



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce mobilního šnekového
dopravníku pro plnění silážních věží**

Design of Mobile Swing Auger

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Václav VRZAL

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vrzal** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **459669**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh konstrukce mobilního šnekového dopravníku pro plnění silážních věží

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Mobile Swing Auger

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce vypracujte formou rešerše přehled možných konstrukčních řešení dopravníků, používaných k plnění silážních věží zrnami. Zaměřte se zejména na mobilní šnekové dopravníky. Na základě takto získaných poznatků navrhnete vlastní řešení konstrukce mobilního šnekového dopravníku. Vypracujte 3D parametrický model dopravníku s vyřešením uzlu připojení k mobilnímu zdroji energie (vývodovému hřídeli traktoru). Dále proveďte příslušné návrhové a kontrolní výpočty vybraných částí konstrukce dopravníku. Vytvořte 2D sestavný výkres navrženého mobilního šnekového dopravníku.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V. Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
Švec, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J. Projekt - III. ročník. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.,

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

Datum zadání bakalářské práce: _____ Termín odevzdání bakalářské práce: _____

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh konstrukce mobilního šnekového dopravníku pro plnění silážních věží“ vypracoval pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Václav Vrzal

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.

Anotační list

Jméno autora:	Václav Vrzal
Název BP:	Návrh mobilního šnekového dopravníku pro plnění silážních věží
Anglický název:	Design of Mobile Swing Auger
Rok:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 52 počet obrázků 33 počet příloh 1
Klíčová slova:	mobilní šnekový dopravník, silážní věže
Keywords:	mobile screw conveyor, sillage tower
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením mobilního šnekového dopravníku pro plnění silážních věží. Obsahuje seznámení se základními typy šnekových dopravníků a jejich použitím. Dále byl proveden návrh základních parametrů šnekového dopravníku pro zvolené vstupní hodnoty. Následně byly provedeny kontrolní výpočty pro ložiska, hřídele, spojovací součásti a pro řetězový převod. V příloze je přiložena výkresová dokumentace šnekového dopravníku.

Abstact

This bachelor thesis deals with design of a mobile screw conveyor for fill silage towers. It contains basic types of screw conveyors and thier use. Furthermore, basic parameters of the screw conveyor for selected input values were proposed. Consequently, control calculations were made for the design of bearings, shafts, connecting components and for design of the chain transmission. Attachment is accompanied by drawing documentation with swing auger.

Obsah

1	Úvod	- 1 -
2	Klasifikace šnekových dopravníků	- 2 -
2.1	Rozdělení podle směru dopravy	- 2 -
2.2	Rozdělení podle smyslu stoupání a rotace šneku	- 4 -
2.3	Rozdělení podle počtu šneků	- 5 -
3	Hlavní části šnekového dopravníku	- 7 -
3.1	Šnekovnice	- 7 -
3.1.1	Plná šnekovnice	- 8 -
3.1.2	Obvodová šnekovnice	- 8 -
3.1.3	Lopátková šnekovnice	- 8 -
3.1.4	Kuželové šnekovnice	- 9 -
3.2	Žlab	- 9 -
4	Mobilní šnekové dopravníky	- 10 -
4.1	Mobilní šnekové dopravníky používané v zemědělství	- 10 -
5	Návrh hlavních parametrů	- 12 -
5.1	Objemový dopravní výkon	- 13 -
5.2	Průměr šnekovnice A	- 13 -
5.3	Průměr šnekovnice B	- 14 -
5.4	Stanovení potřebného výkonu	- 14 -
5.5	Stanovení kroutícího momentu	- 15 -
6	Axiální síla	- 16 -
6.1	Axiální síla šnekovnice A	- 16 -
6.2	Axiální síla šnekovnice B	- 16 -
7	Hmotnost šnekovnice	- 17 -
7.1	Hmotnost hřídele	- 17 -
7.2	Hmotnost šnekovnice A	- 18 -
7.2.1	Plocha šnekovnice v radiálním řezu	- 18 -
7.2.2	Poloměr mezikruží	- 18 -
7.2.3	Dráha těžiště	- 18 -
7.2.4	Objem jednoho závitu	- 19 -
7.2.5	Celkový objem šnekovnice	- 19 -
7.2.6	Celková hmotnost šnekovnice	- 19 -
8	Výpočet působících sil	- 20 -
8.1	Síly na šnekovnici A	- 20 -
8.1.1	Tíhová síla od hmotnosti šnekovnice A	- 20 -
8.1.2	Axiální síla od hmotnosti šnekovnice A	- 21 -

8.1.3	Radiální síla od hmotnosti šnekovnice A	- 21 -
8.2	Síly na hnací hřídeli ve žlabu.....	- 21 -
8.3	Síly na šnekovnici B	- 21 -
8.3.1	Radiální síla na šnekovnici B.....	- 21 -
9	Návrh ložisek.....	- 23 -
9.1	Axiálně zatížené ložisko od šnekovnice A	- 23 -
9.2	Axiálně zatížené ložisko od šnekovnice B	- 24 -
10	Pevnostní kontroly.....	- 26 -
10.1	Hřídel šnekovnice A.....	- 26 -
10.1.1	Kontrola na ohyb	- 26 -
10.1.2	Kontrola na krut	- 27 -
10.1.3	Redukované napětí podle hypotézy τ_{max}	- 27 -
10.1.4	Bezpečnost.....	- 27 -
10.2	Kontrola spojení pomocí těsného pera	- 28 -
10.2.1	Kontrola na otláčení.....	- 28 -
10.3	Kontrola svarového spoje	- 29 -
10.3.1	Zatížení od axiální síly	- 30 -
10.3.2	Zatížení od kroutícího momentu	- 30 -
10.3.3	Pevnostní kontrola svaru	- 30 -
11	Řetězový převod	- 32 -
11.1	Návrh převodu.....	- 32 -
11.1.1	Výpočet tažné síly v řetězu.....	- 33 -
11.2	Kontrola převodu	- 33 -
11.2.1	Kontrola tažné síly	- 33 -
11.2.2	Kontrola statické a dynamické bezpečnosti	- 33 -
12	Závěr.....	- 35 -
13	Seznam použité literatury	- 36 -
14	Seznam obrázků	- 39 -
15	Seznam příloh	- 41 -

Seznam použitých zkratek a symbolů

Veličina	Jednotky	Název
Q	$[t \cdot h^{-1}]$	Hmotnostní tok
h_d	$[m]$	Dopravní výška
Qv	$[t \cdot h^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
γ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Sypná hmotnost
D_v	$[m]$	Výpočtový průměr šnekovnice
s	$[m]$	Stoupání šnekovnice
ψ	$[-]$	Součinitel plnění
n	$[s^{-1}]$	Otáčky šnekovnice
c_H	$[-]$	Součinitel snižující dopr. množství se sklonem
D	$[m]$	Průměr šnekovnice
P	$[W]$	Výkon
g	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Tíhové zrychlení
l_v	$[m]$	Vodorovná dopravní vzdálenost
w	$[m]$	Celkový součinitel odporu
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost
F_{a_v}	$[N]$	Axiální síla šnekovnice B
F_{a_m}	$[N]$	Axiální síla šnekovnice A
M	$[N \cdot m]$	Kroutící moment
R_s	$[m]$	Výpočtový průměr
α	$[^\circ]$	Úhel sklonu dopravníku
φ	$[^\circ]$	Třecí úhel mezi materiálem a šnekem
m_t	$[kg]$	Hmotnost trubky
l_t	$[m]$	Délka trubky
m_{t_1}	$[kg]$	Hmotnost 1 m trubky
S_r	$[m^2]$	Plocha šnekovnice v radiálním řezu
D_{\S}	$[m]$	Vnější průměr šnekovnice
R	$[m]$	Vnější průměr hřídele
t	$[m]$	Tloušťka plechu
R_m	$[m]$	Poloměr mezikruží
X_R	$[m]$	Dráha těžiště

