



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

SPIRAL CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lubomír Žádník

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Lubomír Žádník**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Spirální šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry.
Provést výběr dopravovaných materiálů vhodných pro tento typ dopravníku.
Dopravní výkon 1 050kg.h⁻¹.
Dopravní vzdálenost 7,8m.
Dpravovaný materiál max. objemové hmotnosti 2630kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Provedte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů a návrh pohonu. Uveďte vhodné parametry dopravovaných materiálů.
Volte vyložení žlabu dopravníku makromolekulárním plastem při kontaktu spirální šnekovice se žlabem s posouzením možností této konstrukce.
Nakreslete sestavný výkres dopravníku, nakreslete detail spirály.

Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

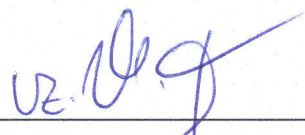
LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem spirálního šnekového dopravníku. V úvodu je představena teorie dopravníku včetně jeho využití a popisu základních částí. Následující část práce popisuje návrhový výpočet a volbu jednotlivých součástí ze zadaných parametry. Na závěr je provedeno krátké zhodnocení. Vše je doloženo výkresovou dokumentací šnekovnice, seznamu položek a výkresem sestavení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Spirální šnekový dopravník, šnekovnice, spirála, pohonná jednotka, žlab, materiál

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the design of a spiral conveyor. In the introduction is presented conveyor theory including its use and description of the basic parts. The following part describes the design calculation and selection of individual components from the specified parameters. Finally, a brief assessment is made. Everything is documented by the drawing file documentation, the list of items, and the assembly drawing.

KEYWORDS

Spiral conveyor, screws, spiral, drive unit, trough, material

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŽÁDNÍK, L. *Spirální šnekový dopravník* Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 38 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Lubomír Žádník

PODĚKOVÁNÍ

Tímto způsobem bych rád poděkoval vedoucímu své bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky při zpracování mé práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Hlavní části a použití	11
1.1 Šnekovnice	11
1.2 Dopravní žlab	11
1.3 Pohonná jednotka	12
1.4 Použití	12
1.5 Dopravované materiály	13
2 návrhový výpočet	14
2.1 Dopravovaný objemový výkon	14
2.2 Návrh a volba šnekovnice	15
3 Návrh a volba pohonné jednotky	16
3.1 Příkon dopravníku	16
3.2 Příkon elektromotoru	16
3.3 Volba elektromotoru a převodovky	17
3.4 Průměr hřídele pohonu	18
3.5 Volba spojky	19
3.6 Kontrola dopravovaného množství	20
4 Dopravní žlab	21
4.1 Návrh dopravního žlabu	21
4.2 Návrh vyložení žlabu	21
5 hmotnost dopravníku	22
5.1 Hmotnost hlavních částí	22
5.2 Hmotnost dílčích částí	23
5.3 Celková hmotnost dopravníku	24
6 Návrh a volba ložiska	25
6.1 Určení reakcí v ložisku	25
6.2 Volba ložiska	26
7 Pero	29
7.1 Určení minimální délky pera	29
7.2 Kontrola pera na stříh	30
7.3 Kontrola pera na otláčení	31
Závěr	32
Seznam použitých zkratk a symbolů	35
Seznam příloh	38

Úvod

Spirální šnekové dopravníky jsou určeny především k dopravě sypkých materiálů, který je posouván v pevném žlabu otáčejícím se šnekem, v horizontálním až vertikálním směru.

Tyto dopravníky se skládají ze tří hlavních částí – dopravního žlabu, šnekovnice a pohonu, tudíž jsou konstrukčně velmi jednoduché. Principem je otáčející se šnek vyvolávající sílu potřebnou k transportu dopravovaného materiálu. Podmínkou posunu dopravovaného materiálu je, aby jeho tření o stěny žlabu bylo větší než tření o povrch šneku. Jedná se o dopravník bez tažného elementu.

Spirální šnekové dopravníky, oproti běžným šnekovým dopravníkům, nemají středový hřídel a vlastní pouze jedno ložisko na straně pohonu. Z důvodu absence středového hřídele je materiál přepravován v celém průřezu dopravníku, a proto spirální šnekové dopravníky dosahují vyšších dopravních výkonů než běžné šnekové dopravníky se středovou hřídelí, při stejném průměru a otáčkách šneku.

Kompaktnost, uzavřenost, jednoduchost, která spočívá zejména v uplatnění v prostorově obtížných podmínkách, a v neposlední řadě robustnost, se kterou souvisí nízká poruchovost, jsou hlavní výhody pro využití spirálních šnekových dopravníků. Na druhou stranu mají tyto dopravníky také nevýhody. Například při nevhodně zvoleném materiálu spirály a výstelky žlabu nebo nesprávnou volbou dopravovaného materiálu, dochází ke značnému opotřebení pracovních částí. Dalšími nevýhodami jsou velká spotřeba energie pro pohon či možnost drcení dopravovaného materiálu.

Běžné šnekové dopravníky se nehodí pro dopravu lepivých, hrubozrnných a silně abrazivních materiálů. Ovšem aplikací bezosých spirálních dopravníků s užitím robustních spirál a vhodným materiálem výstelky žlabu, lze běžně tyto materiály přepravovat, aniž by zásadním způsobem klesala životnost pracovních částí dopravníku.

Dopravní výkon spirálních šnekových dopravníků dosahuje přibližně až $1000\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Maximální délky dopravníku mohou být až 55m pro horizontální uložení a 25m pro vertikální uložení.

1 HLAVNÍ ČÁSTI A POUŽITÍ

Spirální šnekový dopravník se skládá z těchto tří základních částí:

- šnekovnice,
- dopravního žlabu,
- pohonné jednotky.

1.1 ŠNEKOVNICE

Šnekovnice je základním prvkem celého dopravníku, který do jisté míry určuje jeho vlastnosti. Její otáčení zajišťuje dopravu materiálu dopravním žlabem.

