

STŘEDOŠKOLSKÁ ODBORNÁ ČINNOST

Obor č. 9: Strojírenství, hutnictví, doprava a průmyslový design



PRŮMYSLOVÝ DRTIČ PALET

Obor 09: Strojírenství

Tomáš Koníček, Tomáš Dobeš, Lukáš Kopecký

Zlínský kraj

Uherské Hradiště, 12.3.2019

STŘEDOŠKOLSKÁ ODBORNÁ ČINNOST
Obor č. 9: Strojírenství, hutnictví, doprava a průmyslový design

PRŮMYSLOVÝ DRTIČ PALET

THE INDUSTRIAL PALLET SHREDER

Autoři: Tomáš Koníček, Tomáš Dobeš, Lukáš Kopecký
Škola: Střední škola průmyslová, hotelová a zdravotnická Uherské
Hradiště, Kollárova 617, 686 01 Uherské Hradiště
Kraj: Zlínský kraj
Konzultanti: Ing. Josef Dvořáček, Ing. Bohumír Brhel

Uherské Hradiště, 12.3.2019

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou práci SOČ vypracoval/a samostatně a použil/a jsem pouze prameny a literaturu uvedené v seznamu bibliografických záznamů.

Prohlašuji, že tištěná verze a elektronická verze soutěžní práce SOČ jsou shodné.

Nemám závažný důvod proti zpřístupňování této práce v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších předpisů.

V Uherském Hradišti dne 12.3.2019

Jméno a Příjmení autora (totéž pro všechny autory)

Poděkování

V této části bychom rádi poděkovali Ing. Josefu Dvořáčkovi, Ing. Bohumíru Brhelovi, Ing. Zdeňce Horké a Ing. Ladislavu Famfulíkovi za jejich vstřícnost vůči nám a za čas, který nám věnovali při konzultacích. Zároveň bychom chtěli poděkovat firmě KOVOKON, kvůli které jsme mohli celou práci uskutečnit a projekt zrealizovat.

V neposlední řadě patří poděkování celému personálu naší školy SŠPHZ za jejich obětavost, ohleduplnost a poskytnutí prostor.

Anotace

Ve své práci SOČ jsme se zabývali návrhem, analýzou a výběrem konstrukčního řešení drtiče Europalet. Dokument obsahuje návrh 3. variant, jejich rozbor a volbu nejvhodnější varianty. Klade důraz na pevnostní výpočty a optimalizaci rozměrů. Obsahuje sestavu strojního zařízení. Účelem je dosáhnout efektivního drcení palet.

Klíčová slova

Drtič palet, Europaleta, elektromotor, převodovka, kroutící moment

Annotation

In our work SOČ, we dealt with the design, analysis and selection of the design of the the EUR-pallet shredder. The document contains a proposal of the 3rd variant, their analysis and the choice of the most suitable variant. It emphasizes strength calculations and dimension optimization. Contains machinery assembly. The purpose is to achieve effective crushing of pallets.

Keywords

the wood shredder, the EUR-pallet, an electric motor, a transmission, moment of force

Obsah

Úvod a cíle programu.....	7
Seznam použitého značení.....	8
Návrh variant řešení.....	9
1. Jednohřídelový drtič na dřevo	9
2. Dvouhřídelové drtiče	10
3. Nožový mlýn.....	11
Rozbor a volba varianty	12
Konstrukční řešení	13
1. Zadání.....	13
2. Výpočet.....	14
I. Volba elektromotoru	14
II. Volba převodovky.....	14
III. Výpočet řemenice	14
a) Silové poměry na řemenici	15
b) Úhel opásání β	15
c) Tahy v řemenu F_{s1} a F_{s2}	15
d) Výslednice tahových sil v řemenu F_r	15
e) Kontrola řemenu.....	16
f) Kontrola těsného pera na otlačení řemenice – převodovka (elektromotor)	17
IV. Kontrola hřídele – výstup z převodovky.....	19
a) Výpočet délky pera.....	18
b) Kontrola hřídele na krut.....	19
c) Odstupňování hřídele pro ložisko.....	20
d) Výpočet ložiska pro d_4	20
e) Kontrola rotoru d_5	21
•Průhyb.....	21
•Výpočet redukovaného namáhání (ohyb + krut)	22
Závěr	24
Literatura a zdroje informací	25
Seznam obrázků a tabulek.....	25
Příloha1: Výkresy sestavení.....	25
Příloha2: Výkresy kusovníků.....	25
Příloha3: Pevnostní analýza rámu.....	25

Úvod a cíle programu

Projekt pojednává o problematice konstrukce strojů na drcení dřeva na jemnou drť. Mezi nejběžnější stroje na drcení dřeva patří štěpkovače, průmyslové drtiče na odpad, rychlootáčkové drtiče, nožové mlýny a podobně. Drtiče dřeva jsou vysoce namáhané stroje, které musí vyvíjet dostatečnou sílu k překonání odporu dřeva. Většinou je dřevo drceno noži, které bývají přichyceny k hnané hřídeli. Stroje musí být zkonstruovány tak, aby byla zajištěna bezpečnost práce a musí být vyřešeno znemožnění zachycení obsluhy a následnému vtáhnutí. Drtič dřeva pomáhá zejména tam, kde by bylo neefektivní dřevo skladovat a je potřeba zmenšit jeho objem pro snadnější přepravu.

Cíle programu zahrnují analýzu možných řešení problematiky a následný výběr té nevhodnější. Dílčími cíli jsou užití pevnostních výpočtů pro výpočet rozměrů, vymodelování modelu sestavy a vytvoření technické dokumentace.

