



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

# NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO PŘEPRAVU VAJEČNÝCH SKOŘÁPEK

DESIGN OF FACILITY FOR EGG-SHELLS TRANSPORTATION

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kryštof Hruška

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Pernica

BRNO 2018



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství  
Student: **Kryštof Hruška**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Marek Pernica**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Návrh zařízení pro přepravu vaječných skořápek

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Přeprava komodit je velmi důležitou součástí nejen v potravinářském a farmaceutickém průmyslu, ale také v zemědělství a dalších průmyslových odvětvích. Volba vhodného způsobu přepravy pracovní látky může být klíčová pro bezproblémové a spolehlivé fungování linky, a má velký vliv na ekonomiku celého procesu.

Navrhněte zařízení pro přepravu a odvodnění vaječných skořápek pro farmaceutickou výrobní linku.

Základní parametry dopravní trasy:

Dopravované množství vaječných skořápek:  $Q = 3 \text{ kg/s}$

Dopravní délka:  $L = 3 \text{ m}$

Komodita: Vaječné skořápky

#### **Cíle bakalářské práce:**

Rešerše možných způsobů přepravy zadané komodity.

Výběr a návrh vhodného zařízení pro dopravu na základě vykonané rešerše.

Výpočet hlavních parametrů zvoleného dopravního řešení.

Základní výkresová dokumentace zvoleného zařízení.

#### **Seznam doporučené literatury:**

LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 8073610337.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIAM, 2010, 1159 s. ISBN 9788021426290.

MEDEK, Jaroslav. Hydraulické pochody. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-21-2640-3.

MEDEK, Jaroslav. Mechanické pochody. Vyd. 3. přeprac. Brno: PC-DIR, 1998. ISBN 80-214-1264-x.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Vaječné skořápky jsou velmi vhodnou základní surovinou pro výrobu minerálních doplňků stravy. Práce se zabývá jedním z procesů při jejich výrobě, a to přepravou komodity po proplachu do čisté místnosti. V práci jsou navržena možná řešení, která jsou popsána v rešerši, na jejímž základě je jako nejvhodnější varianta vybrán šnekový dopravník a navrhnuo konstrukční řešení. Na základě výpočtů jsou vybrány a navrženy jednotlivé díly dopravníku. Celé zařízení je vymodelováno v programu SolidWorks a výkresová dokumentace obsahuje celkový výkres sestavy.

### **Klíčová slova**

Šnekový dopravník, šnek, vaječné skořápky, pohon, žlab

## **ABSTRACT**

Egg shells are a very suitable basic raw material for the production of mineral dietary supplements. The thesis deals with one of the processes in their production, the transportation of the commodity after flush into a clean room. The thesis proposes possible solutions, which are described in the research part, on the basis of which a screw conveyor is chosen as a suitable solution and a design solution is proposed. Based on the calculations, the individual parts of the conveyor are selected and designed. The entire device is modeled in SolidWorks and the drawing documentation contains the overall drawing of the assembly.

### **Key words**

Screw conveyor, screw, egg shells, engine, trough

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HRUŠKA, K. *Návrh zařízení pro přepravu vaječných skořápek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 46 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marek Pernica.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh zařízení pro přepravu vaječných skořápek** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 25. května 2018

---

Kryštof Hruška

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu Ing. Markovi Pernicovi za věnovaný čas, cenné rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování bakalářské práce.

# OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Volba vhodného zařízení pro přepravu vaječných skořápek.....	12
1.1 Dopravníky s tažným elementem .....	12
1.1.1 Pásové dopravníky .....	12
1.1.2 Článekové dopravníky .....	13
1.1.3 Hrnoucí dopravníky.....	13
1.2 Dopravníky bez tažného elementu.....	13
1.2.1 Šnekový dopravník.....	13
1.3 Čerpadla .....	14
1.4 Diskuze nad volbou dopravního zařízení.....	14
2 Šnekové dopravníky .....	15
2.1 Rozdělení šnekových dopravníků .....	15
2.2 Konstrukce šnekového dopravníku.....	17
2.2.1 Šnek.....	17
2.2.2 Žlab.....	17
2.2.3 Pohonná jednotka .....	17
2.3 Zvolené konstrukční řešení .....	18
3 Výpočet a návrh základních rozměrů šnekovnice .....	19
3.1 Výpočet objemového dopravního výkonu .....	19
3.2 Výpočet průměru šnekovnice .....	19
3.3 Volba rozměrů žlabu.....	20
4 Volba pohonu šnekového dopravníku .....	21
4.1 Výpočet výkonu motoru .....	21
4.2 Výběr elektromotoru.....	21
4.3 Výpočet převodového poměru.....	22
4.4 Výběr převodovky .....	22
4.5 Volba pružné spojky .....	23
4.5.1 Bezpečnost spojky.....	24
5 Výpočet skutečných hodnot .....	25
5.1 Výstupní otáčky .....	25
5.2 Výstupní kroutící moment .....	25
5.3 Kontrola skutečného objemového dopravního výkonu .....	25
5.3.1 Rozdíl mezi skutečným a zadaným objemovým dopravním výkonem.....	26
6 Uložení šneku .....	27

6.1	Hmotnost šneku.....	27
6.1.1	Hmotnost šnekovnice.....	27
6.1.2	Hmotnost hřídele .....	27
6.1.3	Celková hmotnost šneku.....	27
6.2	Velikost radiální síly .....	28
6.3	Velikost axiální síly.....	28
6.3.1	Axiální síla od pohybujícího se materiálu .....	28
6.3.2	Axiální síla od tíhové síly .....	29
6.3.3	Výsledná velikost axiální síly.....	29
6.4	Výběr ložiska pohonu.....	30
6.4.1	Poměr axiální a radiální síly .....	30
6.4.2	Trvanlivost ložiska pohonu.....	30
6.5	Výběr koncového ložiska .....	31
6.5.1	Poměr axiální a radiální síly .....	31
6.5.2	Trvanlivost koncového ložiska .....	31
7	Pevnostní kontrola.....	32
7.1	Pevnostní kontrola hřídele.....	32
7.1.1	Napětí od tlaku.....	32
7.1.2	Napětí od ohybu.....	33
7.1.3	Napětí od krutu .....	34
7.1.4	Bezpečnost vůči podmínce HMM.....	35
7.2	Průhyb hřídele .....	36
8	Praktická zkouška .....	38
9	3D model.....	39
	ZÁVĚR .....	41
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	42
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	44
	SEZNAM PŘÍLOH.....	46

## ÚVOD

Vaječné skořápky jsou využívány ve farmaceutickém průmyslu jako zdroj vápníku do mnoha medicínských přípravků, nejčastěji jsou ovšem zpracovávány do vápníkových tablet. Aby se ovšem část slepičího vejce přetvořila na tabletu, je zapotřebí určitého procesu. Skořápky, které jsou v mnohých případech odpadní surovinou různých potravinářských odvětví, se podrtí na několikamilimetrové kousky, které musí být důkladně zbaveny všech nečistot a následně skladovány po určitou dobu v chladném prostředí, aby se prověřila jejich nezávadnost, neboť vaječné skořápky jsou možným nositelem salmonely a jiných bakterií. V poslední době se také uvažuje o využívání vaječných blan, které byly dříve likvidovány, a které je tak jako tak zapotřebí oddělit od skořápek.

Bakalářská práce se zabývá přepravou vaječných skořápek z místnosti, ve které probíhá jejich drcení, odstraňování blan a dalších nečistot, do druhé místnosti, takzvané čisté, kde probíhá jejich další zpracování. Parametry dopravní trasy ze zadání jsou: dopravní délka tři metry a dopravované množství tři kilogramy za sekundu.

V první části práce je vypracována rešerše nad vhodnou volbou dopravníku. Zvolené zařízení je dále podrobněji popsáno a je navrženo konstrukční řešení. V následující části je toto řešení dále podrobněji rozpracováno a jsou provedeny potřebné výpočty. Součástí práce je i praktická zkouška zvoleného způsobu přepravy, model celého dopravníku v programu SolidWorks a jeho výkres sestavy.

# 1 Volba vhodného zařízení pro přepravu vaječných skořápek

Pro přepravu sypkých hmot, pod které spadají i vaječné skořápky, lze použít široké spektrum dopravních zařízení. Dopravníky se rozdělují do dvou základních skupin, ty, které využívají tažný element, a ty, které využívají jinou technickou konstrukci. Tažným elementem může být pás, řetěz, nebo lano, které obíhá okolo koncových kol, či bubnů. [2]

Skořápky jsou po drcení a proplachu. Jedná se o vlhkou vysoce abrazivní hmotu, jejíž hustota se dle měření, které proběhlo na ústavu procesního inženýrství, pohybuje okolo  $2000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

## 1.1 Dopravníky s tažným elementem

U tohoto typu dopravníků nevykonává dopravovaný materiál žádný relativní pohyb vzhledem k tažnému elementu. Radíme k nim dopravníky pásové, článkové, korečkové, závěsné, žlabové a redlery. [2]

### 1.1.1 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším zařízením určených ke kontinuální dopravě sypkých látek, a to převážně ve vodorovném, nebo mírně šikmém směru [1]. Využití nachází například v povrchových dolech, tepelných elektrárnách, třídíčkách odpadů, v potravinářském průmyslu a v mnoha dalších odvětvích. Dosahují objemového dopravního výkonu až  $10\,000 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$  při rychlosti pásu  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a materiál mohou přepravovat až na kilometrové vzdálenosti [2]. Tažný prvek, kterým je dopravní pás, plní funkci nosiče přepravovaného materiálu a zároveň přenáší tahové síly, které vznikají překonáváním pohybových odporů [2].

Mezi jejich výhody patří:

- *plynulost přepravy a s tím spojená vysoká dopravní rychlost [1]*
- *jednoduchá údržba [2]*
- *vysoká účinnost [1]*
- *malá spotřeba energie [2]*
- *relativně jednoduchá konstrukce [2]*

Nevýhodami jsou:

- *velký počet mazacích míst [2]*
- *limitovaná životnost dopravního pásu [2]*
- *přeprava neprobíhá v uzavřeném prostředí, bylo by nutné uzavřít dopravník do plechového tubusu, čímž by se výrazně ztížila údržba a konstrukce*

Z důvodu vysokých požadavků na hygienu by bylo vhodné použít nerez-ocelový dopravní pás, a to i kvůli jeho vhodnosti pro dopravu abrazivních materiálů [1]. To by ovšem vedlo ke snížení dopravní rychlosti a nutnosti zvětšení celého dopravníku, neboť průměr bubnů by musel být velký.

### 1.1.2 Článekové dopravníky

Charakteristickým znakem článekových dopravníků jsou jejich tažné elementy (obvykle dva řetězy), k jejichž článkům jsou připevněny nosné orgány nejrůznějších tvarů. Nacházejí uplatnění tam, kde se z různých důvodů nedají použít dopravníky pásové, například: velká kusovitost, vysoká abrazivnost, nebo vysoká teplota přepravovaného materiálu. [2]

Výhodami jsou:

- *odolnost tažného a nosného elementu proti opotřebení* [2]
- *robustnost konstrukce*
- *možnost samočinného nabírání materiálů* [1]

Nevýhody jsou:

- *vysoká hmotnost konstrukce*
- *poměrně vysoká energetická náročnost* [2]
- *nutnost pravidelné údržby a kontroly* [1]

### 1.1.3 Hrnoucí dopravníky

Dopravníky hrnoucí, které rozdělujeme na hřeblové a redlery, jsou sice výhodné díky své jednoduché konstrukci a snadnému zakrytování, ovšem nejsou vhodné pro dopravu lepkavých a vlhkých materiálů [1].

## 1.2 Dopravníky bez tažného elementu

Do této skupiny dopravníků zařazujeme dopravníky: vibrační, šnekové, válečkové a kladičkové tratě a dopravní skluzy. Tyto dopravní, manipulační zařízení nemají klasický tažný prostředek, a tudíž přepravují materiál na základě jiného fyzikálně-technického principu [2].