Robustní šnekovnice je běžně vyráběna válcováním za tepla z ploché oceli mezi kónickými kotouči, proto je její profil lichoběžníkový. Standardně se vyrábí z ocele dle normy EN S235 a S355, což odpovídá přibližně materiálu ČSN 11 353. Také se může vyrábět z nerezové oceli dle normy ASTM – AISI 304, AISI 316 a AISI 321, které odpovídají přibližně materiálu ČSN 17 042. Pro vysoce zatížené dopravníky se vyrábějí robustní spirály spojené ze dvou nebo tří vzájemně spojených profilů. Tloušťka profilu spirály může být až 60mm a vnější průměr až 800mm.

Pro lehké spirální šnekové dopravníky se vyrábí spirály z oceli dle EN S235 a S 355, nerezové oceli dle ASTM – AISI 302 nebo z plastu. Jejich výhodou je že s nimi lze dopravovat materiál i do oblouku a na velké vzdálenosti (až 120m). Profil spirály tvoří nejčastěji obdélník a v dalších případech pak čtverec nebo kruh. Lehké bezosé spirály se používají pro dopravu jemných a lehkých materiálů o dopravním výkonu do $15\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Šnekovnice bývá běžně uložena pouze na jednom ložisku na straně pohonu, které zachytává radiální a axiální sílu. V některých případech se používá i koncové ložisko, zachytávající pouze radiální sílu, které je v axiálním směru volné, z důvodu tepelné roztažnosti apod.

1.2 DOPRAVNÍ ŽLAB

Dopravním žlabem je pomocí šnekovnice přepravován materiál, který se smýká po povrchu žlabu. Žlab tvoří nosnou část dopravníku a bývá tvořen profilem tvaru „U“ nebo pomocí trubky. Konkrétní volba však záleží na požadavku provozu. Velikost žlabu závisí na velikosti šnekovnice a na vlastnostech dopravovaného materiálu. Vyrábí se převážně z ploché oceli o tloušťce 3 až 8mm. Pro zvýšení tuhosti žlabu jsou horní okraje vyhnuty ven a lze na něj připevnit víko. Minimální mezera mezi šnekovnicí a žlabem by měla být 5 až 10mm, u větších dopravníků může být i větší. Vychází se z přesnosti výroby a vlastností dopravovaného materiálu.

Z důvodu zabránění možnému drcení materiálu mezi šnekovnicí a žlabem, je šnekovnice vůči žlabu uložena excentricky. Čímž dochází k postupnému zvětšování mezery mezi spirálou a žlabem ve směru otáčení. Díky tomu se sníží možnost drcení přepravovaného materiálu, zároveň se sníží opotřebení šnekovnice a žlabu, a také nároky na pohonnou jednotku.

Žlab bývá zpravidla vyplněný výstelkou, za účelem zamezení vydírání materiálu žlabu při jeho kontaktu s rotující šnekovnicí nebo při přepravě abrazivních materiálů. Vložky

se vyrábějí z otěruvzdorných materiálů, především z důvodu zabránění vydírání výstelky žlabu, a zároveň, aby bylo docíleno nízkého tření mezi výstelkou, dopravovaným materiálem a šnekovnicí, čímž dochází i ke snížení zatížení pohonu. Jako materiály se volí například – polypropylen, polyamid, čedič nebo slitina.

1.3 POHONNÁ JEDNOTKA

Pohon spirálního šnekového dopravníku běžně tvoří převodový elektromotor nebo elektromotor s frekvenčním měničem. Celá pohonná jednotka se skládá z elektromotoru, převodovky a pružné spojky. Pohonná jednotka bývá upevněná pomocí příruby k čelu žlabu dopravníku nebo ukotvená na patkách upevněných ke konzole čela žlabu dopravníku. Velké pohonné jednotky jsou pak uloženy na samostatných základnách pomocí patek.

Podle umístění pohonu se dělí dopravníky na tažné a tlačné. Rozdíl mezi nimi spočívá v tom, že u tažných dopravníků se dopravovaný materiál pohybuje směrem k pohonu, u tlačných se naopak přepravovaný materiál pohybuje směrem od pohonu.

1.4 Použití

Spirální šnekové dopravníky mají širokou oblast použití. Především se používají pro přepravu sypkých materiálů, ale lze s nimi přepravovat i materiály tekoucí či kusovité o menších rozměrech. Výhodou těchto dopravníků mohou být zejména malé rozměry, tudíž mnohdy vyřeší problém u prostor, kde nelze aplikovat jiný typ dopravy. Jsou vhodné jak pro plynulou dopravu, tak i pro přesné dávkování. Při přepravě materiálu dochází zároveň k jeho promíchávání, tudíž lze tento dopravník použít i jako míchací zařízení. Vyráběny mohou být také v prachotěsných, vzduchotěsných či vodotěsných variantách. Lze je využít například v prostředí s nebezpečím výbuchu, kdy může dojít ke vzniku žhavého popelu, hořícího paliva apod.

Spirální šnekové dopravníky se především používají v potravinářském, chemickém, farmaceutickém, jaderném, automobilovém, dřevařském, plastikářském, lehkém a těžkém průmyslu. Dále také mohou být využity v oblastech stavebnictví, zemědělství, ekologie, energetiky a recyklace.

1.5 DOPRAVOVANÉ MATERIÁLY

Spirálními šnekovými dopravníky je možné dopravovat takřka všechny druhy materiálů (práškovité, zrnité, jemně kusovité, vláknité i mírně vlhké). Lze s nimi také přepravovat i velmi jemné, lepkavé a tekoucí materiály.