Seznam použitého značení

Značka	Veličina	Jednotka
F	síla	N
m	hmotnost	kg
σ / τ	napětí	MPa
S	obsah	mm ²
M_k	krouticí moment	N/mm , N/m
d	průměr	mm
b	šířka	mm
h	výška	mm
P	výkon	W/kW
L	délka	mm
Z	průhyb	mm
c_{II}	součinitel míjivého namáhání	-
c_{III}	součinitel střídavého namáhání	-
$\tau_{D,K}$	dovolené napětí v krutu	MPa
L_{10h}	životnost ložiska v provozních hodinách	hod ⁻¹
K_m	součinitel bezpečnost	-
R_m	napětí na mezi pevnosti v tahu	MPa
n	otáčky	ot/min
β	úhel opásání	rad
i	převodový poměr	-
a	osová rozteč	mm
W_k	nosný průřez v krutu	mm ²
z	průhyb	mm
C	dynamická únosnost ložiska	N
F_{ob}	obvodová síla	N
F_r	výslednice tahových sil v řemenu	N
F_{s1}	tah v řemenu napnutém	N
F_{s2}	tah v řemenu ochablém	N
v	obvodová rychlost	m/s
μ	součinitel tření mezi řemenem a kotoučem	-
d_{p1}	výpočtový průměr řemenice elektromotoru	mm
d_{p2}	výpočtový průměr řemenice převodovky	mm
c_2	provozní součinitel	-
E	modul pružnosti v tahu	MPa
J_x	kvadratický moment průřezu	mm ⁴
$M_{o,Red}$	redukovaný ohybový moment	Nmm
$M_{o,max}$	maximální ohybový moment	Nmm
$\Sigma o_{,red}$	redukované namáhání	MPa

Návrh variant řešení

1. Jednohřídelový drtič na dřevo



Obrázek č. 1: Jednohřídelový drtič

(<http://www.terier.cz/cz//30//skladem//katalogove-listy.htm>)

Varianta číslo 1 se zabývá jednohřídelovým drtičem dřeva. Rotor drtiče je osazen řeznými destičkami, které jsou přišroubovány do nožových držáků a je po stranách uložen ve valivých ložiscích. Přenos kroutícího momentu je zajištěn pomocí klínového převodu, který zabezpečuje možné proklouznutí řemene při přetížení stroje. Drtič je dále vybaven posuvným zubovým roštem, který slouží jako protikus k řezným nožům, jenž způsobuje stříhání dřeva.

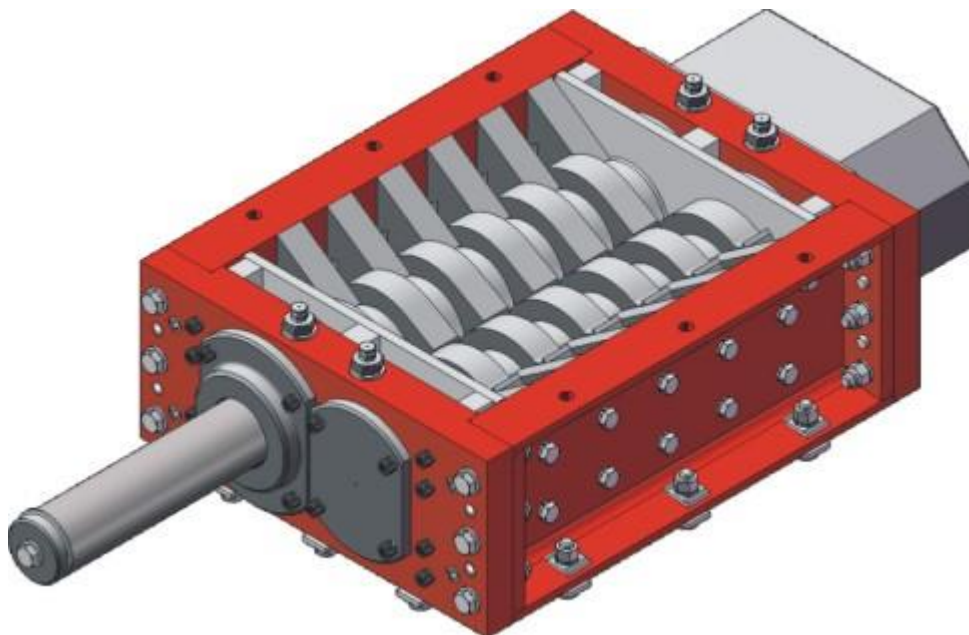
Výhody:

- Možnost proklouznutí při přetížení
- Jednoduchá konstrukce
- Lehká výměna opotřebovaných nožů
- Možnost měnit velikost drti posunutím roštu

Nevýhody:

- Jednoúčelovost stroje (nelze drtit plast, lehké kovy)
- Nutnost násypníku nebo přítlaku
- Možnost vylomení zubu roštu při drcení hřebíku

2. Dvouhřídelové drtiče



Obrázek č. 2: Dvouhřídelový drtič
(http://www.drvice.sk/drtic_drceni/drtice_odpadu_folie.htm)

Varianta 2 pojednává o dvouhřídelové obdobě varianty č. 1, jíž rotory se točí proti sobě a tím pádem vtahují drcený materiál dovnitř. Nože nejsou osazeny vyměnitelnými destičkami, nýbrž jsou napevno přichyceny k hřídeli. Protisměrná rotace je zajištěna pomocí dvou čelních ozubených kol s přímými zuby, jež jsou v záběru a umožňují pohánět pouze jeden hřídel.

Výhody:

- Možnost drtit plasty a měkké kovy
- Schopnost samovtahování
- Vysoká tuhost stroje

Nevýhody:

- Složité broušení nožů
- Složité uložení rotorů
- Nutnost mnohonásobně silnějšího pohonu než u var. č. 1
- Nezabezpečení proti přetížení

3. Nožový mlýn



Obrázek č. 3: Nožový mlýn

(<http://www.terier.cz/cz/732/14/nozovy-mlyn-g-500-600/nozove-mlyny/katalogove-listy.htm>)

Varianta č. 3 pojednává o nožovém mlýnu. Tělo rotoru je atypického tvaru, kdy na konci držáků nožů je vždy uchycen 1 podlouhlý nůž, který je dlouhý přes celou střížnou plochu. Materiál je stříhán nožem o protikus, tudíž drtí materiál na stejně dlouhé kusy.

Výhody:

- Stroj pro nejširší spektrum drcených materiálů
- Levnější než varianty 1 a 2

Nevýhody:

- Menší vhodnost pro drcení dřeva
- Malá vstupní frakce
- Potřeba vysokého zpřevodování do pomala

Rozbor a volba varianty

Rozhodli jsme se pro variantu č.1 kvůli její jednoduché konstrukci, lehké servisovatelnosti a nízké výrobní ceně. Varianta č. 1 dokáže nejlépe drtit dřevo na námi zvolenou velikost a disponuje kompaktními rozměry. Oproti ostatním variantám potřebuje nejmenší příkon elektromotoru a lze ji modifikovat a tím měnit velikost třísek.

