



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Experimentální spirálový dopravník

Experimental spiral conveyor

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Josef GRILL

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. František Lopot, Ph.D

Zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Experimentální spirálový dopravník“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 09. 08. 2021

Josef Grill

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Fratišku Lopotovi, Ph.D., za jeho odborné rady a vedení při psaní práce, panu Ing Ondřeji Štočkovi za pomoc při navrhování konstrukce, dále všem svým blízkým za podporu a paní Mgr. Iloně Turzové za jazykovou korekturu.

Anotační list

Jméno autora: Josef Grill

Název BP: Experimentální spirálový dopravník

Anglický název: Experimental spiral conveyor

Rok: 2021

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

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

Konzultant: Ing. Ondřej Štoček

Bibliografické údaje:	počet stran	47
	počet obrázků	46
	počet tabulek	2
	počet příloh	4

Klíčová slova: šnekový dopravník, experimentální, bezosý, spirála

Keywords: srew conveyor, experimental, shaftless, spiral

Anotace:

Tato práce se zabývá výpočtem parametrů, které budou použity pro konstrukci experimentálního spirálového dopravníku. Práce obsahuje potřebné výpočty a základní návrh konstrukce samotného dopravníku. Model dopravníku je představen pomocí souhrnného výkresu a 3D modelu v aplikaci Autodesk Inventor.

Abstract:

This thesis deals with the calculation of parameters that will be used for the design of an experimental shaftless conveyor. The work contains the necessary calculations and the basic design of the conveyor itself. The model of the conveyor is presented using a summary drawing and a 3D model in Autodesk Inventor.

OBSAH

Obsah	VI
1. Úvod	- 1 -
2. Cíl práce	- 2 -
3. Rešerše	- 3 -
3.1. Šnekový dopravník.....	- 3 -
3.2. Šnekovnice	- 4 -
3.3. Žlab/Trubice	- 8 -
3.4. Pohon	- 8 -
4. Návrhové výpočty.....	- 9 -
4.1. Objemový dopravní výkon.....	- 9 -
4.2. Dopravní výkon.....	- 10 -
4.3. Potřebný výkon elektromotoru.....	- 10 -
4.4. Pohonná jednotka	- 16 -
5. Výpočty sil.....	- 17 -
5.1. Hmotnost materiálu, spirály a radiální síla	- 17 -
5.2. Radiální síla.....	- 19 -
5.3. Axiální síla	- 19 -
6. Konstrukce	- 20 -
6.1. Šnekovnice	- 21 -
6.2. Hřídel pohonu	- 22 -
6.3. Žlab	- 22 -
6.4. Příruby.....	- 23 -
6.4.1. Horní příruba.....	- 23 -
6.4.2. Spodní příruba.....	- 23 -
6.5. Podpůrná konstrukce	- 24 -
Násypka.....	- 27 -
6.6. Axiální jištění spirály	- 30 -
6.7. Zvedací mechanismus	- 33 -
7. Kontroly	- 34 -
7.1. Kontrola šroubu na tah.....	- 34 -
7.2. Kontrola svarů	- 35 -
7.3. Kontrola axiálního ložiska.....	- 37 -
Závěr	- 39 -
Zdroje.....	- 40 -

1. Úvod

Šnekové dopravníky se používají pro dopravu sypkých látek ve vodorovném, mírně skloněném nebo svislém směru. Jejich výhodou je jednoduchá konstrukce a možnosti použití pro různé materiály. Nevýhodou je pak velké opotřebení pracovních částí, velké nároky na energii pro pohon při nízké účinnosti dopravy a může docházet k drcení materiálu.

Přestože navrhuji spirálový dopravník, používám normy ČSN ISO 1050 – Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, šnekové dopravníky nebo ČSN ISO/TR 9172 – Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, Bezpečnostní předpisy pro šnekové dopravníky. Tyto zmiňované normy jsou pro šnekovnice s osou. Pro bezosé šnekovnice jsem normy nenašel, proto budu používat právě výše uvedené normy. Pro bezosé spirály nejsou ani vztahy pro výpočty nebo hodnoty součinitelů. Při výpočtech musím proto používat vztahy uvedené pro šneky s osou nebo hodnoty odhadovat a volit podle domluvy s vedoucím práce. Přesné hodnoty budou zjistitelné až zpětně po provedení experimentu a měření, které má pak na tomto dopravníku proběhnout.

Zadaná délka dopravníku je 2 metry, přibližný průměr 100 milimetrů. Přesný průměr bude určen podle dostupnosti a možností výrobce. Je možné nechat si vyrobit spirálu nestandardizovaného průměru, ale pro potřeby výzkumu, který bude prováděn na tomto dopravníku, to nemá význam, a proto bude dostačující průměr nabízený výrobcem. Dopravník by měl být schopný pohybu náklonu v rozmezí 0° až 70° a v souvislosti se změnou náklonu ovládat objem plnění.

2. Cíl práce

Cílem práce je vypracovat výpočetní návrh pro stanovení zásadních parametrů bezosého šnekového dopravníku přímo použitelných k jeho výchozímu konstrukčnímu návrhu. V návaznosti na výše uvedené jsou dále definovány dílčí kroky, kterými bude stanoveného cíle dosaženo:

1. vlastní rešerše,
2. výpočetní návrhové výpočty,
3. kontrolní výpočty,
4. základní návrh konstrukce.

Konstrukční návrh bude prezentován ve formě 3D modelu a orientačního výkresu sestavy žlabu, šnekovnice, násypky a pohonné jednotky a bude mít tyto základní vlastnosti:

1. dopravní délka: cca 2 m
2. průměr šnekovnice: 100 mm
3. žlab naklopatelný v rozsahu 0 až 70°
4. velikost plnicího otvoru nastavitelná tak, aby ve všech polohách žlabu byly zaplněny alespoň 3 závity šnekovnice.

Dopravník bude sloužit pro výzkum vlastností bezosých šnekových dopravníků a z tohoto důvodu musí být žlab průhledný.

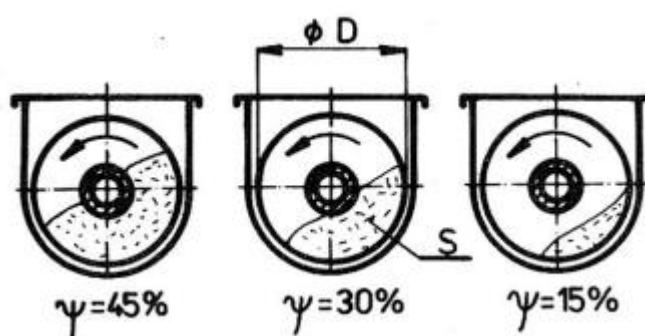
Dopravovaný materiál nesmí být abrazivní, aby nedocházelo k rychlému poškození žlabu, které by se projevilo ztrátou jeho průhlednosti. V konstrukci by se mělo počítat s možností jednoduché výměny žlabu.

3. Rešerše

3.1. Šnekový dopravník

Konstrukce šnekového dopravníku se skládá prakticky ze 3 hlavních částí (šnek, žlab, pohon). Materiál je přemísťován pomocí rotujícího šneku. Podmínkou pohybu je, že tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šneku. Při správné funkčnosti je dopravník zaplněn jen částečně dle obr. 1. Procento naplnění určuje součinitel plnění ψ (obr 2). Množství dopravovaného materiálu se pohybuje mezi $1 - 300 \text{ m}^3/\text{h}$. Maximální délka dopravníku bývá do 60 m . Otáčky šneku jsou voleny $0,2 - 4 \text{ ot./s}$. Maximální dopravní rychlost je do $0,5 \text{ m/s}$

Šnekové dopravníky mají využití při přepravě sypkého nebo tekutého materiálu. Nejběžnější využití je v průmyslu nebo zemědělství při dopravě práškovitých a zrnitých materiálů. Je možné pomocí nich přepravovat i toxické materiály, jelikož vnitřek dopravníku je uzavřen.



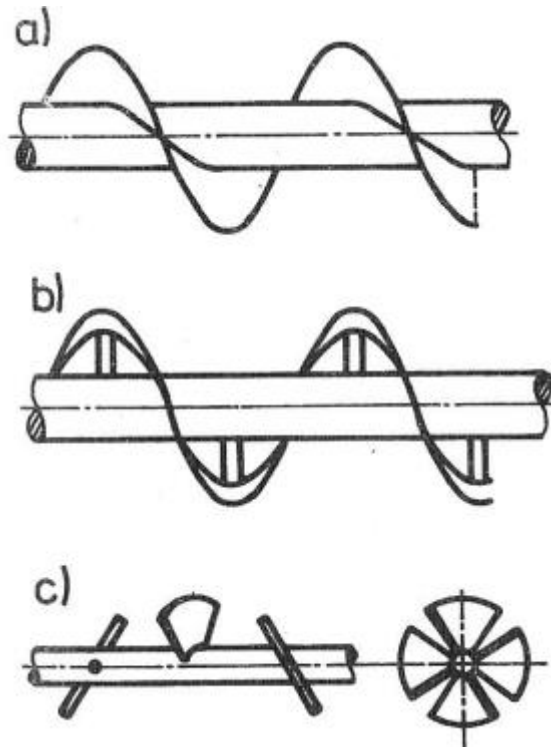
Obr. 1: naplnění žlabu podle procenta zaplnění [2]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	$n [\text{ot.s}^{-1}]$	$v [\text{m.s}^{-1}]$
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
velmi abrazivní, hrubě kusevitý, lepkavý	drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1

Obr. 2: tabulka vlastností a hodnot materiálů [2]

3.2. Šnekovnice

Šnekovnice tvoří pracovní část šneku. Nejčastější formy provedení jsou plné (a), obvodové (b) nebo lopatkové (c), které mají omezené využití. Plné šnekovnice se používají výhradně pro dopravu práškového, jemně zrnitého a nelepivého materiálu, obvodové dokážou přepravovat zrnité a soudržné materiály a lopatkové umožňují dopravovat lepidelné materiály, a zároveň je i můžou promíchávat. [2]

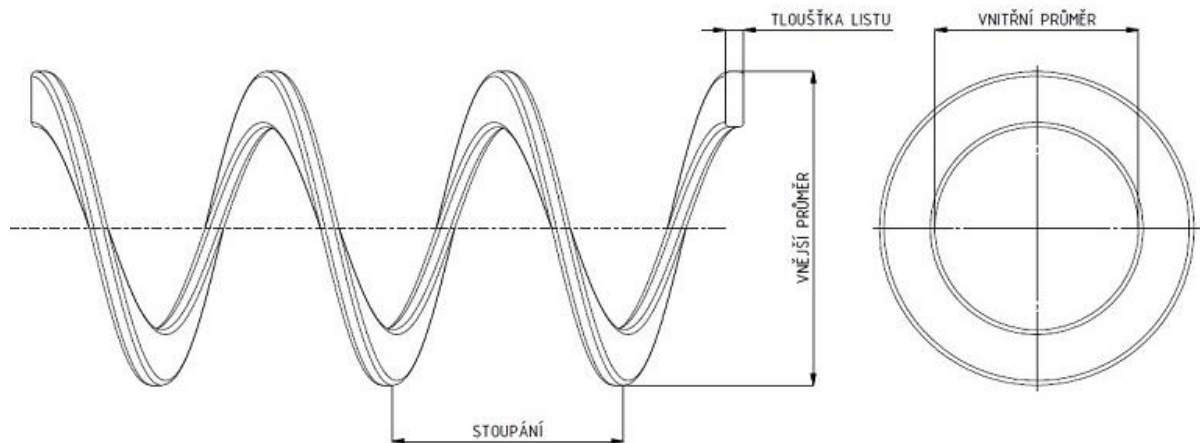


Obr. 3: osová provedení šnekovnice [2]

Poslední provedení je šnekové (spirálové). Toto řešení je nejnovější, a ačkoliv nabízí nejvíce využití, je nejméně zdokumentované a nelze pro něj najít normy, vzorce pro výpočty nebo hodnoty koeficientů.

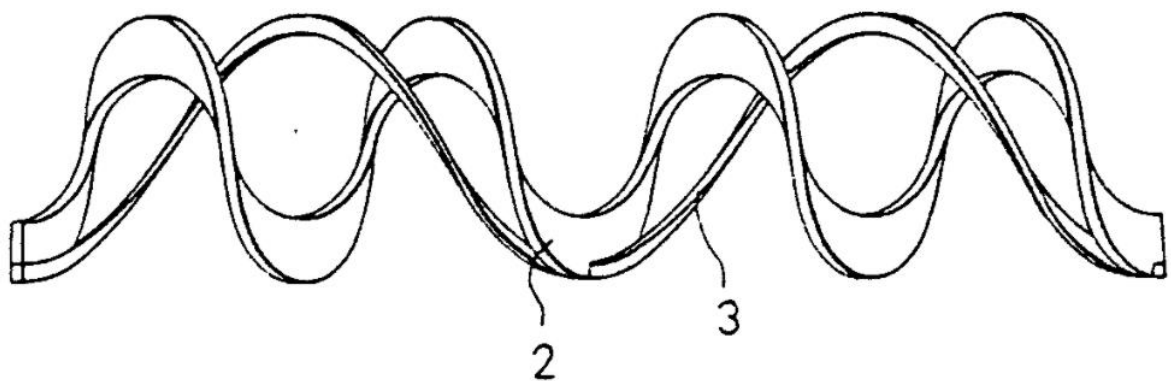
Spirála umožňuje přenos lepidelného nebo zdatelně hrubšího materiálu, a to při stejném průměru jako šnek s osou. Díky absenci hřídel nedochází k lepení materiálu v místě spoje hřídele se spirálou a je zde větší prostor pro přepravu větších kusů materiálů (jmenovitě uhlí, šterk nebo kaly). Netvoří se tak blokace v dopravníku. To je zejména vhodné v průmyslu v případě přepravy toxického odpadu a kalů, ve kterých se vyskytují homogenní částice, jež jsou silně přilnavé a viskózní a je nutné je přepravovat v uzavřeném prostředí [10]. Toto uspořádání bylo patentováno firmou ASAHI ENGINEERING [10] právě za účelem zamezení tvorby blokad.

