

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Diplomová práce

2012

Bc. Vladimír Procházka

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh briketovacího lisu

Construction Design Briquetting

Student: Bc. Vladimír Procházka
Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student:	Bc. Vladimír Procházka
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstruktivní a procesní inženýrství
Specializace:	72 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma:	Konstrukční návrh briketovacího lisu Construction Design Briquetting

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukci hydraulického briketovacího lisu na zpracování pilin a hoblin. Okrajové parametry lisu jsou dány maximálním výkonem 7,5kW a lisovacím výkonem 100 kg/hodinu. Proved'te:

1. V úvodu zpracujte rešerši obsahující popis aktuálně používaných konstrukcí briketovacích lisů.
2. Navrhněte vlastní konstrukční řešení lisovacího mechanismu a pohon ve formě hydraulického agregátu.
3. Definujte kritická místa a proved'te kontrolní výpočty.
4. Zpracujte výkresovou dokumentaci (upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
- DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
- NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
plné jméno autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Vladimír Procházka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Razová 30, PSČ 79201

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PROCHÁZKA, V. *Konstrukční návrh briquetovacího lisu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 56 s. Vedoucí práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení hydraulického briquetovacího lisu pro zpracování pilin a hoblin. Parametry lisu jsou dány lisovacím výkonem 100 kg/hod. V úvodu jsou popsány aktuálně používané konstrukční typy lisů a jejich výhody a nevýhody. Následuje návrh lisovacího mechanismu s rozměry lisovací komory a výpočet potřebných lisovacích sil. Dále je zde proveden výpočet parametrů hydraulického agregátu pro pohon lisu. Jsou definována kritická místa lisu a provedeny jejich kontrolní výpočty.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PROCHÁZKA, V. *Construction Design Briquetting : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Construction, 2012, 56 p. Thesis head: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

This thesis deals with the structural design of hydraulic briquetting press for processing of sawdust and shavings. The parameters are given by pressing a press capacity of 100 kg / hr. The introduction describes the currently used structural types of presses and their advantages and disadvantages. Following the pressing mechanism design with dimensions of the bale chamber and calculating the necessary compression forces. There is also performed calculation parameters of the hydraulic drive unit for the press. They are defined as critical points of the press and made their control calculations.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	11
Úvod	12
1 Princip lisování biomasy	13
2.1 Základní rozdělení konstrukčních řešení briketovacího lisu:	13
2.2 Podmínky důležité pro provoz lisu	15
2.3 Rozdělení lisů podle výkonu:	16
2.4 Hydraulický lis.....	17
2 Návrh briketovacího lisu	19
3.1 Návrh konstrukce lisu a jeho principu	19
3.2 Základní návrh rozměrů lisovacího mechanismu	20
3.3 Výpočet rozměrů lisovacího mechanismu a lisovacích sil	21
3.4 Návrh hydraulického agregátu po pohon lisu	22
3.5 Návrh hydraulického obvodu.....	26
3.6 Návrh konstrukčního řešení a pohonu dávkovacího šneku	29
3.7 Návrh vyhrnovací frézy násypky	32
3.8 Návrh přítláčné síly vyústění briket.....	34
3.9 Model lisu	35
3.10 Model hydraulického agregátu lisu.....	36
3 Kontrola kritických míst lisu	37
4.1 Kontrola šroubového spoje uchycení lisovacího pístu	37
4.2 Kontrola šroubového spoje uchycení předlisovacího pístu.....	42
4.3 Kontrola vyhrnovací páky násypky:	47
4.4 Kontrola spodní desky lisovací komory	48
4 Realizace lisu	50
5 Závěr	55
6 Seznam použité literatury:	56
7 Seznam příloh	57

Seznam použitých značek a symbolů

\sqrt{a}	Neuberova konstanta	[mm ^{1/2}]
ν_σ	součinitel velikosti součásti v tahu	[MPa]
a	šířka pístu	[mm]
b	výška pístu	[mm]
c	šířka brikety	[mm]
d	průměr hřídele šneku	[mm]
d_1	průměr pístní tyče lisovacího hydromotoru	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	vnitřní průměr závitu šroubu	[mm]
d_p	průměr pístní tyče předlisovacího hydromotoru	[mm]
d_p, d_n, d_s	průměr potrubí	[m]
f_m	součinitel tření mezi šroubem a podložkou	[-]
f_z	součinitel tření závitu	[-]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
i	převodový poměr	[-]
k	koeficient stlačení materiálu šnekem	[-]
k_d	dynamická bezpečnost šroubu	[-]
k_{dmin}	minimální dynamická bezpečnost šroubu	[-]
l	délka brikety	[mm]
l_t	vzdálenost těžiště odporu materiálu	[mm]
m	hmotnost brikety	[kg]
n	počet cyklů	[-]
n_e	otáčka elektromotoru	[min ⁻¹]
n_p	počet pružin	[-]
n_s	otáčky šneku	[ot]
n_v	otáčky vyhrnovací frézy	[min ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
p_2	tlak lisovacího pístu	[MPa]
p_D	dovolený tlak v závitu	[MPa]
p_h	pracovní tlak hydrauliky	[MPa]
q	součinitel citlivosti materiálu	[-]
r	poloměr dna závitu	[mm]

v''	součinitel velikosti součásti v ohybu	[-]
v_g	geometrický objem čerpadla	[cm ³ /ot]
v_p, v_n, v_s	rychlost proudění kapaliny v potrubí	[m/s]
z	zdvih pístu	[mm]
z_s	rozteč šneku	[mm]
D	vnější průměr šneku	[mm]
D_l	vnitřní průměr lisovacího hydromotoru	[mm]
D_l	vnitřní průměr matice	[mm]
D_d	vnitřní průměr podložky	[mm]
D_l	průměr lisovacího hydromotoru	[mm]
D_p	průměr předlisovacího hydromotoru	[mm]
D_p	vnitřní průměr předlisovacího hydromotoru	[mm]
F_0	maximální síla působící na šroub	[N]
F_2	síla působící na jeden šroub	[N]
F_l	síla lisovacího pístu	[kN]
F_o	obvodová síla šneku	[N]
F_p	tlačná síla lisovacího pístu	[kN]
F_{pr}	přítlačná síla pružin	[N]
F_t	tlačná síla pružiny	[N]
L	délka páky	[mm]
M_2, M_{kv}	kroučící moment na výstupu z převodovky	[Nm]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[Nmm]
M_{tm}	třecí moment v dosedací ploše šroubu	[Nmm]
M_{tz}	třecí moment závitu	[Nmm]
M_u	utahovací moment	[Nmm]
P_e	příkon elektromotoru	[W]
Ph	stoupání závitu	[mm]
Q	výkon lisu	[kg/hod]
Q_v	průtok hydraulického čerpadla	[l/min]
Rm	pevnost materiálu	[MPa]
S_1	plocha pístu	[mm ²]
S_2	lisovací plocha pístu	[mm ²]
S_k	šířka hlavy šroubu	[mm]

S_p, S_n, S_s	plocha průřezu potrubí	[m ²]
V	objem lisovací komory	[mm ³]
V_c	celkový objem hydromotorů	[dm ³]
V_n	objem násypky	[m ³]
V_p, V_l	celkový objem oleje v hydromotoru	[dm ³]
V_s	objem materiálu vytlačený jednou otáčkou šneku	[mm ³]
V_σ	součinitel velikosti součásti	[-]
α	tvarový součinitel pro tyč se zápichem	[-]
α	úhel závitu	[°]
β_σ	součinitel koncentrace napětí ve vrubu	[-]
η_h	účinnost čerpadla	[-]
η_m	účinnost elektromotoru	[-]
η_p	součinitel vlivu jakosti povrchu součásti	[-]
μ	třecí koeficient	[-]
ρ	hustota brikety	[kg/m ³]
ρ_s	sypná hmotnost	[kg/m ³]
σ_{HC}	mez únavy pro míjivé zatížení	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{oc}	mez únavy materiálu v ohybu	[MPa]
σ_{oc}^*	skutečná mez únavy materiálu	[MPa]
σ_r	redukované napětí šroubu	[MPa]
σ_t	tahové napětí	[MPa]
τ	napětí v krutu	[MPa]
γ	tvarový součinitel pro řadu drážek	[-]

Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukce hydraulického briketovacího lisu pro zpracování dřevního odpadu, jako jsou piliny, hobliny, případně i pro zpracování drcených částí stébelnin. Hlavním důvodem lisování dřevního odpadu je jeho objemové stlačení a získání lepší skladovatelnosti materiálu. Dalším důvodem je lepší způsob spalování, delší doba hoření a možnost jeho využití jako energetické suroviny.

Existuje mnoho typů lis pro lisování biomasy (klikové, šnekové, hydraulické) já se zde budu zabývat návrhem hydraulického briketovacího lisu.

Základní návrh lisovacího mechanismu vychází ze zadaných parametrů, zejména lisovacího výkonu lisu.

K návrhu briketovacího lisu mě přivedla možnost využití odpadu při provozu pásové pily, zejména pilin a jejich využití jako energetické suroviny, místo jejich kompostování.

Parametry lisu jsem volil vyšší, než je současný požadavek a to z důvodu možného navýšení množství lisovaného materiálu.

Mým cílem je i navrhovaný lis vyrobit, uvést do provozu a ověřit jak jeho funkčnost tak i jeho lisovací výkon, zda odpovídá navrhovaným parametrům, případně o kolik se liší.

1 Princip lisování biomasy

Pro vytvoření vazby mezi jednotlivými částicemi briketovaného materiálu se využívají pryskyřice obsažené v materiálu. Působením vysokého tlaku a tepla se uvolní z buněčných struktur dřeva lignin a spojí tak jednotlivé částice do kompaktní brikety. Základní podmínkou pro výrobu briket je vlhkost materiálu do 15 % a velikost třísek do 10 mm, stébel do 30 mm. Tlak potřebný pro spojení lisovaného materiálu je přibližně 100MPa ,aby došlo při teplotě 20°C ke zhuštění brikety na hustotu, která je vyšší než 1000kg/m³.

2.1 Základní rozdělení konstrukčních řešení briketovacího lisu:

- a) Klikový
- b) Hydraulický
- c) Šnekový

a) Klikový lis

Funguje na principu stlačování materiálu klikovým mechanismem, na kterém je umístěn píst, který vytlačuje briketu skrz raznici. Tento lis je vhodný zejména pro velké objemy lisovaného materiálu a nepřetržitý provoz.



