,4mm^3}$$

7.1.2. Výpočet tvářecí síly

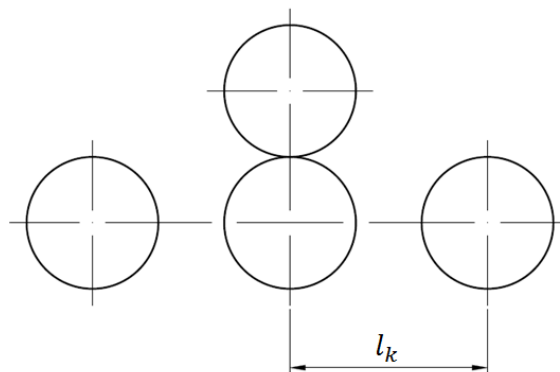
Pro určení síly, která je třeba k trvalému (plastickému) přetvoření polotovaru do požadovaného tvaru byl výše vypočten plastický průřezový modul v ohybu. Dále potřebuji smluvní mez v kluzu [10].

$$\text{Smluvní mez v kluzu } R_{p0,2} = \sigma_{kp} = 160 \text{ N/mm}^2 \text{ [10]}$$

Plastický moment:

$$M_{opl} = \sigma_{kp} * W_{opl} = 160 * 2882,4 = \mathbf{461,19 \text{ Nm}} \quad (40)$$

Plastická síla



obr. 25: Schéma polohy válců [Autor]

Vzdálenost kladek $l_k = 200 \text{ mm}$

$$F_k = \frac{M_{opl}}{l_k} = \frac{461,19}{200 * 10^{-3}} = \mathbf{2\,306 \text{ N}} \quad (41)$$

7.1.3. Kontrola pohonné jednotky

Základ pohonu sestává z elektromotoru, pružné spojky a šnekové převodovky. Všechny tyto tři části využiji ze stávající zakružovačky. Dále je v pohonné jednotce zařazen omezovač krouticího momentu z důvodu předimenzovaného pohonu, rozvodová převodovka s převodovým poměrem $i_{rp} = 1$, která slouží k rozdělení krouticího momentu na dva hnací válce a dva speciální kloubivé hřídele.

7.1.3.1. Kontrola pohonu

Parametry pohonu:

výkon motoru: $P_M = 1,5 \text{ kW}$

otáčky motoru: $n_M = 1\,400 \text{ ot/min}$

převodový poměr: $i_p = 30$

účinnost šnekové převodovky: $\eta_P = 0,8$

výstupní \varnothing hřídele z převodovky: $d_{hp} = 28 \text{ mm}$

Z parametrů elektromotoru určím krouticí moment motoru:

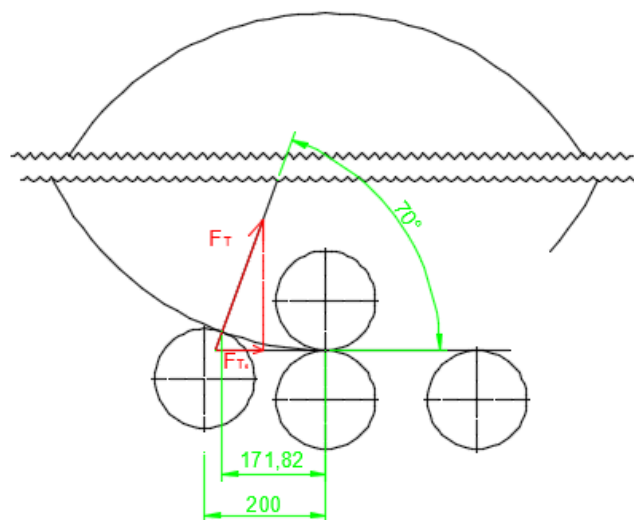
$$M_{k_M} = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M}{2 * \pi * n_M} = \frac{1\,500}{2 * \pi * \frac{1\,400}{60}} = \mathbf{10,23 \text{ Nm}} \quad (42)$$

Krouticí moment na výstupu z převodovky:

$$M_{k_P} = M_{k_M} * i_p * \eta_P = 10,23 * 30 * 0,8 = \mathbf{245,55 \text{ Nm}} \quad (43)$$

Krouticí moment potřebný pro pohon válců:

Myšlenkou výpočtu je stanovení normálové síly působící na stavěcí válec při průběhu tváření. Tuto normálovou sílu jsem sklopil do roviny rovnoběžné s osou zatím nepřetvořeného materiálu (obr. 26). Tímto způsobem jsem určil sílu, která klade odpor proti pohybu polotovaru. Dále jsem z této síly určil krouticí moment potřebný k tváření materiálu.



obr. 26: Schéma působení tvářecí síly [Autor]

$$F_{Tvař.} = \frac{M_{kp}}{x_{Tvař.}} = \frac{461,19 * 10^3}{171,82} = \mathbf{2684,14 N} \quad (44)$$

$$F_{Tvař.x} = F_{Tvař.} * \cos \delta = 2684,14 * \cos 70^\circ = \mathbf{918 N} \quad (45)$$

$$M_{kpož.} = F_{Tvař.x} * \frac{D_v}{2} = 918 * \frac{164 * 10^{-3}}{2} = \mathbf{75,3 Nm} \quad (46)$$

Skutečný krouticí moment pohánějící válce:

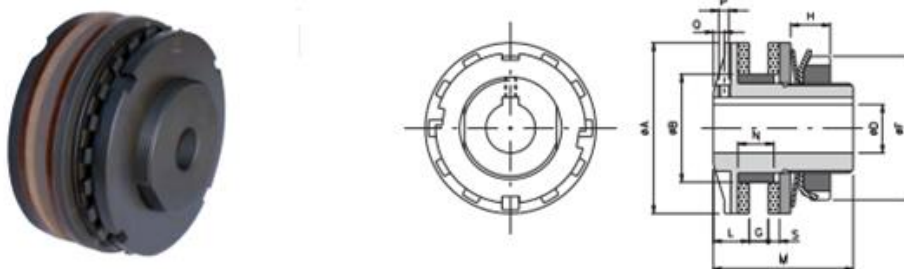
$$M_{kskut.} = M_{kp} * \eta_{P1} = 245,55 * 0,9 = \mathbf{221 Nm} \quad (47)$$

Kontrola:

$$\frac{M_{kskut.}}{M_{kpož.}} = \frac{221}{75,3} \cong 3 \quad (48)$$

- Stávající motor je z hlediska poskytovaného momentu 3x předdimenzovaný. Nicméně z důvodu požadavku využití co nejvíce již nakoupených dílů bude využit.

Z důvodu předdimenzované kombinaci elektromotoru a šnekové převodovky, považuji za vhodné do pohonné jednotky zařadit omezovač krouticího momentu (obr. 27). [7]



| Označení | Krouticí moment [Nm] | A | B ⁴⁷ | D | D ⁴⁸ max. | F | G min. | G max. | L | M | N | P | Q | S | Otáčky max. [min ⁻¹] | Hmotnost* [kg/ks] | Obj. kód | Jedn. |
|----------|----------------------|-----|-----------------|----|----------------------|-----|--------|--------|------|----|------|------|-------|-----|----------------------------------|-------------------|----------|-------|
| 00.25 | 1 - 20 | 25 | 14 | - | 8 | 22 | 1 | 3 | 5,0 | 26 | 5,5 | M3** | 3,0** | 2,0 | 10.000 | 0,1 | N00135 | ks |
| 00.38 | 1 - 34 | 38 | 24 | - | 12 | 32 | 1 | 5 | 8,0 | 33 | 8,0 | M3 | 2,0 | 2,5 | 10.000 | 0,2 | N00138 | ks |
| 0.50 | 2 - 100 | 50 | 36 | - | 20 | 44 | 1 | 6 | 10,0 | 35 | 10,0 | M4 | 3,0 | 3,0 | 7.600 | 0,4 | N00142 | ks |
| 1.70 | 6 - 210 | 70 | 45 | - | 25 | 63 | 1 | 10 | 15,0 | 55 | 15,0 | M6 | 4,5 | 4,0 | 5.450 | 1,1 | N00147 | ks |
| 2.90 | 13 - 450 | 90 | 60 | - | 38 | 82 | 3 | 12 | 16,0 | 60 | 17,0 | M6 | 5,5 | 4,0 | 4.250 | 2,2 | N00152 | ks |
| 3.770 | 20 - 350 | 115 | 72 | 10 | 45 | 105 | 5 | 18 | 18,0 | 70 | 21,0 | M8 | 6,0 | 4,0 | 3.550 | 3,7 | N00157 | ks |
| 4.140 | 80 - 1.200 | 140 | 85 | 24 | 55 | 130 | 8 | 19 | 20,0 | 80 | 25,0 | M8 | 6,0 | 5,0 | 2.750 | 6,6 | N00162 | ks |
| 5.170 | 120 - 2.600 | 170 | 98 | 28 | 65 | 158 | 10 | 22 | 22,5 | 95 | 28,0 | M8 | 6,5 | 5,0 | 2.250 | 10,9 | N00167 | ks |

obr. 27: Omezovač krouticího momentu [7]

Omezovač je řazen mezi šnekovou převodovku a rozvodnou převodovku. Tento omezovač funguje na principu tření. Velikost krouticího momentu, při kterém dojde k prokluzu, se dá nastavit dotažením matice. Matice stlačí talířovou pružinu, která k sobě přitlačí třecí lamely. Nevýhodou třecího omezovače je skutečnost, že tření za klidu je větší, než tření za pohybu. Kdyby došlo k přetížení stroje, omezovač proklouzne a už se nezastaví, dokud se stroj nevypne. Zubový omezovač tento problém nemá, ale je nákladnější. V tomto provozu se nepředpokládá časté překročení nastaveného krouticího momentu. Třecí omezovač tedy bude postačující. [7]

Omezovač nastavíme na $M_{k_{om}} = 100 \text{ Nm}$. Na tento krouticí moment budou dimenzovány kontrolní výpočty.