Jelikož spirála nemá podpůrnou hřídel, dochází k daleko většímu průhybu spirály a při nižších náklonech se spirála opírá o vnitřní stěnu trubice. Tím vzniká tření a opotřebení jak spirály, tak trubice. Dále bylo nutné odstranit jedno z ložisek na opačné straně od pohonu. Pokud by zůstalo ložisko zachováno, docházelo by k pnutí a vibracím. Spirála je tak podepřena pouze na straně pohonu a na druhé straně je středěna materiálem.

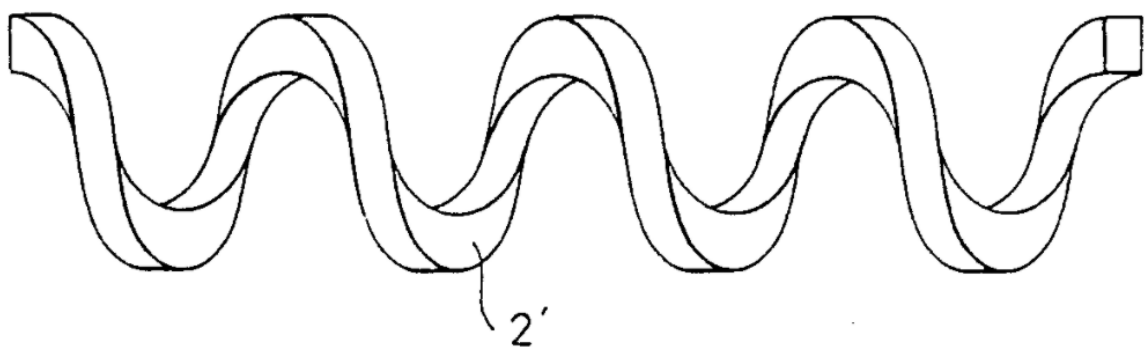


Obr. 4: bezosé provedení [6]

Firma DAIHO CONSTRUCTION CO LTD [9] patentovala spirálový dopravník s „vícechodou“ spirálou, kde primární spirála o standardních rozměrech slouží k přesunu materiálu a sekundární se stejným vnějším rozměrem, ale užší šířkou a odlišným stoupáním, funguje jako výztuha a kompenzace za ztrátu tuhosti v důsledku odstranění hřídele. Toto provedení redukuje potřebné množství materiálu k výrobě spirály a složitost výroby. Není tak nutné dělat silnostěnnou spirálu (obr 6.) Sekundární spirála má taktěž dopravní kapacitu a je možné tak dopravovat materiál rychleji. Výztužná spirála může být implementována po celé délce dopravníku nebo po částech v rozmezí délky primární spirály. [9]



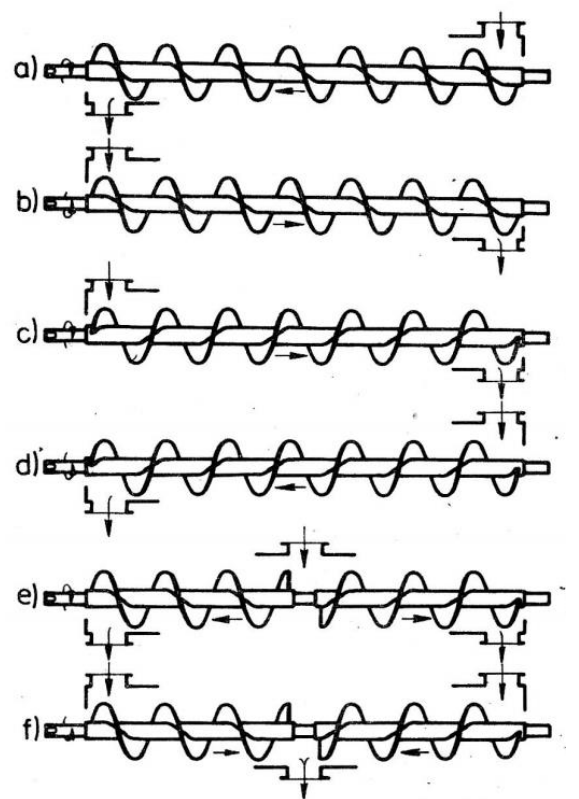
Obr. 5: šnek se dvěma spirálami [9]



Obr. 6: silnostěnné provedení [9]

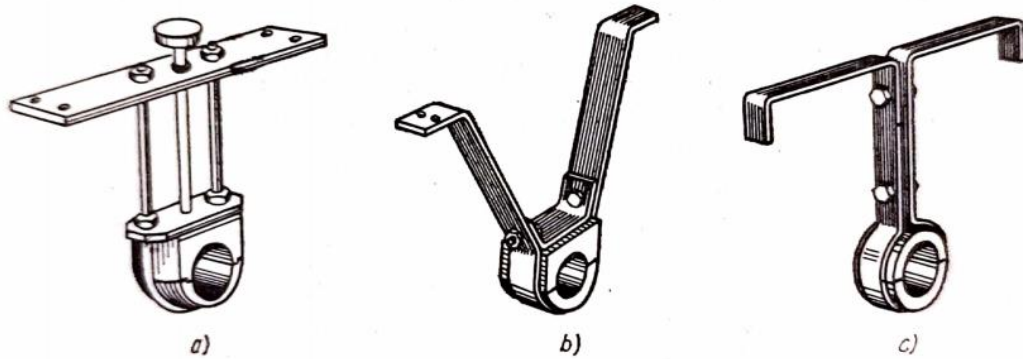
Směr dopravy materiálu ve šneku závisí na smyslu stoupání šnekovnice a jejím otáčení, jak je vidět na obr. 7. Při správné kombinaci je možné docílit toho, že se materiál pohybuje v jednom žlabu protichůdně [2].

- a) Pravé stoupání, otáčení po směru hodinových ručiček. Směr pohybu k pohonu.
- b) Pravé stoupání, otáčení proti směru hodinových ručiček, směr pohybu od pohonu.
- c) Levé stoupání, otáčení po směru hodinových ručiček. Směr pohybu od pohonu.
- d) Levé stoupání, otáčení proti směru hodinových ručiček, směr pohybu k pohonu.
- e) Pravé i levé stoupání, otáčení po směru hodinových ručiček, pohyb do dvou míst.
- f) Pravé i levé stoupání, otáčení proti směru hodinových ručiček. Pohyb do jednoho místa.



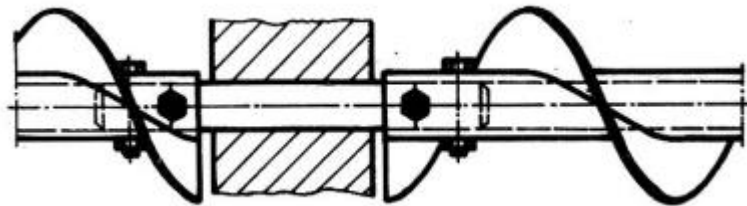
Obr. 7: kombinace sestavení šnekového dopravníku [2]

U šneků s osou je nutné při délce více jak 3 metry použít vodící ložiska jako podpěry, aby nedošlo k příliš velkému průhybu. [1]



Obr. 8: vodící ložiska šneku [1]

Šnek se pak skládá ze segmentů spojených lícovými čepy a šrouby. Alternativní možností je demontovatelná spojka. Vodící ložisko se usazuje mezi segmenty na čep nebo na spojku.

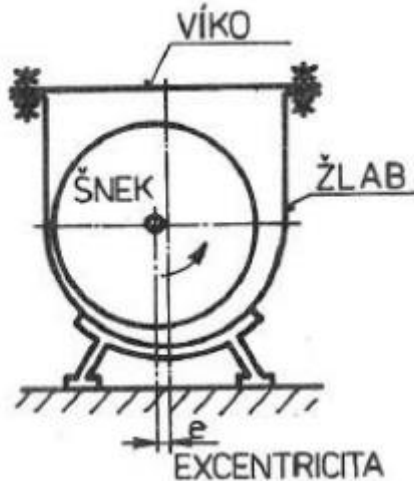


Obr. 9: spojení segmentů šneku čepem [2]

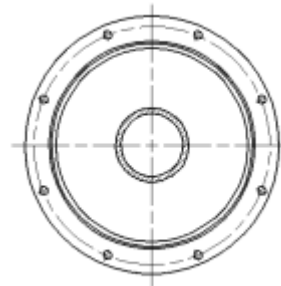
--	--	--

3.3. Žlab/Trubice

Žlaby jsou jako šneky sestaveny ze segmentů o délce 1,6 až 6 metrů. Vyrábí se z plechů o tloušťce 2 - 8 mm. Na horní hraně je zpravidla vytvořený lem, který zvyšuje pevnost žlabu a umožňuje připevnění víka. [1] Druhá používaná varianta je dopravník uložený do trubky. Trubka je zpravidla bežešvá.



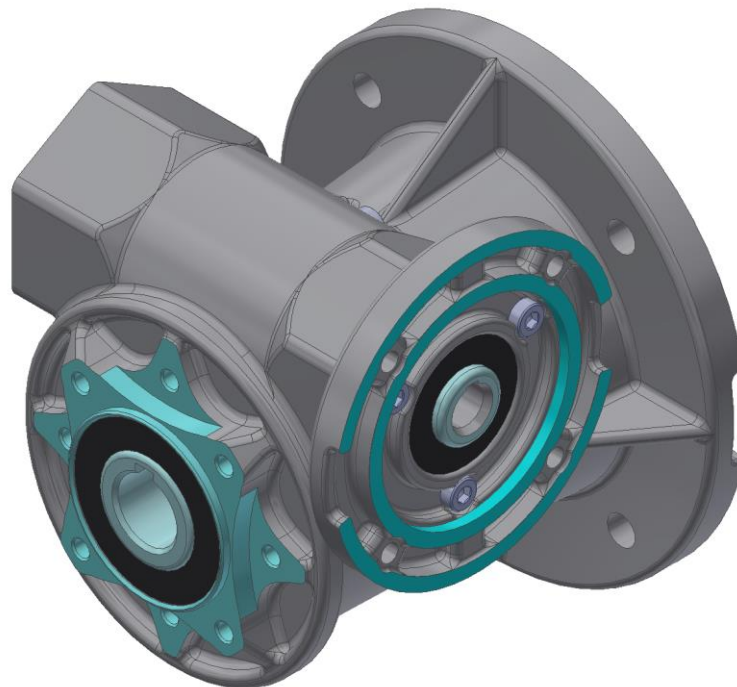
Obr. 10: žlabový dopravník [2]



Obr. 11: trubkový dopravník

3.4. Pohon

Jako pohon budu volit 4 pólovou pohonnou jednotku od firmy TOS Znojmo se zabudovanou šnekovou převodovkou MRT/E. Model vyberu podle požadovaného výkonu a servisního faktoru odpovídajícímu nebo blízkému jedné.



Obr. 12: šneková převodovka MRT/E TOS Znojmo

4. Návrhové výpočty

Hodnoty výkonů se budou měnit podle úhlu naklonění. Je třeba určit maximální hodnotu a s ní dále počítat. Při výpočtech vycházím z předem zvolené komerčně dostupné spirály od výrobce Rataj [6]. Vstupní hodnoty jsou pro lehkou bezosou spirálu SL 95.

Průměr vnější spirály	Stoupání závitu	Průměr vnitřní spirály	Tloušťka spirály
95 mm	66 mm	66 mm	4,7 mm

Výpočty jsou prováděny pro oves, který bude plnit úlohu dopravovaného materiálu v experimentu.

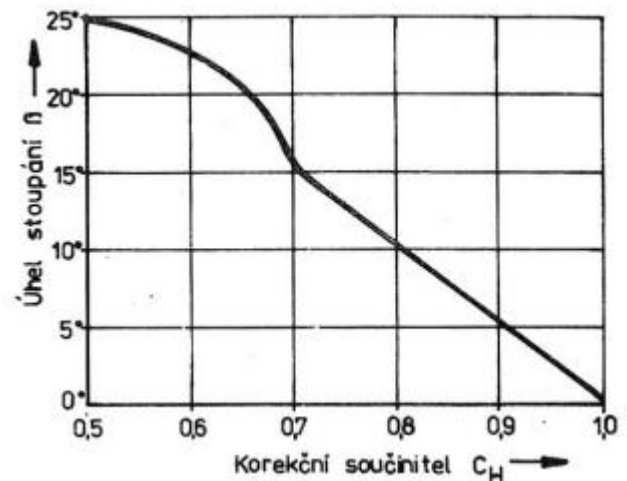
4.1. Objemový dopravní výkon

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} n \cdot s \cdot \psi \cdot C_H \quad 4.1$$

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,095^2}{4} \cdot 2 \cdot 0,066 \cdot 0,45 \cdot 0,1 = 0,152 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- $n = 2 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$ [2] tab 9,1
- C_H (korekční součinitel) volím $< 0,3 \dots C = 0,1$
- ψ ... součinitel plnění [4] pro oves
- n ... počet otáček [3] pro neabrazivní materiály
- D ... vnější průměr spirály
- s ... stoupání spirály

Korekční součinitel C je určen pouze do 25° [1] a není jej možno zjistit pro větší úhly. Při pokusu aproximovat hodnotu křivkou nebo přímkou vychází pro potřebné úhly záporná hodnota součinitele. Určení tohoto koeficientu bude cílem práce prováděné na tomto dopravníku. Pro potřeby výpočtů musím hodnotu součinitele zvolit. Po konzultaci s vedoucím práce volím hodnotu blízkou nule, doporučeně $C = 0,1$.