Tab. 1 Charakteristiky přepravovaných materiálů dle [2] str. 210

Materiál	Objemová hmotnost	Měrný odpor
	ρ_V [kg. m ³]	w [–]
Cement	1200	3,0
Cukr	750	3,5
Grafit práškový	350	2,0
Chmel	560	2,3
Mléko sušené	500	2,3
Oves	500	2,0
Pšenice	750	2,3
Piliny dřevěné jemné	250 až 600	1,8
Sádra mletá	850	2,8
Štěrk suchý	1500	5,0
Štěrk mokrý	2000	5,0
Uhlí suché ořech	900	3,0
Uhelný prach	800	2,3
Vápno hydrát	640	2,5

2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

Zadaný spirální šnekový dopravník bude sloužit jako součást celé výrobní linky pro přípravu krmných směsí. Konkrétně půjde o místo s vodorovnou dopravou s požadovanou dopravní vzdáleností 7,8m a bude jím přepravována pšenice ze zásobníku k dalšímu zpracování. Tato kapitola bude obsahovat výpočty základních rozměrů dopravníku.

2.1 DOPRAVOVANÝ OBJEMOVÝ VÝKON

Pro dopravovaný objemový výkon platí vztah (1) a (2)

$$Q_V = \frac{Q_m}{\rho_V} \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (1)$$

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

Dle (1)

$$Q_V = \frac{1050}{750} = 1,4 m^3 \cdot h^{-1}$$

Vztah (1) a (2) dle [2] str. 208

Kde: $Q_V [m^3 \cdot h^{-1}]$ – Objemový dopravní výkon

$Q_m [kg \cdot h^{-1}]$ – Hmotnostní dopravní výkon, ze zadání bakalářské práce zadáno
 $Q_m = 1050 kg \cdot h^{-1}$

$\rho_V [kg \cdot m^{-3}]$ – Objemová hmotnost materiálu dle [2], objemová hmotnost přibližně
 $\rho_V = 750 kg \cdot m^{-3}$

$D_{sn} [m]$ – Navrhovaný průměr spirály

$s [m]$ – Stoupání spirály šnekovnice

$\psi [-]$ – Součinitel plnění, dle [2] pro lehké neabrazivní materiály $\psi = 0,45$

$n [s^{-1}]$ – Otáčky šnekovnice

$c_H [-]$ – Korekční součinitel závislí na úhlu sklonu dopravníku, pro horizontální dopravu $c_H = 1$

2.2 NÁVRH A VOLBA ŠNEKOVNICE

Ze vztahu (2) se vyjádří průměr šnekovnice. Vychází se z toho, že stoupání s u menších šnekovnic odpovídá průměru šnekovnice. Dle [6] str. 92 u přepravy lehkých neabrazivních materiálů se volí otáčky šnekovnice v rozmezí 2 až 4 s⁻¹.

$$D_{sn} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [m] \quad (3)$$

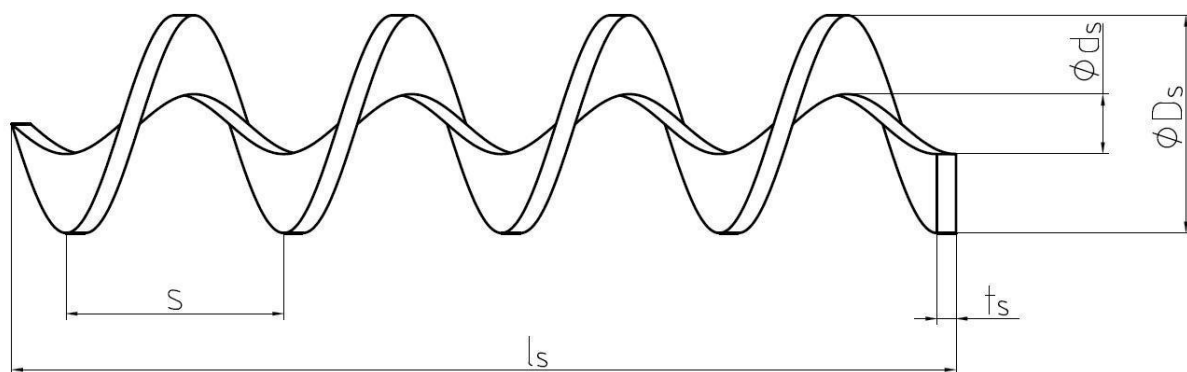
$$D_{sn} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,4}{3600 \cdot \pi \cdot 0,45 \cdot 2 \cdot 1}} = 0,082m$$

Dle katalogu Rataj [8] zvolena robustní ocelová spirála RL 80 s odpovídajícími parametry.

Tab. 2 Rozměry šnekovnice [8]

Vnější průměr	Stoupání spirály	Vnitřní průměr	Tloušťka spirály	Délka spirály
D_s [mm]	s [mm]	d_s [mm]	t_s [mm]	l_s [mm]
80	80	22	7	8100

Šnekovnice bude vůči žlabu uložena excentricky, o velikosti excentricity 4mm. Rotaci spirály zajistí hnací hřídel, který bude přes první dva závity spirály spojen svarovým spojem se spirálou.



Obr. 1 Spirála

3 NÁVRH A VOLBA POHONNÉ JEDNOTKY

Pro návrh pohonné jednotky je nutné zjistit potřebný příkon dopravníku, ze kterého se stanoví příkon elektromotoru. Z vypočtených hodnot bude zvolen elektromotor, převodovka a spojka. Následně je provedena kontrola dopravovaného množství. Tato kapitola zahrnuje mimo jiné i výpočet pro minimální průměr hnacího hřídele šnekovnice.