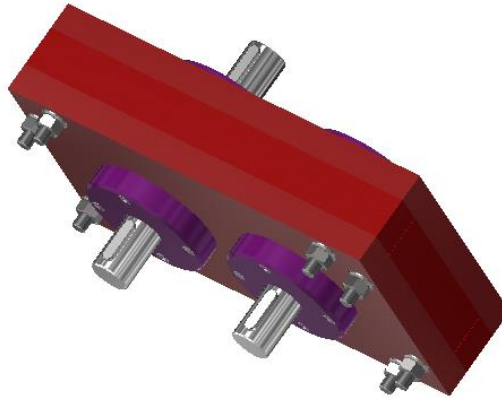
7.1.3.2. Návrh a kontrola rozvodné převodovky

Jak bylo řečeno výše, do pohonné jednotky je umístěna rozvodná převodovka (obr. 28) s převodovým číslem $i_{rp} = 1$. Tato převodovka je řazena za omezovač.

Pro návrh soukolí této převodovky bylo využito generátoru komponent v programu Inventor 2017. Do systému byly zaneseny požadavky na soukolí jako přenášený výkon, osová vzdálenost, počet zubů obou kol, zatížení krouticím momentem, atd. Výstup z tohoto návrhu je v příloze č. 2.

Kontrola ozubení proběhla podle ISO 6336 pomocí ústavního excelu, který jsme využívali v předmětu Konstrukční cvičení (příloha č. 3). Zde proběhl výpočet součinitele bezpečnosti v ohybu a v dotyku.

Převodovka má jeden vstupní hřídel a dva výstupní. Přenos krouticího momentu na vstupní hřídele, ze vstupní hřídele na kola, z kola na výstupní hřídel a z výstupních hřídelů dále, je realizován pomocí těsného pera 8e7x10x25.



obr. 28: Rozvodná převodovka [Autor]

Výpočet těsných per na vstupu a výstupu rozvodové převodovky, pod ozubenými koly a před a za kardanovým křížem:

průměr hřídele: $d_{rp_k} = 25 \text{ mm}$

šířka pera: $b_{p_{rp_k}} = 8 \text{ mm}$

výška pera: $h_{p_{rp_k}} = 7 \text{ mm}$

délka pera: $l_{p_{rp_k}} = 25 \text{ mm}$

výpočtový krouticí moment $M_{k_{om}} = 100 \text{ Nm}$

dovolené otláčení: $p_{D_p} = 90 \text{ N/mm}^2$

$$p_{rp_k} = \frac{M_{k_{om}}}{\frac{d_{rp_k}}{2} * (l_{p_{rp_k}} - b_{p_{rp_k}}) * h_{p_{rp_k}}} = \frac{100 * 10^3}{\frac{25}{2} * (25 - 8) * 7} = 67,22 \text{ N/mm}^2 \quad (49)$$

$$\leq p_{D_p}$$

Kontrola ložisek rozvodné převodovky:

- Volím kuličková ložiska od firmy SKF s katalogovým označením 62/2F28

základní dynamická únosnost: $C_{rp_k} = 16,8 \text{ kN}$

otáčky hřídelí: $n_{rp} = \frac{n_M}{i_p} = \frac{1400}{30} = 46,67 \text{ ot/min}$

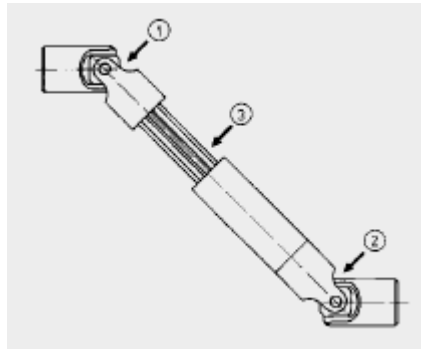
radiální síla: $F_{r_{rp}} = 0,1 \text{ kN}$

$$L_{h_{rp}} = \left(\frac{C}{F_r}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * n_{rp}} = \left(\frac{16,8}{0,1}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 46,67} = 9,4 * 10^9 \text{ hod.} \quad (50)$$

7.1.3.3. Návrh a kontrola kloubové hřídele

Přenos krouticího momentu mezi rozvodnou převodovkou a tvářecím mechanismem je realizován pomocí speciální kloubové hřídele od firmy Haberkorn.

Tato kloubová hřídel se skládá ze dvou hřídelových kloubů (obr. 29 poz. 1 a 2) a výsuvné hřídele (obr. 29 poz. 3).



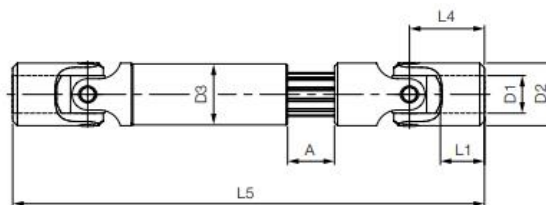
obr. 29: Schéma kloubové hřídele [4]

Zařazením kardanového kloubu do systému může dojít k nerovnoměrnosti otáček. Tento jev je známý jako „kardanova chyba“ a způsobuje sinusoidní kolísání otáček. Tento jev se ovšem vyrovná zařazením dvou hřídelových kloubů za sebou.

Díky výsuvné hřídeli je tento speciální prvek schopen přenést krouticí moment z rozvodné převodovky na přítlačný hnaný válec, který koná rovinný pohyb.

Volím kloubovou hřídel DIN 808-G s katalogovým označením 416G (obr. 30).

[4]



| Označení | D1 ^{ref} | D2 | D3 | L1 ^{ref} | L4 ^{ref} | L min. L5 - A | Výsuv A | L max. L5 ^{ref} | Profil drážkové hřídele DIN ISO 14 | Hmotnost [kg/ks] | Obj. kód | Jedn. |
|-------------|-------------------|-----------|-------------|-------------------|-------------------|------------------|------------|-----------------------------|--|---------------------|---------------|-----------|
| 411G | 8 | 13 | 13,0 | 13 | 21 | 130 | 40 | 170 | se čtyřhranem | 0,10 | T64187 | ks |
| 412G | 10 | 16 | 19,5 | 10 | 20 | 150 | 50 | 200 | 6 x 11 x 14 | 0,23 | T64246 | ks |
| 413G | 12 | 20 | 19,5 | 13 | 24 | 190 | 60 | 250 | 6 x 11 x 14 | 0,34 | T64247 | ks |
| 414G | 16 | 25 | 26,5 | 23 | 37 | 230 | 70 | 300 | 6 x 13 x 16 | 0,66 | T64248 | ks |
| 415G | 20 | 33 | 31,5 | 26 | 43 | 270 | 80 | 350 | 6 x 16 x 20 | 1,31 | T64249 | ks |
| 416G | 25 | 40 | 39,5 | 32 | 54 | 400 | 100 | 500 | 6 x 21 x 25 | 2,50 | T64250 | ks |
| 417G | 32 | 50 | 51,5 | 41 | 66 | 500 | 150 | 650 | 6 x 26 x 32 | 5,35 | T64251 | ks |
| 418G | 40 | 63 | 59,5 | 47 | 83 | 550 | 200 | 750 | 8 x 32 x 38 | 8,78 | T64252 | ks |
| 419G | 40 | 75 | 59,5 | 43 | 80 | 570 | 200 | 770 | 8 x 32 x 38 | 11,23 | T64253 | ks |
| 4110G | 50 | 90 | 79,5 | 52 | 95 | 700 | 200 | 900 | 8 x 42 x 48 | 21,60 | T64254 | ks |

obr. 30: Výběr kloubové hřídele [4]

Axiálního zajištění části kardanového kříže je docíleno pomocí závrtného šroubu s vnitřním šestihranem, který je umístěn do středu těsného pera.

Kontrola drážkování:

Rovnoboké drážkování válcových hřídelů s vnitřním středěním 6x21x25 ČSN 01 4942

délka drážek: $l_{dr} = 35 \text{ mm}$

opěrná výška drážek: $h_{dr} = 2,5 \text{ mm}$

střední průměr drážkového profilu: $D_{s_{dr}} = 23 \text{ mm}$

korekce výrobních nepřesností: $K = 0,75$

počet drážek: $i_{dr} = 6$

výpočtový krouticí moment $M_{k_{om}} = 100 \text{ Nm}$

dovolené otláčení drážek: $p_{D_{dr}} = 140 \text{ N/mm}^2$ (kalená ocel, jednosměrný provoz)

$$p_{dr} = \frac{F_{dr}}{S_{dr}} = \frac{M_{k_{om}}}{\frac{D_{s_{dr}}}{2} * l_{dr} * h_{dr} * K * i_{dr}} = \frac{100 * 10^3}{\frac{23}{2} * 35 * 2,5 * 0,75 * 6} = 22,08 \text{ N/mm}^2 \leq p_{D_{dr}} \quad (51)$$

Kontrola hřídele na krut:

výpočtový krouticí moment $M_{k_{om}} = 100 \text{ Nm}$

nejmenší průměr hřídele: $D_{min_{dr}} = 21 \text{ mm}$

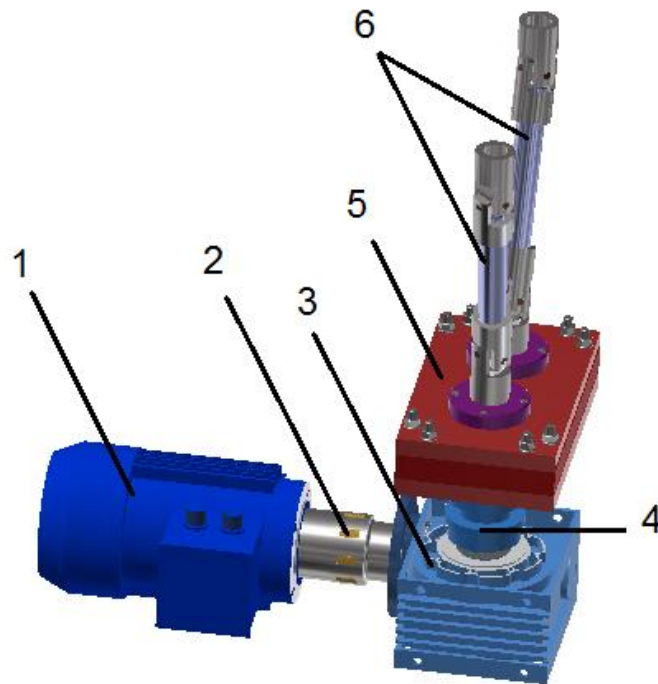
Dovolené namáhání v krutu: $\tau_{D_{k_{dr}}} = 85 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{k_{dr}} = \frac{M_{k_{om}}}{W_{k_{dr}}} = \frac{M_{k_{om}}}{\frac{\pi * D_{min_{dr}}^3}{16}} = \frac{100 * 10^3}{\frac{\pi * 21^3}{16}} = 54,99 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{D_{k_{dr}}} \quad (52)$$