Dále je dobře chráněna proti přetížení a v případě poškození stroje lze snadno vyměnit poškozené díly za nové. Opotřebené plátky lze otočit o 90 stupňů a tím získat novou ostrou plochu, tudíž odpadá potřeba vyřazení stroje z práce kvůli výměně nožů.



viz obrázek č. 1: Jednohřídelový drtič

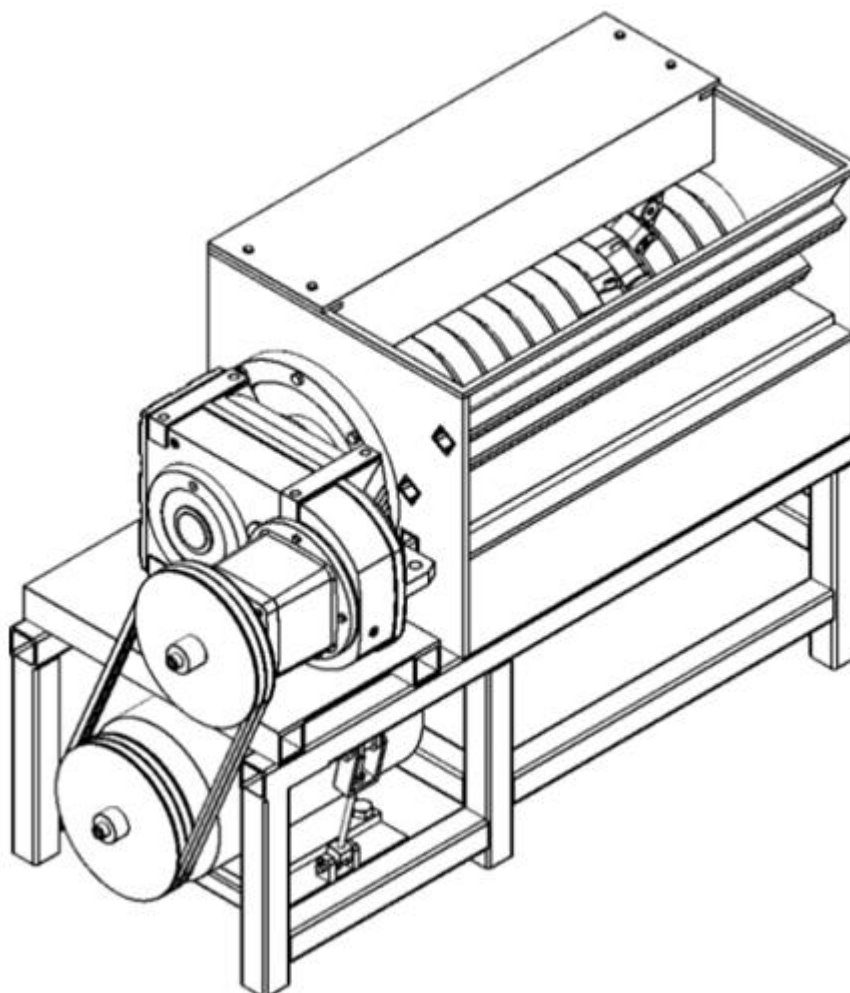
Konstrukční řešení

1. Zadání

Navrhněte 3 varianty, rozeberte jejich klady a zápory a vyberte nejvhodnější. Tu pak dále konstrukčně zpracujte a pomocí pevnostních výpočtu nalezněte nejvhodnější provedení. Dále vypracujte sestavu a výkresovou dokumentaci.

Minimální délka rotoru = 900mm

Minimální průměr rotoru = 300mm



*Obrázek č. 4: Schéma jednohřídelového drtiče
(sestava v programu Inventor)*

2. Výpočet

I. Volba elektromotoru

Na základě porovnání se soudobými drtiči volíme elektromotor SIEMENS s parametry:

$$P = 11 \text{ kW}$$

$$n = 1460 \text{ ot/min.}$$

$$M_k = 72 \text{ Nm}$$

II. Volba převodovky

Po předběžném propočítání jsme si zvolili převodovku s parametry:

$$i = 1 : 25$$

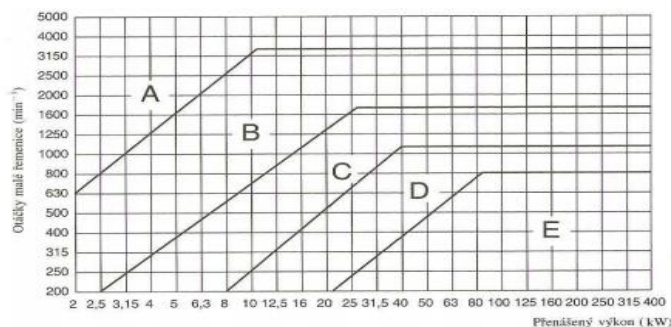
$$M_{k_{\max}} = 3000 \text{ Nm}$$

III. Výpočet řemenice

Pomocí řemenice budeme přenášet výkon na převodovku z důvodu možného prokluzu při přetížení stroje. Volíme si $i = 1 : 1$.

Dle tabulky č.1 volím klínový řemen normálního průřezu typu B

Výpočtové průměry řemenic					Rozměry v mm	
Průřez řemene	Výpočtové průměry řemenic d_p				Mezní úchylka úhlu drážky	
	34°	36°	38°	40°		
Z	50 až 71	80 až 100	112 až 160	≧ 180	± 1°	
A	75 až 112	125 až 160	180 až 400	≧ 450		
B	125 až 160	180 až 224	250 až 500	≧ 560		
C	—	200 až 315	335 až 630	≧ 710	± 30'	
D	—	315 až 450	500 až 900	≧ 1 000		
E	—	500 až 560	630 až 1 120	≧ 1 250		



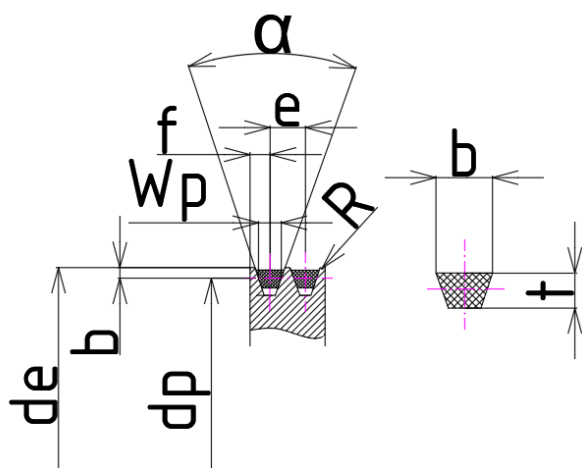
Tabulka č. 1: volba průměru řemenice
(strojnické tabulky str. 534)