3.1 PŘÍKON DOPRAVNÍKU

$$P_d = \frac{Q_v \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (l_r \cdot w \pm h) \quad [W] \quad (4)$$

$$P_d = \frac{1,4 \cdot 750 \cdot 9,81}{3600} \cdot (7,8 \cdot 2,3 \pm 0) = 51,4W$$

Vztah (4) dle [6] str. 93

Kde: P_d [W] – Požadovaný příkon dopravníku

l_r [m] – Vodorovná dopravní vzdálenost

w [–] – Celkový součinitel odporu

h [m] – Dopravní výška

3.2 PŘÍKON ELEKTROMOTORU

Pro příkon elektromotoru je třeba uvažovat účinnost elektromotoru, přetížení při rozběhu, přetížení vzniklé přehlcením materiálu apod.

$$P_{en} = (1,15 \div 1,2) \frac{P_d}{\eta_e} \quad [W] \quad (5)$$

$$P_{en} = 1,2 \cdot \frac{51,4}{0,65} = 95W$$

Vztah (5) dle [7] str. 62

Kde: P_{en} [W] – Požadovaný příkon elektromotoru

η_e [–] – Účinnost elektromotoru

3.3 VOLBA ELEKTROMOTORU A PŘEVODOVKY

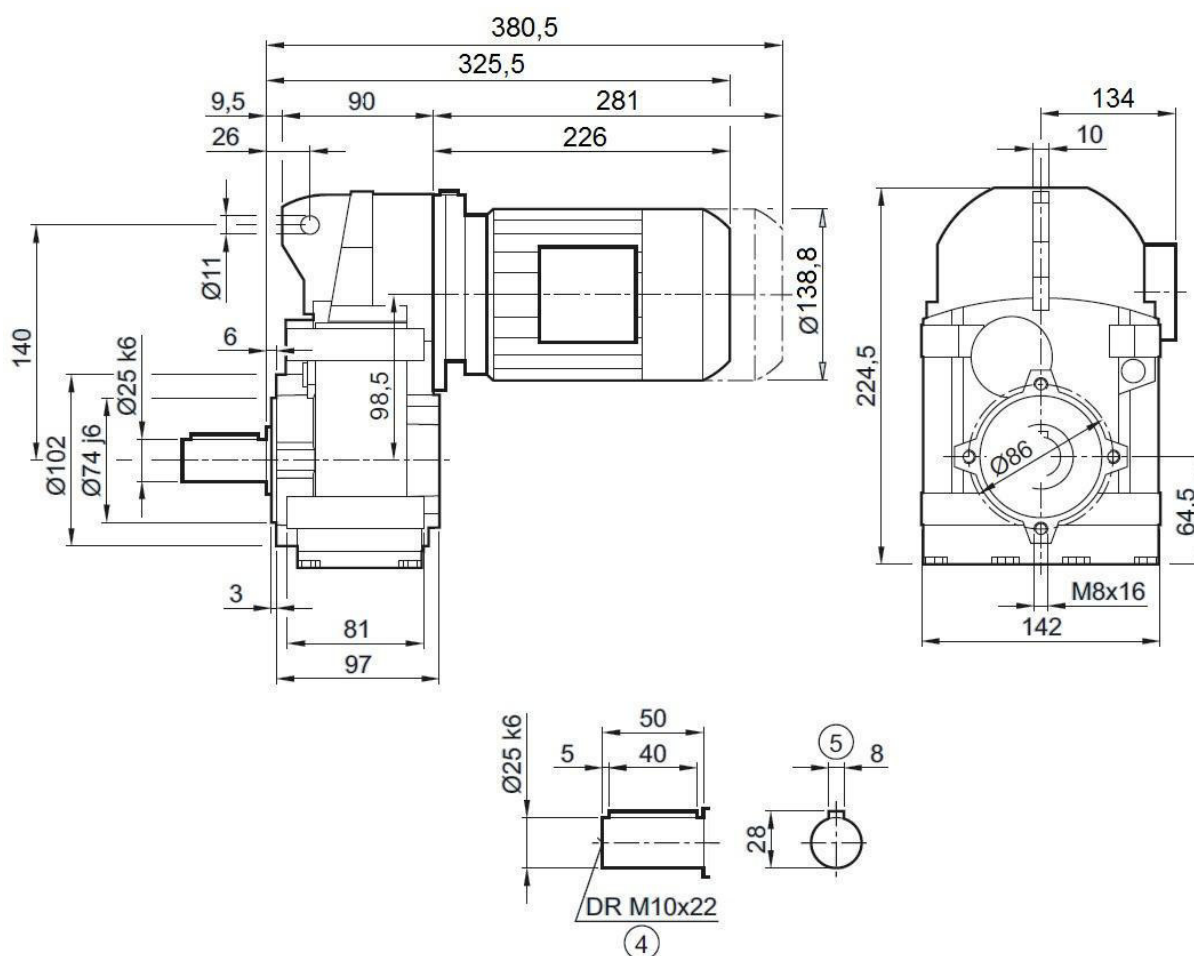
Pro pohon dopravníku zvolen převodový elektromotor z katalogu Simogear [10] FZ.29-LA71MH4. Jedná se o čtyřpólový asynchronní elektromotor s dvoustupňovou paralelní převodovkou. Další vlastnosti jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 3 Základní parametry elektromotoru [10]

Výkon	Výstupní otáčky	Účinnost
P_m [W]	n_{2m} [min ⁻¹]	η_e [-]
370	1370	0,65

Tab. 4 Základní parametry převodovky [10]

Převodový poměr	Výstupní otáčky		Maximální kroučící moment
i [–]	n_2 [min ⁻¹]	n_2 [s ⁻¹]	$M_{k_{\max}}$ [Nm]
9,99	137	2,28	136



Obr. 2 Převodový elektromotor Simogear FZ.29-LA71MH4 [10]

3.4 PRŮMĚR HŘÍDELE POHONU

Návrh minimálního průměru hnacího hřídele vychází z výstupního krouticího momentu převodovky a dovoleného napětí v krutu daného materiálu. Pro hnací hřídel zvolen materiál ČSN 11 523.

$$D_{h_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{k_{dov}}}} \quad [m] \quad (6)$$

Kde: $D_{h_{min}}$ [m] – Minimální průměr hnacího hřídele

M_k [Nm] – Krouticí moment na výstupu převodovky

$$M_k = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [Nm] \quad (7)$$

$$M_k = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{370}{2 \cdot \pi \cdot 2,28} = 25,8 Nm$$