Obr. 13: závislost korekčního součinitele C na úhlu natočení [2]

4.2. Dopravní výkon

$$Q_V = \frac{Q}{\rho_V} \quad 4.2$$

$$Q = Q_V \cdot \rho_V = 0,152 \cdot 660 = 100,32 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

- Q ... *dopravní výkon*
- ρ_V ... Objemová hmotnost dopravovaného materiálu ... oves $\rho_V = 355 \div 660 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [3]

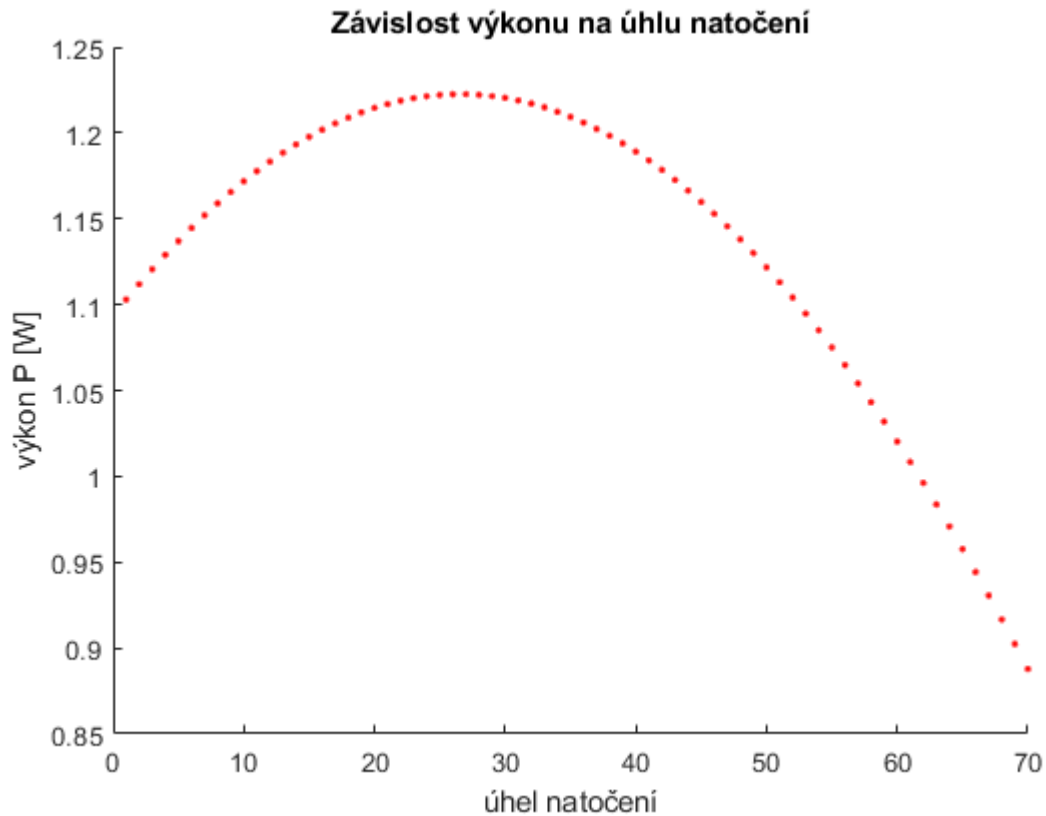
Hodnota objemové hmotnosti dopravovaného materiálu ρ_V je uvedena i v [2], zde značena jako γ , a v [1]. To je ovšem průměrná hodnota, a proto používám hodnoty z [3], kde uvádím, že objemová hmotnost ovsu může dosáhnout až $660 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4.3. Potřebný výkon elektromotoru

1. Výpočet dle:

$$P_M = \frac{Q_V \cdot \rho_V \cdot g}{3600} (l_v \cdot w \pm h) \quad 4.3$$

Uvedený způsob výpočtu má zadané všechny proměnné a podle literatury [2] je možno vzorec použít ve všech případech náklonu. V prezentaci [7] je ale uvedeno, že tento vzorec funguje pouze do 20° náklonu. Z grafu závislosti výkonu na úhlu natočení je vidět, že po dosažení maxima začne požadovaný výkon klesat a po 40° začne klesat výrazně. Vztah (4.3) neuvažuje rozložení tíhových sil a tření materiálu, a proto výpočet bude při velkých náklonech nepřesný až nedostačující.



Obr. 14: graf závislosti výkonu na úhlu natočení

Maximum v náklonu $27^\circ \rightarrow l_v = l \cdot \cos 27 = 1,782 \text{ m}; h = l \cdot \sin 27 = 0,907 \text{ m}$

$$P_{Mmax} = \frac{0,152 \cdot 660 \cdot 9,81}{3600} \cdot (1,782 \cdot 2 + 0,907)$$

$$P_{Mmax} = 1,223 \text{ W}$$

- h ... dopravní výška
- l_v ... vodorovná dopravní vzdálenost
- w ... globální součinitel odporu (dle materiálu)
- Hodnoty globálního součinitele odporu w se liší podle hrubozrnnosti a abrazivnosti materiálu [2]

Materiál	ρ [kg.m ⁻³]	w [--]	Materiál	ρ [kg.m ⁻³]	w [--]
Cement	1200	3,0	Piliny dřevěné jemné	250 až 600	1,8
Cukr	750	3,5	Sédra mleté	850	2,8
Grafit práškový	350	2,0	Štěrk suchý	1500	5,0
Chmel	560	2,3	Štěrk mokrý	2000	5,0
Mléko sušené	500	2,3	Uhlí suché ořech	900	3,0
Oves	500	2,0	Uhelný prach	800	2,3
Pšenice	750	2,3	Vápno hydrát	640	2,5

Obr. 15: tabulka globálních součinitelů

Maximální výkon je nutno dále podělit účinnostmi spirály (0,3), ložiska (0,98), šnekové převodovky (0,5) a asynchronního motoru (0,98)

$$P' = \frac{P_{Mmax}}{0,3 \cdot 0,98 \cdot 0,5 \cdot 0,98} = 8,49 \text{ W}$$

U této hodnoty uvažují o dvojnásobku s ohledem na rozběh naplněného dopravníku.

$$P = 2 \cdot P' = 2 \cdot 8,49 = 16,93 \text{ W}$$

2. Výpočet dle:

$$P_v = P_{v1} + P_{v2} \quad 4.4$$

P_{V1} je výkon potřebný na zvedání materiálu a na pokrytí ztrát souvisejících se třením materiálu o šnek. P_{V2} je výkon potřebný pro překonání tření materiálu o plášť [1].

$$P_{V1} = \frac{Q_v \cdot g \cdot h(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{3600 \cdot \sin \alpha} \quad 4.5$$

$$P_{V2} = \frac{Q_v \cdot g \cdot h(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{3600 \cdot \sin \gamma} \quad 4.6$$

Uvedený výpočet se používá u vertikálních dopravníků. Řešený případ není vertikální, ale při naklonění 70° je rozklad sil a rychlostí podobný vertikálnímu a výpočet prvním způsobem by neodpovídal realitě.

Na rozdíl od prvního způsobu pro tento postup nemám všechny proměnné jasně zadané. V rovnici je uveden součinitel tření mezi pláštěm a materiálem μ , který není dohledatelný pro případ tření ovsu a plexiskla.

Úhel stoupání měřený od horizontály vypočítám pomocí rozvinutí jedné otáčky šroubovice do rovinného trojúhelníku.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{s}{2\pi r} \right) = \frac{66}{95\pi} = 12,47^\circ \rightarrow 0,214 \text{ rad} \quad 4.7$$



Pro určení součinitele vycházíme z předpokladu, že dojde k utržení materiálu v blízkosti stěny trubky, kde bude součinitel tření mezi žlabem a ovsem několikanásobně větší. Dojde tedy k tření ovsu na oves. Pro výpočet součinitele vnitřního tření pak použijí vzorec:

$$\mu = \tan \varphi \quad 4.8$$

φ ... třecí úhel mezi materiálem a šnekem

Dle literatury [5 str. 100] *třecí úhel mezi materiálem a šnekem φ* materiálu souvisí se sypným úhlem ϱ a mohu říct, že:

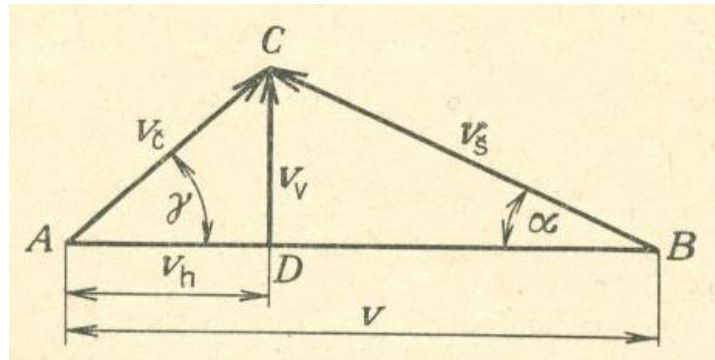
$$\varrho = \varphi \quad 4.9$$

ϱ je sypný úhel materiálu $\varrho_{oves} = 31 - 54^\circ$

$$\mu = \tan \varrho = \tan 31 = 0,6$$

K tření mezi šnekem (spirálou) a žlabem nedochází. Spirála je středěna materiálem v prvních otáčkách spirály.

Aby bylo možné určit výslednou rychlost v_v , je potřeba nejprve zjistit střední úhel stoupání γ , přičemž velikost úhlu γ určíme z rychlostního trojúhelníku podle obrázku 16.



Obr. 16: rozklad rychlostí vertikálního dopravníku [1]

$$v = \overline{AB} = \pi \cdot D \cdot n \quad 4.10$$

$$v_h = \overline{AD} = \sqrt{\frac{D \cdot g \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)}{2 \cdot \mu}} \quad 4.11$$

$$v_h = \sqrt{\frac{0,095 \cdot 9,81 \cdot (\sin 12,28 + 0,6 \cdot \cos 12,28)}{2 \cdot 0,6}} = 0,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_v = \overline{DC} = \left[\pi \cdot D \cdot n - \sqrt{\frac{D \cdot g \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)}{2 \cdot \mu}} \right] \cdot \tan \alpha \quad 4.12$$

$$v_v = \left[\pi \cdot 0,095 \cdot 2 - \sqrt{\frac{0,095 \cdot 9,81 \cdot (\sin 12,28 - 0,6 \cdot \cos 12,28)}{2 \cdot 0,6}} \right] \cdot \tan 12,28 = 0,023 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pak

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{v_v}{v_h} = \tan^{-1} \frac{0,023}{0,79} = 1,67^\circ$$

Po zjištění středního úhlu stoupání mohu dosadit zpět do vztahů 4.5 a 4.6. Za výšku h zde budu dosazovat $h = 2 \text{ m}$. Opravdová výška se mění podle naklonění dopravníku. Pokud zvolím $h = 2 \text{ m}$ budu se pohybovat na straně bezpečnosti a zvýším tím minimální požadovaný výkon, jelikož uvažuji o nejméně příznivé situaci.

$$P_{V1} = \frac{Q_v \cdot g \cdot h (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{3600 \cdot \sin \alpha} = \frac{0,152 \cdot 9,81 \cdot (\sin 12,47 + 0,6 \cdot \cos 12,47)}{3600 \cdot \sin 12,47} = 2,027 \text{ W}$$

$$P_{V2} = \frac{Q_v \cdot g \cdot h (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{3600 \cdot \sin \gamma} = \frac{0,152 \cdot 9,81 \cdot (\sin 12,47 + 0,6 \cdot \cos 12,47)}{3600 \cdot \sin 1,67} = 15,05 \text{ W}$$

$$P = P_{V1} + P_{V2} = 2,027 + 15,05 = 17,077 \text{ W}$$

Výkon znovu podělím účinnostmi spirály (0,3), ložiska (0,98), šnekové převodovky (0,5) a asynchronního motoru (0,98)

$$P' = \frac{P}{0,3 \cdot 0,98 \cdot 0,5 \cdot 0,98} = 118,54 \text{ W}$$

Opět zjištěný výkon vynásobím dvěma, aby byla dostatečná rezerva na rozběhnutí naplněného dopravníku.

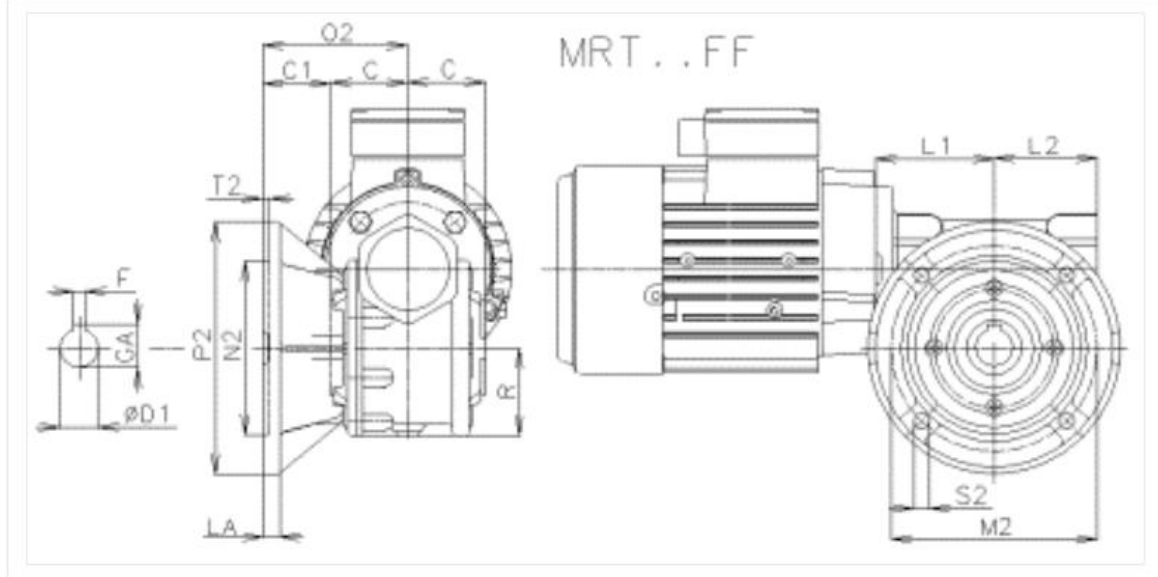
$$P = 2 \cdot P' = 2 \cdot 118,54 = 237,08 \text{ W}$$

4.4. Pohonná jednotka

Po dohodě s vedoucím práce budeme vybírat šnekovou převodovku výrobce TOS Znojmo řady MRT/E o výkonu 0,37 kW a s otáčkami kolem 110 – 120 *ot/min*.