Obr. 1 – Klikový lis [2]

b) Hydraulický lis

Funguje na principu lisování materiálu hydraulickým válcem, buď přímo přes raznici, nebo v uzavíratelné komoře. Tyto typy lisů jsou konstruovány podle požadovaného množství lisovaného materiálu od 20 kg/hod, až po 1000 kg/hod.



Obr. 2 – Hydraulický lis [1]

c) Šnekový lis

Vyrábí brikety díky působení tlaku šneku skrz komoru, výsledkem je nekonečná briketa obvykle s otvorem ve středu brikety.



Obr. 3 - Šnekový lis [2]

Výhody a nevýhody jednotlivých konstrukcí lisů:

Klikový lis:

- Výhody :
- velký lisovací výkon
 - nekonečná briketa
- Nevýhody :
- velké rozměry
 - vysoká hmotnost
 - velký příkon lisu
 - nutnost nadrcení lisovaného materiálu na malou frakci

Šnekový lis:

- Výhody:
- možnost lisování stébel do velikosti frakce až 5 cm
 - střední lisovací výkony
 - nekonečná briketa
- Nevýhody
- velké zahřívání výsledné brikety vlivem tření šneku
 - velké opotřebení šneku a raznice vlivem tření

Hydraulický lis:

- Výhody:
- malé až střední výkony
 - malé rozměry
 - poměrně nízká hmotnost
- Nevýhody:
- při delším provozu nutnost chlazení hydraulického obvodu
 - nutnost nadrcení lisovaného materiálu na malou frakci

2.2 Podmínky důležité pro provoz lisu

Zpracovávaný materiál:

- Sláma
- Seno
- Piliny
- Hobliny

Fyzikální vlastnosti materiálu:

- Vlhkost
- Velikost frakce
- Sypná hmotnost

Vlhkost materiálu - lisovaný materiál musí mít potřebnou vlhkost většinou v rozmezí 8–20% hmotnostního obsahu vody. Při příliš velkém obsahu vody by nedošlo ke spojení materiálu a při opuštění lisovacího prostoru by došlo k rozpadu brikety.

Velikost frakce materiálu – materiál musí mít takové rozměry, aby došlo při lisování ke spojení. Velikost frakce materiálu by měla být do 30mm.

Sypná hmotnost materiálu (objemová hmotnost) – má vliv zejména na lisovací výkon zařízení. Čím větší objemová hmotnost materiálu, tím větší je i lisovací výkon lisu. Proto je vhodné materiály, které mají malou objemovou hmotnost nadrtit.

2.3 Rozdělení lisů podle výkonu:

- **nejslabší lisy (1 – 80 kg/hod)** – lisy s nejmenším výkonem, většina běžných slabších lisů se pak pohybuje kolem 40-50 kg/hod
- **středně silné lisy (80 – 300 kg/hod)** – nejčastěji pohybují v rozmezí 80 – 100 kg/hod
- **nejvýkonnější lisy (300 a více kg/hod)** – slouží pro velkovýrobu

Rozdělení podle výsledného tvaru brikety:

- **Kruhové brikety**
- **Obdélníkové brikety**
- **Vícehranné brikety**



Obr. 4 - Různé tvary briket [1]

2.4 Hydraulický lis

Základní části hydraulického lisu:

- a) Hydraulický agregát
- b) Násypka na lisovaný materiál
- c) Vyhrnovací fréza násypky
- d) Podávací šnek
- e) Lisovací komora

a) Hydraulický agregát

Parametry hydraulického agregátu se odvíjí od lisovaného množství materiálu. Může to být od 3KW až do desítek KW.

b) Násypka materiálu

Záleží na lisovaném materiálu a na jeho sypné hmotnosti. Bývá umístěna nad samotným zařízením v objemech 0,3 m³ až po 3 m³. Násypka materiálu může mít různý tvar – oválná, čtyřhranná, šestihhranná.

c) Vyhrnovací fréza násypky

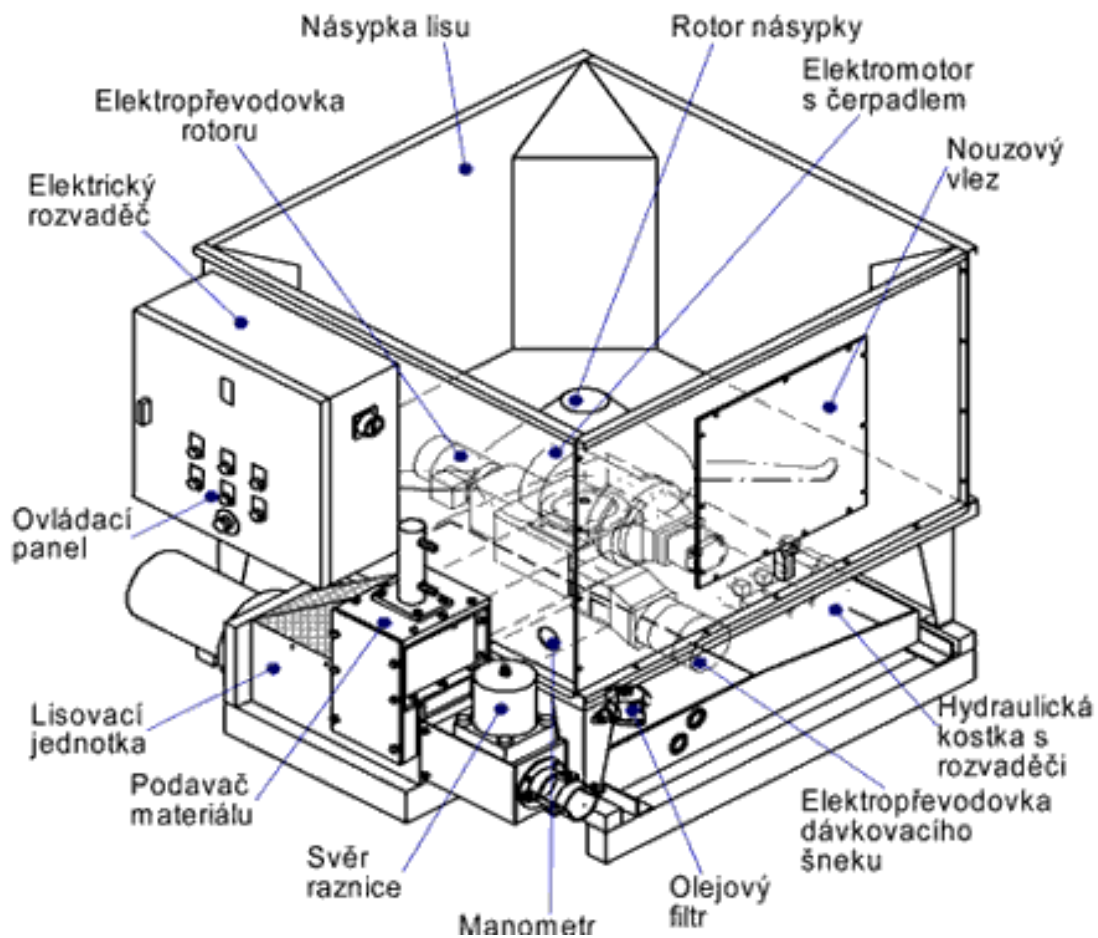
Slouží k tomu, aby nedocházelo k ucpávání materiálu nad podávacím šnekem. Z důvodu špatné sypnosti většiny lisovaných materiálů.

d) Podávací šnek

Dávkuje materiál do lisovacího prostoru a zároveň materiál i částečně lisuje. Podávací šnek je poháněn buď hydromotorem se zdrojem kapaliny z hydraulického okruhu lisu, nebo zvlášť vlastním elektromotorem s převodovkou.

e) Lisovací komora

Bývá osazena dvěma nebo i více hydraulickými písty, které lisují materiál pod požadovaným tlakem. První pístnice slouží k počátečnímu stlačení materiálu, aby bylo dosaženo co největšího slisování materiálu, a další pístnice vyvíjejí v briketě potřebný tlak, aby došlo k trvalému spojení materiálu.



Obr. 5 – Schéma briketovacího lisu [1]

Existuje mnoho různých výrobců hydraulických briketovacích lisů, ale základní princip briketování je v podstatě u všech stejný.

2 Návrh briketovacího lisu

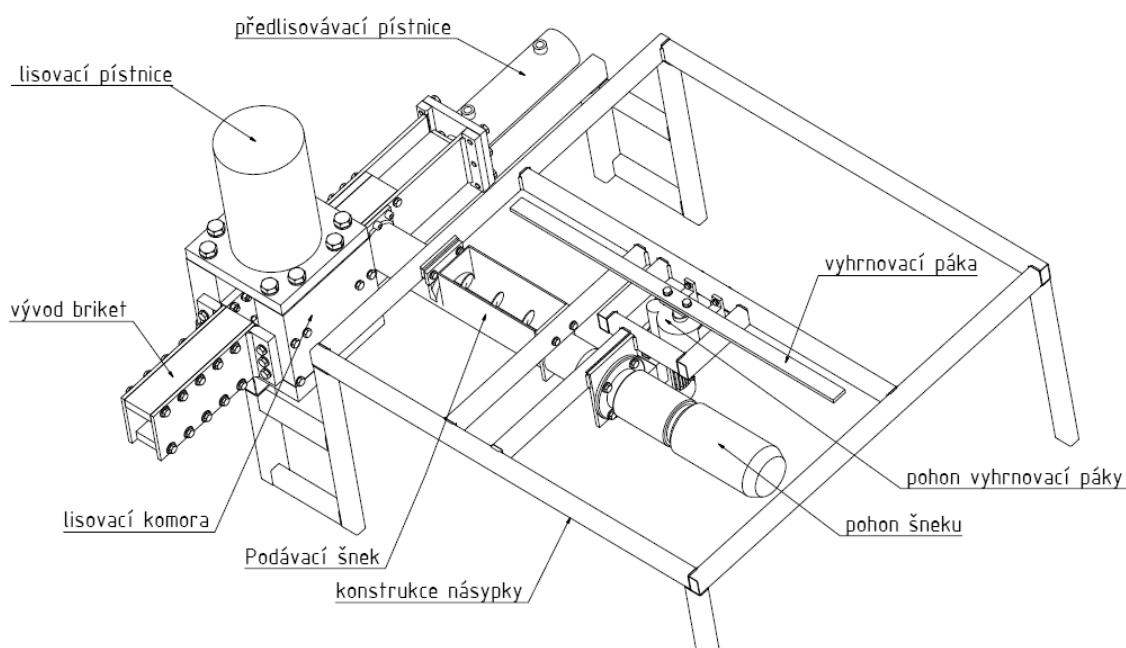
3.1 Návrh konstrukce lisu a jeho principu

Jako půdorys násypky na lisovaný materiál jsem zvolil čtverec o hraně 1200 mm, výška násypky bude 1000 mm. Ve středu násypky je umístěn pohon vyhrnovací páky s vyhrnovací pákou, která zajišťuje, aby nedocházelo k ucpávání materiálu nad podávacím šnekem. Pohon vyhrnovací páky se skládá z elektromotoru a šnekové převodovky.