Vztah (7) dle [7] str. 62

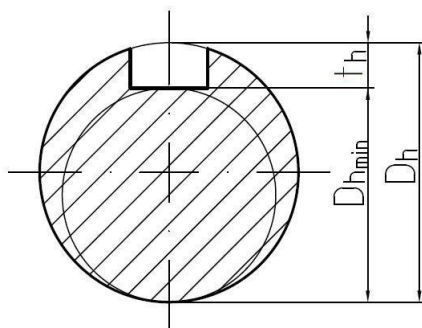
$\tau_{k_{dov}}$ [MPa] – Dovolené napětí v krutu, dle [5] str. 55 pro materiál 11 523 kde

$$\tau_{k_{dov}} = 60 MPa$$

Po dosazení do vztahu (6)

$$D_{h_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 25,8}{\pi \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,013 m = 13 mm$$

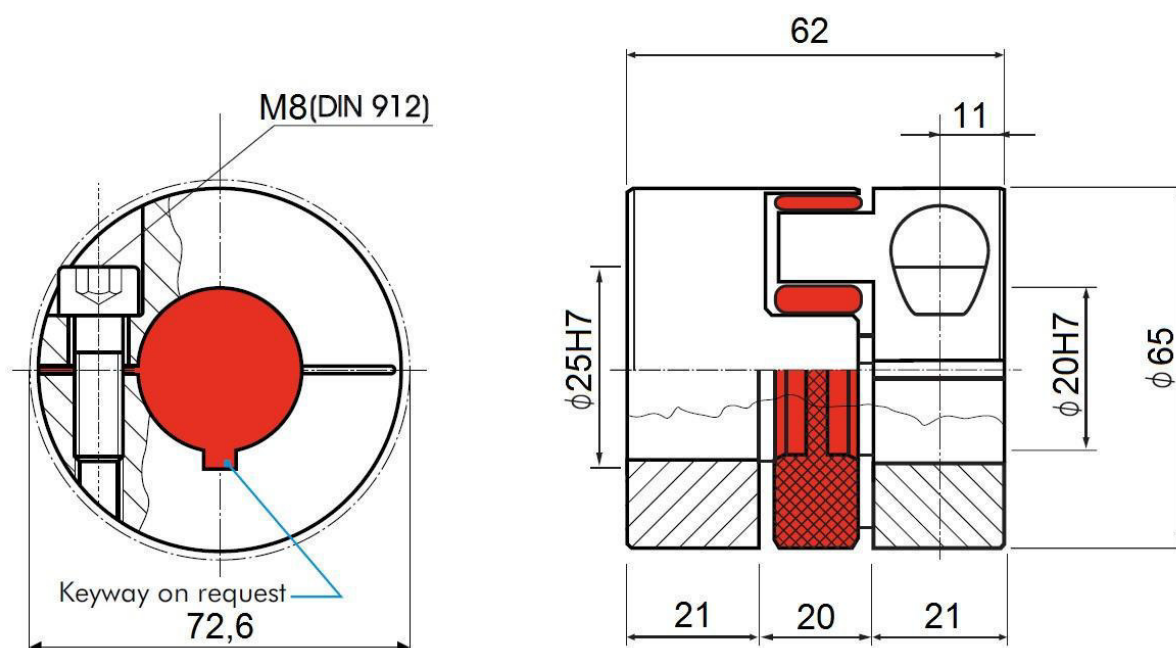
Výše zmíněný vypočtený průměr je z pevnostního hlediska minimální a je nutno uvažovat drážku pro pero, jako oblast místní koncentrace napětí. Poté dle [4] str. 117 a [4] str. 58, zvolen průměr hřídele $D_h = 20 mm$ s hloubkou drážky pro pero $t_h = 3,5 mm$.



Obr. 3 Vliv pera

3.5 VOLBA SPOJKY

Pro spojení výstupního hřídele převodovky s hnacím hřídelem šnekovnice je zvolena pružná zubová spojka z katalogu firmy KBK [11] s označením KBE 2C – 28, a to z důvodu možného vyosení při montáži, kdy by mohlo docházet ke zvýšenému hluku a vibracím. Pružný prvek spojky je vyrobený z polyuretanu a připojovací spojková tělesa ze slitiny hliníku, což zajistí nízkou hmotnost celé spojky. Tato spojka byla vybrána záměrně z důvodu malých rozměrů a je dostatečně dimenzována z hlediska velikosti přenosu krouticího momentu. Krouticí moment je na spojku přenášen pomocí těsného pera. Zároveň bude spojka k oběma hřídelům stažena pomocí šroubů.



Obr. 4 Spojka KBE 2C – 28 [11]

3.6 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Po volbě šnekovnice a pohonu je třeba provést kontrolu skutečného dopravovaného množství, za účelem uskutečnění případné změny volby šnekovnice nebo pohohu, či jejich kombinací. Skutečné dopravované množství se určí úpravou koeficientů ze vztahu (2).

$$Q_{V_s} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (8)$$

$$Q_{V_s} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,080^2}{4} \cdot 0,080 \cdot 0,45 \cdot 2,28 \cdot 1 = 1,48 m^3 \cdot h^{-1}$$

Z výše uvedeného výpočtu vyplývá, že skutečné dopravované množství je vyšší než požadované. Nicméně rozdíl mezi skutečným dopravovaným množstvím a množstvím požadovaným, je pouze $0,08 m^3 \cdot h^{-1}$, což je přijatelné. Bude-li potřeba přesného dopravovaného množství, je možno zvolit jinou převodovku nebo zvolit jiný průměr spirály anebo použít pro řízení elektromotoru frekvenční měnič.

4 DOPRAVNÍ ŽLAB

4.1 NÁVRH DOPRAVNÍHO ŽLABU

Žlab bude sestaven ze dvou trubek. Z katalogu Feron [9] jsou zvoleny ocelové bezešvé trubky tvářené za tepla a vyrobené z materiálu ČSN 11 353. Na obou koncích trubek budou přivařeny příruby k následnému spojení šrouby. U strany pohonu se nachází příruba trubky vyztužená přivařením čtyř žeber. Pro vstup a výstup dopravovaného materiálu bude na každé trubce vyříznutá díra kruhového průřezu, na které je navařena násypka, resp. výsypka dopravníku. Žlab je připevněn šrouby na přírubách výsypky a násypky. Středová část žlabu bude podepřena přírubou spojující obě trubky žlabu.