Diagram č.1: určení průřezu řemene
(strojnické tabulky str. 537)

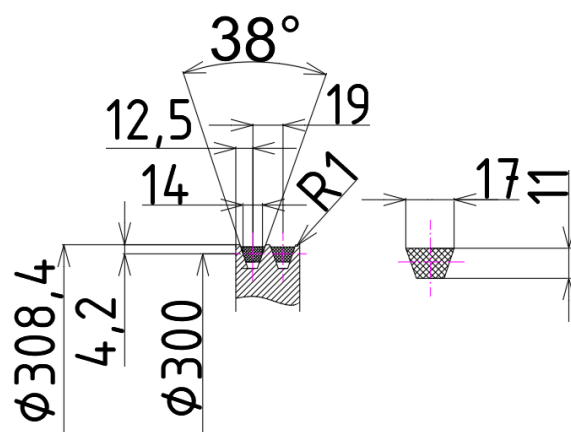
Drážka pro řemen průřezu	Rozměry drážek					
	W_p	$b_{\min}$	$h_{\min}$	e	f	R
Z	8,5	2,5	7	$12 \pm 0,3$	8 ± 1	0,5
A	11	3,3	8,7	$15 \pm 0,3$	$10 + \frac{2}{-1}$	1
B	14	4,2	10,8	$19 \pm 0,4$	$12,5 + \frac{2}{-1}$	1
C	19	5,7	14,3	$25,5 \pm 0,5$	$17 + \frac{2}{-1}$	1,5
D	27	8,1	19,9	$37 \pm 0,6$	$24 + \frac{3}{-1}$	2
E	32	9,6	23,4	$44,5 \pm 0,7$	$29 + \frac{4}{-1}$	2

Pro boky drážek řemenice se doporučuje drsnost: $R_a = 1,6$ do $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $R_a = 0,8$ nad $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Tabulka č. 2: volba rozměrů řemenice
(strojnické tabulky str. 534)



Obrázek č. 5: Rozměry klínového řemenu a řemenice
(vytvořeno v programu AutoCAD)



Obrázek č. 6: Hodnoty rozměrů klínového řemenu a řemenice
(vytvořeno v programu AutoCAD)

Dále kvůli konstrukčním nárokům na kompaktnost stroje potřebujeme osovou vzdálenost $a < 500\text{mm}$ (ideálně cca 450mm), tudíž vyjdeme ze vzorce pro osovou vzdálenost pro výpočet průměru řemenice:

$$0,7 \cdot (dp_1 + dp_2) < a < 2 \cdot (dp_1 + dp_2)$$

$$\text{při } i = 1 \text{ platí } dp_1 = dp_2 = dp$$

$$0,7 \cdot 2 \cdot dp < 450$$

$$dp < 321,4 \text{ mm}$$

Dle ST volím unifikovaný průměr řemenice **$dp = 300\text{mm}$**

$$L = 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (dp_1 + dp_2) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \cdot (dp_2 - dp_1)$$

$$\text{Řemenice jsou stejné} \Rightarrow (dp_2 - dp_1) = 0; \sin \frac{\beta}{2} = \sin \frac{180^\circ}{2} = 1$$

Po dosazení dostaneme:

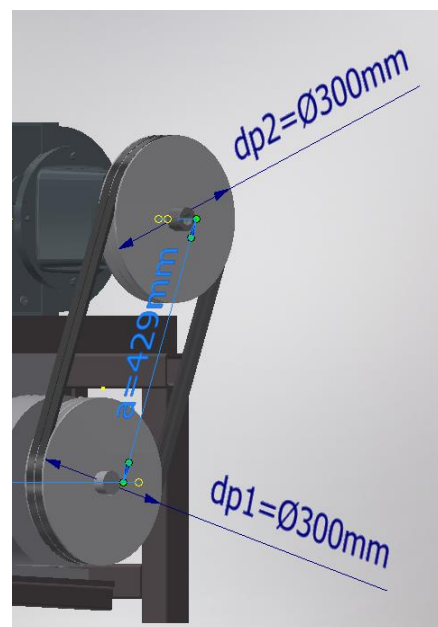
$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot 600 = 2 \cdot 450 + \frac{\pi}{2} \cdot 600$$

$$L = 1842\text{mm} \Rightarrow \text{volím normalizovanou délku } 1800\text{mm}$$

Skutečná osová vzdálenost se potom rovná:

$$a = \frac{L - \frac{\pi}{2} \cdot 2 \cdot d}{2} = \frac{1800 - \frac{\pi}{2} \cdot 600}{2}$$

$a = 429\text{mm}$ (skutečná osová vzdálenost vyhovuje našim podmínkám)



Obrázek č. 7: Osová vzdálenost a průměry řemenic
(sestava v programu Inventor)

$W_p=14\text{ mm}$... výpočtová šířka drážky řemenice
 $b=4,2\text{ mm}$... hloubka drážky nad výpočtovou šířkou
 $d_p=300\text{ mm}$... výpočtový průměr řemenice
 $h=10,8\text{ mm}$... hloubka drážky pod výpočtovou šířkou
 $e=19\text{ mm}$... vzdálenost mezi osami drážek
 $f=12,5\text{ mm}$... vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice
 $\alpha = 38^\circ$... úhel drážky
 $d_e=308,4\text{ mm}$... vnější průměr řemenice
 $R=1\text{ mm}$... poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice
 $n=2$... počet řemenů v převodu
 $L=1800\text{ mm}$... délka klínového řemene
 $a=429\text{ mm}$... osová vzdálenost

a) Silové poměry na řemenici

$$F_{OB} = \frac{P}{v} = \frac{Mk}{dp_1/2} = \frac{c_2 \cdot P}{\pi \cdot dp_1 \cdot n_1} = \frac{1,3 \cdot 11000}{22,8} = 627\text{ N}$$

$$v = \pi \cdot dp_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 0,3 \cdot 24,2 = 22,8\text{ m/s}$$