Pohon podávacího šneku se skládá z elektromotoru s převodovkou a zajišťuje dávkování materiál do lisovací komory.

Samotná lisovací komora se skládá ze dvou pístnic, které by měly zajistit slisování materiálu na požadovanou pevnost. První pístnice je předlisovávací a zajišťuje počáteční stlačení materiálu do lisovací komory pod lisovací píst, který vytvoří potřebný tlak v briketě a zajistí tak její soudržnost. Předlisovávací pístnice má také za úkol vytlačit briketu vytvořenou předešlým cyklem lisování ven z lisovací komory do vývodu briket. Vývod briket by měl zabezpečit tlumení vibrací při posunu briket ven z lisovací komory, dále má také za úkol působit odporem proti posunu briket a zabezpečit tak předlisování materiálu předlisovávací pístnicí.

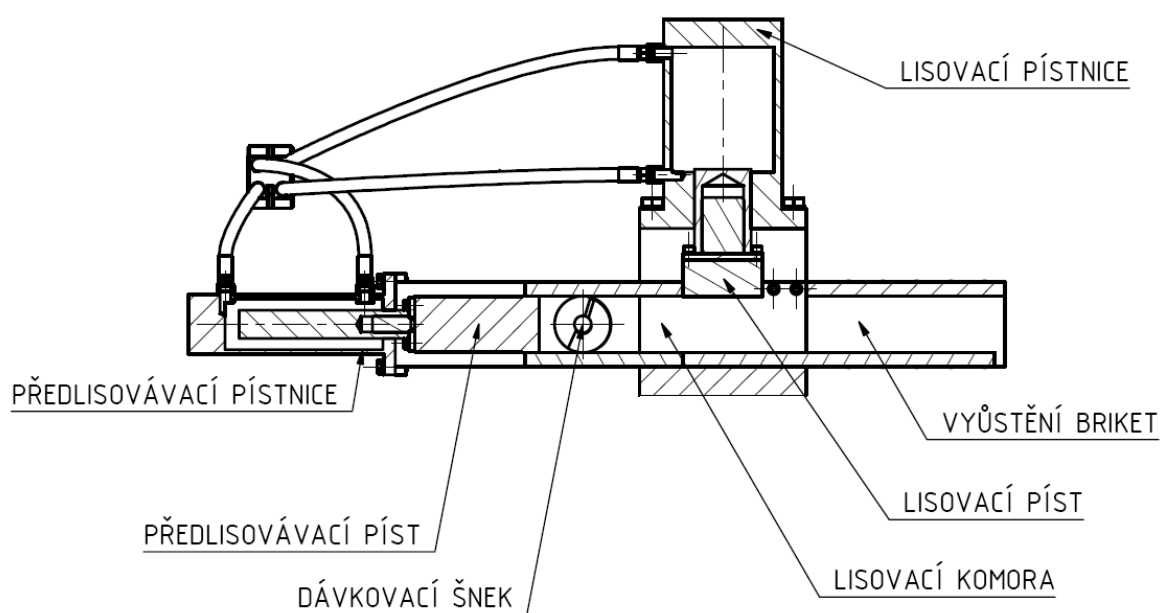
Z důvodu zjednodušení výroby lisovacího mechanismu jsem zvolil profil brikety obdélníkového průřezu. Obdélníkové brikety mají také lepší skladovatelnost.



Obr. 6 – Schéma návrhu briketovacího lisu

3.2 Základní návrh rozměrů lisovacího mechanismu

Základní profil brikety volím obdélníkový průřez o hranách 80 x 100 mm. Hrana 80mm bude pevný rozměr brikety. Hrana 100mm se bude měnit v závislosti na stlačení brikety lisovacím pístem, předběžný odhad stlačení brikety lisovacím pístem je 20–40mm. Z těchto základních rozměrů vyplývá profil předlisovacího pístu 80 x 100mm. Průměr podávacího šneku je odvozen z výšky předlisovacího pístu 100mm. Z důvodu napojení dávkovacího šneku na předlisovací komoru, by neměl mít šnek větší průměr, než 100mm. Hlavní důvod je v plynulém dávkování materiálu do předlisovací komory bez překážek, aby nemohlo dojít k ucpání šneku. Profil vpusti materiálu do podávacího šneku 100 x 250-300 mm.



Obr. 7 – Řez lisovacím mechanismem

3.3 Výpočet rozměrů lisovacího mechanismu a lisovacích sil

Předpokládané objemové stlačení lisovaného materiálu podávacím šnekem by mělo být přibližně 1:0,8, které bude možné regulovat časem plnění předlisovací komory, v závislosti na vlastnostech lisovaného materiálu, zejména jeho sypné hmotnosti.

Délka chodu lisovacího pístu 200 mm vychází z předpokládaného stlačení materiálu v předlisovací komoře 1:4 a výsledné délce brikety 50 mm.

Lisovací tlak na materiál v předlisovací komoře volím 15 Mpa.

Lisovací tlak lisovacího pístu potřebný pro slisování brikety a dosažení požadované pevnosti brikety je 100 Mpa.

Výpočet tlačné síly předlisovacího pístu:

Požadovaný lisovací tlak na materiál: $p = 15 \text{ Mpa}$

Výška pístu: $b = 100 \text{ mm}$

Šířka pístu: $a = 80 \text{ mm}$

Plocha pístu:

$$S_1 = a \cdot b = 80 \cdot 100 = 8000 \text{ mm}^2$$

(1)

Tlačná síla:

$$F_p = p \cdot S_1 = 15 \cdot 8000 = 120000 \text{ mm}^2$$

Potřebná tlačná síla lisovacího pístu F_p je 120 kN.

Výpočet tlačné síly lisovacího pístu:

Požadovaný lisovací tlak na materiál: $p_2 = 100 \text{ MPa}$

Šířka brikety: $c = 80 \text{ mm}$

Délka brikety: $l = 50 \text{ mm}$

Lisovací plocha pístu:

$$S_2 = c \cdot l = 80 \cdot 50 = 4000 \text{ mm}^2 \quad (2)$$

Tlačná síla lisovacího pístu:

$$F_l = S_2 \cdot p_2 = 4000 \cdot 100 = 400 \text{ kN} \quad (3)$$

Potřebná tlačná síla lisovacího pístu F_l je 400 kN

3.4 Návrh hydraulického agregátu po pohon lisu

Pomocí hydrauliky budou poháněny přímočaré hydromotory, které budou zajišťovat potřebné lisovací síly.

Parametry potřebné pro výpočet hydraulického agregátu:

- Pracovní tlak v hydraulickém obvodu $p_h = 18 \text{ MPa}$
- Výkon lisu $Q=100 \text{ kg/hod}$
- Předpokládaný rozměr brikety při jednom lisovacím cyklu 80x70x50mm
- Hustota výsledné brikety cca $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

Výpočet počtu cyklů lisu pro hodinový výkon 100 kg/hod

Hmotnost brikety z jednoho lisovacího cyklu:

$$m = a \cdot b \cdot c \cdot \rho \quad (4)$$

$$m = 0,08 \cdot 0,05 \cdot 0,07 \cdot 1000 = 0,28 \text{ kg}$$

Hmotnost brikety z jednoho lisovacího cyklu je 0,28 kg.

Hodinový počet cyklů n:

$$n = Q/m \quad (5)$$

$$n = 100 / 0,28 = 357 \text{ cyklů}$$

Pro lisovací výkon lisu 100 kg/hod je potřeba 357 lisovacích cyklů za hodinu.

Výpočet průměru D_p předlisovacího přímočarého hydromotoru:

Požadovaná síla $F_p = 120 \text{ kN}$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot p}} \quad (6)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 120000}{\pi \cdot 18}} = 92,1 \text{ mm}$$

Potřebný pracovní průměr přímočarého hydromotoru je 90 mm.

Volím přímočarý hydromotor ZH2-A-90x50x200-2.

Výpočet průměru D_l lisovacího přímočarého hydromotoru:

Požadovaná síla $F_l = 400 \text{ kN}$

$$D_l = \sqrt{\frac{4 \cdot F_l}{\pi \cdot p}}$$

$$D_l = \sqrt{\frac{4 \cdot 400000}{\pi \cdot 18}} = 168 \text{ mm}$$

Potřebný pracovní průměr přímočarého hydromotoru je 170 mm.

Volím přímočarý hydromotor ZH2-B-180/100x50-2.

Výpočet obsahu hydraulické kapaliny pro jeden zdvih tam a zpět přímočarých hydromotorů:

Přímočarý hydromotor předlisovávajícího pístu :

$$z = 200 \text{ mm}$$

$$D_p = 90 \text{ mm}$$

$$d_p = 50 \text{ mm}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot z + \left(\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \right) \cdot z \quad (7)$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} \cdot 200 + \left(\frac{\pi \cdot 90^2}{4} - \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \right) \cdot 200 = 2,15 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

Objem oleje potřebný pro jedno zasunutí a vysunutí pístu $V_p = 2,15 \text{ dm}^3$

Přímočarý hydromotor lisovacího pístu:

$$z = 30 \text{ mm}$$

$$D_l = 180 \text{ mm}$$

$$d_l = 100 \text{ mm}$$

$$V_l = \frac{\pi \cdot D_l^2}{4} \cdot z + \left(\frac{\pi \cdot D_l^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_l^2}{4} \right) \cdot z \quad (8)$$

$$V_l = \frac{\pi \cdot 180^2}{4} \cdot 30 + \left(\frac{\pi \cdot 180^2}{4} - \frac{\pi \cdot 100^2}{4} \right) \cdot 30 = 1,29 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

Objem oleje potřebný pro jedno zasunutí a vysunutí pístu $V_l = 1,3 \text{ dm}^3$

Celkový objem oleje potřebný pro jedno zasunutí a vysunutí pístů:

$$V_c = V_p + V_l = 2,15 + 1,3 = 3,45 \text{ dm}^3 \quad (9)$$

Výpočet průtoku hydraulického čerpadla:

Počet lisovacích cyklů za minutu $n = 6$

$$Q_v = V_c \cdot n \quad (10)$$

$$Q_v = 3,45 \cdot 6 = 20,7 \text{ l/min}$$

Minimální průtok hydraulického čerpadla je 20,7 l/min.