### 1.2.1 Šnekový dopravník

V případě šnekového dopravníku se využívá rotující účinek šneku na materiál, který je nasypáván do žlabu, ve kterém je šnek uložen [2].

Výhodami jsou:

- *robustnost a tím i nízká poruchovost*
- *lze jimi dopravovat takřka všechny druhy sypkých látek* [1]
- *kompaktnost a snadná realizace uzavření*

Nevýhodami jsou:

- *opotřebovávání pracovních součástí*
- *velká spotřeba energie*
- *možnost drcení přepravovaného materiálu*

### 1.3 Čerpadla

Další možností je vaječné skořápky smíchat s množstvím vody a následně je odčerpávat pomocí čerpadla a trubkami je dopravovat na místo určení. Čerpadla rozdělujeme na hydrostatická, proudová a hydrodynamická. Většina vodních ponorných nebo kalových čerpadel je založena na tomto principu [3]. Nejsou však příliš vhodná pro pastovitě, pevné nebo sypké materiály [3]. Bylo by nutné míchat skořápky s velkým množstvím vody.

Výhodami jsou:

- *z uvažovaných variant nejlepší kompaktnost a uzavřenost*

Nevýhodami jsou:

- *náročná kontrola opotřebení*
- *nutnost řešení přívodu a odvodu vody*
- *velké opotřebení v důsledku abraze*

Jako případné čerpadlo by šlo například použít kalové čerpadlo od firmy LK Pumpservice s.r.o. z řady H 5000 [4].

### 1.4 Diskuze nad volbou dopravního zařízení

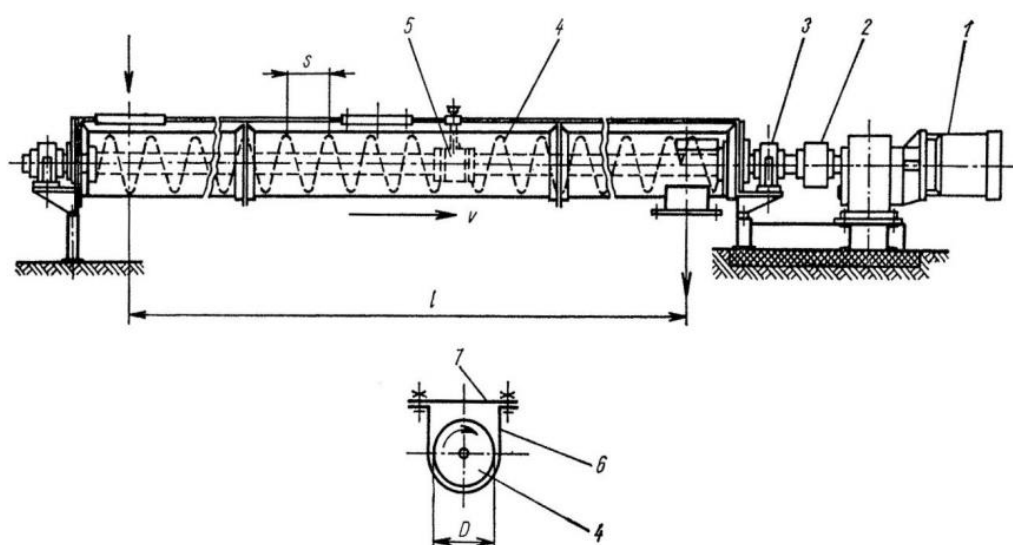
Pro přepravu by bylo vhodné zvolit pásový dopravník, kvůli jeho možným vysokým hodnotám objemového dopravního výkonu, plynulosti přepravy a nízké ceně. Zadavatel ovšem chce dopravovat materiál z jedné místnosti skrz stěnu do druhé, kvůli dodržení hygienických požadavků. Proto je nutné volit co nejkompaktnější řešení, neboť zadavatel chce prostoupit zdí co možná nejmenším otvorem. Tomu bohužel pásový dopravník, ani další dopravníky s tažným elementem, které by musely být ještě rozšířené o zakrytování, nevyhovují. Požadavkům malých rozměrů nejlépe vyhovuje doprava za pomoci čerpadla. Ta ovšem není příliš vhodná pro přepravu vaječných skořápek, neboť vlivem vysoce abrazivní směsi dochází k velmi intenzivnímu opotřebovávání částí, které přicházejí do styku s přepravovanou směsí. Dalšími nevýhodami jsou: obtížná kontrola opotřebení, a to hlavně v potrubí, nízká hodnota objemového dopravního výkonu, vysoká cena čerpadla, do které je třeba započítat i náklady za výměnu opotřebovávaných součástí a nutnost řešení cirkulace vody.

Šnekový dopravník má sice rozměr žlabu větší než průměr trubky u přepravy za pomoci čerpadla, ale mnohem lépe odolává abrazivnímu materiálu, a i jeho cena je nižší. Oproti dopravníkům s tažným elementem jsou jeho rozměry menší a realizace uzavřeného prostředí mnohem snazší. Díky těmto vlastnostem je volen jako realizovaný způsob přepravy.

## 2 Šnekové dopravníky

Šnekové dopravníky přepravují materiál pomocí rotujícího šneku. Jsou velmi jednoduché, a proto i málo poruchové. Skládají se ze tří hlavních částí: šneku, žlabu a pohonu. Výhodou šnekových dopravníků je také robustnost, kompaktnost, uzavřenost i jednoduchost. Spektrum přepravitelných materiálů je poměrně široké, například materiály prašné, vláknité, zrnité, drobně kusovité i částečně vlhké. [1]

Na obrázku 1 [2] je uvedeno schéma vodorovného šnekového dopravníku. Pokud začne hřídel šneku uložena v ložiscích za pomoci motoru rotovat, dochází k posunování dopravovaného materiálu žlabem.



Obrázek 1 - Schéma šnekového dopravníku [2], str. 266;

1-motor s převodovkou, 2-spojka, 3-vnější ložisko, 4-šnek, 5-vodičí ložisko, 6-žlab, 7-víko žlabu

Dopravní výkony leží mezi 1 až 300 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>, jejich délky dosahují až 60 m. Rychlost materiálu nepřesahuje 0,5 m·s<sup>-1</sup> a otáčky se pohybují v rozmezích 0,2 a 4 ot·s<sup>-1</sup> [1].

### 2.1 Rozdělení šnekových dopravníků

#### 1) Podle směru dopravy [1]

- a) *Horizontální*
- b) *Šikmé*
- c) *Vertikální*

Šnekové dopravníky se zejména používají pro horizontální dopravu, či přepravu s mírným sklonem. Při úhlu sklonu 25° se objemový dopravní výkon snižuje o 50 %, a proto nejsou vhodné pro přepravu pod většími úhly.

## 2) Podle směru stoupání šneku [2]

### a) *Pravotočivé*

Šnek s pravým stoupáním, materiál se při otáčení pohybuje proti směru působícího momentu.

### b) *Levotočivé*

Šnek s levým stoupáním, materiál se při otáčení pohybuje ve směru působícího momentu.

### c) *Kombinované*

Lze jimi dosáhnout toho, že materiál se v jednom žlabu pohybuje v protichůdných směrech.

## 3) Podle provedení šnekovnice [2]

Šnekovnice se dělí podle jejího tvaru na:

### a) *S plnou šnekovnicí*

Používané pro dopravu práškovitých a jemně zrnitých nelepivých materiálů.

### b) *S obvodovou šnekovnicí*

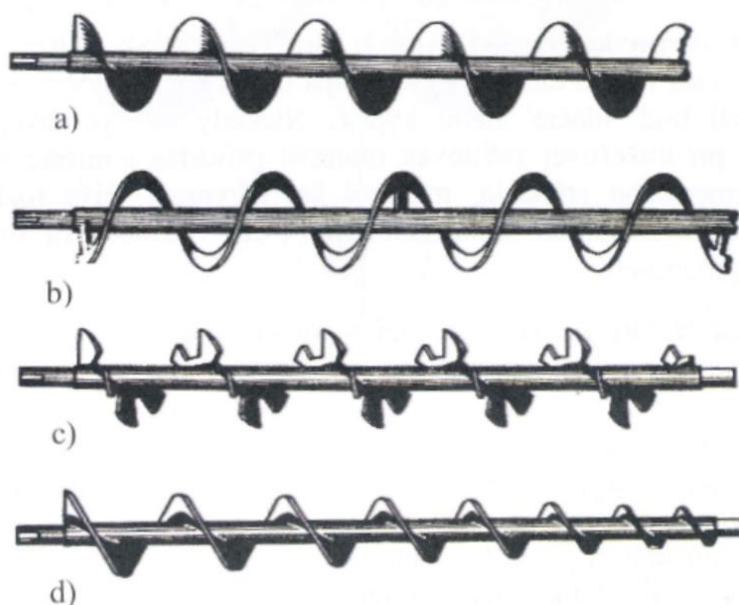
Nacházejí využití při přepravě zrnitých soudržných materiálů.

### c) *S lopatkovou šnekovnicí*

Uplatňují se při dopravě lepivých materiálů, zároveň materiál dobře promíchávají.

### d) *S kuželovou šnekovnicí*

Modifikace plné šnekovnice, ovšem u kuželové se průměr šnekovnice plynule po délce mění. Podle směru rotace pak toto umožňuje materiály zhušťovat či kypřit.



Obrázek 2 - Provedení šnekovnice [2], str. 267;  
a - plná, b - obvodová, c - lopatková, d - kuželová

## 4) Podle počtu závitů šneku [2]

### a) *Jednošnekové*

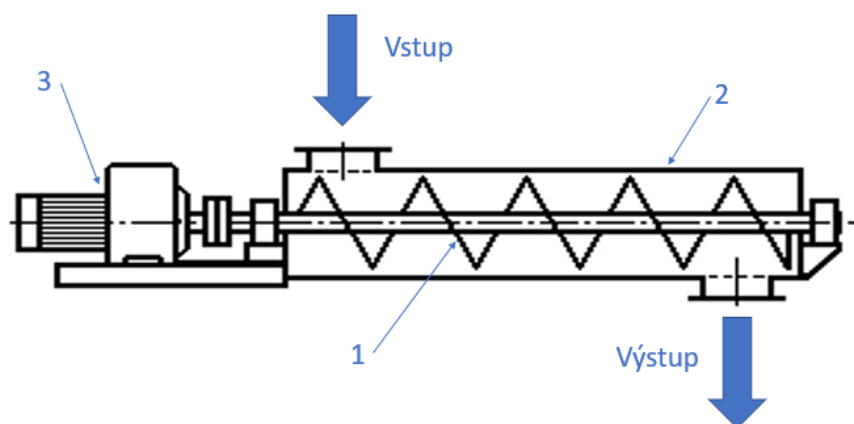
Dopravník má hřídel pouze v jedné ose.

### b) *Šnekové pole*

Dva či více šneků je uloženo paralelně v jednom žlabu.

## 2.2 Konstrukce šnekového dopravníku

Hlavními částmi šnekového dopravníku jsou: šnek, žlab a pohonná jednotka, viz obrázek 3 [5].



Obrázek 3 – Hlavní části šnekového dopravníku [5];  
1 – Šnek, 2 – Žlab, 3 – Pohonná jednotka

### 2.2.1 Šnek

Šnekovnice, společně se šnekovou hřídelí, jsou hlavní funkční pracovní části šnekového dopravníku [2]. Rozměry a geometrické charakteristiky šneku zásadně ovlivňují, pro jaké druhy materiálů bude dopravník vhodný. Tato problematika je více popsána v kapitole 2.1.