Tab. 5 Rozměry trubky dle [4] str. 221

Vnější průměr	Tloušťka stěny	Délka trubky	Hmotnost
D_t [mm]	t_t [mm]	l_t [mm]	m_t [kg. m ⁻¹]
127	6,3	4070	18,8

4.2 NÁVRH VYLOŽENÍ ŽLABU

S ohledem na uložení šnekovnice pouze z jedné strany na jednom ložisku, je nezbytné, aby vyložení žlabu bylo vysoce odolné vůči opotřebení a zároveň zajistilo nízké tření mezi šnekovnicí a žlabem. Tímto se zároveň sníží nároky na pohon a nebude docházet k jeho přetížení. Tyto nároky lze také snížit tím, že šnekovnice bude uložena z obou stran s použitím koncového ložiska.

Pro zvýšení mechanické odolnosti a zároveň snížení tření bude použita výstelka z makromolekulárního plastu, konkrétně se bude jednat dle [12] o UHMW Polyetylen s obchodním názvem TIVAR 1000 natural dodávaný firmou Tribon. Tento plast je velmi pevný, vysoce odolný proti opotřebení a je použitelný do teploty -269°C. Lze jej použít i v potravinářském průmyslu. Je dodáván v tyčích nebo deskách. Pro návrh dopravníku jsou zvoleny desky o tloušťce 10mm, které se dále tepelně tvarují a usazují do dopravního žlabu.

5 HMOTNOST DOPRAVNÍKU

Hmotnost jednotlivých částí je zjištěna pomocí modelování součástí v softwaru Autodesk Inventor a pomocí tabelovaných a katalogových hodnot.

5.1 HMOTNOST HLAVNÍCH ČÁSTÍ

5.1.1 HMOTNOST SPIRÁLY

Hmotnost spirály je vypočtena softwarem Inventor, ve kterém byla vymodelována a přiřazena přibližná hustota materiálu 11 353.

Hmotnost spirály $m_s = 25,8\text{kg}$

5.1.2 HMOTNOST HNACÍHO HŘÍDELE

Hnací hřídel bude vyroben z materiálu 11 523 a jeho hmotnost bude $m_h = 1,2\text{kg}$

Pro následné učení reakcí v ložisku je třeba znát celkovou hmotnost šnekovnice a hnacího hřídele.

$$m_{sh} = m_s + m_h \quad [kg] \quad (9)$$

$$m_{sh} = 25,8 + 1,2 = 27\text{kg}$$

5.1.3 HMOTNOST ŽLABU A JEHO VÝSTELKY

Hmotnost žlabu zahrnuje obě trubky, navařené příruby, žebra, násypku a výsypku. Celková hmotnost žlabu je vypočtena softwarem Inventor.

Hmotnost Žlabu $m_z = 171\text{kg}$

Hmotnost vyložení žlabu $m_{vz} = 19,8\text{kg}$

5.1.4 HMOTNOST POHONNÉ JEDNOTKY

Hmotnost převodového elektromotoru $m_p = 11\text{kg}$

Hmotnost spojky $m_{sp} = 0,5\text{kg}$

Celková hmotnost pohonné jednotky je dána součtem jednotlivých částí

$$m_{pj} = m_{pe} + m_{sp} \quad (10)$$

$$m_{pj} = 11 + 0,5 = 11,5\text{kg}$$

5.1.5 HMOTNOST PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Hmotnost přepravovaného materiálu se určí ze vztahu pro výpočet součinitele plnění

$$\psi = \frac{S_m}{\frac{\pi \cdot D_s^2}{4}} \quad [-] \quad (11)$$

Vztah (11) dle [3] str. 102

Kde: S_m [m^2] – Plocha průřezu materiálu ve žlabu

Ze vztahu (11) vyjádřeno S_m

$$S_m = \frac{\psi \cdot \pi \cdot D_s^2}{4} \quad [m^2] \quad (12)$$

$$S_m = \frac{0,45 \cdot \pi \cdot 0,08^2}{4} = 2,26 \cdot 10^{-3} m^2$$

Potom hmotnost materiálu ve žlabu

$$m_m = \rho_V \cdot V = \rho_V \cdot l_s \cdot S_m \quad [kg] \quad (13)$$

$$m_m = 750 \cdot 8,1 \cdot 2,26 \cdot 10^{-3} = 13,7 \text{ kg}$$

5.2 HMOTNOST DÍLČÍCH ČÁSTÍ

Do dílčích částí patří všechny ostatní části pro konstrukci dopravníku, pro lepší přehlednost uvedené v tabulce 5.

Tab. 6 Hmotnost dílčích částí

Součást	Označení	Hmotnost součásti [kg]
Ložisko	$m_{\text{lož}}$	0,33
Těleso ložiska	$m_{\text{těl}}$	1,1
Příruba	$m_{\text{příruby}}$	7,5
Čelo žlabu	$m_{\text{čž}}$	3
Koncové čelo žlabu	$m_{\text{kčž}}$	2
Středová podpěra žlabu	$m_{\text{spž}}$	9
Spojovací materiál	m_{spojmat}	1
Těsnění	$m_{\text{těs}}$	0,2

Celková hmotnost dílčích součástí

$$m_{ds} = m_{lož} + m_{těl} + m_{příruby} + m_{čž} + m_{kčž} + m_{spž} + m_{spojmat} + m_{těs} \quad [kg] \quad (14)$$

$$m_{ds} = 0,33 + 1,1 + 7,5 + 3 + 2 + 10 + 1,57 + 0,2 = 25,7kg$$

5.3 CELKOVÁ HMOTNOST DOPRAVNÍKU

Celková hmotnost dopravníku potom odpovídá součtu hlavních a dílčích částí.

$$m_D = m_{sh} + m_{ž} + m_{vž} + m_{pj} + m_m + m_{ds} \quad [kg] \quad (15)$$

$$m_D = 27 + 171 + 19,8 + 11,5 + 13,7 + 25,7 = 268,7kg$$

6 NÁVRH A VOLBA LOŽISKA

Šnekovnice bude přivařena k hřídeli pohonu, který bude uložen v ložisku. Z důvodu působení radiální a především axiální síly musí být ložisko dostatečně dimenzováno.