Výpočet geometrického objemu hydraulického čerpadla v_g :

Otáčky elektromotoru $n_e = 1450 \text{ min}^{-1}$

Průtok hydraulického čerpadla $Q_v = 20,7 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Účinnost čerpadla $\eta_h = 0,95$

$$v_g = \frac{Q_v \cdot 1000}{n_e \cdot \eta_h} \quad (11)$$

$$v_g = \frac{20,7 \cdot 1000}{1450 \cdot 0,95} = 15 \text{ cm}^3/\text{ot}$$

Volím hydraulické zubové čerpadlo výrobce Vivalo typ XV-2P/17 s geometrickým objemem $v_g = 16,8$.

Skutečný průtok hydraulického čerpadla:

$$Q_v = v_g \cdot n_e \quad (12)$$

$$Q_v = 16,8 \cdot 1450 = 24360 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Skutečný průtok čerpadla je 24,3 l/min.

Výpočet příkonu elektromotoru P_e :

$$\eta_m = 0,9$$

$$P_e = \frac{v_g \cdot p \cdot n_e}{60 \cdot \eta_m} \quad (13)$$

$$P_e = \frac{16,8 \cdot 18 \cdot 1450}{60 \cdot 0,9} = 8120 \text{ W}$$

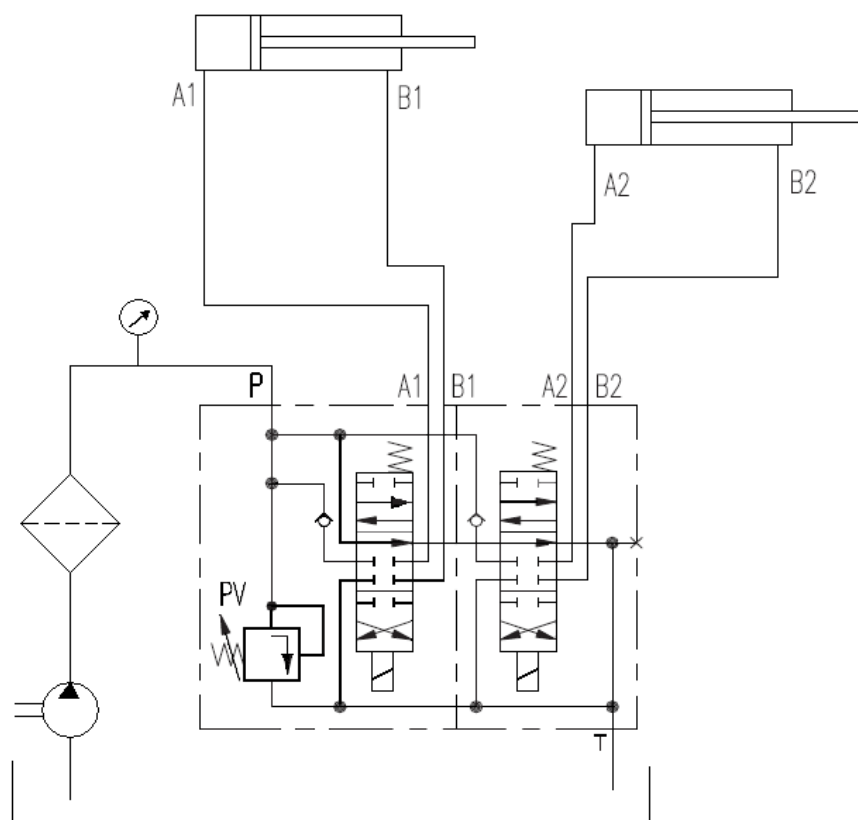
Příkon elektromotoru volím 7,5 kW. Příkon jsem zvolil nejbližší nižší s přihlédnutím k faktu, že čerpadlo bude pracovat v plné zátěži jen přibližně 20% času a nemůže tak dojít k přetížení elektromotoru.

3.5 Návrh hydraulického obvodu

Hydraulický obvod zajišťuje přenos tlakové síly pomocí hydraulické kapaliny na jednotlivé silové prvky briketovacího lisu. Obvod hydrauliky se skládá z nádrže na hydraulický olej, dále z čerpadla, které vytváří potřebný tlak v obvodu. Následuje tlakový filtr, který má za úkol odstraňovat nečistoty z hydraulické kapaliny. Dále je zde umístěn manometr pro kontrolu tlaku oleje v tlakové části hydrauliky. Následuje dvousekční hydraulický rozvaděč s otevřeným středem ovládaný elektromagnety, který umožňuje ovládání k němu připojených přímočarých hydromotorů. Hydraulický rozvaděč je spojen odpadním potrubím s olejovou nádrží. Propojení jednotlivých prvků obvodu je řešeno pomocí ohebných hydraulických hadic.

Tlakový olejový filtr jsem z důvodu filtrace oleje přímo za čerpadlem a tím pádem zamezení vnikání nečistot do rozvaděče a hydromotorů.

Otevřený střed hydraulického rozvaděče je zde volen z důvodu rozběhu elektromotoru pohánějícího hydraulické čerpadlo.



Obr. 8 – Schéma hydraulického obvodu

Výpočet průměrů potrubí hydraulického obvodu

$$\text{Průtok } Q = 0,4 \text{ dm}^3/\text{s} = 0,0004 \text{ m}^3/\text{s}$$

Požadované maximální rychlosti proudění kapaliny v potrubí:

- Tlakové potrubí - 5 m/s
- Nízkotlaké potrubí – 3 m/s
- Sací potrubí – 1 m/s

Tlakové potrubí:

$$S_p = \frac{Q}{v_p} \quad (14)$$

$$S_p = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{5} = 8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} \quad (15)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,01 \text{ m}$$

Pro tlakové potrubí volím průměr 10 mm.

Nízkotlaké potrubí:

$$S_n = \frac{Q}{v_n}$$

$$S_n = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{3} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}}$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,33 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,013 \text{ m}$$

Pro nízkotlaké potrubí volím průměr 13 mm.

Sací potrubí:

$$S_s = \frac{Q}{v_s}$$

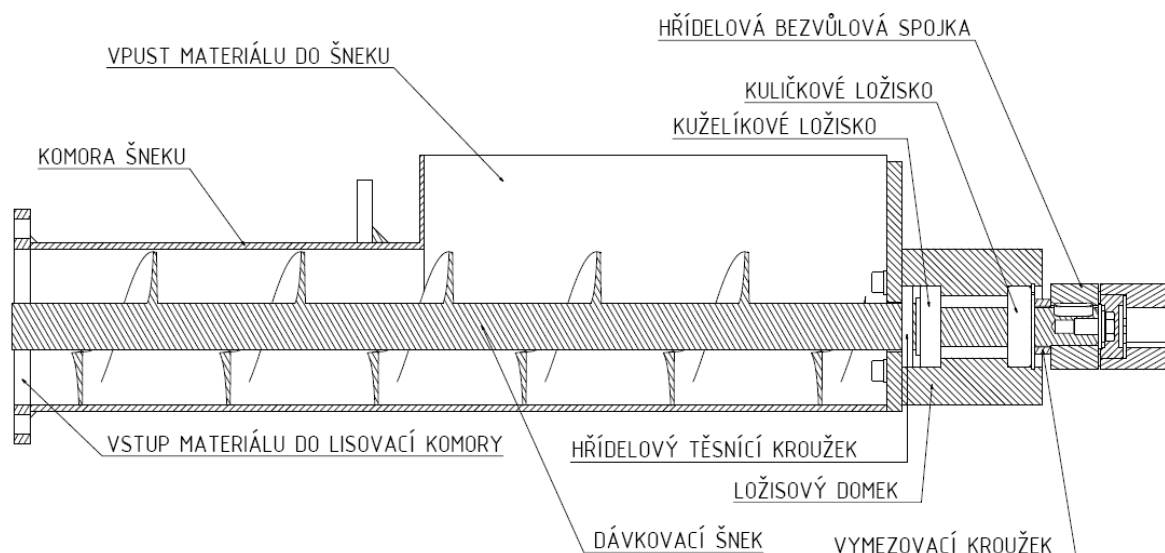
$$S_s = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{1} = 4 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s}{\pi}}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,023m$$

Pro sací potrubí volím průměr 25 mm.

3.6 Návrh konstrukčního řešení a pohonu dávkovacího šneku



Obr. 9 – Schéma dávkovacího šneku

Návrh dávkovacího šneku se skládá z komory dávkovacího šneku, kterou tvoří vpusť materiálu do šneku. Trubka komory šneku je ukončena vstupem materiálu do lisovací komory. Uvnitř komory se nachází samotný dávkovací šnek. Šnek má na jedné straně osazenou hřídel, která zabezpečuje jeho vedení v komoře šneku pomocí dvou ložisek. První ložisko umístěné na straně šneku je kuželíkové a má za úkol zachycovat axiální síly vytvořené šnekem při jeho otáčení. Druhé ložisko šneku je kuličkové a zachytává především radiální síly šneku. Ložiska jsou umístěna v ložiskovém domku, který je uchycen pomocí šroubového spoje ke komoře šneku. V ložiskovém domku je umístěn před kuželíkovým ložiskem hřídelový těsnicí kroužek, který má za úkol zabránit vniknutí nečistot do kuželíkového ložiska. U kuličkového ložiska není použito žádného těsnění, neboť je zde použito kryté ložisko. Konec hřídele je osazen drážkou pro těsné pero, na které je umístěna hřídelová bezvůlová spojka, která má za úkol zabezpečit přenos krouticího momentu z pohonu na dávkovací šnek.

Návrh pohonu dávkovacího šneku

Při návrhu pohonu dávkovacího šneku vycházím z rozměrů předlisovací komory a jejího maximálního zaplnění.

Výpočet otáček dávkovacího šneku:

Rozměr předlisovací komory: 80 x 100 x 200

Rozteč šneku $z_s = 80$ mm

Vnější průměr šneku $D = 100$ mm

Průměr hřídele šneku $d = 30$ mm

Koeficient stlačení materiálu šnekem $k = 1,2$

Objem lisovací komory:

$$V = 80 \cdot 100 \cdot 200 = 16 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

Objem materiálu vytlačený jednou otáčkou šneku:

$$V_s = \frac{\pi \cdot (D^2 \cdot d^2)}{4} \cdot z_s \quad (16)$$

$$V_s = \frac{\pi \cdot (100^2 \cdot 30^2)}{4} \cdot 80 = 5,71 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

Počet otáček šneku potřebných pro zaplnění předlisovací komory:

$$n_s = \frac{V}{V_s} \cdot k \quad (17)$$

$$n_s = \frac{16 \cdot 10^5}{5,71 \cdot 10^5} \cdot 1,2 = 3,36 \text{ ot}$$

Pro naplnění komory lisovaným materiálem je potřeba 3,36 otáček šneku. Rychlost otáčení šneku má přibližnou hodnotu 60 min^{-1} . Při příliš velkých otáčkách, by mohlo docházet ke špatnému plnění šneku materiálem a při malých otáčkách by byla doba plnění lisovací komory příliš dlouhá a docházelo by k zbytečným prostojům při lisovacích cyklech lisu.