b) Úhel opásání β

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2a} = 0 \Rightarrow \frac{\beta}{2} = 90^\circ$$

$$\beta = 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 90^\circ = 180^\circ$$

$$\beta = \frac{\pi \cdot \beta^\circ}{180} = \frac{\pi \cdot 180^\circ}{180} = 3,14\text{ rad}$$

c) Tahy v řemenu F_{s1} a F_{s2}

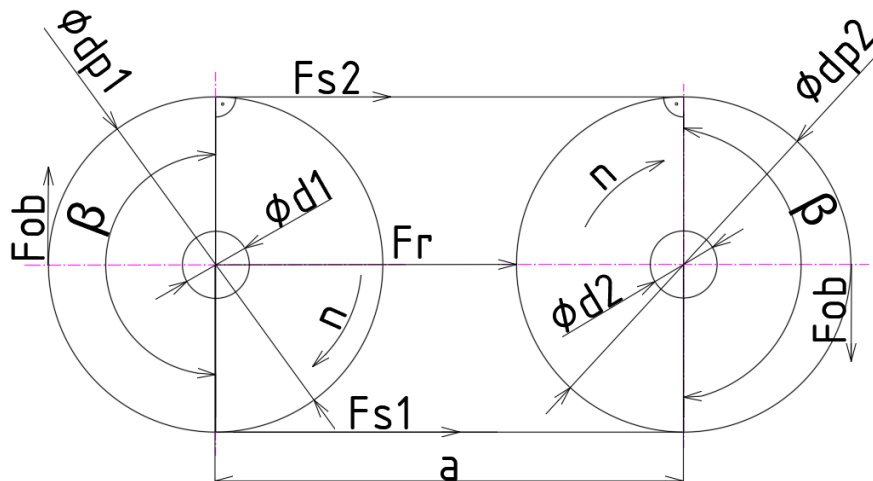
$$F_{s1} = F_{OB} \cdot \frac{e^{\beta \cdot \mu}}{e^{\beta \cdot \mu} - 1} = 627 \cdot \frac{e^{3,14 \cdot 0,1}}{e^{3,14 \cdot 0,1} - 1} = 2\,325,7\text{ N}$$

$$F_{s2} = F_{OB} \cdot \frac{1}{e^{\beta \cdot \mu} - 1} = 627 \cdot \frac{1}{e^{3,14 \cdot 0,1} - 1} = 1\,699,7\text{ N}$$

$$\text{Musí platit: } F_{ob} = F_{s1} - F_{s2} = 2\,325,7 - 1\,699,7 = 627\text{ N}$$

d) Výslednice tahových sil v řemenu F_r

$$F_r = F_{s1} + F_{s2} = 2\,325,7 + 1\,699,7 = 4\,025,4\text{ N}$$



Obrázek č. 8: Náskres výslednice tahových sil v řemenovém převodu
(vytvořeno v programu AutoCAD)

$n = n_1 = 1460 \text{ ot/min} = 24,2 \text{ ot/s}$... otáčky elektromotoru
 $P = 11\,000 \text{ W}$... výkon elektromotoru
 $c_2 = 1,3$... provozní součinitel
 $d_{p1} = 300 \text{ mm}$... výpočtový průměr řemenice elektromotoru
 $d_{p2} = 300 \text{ mm}$... výpočtový průměr řemenice převodovky
 $v = 22,8 \text{ m/s}$... obvodová rychlost
 $F_{s1} = 739 \text{ N}$... tah v řemenu taženém
 $F_{s2} = 112 \text{ N}$... tah v řemenu ochablém
 $F_{ob} = 627,1 \text{ N}$... obvodová síla
 $\beta = 3,14 \text{ rad}$... úhel opásání v obloukové míře
 $\mu = 0,1$... součinitel tření mezi řemenem a kotoučem
 $F_r = 4025,4 \text{ N}$... Výslednice tahových sil v řemenu
 $a = 429 \text{ mm}$... osová vzdálenost

e) Kontrola řemenu

$$\sigma_{dov} > \sigma_{d,t}$$

$$\sigma_{dov} = 10 \text{ MPa (dle ST)}$$

$$\sigma_{d,t} = \frac{F_{s1}/2}{S} = \frac{2\,325,7/2}{17 \cdot 11} = 6,2 \text{ MPa} < \sigma_{dov}$$

Řemen pevnostně vyhovuje.

$S = 187 \text{ mm}$... průřez řemenu ($S = b \cdot t$)

$\sigma_{d,t} = 6,2 \text{ MPa}$... tahové napětí od tahu v řemenu

$\sigma_{dov} = 10 \text{ MPa}$... dovolené tahové napětí pryže

$F_{s1} = 739 \text{ N}$... tah v řemenu taženém

f) Kontrola těsného pera na otlacení řemenice – převodovka (elektromotor)

součástí převodovky je těsné pero mat. 11 500 s danými rozměry:

$$l_{\text{pera}} = 44\text{mm}, d_2 = 42\text{mm}$$

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1	+0,1 0,0	0,9	+0,2 +0,1	0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7		1,3		0,4
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4		1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1		
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5		
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2		3,8		

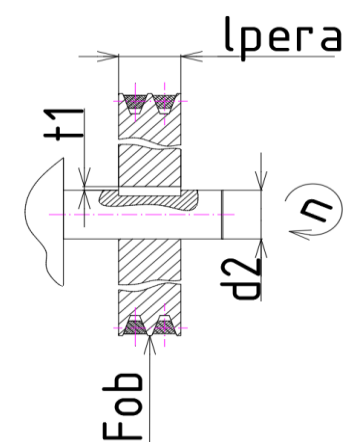
Tabulka č. 3: Výpis hodnot těsných per ze ST pro $d = 42\text{ mm}$ (str.467)

$$p_{Dov,d} = 0,9 \cdot \sigma_{D,t} = 0,9 \cdot \frac{R_m}{K_m} \cdot c_{II} = 0,9 \cdot \frac{500}{3} \cdot 0,85 = 127,5\text{ MPa}$$

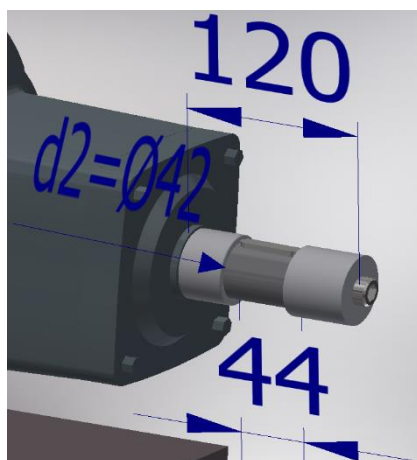
$$F_{ob} = \frac{Mk}{d_2/2} = \frac{72000}{42/2} = 3428\text{ N}$$

$$p = \frac{F_{ob}}{t_1 \cdot l_{\text{pera}}} \leq p_{Dov,d} = \frac{3428}{3,1 \cdot 44} = 25,1\text{ MPa} \leq p_{Dov,d}$$

Pero na otlacení vyhovuje.