6.1 URČENÍ REAKCÍ V LOŽISKU

Jelikož délka šnekovnice je podstatně větší než její průměr, lze na ni aplikovat výpočetní model prutu.

6.1.1 VÝPOČET RADIÁLNÍ SÍLY

V radiálním směru síly je uvažováno liniové zatížení vlastní hmotností šnekovnice. Vzhledem k letmému uložení šnekovnice, bude výpočet proveden pro vzdálenost mezi ložiskem a koncem spirály.

$$F_r = \frac{q \cdot l_{lo\check{z}}}{2} \quad [N] \quad (16)$$

Kde: q [$N \cdot m^{-1}$] – Liniové zatížení od šnekovnice

$l_{lo\check{z}}$ [m] – Vzdálenost mezi ložiskem a koncem šnekovnice

$$q = \frac{F}{l} = \frac{m_{sh} \cdot g}{l_{lo\check{z}}} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (17)$$

$$q = \frac{27 \cdot 9,81}{8,16} = 32,46 N \cdot m^{-1}$$

Po dosazení do (16)

$$F_r = \frac{32,46 \cdot 8,16}{2} = 132,4 N$$

6.1.2 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY

Axiální síla se vypočte ze vztahu (18), je to síla působící na šnekovnici vlivem přepravy materiálu.

$$F_a = \frac{M_k}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (18)$$

Vztah (18) dle [2] str.

Kde: R_s [m] – Účinný poloměr

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D_s}{2} \quad [m] \quad (19)$$

$$R_s = 0,7 \cdot \frac{0,08}{2} = 0,028m$$

Vztah (19) dle [6] str. 93

α [°] – Úhel stoupání šnekovnice

$$\alpha = tg^{-1} \frac{s}{\pi \cdot D_s} \quad (20)$$

$$\alpha = tg^{-1} \frac{0,08}{\pi \cdot 0,08} = 17,66^\circ$$

φ [°] – Třecí úhel mezi materiálem a šnekovnicí

$$\varphi = tg^{-1}(f_m) \quad (21)$$

f_m [–] – Koeficient tření mezi šnekovnicí a dopravovaným materiálem, koeficient tření mezi pšenicí a ocelí $f_m = 0,4$

$$\varphi = tg^{-1}(0,4) = 21,8^\circ$$

Po dosazení do vztahu (18)

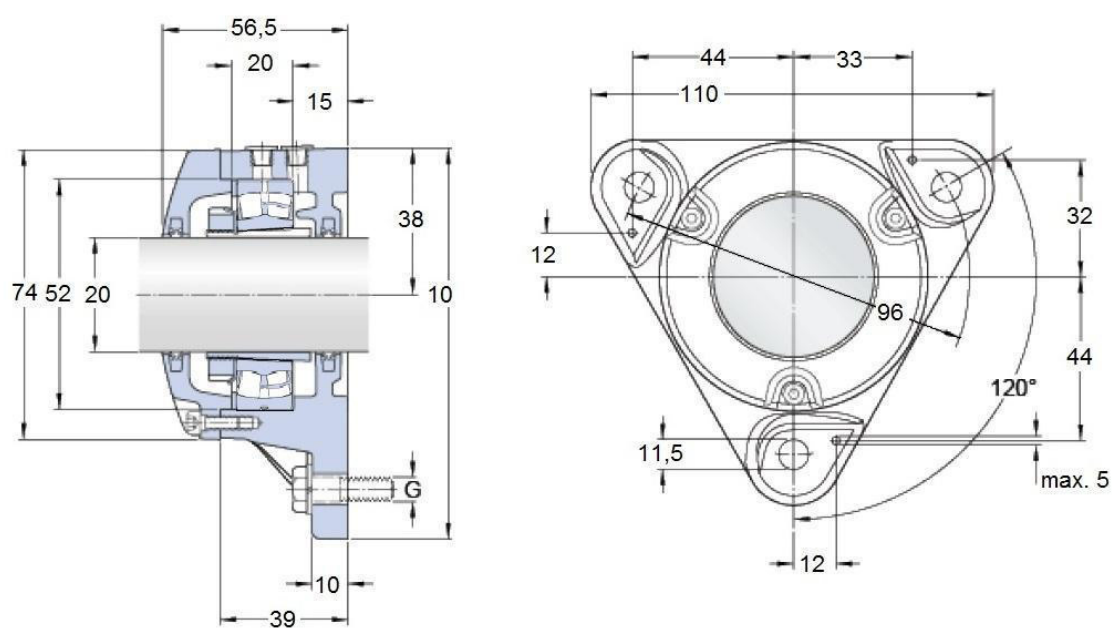
$$F_a = \frac{25,8}{0,028 \cdot tg(17,66 + 21,8)} = 1119,4N$$

6.2 VOLBA LOŽISKA

Z výsledků výpočtu reakcí je patrné, že ložisko musí být schopno zachytávat především sílu v axiálním směru. Proto je z katalogu SKF [14] str. 940 zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko 22205 EK s kuželovou dosedací plochou, usazenou na upínacím pouzdru SKF H 305 dle [14] str.1290, zajištěno MB podložkou a KM maticí.

Celé ložisko včetně upínacího pouzdra bude uloženo v ložiskovém tělese SKF FNL 505 B dle [15] str. 546, které bude připevněno k čelu žlabu třemi šrouby se šestihrannou hlavou. Těsnění ložiska zajistí z každé strany těsnící kroužek dle [5] str. 524. Proti případnému zanesení nečistot od přepravovaného materiálu, který bude přepravován směrem k ložisku, bude ještě navíc použito labyrintové těsnění Nilos dle [16] str. 7.