Pro pohon podávacího šneku jsem proto zvolil elektromotor s čelní převodovkou výrobce TOS Znojmo o parametrech:

Tab. 1 – Parametry pohonu podávacího šneku [4]

n_2 [min^{-1}]	i [-]	M_2 [Nm]	S_f [-]	velikost [-]	Standardní mot. příruba
$P_1 = 0,55 \text{ kW}$		$n_1 = 1395$	[min^{-1}]	1LA7080-4	
77,8	17,9	67,5	1,3	MTC 22A	F100

Výpočet obvodové síly podávacího šneku při použití daného elektromotoru:

Poloměr šneku $r = 0,05 \text{ m}$

Krouticí moment šneku $M_2 = 67,5 \text{ Nm}$

$$F_o = \frac{M_2}{r} \quad (18)$$

$$F_o = \frac{67,5}{0,05} = 1350 \text{ N}$$

Výsledná obvodová síla podávacího šneku $F_o = 1350 \text{ N}$.

Vzhledem k faktu že se jedná pouze o podávací šnek, který má za úkol zejména dávkování materiálu do předlisovací komory a dochází zde jen k minimálnímu stlačení materiálu, je obvodová síla podávacího šneku $F_o = 1350 \text{ N}$ dostačující.

3.7 Návrh vyhrnovací frézy násypky

Jako pohon vyhrnovací frézy jsem navrhl elektromotor se šnekovou převodovkou. Při návrhu rychlosti otáčení vyhrnovací frézy jsem vycházel z počtu pracovních cyklů dávkovacího šneku. Pomocí maximálního množství materiálu v násypce jsem vypočetl potřebný výkon elektromotoru pro pohon vyhrnovací frézy.

Vyhrnovací frézu tvoří dvouramenná páka o celkové délce 1000 mm, která se otáčí nepřetržitě uvnitř násypky. Počet otáček jsem navrhl poloviční oproti počtu pracovních cyklů dávkovacího šneku a to z toho důvodu, že vyhrnovací páka má dvě ramena. Tím pádem dojde během jedné otáčky k dvěma přechodům vyhrnovací páky nad vpusť lisovaného materiálu do komory dávkovacího šneku a zamezí se tak možnosti ucpání materiálu nad vstupem materiálu do šneku.

Počet otáček vyhrnovací frézy:

Počet lisovacích cyklů za minutu $n = 6$

$$n_v = \frac{n}{2} \quad (19)$$

$$n_v = \frac{6}{2} = 3 \text{ min}^{-1}$$

Počet otáček vyhrnovací frézy $n_v = 3 \text{ min}^{-1}$.

Výpočet krouticího momentu vyhrnovací páky:

Maximální sypaná hmotnost lisovaného materiálu $\rho_s = 200 \text{ kg/m}^3$

Maximální množství materiálu v násypce $V_n = 1,4 \text{ m}^3$

Třecí koeficient mezi dnem násypky a lisovaným materiálem $\mu = 0,6$

Těžiště působení odporu materiálu na páku $l_t = 330 \text{ mm}$

Hmotnost materiálu v plné násypce:

$$m = \rho_s \cdot V_n \quad (20)$$

$$m = 200 \cdot 1,4 = 280 \text{ kg}$$

Maximální hmotnost materiálu v násypce je 280 kg.

Maximální třecí síla materiálu v násypce:

$$F_m = m \cdot \mu \cdot g \quad (21)$$

$$F_m = 280 \cdot 0,6 \cdot 9,81 = 1648 \text{ N}$$

Krouticí moment potřebný pro překonání odporu materiálu:

$$Mk_v = F_m \cdot l_t \quad (22)$$

$$Mk_v = 1648 \cdot 0,33 = 543 \text{ Nm}$$

Potřebný krouticí moment na výstupu z převodovky $Mk_v = 543 \text{ Nm}$

Výběr šnekové převodovky s elektromotorem pro vyhrnovací frézu z katalogu TOS

Znojmo:

Výstupní otáčky převodovky $n_v = 3 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment na výstupu převodovky $Mk_v = 543 \text{ Nm}$

Tab. 2 – Parametry pohonu vyhrnovací frézy [3]

šnekové převodovky							motor			
Výko n	otáčky	moment	servis. faktor	typ	převod			hřídele	otáčky 1	motor
P ₁	n ₂	M ₂	Sf		i _c	i ₁	i ₂	D	n1	
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]	[-]		[-]	[-]	[-]	[mm]	[min ⁻¹]	
0,37	3,0	557	1,4	MRT 80x100	450	15	30	40	1370	4AP 71 4

3.8 Návrh přítláčné síly vyústění briket

Při posuvu briket ven z lisovací komory musí být zajištěna přítláčná síla působící na brikety, která zajistí potřebný odpor proti předlisovávajícímu pístu a docílí se tak počátečního stlačení materiálu.

Jako vhodný způsob zajištění přítlaku briket jsem navrhl, umístit pod šrouby, jimiž je sešroubováno vyústění briket talířové pružiny, které dostatečnou silou při minimálním zdvihu sevřou vycházející brikety.

Potřebný odpor proti posuvu briket vychází z tlačné síly předlisovávající pístnice a koeficientu tření mezi komorou a lisovaným materiálem. Potřebná třecí síla by měla být o něco nižší, než maximální tlačná síla předlisovávající pístnice, aby nedošlo k jejímu zastavení. Volba typu pružiny vychází z použitých šroubů M12, proto volím pružiny s vnitřním průměrem 12,2 mm.

Typ pružiny – Pružina 25 x 12,2 x 1,5 x 2,05 ČSN 02 6063

Tlačná síla F_t pružiny při průhybu $s = 0,75 \rightarrow F_t = 2983 \text{ N}$

Součinitel tření mezi briketou a vyústěním $\mu = 0,6$

Maximální síla předlisovávající pístnice $F_p = 120 \text{ kN}$

Výpočet potřebného přítlaku pružin:

$$F_{pr} = \frac{F_p \cdot 0,8}{\mu} \quad (23)$$

$$F_{pr} = \frac{120000 \cdot 0,8}{0,6} = 160000 \text{ N}$$

Výpočet počtu pružin:

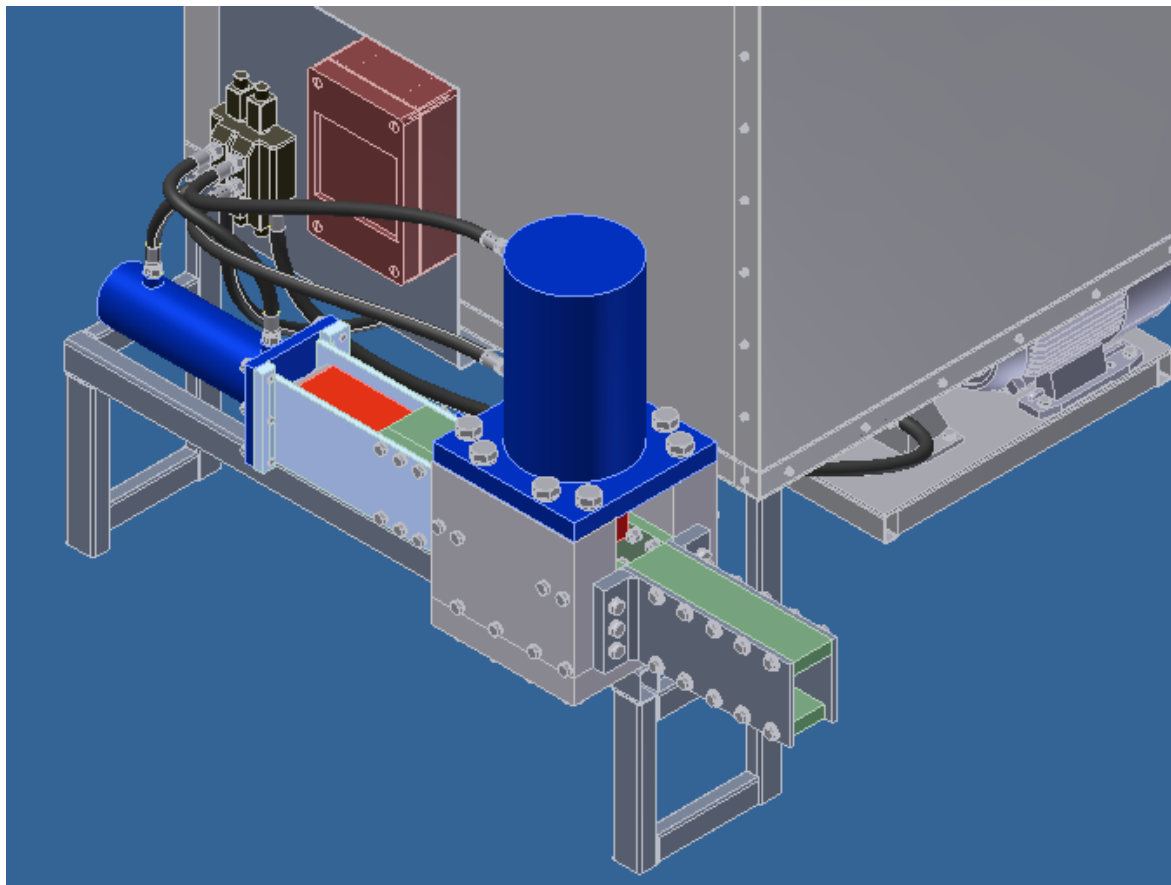
$$n_p = \frac{F_{pr}}{F_t} \quad (24)$$

$$n_p = \frac{160000}{2983} = 53,6 \text{ kusů}$$

Potřebný počet talířových pružin je 54 ks.