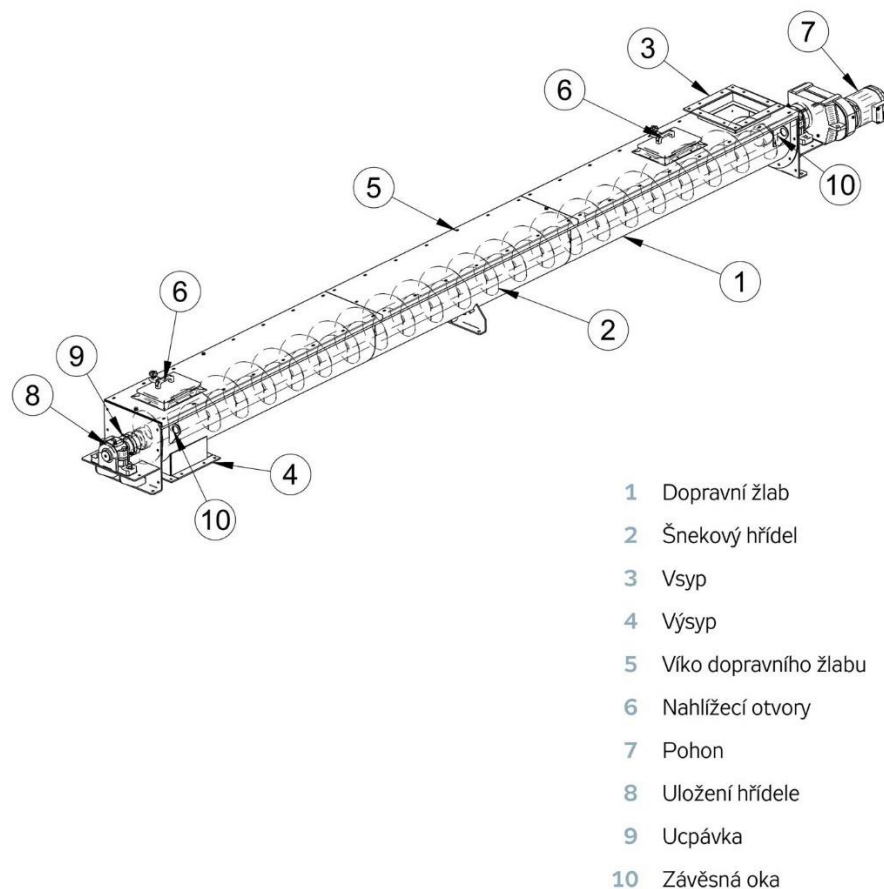
V	$[m^3]$	Objem jednoho závitu šnekovnice
V_c	$[m^3]$	Celkový objem šnekovnice
x	$[-]$	Počet závitů na šnekovnice
m_s	$[kg]$	Hmotnost šnekovnice
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota materiálu
F_{g_1}	$[N]$	Tíhová síla šnekovnice A
m_c	$[kg]$	Celková hmotnost šnekovnice
F_{a_1}	$[N]$	Axiální síla šnekovnice A
F_{r_1}	$[N]$	Radiální síla šnekovnice A
F_{r_h}	$[N]$	Radiální síla hřídele
l_h	$[m]$	Délka hřídele
F_{r_2}	$[N]$	Radiální síla šnekovnice B
m_{s_2}	$[kg]$	Hmotnost šnekovnice B
m_{h_2}	$[kg]$	Hmotnost hřídele
C	$[N]$	Dynamická únosnost
X	$[-]$	Součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	$[-]$	Součinitel axiálního zatížení ložiska
p	$[-]$	Ložiskový mocnitel
e	$[-]$	Mezní hodnota výpočtu zatížení ložiska
L_h	$[h]$	Trvanlivost ložiska
$M_{o1_{max}}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment
W_{o_1}	$[m^3]$	Průřezový modul v ohybu
D_H	$[m]$	Vnější průměr hřídele
d_H	$[m]$	Vnitřní průměr hřídele
σ_{o_1}	$[N \cdot mm^{-2}]$	Napětí v ohybu
M_k	$[N \cdot m]$	Kroutící moment
W_{k_1}	$[m^3]$	Průřezový modul v krutu
τ_{k_1}	$[N \cdot mm^{-2}]$	Smykové napětí v krutu
$\sigma_{1_{red}}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	Redukované napětí
k_1	$[-]$	Bezpečnost
R_m	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez kluzu materiálu
p_D	$[Pa]$	Dovolený tlak na peru

l_a	[m]	Účinná délka pera
h	[m]	Výška pera
$l_{a_{min}}$	[m]	Minimální účinná délka pera
l	[m]	Celková délka pera
b	[m]	Šířka pera
τ_t	[N · mm ⁻²]	Smykové napětí svaru
D_s	[m]	Vnější průměr svaru
a	[m]	Výška/šířka svaru
τ_{sv}	[N · mm ⁻²]	Redukované smykové napětí ve svaru
α_t	[-]	Převodní součinitel svaru
α_k	[-]	Převodní součinitel svaru
σ_D	[N · mm ⁻²]	Dovalené napětí ve svaru
β	[-]	Koeficient výpočtu napětí ve svaru
d_e	[m]	Průměr řetězového kola
$F_{řet}$	[N]	Vypočtená tažná síla v řetězu
$F_{řD}$	[N]	Dovolená tažná síla v řetězu
Q_q	[N]	Síla od vlastní tíhy řetězu
Q_c	[N]	Síla od působení odstředivých sil
$F_{ř}$	[N]	Obvodová síla
k	[-]	Součinitel pro šikmý převod
q	[kg · m ⁻¹]	Měrná hmotnost řetězu
a	[m]	Osová vzdálenost
k_s	[-]	Statická bezpečnost oproti přetržení řetězu
k_d	[-]	Dynamická bezpečnost oproti přetržení řet.
Y	[-]	Součinitel rázu

1 Úvod

Šnekové dopravníky patří mezi dopravníky bez tažného elementu, používají se převážně k dopravě sypkých materiálů a to ve vodorovném, šikmém a výjimečně i ve svislém směru. Základním principem tohoto typu dopravníku je posouvání materiálu ve žlabu pomocí rotujícího šneku, který je uložen v ose žlabu. Šnekové dopravníky jsou jednoduché, uzavřené stroje, jsou téměř bezporuchové i v nepřetržitém procesu, proto jsou vhodné i pro použití v uzavřených prostorech.

Podmínkou pohybu dopravovaného materiálu ve žlabu je, aby tření o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šnekového hřídele (dále jen „šnekovnice“). Materiál vykonává pohyb křivočarý (superpozice pohybu přímočarého a pohybu otáčivého), díky čemuž dochází také k promíchávání transportovaného materiálu. [1]



Obrázek 1: Schéma šnekového dopravníku [9]

2 Klasifikace šnekových dopravníků

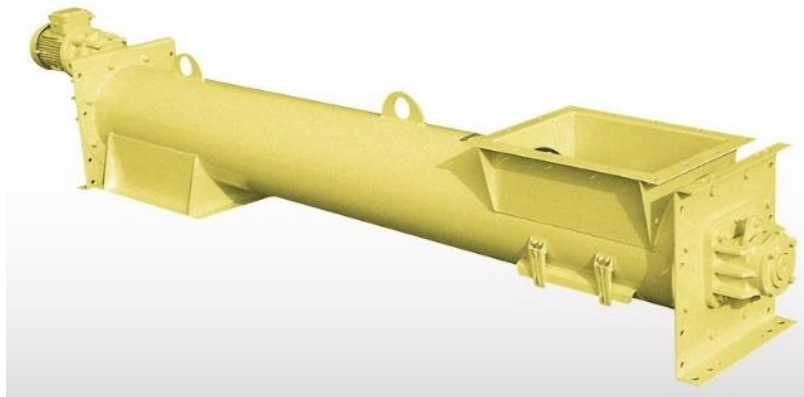
Šnekové dopravníky jsou vhodné pro dopravu řady materiálů, kterými jsou převážně materiály prašné, zrnité a kusové do maximální velikosti kusu 60 mm. Tento typ dopravníků se využívá i pro míchání, hnětení nebo chlazení. Dopravované množství je obvykle od 1 do 300 m³/h, otáčky se pohybují v rozmezí 10 až 250 ot/min, dopravní rychlost nepřesahuje 0,5 m/s. Základní rozdělení šnekových dopravníků jsou: [1]

- a) podle směru dopravy
- b) podle smyslu stoupání a rotace šneku
- c) podle počtu šneků

2.1 Rozdělení podle směru dopravy

- Vodorovné

Tyto dopravníky se využívají v místech, kde je materiál dopravován pouze ve vodorovném směru. Často jsou součástí výrobních linek pro míchání směsí, kde zajišťují přísun daného materiálu.



Obrázek 2: Vodorovný šnekový dopravník [24]

- Šikmé

Šikmé dopravníky se využívají převážně v místech, kde je potřeba překonat menší převýšení (oproti dopravní vzdálenosti). Využití najdeme například při dopravě paliva do kotle viz obr.3.



Obrázek 3: Šikmý šnekový dopravník [25]

- Svislé

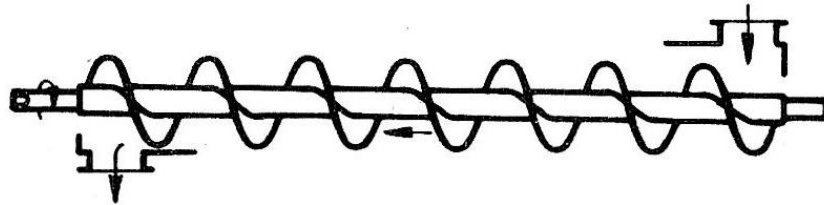
Svislé dopravníky jsou využívány při vyložení vertikálním směru dopravy.



Obrázek 4: Svislý šnekový dopravník [26]

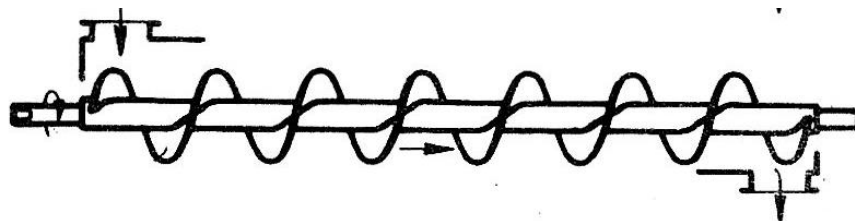
2.2 Rozdělení podle smyslu stoupání a rotace šneku

- Šnek s pravým stoupáním, otáčení po směru hodinových ručiček, doprava směrem k pohonu [1]
- Šnek s pravým stoupáním, otáčení proti směru hodinových ručiček, doprava směrem od pohonu [1]



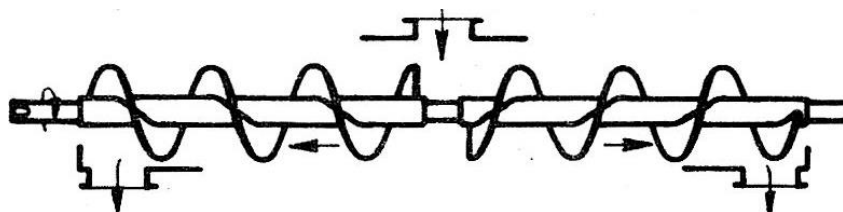
Obrázek 5: Šnek s pravým stoupáním [1]