Z katalogu TOS Znojmo [6] jsem tedy zvolil převodovku MRT 40E s 4pólovým elektromotorem o výkonu 0,37 kW s parametry:

<i>Převodový poměr i_n</i>	12,5 [-]
<i>Otáčky n</i>	114 [min^{-1}]
<i>Hnací moment</i>	26 [Nm]
<i>Servisní faktor</i>	1,6 [-]
<i>Mot. příruba</i>	FM – 85



Obr. 17: šneková převodovka MRT výrobce TOS Znojmo [6]

5. Výpočty sil

5.1. Hmotnost materiálu, spirály a radiální síla

Pro výpočet radiální síly potřebuji zjistit celkovou váhu spirály i s materiálem.

Objem trubice

$$V_{Trubice} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \quad 5.1$$

$$V_{Trubice} = \frac{\pi \cdot 0,095^2}{4} \cdot 2 = 0,014\,176\,m^3$$

Objem zaplněný materiálem

$$V_z = V_{Trubice} \cdot \psi \quad 5.2$$

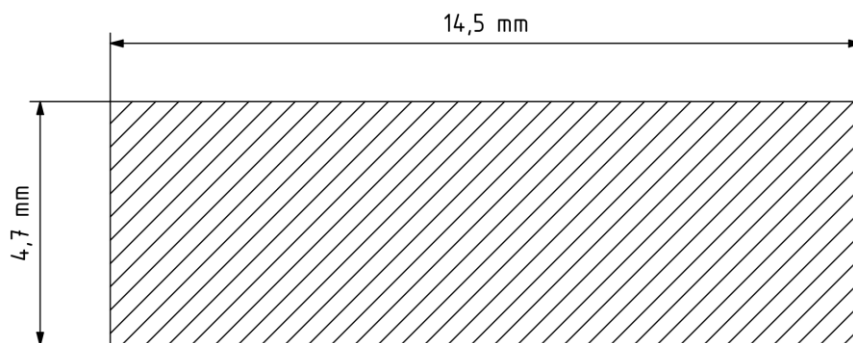
$$V_z = 0,014\,176 \cdot 0,45 = 0,006\,379\,m^3$$

Hmotnost materiálu

$$m_{material} = V_z \cdot \rho_{oves} \quad 5.3$$

$$m_{material} = 0,006\,379 \cdot 660 = 4,21\,kg$$

Pro výpočet spirály použiju rozvinutí jedné otáčky a střední průměr. Tímto výpočtem získám přibližné hodnoty, jelikož používám aproximační řešení. Přesné řešení bych mohl získat použitím Guldinovy věty.



Obr. 18: příčný řez čepelí spirály

Plocha průřezu spirály

$$S = a \cdot b \quad 5.4$$

$$S = 0,0047 \cdot 0,0145 = 0,00006815 \text{ m}^2$$

Střední průměr spirály

$$D_s = \frac{D_{in} + D_{ex}}{2} \quad 5.5$$

$$D_s = \frac{0,066 + 0,095}{2} = 0,0805 \text{ m}$$

Počet otočení spirály

$$i = \frac{l}{s} \quad 5.6$$

$$i = \frac{2}{0,0066} = 30,3$$

Objem spirály

$$V_{spiral} = D_s \cdot S \cdot \pi \cdot i \quad 5.7$$

$$V_{spiral} = 0,0805 \cdot 0,00006815 \cdot \pi \cdot 30,3 = 0,000522 \text{ m}^3$$

Hmotnost spirály

$$m_{spiral} = V \cdot \rho_{ocel} \quad 5.8$$

$$m_{spiral} = 0,000522 \cdot 7850 = 4,1 \text{ kg}$$

Celková hmotnost

$$m = m_{material} + m_{spiral} \quad 5.9$$

$$m = 4,10 + 4,21 = 8,31 \text{ kg}$$

5.2. Radiální síla

$$F_R = \frac{m \cdot g}{j} \quad 5.10$$

$$F_R = \frac{8,31 \cdot 9,81}{1} = 81,52 \text{ N}$$

- Kde j je počet opěr/ložisek

5.3. Axiální síla

Účinkem pohybujícího se materiálu na šnek vzniká axiální síla a musí být zachycena axiálním ložiskem na straně hnací jednotky [2]

Hnací moment 26 Nm je teoretická hodnota. Pro výpočet musím velikost momentu vypočítat ze vztahu 5.1

$$M = \frac{P}{\omega} \quad 5.11$$

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{237,08}{2 \cdot \pi \cdot 2} = 18,86 \text{ Nm}$$

Ze získaného momentu jsem tedy schopný vypočítat axiální sílu podle vztahu 5.12

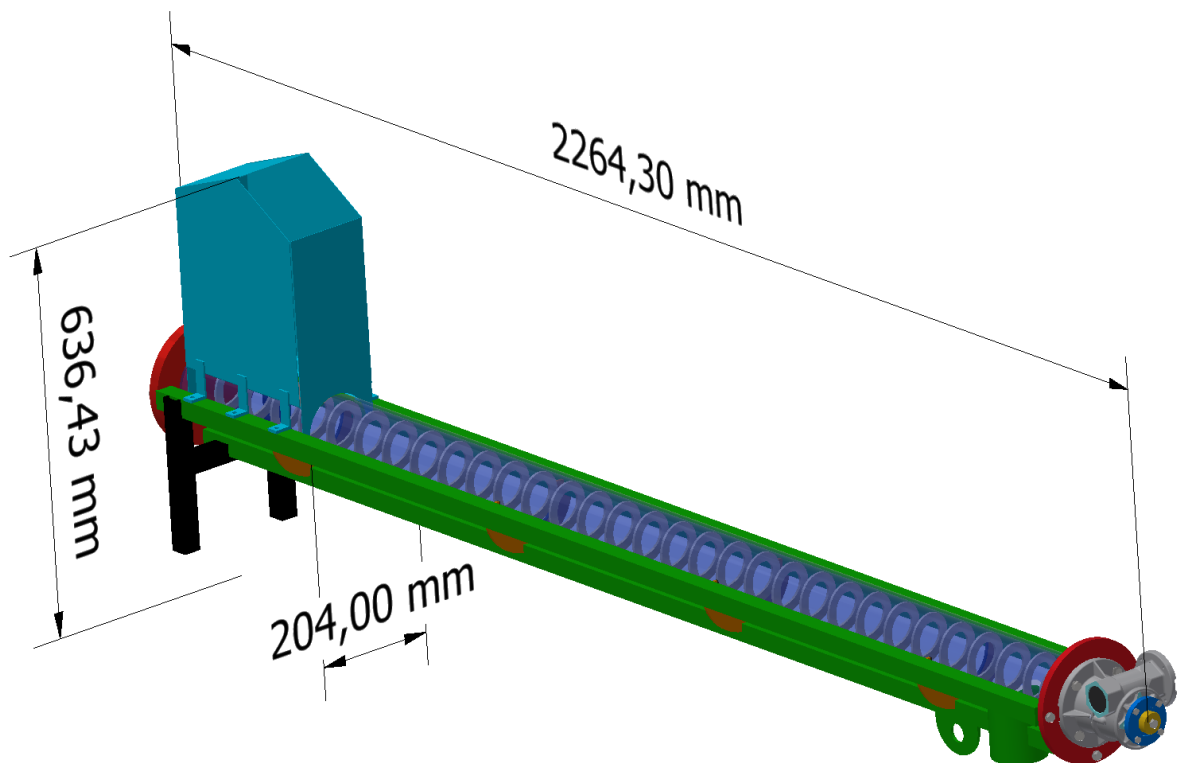
$$F_A = \frac{M}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad 5.12$$

$$F_A = \frac{18,86}{0,033 \ 25 \cdot \operatorname{tg}(12,47 + 31)} = 598,54 \text{ N}$$

- M ... hnací moment na hřídeli šneku (podle vybrané pohonné jednotky)
- R_s ... účinný poloměr šnekovnice $R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2}$ [2]
- α ... úhel stoupání šnekovnice
- φ ... třecí úhel mezi materiálem a šnekem
- D ... průměr šnekovnice

6. Konstrukce

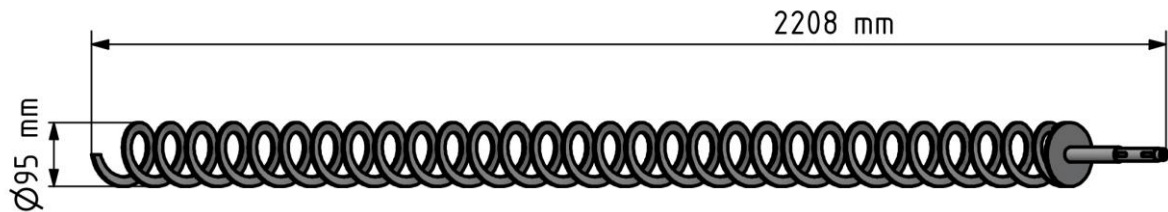
Přestože je dopravník konstruován jako experimentální zařízení, byla snaha o využití komerčně dostupných komponent tak, aby náklady na stavbu byly co nejnižší. Představu o konstrukčním řešení sestavy žlabu dopravníku se šnekovnicí a pohonnou jednotkou přináší obr. 19.



Obr. 19: celá sestava dopravníku

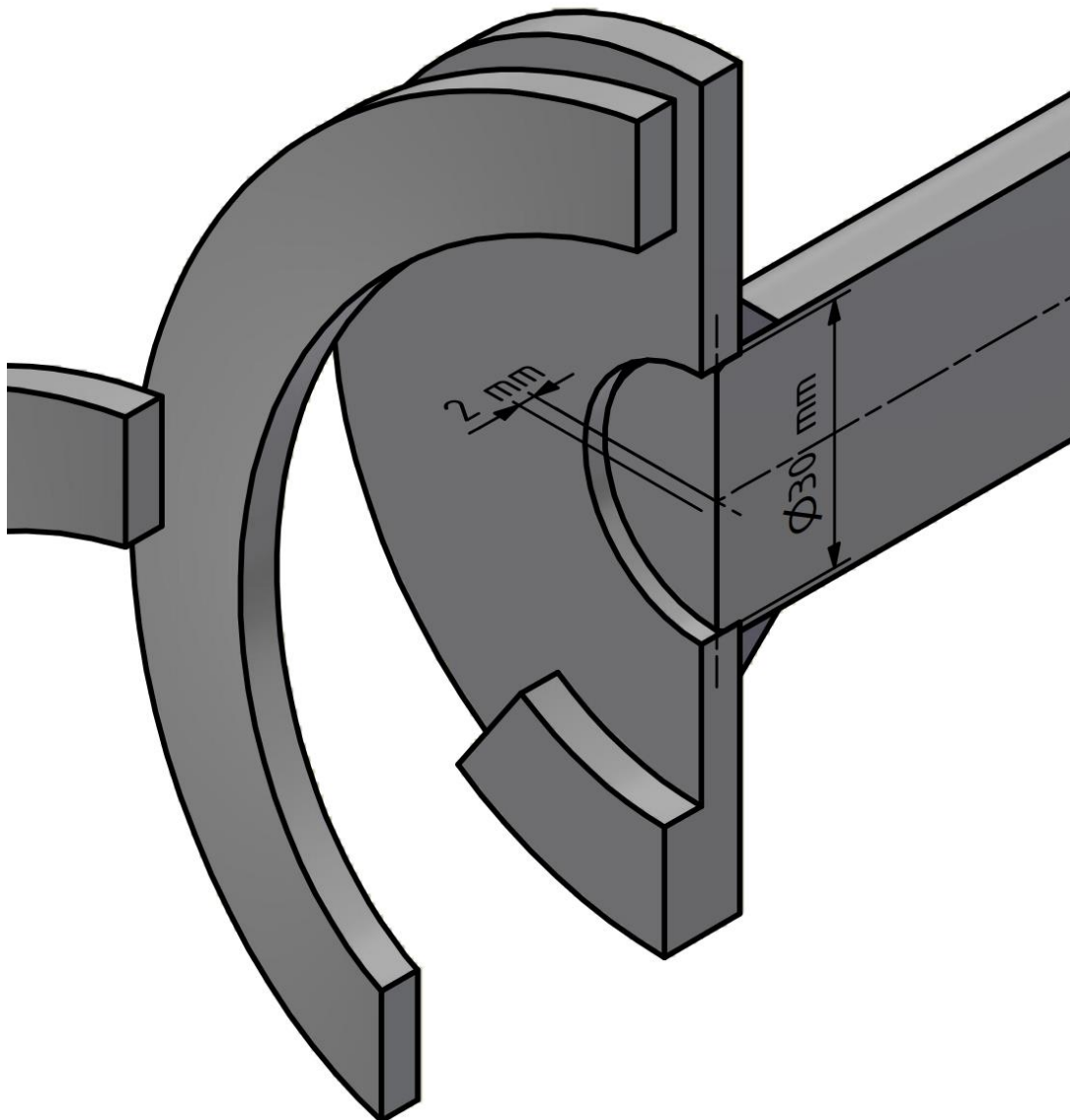
6.1. Šnekovnice

Jak už bylo zmíněno, zvolena byla lehká bezosá spirála SL 95 z oceli S235. Jejích posledních 180° bude zavřeno a přivařeno ke kruhovému plechu s dírou, přes kterou bude středěna hřídel procházející do převodovky. Hřídel samotná je dlouhá 2 metry a k ní přivařený kruh je tlustý 5 mm.