Obrázek č. 9: veličiny na hřídeli s řemenicí
(vytvořeno v programu AutoCAD)



Obrázek č. 10: veličiny na hřídeli bez řemenice
(vytvořeno v programu Inventoru)

Řemenice na hřídeli elektromotoru má stejné parametry => také vyhovuje.

Materiál pera 11 500

Materiál řemenice 11600

Materiál hřídele 11 600

$d_2 = 42 \text{ mm}$... průměr hřídele převodovky na vstupu

$p_{Dov,d} = 127,5 \text{ MPa}$... dovolené napětí v tlaku

$c_{II} = 0,85$... míjivé zatížení

$R_m = 500 \text{ MPa}$... napětí na mezi pevnosti v tahu

$K_m = 3$... součinitel bezpečnost (voleno)

$t_1 = 3,1 \text{ mm}$... hloubka drážky pro pero v řemenici

$F_{ob} = 3428 \text{ N}$... obvodová síla

$l_{pera} = 44 \text{ mm}$... délka pera

$M_k = 72 \text{ Nm}$... kroutící moment

IV. Kontrola hřídele – výstup z převodovky

a) Výpočet délky pera

Výstupní díra převodovky v sobě má drážku pro těsné pero s rozměry:

$b = 18 \text{ mm}$ (šířka drážky pro pero)

$l = 300 \text{ mm}$ (délka drážky pro pero)

$d = 60 \text{ mm}$ (vnitřní průměr díry)

$t_1 = 5 \text{ mm}$ (výška perové drážky)

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,2	8 až 20	1,1		0,9	+0,2	0,2
8 až 10	3	3	0,2	8 až 36	1,7	+0,1	1,3	+0,1	0,2
10 až 12	4	4	0,4	10 až 45	2,4	0,0	1,6		0,4
12 až 17	5	5	0,4	12 až 56	2,9		2,1	+0,2	0,4
17 až 22	6	6	0,4	16 až 70	3,5	+0,2	2,5	+0,1	0,4
22 až 30	8	7	0,4	20 až 90	4,1	0,0	2,9		0,4
30 až 38	10	8	0,6	25 až 110	4,7		3,3		0,6
38 až 44	12	8	0,6	32 až 110	4,9	+0,2	3,1	+0,4	0,6
44 až 50	14	9	0,6	40 až 140	5,5	0,0	3,5	+0,2	0,6
50 až 58	16	10	0,6	45 až 180	6,2		3,8		0,6
58 až 65	18	11	0,6	50 až 200	6,8	+0,2	4,2	+0,4	0,6
65 až 75	20	12	0,6	56 až 220	7,4	0,0	4,6	+0,2	0,6
75 až 85	22	14	0,6	63 až 250	8,5		5,3		0,6
85 až 95	25	14	0,6	70 až 280	8,7	+0,2	5,5	+0,4	0,6
95 až 110	28	16	1,0	80 až 315	9,9	0,0	6,1	+0,2	1,0

Tabulka č. 4: Výpis hodnot těsných per ze ST pro $d = 60 \text{ mm}$ (str.467)

$$M_k = \text{vstup } M_k \cdot 25 = 72 \cdot 25 = 1800 \text{ Nm}$$

Vycházím z rozměrů výstupu z převodovky a volím průměr hřídele $d_3 = 60 \text{ mm}$, materiál 11 600.

$$T_{\text{dov}} = \frac{R_m}{K_m} \cdot 0,85 \cdot 0,6 = \frac{500}{2} \cdot 0,85 \cdot 0,6 = 127,5 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{Dov},d} = 0,9 \cdot \sigma_{D,t} = 0,9 \cdot \frac{R_m}{K_m} \cdot c_{II} = 0,9 \cdot \frac{500}{3} \cdot 0,85 = 127,5 \text{ MPa}$$

$$F_{ob} = \frac{M_k}{d_3/2} = \frac{1800000}{30} = 60\,000 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_{ob}}{t_1 \cdot l_{min}} \leq p_{\text{Dov},d} \Rightarrow l_{min} = \frac{F_{ob}}{t_1 \cdot p_{\text{Dov},d}} = \frac{60000}{5 \cdot 127,5} = 94,2 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l = 120 \text{ mm}$.

Materiál pera 11 500

Materiál hřídele 11 600

$d_3 = 60 \text{ mm}$... průměr hřídele rotoru na vstupu

$p_{\text{Dov},d} = 127,5 \text{ MPa}$... dovolené napětí v tlaku

$c_{II} = 0,85$... míjivé zatížení

$R_m = 500 \text{ MPa}$... napětí na mezi pevnosti v tahu

$K_m = 3$... součinitel bezpečnost (voleno)

$t_1 = 5 \text{ mm}$... hloubka drážky pro pero v převodovce

$F_{ob} = 60\,000 \text{ N}$... obvodová síla

$l_{\text{pera}} = 120 \text{ mm}$... délka pera

$M_k = 1800 \text{ Nm}$... kroutící moment

$l_{\text{pera}} = 120 \text{ mm}$... délka pera na výstupu z převodovky

b) Kontrola hřídele na krut

$$T_{\text{skut}} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1800000}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = 42,44 \text{ MPa} < T_{\text{dov}}$$

Hřídel na krut vydrží.