- Šnek s levým stoupáním, otáčení proti směru hodinových ručiček, doprava směrem k pohonu [1]
- Šnek s levým stoupáním, otáčení po směru hodinových ručiček, doprava směrem od pohonu [1]



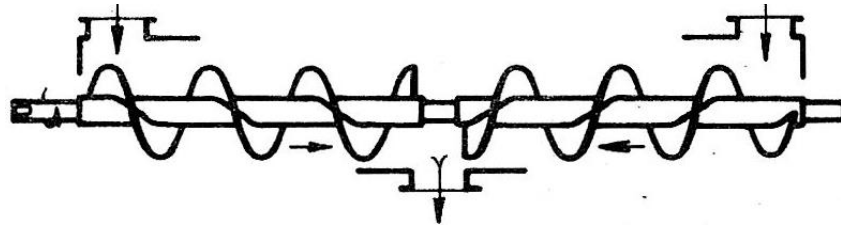
Obrázek 6: Šnek s levým stoupáním [1]

- Šnek s pravým i levým stoupáním na jedné hřídeli, otáčení po směru hodinových ručiček, doprava do dvou míst [1]



Obrázek 7: Šnek s pravým i levým stoupáním s dopravou do dvou míst [1]

- Šnek s pravým i levým stoupáním na jedné hřídeli, otáčení proti směru hodinových ručiček, doprava ze dvou míst do středu [1]



Obrázek 8: Šnek s pravým i levým stoupáním s dopravou do středu [1]

2.3 Rozdělení podle počtu šneků

- Jednošnekové

Jednošnekové dopravníky jsou nejčastěji používané, vyrábí se v různých délkách a rozměrech, dle potřeby zákazníka.



Obrázek 9: Jednošnekový dopravník [7]

- Dvoušnekové(vícešnekové)

Dvou a vícešnekové dopravníky nalézají uplatnění hlavně z důvodu potřeby dopravy většího množství materiálu převážně ve vodorovném směru, u šikmých dopravníků zabraňují zpětnému pohybu materiálu a také jsou využívány pro lepší promíchání materiálu. [2]



Obrázek 11: Dvoušnekový dopravník [8]



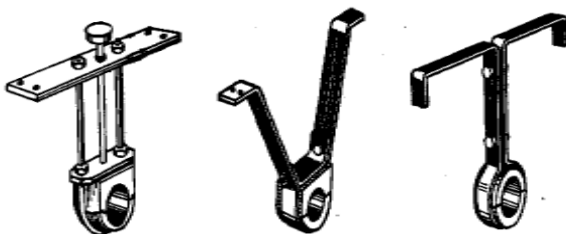
Obrázek 10: Čtyřšnekový dopravník [8]

3 Hlavní části šnekového dopravníku

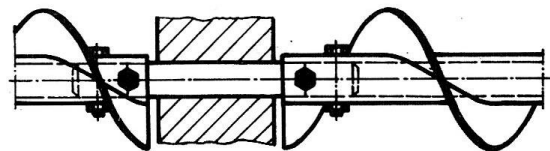
Šnekový dopravník se skládá ze šnekovnice, která je rotačně uložena v nepohyblivém žlabu pomocí ložisek. Pohon dopravníku je obvykle na jedné straně žlabu a je nejčastěji tvořen elektromotorem. [1]

3.1 Šnekovnice

Šnekovnice je nejvýznamnější částí dopravníku a určuje většinu charakteristických vlastností celého stroje. Šnekovnice se skládá z hřídele a ze šnekovice. Hřídel tvoří osu šneku, může být plný, nebo dutý s plnými čepy, které slouží k uložení ve žlabu a v ložiskách na koncích šneku, přičemž na jedné straně je vždy ložisko zajištěno jak radiálně, tak i axiálně. Šnekovice tvoří pracovní část šnekové hřídele, je vyrobena válcováním plechu, nebo svařováním mezikruhových výstřižků, na hřídel je připevněna pomocí svarů. Konkrétní typ šnekovnice záleží na vlastnostech dopravovaném materiálu, jako jsou například lepivost, zrnitost, soudržnost materiálu apod. Při potřebě eliminace průhybu hřídele, nebo u delších šnekovnic, je nutné uložení do podpěrných vodících ložisek (obr. 12). V místech uložení bývá případně umístěno napojení na další šnekovnici. [2]



Obrázek 12: Vodící ložiska šnekovnic [2]



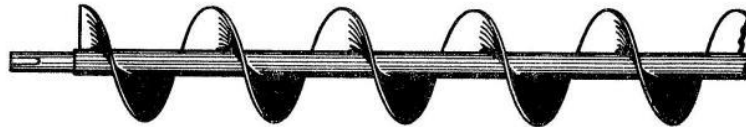
Obrázek 13: Spojování šnekovnic [2]

Podle typu může být šnekovnice:

- a) plná
- b) obvodová
- c) lopatková
- d) kuželová

3.1.1 Plná šnekovnice

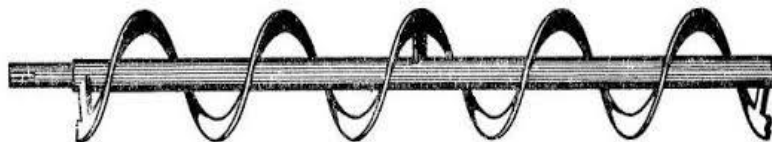
Plnou šnekovici tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šnekovnice. Vícechodé šnekovnice jsou vhodné pro šikmé a svislé dopravníky, které jsou určeny pro dopravu velmi sypkých materiálů, protože zabraňují zpětnému pohybu materiálu. [2]



Obrázek 14: Plná šnekovnice [2]

3.1.2 Obvodová šnekovnice

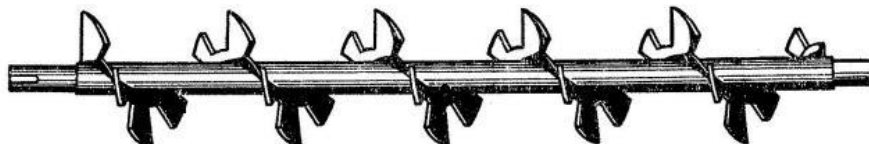
Zde je šnekovnice vytvořena z pásu plechu, uspořádaného do šroubovice okolo hřídele a ke hřídeli je připojena v daných intervalech pomocí držáků z ploché oceli. Díky chybějícím koutům mezi šnekovnicí a hřídelí nedochází k nalepování materiálu na šnekový hřídel, proto je tento typ šnekovnic určen pro dopravu tuhých, hustých, tekoucích a lepkavých materiálů, např. melasy, asfaltu nebo dehtu, které na šneku ulpívají. [2]



Obrázek 15: Obvodová šnekovnice [2]

3.1.3 Lopatková šnekovnice

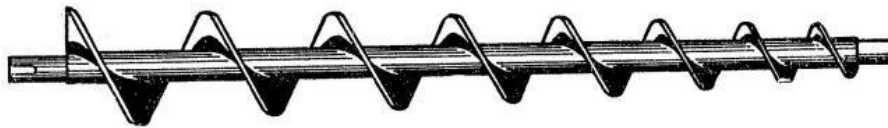
Lopatky lopatkové šnekovnice mohou být různých tvarů v závislosti na vlastnostech dopravovaného materiálu. Tyto šnekovnice nacházejí využití tehdy, kdy se má materiál promíchávat. [2]



Obrázek 16: Lopatková šnekovnice [2]

3.1.4 Kuželové šnekovnice

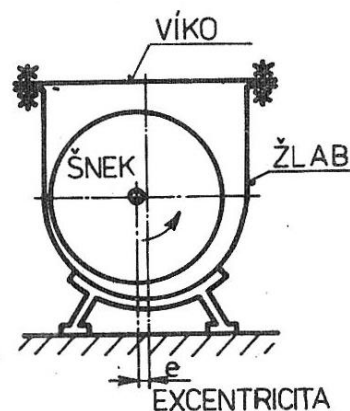
Hřídele s kuželovou šnekovnicí se používají pro speciální účely. Někdy se vyrábějí i s proměnlivým stoupáním. Je-li nejmenší průměr a nejmenší stoupání v místě přivádění materiálu, dosahuje se nakypření materiálu. Použití je hlavně při dopravě materiálu, který je náchylné na stlačení. Přivádí-li se materiál do dopravníku v místě největšího průměru a maximálního stoupání, dochází při dopravě k jeho zhuštění-stlačování. [2]



Obrázek 17: Kuželová šnekovnice [2]

3.2 Žlab

Žlab tvoří nosnou část dopravníku, jeho velikost závisí na velikosti šnekovnice, vyrábí se převážně z plechů o tloušťce 3 až 8 mm. Vůle mezi šnekovnicí a žlabem bývá 5 až 10 mm, velikost vůle závisí na tolerancích při výrobě a na dopravovaném materiálu (zrnitost, abrazivost). Aby se zabránilo drcení materiálu, bývá šnekový hřídel uložen ve žlabu excentricky, což má za následky také, že dochází k menšímu opotřebení a ke zmenšení požadovaného výkonu. Žlaby se vyrábí jako soubor sekcí, jednotlivé sekce jsou dlouhé 1,6 až 6 m, při montáži je důležité dodržet přímočarost jednotlivých sekcí, což je důležité pro uložení šneku. Pro abrazivní materiály se využívá excentrického uložení šneku ve žlabu, díky čemuž se dosahuje snížení opotřebení vlivem tření. Podle požadavků lze vyrobit žlab prachotěsný, vzduchotěsný apod. [2]