Šnekovnice se převážně vyrábí z plechu a navařuje se na hřídel, za kterou je volena bezešvá trubka. Plné šnekovnice jsou svařeny z dílů odpovídajících jednomu závit, které se vyrábějí lisováním za tepla. Obvodové šnekovnice se vyrábějí válcováním za tepla mezi kónickými kotouči a ke hřídeli jsou připojeny za pomoci držáků z ploché oceli. Vnější průměry šnekovnic jsou normalizovány a to od 160 do 500 mm pro plné šnekovnice a od 320 do 630 pro šnekovnice obvodové. [1]

### 2.2.2 Žlab

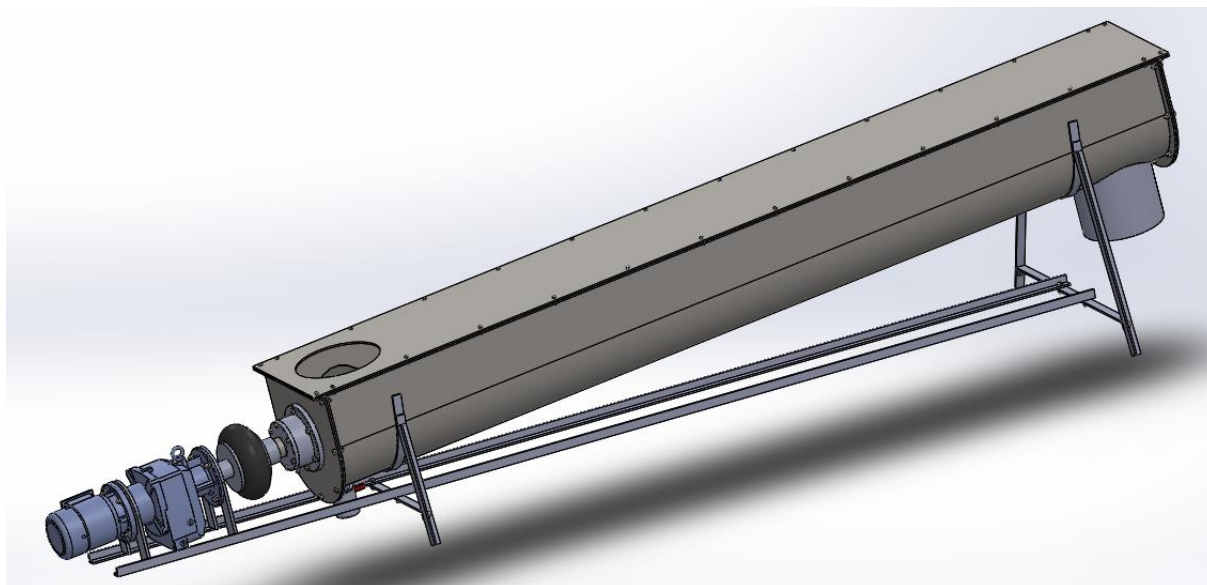
Žlab je vnější nosnou částí šnekového dopravníku. Přepravovaná komodita se do něj přivádí otvorem shora a odvádí se buď volným koncem, nebo otvorem na spodní straně žlabu. Principiálně lze materiál přivádět i odvádět v libovolném místě. Žlab má nejčastěji tvar písmena U, ale může být i plně kruhový. V horní části, při variantě U, je vytvořený lem, který zvyšuje tuhost žlabu a zároveň umožňuje upevnění krycího víka. Tloušťka plechu, ze kterého je žlab vyráběn, se pohybuje mezi 2 ÷ 8 mm. Mezi šnekovnicí a žlabem je volena potřebná vůle 5 ÷ 10 mm. Aby se zamezilo drcení a zadírání materiálu mezi dnem žlabu a šnekovnicí, je hřídel uložena excentricky. [2]

### 2.2.3 Pohonná jednotka

Pro šnekové dopravníky, jako i pro mnoho dalších průmyslových zařízení, se jako pohon nejčastěji používají asynchronní elektro-motory, a to díky jejich jednoduchosti konstrukce, která zaručuje velkou spolehlivost a životnost. Jsou také podstatně levnější než motory stejnosměrné. Pohonnou jednotku lze umístit jak na začátek, tak na konec dopravníku. [6]

## 2.3 Zvolené konstrukční řešení

V kapitole 1.4 byl za dopravní mechanismus zvolen šnekový dopravník. Všechny jeho části, které budou přicházet do styku s přepravovanou směsí, budou vyrobeny z nerezí S316L, kterou zákazník požaduje kvůli certifikacím a dřívějším zkušenostem. Průměr šnekového dopravníku bude volen dle zadané hodnoty dopravovaného množství  $Q = 3 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Žlab bude vyroben do tvaru U a zakrýván odnímatelným víkem, aby byla možná jednoduchá kontrola vnitřního prostoru žlabu. Rovněž bude ve spodní části žlabu otvor pro kulový ventil, který bude sloužit jako odtok při čištění. Šnek bude poháněn asynchronním motorem, který bude umístěn na straně vstupu materiálu do žlabu, aby zůstal mimo čistou místnost a pro jednodušší manipulaci s dopravníkem. Vhodných otáček bude dosaženo za pomoci čelní převodovky. Zvolená plná šnekovnice bude uložena excentricky ve dvou ložiscích, z nichž ložisko u pohonu bude voleno tak, aby zachytávalo jak radiální, tak i axiální síly, zatímco druhé ložisko bude zatíženo jen silou radiální. Pružná spojka přenášející hnací moment z výstupní hřídele převodovky na hřídel bude zajišťovat ochranu před přetížením a tlumit torzní kmity.



Obrázek 4 - Model šnekového dopravníku

### 3 Výpočet a návrh základních rozměrů šnekovnice

V této kapitole jsou počítány základní rozměry šnekovnice na základě zadaných parametrů, podle kterých se posléze budou vybírat a navrhovat díly dopravníku.

#### 3.1 Výpočet objemového dopravního výkonu

Aby mohl být určen vhodný průměr šnekovnice  $D_s$ , musí být nejdříve vypočten objemový dopravní výkon.

$$Q_v = \frac{Q}{\gamma} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}) \quad (3.1)$$

$$Q_v = \frac{10800}{2000} = 5,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Vztah (3.1) dle [1], str. 208

Kde:  $Q$  ... dopravní výkon ( $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ), zadané dopravované množství je  $3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , abychom dostali dopravní výkon, je třeba vynásobit zadanou hodnotu číslem 3600.

$$Q = 3 \cdot 3600 = 10800 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$\gamma$  ... sypaná objemová hmotnost dopravovaného materiálu ( $\text{kg} \cdot \text{m}^3$ ), volím dle [1], tab. 9.2, str. 210,  $\gamma = 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$  – vaječné skořápky mají podobnou sypanou objemovou hustotu jako mokrá štěrk.

#### 3.2 Výpočet průměru šnekovnice

Pro objemový dopravní výkon platí také vztah (2)

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}) \quad (3.2)$$

Z tohoto vztahu určíme průměr šnekovnice  $D_s$ .

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad (\text{m}) \quad (3.3)$$

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} = 0,341 \text{ m}$$

Vztah (3.3 a 3.2) dle [1], str. 208

Kde:  $D_s$  ... průměr šnekovnice (m)

$s$  ... stoupání šnekovnice (m), dle [1], str. 208 je voleno  $s = D$

$n$  ... otáčky šneku ( $\text{s}^{-1}$ ), dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno  $n = 0,4 \text{ s}^{-1}$

$\psi$  ... součinitel plnění (-), dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno  $\psi = 0,15$

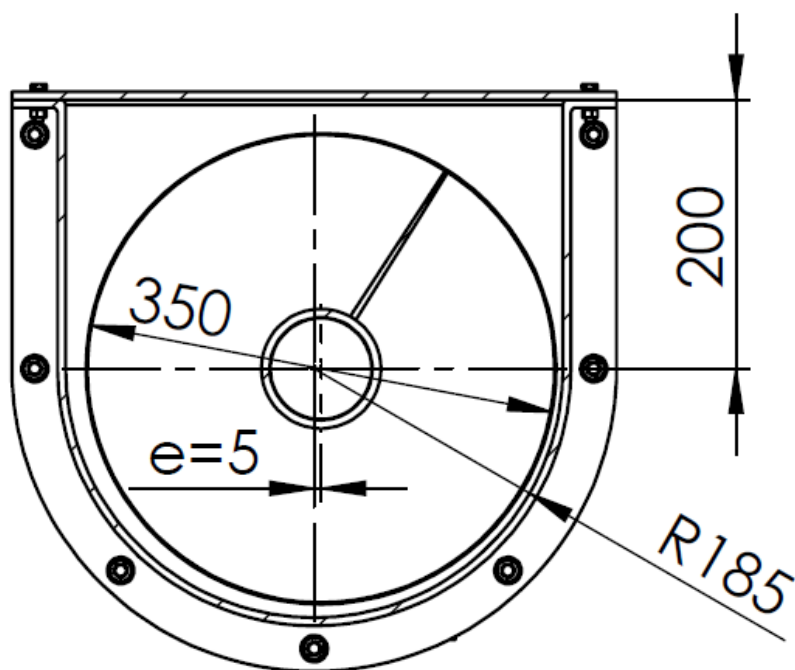
$c_H$  ... součinitel sklonu (-), dle [1], str. 209, obr. 9.7 je voleno  $c_H = 0,8$

Podle katalogu firmy PRECIZ s.r.o. [7], str. 2, je zvolen průměr šnekovnice  $D_s = 350 \text{ mm}$ .

### 3.3 Volba rozměrů žlabu

Rozměry žlabu volím na základě vnějšího průměru šnekovnice  $D_s = 350$  mm, viz kapitola 3.2, a požadované přepravní délky. Příčný vnitřní rozměr je volen 370 mm a délka žlabu 3050 mm, ta je volena delší, než je rozměr šnekovnice ze dvou důvodů. Za prvé, aby se využila celá délka šneku a za druhé, aby mezi čelem šnekovnice a čelem žlabu byl dostatečný prostor pro šroubové spoje.

Na základě kapitoly 2.2.2 volím tloušťku plechu, z níž bude žlab vyroben, 6 mm a excentricitu 5 mm. Tím je dána vůle mezi bokem žlabu a vnějším průměrem šnekovnice na jedné straně 15 mm a na druhé 5 mm, mezi dnem je pak mezera 10 mm, viz obrázek 5.



Obrázek 5 - Excentricita a hlavní rozměry žlabu

Víko žlabu, do něhož bude vytvořen otvor pro přívod přepravované komodity, je ze stejného plechu jako žlab.

## 4 Volba pohonu šnekového dopravníku

Pohon šnekového dopravníku ve většině případů zajišťuje asynchronní motor, a to kvůli jeho jednoduché konstrukci, robustnosti a dostupnosti.

### 4.1 Výpočet výkonu motoru

$$P = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad (W) \quad (4.1)$$

$$P = \frac{10800 \cdot 9,81}{3600} \cdot (2,954 \cdot 5 \pm 0,52) = 450,074 \text{ W} = 0,45 \text{ kW}$$

Vztah (4.1) dle [1], str. 209

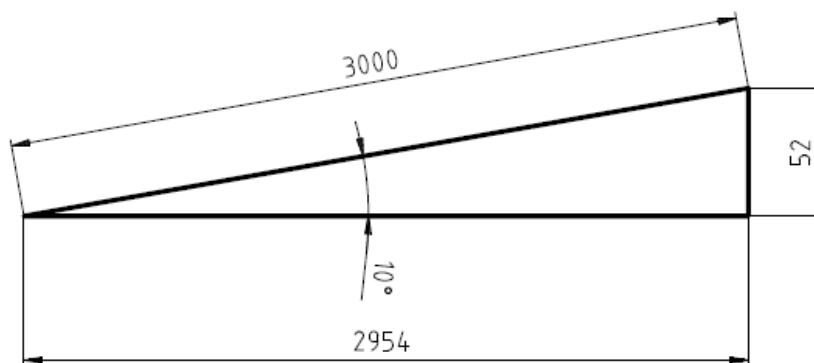
Kde:  $Q$  ... dopravní výkon ( $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ),  $Q = 10800 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , viz vztah (1)

$l_v$  ... vodorovná dopravní délka (m), ze zadání má být délka dopravníku  $3 \text{ m}$  a sklon dopravníku  $10^\circ$ , z čehož pomocí Pythagorovy věty vyplývá  $l_v = \cos(10^\circ) \cdot 3 = 2,954 \text{ m}$

$h$  ... dopravní výška (m),  $h = \sin(10^\circ) \cdot 3 = 0,52 \text{ m}$

$w$  ... celkový součinitel odporu (-), dle [1], str. 210, tab. 9.2 je pro mokrý šterk volen součinitel odporu  $w = 5$

$g$  ... tíhové zrychlení ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ),  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



Obrázek 6 - Schéma dopravní výšky, dopravní délky a vodorovné dopravní délky

### 4.2 Výběr elektromotoru

Podle vypočítaného výkonu volím nejbližší vyšší trojfázový asynchronní elektromotor značky NORD.