7.1.4. Shrnutí pohonné jednotky

Pohonná jednotka se tedy sestává z elektromotoru od firmy ŠUSTER katalogové č. GL-90L-4 (1,5kW; 1400 ot/min), pružné spojky od firmy ŠUSTER katalogové č. 45B-38A, šnekové převodovky od firmy ŠUSTER katalogové č. MR 075-30 (převodový poměr $i_p = 30$), třecího omezovače krouticího momentu od

firmy ComInTec katalogové č. DF 2.90 (Krouticí moment 13-450 Nm), rozvodné převodovky (převodový poměr $i_{rp} = 1$) a následných dvou hřídelí opatřených kardanovými klouby na obou koncích. Sestava kardanových kloubů a drážkovaných hřídelí je od firmy Haberkorn s.r.o. katalogové označení Kloubová hřídel 416G (DIN 808-G).



obr. 31: Pohonná jednotka [Autor]

1-elektromotor, 2-spojka, 3-šneková převodovka, 4-omezovač Mk, 5-rozvodná převodovka, 6-kloubové hřídele

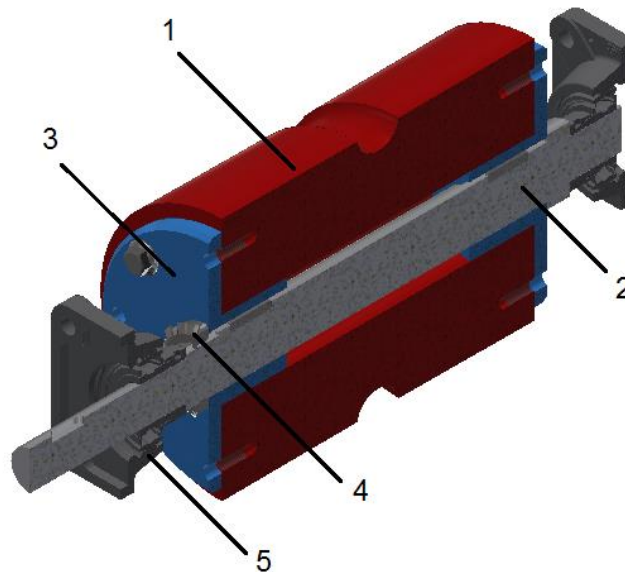
7.2. Tvářecí mechanismus

Po diskuzi s vedením Údržby a Investic bylo rozhodnuto, že princip tvářecího mechanismu zůstává neměnný. Jedná se stále o čtyřválcovou zakružovačku. Změny nastaly ve výměně všech tvarových válců a způsobu uložení hřídelí v nových ložiskových jednotkách.

7.2.1. Tvarové válce

Pro výrobu nových tvarových válců jsem zvolil materiál označením ERTALYTE TX. Jedná se o polyetylen tereftelát, který je sloučeninou PET a pevného maziva (Příloha č. 4). Samotné tvarové válce jsou uzpůsobeny tvaru polotovaru.

Všechny tvarové válce (podpěrné i hnané) jsou konstruovány stejně (obr. 32). Jedná se o hřídel (obr. 32 poz. 2), na kterém jsou dvě unášecí příruby (obr. 32 poz. 3). Tyto příruby jsou spojeny s válci šroubovým spojem. Axiální zajištění přírub je z jedné strany realizováno opřením o hřídel a z druhé strany pomocí matice KM8 a podložky MB8 ISO 2982-2 (obr. 32 poz. 4). Přenos krouticího momentu z hřídele na unášecí přírubu je realizován těsným perem.



obr. 32: Sestava válce [Autor]

Kontrola pera:

- Volím PERO 12x6x32 ISO 2491

průměr hřídele: $d_{HV} = 40 \text{ mm}$

šířka pera: $b_{pV} = 12 \text{ mm}$

výška pera: $h_{pV} = 8 \text{ mm}$

délka pera: $l_{pV} = 32 \text{ mm}$

výpočtový krouticí moment $M_{k_{om}} = 100 \text{ Nm}$

dovolené otláčení: $p_{Dp} = 90 \text{ N/mm}^2$

$$p = \frac{M_{k_{om}}}{\frac{d_{HV}}{2} * (l_{pV} - b_{pV}) * h_{pV}} = \frac{100 * 10^3}{\frac{40}{2} * (32 - 12) * 8} = 31,25 \text{ N/mm}^2 \leq p_{Dp} \quad (53)$$

Mezi přírubami je umístěn tvarový válec. Z příruby na tvarový válec je moment přenášen pomocí tření. Toto tření je vyvolané pomocí šroubů, jejichž potřebný počet je určen z maximálního přípustného otláčení v závitu. [8]

Parametry:

šroub M10 3.6

velký průměr šroubu: $d_{s_{10}} = 10 \text{ mm}$

střední průměr šroubu: $d_{s_{210}} = 9,026 \text{ mm}$

malý průměr matice: $d_{s_{110}} = 8,376 \text{ mm}$

malý průměr šroubu: $d_{s_{310}} = 8,16 \text{ mm}$

stoupání závitu: $P_{10} = 1,5 \text{ mm}$

počet stoupání závitu: $z = 7$

nosná hloubka závitu: $H_{110} = d_{s_{10}} - d_{s_{110}} = 10 - 8,376 = 1,624 \text{ mm}$

dovolené otláčení v závitu (plast): $p_{pD} = 50 \text{ N/mm}^2$

pevnost v tahu: $\sigma_{DT} = 300 \text{ N/mm}^2$

součinitel tření ocel – ocel: $f_{o-o} = 0,1$

součinitel tření ocel – plast: $f_{o-p} = 0,2$

roztečný průměr umístění šroubů: $D_s = 140 \text{ mm}$

Výpočet maximální tahové síly, kterou může být šroub namáhán:

Výpočet z tahu:

$$\sigma_T = \frac{F_{s_{maxT}}}{A_s} = \frac{F_{s_{maxT}}}{\frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_{s_{210}} + d_{s_{310}}}{2}\right)^2} \rightarrow \quad (54)$$

$$\rightarrow F_{s_{maxT}} = \sigma_{DT} * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_{s_{210}} + d_{s_{310}}}{2}\right)^2$$

$$F_{s_{maxT}} = 300 * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{9,026 + 8,16}{2}\right)^2 = \mathbf{17\,398,06\,N}$$

- Výpočet z otláčení:

$$p = \frac{F_{s_{maxP}}}{S'} = \frac{F_{s_{maxP}}}{\pi * d_{s_{210}} * H_{110} * z} \rightarrow \quad (55)$$

$$\rightarrow F_{s_{maxP}} = p_{p_D} * \pi * d_{s_{210}} * H_{110} * z$$

$$F_{s_{maxP}} = 50 * \pi * 9,026 * 1,624 * 7 = \mathbf{16\ 117,56\ N}$$

$$F_{s_{maxP}} < F_{s_{maxT}} \rightarrow F_{s_{max}} = \mathbf{16\ 117,56\ N} \quad (56)$$

Třecí síla, kterou je třeba přenést šrouby (vyvolaná krouticím momentem):

$$F_{t_k} = \frac{M_{k_{om}}}{\frac{D_s}{2}} = \frac{100 * 10^3}{\frac{140}{2}} = \mathbf{1428,57\ N} \quad (57)$$

Třecí síla vyvolaná jedním šroubem:

$$F_{t_s} = F_N * f_{o-p} = F_{s_{max}} * f_{o-p} = 16117,56 * 0,2 = \mathbf{3\ 223,51\ N} \quad (58)$$

Potřebný počet šroubů:

$$i_s = \frac{F_{t_k}}{F_{t_s}} = \frac{1428,57}{3223,51} < 1 \quad (59)$$

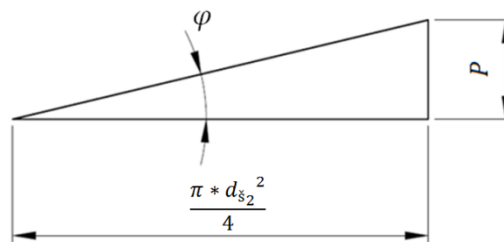
Z hlediska dodržení zadání (využít co nejvíce již vyrobených a nakoupených součástí) použiji již vyrobené příruby. Tyto příruby byly vyrobené s otvory pro 8 šroubů. Z výpočtů výše je patrné, že tento počet šroubů je silně předimenzovaný. Pro rovnoměrné rozložení tření na stykovou plochu volím počet šroubů $i_s = 4$.

Výpočet utahovacího momentu:

Třecí úhel:

$$\gamma' = \tan^{-1} f_{o-o} = \tan^{-1} 0,1 = 0,0997^\circ \quad (60)$$

Úhel stoupání:



obr. 33: Schéma úhlu stoupání [Autor]

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{P}{\frac{\pi * d_{s2}^2}{4}} = \tan^{-1} \frac{1,5}{\frac{\pi * 9,026^2}{4}} = 1,343^\circ \quad (61)$$

Předepsaná osová síla ve šroubu:

$$F_{o_s} = \frac{F_{tk}}{i_s * f_{o-p}} = \frac{1428,57}{4 * 0,2} = \mathbf{1\ 785,71\ N} \quad (62)$$

Utahovací síla:

$$F_z = F_{o_s} * \tan(\varphi + \gamma') = 1785,71 * \tan(1,343 + 0,0997) = 44,97\ N \quad (63)$$

Utahovací moment:

$$M_U = F_z * \frac{d_{s2}}{2} = 44,97 * \frac{9,026}{2} = 202,97\ Nmm \quad (64)$$

Rozdíl mezi jednotlivými válci nastává jen v hřídeli. Hnané válce mají hřídel delší tak, aby mohly být poháněné pohonnou jednotkou. Přenos krouticího momentu z kardanového kloubu (který je součástí pohonné jednotky) je realizován těsným perem.