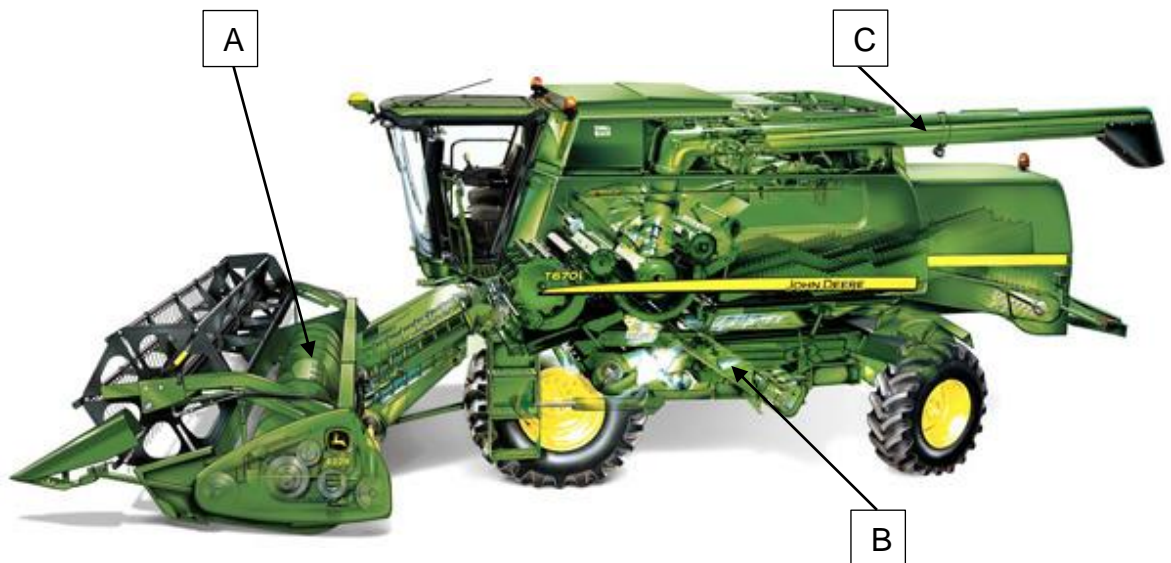
Obrázek 18: Schéma žlabu [1]

4 Mobilní šnekové dopravníky

Tyto dopravníky se nejvíce vyskytují v oblasti zemědělství. Převážně slouží k přepravě zrnitých materiálů, zejména obilovin. Vzhledem k potřebě transportu materiálu ze stroje na jiný stroj, jsou pohyblivé dopravníky nutnou součástí pro urychlení procesu sklizení a skladování.

4.1 Mobilní šnekové dopravníky používané v zemědělství

- Na obr.19 je vidět struktura sklízecí mlátičky značky John-Deere, která se používá ke sklizení různých druhů plodin a využívá hned několik šnekových dopravníků viz. obr.19. Šnekovnice A – posouvá pokosenou plodinu do středu žací lišty, B - slouží k posunu „vymláčeného“ obilí do násypky stroje, C - tato odklápěcí část se používá k přesunu získané obiloviny do návěsu, nebo jiného stroje pro transport.



Obrázek 19: Sklízecí mlátička [10]

- Mobilní šnekové dopravníky jsou v zemědělských strojích často součástí přepravních vozů, které jsou určeny například pro plnění secích strojů viz obr. 20, pro transport zrna od sklízecí mlátičky do transportních vozů (viz obr. 21 a obr. 22.) a další.



Obrázek 20: Plnění secího stroje [11]



Obrázek 22: Vůz na zrno 1 [12]



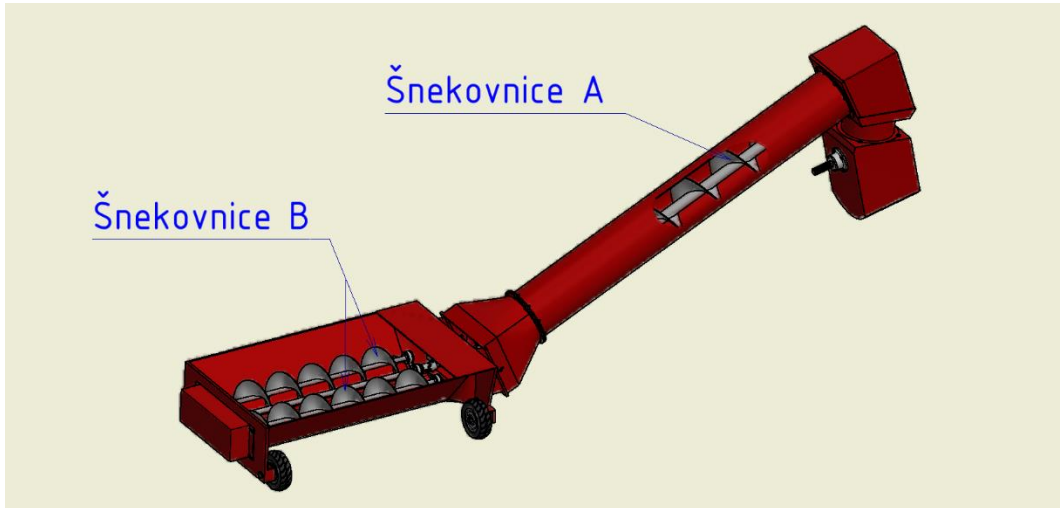
Obrázek 21: Vůz na zrno 2 [13]

5 Návrh hlavních parametrů

Tato bakalářská práce se zabývá spodní částí dopravníku pro dopravu obilovin viz obr.24 (celý stroj je zobrazen na obr.23), konkrétně pšenice, přičemž výkonnostní výpočty jsou určeny pro celý stroj. Z provedené rešerše byly určeny vstupní parametry, které charakterizují rozměry jednotlivých částí celého dopravníku. Řešená část je tvořena žlabem s kolečky, na kterém je upevněn řetězový převod, uvnitř žlabu jsou uloženy menší šnekovnice a hnací hřídel. Tato hřídel je dále napojena na větší šnekovnici uvnitř trubky pomocí kardanových kloubů a malé, spojovací šnekovnice, která zajišťuje, aby nedocházelo k ucpávání materiálu na přechodu mezi žlabem a trubkou. Pohon stroje je přiváděn od vývodové hřídele traktoru, která je ke stroji připojena přes další kardanův kloub(rovnoboké drážkování). Výkon od zdroje je k šnekovnicím přiváděn přes dvě převodovky, které jsou schopny přenést kroutící moment přes potřebné úhly.



Obrázek 23: Mobilní šnekový dopravník [14]



Obrázek 24: Model s umístěním šnekovnic

- Vstupní parametry:
 - hmotnostní tok: $Q = 55 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
 - dopravovaná výška: $h_d = 15 \text{ m}$

5.1 Objemový dopravní výkon

$$Q_v = \frac{Q}{\gamma} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{55000}{750} = 73,33 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Vztah (1) dle [1], kde:

- sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu, pro materiál pšenice $\gamma \approx 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ dle [1]

5.2 Průměr šnekovnice A

Pro dopravní výkon platí vztah:

$$Q_v = \frac{3600 \cdot \pi \cdot D_v^2 \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}{4} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2)$$

Z kterého vyplývá:

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}]$$

$$D_v = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 73,33}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 4 \cdot 0,5}} = 0,307 \text{ m}$$

Vztah (2) dle [1], kde:

- D_v ... výpočtový průměr šnekovnice A [m]
- s ... stoupání šnekovnice [m]. Bylo zvoleno $s \approx D$
- ψ ... součinitel plnění [1]
- n ... otáčky šneku [s^{-1}]
- c_H ... součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku při dopravě vzhůru [1]

Dle [15] byl zvolen nejbližší průměr šnekovnice: $D = 0,315 \text{ m}$

5.3 Průměr šnekovnice B

Průměry šnekovnic B byly vypočteny také dle (2) tak, aby součet dopravovaného množství dvou šnekovnic B byl roven, nebo nepatrně menší, než dopravované množství šnekovnice A.

Určení výpočtového průměru:

$$D_v = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \frac{73,33}{2}}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 4 \cdot 1}} = 0,19 \text{ m}$$

kde koeficienty jsou stejné jako v předchozím případě, až na dopravní výkon, který je zde poloviční a součinitel $c_H = 0,1$, protože tyto šnekovnice jsou umístěny ve vodorovné poloze. [1]

Dle [15] byl zvolen nejbližší průměr šnekovnice: $D = 0,24 \text{ m}$

5.4 Stanovení potřebného výkonu

Pro výpočet potřebného výkonu platí vztah (3), dle [1]

$$P = \frac{Q_v \cdot \gamma \cdot g}{3600} (l_v \cdot w \pm h_d) \quad [\text{W}] \quad (3)$$

$$P = \frac{73,33 \cdot 750 \cdot 9,81}{3600} (4,85 \cdot 2,3 + 1,6) = 1912 \text{ W}$$

Kde:

- l_v ... vodorovná dopravní vzdálenost, $l_v = 4,85 \text{ m}$
- w ... celkový součinitel odporu dle [1], tab.9.2, str.210 pro pšenici $w = 2,3$
- h_d ... dopravní výška, $h_d = 1,6 \text{ m}$
- g ... tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Tento výkon je určen pro část dopravníku, která je řešena v této práci, pro celkový požadovaný výkon je nutné přičíst výkon potřebný pro část dopravníku od pohonu k vrcholu silážní věže, který se určí také dle (3).

$$P = \frac{73,33 \cdot 750 \cdot 9,81}{3600} (30,5 \cdot 2,3 + 13,4) = 12,5 \text{ kW}$$

Z čehož vyplývá, že potřebný výkon pro celý stroj je přibližně 14,5 kW. Tímto výkonem disponují i traktory nižší výkonnostní třídy, jako je např. Zetor HORTUS CL 65 s výkonem na výstupním hřídeli 46,1 kW. [16]

5.5 Stanovení kroutícího momentu

Kroutící moment je určen otáčkami dopravníku a výkonem, který je potřeba pro maximální dopravované množství.