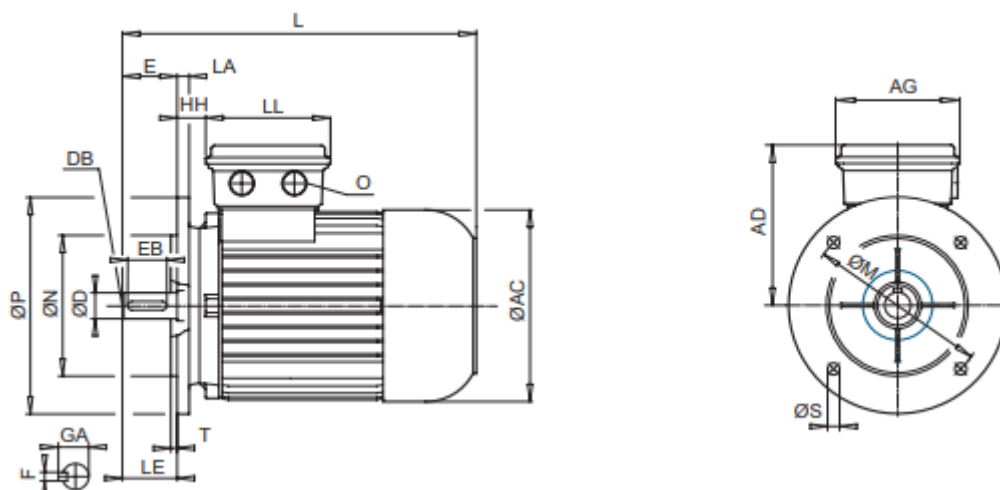
Z katalogu firmy NORD [8], str. 76.

Parametry elektromotoru: IE1/80/ S/4, tvaru B5

Výkon:  $0,55 \text{ kW}$

Otáčky:  $n_M = 1375 \text{ min}^{-1}$

Hmotnost:  $m_M = 8 \text{ kg}$



Obrázek 7 - Rozměry elektromotoru NORD IE1/80/ S/4, tvaru B5, z [8], str. 100

Tabulka 1 - Rozměry elektromotoru [8], str. 100, 101

<b>Tvar</b>	<b>LA</b> (mm)	<b>M</b> (mm)	<b>N</b> (mm)	<b>P</b> (mm)	<b>S</b> (mm)	<b>T</b> (mm)	<b>AC</b> (mm)	<b>AD</b> (mm)	<b>AG</b> (mm)	<b>HH</b> (mm)
B5	11	165	130	200	11	3,5	156	142	114	22
<b>L</b> (mm)	<b>LE</b> (mm)	<b>LL</b> (mm)	<b>O</b> (mm)	<b>D</b> (mm)	<b>DB</b> (mm)	<b>E</b> (mm)	<b>EB</b> (mm)	<b>F</b> (mm)	<b>GA</b> (mm)	
276	309	114	M25x1,5	19	M6	40	32	6	21,5	

### 4.3 Výpočet převodového poměru

$$i = \frac{n_M}{n} \quad (-) \quad (4.2)$$

$$i = \frac{1375}{24} = 57,25$$

Vztah (4.2)

Kde:  $n_M$  ... otáčky motoru ( $\text{min}^{-1}$ ), dle [8], str. 76,  $n_M = 1375 \text{ min}^{-1}$   
 $n$  ... otáčky šneku ( $\text{min}^{-1}$ ), dle vztahu (3.2),  $n = 24 \text{ min}^{-1}$

### 4.4 Výběr převodovky

Převodovku volím čelní a od stejné značky jako motor kvůli jistotě kompatibility.

Z katalogu firmy NORD [9], str. 93.

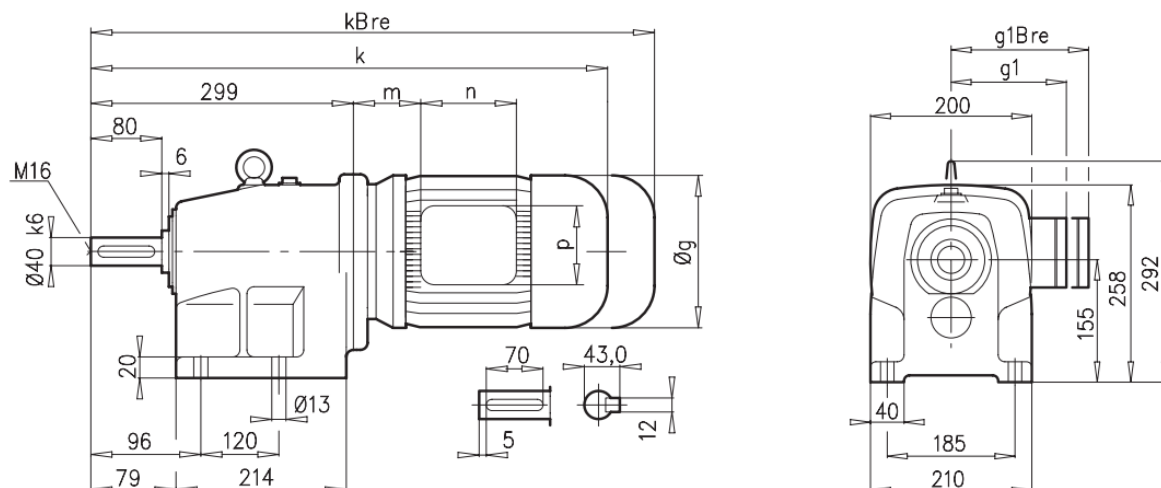
Parametry převodovky: SK 32 - 80S/4

*Výstupní otáčky:*  $n_2 = 24 \text{ min}^{-1} = 0,4 \text{ s}^{-1}$

*Maximální kroutící moment:*  $M_2 = 219 \text{ N}\cdot\text{m}$

*Převodový poměr:*  $i_2 = 57,53$

*Hmotnost:*  $m = 38 \text{ kg}$



Obrázek 8 - Rozměry převodovky SK 32 - 80S/4 [9], str. 157

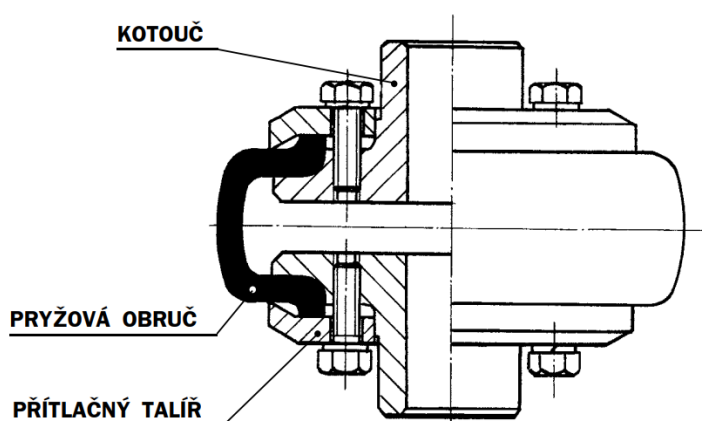
Tabulka 2 – Rozměry převodovky SK 32 - 80S/4 [9], str. 157

Označení	$k$ (mm)	$g$ (mm)	$g1$ (mm)	$g1Bre$ (mm)	$m$ (mm)	$n$ (mm)
SK32F	554	165	142	143	41	114

#### 4.5 Volba pružné spojky

Pružné spojky patří k nejpoužívanějším druhům spojek. Spojení hnací a hnané části pomocí pryže, gumy, plastu či oceli zajišťují ochranu před přetížením a zároveň tlumí torzní rázy.

Pro hřídel šnekového dopravníku byla zvolena spojka obručová – Periflex od firmy RUBENA a.s. Jedná se o pružné pryžové obruče, které se nasadí na příruby ukončující hřídele a pevně se uchytí za pomoci přítlačného talíře. [10]



Obrázek 9 – Uložení pryžové spojky [10], str. 1

Z katalogu firmy RUBENA a.s [10], str. 2.

Parametry pružné spojky: typu 1 s velkým průměrem  $\varnothing D = 250$  mm

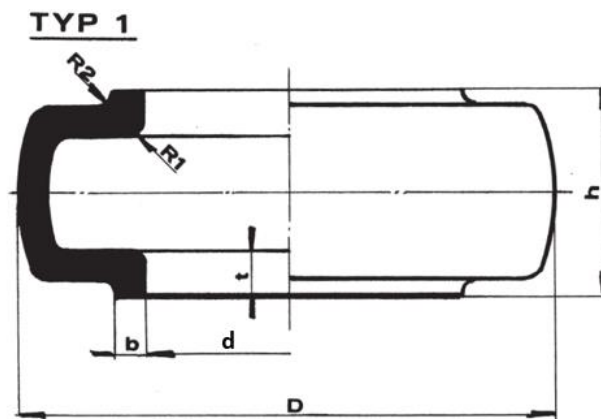
Jmenovitý točivý moment:  $M_{t1} = 630$  N·m

Točivý moment, při němž dojde k prokluzu:  $M_{t2} = 1200$  N·m

Nejvyšší dovolený točivý moment:  $M_{t3} = 2500$  N·m

Maximální otáčky:  $n_{max} = 2000$  min<sup>-1</sup>

Hmotnost:  $m = 1,1$  kg



Obrázek 10 – Pružná spojka Periflex [10], str. 2

Tabulka 3 - Rozměry pružné spojky [10], str. 2

<b>D</b> (mm)	<b>d</b> (mm)	<b>h</b> (mm)	<b>t</b> (mm)	<b>b</b> (mm)	<b>R<sub>1</sub></b> (mm)	<b>R<sub>2</sub></b> (mm)
250	70	70	17	8,5	5	5

#### 4.5.1 Bezpečnost spojky

$$k_s = \frac{M_{t2}}{M_2} \quad (-) \quad (4.3)$$

$$k_s = \frac{1200}{219} = 5,5$$

Vztah (4.3)

Kde:  $M_{t2}$  ... točivý moment, při němž dojde k prokluzu spojky (min<sup>-1</sup>),

viz kapitola 4.5 – parametry pojistné spojky,  $M_{t2} = 1200$  N·m

$M_2$  ... maximální kroutící moment (N·m), viz kapitola 4.4 – parametry převodovky,

$M_2 = 219$  N·m

## 5 Výpočet skutečných hodnot

V kapitole 3 byly provedeny výpočty, podle kterých se následně v kapitole 4 vybraly adekvátní komponenty dopravníku. Vybrané součásti ovšem nemají zcela stejné parametry, podle nichž byly voleny, proto je nutné určit nové – skutečné hodnoty dopravníku, vycházející ze zvolených komponentů.