Axiální pojištění unášecí příruby je pro všechny válce shodné. Jedná se o jednoduché zajištění pomocí kruhové matice se zářezy KM 8 ČSN 02 3630 a pojistné podložky MB 8 ČSN 02 3640.

Ložiskové jednotky jsou nakupované od firmy SKF. Je nepřipustné umožnit válci jakýkoliv pohyb mezi ložiskovými domky. Kdyby k tomu došlo, polotovar by nebyl zakroužen kruhově, nýbrž do šroubovice. Avšak působením gravitační síly je tvarový válec s přírubami i hřídelí přitlačován ke spodnímu ložiskovému domku tíhou těchto dílů.

Nejvíce namáhané válce jsou ty, které vykonávají nejen rotační pohyb, ale i přitlačný – hnaný přitlačný válec a tvářecí válec, který slouží k nastavení poloměru zakroužení.

7.2.1.1. Výpočet sil působících na hřídele

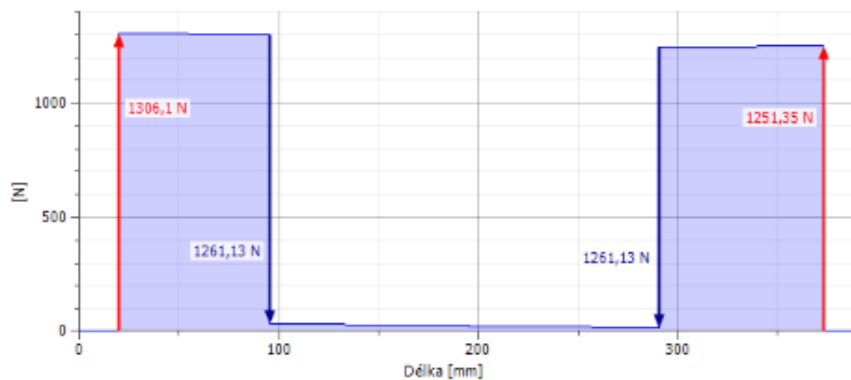
Síla působící na hřídel tvářecího válce je tvářecí síla potřebná k plastickému přetvoření polotovaru. Pro návrh hřídele byl využit Design Accelerator v programu Inventor 2017.

Vstupem do výpočtového modelu je konstrukce hřídele, pozice podpor (střed pod ložisky), zatěžující krouticí moment a zatěžující síly.

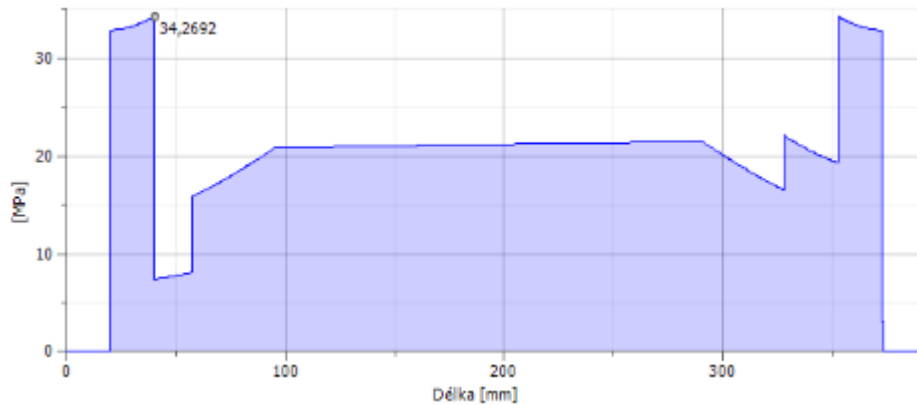
Celý výpis z programu Design Accelerator najdete v příloze č. 5.



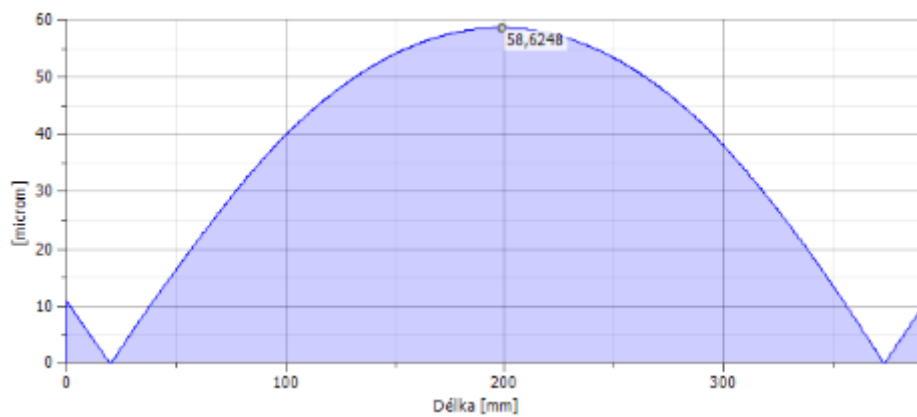
obr. 34: Schéma hřídele válce [Autor]



obr. 35: Průběh posouvajících sil [Autor]



obr. 36: Průběh redukovaného napětí [Autor]



obr. 37: Průhyb hřídele válců [Autor]

tvářecí síla: $F_{Tvař.} = 2684,14 \text{ N}$

reakce v podporách: $R_A = 1306,1 \text{ N}$

$$R_B = 1241,35 \text{ N}$$

ohybový moment: $M_{oMAX} = 103,27 \text{ Nm}$

úhel průhybu: $\varphi_{MAX} = 0,03^\circ$

průhyb: $v_{MAX} = 58,6 \text{ } \mu\text{m} = 0,059 \text{ mm}$

Redukované napětí: $\sigma_{REDMAX} = 34,27 \text{ N/mm}^2$

dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{oD} = 100 \text{ N/mm}^2$ [6]

7.2.1.2. Kontrola ložisek válců

Hřídele tvarových válců nejsou ve všech případech namáhány stejně. Hnané hřídele jsou namáhány kroutícím momentem, radiální přítláčnou silou a v axiálním směru je spodní ložisko zatíženo vahou válce, třecích přírub, hřídele, těsných per a šroubů.

Přítlačný tvarový válec není zatížen krouticím momentem. V axiálním směru je zatížen podobně jako hnané válce, jen má lehčí hřídel. V radiálním směru na ložiska působí tvářecí síla potřebná k plastickému přetvoření polotovaru.

Nicméně pro usnadnění montáže budou u všech válců stejná ložiska a ložiskové jednotky.

Protože axiální síla není nijak velká, budou postačovat kuličková ložiska.

Volím přírubové ložiskové jednotky od firmy SKF s katalogovým označením FY 30 FM.

Parametry pro výpočet:

radiální síla: $F_{rad.} = R_B = 1241,35 \text{ N}$

hmotnosti:

- hmotnost tvářecího válce: $m_{TV} = 6,75 \text{ kg}$

- hmotnost hnané hřídele: $m_{HŘ} = 4 \text{ kg}$

- hmotnost příruby: $m_{PŘ} = 2,25 \text{ kg}$

- hmotnost šroubů a per: $m_{šP} = 0,25 \text{ kg}$

základní únosnost: $C_0 = 11,2 \text{ kN}$

otáčky hřídelí rozvodové převodovky: $n_{rp} = 46,67 \text{ ot/min}$

účinnost rozvodné převodovky: $\eta_{rp} = 0,9$

Výpočet otáček hřídelí:

$$n_{HH} = n_{rp} * \eta_{rp} = 46,67 * 0,9 = 42 \text{ ot/min} \quad (65)$$

Výpočet axiálního zatížení:

$$F_{axi.} = g * (m_{TV} + m_{HŘ} + 2 * m_{PŘ} + m_{šP}) = 9,81 * (6,75 + 4 + 2 * 2,25 + 0,25) = 160,88 \text{ N} \quad (66)$$

Kontrola axiální síly:

$$F_{axi.} < 0,25 * C_0 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (67)$$

Výpočet trvanlivosti ložisek:

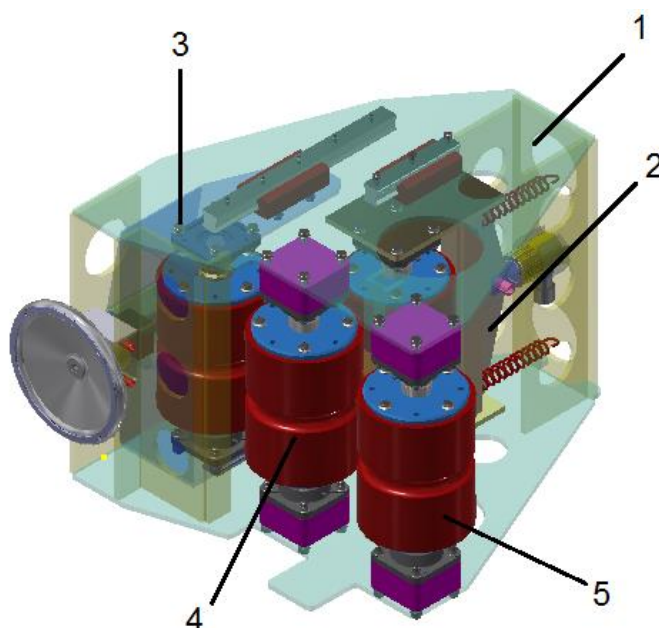
$$L_{hV} = \left(\frac{C_0}{F_{Frad.}} \right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * n_{HH}} = \left(\frac{11,2}{2,1} \right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 42} = 1,05 * 10^5 \text{ hod.} \quad (68)$$

Pro výpočet trvanlivosti ložisek jsem zkombinoval namáhání tvářecího válce s krouticím momentem, který namáhá hnané válce. Je to kombinace dvou nejvíce namáhaných válců. I tak tyto ložiska více než vyhovují.