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [\text{N.m}] \quad (4)$$

$$M_k = \frac{1912}{2 \cdot \pi \cdot 4} = 79,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

- ω ... úhlová rychlost, $\omega = 25,13 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$
- n ...otáčky šneku, $n = 4 \text{ s}^{-1}$

6 Axiální síla

Díky posunu dopravovaného materiálu pomocí rotace šnekovnice působí v ose hřídele axiální zatížení, které je nutno zachytit v ložiscích.

6.1 Axiální síla šnekovnice A

$$F_{av} = \frac{M}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$F_{av} = \frac{79,6}{0,126 \cdot \operatorname{tg}(17,7 + 0,32)} = 1951,8 \text{ N}$$

Vztah (4) dle [1], kde:

- M... hnací moment na hřídeli šneku, $M = 79,6 \text{ N}\cdot\text{m}$
- R_s ... účinný poloměr šnekovnice, $R_s = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 0,315 = 0,126 \text{ m}$
- α ... úhel stoupání mezi materiálem a šnekem, $\alpha = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\pi \cdot D}{D}\right) = 17,7^\circ$
- φ ... třecí úhel mezi materiálem a šnekem, $\varphi = \operatorname{tg}(\alpha) = 0,32^\circ$

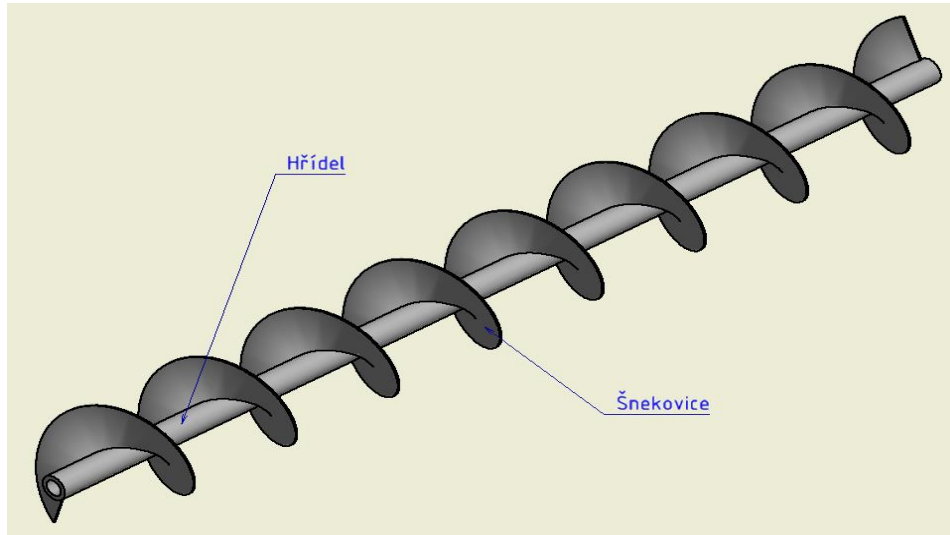
6.2 Axiální síla šnekovnice B

$$F_{am} = \frac{M}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (6)$$

$$F_{am} = \frac{\frac{79,6}{2}}{0,4 \cdot 0,24 \cdot \operatorname{tg}(17,7 + 0,32)} = 1273 \text{ N}$$

7 Hmotnost šnekovnice

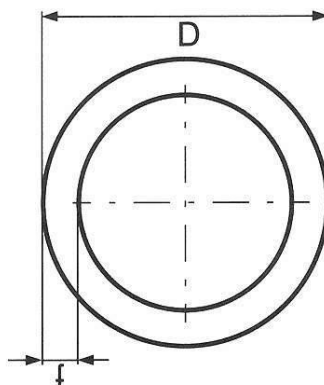
Celková hmotnost šnekovnice je dána součtem hmotností hřídele(trubky) a šnekovice. V tomto výpočtu je zanedbána hmotnost spojovací součásti, která je v porovnání s ostatními částmi zanedbatelná. Výpočet je proveden pro část šnekovnice A.



Obrázek 25: Model Šnekovnice

7.1 Hmotnost hřídele

Hřídel šnekovnice je tvořen bezešvou hladkou kruhovou trubkou od firmy Feron, a.s.. Bylo zvoleno TR 70x12,5. [17]



Obrázek 26: Bezešvá trubka [17]

$$m_t = l_t \cdot m_{t1} \quad [\text{kg}] \quad (7)$$

$$m_t = 3,2 \cdot 17,7 = 56,64 \text{ kg}$$

Kde:

- m_t ... hmotnost hřídele
- m_{t1} ... hmotnost 1 m trubky dle [17], $m_{t1}=17,7$ kg
- l_t ... délka šneku v šikmé části, $l_t=3,2$ m

7.2 Hmotnost šnekovice A

Výpočet hmotnosti šnekovice je proveden dle Guldinovy věty, která se používá pro výpočet povrchu a objemu rotačních těles. [18]

7.2.1 Plocha šnekovice v radiálním řezu

$$S_r = \frac{D_s - R}{2} \cdot t \quad [m^2] \quad (8)$$

$$S_r = \frac{0,315 - 0,07}{2} \cdot 0,005 = 6,13 \cdot 10^{-4} m^2$$

Kde:

- D_s ... vnější průměr šnekovnice, $D_s=0,315$ m
- R ... vnější průměr hřídele, $D=0,07$ m
- t ... tloušťka plechu, $t=0,005$ m

7.2.2 Poloměr mezikruží

$$R_m = \frac{D_s + R}{2} \quad [m] \quad (9)$$

$$R_m = \frac{0,315 + 0,07}{2} = 0,193 \text{ m}$$

7.2.3 Dráha těžiště

$$X_R = \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R_m)^2 + D_s^2} \quad [m] \quad (10)$$

$$X_R = \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,193)^2 + 0,315^2} = 1,25 \text{ m}$$

7.2.4 Objem jednoho závitu

$$V = S_r \cdot X_R \quad [\text{m}^3] \quad (11)$$

$$V = 6,13 \cdot 10^{-4} \cdot 1,25 = 7,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

7.2.5 Celkový objem šnekovice

$$V_c = V \cdot x \quad [\text{m}^3] \quad (12)$$

$$V_c = 7,66 \cdot 10^{-4} \cdot 10,2 = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Kde:

- x ... počet závitů na hřídeli, $x = \frac{l_t}{D} = \frac{3,2}{0,315} = 10,2$ závitů

7.2.6 Celková hmotnost šnekovice

$$m_g = V_c \cdot \rho \quad [\text{kg}] \quad (13)$$

$$m_g = 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 = 61,2 \text{ kg}$$

Kde:

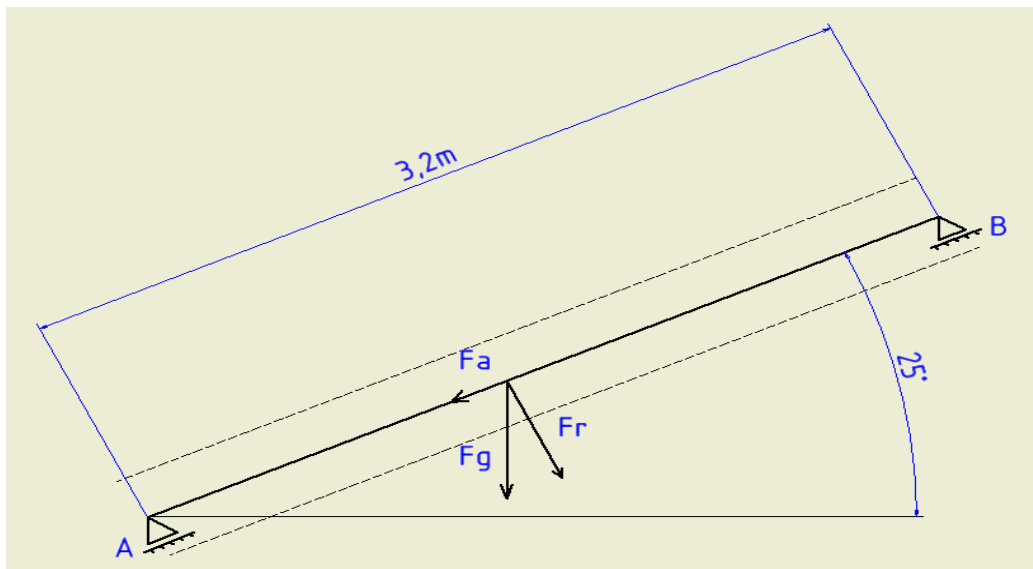
- ρ ... hustota pro zvolený materiál S 235, $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [21]

8 Výpočet působících sil

Z výše získaných rozměrů je pro další výpočty potřeba určit působící síly pro jednotlivé uzly, aby mohly být nadimenzovány jednotlivé spoje.

8.1 Síly na šnekovnici A

V této části jsou působící síly způsobeny tíhou samotné šnekovnice, silou od posouvání materiálu a také tíhovými silami jednotlivých spojovacích součástí, které ovšem v těchto výpočtech neuvažujeme, neboť jsou ve srovnání se samotnou šnekovnicí zanedbatelné.