Obr. 20: spirála s hřídelí

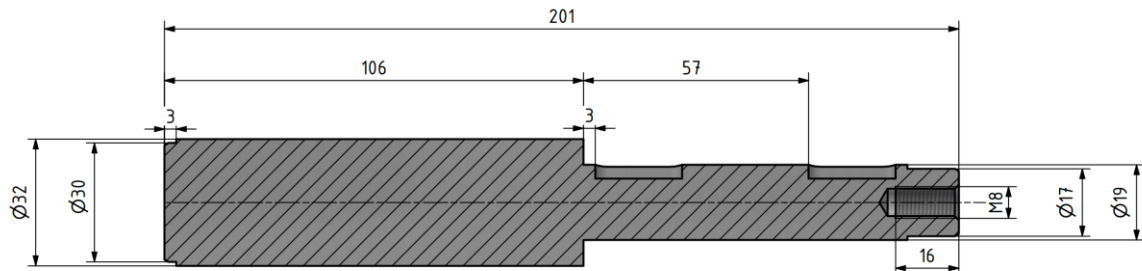
Svar hřídele se spirálou bude proveden po obvodu hřídele z vnější strany.



Obr. 21: detail spojení spirály s hřídelí

6.2. Hřídel pohonu

TOS Znojmo sice nabízí standardizované rozměry hřídelů, ale protože budu dělat úpravy, které ovlivní potřebnou délku, tak je jednodušší nechat si udělat vlastní hřídel s potřebnými rozměry. Pro přenos hnacího momentu budou použita dvě těsná pera podle návrhu výrobce o šířce 6 mm a délce 22 mm.



Obr. 22: hnací hřídel

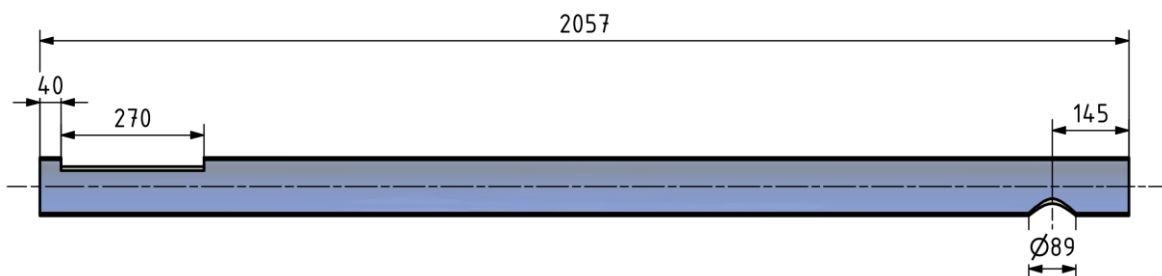
Hřídel musí být na straně ložiska sražena na průměr 17 mm, jelikož na průchozí průměr 19 mm neexistuje od výrobce SKF axiální ložisko. I přesto, že beru velice malé ložisko, zůstává silně předimenzované.

6.3. Žlab

Žlab je trubici, do které se vsadí šnekovnice, ta musí být z průhledného materiálu, s největší pravděpodobností z plexiskla. Konkrétní volba materiálu bude záviset na dostupnosti materiálů a dovoleném rozpočtu. Do trubky budou vyříznuty otvory pro násyp a výsyp. Trubice má tloušťku stěny 5 mm.



Obr. 23: trubice pohled v řezu zespod

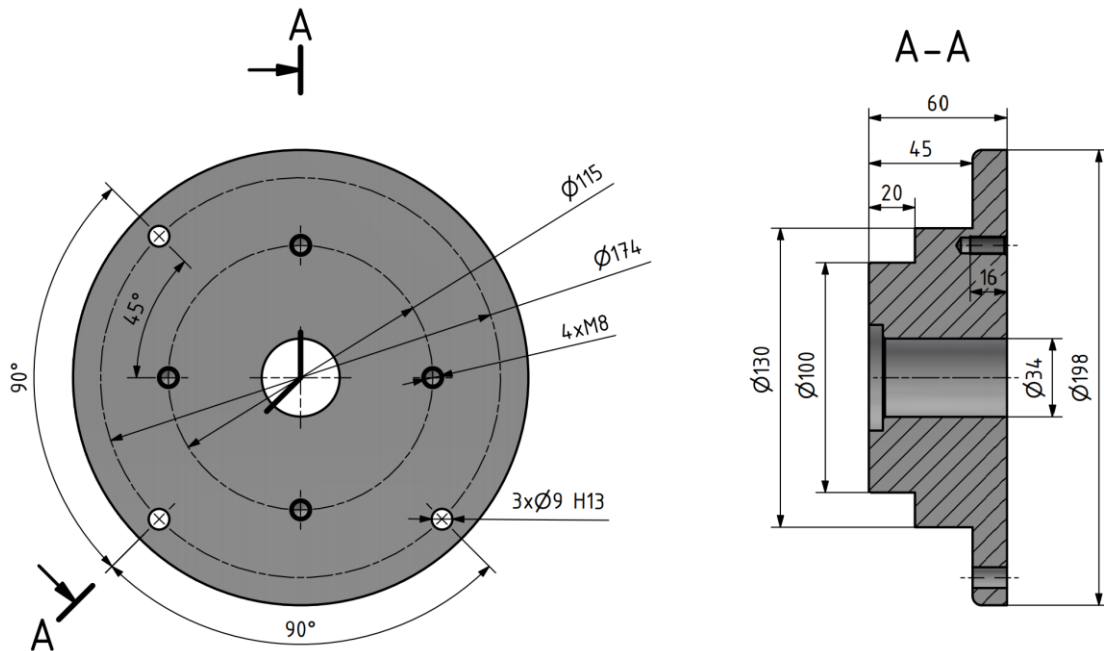


Obr. 24: trubice boční pohled v řezu

6.4. Příruby

6.4.1. Horní příruba

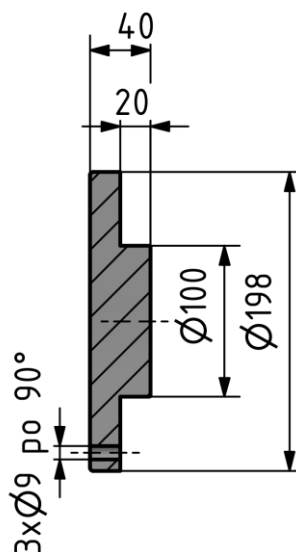
Horní příruba je průchozí. Skrze ní je prostrčena hřídel se spirálou a zároveň je k ní přichycena šneková převodovka s elektromotorem. Z důvodů už předvrtaných děr na přírubě převodovky nešlo využít stejných děr jako spoje příruby s podpěrnou konstrukcí z jeklů. Díry na přírubě převodovky jsou na příliš malé roztečné kružnici a bylo by nemožné spojit příruby s jekly v jednom místě. Z toho důvodu je nejprve přichycena třemi šrouby příruba trubice k jeklům a k té pak čtyřmi šrouby šneková převodovka.



Obr. 25: horní příruba trubice

6.4.2. Spodní příruba

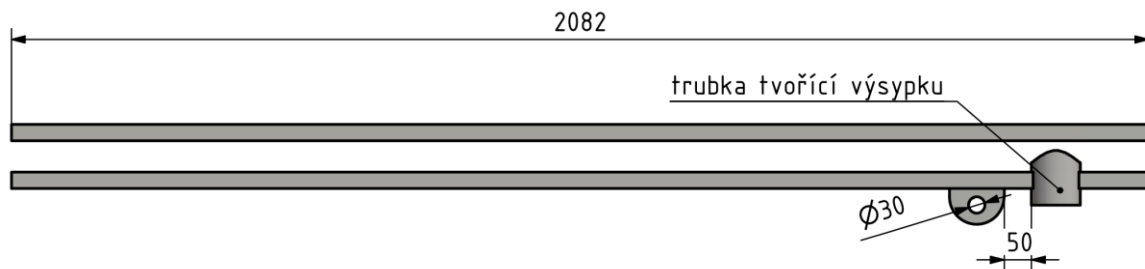
Spodní příruba slouží pouze jako zátka dopravníku a nebylo třeba ji nijak tvarovat. Spolu s horní částí budou trubicí utěšňovat a držet ji na místě.



Obr. 26: spodní příruba trubice pohled v řezu

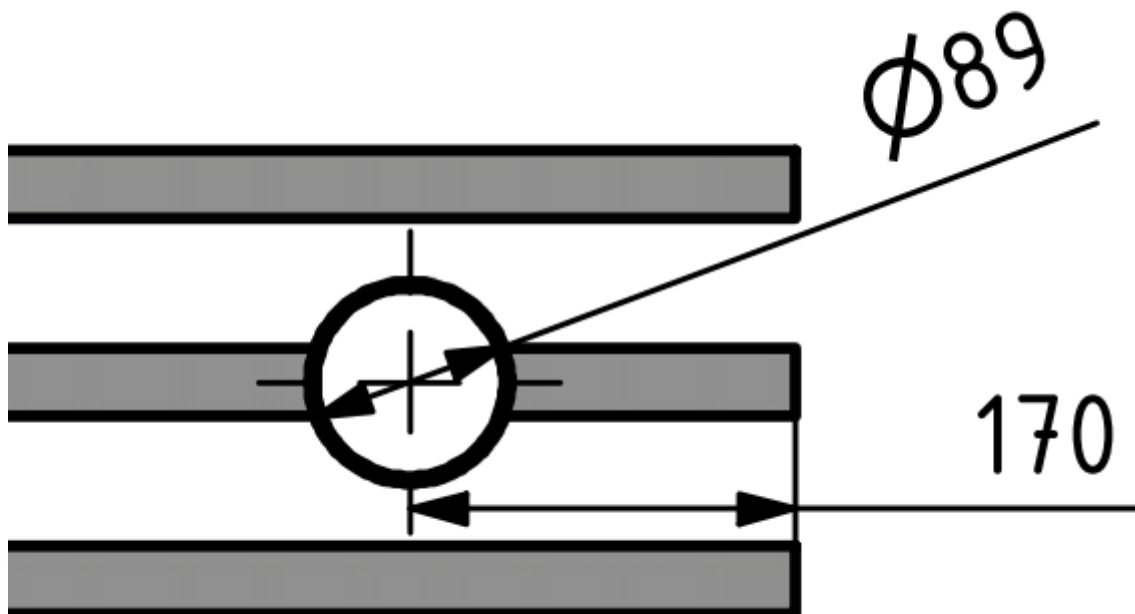
6.5. Podpůrná konstrukce

Jelikož je trubice z nekovového materiálu, šnek je bezosý a pohonná jednotka je na horní straně, je nezbytné dopravník podepřít.



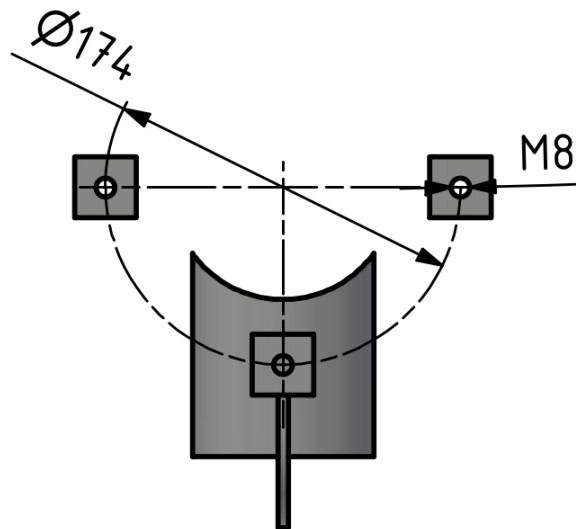
Obr. 27: podpůrná konstrukce z jechlů boční pohled

Spodní jechl je přerušen v místě výsypky a je k němu přivařena trubka, která dosedne na trubici dopravníku. Přivařený plech s dírou na spodním jecklu bude sloužit pro upevnění zvedacího mechanismu.