7.2.2. Konstrukční řešení tvářecího mechanismu

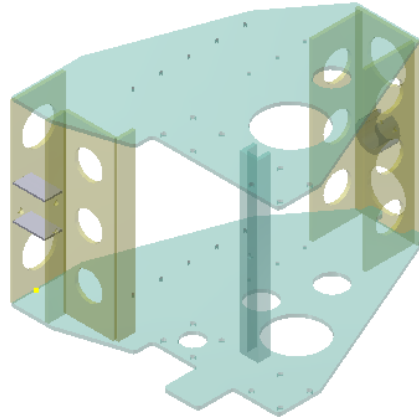
Jak již bylo řečeno, tvářecí mechanismus je konstruován jako čtyřválcová zakružovačka.

Sestává se z nosného rámu (obr. 38 poz. 1), pohyblivého rámu přitlačného hnaného válce (obr. 38 poz. 2), pohyblivého rámu tvářecího válce (obr. 38 poz. 3) a dalších dvou válců. Hnaný stacionární válec (obr. 38 poz. 4) slouží společně s druhým hnaným válcem k pohybu polotovaru. Podpěrný válec (obr. 38 poz. 5) slouží jen k podpěře vkládaného polotovaru.



obr. 38: Konstrukce tvářecího mechanismu [Autor]

Nosný rám (obr. 39) je svařenec z ocelových plechových výpalků o tloušťce 10 mm. Účelově jsou v něm umístěny otvory pro připojení ostatních částí a dva otvory pro hnané hřídele. Zbytek otvorů slouží jen pro odlehčení konstrukce.

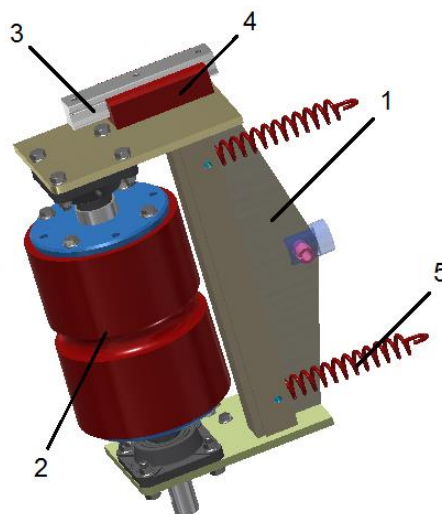


obr. 39: Rám tvářecího mechanismu [Autor]

Rám přítlačného tvarového válce (obr. 40 poz. 1) je s nosným rámem tvářecího mechanismu spojen pomocí dvou pojezdových ližin (rybin). Vnitřní ližina (obr. 40 poz. 3) je vyrobena z oceli a je pevně spojena s nosným rámem. Vnější ližina (obr. 40 poz. 4) je spojena s rámem přítlačného tvarového válce a je vyrobena ze stejného materiálu jako samotné tvarové válce. Jedná se tedy také o materiál vykazující velmi dobré samomazné vlastnosti s označením ERTALYTE TX.

Přítlačný pohyb rámu je zajištěn jednocestným hydraulickým válcem. Válec je zakoupen od firmy ENERPAC s katalogovým označením RC-101. Tento hydraulický válec byl již využit v předešlé konstrukci stroje.

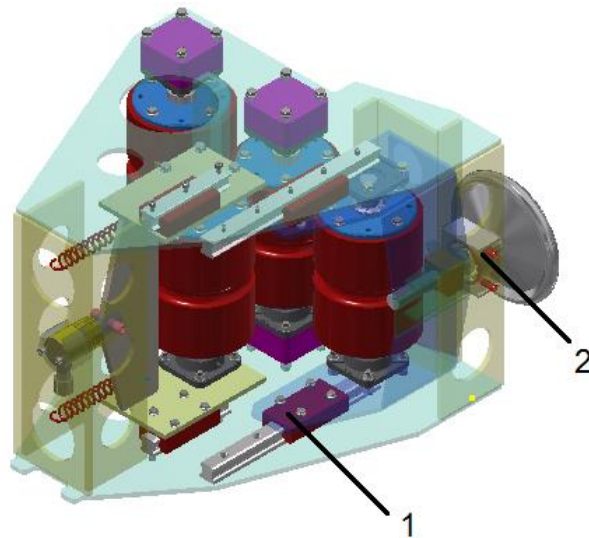
Rám je také vybaven dvěma tažnými pružinami (obr. 40 poz. 5). Tyto pružiny slouží jako pojistný vratný mechanismus v případě poruchy hydraulického válce. Kdyby došlo k poruše hydraulického válce, pružiny uvolní sevření polotovaru.



obr. 40: Konstrukce hnaného přítlačného válce [Autor]

Rám tvářecího válce (obr. 41 poz. 1) je spojen s nosným rámem stejně jako rám přítlačného válce. Jsou zde také stejné pojezdové ližiny. Rozdíl je jen v rozměrech.

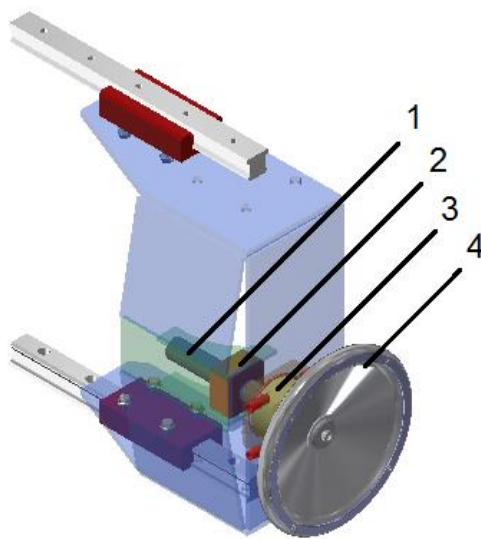
Poloha tvářecího válce je však měněna pomocí stavěcího šroubu (obr. 41 poz. 2).



obr. 41: Konstrukce tvářecího válce [Autor]

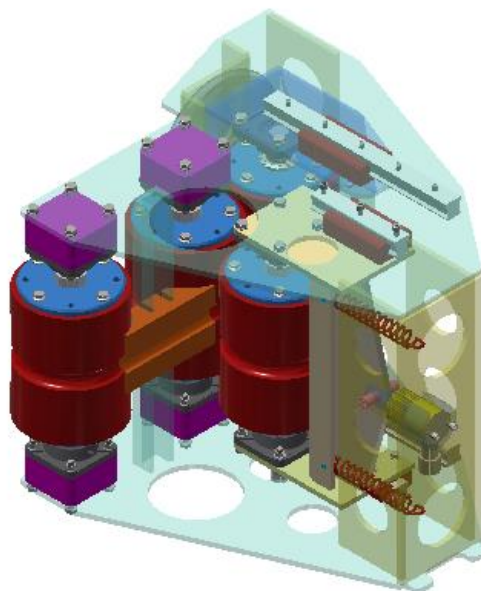
Stavěcí šroub je sestaven ze závitové tyče M30x2 (obr. 41 poz. 1), která je uzpůsobena k uchycení dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem. Tato volba nebyla na mně, ale využil jsem toto již zakoupené ložisko i s ložiskovým domkem (obr. 42 poz. 3). Ložiskový domek je pevně spjat s nosným rámem. Matice pohybového šroubu (obr. 42 poz. 2) je umístěna v rámu tvářecího válce.

Konec stavěcího šroubu je upraven do čtyřhranu pro umístění ručního kola (obr. 42 poz. 4). Jedná se o ruční kolo od firmy HEINDRICH KIPP WERK KG s katalogovým označením K0163. Toto kolo je upravené pro vložení mezikruží s bezčíslnou stupnicí pro orientaci obsluhy.



obr. 42: Konstrukce rámu tvářecího válce [Autor]

Mezi podpěrný válec a stacionární hnaný válec je umístěn podpěrný můstek (obr. 43 –oranžová barva). Tato úprava je z důvodu značných rázů, které do mechanismu vnášel konec polotovaru při opuštění kontaktu s podpěrným válcem.

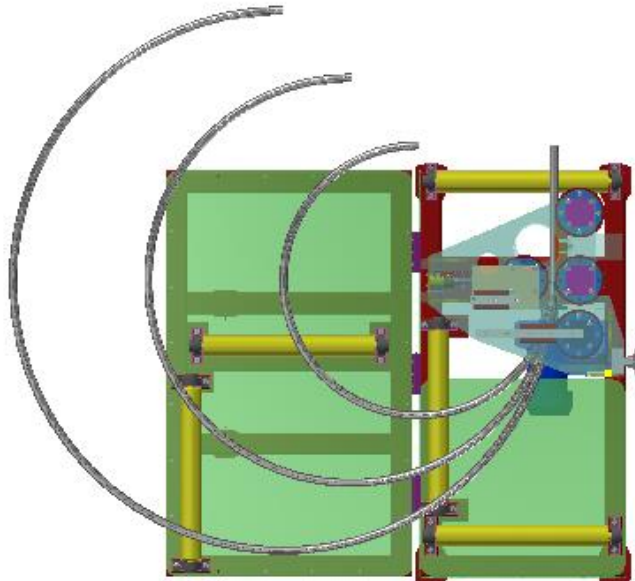


obr. 43: Pozice podpěrného můstku [Autor]

7.3. Podpěrné válečky

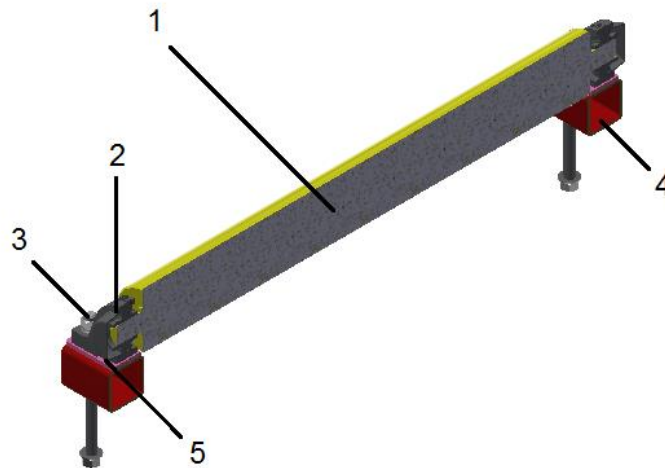
Podpěrné válečky jsou rozmístěny po celém pracovním stole tak, aby co nejlépe podepíraly polotovary v celé jeho délce při průběhu tvářecím mechanismem