Obrázek 27: Schéma působení sil na velkém šneku

8.1.1 Tíhová síla od hmotnosti šnekovnice A

$$F_{g1} = m_c \cdot g \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$F_{g1} = 117,7 \cdot 9,81 = 1154,6 \text{ N}$$

Kde:

- $m_c \dots$ je součet hmotnosti hřídele a šnekovnice, $m_c = m_t \cdot m_{\xi} = 117,7 \text{ kg}$

8.1.2 Axiální síla od hmotnosti šnekovnice A

$$F_{a1} = F_{g1} \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_{a1} = 1154,6 \cdot \sin(25) = 488 \text{ N}$$

Kde:

- α ... úhel sklonu dopravníku, $\alpha = 25^\circ$

8.1.3 Radiální síla od hmotnosti šnekovnice A

$$F_{r1} = F_{g1} \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_{r1} = 1154,6 \cdot \cos(25) = 1046 \text{ N}$$

8.2 Síly na hnací hřídeli ve žlabu

Tato hřídel se nachází ve vodorovné pozici, takže působící tíhová síla způsobuje pouze radiální zatížení. Dále na hřídel působí ohybová síla od řetězového převodu na konci této hřídele, tato síla je však nepatrná, vzhledem k ostatním působícím silám, proto se v následných výpočtech neuvažuje.

$$F_{rh} = m_h \cdot l_h \cdot g \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F_{rh} = 7,553 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = 118,6 \text{ N}$$

Kde:

- m_h ... hmotnost hřídele dle [17], pro průměr tyče 35 mm, $m_h = 7,553 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
- l_h ... délka hřídele, $l_h = 1,6 \text{ m}$

8.3 Síly na šnekovnici B

Na šnekovnici B, tak jako na šnekovnici A, působí radiální síly tvořeny tíhovou silou, která je způsobena vlastní hmotností šneku a poté axiální síla, která je způsobena posouváním materiálu.

8.3.1 Radiální síla na šnekovnici B

$$F_{r2} = F_{g2} = (m_{s2} + m_{h2}) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$F_{r2} = 444,4 \text{ N}$$

Kde:

- F_{g2} ... tíhová síla od hmotnosti šnekovnice [N]
- m_{s2} ... hmotnost šnekovnice B, $m_{s2} = 20,5 \text{ kg}$
- m_{h2} ... hmotnost hřídele šnekovnice B o průměru 30 mm, dle [17],

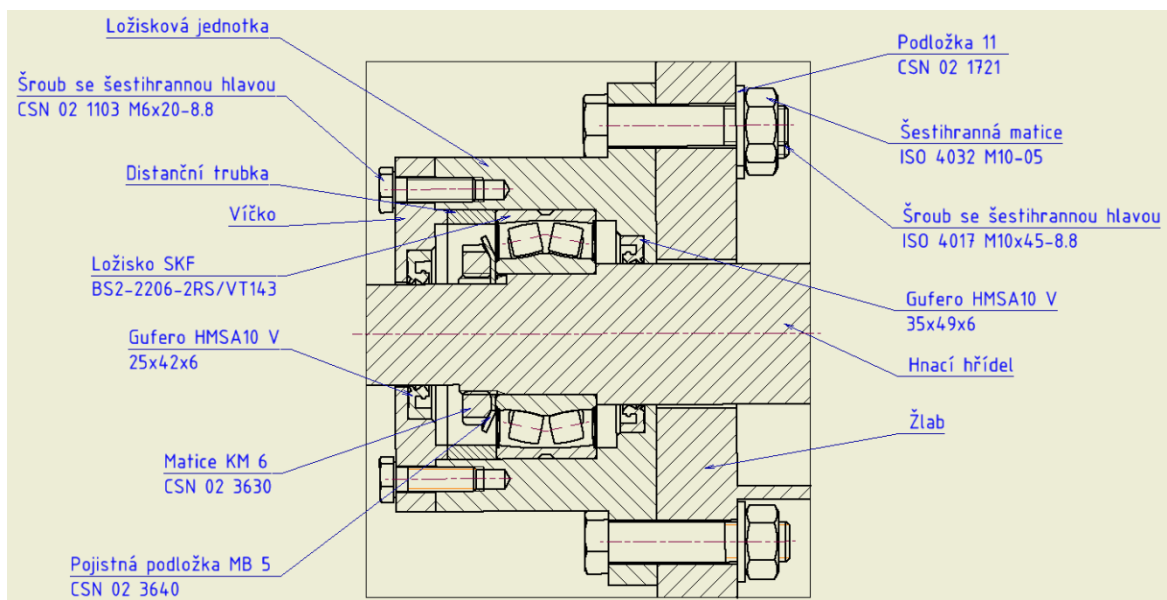
$$m_{h2} = 9,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

9 Návrh ložisek

Do řešené části stroje byly zvoleny ložiska dle provedené rešerše. Na stěně žlabu jsou valivá soudečková ložiska, která zachycují radiální i axiální zatížení, pro zachycení radiálních sil uvnitř žlabu a trubky pak kluzná ložiska. Návrh ložisek byl proveden dle [6].

9.1 Axiálně zatížené ložisko od šnekovnice A

Z důvodu axiálního i radiálního zatížení bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko BS2-2206-2RS/VT143 od firmy SKF, uloženo a axiálně zajištěno viz obr.26



Obrázek 28: Uložení a axiální zajištění ložiska

Vstupní parametry:

- Axiální síla $F_a = F_{av} + F_{a1} = 2147,7 \text{ N}$, dle (4) a (13)
- Radiální síla $F_r = F_{rh} = 118,6 \text{ N}$, dle (15)
- Otáčky hřídele $n = 240 \text{ min}^{-1}$

Parametry zvoleného ložiska dle [19]:

- základní dynamická únosnost: $C = 66100 \text{ N}$
- součinitel radiálního zatížení: $X = 0,44$
- součinitel axiálního zatížení: $Y = 3,3$
- ložiskový mocnitel: $p = \frac{10}{3}$
- mezní hodnota výpočtu zatížení: $e = 0,31$

Poměr radiální a axiální síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2147,7}{118,6} = 18,1 > e \quad (19)$$

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F = 0,44 \cdot 118,6 + 3,3 \cdot 2147,7 = 7113,4 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{h}] \quad (21)$$

$$L_h = \left(\frac{66100}{7113,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 240} = 117143 \text{ h}$$

9.2 Axiálně zatížené ložisko od šnekovnice B

Na šnekovnici B bylo zvoleno ložisko SKF BS2-2205-2RS/VT143 a ve stroji bylo uloženo obdobně jako šnekovnice A viz obr.28.

Vstupní parametry:

- Axiální síla $F_a = F_{am} = 1273 \text{ N}$, dle (5)
- Radiální síla $F_r = F_{rh} = 444,4 \text{ N}$, dle (17)
- Otáčky hřídele $n = 240 \text{ min}^{-1}$

Parametry zvoleného ložiska dle [19]:

- základní dynamická únosnost: $C = 49900 \text{ kN}$
- součinitel radiálního zatížení: $X = 0,44$
- součinitel axiálního zatížení: $Y = 2,9$
- ložiskový mocnitel: $p = \frac{10}{3}$
- mezní hodnota výpočtu zatížení: $e = 0,31$

Poměr radiální a axiální síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1273}{444,4} = 2,9 > e$$

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{N}]$$

$$F = 0,44 \cdot 444,4 + 2,9 \cdot 1273 = 3887,24 \text{ N}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{h}]$$

$$L_h = \left(\frac{49900}{3887,24}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 240} = 343954 \text{ h}$$

Z vypočtených trvanlivostí ložisek vyplývá, že ložiska vyhovují.

10 Pevnostní kontroly

V následujících výpočtech byly zkontrolovány jednotlivé navržené součásti a spoje vzhledem k příslušnému namáhání.

10.1 Hřídel šnekovnice A

Tato hřídel přenáší kroutící moment a je zatěžována již vypočtenými silami, proto jsou dále provedeny kontroly na ohyb a na krut, ze kterých byla určena celková bezpečnost pro tuto část.

10.1.1 Kontrola na ohyb

Maximální ohybový moment

$$M_{o1max} = \frac{F_{r1} \cdot l_t}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (22)$$

$$M_{o1max} = \frac{1046 \cdot 3,2}{2} = 1673,6 \cdot 10^3 N \cdot mm$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_H^4)}{32 \cdot D_H} \quad [mm^3] \quad (23)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (70^4 - 45^4)}{32 \cdot 70} = 27,9 \cdot 10^3 mm^3$$

Kde:

- D_H ... vnější průměr hřídele, $D_H = 70 mm$
- d_H ... vnitřní průměr hřídele, $d_H = 45 mm$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (24)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{1673,6 \cdot 10^3}{27,9 \cdot 10^3} = 60 N \cdot mm^{-2}$$

10.1.2 Kontrola na krut

Kroutící moment

$$M_k = 79,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průřezový modul v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_H^4)}{16 \cdot D_H} \quad [\text{mm}^3] \quad (25)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot (70^4 - 45^4)}{16 \cdot 70} = 55,8 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{o1max}}{W_{o1}} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (26)$$

$$\tau_{k1} = \frac{79,6 \cdot 10^3}{55,8 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

10.1.3 Redukované napětí podle hypotézy τ_{max}

$$\sigma_{1red} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + \alpha \cdot \tau_{k1}^2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (27)$$

$$\sigma_{1red} = \sqrt{60^2 + 4 \cdot 1,4^2} = 60,07 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Kde:

- α ... výpočtový koeficient hypotézy τ_{max} , $\alpha = 4$

10.1.4 Bezpečnost

Pro materiál 11 353.1, byla vypočtena celková bezpečnost.

$$k_1 = \frac{R_m}{\sigma_{1red}} \quad [1] \quad (28)$$

$$k_1 = \frac{343}{60,07} = 5,7$$

Kde:

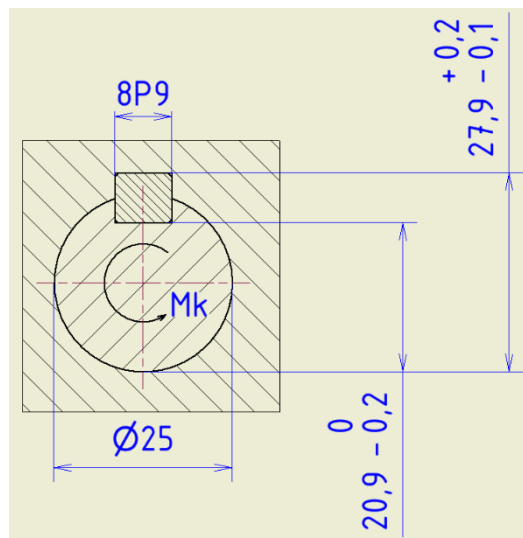
- R_m ... mez kluzu pro zvolený materiál dle [20], $R_m = 343 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

10.2 Kontrola spojení pomocí těsného pera

Spojení náboje s hřídelem pomocí těsného pera je použito na konci žlabu pro přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a řetězovými koly.