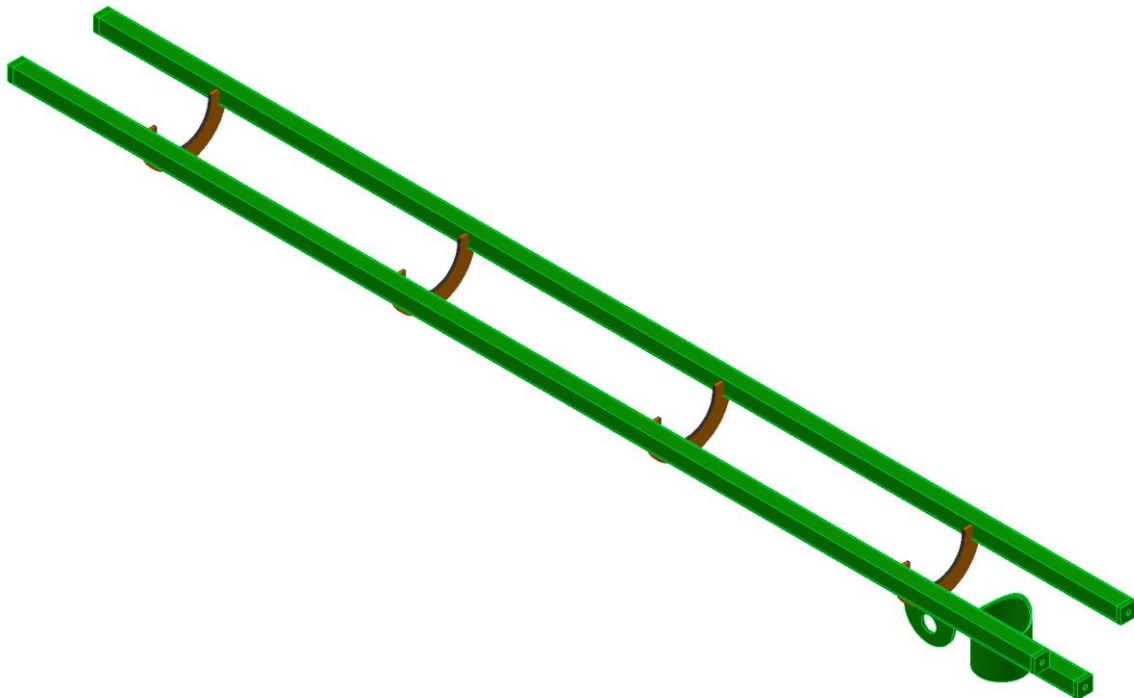
Obr. 28: detail přivařené trubky sloužící jako výsypka

Jekly jsou na koncích opatřeny zátkou tlustou 10 mm se závitovou dírou. Matice nebude potřeba, protože zvolený šroub bude mít 10 aktivních závitů.



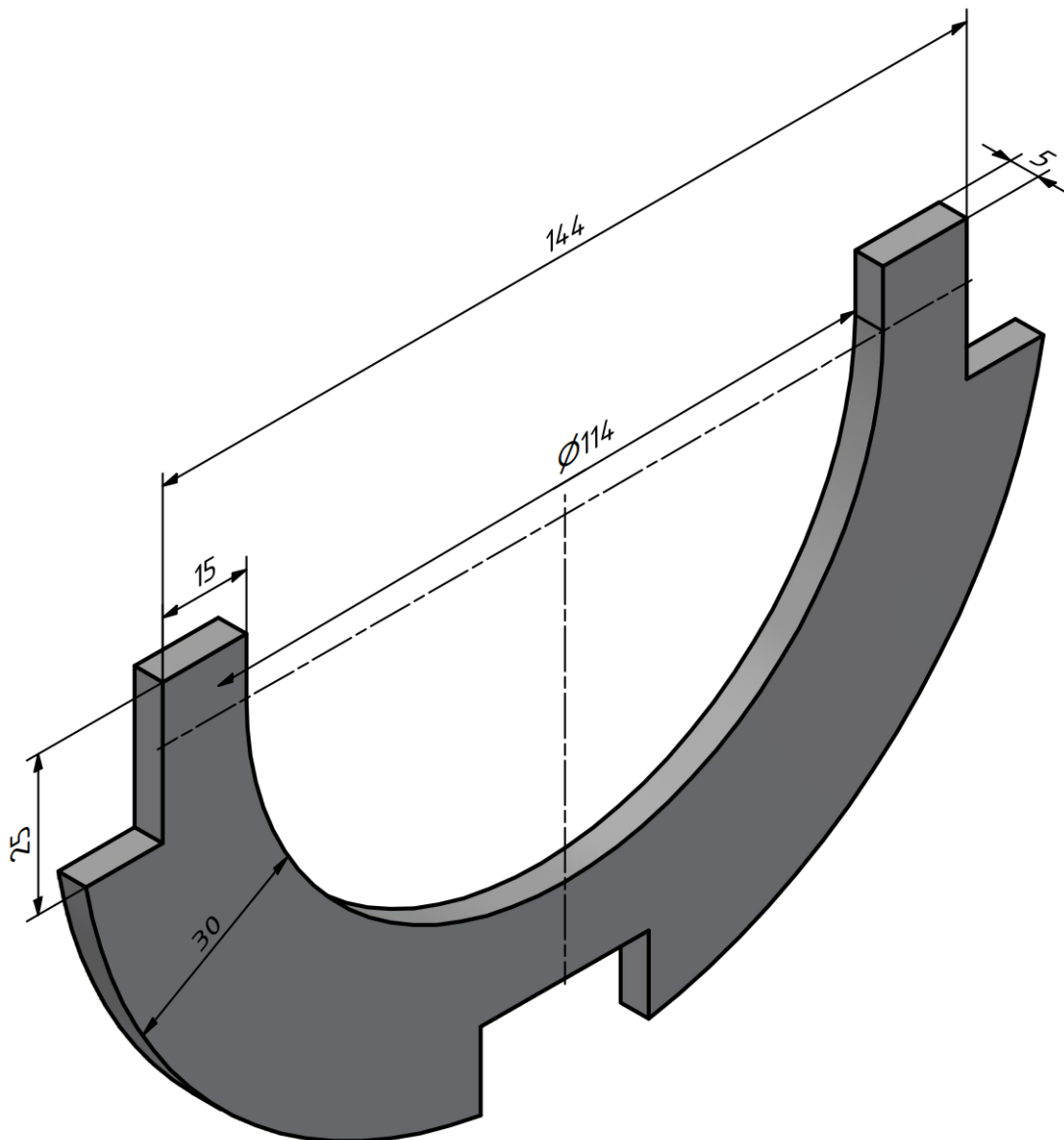
Obr. 29: podpůrná konstrukce z jeklů přední pohled

Konstrukce se skládá ze 3 jeklů svařených k sobě U-výpalkem z plechu, který je umístěn v rozstupech po celé délce jeklů.



Obr. 30: podpůrná konstrukce

Vnitřní průměr U-výpalku je o 4 mm větší než vnější průměr trubice, aby na výpalek mohla být přilepena guma, která pomůže k lepšímu uložení trubice a navíc i k útlumu jakýchkoliv vibrací.

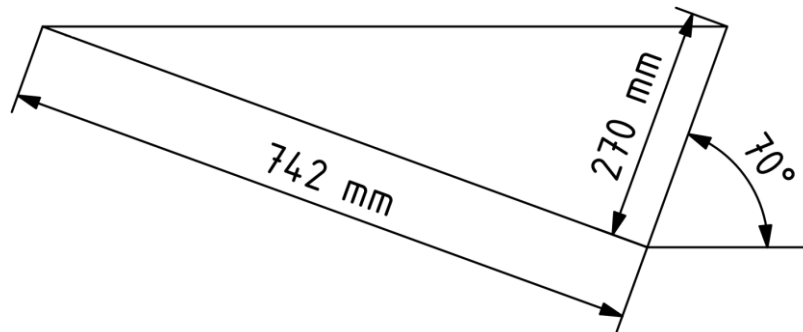


Obr. 31: U-výpalek

NÁSYPKA

Násepka bude vyrobena z plechu tlustého 1 mm. Plech se bude ohýbat a v jednom rohu se nechá svařit. Na boky násepky budou bodovými svary přivařeny L-části s dírou, které budou sloužit k upevnění násepky do jechlů přes nýtovací matice a šroub.

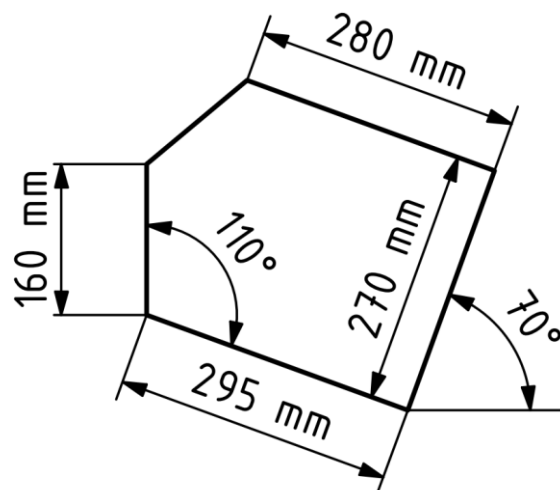
Násepka musí být schopna pojmout množství materiálu, aby byly zasypány 3 otáčky spirály, a to v jakémkoliv náklonu od 0 – 70°. Tento požadavek mi určí výšku zadní stěny násepky.



Obr. 32: první návrh rozměrů násepky

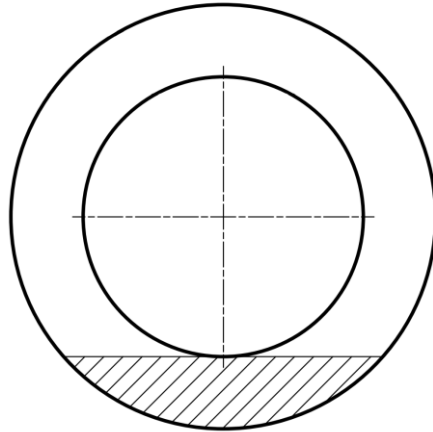
Z jednoduché geometrie lze zjistit, že zadní stěna násepky by musela být vysoká minimálně 742 mm, aby ani při největším náklonu zrní nevypadávalo. Tím by se znatelně zvedlo těžiště celého dopravníku a snížila by se jeho stabilita.

Z tohoto důvodu zadní stěnu dopravníku ohnu dovnitř pod úhlem 110°, abych vytvořil potřebnou výšku stěny při náklonu 70°. Sníží se tím celková potřebná výška dopravníku.



Obr. 33: profil násepky

Násepka by měla mít takové rozměry, aby mohla zásobovat dopravník po dobu jedné hodiny. Pro provedený výpočet s teoretickým zaplněním 45 % by musela být schopná pojmout $0,152 \text{ m}^3$ materiálu. Násepka o rozměrech na obr. 16 má kapacitu $\frac{1}{10}$ požadovaného objemu.



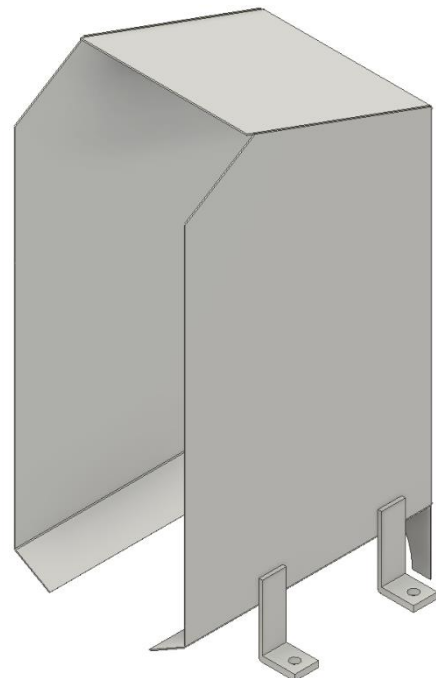
Obr. 34: příčný průřez spirálou

Ani za předpokladu, že reálné zaplnění trubice zhruba odpovídá vyšrafované oblasti obrázku 17, nebude násypka dostatečně veliká. Šrafovaná plocha má 886 mm^2 a celý průřez 7854 mm^2 . Po zaokrouhlení, abych zahrnul vlastnosti materiálu, synný úhel a realitu, že hladina bude stoupat směrem k vnějšímu okraji, mi vyjde zaplnění trubice 15 %.

Po přepočítání dle vztahu (1) se dostanu k výsledku, že by násypka musela mít objem $0,051 \text{ m}^3$. To je stále nedostačující a za předpokladu, že ji nechci pro jednoduchost a stabilitu konstrukce zvětšovat, musím použít externí zásobník materiálu, který nebude součástí konstrukce dopravníku a bude dávkovat materiál tak, aby byly vždy plně zaplněny 4 otáčky dopravníku.