3.9 Model lisu

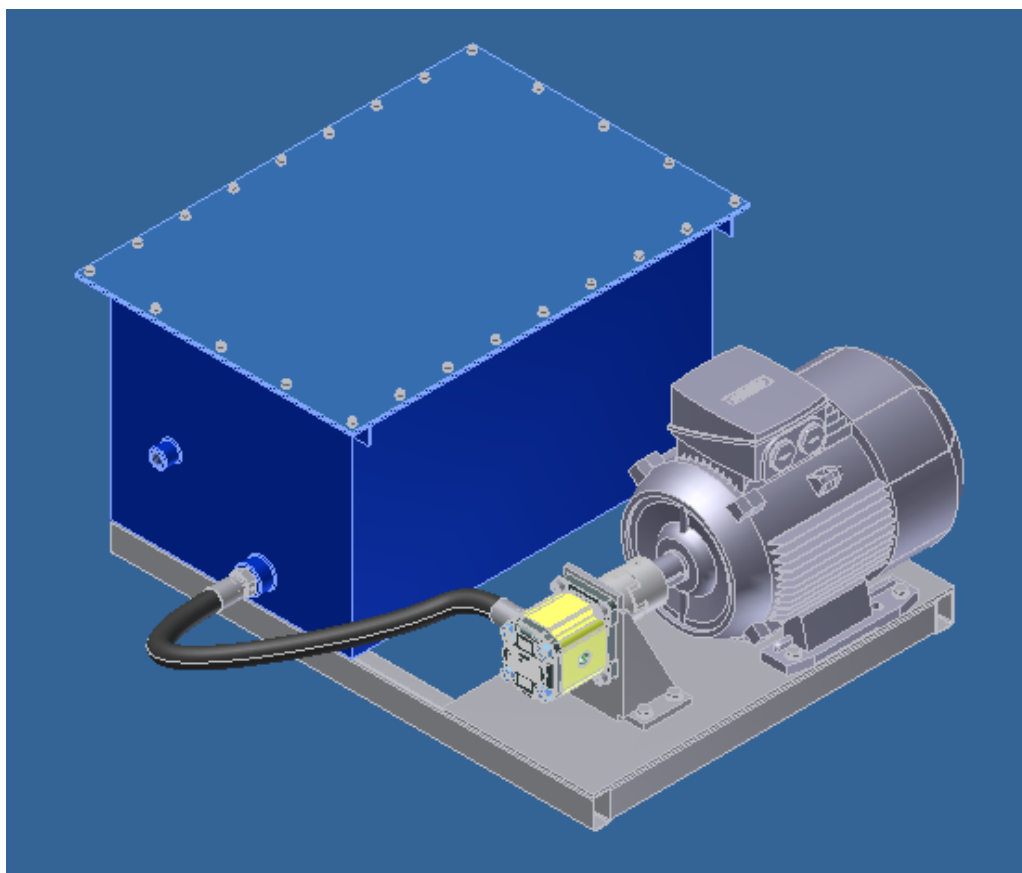
Model lisu vychází z předešlých návrhů a vypočtených parametrů, potřebných pro zadané výkonové parametry lisu. 3D model lisu je navržen v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Pro modelování normalizovaných součástí je využito knihoven obsahového centra programu Inventor.



Obr. 10 – Model lisovacího mechanismu lisu

3.10 Model hydraulického agregátu lisu

Model hydraulického agregátu sloužící pro pohon lisu se skládá ze spodního rámu, který slouží jako základová deska pro uchycení jednotlivých částí jako je elektromotor, držák hydraulického čerpadla s čerpadlem a nádrže na hydraulický olej. Mezi čerpadlo a elektromotor je vložena spojka pro přenos krouticího momentu a zamezení namáhání hřídele čerpadla radiálními a axiálními silami. Nádrž je navržena na užitečný objem 80 l hydraulické kapaliny.



Obr. 11 – Model hydraulického agregátu

3 Kontrola kritických míst lisu

4.1 Kontrola šroubového spoje uchycení lisovacího pístu

Jedná se o šroubový spoj, který se skládá z osmi šroubů M24x80 pevnostní třídy 10.9. Šrouby jsou namáhány celkovou tahovou silou 400 kN. Z důvodu namáhání šroubového spoje cyklickou silou od nuly po maximální zatížení při lisování brikety lisovací silou 400kN navrhují základní předpětí jednoho šroubu spoje silou 1kN v nezatíženém stavu.

Parametry šroubového spoje:

Předpětí jednoho šroubu $F_1 = 1000 \text{ N}$

Maximální tahová síla na jeden šroub při páci pístnice $F_2 = 50000 \text{ N}$

Tření závitu $f_z = 0,15$

Tření mezi šroubem a podložkou $f_m = 0,17$

Šroub M24 x 80 – 10.9

Výpočet utahovacího momentu M_u jednoho šroubu pro základní předpětí spoje v nezatíženém stavu:

Úhel závitu $\alpha = 60^\circ$

Stoupání závitu $Ph = 3 \text{ mm}$

Střední průměr závitu $d_2 = 22 \text{ mm}$

Šířka hlavy šroubu $S_k = 36 \text{ mm}$

Vnitřní průmět podložky $D_d = 25 \text{ mm}$

Vnitřní průměr závitu šroubu $d_3 = 20,3 \text{ mm}$

Třecí moment v závitu:

$$M_{tz} = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (25)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (26)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,82^\circ$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} \quad (27)$$

$$\psi = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 22} = 2,48^\circ$$

$$M_{tz} = 1000 \cdot tg(2,48 + 9,82) \cdot \frac{22}{2} = 2398 \text{ Nmm} \quad (28)$$

Třecí moment v dosedací ploše šroubu:

$$M_{tm} = F_1 \cdot f_m \cdot \frac{S_k + D_d}{4} \quad (29)$$

$$M_{tm} = 1000 \cdot 0,17 \cdot \frac{36 + 25}{4} = 2592 \text{ Nmm}$$

Utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} \quad (30)$$

$$M_u = 2398 + 2592 = 4990 \text{ Nmm}$$

Kontrola dynamické bezpečnosti šroubu $k_{dmin} \geq 1,1$.

Maximální síla působící na šroub F_0 je rovna součtu základního předpětí šroubu a provoznímu zatížení šroubu. Dynamickou bezpečnost kontroluji v místě prvního závitu, kde je největší pravděpodobnost poruchy materiálu.

$$F_0 = F_1 + F_2 = 1000 + 50000 = 51000 \text{ N} \quad (31)$$

Výpočet redukovaného napětí šroubu σ_r :

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (32)$$

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (33)$$

$$\sigma_t = \frac{51000}{\frac{\pi \cdot 20,3^2}{4}} = 157,5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_1 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (34)$$

$$\tau = \frac{1000 \cdot tg(9,82 + 2,68) \cdot \frac{22}{2}}{\frac{\pi \cdot 20,3^3}{16}} = 1,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{157,5^2 + 4 \cdot 1,48^2} = 157,6 \text{ MPa} \quad (35)$$

Výpočet meze únavy σ_{oc}^* :

$$\sigma_{oc}^* = \sigma_{HC} \cdot \frac{V_\sigma \cdot \eta_p}{\beta_\sigma} \quad (36)$$

Pro materiál šroubu 15230.7 s pevností 10.9 je $\sigma_{HC} = 640 \text{ MPa}$

Výpočet součinitele velikosti součásti V_σ

Průměr zkušební tyče $d_z = 8$

Součinitel velikosti součásti v ohybu či krutu $\nu'' = 1$

$$\nu_\sigma = \nu' \cdot \nu'' = 0,774 \cdot 1 = 0,774 \quad (37)$$

$$\nu' = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \frac{d_3}{d_z}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \frac{20,3}{8}} = 0,774 \quad (38)$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu η_p , pro válcovaný povrch má hodnotu 0,8 – 0,93
volím $\eta_p = 0,93$.

Součinitel koncentrace napětí ve vrubu β_σ

$$\beta_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{\sigma, zav} - 1) = 1 + 0,776 \cdot (2,95 - 1) = 2,51 \quad (39)$$

Součinitel citlivosti materiálu q :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,19}{\sqrt{0,433}}} = 0,776 \quad (40)$$

Neuberova konstanta $\sqrt{a} = 0,19 \text{ mm}^{1/2}$ [5]

Poloměr dna závitu $r = 0,433 \text{ mm}$ [5]

$$h = t \cdot \gamma = \frac{d - d_3}{2} \cdot \gamma = \frac{24 - 20,3}{2} \cdot 0,5 = 0,925 \quad (41)$$

kde γ je koeficient podle grafu na obr. 7

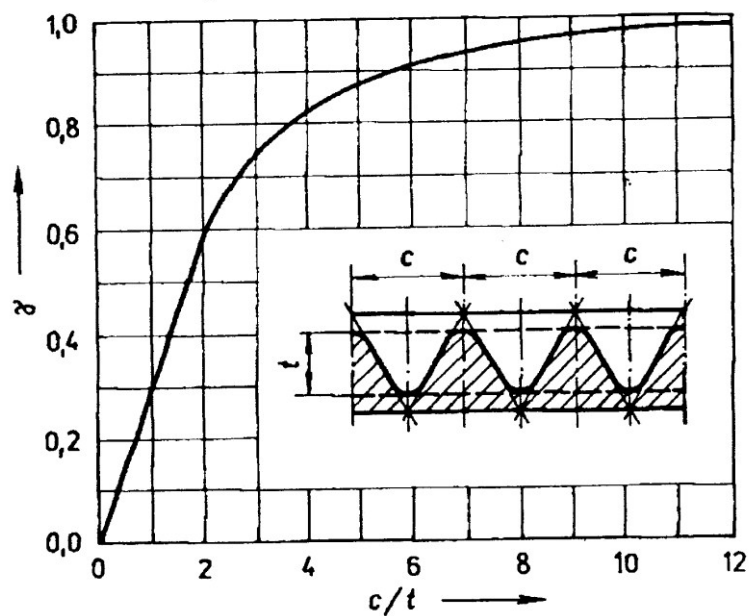
$$\text{pro } \frac{c}{t} = \frac{p}{\frac{d-d_3}{2}} = \frac{3}{\frac{24-20,3}{2}} = 1,621 \text{ je } \gamma = 0,5 \quad (42)$$

určení $\alpha_{\sigma, \text{závit}}$ pro hodnoty

$$\frac{r}{d} = \frac{0,433}{24} = 0,018 \quad (43)$$

$$\left\langle \frac{D}{d} \right\rangle = \frac{d}{d-2 \cdot h} = \frac{24}{24-2 \cdot 0,925} = 1,08 \quad (44)$$

$$\alpha_{\sigma, \text{závit}} = \text{cca } 2,95$$



Obr. 12 - Úprava tvarového součinitele pro řadu drážek [5]

$$\sigma_{0c}^* = \sigma_{HC} \cdot \frac{V_{\sigma} \cdot \eta_p}{\beta_{\sigma}}$$

$$\sigma_{0c}^* = 640 \cdot \frac{0,774 \cdot 0,93}{2,51} = 183,5 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost šroubu k_d :

$$k_d = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_r} = \frac{183,5}{157,6} = 1,16 \quad (45)$$

$$k_d > k_{dmin}$$

Dynamická bezpečnost šroubu $k_d=1,16$ je větší, než minimální požadovaná bezpečnost. Šroub vyhovuje.