(obr. 44). Jelikož je zakružovací stroj určen k zakružování polotovarů do různého poloměru, není možné zajistit ideální rozmístění. V jistém okamžiku se polotovar nebude po válečkách odvalovat, nýbrž smýkat. Z tohoto důvodu je nutné se vyvarovat poškození povrchu výrobku. Proto jsem pro podpěrné válečky zvolil stejný materiál, jako je použit pro tvarové válce. Jedná se tedy opět o materiál s označením ERTALYTE TX.



obr. 44: Rozmístění podpěrných válečků [Autor]

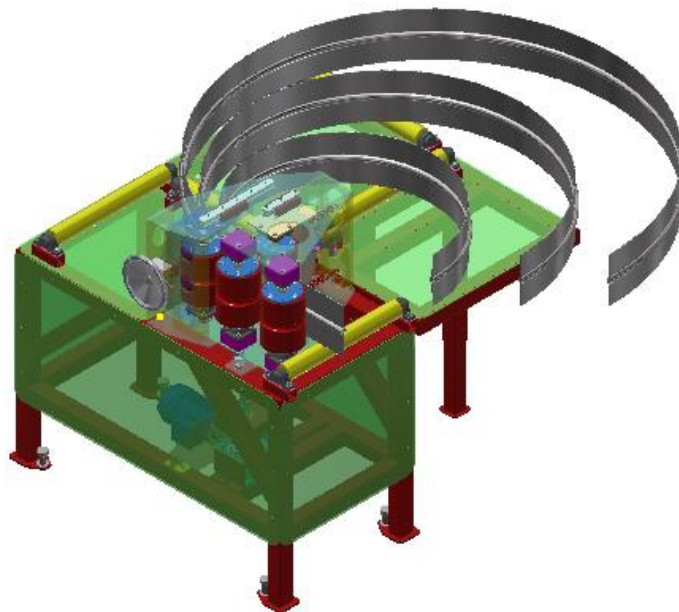
Sestava podpěrného válečku se skládá ze samotného válečku o pracovní délce 636 mm (obr. 45 poz. 1), dvou ložiskových domcích od firmy SKF s katalogovým označením SY 25 TF (obr. 45 poz. 2), podpěrných čtvercových tenkostěnných profilů TR 4HR 50x3 – 140 – ČSN 42 6935.1 (obr. 45 poz. 4) upravených pro upevnění k rámu stroje pomocí závitových tyčí M10 a šestihranných matic s podložkou (obr. 45 poz. 3). Dále jsou v sestavě dva plechy, pod každým ložiskovým domkem jeden, pro vymezení požadované výšky podpěrného válce (obr. 45 poz. 5). Na válečky nepůsobí takřka žádné zatížení. Jedná se jen o část hmotnosti polotovaru, jehož celková hmotnost se pohybuje mezi 7-13 kg.



obr. 45: Konstrukce podpěrného válečku [Autor]

7.4. Rám stroje

Rám stroje (obr. 46) je konstruován jako svařenec z čtvercových tenkostěnných profilů TR 4HR 80x6 – EN 10219. Jeho jednotlivé části jsou uzpůsobeny k potřebám stroje.



obr. 46: Rám stroje [Autor]

Rám se skládá ze dvou základních částí. První část je pracovní stůl a nosná konstrukce nesoucí pohonnou jednotku, tvářecí mechanismus a tři z pěti

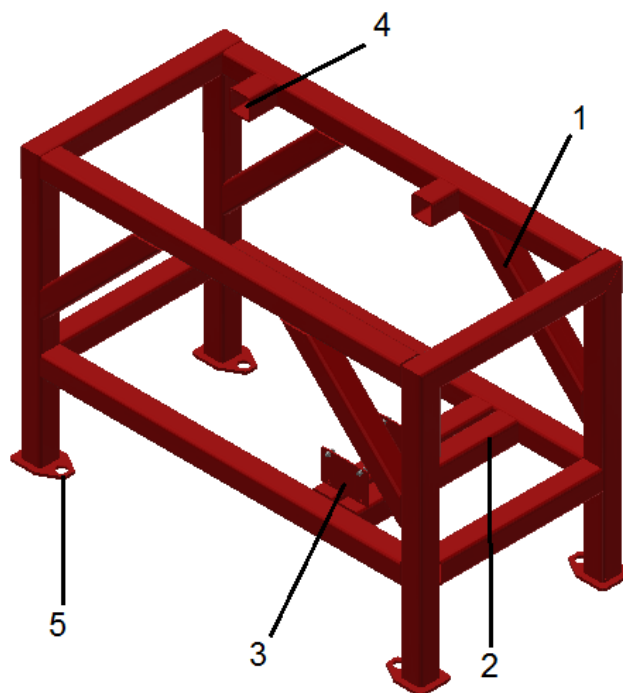
podpěrných válečků. Druhá část je sklopný pracovní stůl určený pro podporu již zakroužené části polotovaru.

7.4.1. Pracovní stůl

Pracovní stůl je uzpůsoben k nesení váhy tvářecího mechanismu vložení podporných nosníků (obr. 47 poz. 1). Dále jsou zde dva nosníky, které podepírají pohonnou jednotku (obr. 47 poz. 2). Přímo na nich je usazena šneková převodovka. Převodovka je umístěna mezi dvěma plechy s otvory na šrouby M8 (obr. 47 poz. 3).

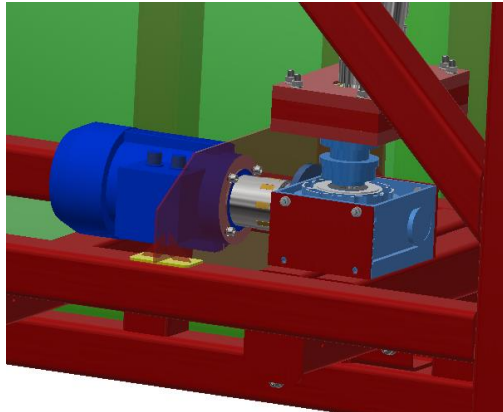
Úprava rámu pro umístění podpěrných válečků spočívá ve vyvrtání děr pro závitovou tyč, případně přivaření podpěrných profilů (obr. 47 poz. 4).

Celá konstrukce je podložena deskami s otvory pro šrouby M30 (obr. 47 poz. 5), které jsou určeny pro ustavení stroje do připraveného základu.



obr. 47: Konstrukce pracovního stolu [Autor]

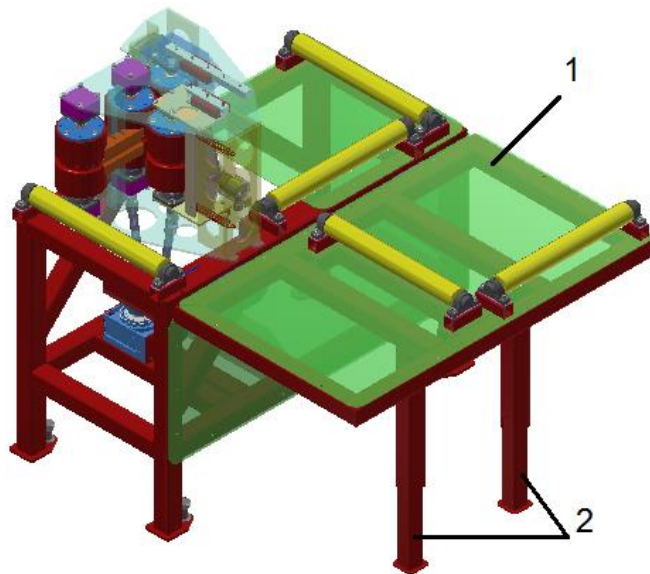
Elektromotor je pomocí čtyř šroubů M8 upevněn k podpěrnému plechu (obr. 48). Tento plech je přivařen k nosnému rámu. Mezikusem mezi plechem a rámem jsou podložky pro přesné usazení plechu.



obr. 48: Připojení pohonné jednotky [Autor]

7.4.2. Sklopný stůl

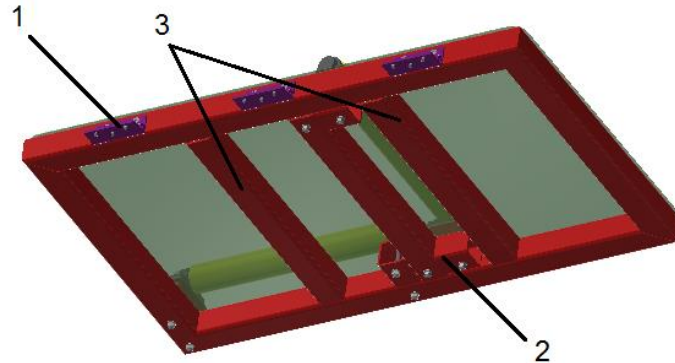
Sklopný pracovní stůl se skládá z rámu (obr. 49 poz. 1), a dvou výsuvných nohou (obr. 49 poz. 2). Rám sklopného stolu je svařenec z profilů TR 4HR 80x3 – EN 10219.



obr. 49: Konstrukce sklopného stolu [Autor]

Rám sklopného stolu je k rámu stroje připevněn pomocí tří jednoduchých pantů (obr. 50 poz. 1). Tyto panty se skládají ze dvou tvarových desek opatřených třemi otvory pro šrouby se zápusťnou hlavou a vnitřním šestihranem M10 – ISO 4558 a čepu.