Vstupní hodnoty:

- Průměr hřídele pro pero $d_H = 25 \text{ mm}$
- Kroutící moment $M_k = 79600 \text{ N} \cdot \text{mm}$



Obrázek 29: Pero těsné

Dle [4] pro průměr hnací hřídele 25 mm byla určena velikost těsného pera 8e7x7, z pevnostní podmínky byla určena minimální délka pera pro přenos známého kroutícího momentu. Dovolené napětí, dle [4], bylo zvoleno pro nepohyblivý spoj.

10.2.1 Kontrola na otláčení

Pevnostní podmínka:

$$p_D = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot l_a} \quad [\text{Mpa}] \quad (29)$$

Kde:

- h ... výška pera, $h = 7 \text{ mm}$
- p_D ... dovolený tlak dle [4], $p_D = 65 \text{ Mpa}$

Obrázek 30: Pero těsné

Z pevnostní podmínky (28) určíme minimální funkční délku pera:

$$l_{amin} = \frac{4 \cdot M_k}{d_H \cdot h \cdot p_D} \quad [mm]$$

$$l_{amin} = \frac{4 \cdot 79600}{25 \cdot 7 \cdot 65} = 27,5 \text{ mm}, \text{ minimální přípustná délka dle [3], } l_a = 28 \text{ mm}$$

Celková délka pera je tedy:

$$l = l_a + b$$

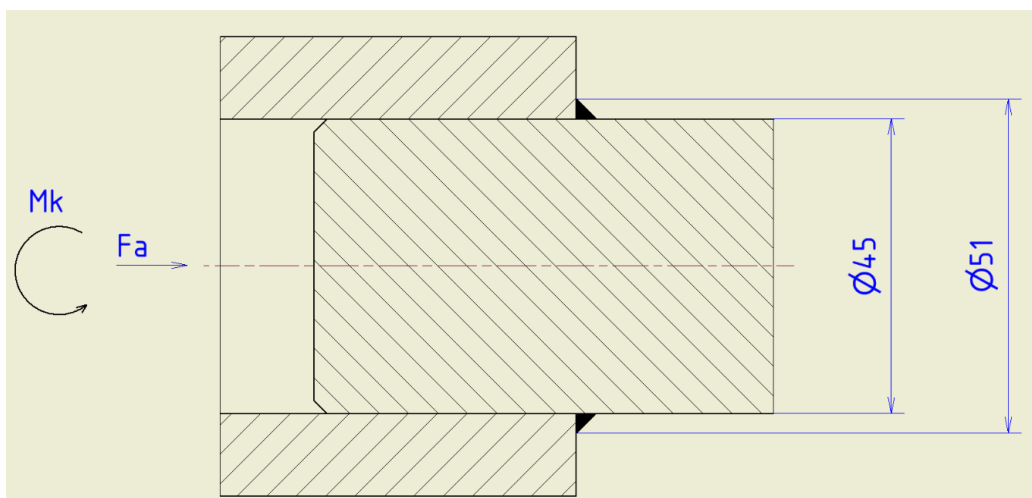
$$l = 28 + 8 = 36 \text{ mm}$$

U normalizovaných per je poměr h/b volen tak, aby při splnění kontrole na otláčení byla automaticky splněna i kontrola na střih. [4]

Dle [3] bylo zvoleno: PERO 8e7x7x36. Pro přenos kroutícího momentu z řetězových kol na šnekovnice B bylo zvoleno PERO 6e7x6x28, přičemž kontrola byla provedena obdobně jako pro pero na šnekovnici A.

10.3 Kontrola svarového spoje

Svarový spoj spojuje šnekovnici A a spoj, na který navazuje kardanův kloub. Tento svar přenáší kroutící moment od pohonu a také na něj působí axiální síla od šnekovnice A viz obr.31.



Obrázek 31: Zatížení svarového spoje

10.3.1 Zatížení od axiální síly

$$\tau_t = \frac{F_{a1}}{\frac{\pi(D_v^2 - d^2)}{4}} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (30)$$

$$\tau_t = \frac{2147,7}{\frac{\pi(51^2 - 45^2)}{4}} = 4,75 N \cdot mm^{-2}$$

Kde:

- d... průměr hřídele (vnitřní průměr náboje), $d = 45 \text{ mm}$
- a... šířka svaru, $a = 3 \text{ mm}$
- D_v ... průměr svaru, $D_s = d + 2 \cdot a = 51 \text{ mm}$

10.3.2 Zatížení od kroučícího momentu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot D_v^3 (1 - (\frac{d}{D_v})^4)}{16}} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (31)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{79600}{\frac{\pi \cdot 51^3 (1 - (\frac{45}{51})^4)}{16}} = 7,76 N \cdot mm^{-2}$$

10.3.3 Pevnostní kontrola svaru

Redukované zatížení:

$$\tau_{sv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_t}{\alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{\tau_k}{\alpha_k}\right)^2} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (32)$$

$$\tau_{sv} = \sqrt{\left(\frac{4,75}{0,5}\right)^2 + \left(\frac{7,76}{0,5}\right)^2} = 10,4 N \cdot mm^{-2}$$

Kde:

- α_t ... převodní součinitel svaru, $\alpha_t = 0,5$
- α_k ... převodní součinitel svaru, $\alpha_k = 0,5$

Pevnostní podmínka:

$$\tau_{sv} \leq \sigma_D \cdot \beta \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (33)$$

$$18,2 \leq 160 \cdot 0,8$$

Kde:

- σ_D ... mez kluzu pro materiál 11 600, $\sigma_D = 160 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ [27]
- β ...součinitel pro svarové spoje, $\beta = 0,8$

Z kontroly pomocí pevnostní podmínky (33) vyplývá, že svar vyhovuje danému zatížení.

11 Řetězový převod

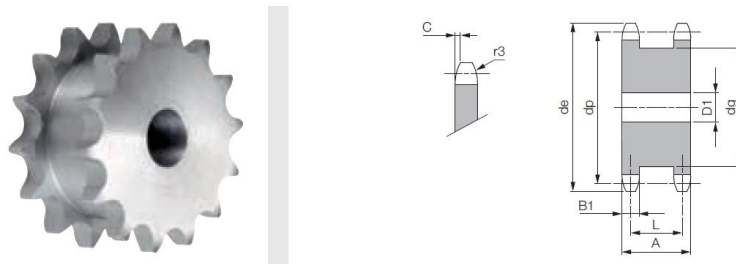
Vzhledem k prostorovému omezení byl převodový převod navržen dle firemních zvyklostí, kde se vychází z rozměrů zvoleného řetězového kola a dále pak z přenášeného kroutícího momentu. Z těchto parametrů se určí tažná síla v řetězu, která se poté porovná s tzv. „Max allowable load“, která odpovídá 1/3 síly potřebné k přetržení řetězu.

11.1 Návrh převodu

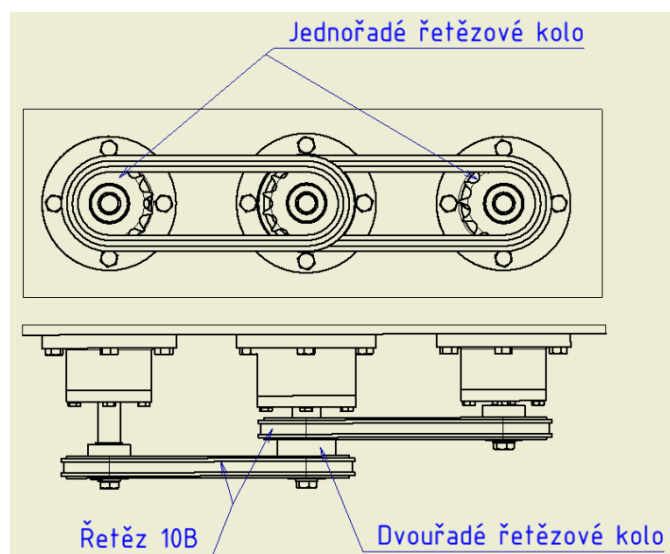
Dle rozměrů dopravníku bylo zvoleno řetězové kolo pro dva 1-řadé řetězy 10B od firmy Haberkorn viz obr. 30 [22]. Podle řetězového kola byly vybrány 2 jednořadé řetězy 10B.

Vstupní parametry:

- Kroutící moment $M_k = 79600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$
- Průměr řetězového kola: d_e , dle [22], $d_{\ddot{r}} = 78,2 \text{ mm}$



Obrázek 32: Hnací řetězové kolo firmy Haberkorn [22]



Obrázek 33: Navržený řetězový převod

11.1.1 Výpočet tažné síly v řetězu

Síla v řetězu je pro jednotlivé řetězy totožná, přičemž kroutící moment je souměrně rozdělen mezi dvě řetězová kola s přírubou na hřídelích šnekovnic B.

$$F_{\check{r}et} = \frac{\frac{M_k}{2}}{\frac{d_e}{2}} \quad [\text{N}] \quad (34)$$

$$F_{\check{r}et} = \frac{\frac{79600}{2}}{\frac{78,2}{2}} = 2035,8 \text{ N}$$

11.2 Kontrola převodu

V této části jsou kontrolovány síly pro přetržení řetězu a poté je provedena kontrola dle [5] pro statickou a dynamickou bezpečnost.