### 5.1 Výstupní otáčky

$$n_v = \frac{n_M}{i_2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (5.1)$$

$$n_v = \frac{1375}{57,53} = 23,9 \text{ min}^{-1}$$

Vztah (5.1)

Kde:  $n_M$  ... otáčky motoru ( $\text{min}^{-1}$ ), dle parametrů elektromotoru – viz kapitola 4.2,  
 $n_M = 1375 \text{ min}^{-1}$   
 $i_2$  ... převodový poměr převodovky (-), dle parametrů elektromotoru – viz kapitola 4.2,  $i_2 = 57,53$

Což je téměř shodné s otáčkami, na které je dimenzován průměr  $D$  šnekovnice.

### 5.2 Výstupní kroutící moment

$$M_{kr} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_v} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5.2)$$

$$M_{kr} = \frac{550}{2 \cdot \pi \cdot 0,4} = 218,84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vztah (5.2)

Kde:  $P$  ... výkon motoru (W), dle tabulky 1,  $P = 550 \text{ W}$   
 $n_v$  ... výstupní otáčky ( $\text{min}^{-1}$ ), dle vztahu (5.1),  $n_v = 1375 \text{ min}^{-1}$

### 5.3 Kontrola skutečného objemového dopravního výkonu

$$Q_{vsku} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}) \quad (5.3)$$

$$Q_{vsku} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} \cdot 0,35 \cdot 0,15 \cdot 0,398 \cdot 0,8 = 5,7948 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Vztah (5.3) dle [1], str. 208

Kde:  $D_s$  ... průměr šnekovnice (m), viz kapitola 3.2,  $D = 0,35 \text{ m}$   
 $s$  ... stoupání šnekovnice (m), dle [1], str. 208 je voleno  $s = D$   
 $n$  ... otáčky šneku ( $\text{s}^{-1}$ ), dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno  $n = 0,4 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$   
 $\psi$  ... součinitel plnění (-), dle [1], str. 209, tab. 9.1 je voleno  $\psi = 0,15$   
 $c_H$  ... součinitel sklonu (-), dle [1], str. 209, obr. 9.7 je voleno  $c_H = 0,8$

### 5.3.1 Rozdíl mezi skutečným a zadaným objemovým dopravním výkonem

$$\Delta Q_v = \frac{Q_{v_{sku}} - Q_v}{Q_v} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}) \quad (5.4)$$

$$\Delta Q_v = \frac{5,7948 - 5,4}{5,4} = 0,0731 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 7,3 \%$$

Vztah (5.4)

Kde:  $Q_{v_{sku}}$  ... skutečný objemový dopravní výkon ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ), ze vztahu (5.3)

$$Q_{v_{sku}} = 5,7948 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$Q_v$  ... zadaný objemový dopravní výkon ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ), ze vztahu (3.1)

$$Q_v = 5,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Skutečný objemový dopravní výkon je o 7,3 % větší než zadaný, což je způsobeno odlišností skutečných hodnot od vypočtených. Objemový dopravní výkon je tedy větší než požadovaný, ovšem rozdíl není příliš výrazný a s touto chybou je i nadále počítáno.

## 6 Uložení šneku

Šnek bude uložen ve dvou ložiscích. Horní bude zatěžováno převážně radiální silou, zatímco spodní ložisko, u pohonu, bude muset přenášet jak radiální, tak i axiální zatížení. Pro správný výběr ložiska je nutné znát velikost těchto zatížení.

### 6.1 Hmotnost šneku

Hmotnost šneku je třeba znát pro výpočet radiální síly, která bude působit na ložiska, nebo také pro návržení nosné konstrukce.

#### 6.1.1 Hmotnost šnekovnice

Šnekovnice je volena z katalogu firmy PRECIS s.r.o. [7], str. 2, viz. kapitola výpočet průměru šnekovnice.

Tabulka 4 - Hlavní parametry šnekovnice [7], str. 2

Vnější Ø $D_s$ (mm)	Vnitřní Ø $d_s$ (mm)	Stoupání $s$ (mm)	Hmotnost $m_s$ (kg /3000 mm)	Materiál
350	89	350	25	1.4301

Délka šnekovnice má být dle zadání 3 m, hmotnost je tedy  $m_s = 25$  kg.

#### 6.1.2 Hmotnost hřídele

Hřídel je zvolena tak, aby její vnější průměr odpovídal vnitřnímu průměru šnekovnice. Volím tedy nerezovou hladkou bezešvou kruhovou trubku podle webových stránek firmy INEREZ.CZ [11], s číslem položky 5873 dle normy DIN 2462.

Tabulka 5 - Hlavní parametry hřídele [11]

Vnější Ø $D$ (mm)	Vnitřní Ø $d$ (mm)	Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ (MPa)	Hmotnost $m_h$ (kg·m <sup>-1</sup> )	Materiál
88,9	76,3	230	13,3	1.4541

Délka hřídele je pro výpočet uvažována 3,2 m, tudíž její uvažovaná celková hmotnost je  $m_h = 42,56$  kg. Ve výsledném dopravníku bude hřídel kratší a na jejích koncích budou čepy, tato skutečnost ovšem nehraje výraznou roli.

#### 6.1.3 Celková hmotnost šneku

Šnek se skládá z hřídele a šnekovnice, součtem jejich hmotností zjistíme celkovou hmotnost šneku.

$$m_c = m_s + m_h \quad (\text{kg}) \quad (6.1)$$

$$m_c = 25 + 42,56 = 67,56 \text{ kg}$$

Vztah (6.1)

Kde:  $m_s$ ... hmotnost šnekovnice (kg), dle tab. 4,  $m_s = 25$  kg

$m_h$  ... hmotnost hřídele (kg), z kapitoly 6.1.2,  $m_h = 42,56$  kg

## 6.2 Velikost radiální síly

Radiální síla je v tomto případě způsobena působením tíhového pole Země.

$$F_{Rc} = m_c \cdot g \cdot \cos(10^\circ) \quad (\text{N}) \quad (6.2)$$

$$F_{Rc} = 67,56 \cdot 9,81 \cdot \cos(10^\circ) = 652,695 \text{ N}$$

Vztah (6.2)

Kde:  $m_c$  ... celková hmotnost šneku (kg), dle vztahu (6.1),  $m_c = 67,56 \text{ kg}$   
 $g$  ... tíhové zrychlení ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Pokud máme dvě ložiska, pak na každé z nich bude působit síla  $F_R = 326,35 \text{ N}$ .

## 6.3 Velikost axiální síly

Axiální síla vzniká v důsledku dvou sil. První složka výsledné síly je od účinku pohybujícího se materiálu a druhá je od tíhového pole Země, neboť šnek je nakloněn.

### 6.3.1 Axiální síla od pohybujícího se materiálu

Pro výpočet axiální síly od pohybujícího se materiálu je zapotřebí znát tyto charakteristiky: úhel stoupání šnekovnice, účinný poloměr šnekovnice, třecí úhel mezi materiálem a šnekem.

#### Úhel stoupání šnekovnice

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s}{\pi \cdot D_s}\right) \quad (^\circ) \quad (6.3)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{0,35}{\pi \cdot 0,35}\right) = 17,66^\circ$$

Vztah (6.3) dle [1], str. 210.

Kde:  $s$  ... rozteč šnekovnice (m), viz kapitola 3.2,  $s = 0,35 \text{ m}$   
 $D_s$  ... průměr šnekovnice (m), viz kapitola 3.2,  $D = 0,35 \text{ m}$

#### Účinný poloměr šnekovnice

$$R_s = (0,35 \div 4) \cdot D_s \quad (\text{m}) \quad (6.4)$$

$$R_s = 0,375 \cdot 0,35 = 0,13125 \text{ m}$$

Vztah (6.4) dle [1], str. 210.

Kde:  $D_s$  ... průměr šnekovnice (m), viz kapitola 3.2, str. 3,  $D = 0,35 \text{ m}$

#### Třecí úhel mezi materiálem a šnekem

$$\varphi = \text{artg}(f) \quad (^\circ) \quad (6.5)$$

$$\varphi = \text{artg}(0,5) = 26,565^\circ$$

Vztah (6.5) dle [12], str. 122

Kde:  $f$  ... součinitel tření mezi materiálem a šnekem (-), dle [12], str. 115, tab. 9.1,  
 $f = 0,5$

### Velikost axiální síly od pohybujícího se materiálu

Účinkem pohybujícího se materiálu na šnek vzniká axiální síla velikosti:

$$F_{A1} = \frac{M_{kr}}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (\text{N}) \quad (6.6)$$

$$F_{A1} = \frac{218,84}{0,13125 \cdot \operatorname{tg}(40 + 26,565)} = 1713,254 \text{ N}$$

Vztah (6.6), dle [1], str.210.

Kde:  $M_{kr}$  ... kroutící moment na hřídeli šneku (N·m), dle vztahu (5.2),

$$M_{kr} = 218,84 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$R_s$  ... účinný poloměr šnekovnice (m), dle vztahu (6.4),  $R_s = 0,13125 \text{ m}$

$\alpha$  ... úhel stoupání šnekovnice ( $^\circ$ ), dle vztahu (6.3),  $\alpha = 17,66^\circ$

$\varphi$  ... třecí úhel mezi materiálem a šnekem ( $^\circ$ ), dle vztahu (6.5),  $\varphi = 26,565^\circ$

### 6.3.2 Axiální síla od tíhové síly

$$F_{A2} = m_c \cdot g \cdot \sin(10^\circ) \quad (\text{N}) \quad (6.7)$$

$$F_{A2} = 67,56 \cdot 9,81 \cdot \sin(10^\circ) = 115,088 \text{ N}$$

Vztah (6.7)

Kde:  $m_c$  ... celková hmotnost šneku (kg), ze vztahu (6.1),  $m_c = 648,45 \text{ kg}$

$g$  ... tíhové zrychlení ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ),  $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

### 6.3.3 Výsledná velikost axiální síly

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} \quad (\text{N}) \quad (6.8)$$

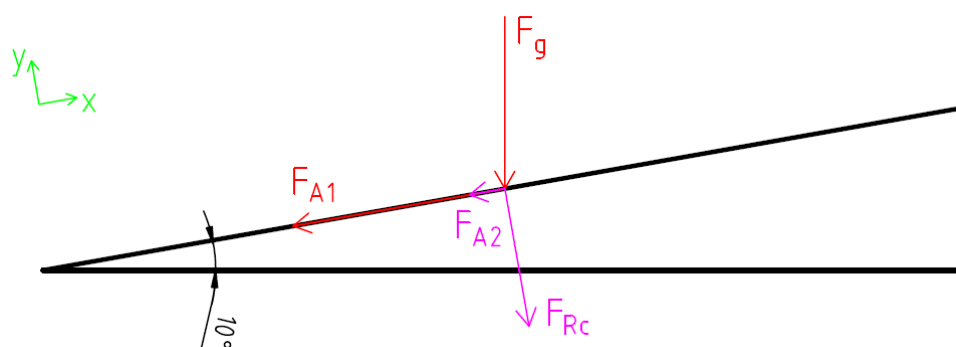
$$F_A = 1713,254 + 115,088 = 1828,34 \text{ N}$$

Vztah (6.8)

Kde:  $F_{A1}$  ... axiální síla od posouvajícího se materiálu (N), dle vztahu (6.6),

$$F_{A1} = 1713,254 \text{ N}$$

$F_{A2}$  ... axiální síla od tíhové síly (N), dle vztahu (6.7),  $F_{A2} = 115,088 \text{ N}$



Obrázek 11 - Schéma sil působících na šnek

## 6.4 Výběr ložiska pohonu

Z důvodu velkého axiálního zatížení je voleno, podle vnitřního průměru, ložisko dvouřadé soudečkové od firmy ZKL, a. s., [13]. Katalogové číslo ložiska je 22215EW33J.