Kontrola tlaku v závitu šroubového spoje:

Maximální osová síla šroubu $F_0 = 51\,000$ N

Činná délka závitu $l = 50$ mm

Vnitřní průměr matice $D_1 = 20,75$ mm

Vnější průměr šroubu $d = 24$ mm

Stoupání závitu $P = 3$ mm

Dovolený tlak v závitu $p_D = 80$ MPa [6]

$$p = \frac{F_0 \cdot 4}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \frac{l}{P}} \quad (46)$$

$$p = \frac{51000 \cdot 4}{\pi \cdot (24^2 - 20,75^2) \cdot \frac{50}{3}} = 26,78 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D \quad (47)$$

$$26,78 \text{ Mpa} \leq 80 \text{ Mpa}$$

Šroubový spoj vyhovuje jak z hlediska dynamické bezpečnosti, tak z hlediska dovoleného tlaku v závitu.

4.2 Kontrola šroubového spoje uchycení předlisovacího pístu

Jedná se o šroubový spoj, který se skládá z šesti šroubů M14x45 pevnostní třídy 12.9. Šrouby jsou namáhány celkovou tahovou silou 120 kN. Šroubový spoj je namáhán stejně jako v předchozím případě cyklickým zatěžováním od základního předpětí spoje po maximální předlisovací sílu při lisování 120 kN. Navrhuji základní předpětí jednoho šroubu spoje 0,5 kN.

Parametry šroubového spoje:

Předpětí jednoho šroubu $F_1 = 500 \text{ N}$

Maximální tahová síla při práci pístnice $F_2 = 20000 \text{ N}$

Tření závitu $f_z = 0,15$

Tření mezi šroubem a podložkou $f_m = 0,17$

Šroub M14 x 45 – 12.9

Výpočet utahovacího momentu M_u jednoho šroubu pro základní předpětí spoje v nezatíženém stavu:

Úhel závitu $\alpha = 60^\circ$

Stoupání závitu $Ph = 2 \text{ mm}$

Střední průměr závitu $d_2 = 12,7 \text{ mm}$

Šířka hlavy šroubu $S_k = 21 \text{ mm}$

Vnitřní průmět podložky $D_d = 15 \text{ mm}$

Vnitřní průměr závitu šroubu $d_3 = 11,54 \text{ mm}$

Třecí moment v závitu:

$$M_{tz} = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,82^\circ$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{Ph}{\pi \cdot d_2}$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 12,7} = 2,86^\circ$$

$$M_{tz} = 500 \cdot \operatorname{tg}(2,86 + 9,82) \cdot \frac{12,7}{2} = 703 \text{ Nmm}$$

Třecí moment v dosedací ploše šroubu:

$$M_{tm} = F_1 \cdot f_m \cdot \frac{S_k + D_d}{4}$$

$$M_{tm} = 500 \cdot 0,17 \cdot \frac{21 + 15}{4} = 765 \text{ Nmm}$$

Utahovací moment šroubu:

$$M_u = M_{tz} + M_{tm}$$

$$M_u = 703 + 765 = 1468 \text{ Nmm}$$

Kontrola dynamické bezpečnosti šroubu $k_{dmin} \geq 1,1$.

Maximální síla působící na šroub F_0 je rovna součtu základního předpětí šroubu a provoznímu zatížení šroubu. Dynamickou bezpečnost kontroluji v místě prvního závitu, kde je největší pravděpodobnost poruchy materiálu.

$$F_0 = F_1 + F_2 = 500 + 20000 = 20500 \text{ N}$$

Výpočet redukovaného napětí šroubu σ_r :

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_t = \frac{20500}{\frac{\pi \cdot 11,54^2}{4}} = 196 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_1 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{500 \cdot \operatorname{tg}(9,82 + 2,86) \cdot \frac{12,7}{2}}{\frac{\pi \cdot 11,54^3}{16}} = 2,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{196^2 + 4 \cdot 2,36^2} = 196 \text{ MPa}$$

Výpočet meze únavy σ_{0C}^* :

$$\sigma_{0C}^* = \sigma_{HC} \cdot \frac{V_\sigma \cdot \eta_p}{\beta_\sigma}$$

Pro materiál šroubu 15230.7 s pevností 10.9 je $\sigma_{HC} = 640 \text{ MPa}$

Výpočet součinitele velikosti součásti V_σ

Průměr zkušební tyče $d_z = 8$

Součinitel velikosti součásti v ohybu či krutu $\nu'' = 1$

$$\nu_\sigma = \nu' \cdot \nu'' = 0,83 \cdot 1 = 0,83$$

$$\nu' = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \frac{d_3}{d_z}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \frac{11,54}{8}} = 0,83$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu η_p , pro válcovaný povrch má hodnotu 0,8 – 0,93 volím $\eta_p = 0,93$.

Součinitel koncentrace napětí ve vrubu β_σ

$$\beta_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{\sigma, z_{av}} - 1) = 1 + 0,793 \cdot (3,2 - 1) = 2,62$$

Součinitel citlivosti materiálu q :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,14}{\sqrt{0,289}}} = 0,793$$

Neuberova konstanta $\sqrt{a} = 0,14 \text{ mm}^{1/2}$ [5]

Poloměr dna závitu $r = 0,289 \text{ mm}$ [5]

$$h = t \cdot \gamma = \frac{d - d_3}{2} \cdot \gamma = \frac{14 - 11,54}{2} \cdot 0,5 = 0,615$$

kde γ je koeficient podle grafu na obr. 7

$$\text{pro } \frac{c}{t} = \frac{p}{\frac{d-d_3}{2}} = \frac{2}{\frac{14-11,54}{2}} = 1,626 \text{ je } \gamma = 0,5$$

určení $\alpha_{\sigma, \text{závit}}$ pro hodnoty

$$\frac{r}{d} = \frac{0,289}{14} = 0,02$$

$$\left\langle \frac{D}{d} \right\rangle = \frac{d}{d-2 \cdot h} = \frac{14}{14-2 \cdot 0,615} = 1,096$$

$$\alpha_{\sigma, \text{závit}} = \text{cca } 3,2$$

$$\sigma_{0C}^* = \sigma_{HC} \cdot \frac{v_{\sigma} \cdot \eta_p}{\beta_{\sigma}}$$

$$\sigma_{0C}^* = 740 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,93}{2,62} = 218 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost šroubu k_d :

$$k_d = \frac{\sigma_{0C}^*}{\sigma_r} = \frac{218}{196} = 1,11$$

$$k_d > k_{dmin}$$

Dynamická bezpečnost šroubu $k_d=1,11$ je větší, než minimální požadovaná bezpečnost. Šroub vyhovuje.

Kontrola tlaku v závitě šroubového spoje:

Maximální osová síla šroubu $F_0 = 20\,500 \text{ N}$

Činná délka závitu $l = 20 \text{ mm}$

Vnitřní průměr matice $D_1 = 11,835 \text{ mm}$

Vnější průměr šroubu $d = 14 \text{ mm}$

Stoupání závitu $P = 2 \text{ mm}$

Dovolený tlak v závitě $p_D = 250 \text{ MPa}$ [6]

$$p = \frac{F_0 \cdot 4}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \frac{l}{P}}$$

$$p = \frac{20500 \cdot 4}{\pi \cdot (14^2 - 11,835^2) \cdot \frac{20}{2}} = 46,6 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

$$46,6 \text{ Mpa} \leq 250 \text{ Mpa}$$

Šroubový spoj vyhovuje jak z hlediska dynamické bezpečnosti, tak z hlediska dovoleného tlaku v závitu.

4.3 Kontrola vyhrnovací páky násypky:

Vyhrnovací páka násypky je z profilu PLO 40 x 10 – ČSN 4255 10.01 – 11373.0. Kontrola bude prováděna na ohyb vyvozený odporem materiálu v násypce vůči jejímu otáčení při maximálním zatížení pohonu, jelikož má páka dvě ramena počítám s nerovnoměrným rozložením zatížení mezi ramena v poměru 60:40. Výpočet je počítán pro zatížení ramene 60%.

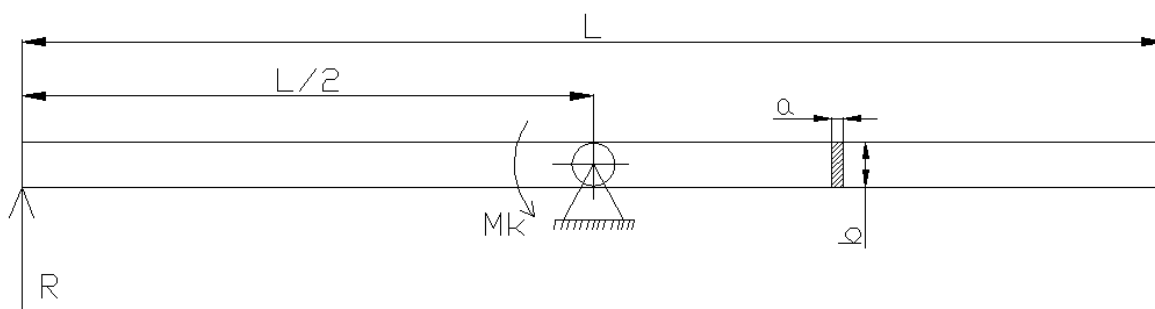
Moment na výstupu z převodovky $Mk_2 = 554000 \text{ Nmm}$

Délka páky $L = 1000 \text{ mm}$

Rozměry páky $a = 10 \text{ mm}$

$b = 40 \text{ mm}$

Materiál páky 11373



Obr. 13 – Schéma zatížení vyhrnovací páky

Výpočet maximálního zatížení vyhrnovací páky:

$$M_{o_{max}} = Mk_2 \cdot 0,6 = 554000 \cdot 0,6 = 332400 \text{ Nmm} \quad (48)$$

Výpočet maximálního ohybového napětí:

$$\delta_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{a \cdot b^2}{6}} \quad (49)$$

$$\delta_o = \frac{332400}{\frac{10 \cdot 40^2}{6}} = 124 \text{ MPa}$$

$$\delta_{do} = 165 \text{ MPa} [6]$$

$$\delta_{do} > \delta_o \quad (50)$$

Navržený profil pro vyhrnovací páku vyhovuje.