11.2.1 Kontrola tažné síly

$$F_{\check{r}et} \leq F_{\check{r}D} \quad (35)$$

$$2035,8 \leq 6170$$

Kde:

- $F_{\check{r}D}$... „Max allowable load“, $F_{\check{r}D} = 6170 \text{ N}$, dle [23]

11.2.2 Kontrola statické a dynamické bezpečnosti

Jednotlivé síly:

- Síla od vlastní tíhy řetězu Q_q
- Síla od působení odstředivých sil Q_c
- Obvodová síla $F_{\check{r}}$

Výpočet:

$$Q_q = k \cdot q \cdot a \cdot g \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$Q_q = 3 \cdot 0,9 \cdot 0,13 \cdot 9,81 = 3,44 \text{ N}$$

Kde:

- k ...součinitel pro šikmý převod, $k = 3$
- q ...měrná hmotnost řetězu, $q = 0,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

- a ... osová vzdálenost, $a = 0,13 \text{ m}$
- g ... tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

$$Q_c = q \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (37)$$

$$Q_c = 0,9 \cdot 0,98^2 = 0,86 \text{ N}$$

Kde:

- v ... obvodová rychlost řetězového kola, $v = \omega \cdot \frac{d_e}{2} = 25,13 \cdot \frac{0,782}{2} = 9,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 25,13 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_e} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$F_{\check{r}} = \frac{2 \cdot 79,6}{0,0782} = 2035,8 \text{ N}$$

$$Q_1 = Q_q + Q_c + F_{\check{r}} \quad [\text{N}] \quad (39)$$

$$Q_1 = 3,44 + 0,86 + 2035,8 = 2040,1 \text{ N}$$

$$k_s = 7 \leq \frac{F_{Pt}}{Q_1} \quad (40)$$

$$k_s = 7 \leq \frac{22400}{2040,1} = 11$$

Kde:

- F_{Pt} ... síla potřebná k přetržení řetězu, $F_{Pt} = 22400 \text{ N}$
- Q_1 ... celková síla v tažném pásmu

$$k_d = 5 \leq \frac{F_{Pt}}{Y \cdot Q_1} \quad (41)$$

$$k_d = 5 \leq \frac{22400}{2 \cdot 2040,1} = 5,5$$

Kde:

- Y ... součinitel rázu, pro menší rázy: $Y = 2$

Z provedených výpočtů vyplývá, že navržený řetěz vyhovuje zadaným požadavkům i vypočteným bezpečnostem dle [5].

12 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši šnekových dopravníků, návrh konstrukce a následně provést kontrolní výpočty.

Nejprve byly z provedené rešerše zvoleny vstupní parametry, které byly použity pro výpočet průměru šnekovnic. Poté byly vypočteny hmotnosti jednotlivých součástí, které určily síly působící na jednotlivé prvky dopravníku. Pro zjištění síly byly navrženy průměry hřídelí a tyto pak byly zkontrolovány na kombinované namáhání. Uložení hřídelí uvnitř dopravníku bylo provedeno pomocí kluzných ložisek, na konci žlabu pak valivými soudečkovými ložisky, které byly uloženy tak, aby zachycovali axiální síly od šnekovnic. Spojení hřídelí, které se vůči sobě musí naklánět (výstup ze žlabu), bylo vyřešeno pomocí Kardanových kloubů, které tento pohyb umožňují a zároveň přenáší kroutící moment, tento kloub je spojen s hřídelí pomocí čepu. Následně byl vzhledem k prostorovému omezení navržen řetězový převod, který převádí kroutící moment z hnací hřídele na dvě krajní šnekové hřídele. Přenos kroutícího momentu od pohonu ke šnekovnicím je vyřešen převodovou skříní do potřebného úhlu. Připojení ke zdroji energie je realizováno pomocí rovnobokého drážkování, které umožňuje připojení k vývodovému hřídeli traktoru. Jednotlivé výpočty a kontroly byly popsány a zároveň vyhodnoceny v jednotlivých kapitolách.

Přiložená výkresová dokumentace vychází z provedených návrhů a kontrol, byla vytvořena v programu Autodesk Inventor 2016 a obsahuje výkres sestavy, kterou se tato práce zabývá.

13 Seznam použité literatury

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKORPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: VUT, 1988, 277 s.
- [2] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, ALFA, 1979.
- [3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978- 80-01-04138-3.
- [5] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1934-9.
- [6] KUGL, Otmar, Jiří HOUKAL, Pavel TOMEK a Jiří ZÝMA. Projekt - 3. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1638-2.
- [7] Montáže Přerov a.s. [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.montaze.cz/vyroba/provozovna-hranice/>
- [8] *Professional screw conveyor equipment: Multi Spiral Sonveyor* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.goding.com.tw/en/product.php?CNo=41>
- [9] *Šnekový dopravník žlabový (ZSD): Kešner a.s.* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/snekovy-dopravnik-zlabovy-zsd/>
- [10] *Zemědělská technika: Pageride-Sklízecí mlátičky John Deere řady T* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.stroje.websnadno.cz/John-Deere-kombajn.html>
- [11] *Šnekové dopravníky poháněné hydropohonem: S výpadem do strany-DF 815* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://www.canagro.cz/snekove-dopravniky-pohanene-hydropohonom-s-vypadem-do-strany>

- [12] *John Deere: Grain cart* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/111393790757039596/>
- [13] *Brent: Grain carts-single auger* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://www.brentequip.com/grain-carts/v-series/>
- [14] *Commander ag-quip: Grain Commander Swing Away Augers* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.commanderagquip.com.au/swing-away-augers>
- [15] ČSN ISO 1050 (262808). *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Šnekové dopravníky*. 1993.
- [16] ZETOR TRACTORS a.s. [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz>
- [17] Feron, a.s. [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>
- [18] *Strojirenství: Guldinovy věty* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2008/10/guldinovy-vty.html>
- [19] SKF a.s. [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [20] *Návrh technologie součástí v podmínkách malé strojírenské firmy*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Milan Kalivoda.
- [21] *Ocelář.cz: Materiálové charakteristiky* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/materchar.aspx>
- [22] *Haberkorn: Pohonné systémy-Pohony řetězy* [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz>
- [23] OCM SELUBE chain [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.ocm.co.jp/en/SELUBECHAIN.html>

- [24] HAS CZ a.s: CAO - kombinované šnekové dopravníky [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/cao-kombinovane-snekove-dopravniky>
- [25] Šnekový dopravník paliva do násypky. [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <https://www.greeneco.cz/snekove-dopravniky-greeneco>
- [26] Šnekové dopravníky DOZAMECH: Šnekový dopravník "svislý" s násypkou a motorem dole [online]. [cit. 2018-06-23]. Dostupné z: <http://www.snekovedopravniky.eu/snekove-dopravniky>
- [27] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. ČÁSTI STROJŮ. 1.svazek. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989

14 Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma šnekového dopravníku [9].....	- 1 -
Obrázek 2: Vodorovný šnekový dopravník [24].....	- 2 -
Obrázek 3: Šikmý šnekový dopravník [25]	- 3 -
Obrázek 4: Svislý šnekový dopravník [26].....	- 3 -
Obrázek 5: Šnek s pravým stoupáním [1]	- 4 -
Obrázek 6: Šnek s levým stoupáním [1].....	- 4 -
Obrázek 7: Šnek s pravým i levým stoupáním s dopravou do dvou míst [1]	- 4 -
Obrázek 8: Šnek s pravým i levým stoupáním s dopravou do středu [1].....	- 5 -
Obrázek 9: Jednošnekový dopravník [7]	- 5 -
Obrázek 10: Čtyřšnekový dopravník [8]	- 6 -
Obrázek 11: Dvoušnekový dopravník [8].....	- 6 -
Obrázek 12: Vodící ložiska šnekovnic [2].....	- 7 -
Obrázek 13: Spojování šnekovnic [2].....	- 7 -
Obrázek 14: Plná šnekovnice [2].....	- 8 -
Obrázek 15: Obvodová šnekovnice [2].....	- 8 -
Obrázek 16: Lopatková šnekovnice [2]	- 8 -
Obrázek 17: Kuželová šnekovnice [2]	- 9 -
Obrázek 18: Schéma žlabu [1]	- 9 -
Obrázek 19: Sklízecí mlátička [10]	- 10 -
Obrázek 20: Plnění secího stroje [11]	- 11 -
Obrázek 21: Vůz na zrna 2 [13].....	- 11 -
Obrázek 22: Vůz na zrna 1 [12].....	- 11 -
Obrázek 23: Mobilní šnekový dopravník [14].....	- 12 -
Obrázek 24: Model s umístěním šnekovnic.....	- 13 -
Obrázek 25: Model Šnekovnice.....	- 17 -
Obrázek 26: Bezešvá trubka [17]	- 17 -
Obrázek 27: Schéma působení sil na velkém šneku.....	- 20 -
Obrázek 28: Uložení a axiální zajištění ložiska	- 23 -
Obrázek 29: Pero těsné	- 28 -
Obrázek 30: Pero těsné	- 28 -
Obrázek 31: Zatížení svarového spoje.....	- 29 -
 Mobilní šnekový dopravník	 - 39 -

Obrázek 32: Hnací řetězové kolo firmy Haberkorn [22] - 32 -
Obrázek 33: Navržený řetězový převod - 32 -

15 Seznam příloh

Příloha 1: Výkres sestavy