Tabulka 6 - Výpočtové parametry ložiska pohonu [13]

Radiální dynamická únosnost $C_r$ (kN)	Exponent $p$ (-)	Koeficient $Y_1$ (-)	Koeficient $Y_2$ (-)	Koeficient $e$ (-)
196	$\frac{10}{3}$	3,1	4,5	0,22

### 6.4.1 Poměr axiální a radiální síly

Ekvivalent dynamického radiálního zatížení ložiska lze získat ze vztahů:

$$P_1 = F_R + Y_1 \cdot F_A \text{ pokud se } \frac{F_A}{F_R} \leq e \quad (\text{kN}) \quad (6.9)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A \text{ pokud se } \frac{F_A}{F_R} > e \quad (\text{kN}) \quad (6.10)$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1828,34}{326,35} = 5,6 > e$$

Použijeme tedy vztah (6.10)

$$P_1 = 0,67 \cdot 326,35 + 4,5 \cdot 1828,34 = 8,446 \text{ kN}$$

Vztah (6.10), z [14], str. 18,

Kde:  $Y_2$  ... koeficient axiálního zatížení (-), dle [13],  $Y_2 = 4,5$   
 $F_R$  ... radiální síla působící na ložisko (N), viz kapitola 6.2,  $F_R = 326,35 \text{ N}$   
 $F_A$  ... celková axiální síla působící na ložisko (N), dle vztahu (6.8),  
 $F_A = 1828,34 \text{ N}$

### 6.4.2 Trvanlivost ložiska pohonu

Základní výpočtová trvanlivost, platí pro spolehlivost 90 %, bere v potaz jen vliv zatížení. Skutečná trvanlivost závisí na mnoha dalších faktorech, zejména na mazání a stupni znečištění ložiska. [15]

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_1}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} \quad (\text{hod}) \quad (6.11)$$

$$L_{10} = \left(\frac{196}{8,446}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 23,9} = 24\,855\,622 \text{ hod}$$

Vztah (6.11), z [15], str. 626.

Kde:  $C_r$  ... radiální dynamická únosnost  $C_r$  (kN), dle tab. 6,  $C_r = 196 \text{ kN}$   
 $P_1$  ... dynamické radiální ekvivalentní zatížení (N), dle vztahu (6.10),  
 $P_1 = 8,446 \text{ kN}$   
 $p$  ... exponent pro dané ložisko, dle tab. 6,  $p = \frac{10}{3}$   
 $n_v$  ... výstupní otáčky převodovky ( $\text{min}^{-1}$ ), ze vztahu (5.1),  $n_v = 23,9 \text{ min}^{-1}$

Ložisko je předimenzováno, což bylo předpokládáno, neboť hlavním parametrem volby byl vnitřní průměr ložiska a v požadovaném rozměru nejsou ložiska s menší radiální dynamickou únosností vyráběny. Kromě vyšší ceny to však nenese žádné komplikace, a jelikož se nejedná o sériovou výrobu, na cenu není kladen takový důraz.

## 6.5 Výběr koncového ložiska

Koncové ložisko bude zatíženo pouze v radiálním směru, proto je voleno, podle vnitřního průměru, jednořadé kuličkové ložisko od firmy ZKL, a.s., [16]. Katalogové číslo ložiska je 61815.

Tabulka 7 - Výpočtové parametry koncového ložiska [16]

<b>Radiální dynamická únosnost</b> $C_r$ (kN)	<b>Exponent</b> $p$ (-)
12,7	3

### 6.5.1 Poměr axiální a radiální síly

Axiální síla působící na ložisko je nulová, z toho plyne, že dynamické radiální ekvivalentní zatížení je rovno radiální síle  $F_R$ .

$$P_2 = F_R \quad (\text{kN}) \quad (6.12)$$

$$P_2 = 0,32635 \text{ kN}$$

Vztah (6.12), z [14], str. 18.

Kde:  $F_R$  ... radiální síla působící na ložisko (N), viz kapitola 6.2,  $F_R = 326,35 \text{ N}$

### 6.5.2 Trvanlivost koncového ložiska

Stejně jako u ložiska pohonu je počítána základní výpočtová trvanlivost platící pro 90 % spolehlivost a beroucí v potaz jen vliv zatížení. Skutečná trvanlivost závisí na mnoha dalších faktorech, zejména na mazání a stupni znečištění ložiska. [15]

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_2}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (\text{hod}) \quad (6.13)$$

$$L_{10} = \left(\frac{12,7}{0,32635}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 23,9} = 41\,097\,107,23 \text{ hod}$$

Vztah (6.13), z [15], str. 626.

Kde:  $C_r$  ... radiální dynamická únosnost (kN), dle tab. 7,  $C_r = 12,7 \text{ kN}$

$P_2$  ... dynamické radiální ekvivalentní zatížení (kN), dle vztahu (6.12)

$P_2 = 0,32635 \text{ kN}$

$p$  ... exponent pro dané ložisko, dle tab. 7,  $p = \frac{10}{3}$

$n_v$  ... výstupní otáčky převodovky ( $\text{min}^{-1}$ ), ze vztahu (5.1),  $n_v = 23,9 \text{ min}^{-1}$

I toto ložisko je předimenzováno, a to ze stejných důvodů jaké jsou popisovány v kapitole 6.4.2.

## 7 Pevnostní kontrola

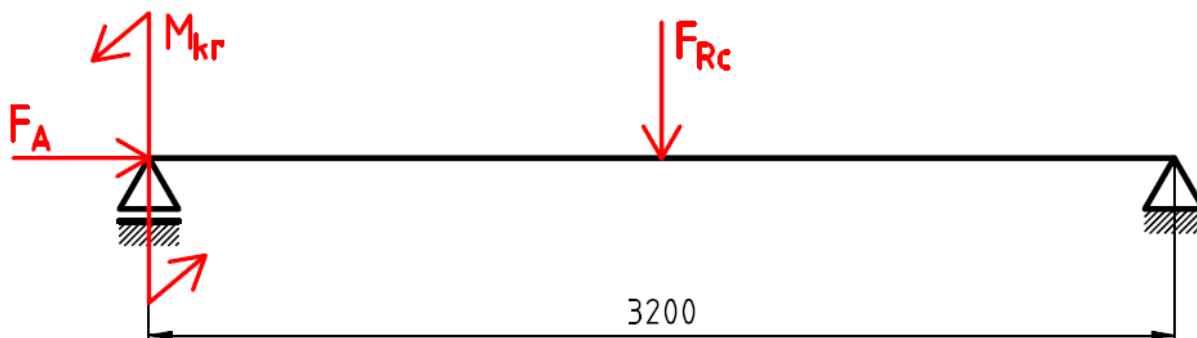
V této kapitole je prováděna pevnostní kontrola hřídele. Ta je vypočítána k ujištění, že hřídel vydrží síly na ni působící a zda se pod těmito silami neprohne tak, že by docházelo ke kontaktu okraje šnekovnice a žlabu.

Pro zjednodušení výpočtů se nepočítá průhyb celého šneku, ale jen hřídele bez šnekovnice, která by ovšem průhyb i redukované napětí snížila. Šnek je tedy kontrolován na bezpečnější straně.

### 7.1 Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel šnekového dopravníku je zatěžována krutem, ohybem a tlakem, proto je potřeba zkontrolovat hřídel na kombinované namáhání k meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMM a určit bezpečnost.

Ve skutečnosti je hřídel působením síly  $F_{Rc}$ , v důsledku otáčení hřídele, zatěžována cyklicky, proto by bylo vhodné hřídel zkontrolovat k meznímu stavu únavové pevnosti. Bohužel materiálové charakteristiky potřebné k tomuto výpočtu se nepovedlo získat. Ale pro hrubou představu je kontrola k meznímu stavu pružnosti dostačující. Přičemž nejdůležitějším parametrem je průhyb hřídele, který je vypočten v kapitole 7.2, jehož hodnota by neměla být výrazně pozmeněna záměnou necyklického za cyklické zatěžování.



Obrázek 12 - Schéma zatížení hřídele

#### 7.1.1 Napětí od tlaku

Axiální síla namáhá hřídel na tlak a vytváří napětí.

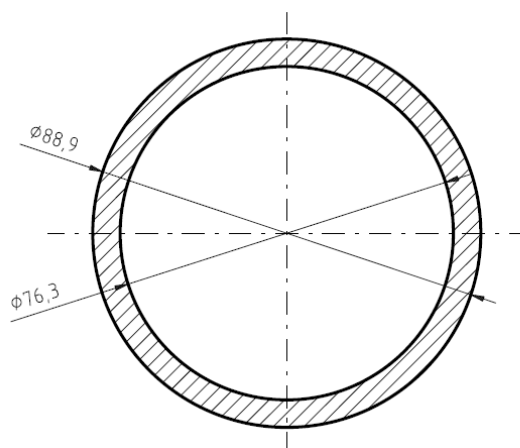
##### Plocha průřezu hřídele

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (\text{mm}^2) \quad (7.1)$$

$$S = \frac{\pi \cdot (88,9^2 - 76,3^2)}{4} = 1634,822 \text{ mm}^2$$

Vztah (7.1)

Kde:  $D$  ... velký průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $D = 88,9 \text{ mm}$   
 $d$  ... malý průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $d = 76,3 \text{ mm}$



Obrázek 13 – Řez hřídelí šneku

### Normálová síla

$$N = F_A \quad (\text{N}) \quad (7.2)$$

$$N = 1828,34 \text{ N}$$

Vztah (7.2)

Kde:  $F_A$  ... celková axiální síla působící na ložisko (N), z rovnice (6.8),  
 $F_A = 1828,34 \text{ N}$

### Napětí od tlaku

$$\sigma_N = \frac{N}{S} \quad (\text{MPa}) \quad (7.3)$$

$$\sigma_N = \frac{1828,34}{1634,822} = 1,118 \text{ MPa}$$

Vztah (7.3)

Kde:  $S$  ... plocha průřezu hřídele ( $\text{mm}^2$ ), ze vztahu (7.1),  $S = 1634,822 \text{ mm}^2$   
 $N$  ... normálová síla (N), ze vztahu (7.2),  $N = 1828,34 \text{ N}$

## 7.1.2 Napětí od ohybu

Napětí od ohybu vzniká v hřídeli v důsledku radiální síly.

### Osový kvadratický moment

$$J_y = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} \quad (\text{mm}^4) \quad (7.4)$$

$$J_y = \frac{\pi \cdot (88,9^4 - 76,3^4)}{64} = 1\,402\,360,5 \text{ mm}^4$$

Vztah (7.4)

Kde:  $D$  ... velký průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $D = 88,9 \text{ mm}$   
 $d$  ... malý průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $d = 76,3 \text{ mm}$

### Vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v ose působící síly

$$z_{max} = \frac{D}{2} \quad (\text{mm}) \quad (7.5)$$

$$z_{max} = \frac{88,9}{2} = 44,45 \text{ mm}$$

Vztah (7.5)

Kde:  $D$  ... velký průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $D = 88,9 \text{ mm}$

### Ohybový moment

$$M_o = \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{L}{2} \quad (\text{N}\cdot\text{mm}) \quad (7.6)$$

$$M_o = \frac{652,695}{2} \cdot \frac{3200}{2} = 530210,88 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Vztah (7.6)

Kde:  $F_{RC}$  ... radiální síla (N), ze vztahu (6.2),  $F_{RC} = 652,695 \text{ N}$   
 $L$  ... vzdálenost hřídele mezi ložisky (mm), viz kapitola (7.1),  $L = 3200 \text{ mm}$

### Ohybové napětí

$$\sigma_{Mo} = \frac{M_o}{J_y} \cdot z_{max} \quad (\text{MPa}) \quad (7.8)$$

$$\sigma_{Mo} = \frac{530210,88}{1\,402\,360,5} \cdot 44,45 = 16,806 \text{ MPa}$$

Vztah (7.8)

Kde:  $M_o$  ... ohybový moment (N·mm), dle vztahu (7.6),  $M_o = 530210,88 \text{ N}\cdot\text{mm}$   
 $J_y$  ... osový kvadratický moment (mm<sup>4</sup>), dle vztahu (7.4),  
 $J_y = 1\,402\,360,5 \text{ mm}^4$   
 $z_{max}$  ... vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v ose působící síly (mm), dle vztahu (7.5),  $z_{max} = 44,5 \text{ mm}$

## 7.1.3 Napětí od krutu

V důsledku přenášení momentu od motoru je hřídel namáhána i krutem.