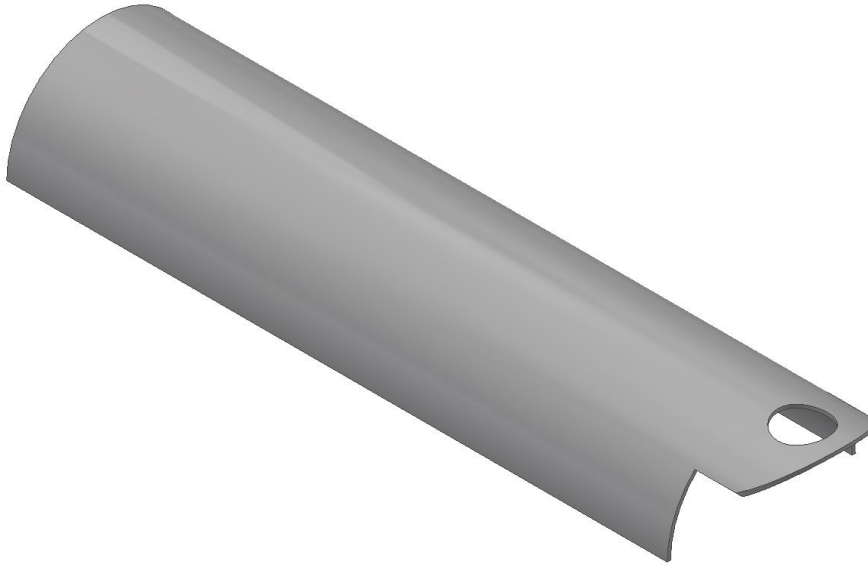


Obr. 36: násypka



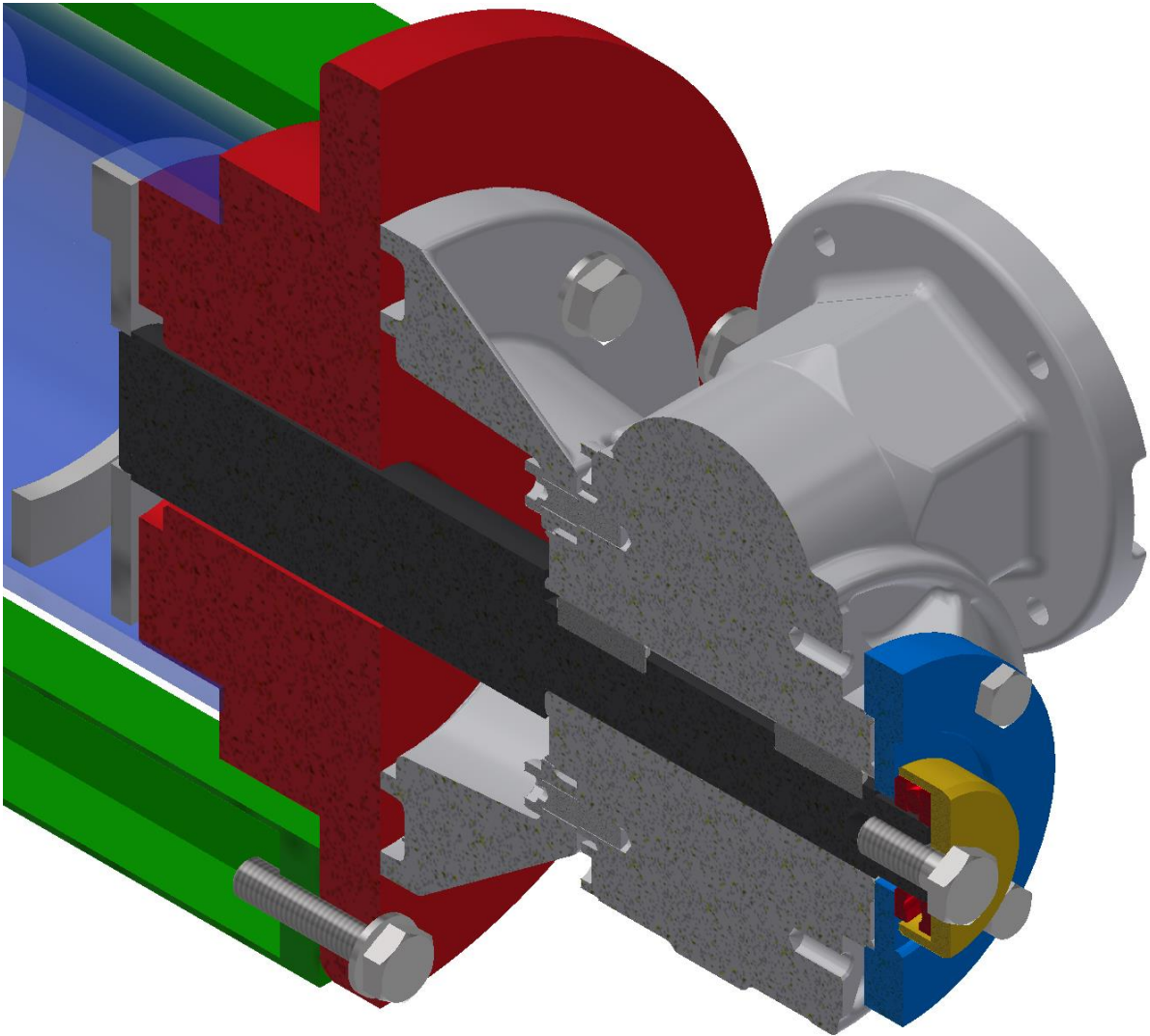
Obr. 35: příčný řez násypkou

Vyříznuté půlkruhy a postranní plechy mají zajistit, aby materiál nevypadával. Na přední straně násypky je vyříznutý půlkruh větší než na zadní straně z důvodu zástrčky, která bude přední stranou procházet a bude ležet na trubici. Tímto způsobem budu moci ovládat, kolik otáček bude zaplněno.



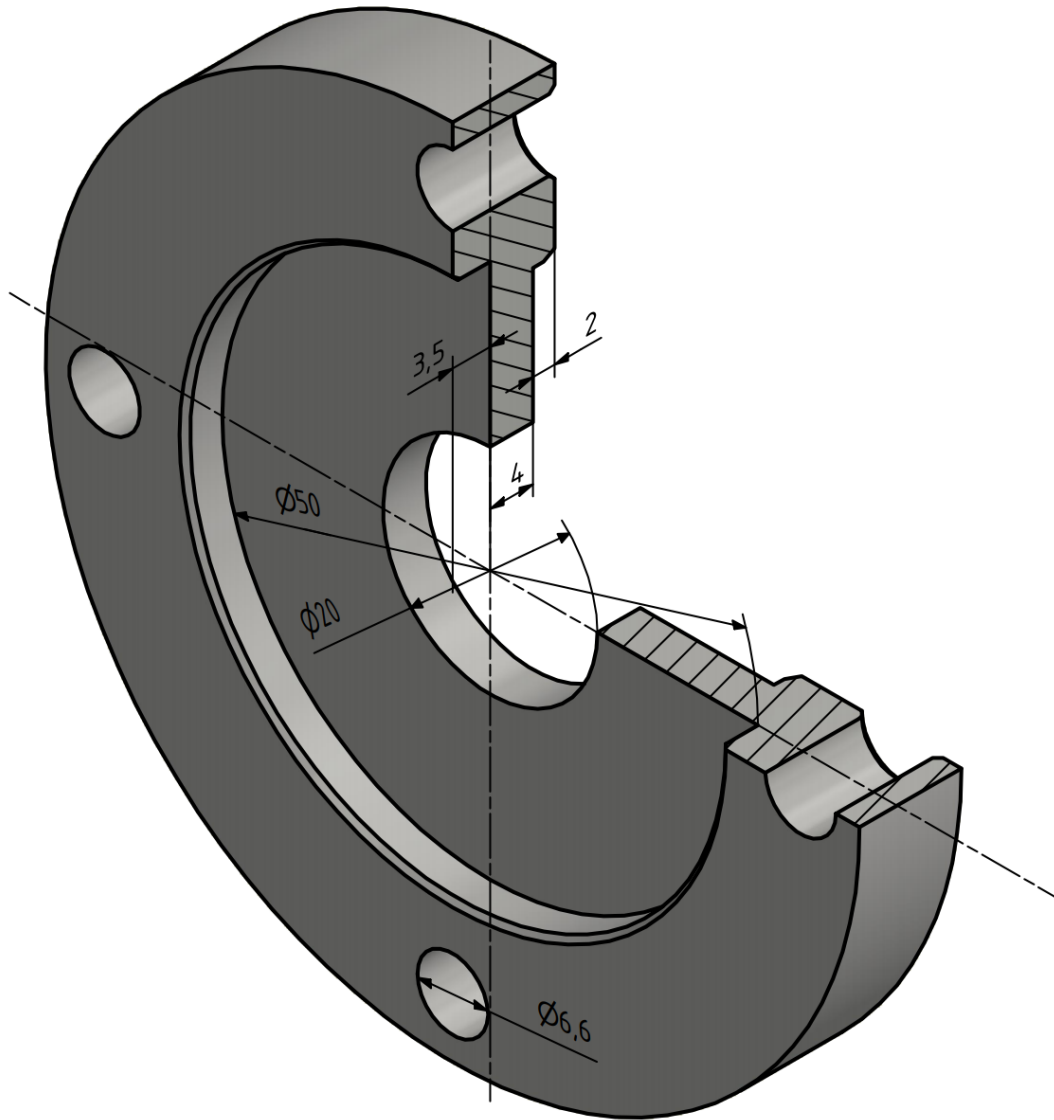
Obr. 37: zástrčka

6.6. Axiální jistění spirály



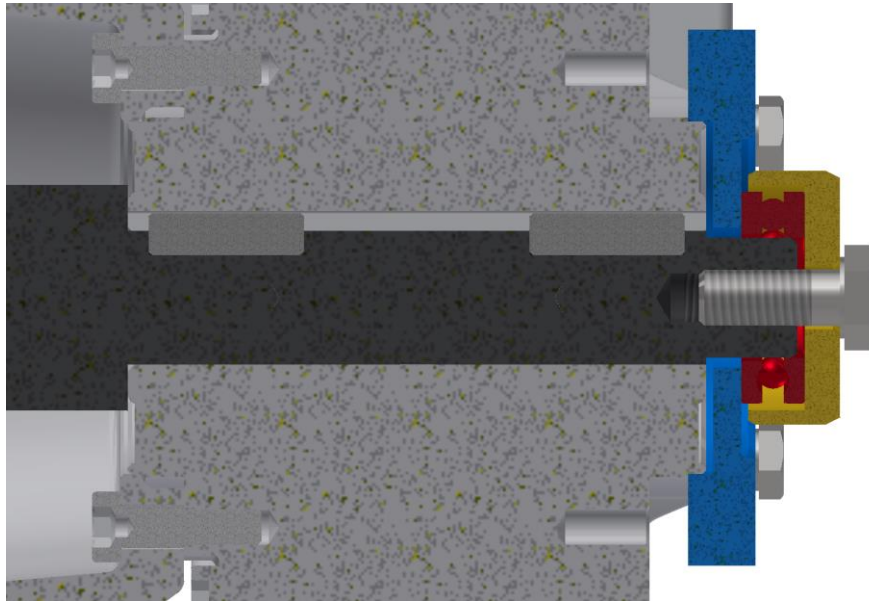
Obr. 38: řez převodovkou a axiální jistění

Spirála je axiálně jistěna přes šroub velikosti M8 a axiální ložisko 51103 výrobce SKF [8] opřené o blok převodovky. Na druhé straně je proti tomu přitahována hřídel, která se opírá o vnější kroužek ložiska převodovky. Kvůli tvarovanému povrchu je třeba nejprve na převodovku přišroubovat náustek (část obrázku označená modře), který mi vytvoří rovnou plochu pro umístění ložiska. Pro připevnění využiji už předvrtané díry na motoru.



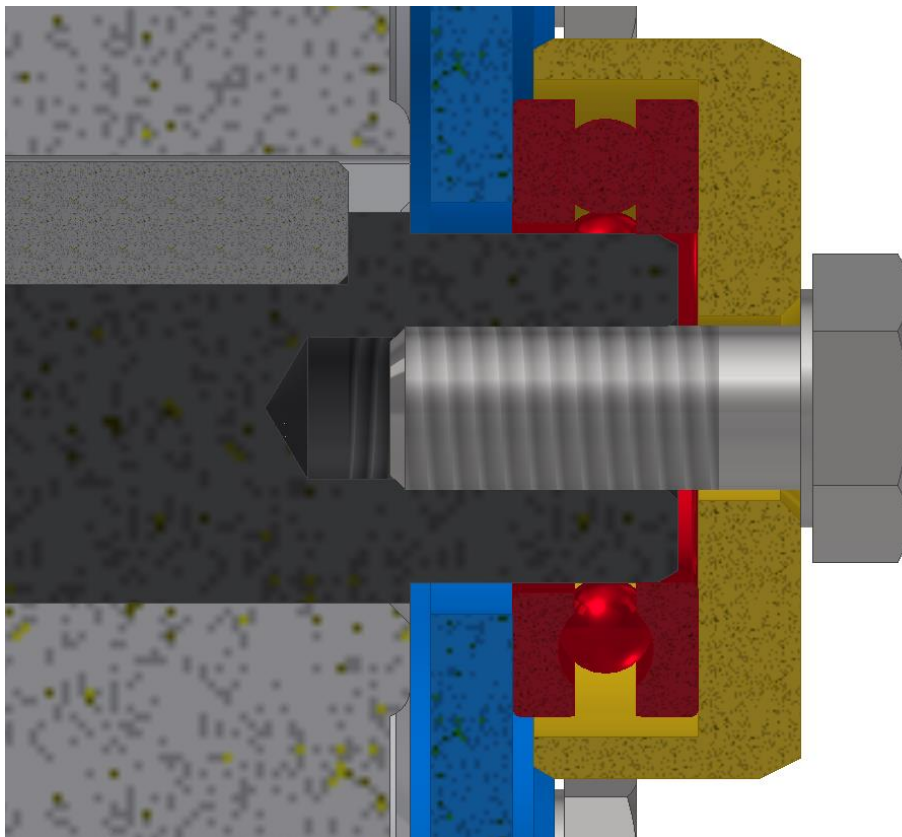
Obr. 39: náustek

Průměr díry na hřídel je zvolen 20 mm, aby se zde nemusela řešit montážní vůle u zúžení hřídele na 17 mm. Vnitřní hrana na průměru 50 mm slouží ke středění náustku.



Obr. 40: axiální jištění

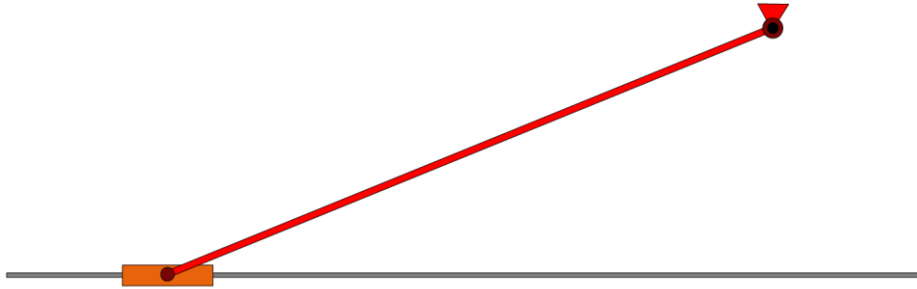
Ložisko (červeně označené) přitlačím k náustku šroubem a deskou (žlutě označené), která bude zároveň díky svému tvaru sloužit jako kryt ložiska před nečistotami. Z druhé strany je přitahována šroubem hřídel opřená o ložisko převodovky. Mezi náustkem, deskou a ložiskem je ponechána dostatečná vůle, aby nedocházelo k tření materiálu o materiál.