$T_{\text{dov}} = 127,5 \text{ MPa}$... dovolené napětí hřídele v krutu

$d_3 = 60 \text{ mm}$... průměr hřídele rotoru na vstupu

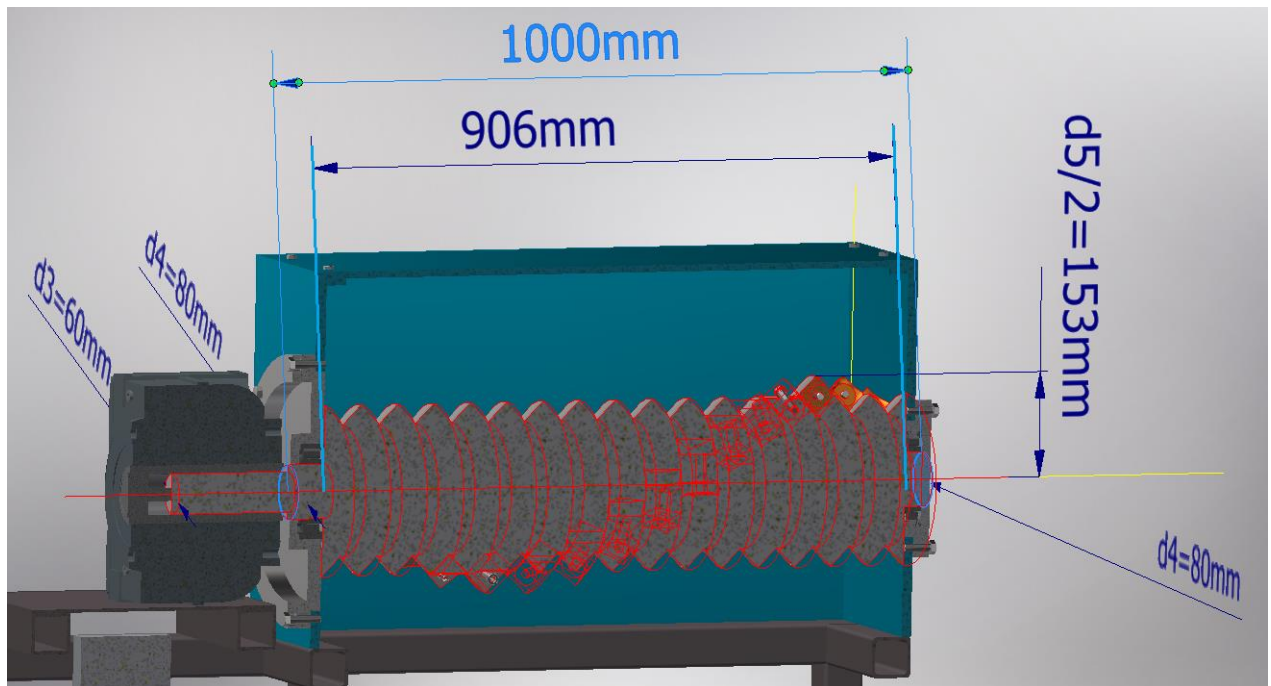
$M_k = 1\,800\,000 \text{ Nmm}$... kroutící moment

c) Odstupňování hřídele pro ložisko

volím $d_4 = 80 \text{ mm}$

d) Výpočet ložiska pro d_4 :

Volím průměr rotoru 306 mm kvůli podmínce, kdy musí platit $d_5/2 > 153 \text{ mm}$ aby drcená paleta byla vtahována. Na rotoru bude působit obvodová síla, kterou použiji pro výpočet životnosti ložiska.



Obrázek č. 11: veličiny na rotoru
(vytvořeno v programu Inventoru)

Denní pracovní doba = 8 h, volím životnost ložiska = 15let

$$F_{ob} = P = \frac{Mk}{d_5/2} = \frac{1800000}{153} = 11765 \text{ N}$$

$L_{10h} = \text{dnů v měsíci} \cdot \text{denní pracovní doba} \cdot \text{měsíců v roce} \cdot \text{počet let}$

$$L_{10h} = 30 \cdot 8 \cdot 12 \cdot 15 = 43\,200 \text{ hod}^1$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{3600 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \Rightarrow C = P \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 3600 \cdot n}{10^6}}$$

$$C = 11\,765 \cdot \sqrt[10]{\frac{43200 \cdot 3600 \cdot 1}{10^6}} = 53\,472,2 \text{ N}$$

=> volím jednořadé válečkové ložisko – **NU216**

Označení ložiska	Rozměry					Základní únosnost (N)		Hmotnost (kg)
	d	D	B	r _{s, mm}	r _{1s, mm}	dynamická C	statická C ₀	
NU203 NJ203 NUP203 N203	17	40	12	0,6	0,3	9 500	5 000	0,067
NU204 NJ204 NUP204 N204	20	47	14	1,0	0,6	11 800	6 200	0,110
NU205 NJ205 NUP205 N205	25	52	15	1,0	0,6	13 400	7 350	0,130
NU206 NJ206 NUP206 N206	30	62	16	1,0	0,6	18 300	10 400	0,200
NU207 NJ207 NUP207 N207	35	72	17	1,1	0,6	27 000	16 000	0,290
NU208 NJ208 NUP208 N208	40	80	18	1,1	1,1	36 000	22 000	0,370
NU209 NJ209 NUP209 N209	45	85	19	1,1	1,1	38 000	23 600	0,430
NU210 NJ210 NUP210 N210	50	90	20	1,1	1,1	40 000	25 500	0,480
NU211 NJ211 NUP211 N211	55	100	21	1,5	1,1	48 000	32 000	0,640
NU212 NJ212 NUP212 N212	60	110	22	1,5	1,5	58 500	39 000	0,820
NU213 NJ213 NUP213 N213	65	120	23	1,5	1,5	68 000	46 500	1,050
NU214 NJ214 NUP214 N214	70	125	24	1,5	1,5	68 000	46 500	1,150
NU215 NJ215 NUP215 N215	75	130	25	1,5	1,5	78 000	55 000	1,360
NU216 NJ216 NUP216 N216	80	140	26	2,0	2,0	91 500	64 000	1,500
NU217 NJ217 NUP217 N217	85	150	28	2,0	2,0	104 400	73 500	1,900
NU218 NJ218 NUP218 N218	90	160	30	2,0	2,0	127 000	91 500	2,300
NU219 NJ219 NUP219 N219	95	170	32	2,1	2,1	140 000	102 000	2,800
NU220 NJ220 NUP220 N220	100	180	34	2,1	2,1	156 000	114 000	3,400