### Polární kvadratický moment

$$J_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32} \quad (\text{mm}^4) \quad (7.9)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot (88,9^4 - 76,3^4)}{32} = 2804721,033 \text{ mm}^4$$

Vztah (7.9)

Kde:  $D$  ... velký průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $D = 88,9 \text{ mm}$   
 $d$  ... malý průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $d = 76,3 \text{ mm}$

### Vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v příčném řezu

$$\rho_{max} = \frac{D}{2} \quad (\text{mm}) \quad (7.10)$$

$$\rho_{max} = \frac{88,9}{2} = 44,45 \text{ mm}$$

Vztah (7.10)

Kde:  $D$  ... velký průměr hřídele (mm), dle tabulky 5,  $D = 88,9 \text{ mm}$

### Kroutící moment

$$M_k = M_{kr} \quad (\text{N}\cdot\text{mm}) \quad (7.11)$$

$$M_k = 218840 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Vztah (7.11)

Kde:  $M_{kr}$  ... výstupní kroutící moment (N·m), dle vztahu (5.2),  $M_{kr} = 218,84 \text{ N}\cdot\text{m}$

### Napětí od krutu

$$\sigma_{Mk} = \frac{M_k \cdot \rho_{max}}{J_p} \quad (\text{MPa}) \quad (7.12)$$

$$\sigma_{Mk} = \frac{2188400 \cdot 44,45}{2804721,033} = 3,468 \text{ MPa}$$

Vztah (7.12)

Kde:  $M_k$  ... kroutící moment (N·mm), dle vztahu (7.11),  $M_k = 218840 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$\rho_{max}$  ... vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v příčném řezu (mm), dle vztahu (7.10),  $\rho_{max} = 44,45 \text{ mm}$

$J_p$  ... polární kvadratický moment ( $\text{mm}^4$ ), dle vztahu (7.9),

$$J_p = 2804721,033 \text{ mm}^4$$

## 7.1.4 Bezpečnost vůči podmínce HMM

### Redukované napětí dle podmínky HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{Mo})^2 + 3 \cdot (\sigma_{Mk})^2} \quad (\text{MPa}) \quad (7.13)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(1,118 + 16,806)^2 + 3 \cdot (3,468)^2} = 18,904 \text{ MPa}$$

Vztah (7.13)

Kde:  $\sigma_N$  ... napětí od tlaku (MPa), dle vztahu (7.3),  $\sigma_N = 1,118 \text{ MPa}$

$\sigma_{Mo}$  ... napětí od ohybového momentu (MPa), dle vztahu (7.8),

$$\sigma_{Mo} = 16,806 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Mk}$  ... napětí od krutu (MPa), dle vztahu (7.12),  $\sigma_{Mk} = 3,468 \text{ MPa}$

## Bezpečnost

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{RED}} \quad (-) \quad (7.14)$$

$$k = \frac{230}{18,402} = 12,2$$

Vztah (7.14)

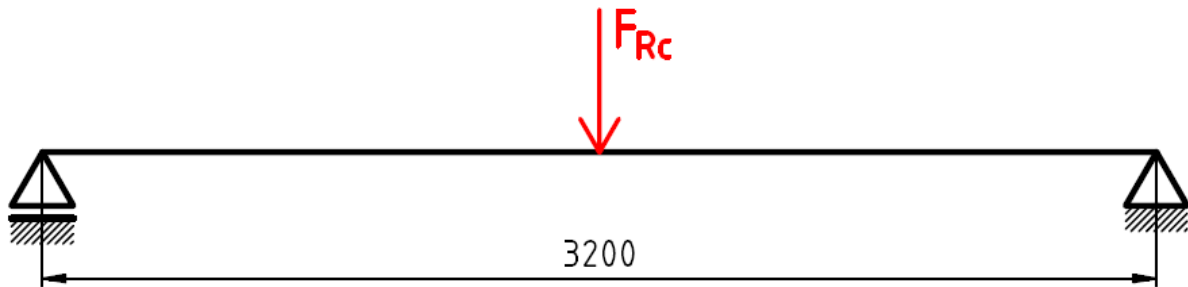
Kde:  $\sigma_{RED}$  ... redukované napětí dle podmínky HMH (MPa), dle vztahu (7.13),

$$\sigma_{RED} = 18,904 \text{ MPa}$$

$R_{p0,2}$  ... smluvní mez kluzu (MPa), dle tabulky (5),  $R_{p0,2} = 230 \text{ MPa}$

## 7.2 Průhyb hřídele

Průhyb hřídele je nutné zkontrolovat kvůli kontrole a určení dostatečné vůle mezi dnem šneku a šnekovnicí. Protože pokud by byl průhyb moc výrazný, mohlo by při provozu dojít k poškození ložisek.



Obrázek 14 - Schéma zatížení hřídele pro určení průhybu

$$\begin{aligned} W &= \frac{\partial W}{\partial F_{RC}} = \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{M_1}{E \cdot J_y} \cdot \frac{\partial M_1}{\partial F_{RC}} \cdot dx_1 + \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{M_2}{E \cdot J_y} \cdot \frac{\partial M_2}{\partial F_{RC}} \cdot dx_2 \quad (\text{mm}) \quad (7.15) \\ &= \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{\frac{F_{RC} \cdot x_1}{2}}{E \cdot J_y} \cdot \frac{x_1}{2} \cdot dx_1 + \int_0^{\frac{L}{2}} \left( \frac{\frac{F_{RC} \cdot (\frac{L}{2} + x_2) - F_{RC} \cdot x_2}{2}}{E \cdot J_y} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + x_2 \right) - x_2 \right) \cdot dx_2 \\ &= \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \left( \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{4} \cdot x_1^2 \cdot dx_1 + \int_0^{\frac{L}{2}} \left( \frac{F_{RC}}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + x_2 \right) - F_{RC} \cdot x_2 \right) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + x_2 \right) - x_2 \right) \cdot dx_2 \right) \\ &= \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \left( \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{4} \cdot x_1^2 \cdot dx_1 + \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{4} \cdot x_2^2 \cdot dx_2 + \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{4} \cdot \left( \frac{L}{2} \right)^2 \cdot dx_2 + \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{4} \cdot x_2 \cdot L \cdot \right. \\ &\quad \left. dx_2 - \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot x_2 \cdot dx_2 - \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot x_2 \cdot dx_2 - \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{2} \cdot x^2 \cdot dx_2 - \int_0^{\frac{L}{2}} \frac{F_{RC}}{2} \cdot x^2 \cdot dx_2 + \right. \\ &\quad \left. \int_0^{\frac{L}{2}} F_{RC} \cdot x^2 \cdot dx_2 \right) \\ &= \frac{1}{E \cdot J_y} \cdot \left( \left[ \frac{F_{RC}}{4} \cdot \frac{x_1^3}{3} \right]_0^{\frac{L}{2}} + \left[ \frac{F_{RC}}{4} \cdot \frac{x_2^3}{3} \right]_0^{\frac{L}{2}} + \left[ \frac{F_{RC}}{4} \cdot \left( \frac{L}{2} \right)^2 \cdot x \right]_0^{\frac{L}{2}} + \left[ \frac{F_{RC}}{4} \cdot L \cdot \frac{x_2^2}{2} \right]_0^{\frac{L}{2}} - \left[ \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{x_2^2}{2} \right]_0^{\frac{L}{2}} - \right. \\ &\quad \left. \left[ \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{x_2^2}{2} \right]_0^{\frac{L}{2}} - \left[ \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{x^3}{3} \right]_0^{\frac{L}{2}} - \left[ \frac{F_{RC}}{2} \cdot \frac{x^3}{3} \right]_0^{\frac{L}{2}} + \left[ F_{RC} \cdot \frac{x^3}{3} \right]_0^{\frac{L}{2}} \right) \end{aligned}$$



## 8 Praktická zkouška

Pro ujištění, že volba dopravníku byla správná, proběhl pokus přepravy vaječných skořápek šnekovým dopravníkem, původně určeným pro přepravu dřevěných pilin. Pokus proběhl na Ústavu procesního inženýrství ve spolupráci s Energetickým ústavem. Vaječné skořápky byly po drcení, proplachu i odstředění od blan. Šnekový dopravník s průměrem šnekovnice 150 mm a čtvercovým profilem žlabu měl sice trochu rozdílné parametry od navrhovaného, avšak šlo



Obrázek 15 - Náhled do vnitřku žlabu

pouze o testování způsobu dopravy, nikoliv o kontrolu přepravovaného množství, či jiných parametrů navrhovaného dopravníku.

Na obrázku 15 je vidět vnitřek šnekového dopravníku při první malé dávce skořápek. Při nasypání většího množství se žlab zaplnil úplně a bylo nutné ho uzavřít. Test byl prováděn se zhruba 60 kg mokrých vaječných skořápek a šnekový dopravník se pro jejich dopravu ukázal jako vhodná volba. Šnek se nijak nezadrhával a objemový dopravní výkon byl vysoký.

Na obrázku 16 je zobrazen dopravník určený pro přepravu pilin na energetickém ústavu během pokusu. Vaječné skořápky se kýblem sypaly do zásobníku (vpravo) a šnekovým dopravníkem byly dopravovány doleva. Dopravník nebyl zcela zbaven zbytku pilin, to však na pokus nemělo žádný vliv.

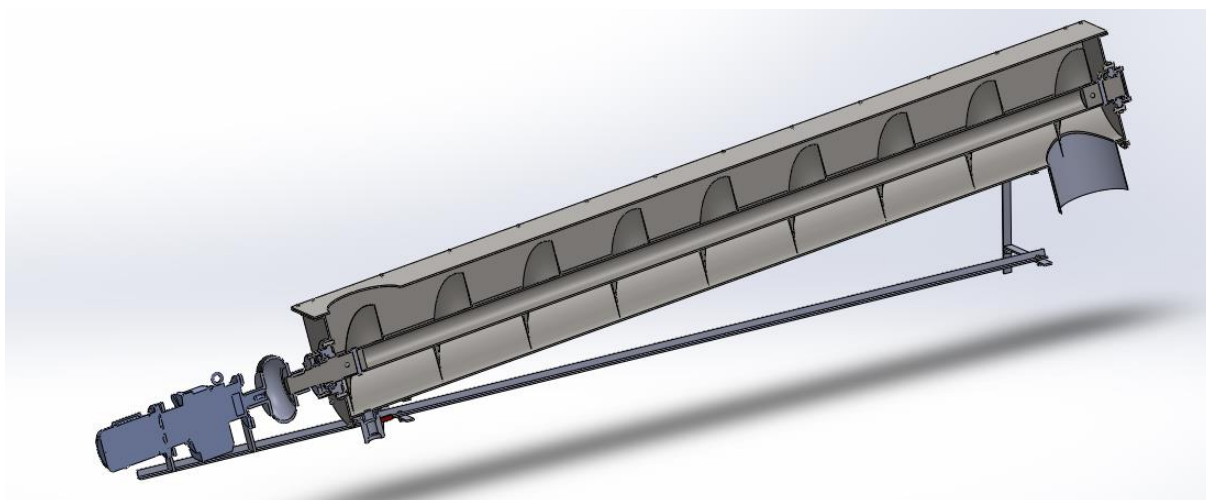


Obrázek 16 - Šnekový dopravník se zásobníkem, určený pro přepravu pilin na energetickém ústavu

## 9 3D model

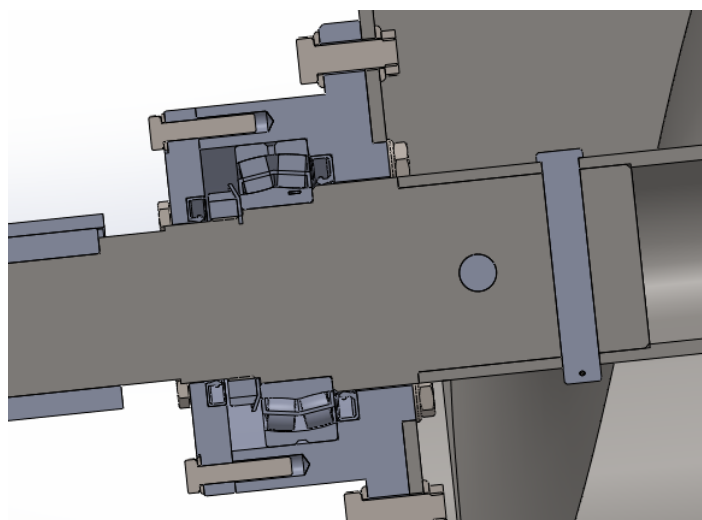
Výsledný návrh dopravníku pro přepravu vaječných skořápek byl vymodelován v programu SolidWorks. Jsou v něm vytvořeny a použity i díly, jež byly v práci pouze zmíněny, převážně v kapitole 2.3, ale v dalších kapitolách už nebyly důkladněji popsány či podloženy výpočty, jako například čepy pro uložení hřídele v ložiscích, kulový ventil sloužící pro potřeby čištění, skříň pro uložení ložisek, gufera, šroubové spoje, KM matice, MB podložka, čepy, závlačky a nosná konstrukce. Tyto díly byly vybrány na základě rozměrů ostatních částí, norem či odhadem (například u šroubových spojů). V této kapitole je tento výsledek práce prezentován za pomoci obrázků vytvořených z modelu.