4.4 Kontrola spodní desky lisovací komory

Spodní deska lisovací komory je cyklicky namáhána ohybovým momentem, který vzniká při lisování brikety lisovací pístnicí jako výsledek lisovacích sil. Zatížení desky má charakter dynamického namáhání od nuly po maximální zátěž. Jelikož je deska bez vrubů, osazení, nebo děr mezi místy uchycení desky šrouby a jejím zatěžováním lisovací silou, vycházím ze vzorce únavové pevnosti pro ohyb Al slitiny $\sigma_{oc} = 0,35 \cdot Rm$.

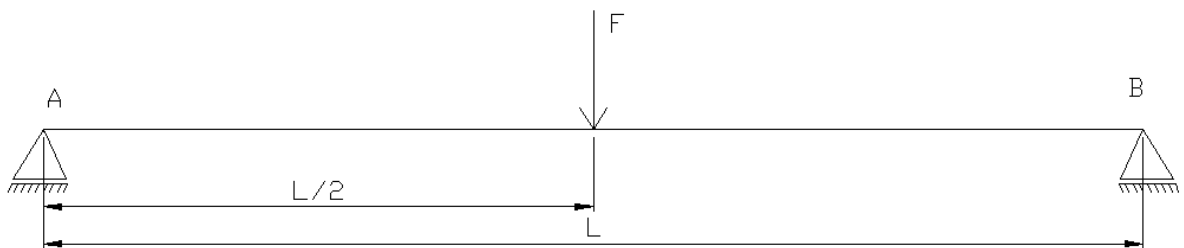
Výška průřezu desky $h = 50 \text{ mm}$

Šířka průřezu desky $b = 295 \text{ mm}$

Rozteč podpor uchycení desky (rozteč šroubů) $L = 220 \text{ mm}$

Zatížení desky $F = 400 \text{ kN}$

Materiál desky – EN AW 7022 (slitina Al) – $Rm = 550 \text{ MPa}$



Obr. 14 – Schéma zatížení desky

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{omax} = \frac{F \cdot L}{4} \quad (51)$$

$$M_{omax} = \frac{400000 \cdot 220}{4} = 22 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Výpočet ohybového napětí desky:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{\frac{h^2 \cdot b}{6}} \quad (52)$$

$$\sigma_o = \frac{22 \cdot 10^6}{\frac{50^2 \cdot 295}{6}} = 178,9 \text{ MPa}$$

Mez únavy materiálu v ohybu σ_{oc} :

$$\sigma_{oc} = 0,35 \cdot Rm \quad [7] \tag{53}$$

$$\sigma_{oc} = 0,35 \cdot 550 = 192,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_{oc}$$

Dovolená mez napětí v ohybu je nižší, než skutečné napětí v součásti. Součást vyhovuje pro dané zatížení.

4 Realizace lisu

Jelikož mým cílem bylo i samotný briketovací lis vyrobít podle předešlého návrhu a získat jak ověření funkčnosti návrhu a jeho principu, tak získat prostředek pro užitečné využití pilin vznikajících při provozu pily.

Největším přínosem briketování pilin je jejich následná lepší skladovatelnost a i lepší spalování v kotlech na tuhá paliva.



Obr. 15 – Rám lisu osazený dávkovacím šnekem s pohonem

5.1 Hydraulický agregát

Hydraulický agregát určený pro pohon lisu je koncipován jako samostatná jednotka a to z důvodu lepší možnosti manipulace při údržbě jako je výměna olejové náplně agregátu, nebo výměna těsnění čerpadla v případě jeho netěsnosti. Dalším důvodem je i možnost jeho využití pro pohon jiného hydraulického zařízení při jednoduché úpravě a to osazení tlakové a zpětné větve hydrauliky rychlospojkami.



Obr. 16 – Hydraulický agregát sloužící pro pohon lisu

5.2 Ovládání lisu

Hydraulika lisu je ovládána pomocí elektromagnetického skupinového rozvaděče určeného pro ovládání dvou přímočarých hydromotorů lisovacího mechanismu. Samotný hydraulický rozvaděč má zabudovaný pojistný ventil, pomocí kterého je regulován tlak v hydraulickém okruhu.

Dále je zde umístěn elektrický rozvaděč, který má za úkol řídit hydraulický rozvaděč a zároveň řídí i dávkování lisovací komory podávacím šnekem.

Cyklus lisovacího procesu je řízen pomocí časových relé a koncových spínačů poloh přímočarých hydromotorů.



Obr. 17 – Pohled na lisovací komoru a ovládání lisu

5.3 Parametry zjištěné provozem lisu

Při zkušebním provozu lisu jsem zjišťoval skutečné výkonové parametry lisu, jako jsou lisovací výkon, celkový elektrický příkon, výsledný rozměr brikety a hustota brikety.

Lisovací výkon

Lisovací výkon závisí zejména na vlastnostech lisovaného materiálu a požadavku na pevnost slisování. U pilin se pohybovalo množství slisovaného materiálu na požadované hodnotě 90 ± 5 kg/hod. U materiálu jako hobliny se lisovaný výkon snížil a to díky menší objemové hmotnosti materiálu a nutnosti delšího intervalu plnění lisovací komory, lisovací výkon u tohoto typu materiálu byl 75 ± 5 kg/hod. Pokud by se chtělo dosáhnout vyššího lisovacího výkonu u tohoto typu materiálu, musel by se nadrtit na drobnější frakci.

Elektrický příkon

Průměrný elektrický příkon se pohyboval na hodnotě 4,7 kW/hod. Z toho vyplývá spotřeba elektrické energie 47 W na jeden kilogram vyrobených briket při výkonu 100 kg/hod

Rozměr a vlastnosti briket

Výsledné brikety mají profil čtverce o hraně 80 mm a délce, která je závislá na požadovaném slisování brikety a lisovaném materiálu.

Hustota lisovaných briket se pohybovala od 1000 kg/m^3 až po 1200 kg/m^3 . Při lisování briket na hustotu $1000 - 1100 \text{ kg/m}^3$ se dosahovalo požadovaného výkonu lisu, při slisování briket na vyšší hustotu docházelo z poklesu lisovaného množství materiálu.

Délka brikety při lisování pilin na hustotu $1000 - 1100 \text{ kg/m}^3$ byla cca 52 mm, u hoblin se délka brikety snižovala díky většímu stlačení materiálu a to na přibližnou hodnotu 40 mm, což mělo za následek i zmiňovaný snížený lisovací výkon.



Obr. 18 – Výsledná produkce lisu

5 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh konstrukčního řešení briketovacího lisu pro zpracování pilin a hoblin. Jedná se o hydraulický briketovací lis o výkonu 100 kg/hodinu a příkonu 7,5 kW.

V úvodu jsou uvedeny a popsány aktuálně používané typy lisovacích mechanismů. Je zde rozebráno jejich konstrukční řešení a principy, které využívají pro lisování. Jsou zde také uvedeny parametry, které musí splňovat lisovaný materiál.

Pomocí navrženého rozměru, profilu výsledné brikety a lisovacího výkonu, jsem navrhl lisovací mechanismus. Dále jsem vypočetl potřebné rozměry lisovací komory a potřebné lisovací síly. Je zde také proveden výpočet hydraulického agregátu sloužící pro pohon lisu.

V další kapitole se zabývám kontrolními výpočty kritických míst lisu. Jedná se zejména o šrouby uchycení přímočarých hydromotorů, které jsou nejvíce namáhaným místem celého lisu.

Jelikož se mi podařilo celý lis i zkonstruovat a uvést do provozu jsou v závěru mé práce uvedeny i fotografie z realizace lisu a zjištěné skutečné výkonové parametry.

Po změření skutečného lisovacího výkonu briketovacího lisu jsem zjistil, že lis má přibližně o 10 kg/hod nižší lisovací výkon, než byl počítán v návrhu. Nižší výkon je zapříčiněn nutností delšího intervalu dávkování materiálu podávacím šnekem a tím pádem i snížením počtu lisovacích cyklů za minutu.

Bylo by také vhodné opatřit hydraulický okruh briketovacího lisu chladičem hydraulické kapaliny, z důvodu jejího přehřívání nad povolenou teplotní hranici oleje a jednotlivých prvků hydrauliky a tím pádem zamezit odstavování lisu z provozu a čekání na ochlazení.

Kvalita výsledných briket odpovídá předpokladům, jen je nutné nastavit požadovaný režim lisování v závislosti na vlastnostech lisovaného materiálu.

Díky zvolenému konstrukčnímu řešení lisovací komory bez zúžení, nedochází k zahřívání lisovací komory a tím pádem by měla lisovací komora vydržet dlouhou dobu bez většího opotřebení.

6 Seznam použité literatury:

- [1] Briklis - Briketovací lisy: Briketovací lis BrikStar 30, 50, 70. *Briketovací lis - BRIKLIS, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2012-02-28]. Dostupné z:
<http://www.briklis.cz/briketovaci-lis/30-50-70/>
- [2] Agrobrik. [online]. [cit. 2012-02-28]. Dostupné z:
<http://www.palivove.brikety.info/briketovaci-lisy.html>
- [3] TOS Znojmo. *TOS Znojmo* [online]. 30.01.2012 [cit. 2012-04-01]. Dostupné z:
<http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/index.htm>
- [4] TOS Znojmo. *TOS Znojmo: Čelní převodovky MTC..A* [online]. 30.01.2012 [cit. 2012-04-02]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm
- [5] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky.* 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [7] *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2009. ISBN 978-80-248-0980-9.

7 Seznam příloh

Seznam výkresové dokumentace:

Briketovací lis	S – 04
Lisovací komora	S – 01
Sestava šnek	S – 02
Deska komory pravá 1	V – 01
Deska komory pravá 2	V – 02
Deska komory levá	V – 03
Domek ložisek šneku	V – 04
Podávací šnek	V – 05
Komora šneku	V – 07
Lisovací píst	V – 08
Vyústění briket	V – 09
Tlačný píst	V – 10
Uchycení lisovací pístnice L	V – 11
Uchycení lisovací pístnice P	V – 12
Uchycení lisovacího pístu	V – 13
Uchycení tlačného pístu	V – 14
Uchycení tlačné pístnice L	V – 15
Uchycení tlačné pístnice P	V – 16
Vedení briket spodek	V – 17
Vedení briket vrch	V – 18
Rám násypky	V – 19
Vyhrnovací páka	V – 20
Vrch komory	V – 21
Spodek uchycení pístnice	V – 22