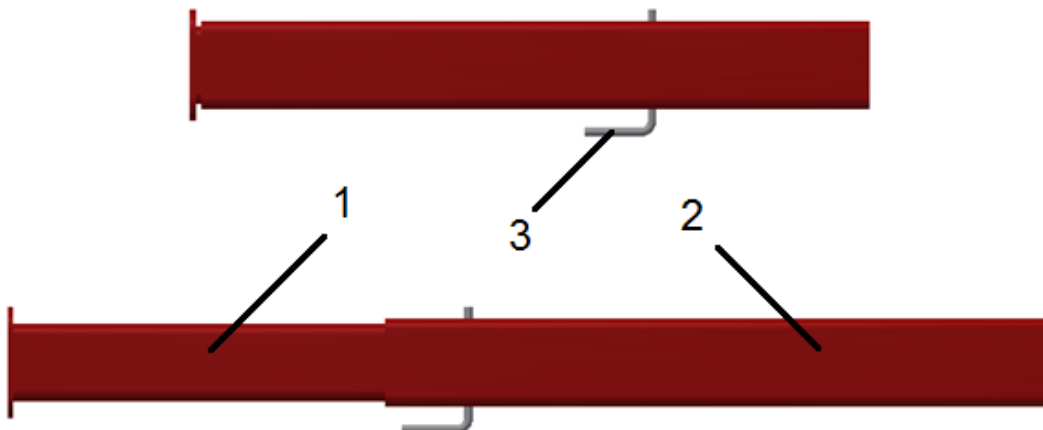
Konstrukce rámu sklopného stolu je uzpůsobena pro připevnění dvou zbylých podpěrných válečku (obr. 50 poz. 2) a přivaření dvou výsuvných nohou (obr. 50 poz. 3).



obr. 50: Konstrukce desky sklopného stolu [Autor]

Podpěrné nohy jsou výsuvné. Jejich konstrukce je řešena vložením čtvercového profilu TR 4HR 70x4 – ČSN EN 10219 (obr. 51 poz. 1) do profilu TR 4HR 80x4 – ČSN EN 10219 (obr. 51 poz. 2).

Zajištění zasunuté a vysunuté polohy je řešeno výsuvným čepem (obr. 51 poz. 3). Podpěrná noha je ještě doplněna přivařenou podložkou pro větší stabilitu.

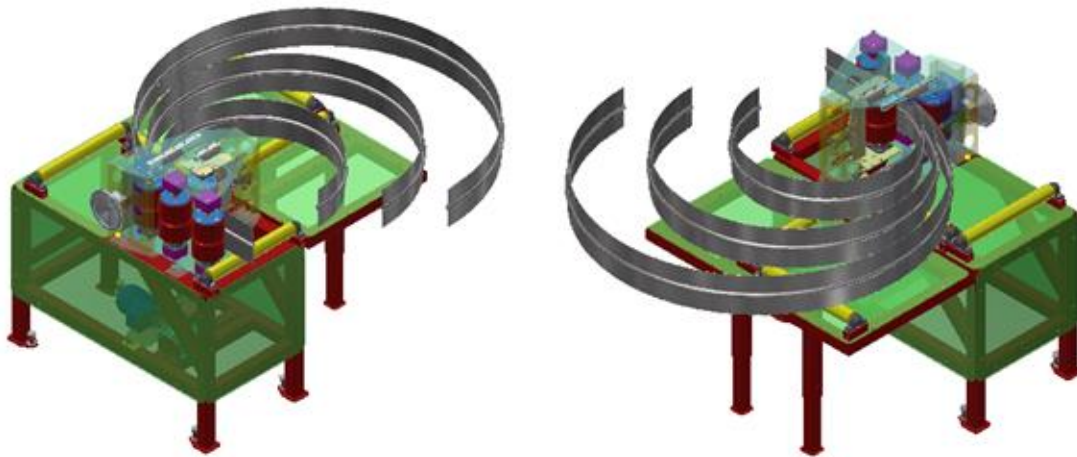


obr. 51: Konstrukce nohy sklopného stolu [Autor]

Podložka přivařená na konec nohy je uzpůsobena pro stavěcí šroub, který je určen pro vymezení stavebních nerovností podlahy.

7.5. Opláštění stroje

Opláštění (obr. 52) je jedním z bezpečnostních prvků stroje. Z důvodu toho, že pohonná jednotka stroje obsahuje rychle rotující části, které nejsou uzavřeny ve vlastním obalu, je třeba tento prosto zabezpečit proti vniknutí cizích těles a zásahu nepovolaných osob. Opláštění stroje chrání nejen samotnou pohonnou jednotku, ale především obsluhu.



obr. 52: Opláštění stroje [Autor]

Pro opláštění jsem zvolil pozinkovaný plech o tloušťce 4 mm. Tyto plechy jsou k rámu přišroubovány šrouby se zápusťnou hlavou M5. Takto je docíleno možnosti rychlé demontáže a také je sníženo nebezpečí zachycení části oděvu obsluhy o vyčnívající hlavu šroubu. To by mohlo mít za následek zranění obsluhy nebo poškození polotovaru. Opláštění stroje končí 300 mm nad zemí, což je pro tyto účely postačující.

7.6. Elektrická výbava stroje

Stroj je poháněn elektromotorem a je třeba na stroj umístit rozvodnou skříň s řídicími prvky a ochranné prvky. Tato rozvodná skříň je umístěna u vstupu polotovaru.

Přímo na rozvodné skříni jsou umístěny spínače pro připojení do sítě a bezpečnostní centrální stop. Rozvodná skříň je k plášti stroje uchycena pomocí šesti šroubů M8.



Dále je pod ručním kolem umístěn ovládací pedál, který uvádí do chodu hnané válce a tím uvádí do pohybu materiál. Nožní pedál jsem zvolil z důvodu uvolnění rukou obsluhy pro obsluhu ručního kola.

Pod opláštěním stroje je taženo bezpečnostní ocelové lanko napojené na centrální vypínač. Toto bezpečnostní opatření je praktikováno u strojů, kde hrozí nebezpečí zachycení a vtažení oděvu obsluhy do pracovního prostoru stroje. Lanko stačí jakýmkoliv způsobem vychýlit z osy a dojde k zastavení stroje.

8. Závěr

V této diplomové práci jsem se věnoval návrhu rekonstrukce a modernizace zakružovačky pomocného odpařovače pro odpaření plynu před jeho dodáním ze zásobníku do rozvodné sítě.

Mým úkolem bylo změnit konstrukci stroje z vertikálního typu na horizontální typ, vyřešit problém s povrchovým poškozením výrobků a celkově zvýšit bezpečnost stroje.

Změna konstrukce stroje jde ruku v ruce se zvýšením bezpečnosti. Při práci na nynější zakružovačce se nejvyšší bod polotovaru může pohybovat okolo výšky 3 m nad zemí. V novém konstrukčním řešení se celý polotovar pohybuje lehce nad úrovní pasu obsluhy. Toto má za následek zjednodušení práce obsluze a snížení počtu zmetků (lepší přístup k průběžné kontrole).

Předpokládanou příčinou problému s povrchovými vadami na výrobcích (škrábance) byl materiál tvarových válců a nekonstantní otáčky hnaných válců. Toto jsem vyřešil zcela novými tvarovými válci z materiálu ERTALITE TX a úpravou způsobu rozvodu krouticího momentu na hnané válce.

Prvky bezpečnosti jsou ovládání stroje nožním pedálem a nouzové vypínání pomocí ocelového lanka.

Součástí požadavků na novou zakružovačku bylo také využití co nejvíce již vyrobených a nakoupených dílů. V mém návrhu je využito: motoru, pružné spojky, šnekové převodovky a většiny dílů tvářecího mechanismu.

Celkově stroj váží necelých 850 kg, a proto bude pro jeho instalaci třeba zbudovat základ. Pokud stroj není v provozu, zaujímá v hale půdorysně místo 1550x1047 mm. V provozu pak stroj zaujímá prostor 1550x1766 mm.

Použitá literatura

- [1] Chart Ferox, a.s.
- [2] ČABELKA, Jozef a kol. *Mechanická technológia*. Vydavateľstvo Slovenskej akadémie vied, Bratislava, 1967
- [3] Technická univerzita Liberec, Fakulta strojní, Katedra strojírenské technologie, Oddělení tváření kovů a plastů. www.ksp.tul.cz [Online] Technická univerzita Liberec [Citace: 19. Listopadu 2017].
http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/07.htm
- [4] HABERKORN – Normované díly – Katalog 2016 www.ksp.tul.cz [Online] Haberkorn [Citace: 18. Května 2018].
<http://www.haberkorn.cz/ke-stazeni-katalogy/>
- [5] ŘEZNÍČEK, Jan, FS, ČVUT v Praze. *Pružnost a Pevnost I – doplněné přednášky*
- [6] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra. 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] HABERKORN – Normované díly – Katalog 2016 www.ksp.tul.cz [Online] Haberkorn [Citace: 20. Května 2018].
http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/11_Omezovace-krouciciho-momentu_web.pdf
- [8] DYNBYL, Vojtěch, FS, ČVUT v Praze. *Části a mechanismy strojů I – přednášky*
- [9] SKF – Katalog výrobků. www.skf.com [Online] SKF a.s., [Citace: 2. Května 2018].
- [10] ALUNET HLINÍKOVÉ PROFILY, www.alunet.cz [Online] Alunet [Citace: 19. ledna 2018]
<http://www.alunet.cz/ENAW-6060>

Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| obr. 1: Výrobky Chart Ferox [1] | 1 |
| obr. 2: Stacionární odpařovač [1] | 2 |
| obr. 3: Tlaková nádoba EC-3000 [1]..... | 2 |
| obr. 4: Polotovar pomocného odpařovače [1] | 3 |
| obr. 5: Namáhání při ohybu [3] | 4 |
| obr. 6: Průběh napětí při ohybu [3] | 4 |
| obr. 7: Schéma zakružování [2] | 5 |
| obr. 8: Schéma tříválcové symetrické zakružovačky [2] | 6 |
| obr. 9: Schéma geometrických vztahů [2] | 7 |
| obr. 10: Schéma tříválcové nesymetrické zakružovačky [2] | 8 |
| obr. 11: Schéma čtyřválcové symetrické zakružovačky [2]..... | 8 |
| obr. 12: Zakružovačka kuželových plášťů [2] | 9 |
| obr. 13: Současný stav zakružovačky [1] | 10 |
| obr. 14: Schéma stávajícího tvářecího mechanismu [1] | 11 |
| obr. 15: Schéma pohonu [Autor] | 13 |
| obr. 16: Kloubová hřídel [4] | 14 |
| obr. 17: Řez pomocného odpařovače [Autor] | 14 |
| obr. 18: Schéma trubky [Autor] | 15 |
| obr. 19: Schéma trubky 1 [Autor] | 16 |
| obr. 20: Schéma trubky 2 [Autor] | 16 |
| obr. 21: Schéma vnitřního žebra [Autor] | 18 |
| obr. 22: Schéma vnějšího žebra [Autor] | 18 |
| obr. 23: Schéma vnějšího žebra 1 [Autor] | 19 |
| obr. 24: Schéma kuličky vnějšího žebra [Autor] | 20 |
| obr. 25: Schéma polohy válců [Autor] | 21 |
| obr. 26: Schéma působení tvářecí síly [Autor]..... | 22 |
| obr. 27: Omezovač krouticího momentu [7] | 23 |
| obr. 28: Rozvodná převodovka [Autor] | 25 |
| obr. 29: Schéma kloubového hřídele [4] | 26 |
| obr. 30: Výběr kloubové hřídele [4]..... | 26 |
| obr. 31: Pohonná jednotka [Autor] | 28 |
| obr. 32: Sestava válce [Autor]..... | 29 |
| obr. 33: Schéma úhlu stoupání [Autor] | 32 |
| obr. 34: Schéma hřídele válce [Autor] | 33 |
| obr. 35: Průběh posouvajících sil [Autor] | 33 |
| obr. 36: Průběh redukováného napětí [Autor]..... | 34 |
| obr. 37: Průhyb hřídele válců [Autor] | 34 |
| obr. 38: Konstrukce tvářecího mechanismu [Autor] | 36 |
| obr. 39: Rám tvářecího mechanismu [Autor] | 37 |
| obr. 40: Konstrukce hnaného přitlačného válce [Autor] | 37 |
| obr. 41: Konstrukce tvářecího válce [Autor]..... | 38 |
| obr. 42: Konstrukce rámu tvářecího válce [Autor] | 39 |
| obr. 43: Pozice podpěrného můstku [Autor] | 39 |
| obr. 44: Rozmístění podpěrných válečků [Autor] | 40 |
| obr. 45: Konstrukce podpěrného válečku [Autor] | 41 |
| obr. 46: Rám stroje [Autor]..... | 41 |
| obr. 47: Konstrukce pracovního stolu [Autor] | 42 |
| obr. 48: Připojení pohonné jednotky [Autor] | 43 |
| obr. 49: Konstrukce sklopného stolu [Autor] | 43 |
| obr. 50: Konstrukce desky sklopného stolu [Autor] | 44 |
| obr. 51: Konstrukce nohy sklopného stolu [Autor] | 44 |
| obr. 52: Opláštění stroje [Autor] | 45 |

Seznam zkratek a symbolů

| | | |
|---------------|------------------------------|--|
| <i>LIN</i> | [–] | tekutý dusík |
| <i>LOX</i> | [–] | kapalný kyslík |
| <i>LAR</i> | [–] | kapalný argon |
| <i>LNG</i> | [–] | kapalný zemní plyn |
| ρ | [<i>mm</i>] | poloměr zakroužení |
| <i>L</i> | [<i>mm</i>] | osová vzdálenost válců v ose x |
| <i>y</i> | [<i>mm</i>] | ponoření ohýbacího válce |
| <i>R</i> | [<i>mm</i>] | poloměr podpěrného válce |
| <i>A</i> | [<i>mm</i>] | vzdálenost bodů dotyku |
| ρ_e | [<i>mm</i>] | pružné zakroužení |
| E_s | [<i>N/mm</i> ²] | průměr hřídele |
| σ_k | [<i>N/mm</i> ²] | smluvní mez v kluzu |
| $M_{obr.}$ | [<i>Nmm</i>] | celkový moment obrazce |
| F_g | [<i>N</i>] | gravitační síla |
| x_t | [<i>mm</i>] | poloha celkového těžiště |
| <i>m</i> | [<i>kg</i>] | hmotnost celého obrazce |
| <i>g</i> | [<i>m/s</i> ²] | gravitační zrychlení |
| $\rho_{obr.}$ | [<i>kg/m</i> ³] | hustota obrazce |
| <i>S</i> | [<i>mm</i> ²] | plocha obrazce |
| π | [–] | matematická konstanta |
| <i>D</i> | [<i>mm</i>] | vnější průměr trubky polotovaru |
| <i>d</i> | [<i>mm</i>] | vnitřní průměr trubky polotovaru |
| S_i | [<i>mm</i> ²] | obsah poloviny plochy obrazce |
| x_{t_i} | [<i>mm</i>] | poloha těžiště poloviny obrazce |
| M_i | [<i>Nmm</i>] | moment od tíhy poloviny obrazce |
| F_{g_i} | [<i>N</i>] | gravitační síla obrazce |
| W_{opl_i} | [<i>mm</i> ³] | plastický modul v ohybu obrazce |
| l_i | [<i>mm</i>] | šířka obrazce |
| h_i | [<i>mm</i>] | výška obrazce |
| D_1 | [<i>mm</i>] | průměr kružnice na žebro |
| W_{opl} | [<i>mm</i> ³] | celkový plastický modul v ohybu polotovaru |
| σ_{kp} | [<i>N/mm</i> ²] | smluvní mez v kluzu polotovaru |
| M_{opl} | [<i>Nm</i>] | plastický ohybový moment |
| l_k | [<i>mm</i>] | vzdálenost tvářecího válce |

| | | |
|--------------|----------------------|---|
| F_k | [N] | plastická síla |
| P_M | [kW] | výkon motoru |
| n_M | [min ⁻¹] | otáčky motoru |
| i_p | [-] | převodový poměr šnekové převodovky |
| i_{rp} | [-] | převodový poměr rozvodné převodovky |
| η_p | [-] | účinnost šnekové převodovky |
| d_{hp} | [mm] | výstupní průměr hřídele z převodovky |
| M_{kM} | [Nm] | krouticí moment motoru |
| M_{kp} | [Nm] | krouticí moment za převodovkou |
| $F_{Tvař.}$ | [N] | tvářecí síla |
| $x_{tTvař.}$ | [mm] | rameno tvářecí síly |
| $F_{Tvař.x}$ | [N] | tvářecí síla v ose x |
| δ | [°] | úhel tvářecí síly |
| D_v | [mm] | průměr tvářecího válce |
| $M_{kpož}$ | [Nm] | požadovaný tvářecí krouticí moment |
| M_{kskut} | [Nm] | skutečný tvářecí krouticí moment od pohonu |
| $M_{kom.}$ | [Nm] | omezený tvářecí krouticí moment – výpočtový |
| d_{rpk} | [mm] | průměr hřídele rozvodné převodovky – kontrolní |
| b_{pi} | [mm] | šířka pera |
| h_{pi} | [mm] | výška pera |
| l_{pi} | [mm] | délka pera |
| p_{Dp} | [N/mm ²] | dovolené otláčení pera |
| C_{rpk} | [kN] | základní dynamická únosnost ložisek rozvodné převodovky |
| n_{rp} | [min ⁻¹] | otáčky rozvodné převodovky |
| L_{hi} | [hod.] | životnost ložisek v hodinách |
| F_{ri} | [N] | radiální síla na ložisko |
| l_{dr} | [mm] | délka drážkování při max. vysunutí |
| h_{dr} | [mm] | opěrná výška drážkování |
| D_{sdr} | [mm] | střední průměr drážkování |
| K | [-] | korekce výrobních nepřesností |
| i_{dr} | [-] | počet drážek |
| p_{Ddr} | [N/mm ²] | dovolené otláčení drážkování |
| D_{mindr} | [mm] | min. průměr drážkového hřídele |
| τ_{Dk} | [N/mm ²] | dovolené namáhání v krutu |

| | | |
|--------------------|----------------------|--|
| $d_{\xi 10}$ | [mm] | velký průměr závitu M10 |
| $d_{\xi 110}$ | [mm] | malý průměr závitu M10 - matice |
| $d_{\xi 210}$ | [mm] | střední průměr závitu M10 |
| $d_{\xi 310}$ | [mm] | malý průměr závitu M10 – šroub |
| P_{10} | [mm] | stoupání závitu M10 |
| H_{110} | [mm] | nosná hloubka závitu M10 |
| p_{pD} | [N/mm ²] | dovolené otláčení v závitu (plast) |
| σ_{DT} | [N/mm ²] | dovolené namáhání v tahu |
| f_{o-o} | [-] | součinitel tření ocel-ocel |
| f_{o-p} | [-] | součinitel tření ocel-plast |
| D_{ξ} | [mm] | roztečný průměr umístění šroubů |
| $F_{\xi max.T}$ | [N] | max. tahová síla ve šroubu - tah |
| $F_{\xi max.p}$ | [N] | max. tahová síla ve šroubu – otláčení |
| F_{tk} | [N] | třecí síla |
| $F_{t\xi}$ | [N] | třecí síla vyvolaná jedním šroubem |
| i_{ξ} | [-] | počet šroubů |
| γ' | [°] | třecí úhel |
| φ | [°] | úhel stoupání |
| $F_{o\xi}$ | [N] | předepsaná osová síla ve šroubu |
| F_z | [N] | utahovací síla |
| M_u | [Nm] | utahovací moment |
| R_A | [N] | reakce pod ložiskem A |
| R_B | [N] | reakce pod ložiskem B |
| $M_{o max}$ | [Nm] | max. ohybový moment |
| φ_{max} | [°] | max. úhel natočení hřídele |
| v_{max} | [mm] | max. průhyb hřídele |
| $\sigma_{red max}$ | [Nm] | max. redukované napětí |
| m_{TV} | [kg] | hmotnost tvářecího válce |
| $m_{H\check{R}}$ | [kg] | hmotnost hřídele |
| $m_{P\check{R}}$ | [kg] | hmotnost příruby |
| $m_{\xi P}$ | [kg] | hmotnost šroubů a per |
| n_{HH} | [min ⁻¹] | otáčky hnané hřídele |
| C_0 | [N] | základní únosnost ložisek válců |
| $F_{axi.}$ | [N] | axiální síla působící na ložiska válce |

Seznam příloh

- Příloha 1 – Sestavení Zakružovačky
- Příloha 2 – Parametry ozubení rozvodné převodovky
- Příloha 3 – Kontrola ozubení rozvodné převodovky
- Příloha 4 – Materiálový list ERTALYTE TX
- Příloha 5 – Grafy hřídele tvarových válců
- Příloha 6 – CD s kompletní Diplomovou prací