Tabulka č. 5: Výpis hodnot jednořadých válečkových ložisek ze ST pro d = 80 mm (str.484)

$$P = Mk \cdot \omega \Rightarrow \omega = \frac{P}{Mk} = 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{P}{Mk} \Rightarrow n = \frac{P}{Mk \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{11000}{1800 \cdot 2 \cdot \pi} = 1 \text{ ot/s}$$

L_{10h} = 43 200 hod⁻¹ ... životnost ložiska v provozních hodinách

P = F_{ob} = 11765N ... ekvivalentní dynamické zatížení = obvodová síla

p = 10/3 ... součinitel pro ložiska s čárovým stykem

n = 1 s⁻¹ ...otáčky rotoru

d₄ = 80 mm ... průměr hřídele v místě ložiska

d₅ = 306 mm ... průměr hřídele

e) Kontrola rotoru d₅

Rotor má délku l = 1000mm (zvoleno z podmínky kdy l > l_{palety} (900mm))

Rotor zkontrolujeme na:

- Průhyb

$$z = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_x} = \frac{11765 \cdot 1000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot 306^4} = 0,27 \text{ mm}$$

$$J_x = \frac{\pi}{64} \cdot d_5^4$$

d₅ = 306 mm ... průměr hřídele

E = 2,1 · 10⁵ MPa ... modul pružnosti v tahu

J_x ... kvadratický moment v průřezu

l = 1000 mm ... délka rotoru

F_{ob} = 11765N ... obvodová síla

- Výpočet redukovaného namáhání (ohyb + krut)

$$\sigma_{D,oh} = \frac{R_m}{K_m} \cdot c_{III} = \frac{600}{3} \cdot 0,65 = 130 \text{ Mpa}$$

$$T_{dov} = \frac{R_m}{K_m} \cdot c_{II} \cdot 0,6 = \frac{600}{2} \cdot 0,85 \cdot 0,6 = 153 \text{ Mpa}$$

$$M_{o,max} = F_o \cdot \frac{l}{2} = 11\,765 \cdot 500 = 5\,882\,500 \text{ Nmm}$$

$$M_{o,Red} = \sqrt{M_{o,max}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_K)^2} = \sqrt{5\,882\,500^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 1\,800\,000)^2} = 6\,013\,235,9 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o,red}}{W_o} = \frac{M_{o,red}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_5^3} = \frac{6\,013\,235,9}{\frac{\pi}{32} \cdot 306^3} = 2,138 \text{ MPa}$$

$$T_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{1\,800\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot d_5^3} = \frac{1\,800\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 306^3} = 1,3 \text{ MPa}$$

$$\Sigma_{o,red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot (\alpha_B \cdot T_K)^2} = \sqrt{2,138^2 + 3 \cdot (0,8 \cdot 1,3)^2} = 2,795 \text{ MPa} < \sigma_{D,oh}$$

Rotor na redukované namáhání vydrží.

Materiál hřídele 11 600

$M_{o,Red} = 6\,013\,235,9 \text{ Nmm}$... redukovaný moment

$M_{o,max} = 5\,882\,500 \text{ Nmm}$... maximální ohybový moment

$\alpha_B = 0,8$... Bachův opravný součinitel pro střídavý ohyb a míjivý krut

$M_K = 1\,800\,000 \text{ Nmm}$... krouticí moment

$F_o = 11\,765 \text{ N}$... obvodová síla

$\sigma_{D,oh} = 130 \text{ Mpa}$... dovolené napětí hřídele v ohybu

$T_{dov} = 127,5 \text{ MPa}$... dovolené napětí hřídele v krutu

$d_5 = 306 \text{ mm}$... průměr hřídele

$\Sigma_{o,red} = 2,795 \text{ MPa}$... redukované namáhání

Závěr

Úspěšně jsme splnili dílčí cíle projektu, navrhнули jsme 3 varianty, popsali jsme je a zvolili tu nejvhodnější z nich. Dále jsme vypočítali všechny potřebné výpočty a v neposlední řadě jsme vymodelovali jednotlivé části drtiče dřeva, které jsme poté sestavili do sestavy. Na závěr jsme vytvořili výkres sestavení včetně kusovníku.

Naše práce neobsahuje žádné ovládací prvky elektrické výbavy a bezpečnostní prvky.

Literatura a zdroje informací

<http://www.jelinek-stroje.cz/>

www.google.com/obrazky

DVOŘÁČEK, Josef. *STAVBA A PROVOZ STROJŮ 1, 2, 3: Učební texty pro střední průmyslové školy*. Uherské Hradiště: SŠPHZ, 2011.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.

Seznam obrázků, tabulek a digramů

Obr. 1: Jednohřídelový drtič.....	8
Obr. 2: Dvouhřídelový drtič.....	9
Obr. 3: Nožový mlýn	10
Obr. 4: Schéma jednohřídelového drtiče (sestava v programu Inventor).....	12
Obr. 5: Rozměry klínového řemenu a řemenice (vytvořeno v programu AutoCAD)	14
Obr. 6: Hodnoty rozměrů klínového řemenu a řemenice (vytvořeno v programu AutoCAD)	14
Obr. 7: Osová vzdálenost a průměry řemenic (sestava v programu Inventor).....	14
Obr. 8: Náskres výslednice tahových sil v řemenovém převodu (vytvořeno v programu AutoCAD).....	16
Obr. 9: Veličiny na hřídeli s řemenicí (vytvořeno v programu AutoCAD).....	17
Obr. 10: Veličiny na hřídeli bez řemenice (vytvořeno v programu Inventoru).....	17
Obr. 11: Veličiny na rotoru (vytvořeno v programu Inventoru).....	20
Tab. 1: Volba průměru řemenice (strojnické tabulky str. 534).....	13
Tab. 2: Volba rozměrů řemenice (strojnické tabulky str. 534).....	13
Tab. 3: Výpis hodnot těsných per ze ST pro d = 42 mm (str.467).....	17
Tab. 4: Výpis hodnot těsných per ze ST pro d = 60 mm (str.467).....	18
Tab. 5: Výpis hodnot jednořadých válečkových ložisek ze ST pro d = 80 mm (str.484).....	21
Diagr. 1: Určení průřezu řemene (strojnické tabulky str. 537).....	13

Příloha 1: Výkresy sestavení

Příloha 2: Výkresy kusovníků

Příloha 3: Pevnostní analýza rámu