Obrázek 17 zobrazuje celý dopravník v řezu procházejícím osou šneku. Pro lepší demonstraci dopravníku byl vyhotoven podstavec, který je funkční, ovšem pro zadavatele by musel být minimálně zkrácen, aby vyhověl průchodu zdí.



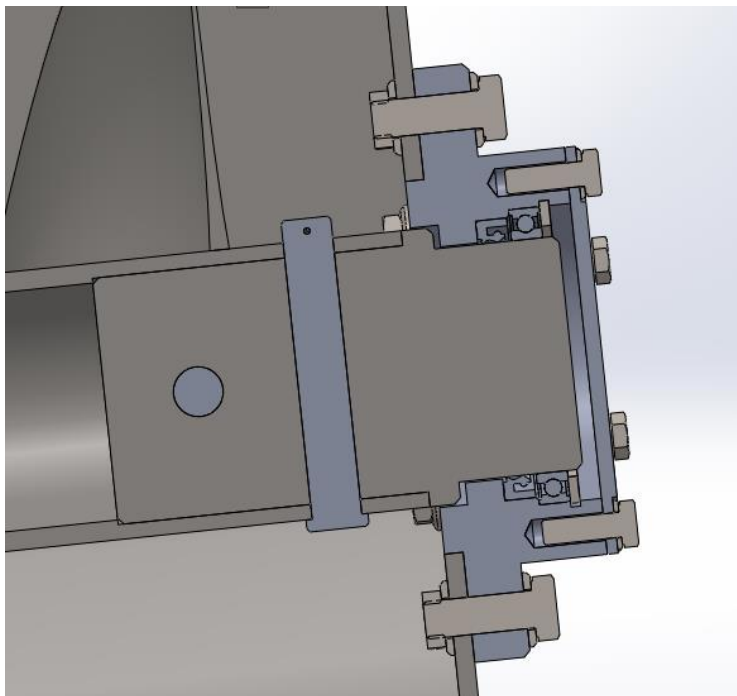
Obrázek 17 - Dopravník v řezu procházející osou šneku

Na obrázku 18 je zobrazeno řešení uložení soudečkového ložiska, které je zajištěno KM maticí a BM kroužkem.



Obrázek 18 - Skříň ložiska u pohonu

Obrázek 19 ukazuje uložení horního kuličkového ložiska zajištěného pojistným kroužkem.



*Obrázek 19 - Skříň kuličkového ložiska*

## ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo vybrat a navrhnout zařízení vhodné pro přepravu vaječných skořápek. V první části byla vypracována rešerše možných způsobů přepravy s jejich přednostmi i nevýhodami. Na jejím základě byl vybrán šnekový dopravník, a to hlavně díky svým menším rozměrům a schopnosti přepravovat abrazivní materiály. V závěru kapitoly 1 je tento výběr odůvodněn podrobněji.

V kapitole 2 je popsáno zvolené zařízení, jeho princip fungování a jeho hlavní konstrukční prvky. Na konci kapitoly je shrnuto, jaké konstrukční řešení bude použito.

V dalších částech práce je provedena a okomentována řada výpočtů, podle nichž jsou vybrány či navrženy odpovídající součásti. Průměr šnekovnice byl zvolen 350 mm, s nímž bude dosaženo o 7,3 % většího objemového dopravního výkonu, než jaký byl požadován. Při kontrole průhybu šneku, která byla prováděna z důvodu, aby nedošlo k dotyku žlabu a šnekovnice, bylo zjištěno, že mezera je dostačující. Součástí práce byla i praktická zkouška, při které se ověřilo, že zvolený typ dopravníku je schopný přepravovat danou komoditu.

Na základě výpočtů a vybraných součástí byl vytvořen model šnekového dopravníku v programu SolidWorks a výkres sestavy.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] Čerpadla odstředivá. *Druhy a rozdělení čerpadel* [online]. Roztoky: Druhy čerpadel, 2010 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://druhy-čerpadel.cz/hydrodynamicka/odstrediva/>
- [4] LK PUMPSERVICE. Abrazi odolná řada 5000. *LK Pumpservice* [online]. 2018 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.lkpumpservice.cz/index.php?typ=LMA&showid=66>
- [5] Šnekové dopravníky v U-korytech. In: *Strojírny Prachovice* [online]. Prachovice: Strojírny Prachovice, 2018 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.strojprach.cz/dopravniky/snekove-dopravniky/snekove-dopravniky-v-u-korytech.htm>
- [6] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 1992. ISBN 80-7078-137-8.
- [7] Šneky, šnekové dopravníky (CZ). In: *Preciz* [online]. Napajedla: PRECIZ, 2016 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.preciz.cz/o-spolecnosti/soubory-ke-stazeni/category/2-dopravni-sneky-a-snekovnice?download=13:sneky-snekove-dopravniky-cz>
- [8] Elektromotory (M7000). In: *Nord* [online]. Napajedla: NORD Drivesystems, 2015 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000\\_IE1\\_IE2\\_IE3\\_EN\\_3817.pdf](https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_EN_3817.pdf)
- [9] Základní katalog převodovek, IE1 (G1000\_IE1\_50HZ). In: *Nord* [online]. Napajedla: NORD Drivesystems, 2015 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000\\_CZ\\_1810.pdf](https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf)
- [10] PRYŽOVÉ OBRUČE PRO HŘÍDELOVÉ SPOJKY. In: *Rubena* [online]. Náchod: Rubena a.s, 2016 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: [http://www.rubena.cz/underwood/download/files/periflex\\_2017-cz.pdf](http://www.rubena.cz/underwood/download/files/periflex_2017-cz.pdf)
- [11] Trubka bezešvá - 1.4541: 88,9 x 6,3. *Inerez* [online]. Hradec Králové: 3Q Metal s.r.o, 2018 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://www.inerez.cz/trubka-bezesva-1-4541-88-9-x-6-3-101495.html>
- [12] ZEGZULKA, Jiří. *Mechanika sypkých hmot*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0699-1. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:156d29b0-0200-11e6-845a-005056827e51>
- [13] 22215EW33J: Dvouřadá soudečková ložiska. *ZKL* [online]. Brno: ZKL, 2012 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/drsrb/22215ew33j>
- [14] SKF spherical roller bearings. In: *SKF* [online]. Göteborg: SKF Group, 2007 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/151-148465/6100\\_EN.pdf](http://www.skf.com/binary/151-148465/6100_EN.pdf)
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [16] 61815: Jednořadá kuličková ložiska. *ZKL* [online]. Brno: ZKL, 2012 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb/61815>
- [17] Materiálové vlastnosti. *GDP KORAL* [online]. Tišnov: KOMPOZITY, VYZTUŽENÉ PLASTY GDP KORAL, 2009 [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.gdpkoral.cz/materialove-vlastnosti/p126>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$Q$	dopravní výkon	$kg \cdot h^{-1}$
$\gamma$	sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu	$kg \cdot m^3$
$D_s$	průměr šnekovnice	$m$
$s$	stoupání šnekovnice	$m$
$n$	otáčky šneku	$s^{-1}$
$\psi$	součinitel plnění	(-)
$c_H$	součinitel sklonu	(-)
$l_v$	vodorovná dopravní délka	$m$
$h$	dopravní výška	$m$
$w$	celkový součinitel odporu	(-)
$n_M$	otáčky motoru	$min^{-1}$
$i_2$	převodový poměr převodovky	(-)
$P$	výkon motoru	$W$
$n_v$	výstupní otáčky	$min^{-1}$
$Q_{vsku}$	skutečný objemový dopravní výkon	$m^3 \cdot h^{-1}$
$Q_v$	zadaný objemový dopravní výkon	$m^3 \cdot h^{-1}$
$m_s$	hmotnost šnekovnice	$kg$
$m_h$	hmotnost hřídele	$kg$
$m_c$	celková hmotnost šneku	$kg$
$g$	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-1}$
$f$	součinitel tření mezi materiálem a šnekem	(-)
$M_{kr}$	kroučící moment na hřídeli šneku	$N \cdot m$
$M_{t2}$	točivý moment, při němž dojde k prokluzu spojky	$N \cdot m$
$M_2$	maximální kroučící moment	$N \cdot m$
$k_s$	bezpečnost spojky	(-)
$R_s$	účinný poloměr šnekovnice	$m$
$\alpha$	úhel stoupání šnekovnice	°
$\varphi$	třecí úhel mezi materiálem a šnekem	°
$D$	velký průměr hřídele	$mm$
$d$	malý průměr hřídele	$mm$
$F_{A1}$	axiální síla od posouvajícího se materiálu	$N$
$F_{A2}$	axiální síla od tíhové síly	$N$
$F_A$	celková axiální síla působící na ložisko	$N$
$F_R$	radiální síla působící na ložisko	$N$
$Y_2$	koeficient axiálního zatížení	(-)

$L_{10}$	základní výpočtová trvanlivost	<i>hod</i>
$C_r$	radiální dynamická únosnost	<i>kN</i>
$P$	dynamické radiální ekvivalentní zatížení	<i>N</i>
$p$	exponent pro dané ložisko	<i>N</i>
$N$	normálová síla	<i>N</i>
$F_{RC}$	radiální síla	<i>N</i>
$L$	vzdálenost hřídele mezi ložisky	<i>mm</i>
$M_o$	ohybový moment	<i>N · mm</i>
$J_y$	osový kvadratický moment	<i>mm<sup>4</sup></i>
$z_{max}$	vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v ose působící síly	<i>mm</i>
$M_k$	kroučící moment	<i>N · mm</i>
$\rho_{max}$	vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy v příčném řezu	<i>mm</i>
$\sigma_N$	napětí od tlaku	<i>MPa</i>
$\sigma_{M_o}$	napětí od ohybového momentu	<i>MPa</i>
$\sigma_{M_k}$	napětí od krutu	<i>MPa</i>
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	<i>MPa</i>
$R_{p 0,2}$	smluvní mez kluzu	<i>MPa</i>
$E$	Youngův modul pružnosti	<i>MPa</i>
$k$	bezpečnost	<i>(-)</i>

## SEZNAM PŘÍLOH

### Seznam výkresové dokumentace

1. Výkres sestavy

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

### Ostatní přílohy

1. CD s modelem šnekového dopravníku v programu SolidWorks