Obr. 41: detail axiálního jištění na straně ložiska

6.7. Zvedací mechanismus

Zvedání dopravníku bude zajištěno mechanismem, kde otáčením vodorovné šroubové tyče dojde k posunu jezdce (oranžově označené) a tím ke spuštění nebo zvednutí dopravníku, který bude připevněn k rameni (červeně označené). Šroubová tyč bude připevněna pouze na straně motoru. Tím se vyhnu vzpěru, který by nastával v důsledku působení tíhy na rameno a z ramene přes jezdce na tyč.



Obr. 42: náčrt zvedacího mechanismu

Pro navržení mechanismu by bylo nutné zkontrolovat šroubovou tyč na tah a rameno na vzpěr. Podle dohody s vedoucím by toto bylo už nad rámec bakalářské práce. Samotné zvedání bude dořešeno podle možností při realizaci konstrukce samotného dopravníku.

7. Kontroly

7.1. Kontrola šroubu na tah

Hřídel axiálně jištěnou šroubem M8 a pojistnou deskou je potřeba zkontrolovat na tah. Pro šroub M8x1 je $d_3 = 6,773 \text{ mm}$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad 7.1$$

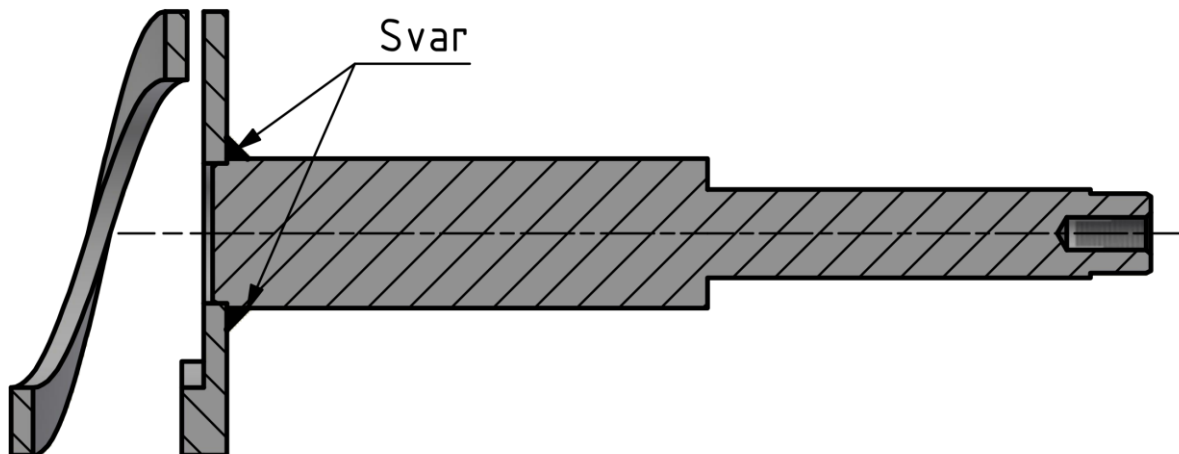
$$S_3 = \frac{\pi \cdot 6,773^2}{4} = 36,029 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F_A}{S_3} \quad 7.2$$

$$\sigma = \frac{598,54}{36,029} = 16 \text{ MPa}$$

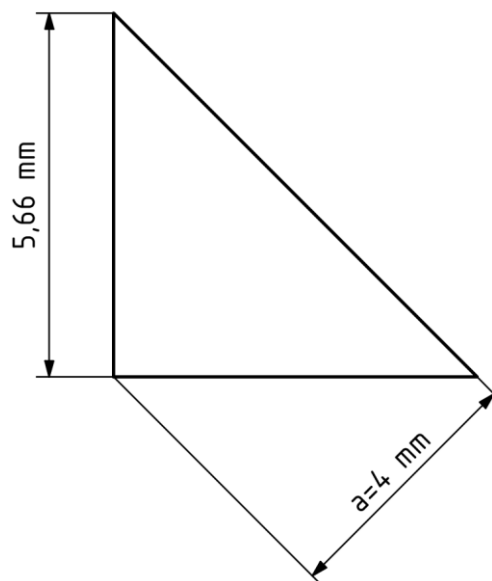
Vhodný šroub bude vybrán u on-line výrobce podle dostupnosti a ceny z pevnostní řady 8.8. Pevnost 8.8 by měla znamenat, že má šroub smluvní mez v tahu 640 MPa a šroub je navržen s bezpečností $k = 40$.

7.2. Kontrola svarů



Obr. 43: řez spojem hřídele se spirálou

Hřídel je přivařena koutovým svarem. Svar bude namáhaný do krutu a axiální silou na tah, jak se bude hřídel otáčet. Koutové svary se podle konvence počítají vždy jen na smyk a výsledkem tak bude napětí τ . Dovolené namáhání základního materiálu (ocel S235) je $\sigma_D = 225 \text{ MPa}$ [11]. Výška svaru je 4 milimetry.



Obr. 44: tvar svaru

Pro výpočty se využije průměru D_v , který se vypočítá jako:

$$D_v = d + 2 \cdot a$$

1. Tah

$$\tau_{tah} = \frac{F_A}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - d^2)} \quad 7.3$$

$$\tau_{tah} = \frac{598,54}{\frac{\pi}{4} \cdot (40^2 - 32^2)} = 1,323 \text{ MPa}$$

2. Kрут

$$\tau_{krut} = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot D_v^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D_v}\right)^4\right]} \quad 7.4$$

$$\tau_{krut} = \frac{18\,865,95}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{32}{40}\right)^4\right]} = 2,543 \text{ MPa}$$

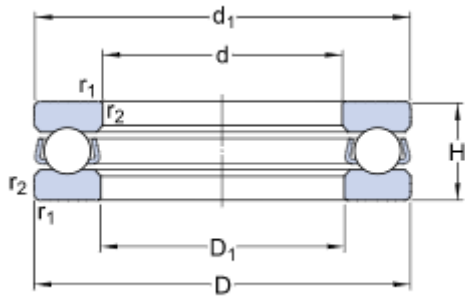
3. Výsledné zatížení

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{tah} + \tau_{ohyb}}{\alpha_{t\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{smyk}}{\alpha_{t\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{krut}}{\alpha_{t\parallel}}\right)^2} \leq \sigma_D \quad 7.5$$

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{1,327}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,543}{0,65}\right)^2} = 4,291 \text{ MPa}$$

Svar je předimenzován s bezpečností téměř 28. Za předpokladu že tento malý svar je předimenzovaný, tak mohu říct, že i svar mezi spirálou a kruhovou deskou, který bude kombinován z tupého svaru po vnějším obvodu a koutového svaru na vnitřním půlkruhu, bude předimenzovaný s dostatečnou bezpečností a není ho tak nutné kontrolovat.

7.3. Kontrola axiálního ložiska



Obr. 45: ložisko 51103 [8]

DIMENSIONS

d	17 mm	Bore diameter
D	30 mm	Outside diameter
H	9 mm	Height
d_1	≈ 30 mm	Outside diameter shaft washer
D_1	≈ 18 mm	Inner diameter housing washer
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Chamfer dimension washer

Obr. 46: tabulka rozměrů [8]

Ložisko SKF 51103 bude přenášet pouze axiální sílu a mohu tedy použít axiální sílu jako zatížení P .

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad 7.6$$

- p...exponent rovnice trvanlivost $p = 3$ pro kuličková ložiska $p = \frac{10}{3}$ pro všechna ostatní
- C...dynamická únosnost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{11,4}{0,598}\right)^P \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2} = 57\,576\,706 \geq 2 \cdot 10^5 \text{ hod}$$

Ložisko je i přes tak malý průměr hřídele předdimenzováno s životností daleko větší než 100 000 hodin. Z důvodů jednoduchosti konstrukce a s ohledy na rozměry je ložisko pro konstrukci vyhovující.

ZÁVĚR

V rámci předložené práce byl představen výchozí konstrukční návrh experimentálního spirálového dopravníku na podkladě vlastních návrhových a vybraných kontrolních výpočtů. Vzhledem k nedostatku zdrojů a podkladů pro bezosé spirálové dopravníky jsem byl nucen převzít výpočty z teorie dopravníků s pevnou osou. Některé hodnoty či postupy byly voleny po konzultacích s vedoucím práce nebo odhadem podle vlastností přepravovaného materiálu. Tyto odhady mohou způsobit nepřesnosti ve výpočtech. Přesné hodnoty bude možno určit až zpětně po provedení experimentálního měření na tomto dopravníku.

Konstrukce dopravníku je prvotní verzí, jež může projít změnami podle požadavků, které se objeví při realizaci konstrukce. Pro úplné fungování je třeba dořešit v návaznosti na tuto práci nosnou konstrukci a zvedací mechanismus. Nosná konstrukce bude pravděpodobně sestávat ze sestavení hliníkových profilů pro podporu dopravníku a připevnění zvedání, což se následně celé přišroubuje k zemi v prostorách laboratoří.

ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988
- [3] Český metrologický institut [online]. 2002 [cit. 2021-8-8]. Dostupné z: <https://www.cmi.cz/statni%20etalon%20objemove%20hmotnosti%20obilovin>
- [4] DRAŽAN, František. Teorie a stavba dopravníků. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1983
- [6] *Lehké spirály* [online]. Rataj [cit. 2021-8-8]. Dostupné z: <https://www.rataj.cz/vyrobni-program/spiraly-snekovnice/lehke-spiraly>
- [5] KYSELA, František. Stroje zdvihací a dopravníky. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1958.
- [6] *Šnekové převodovky MRT.E* [online]. TOS Znojmo [cit. 2021-8-8]. Dostupné z: <https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/snekove-prevodovky/snekove-prevodovky-mrt-e/#vykonove-parametry>
- [7] LOPOT, František. *Šnekové dopravníky* [online]. [cit. 2021-8-9]. Dostupné z: <https://moodle-vyuka.cvut.cz/mod/folder/view.php?id=51869>
- [8] *Thrust ball bearing* [online]. SKF [cit. 2021-8-8]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51103>
- [9] DAIHO CONSTRUCTION CO LTD, Screw conveyor [online]. Vynálezce: Hagimoto Hiromi; Okubo Kenji. Přihl.: 13. 4. 1988. IPC B65G33/14; B65G33/26; (IPC1-7): B65G33/14; B65G33/26. Čís. patentu: JPS6382211A. Úřad průmyslového vlastnictví. [vid. 24. listopadu 2020]
- [10] ASAHI ENGINEERING, Shaftless screw conveyor [online]. Vynálezce: Inoue Keiichirou. Přihl.: 5. 6. 1980. IPC B65G33/14; B65G33/26; (IPC1-7): B65G33/14; B65G33/26. Čís. patentu: JPS5574906A. Úřad průmyslového vlastnictví. [vid. 23. listopadu 2020]
- [11] *Přehled vlastností oceli S235JR* [online]. bbolzano [cit. 2021-8-8]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>



Obr. 1: naplnění žlabu podle procenta zaplnění [2]	- 3 -
Obr. 2: tabulka vlastností a hodnot materiálů [2]	- 3 -
Obr. 3: osová provedení šnekovnice [2]	- 4 -
Obr. 4: bezosé provedení [6]	- 5 -
Obr. 5: šnek se dvěma spirálami [9]	- 5 -
Obr. 6: silnostěnné provedení [9]	- 5 -
Obr. 7: kombinace sestavení šnekového dopravníku [2]	- 6 -
Obr. 8: vodicí ložiska šneku [1]	- 7 -
Obr. 9: spojení segmentů šneku čepem [2]	- 7 -
Obr. 10: žlabový dopravník [2]	- 8 -
Obr. 11: trubkový dopravník	- 8 -
Obr. 12: šneková převodovka MRT/E TOS Znojmo	- 8 -
Obr. 13: závislost korekčního součinitele C na úhlu natočení [2]	- 9 -
Obr. 14: graf závislosti výkonu na úhlu natočení	- 11 -
Obr. 15: tabulka globálních součinitelů	- 12 -
Obr. 16: rozklad rychlostí vertikálního dopravníku [1]	- 14 -
Obr. 17: šneková převodovka MRT výrobce TOS Znojmo [6]	- 16 -
Obr. 18: příčný řez čepelí spirály	- 17 -
Obr. 19: celá sestava dopravníku	- 20 -
Obr. 20: spirála s hřídelí	- 21 -
Obr. 21: detail spojení spirály s hřídelí	- 21 -
Obr. 22: hnací hřídel	- 22 -
Obr. 23: trubice pohled v řezu zespod	- 22 -
Obr. 24: trubice boční pohled v řezu	- 22 -
Obr. 25: horní příruba trubice	- 23 -
Obr. 26: spodní příruba trubice pohled v řezu	- 23 -
Obr. 27: podpůrná konstrukce z jeklů boční pohled	- 24 -
Obr. 28: detail přivařené trubky sloužící jako výsypka	- 24 -
Obr. 29: podpůrná konstrukce z jeklů přední pohled	- 25 -
Obr. 30: podpůrná konstrukce	- 25 -
Obr. 31: U-výpalek	- 26 -
Obr. 32: první návrh rozměrů násypky	- 27 -
Obr. 33: profil násypky	- 27 -
Obr. 34: příčný průřez spirálou	- 28 -
Obr. 35: příčný řez násypkou	- 28 -
Obr. 36: násypka	- 28 -
Obr. 37: zástrčka	- 29 -
Obr. 38: řez převodovkou a axiální jištění	- 30 -
Obr. 39: náustek	- 31 -
Obr. 40: axiální jištění	- 32 -
Obr. 41: detail axiálního jištění na straně ložiska	- 32 -
Obr. 42: náčrt zvedacího mechanismu	- 33 -
Obr. 43: řez spojem hřídele se spirálou	- 35 -
Obr. 44: tvar svaru	- 35 -
Obr. 45: ložisko 51103 [8]	- 37 -
Obr. 46: tabulka rozměrů [8]	- 37 -