V případě nutnosti přimazání ložiska je v ložiskovém tělese vyvrtaná díra směrem do mazací drážky ložiska. Díra je opatřena závitem, na který je přišroubována mazací hlavice z katalogu Haberkon [13] str. 202, kterou lze ložisko přimazat. Mazací hlavice s ložiskovým tělesem budou zakryty přírubou nesoucí pohonnou jednotku. Příruba zároveň slouží k zakrytí rotující spojky a brání vniknutí nečistot do ložiskového tělesa. Aby se pro přimazání ložiska nemusela tato příruba demontovat, je v ní nad úroveň mazací hlavice vyvrtaná díra, zaslepená plastovou kulatou záslepkou dle [13] str. 156. Pro mazání ložiska bude použito plastické mazivo.



Obr. 5 Ložisko 22205 EK a ložiskové těleso TNL 505 B [15]

Tab. 7 Základní parametry ložiska dle[14] str. 940

Parametr ložiska	Symbol	Hodnota	Jednotka
Základní dynamická únosnost	C	49 900	[N]
Základní statická únosnost	C ₀	44 000	[N]
Referenční otáčky	n _{ref}	13 000	[min ⁻¹]
Mezní otáčky	n _{mezní}	17 000	[min ⁻¹]
Výpočtový součinitel	Y ₂	2,9	[—]
Výpočtový součinitel	e	0,35	[—]

6.2.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI

URČENÍ DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad (22)$$

$$\frac{1119,4}{132,4} > 0,35$$

Vztah (22) dle [14] str. 894

Jelikož platí nerovnice (22), bude použit vztah (23), pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska.

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad [N] \quad (23)$$

$$P = 0,67 \cdot 132,4 + 2,9 \cdot 1119,4 = 3335N$$

Vztah (23) dle [14] str. 894

VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

$$L_{lož} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [hod] \quad (24)$$

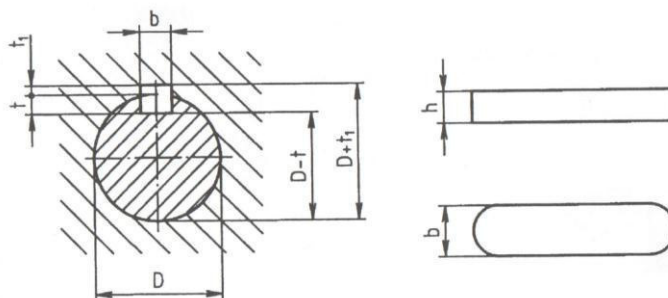
$$L_{lož} = \left(\frac{49900}{3335}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 137} = 1\,004\,177\,hod$$

Vztah (24) dle [1] str. 626

Kde: p [–] – Parametr odpovídající typu kontaktu valivých elementů, pro ložiska s čárovým stykem $p = 10/3$

7 PERO

Pero bude uloženo v drážce hnacího hřídele šnekovnice a jeho prostřednictvím bude přenášen točivý moment od spojky poháněné převodovkou. Budou provedeny základní výpočty pro určení minimální délky pera, kontrola pera na střih a na otláčení. Následně je zvoleno těsné pero dle [5].



Obr. 6 Pero [4]

7.1 URČENÍ MINIMÁLNÍ DÉLKY PERA

Minimální délka pera se určí z obvodové síly hřídele a dovoleného měrného tlaku.

Pro průměr hnacího hřídele $D_h = 20\text{mm}$ s hloubkou drážky $t_h = 3,5\text{mm}$

$$l_{p_{min}} = \frac{F}{t_h \cdot p_{dov}} \quad [mm] \quad (25)$$

Kde: F_o [N] – Obvodová síla hřídele

$$F_o = \frac{M_k}{\frac{D_h}{2}} \quad [N] \quad (26)$$

$$F_o = \frac{25,8}{\frac{0,02}{2}} = 2580\text{N}$$

Vztah (26) dle [1] str. 1080

p_{dov} [MPa] – Dovolенý měrný tlak, protože jsou spojovány dva různé materiály ocel a slitina hliníku, nutno zvolit nižší hodnotu dovoleného měrného tlaku, zvoleno dle [1] str. 1081 $p_{dov} = 100\text{MPa}$

Po dosazení do vztahu (25)

$$l_{p_{min}} = \frac{2580}{3,5 \cdot 100} = 7,4\text{mm}$$

Dle [5] str. 467 zvoleno pero ČSN 02 2562 – 6e7 x 6 x 22

7.2 KONTROLA PERA NA STŘIH

Kontrola pera na střih se stanoví z meze kluzu ve smyku a střížného napětí, přičemž mez kluzu ve smyku musí být vyšší než střížné napětí.

$$R_{se} > \tau_s \quad (27)$$

Kde: R_{se} [MPa] – Mez kluzu ve smyku

$$R_{se} = 0,557 \cdot R_e \text{ [MPa]} \quad (28)$$

$$R_{se} = 0,557 \cdot 355 = 197 \text{ MPa}$$

Vztah (28) dle [1] str. 279

R_e [MPa] – Mez kluzu dle [1] str. 1128 pro materiál 11 523 je $R_e = 355 \text{ MPa}$

τ_s [MPa] – Střížné napětí

$$\tau_s = \frac{F_o}{S_{stř}} \text{ [MPa]} \quad (29)$$

$S_{stř}$ [mm²] – Střížná plocha

$$S_{stř} = b \cdot (l_p - b) + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (30)$$

$$S_{stř} = 6 \cdot (22 - 6) + \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 124,26 \text{ mm}^2$$

b [mm] – Šířka pera

l_p [mm] – Délka pera

Po dosazení do vztahu (29)

$$\tau_s = \frac{2580}{124,26} = 20,8 \text{ MPa}$$

Protože (27) platí, potom z hlediska kontroly na střih je pero dostatečně dimenzováno.

7.3 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Při kontrole pera na otlačení se vychází z hodnoty dovoleného měrného tlaku a způsobu zatěžování. Platí, že dovolený tlak na bocích drážky v náboji musí být vyšší než skutečný, vztah (31).

$$p_d > p_{dov} \quad (31)$$

Kde: p_d [MPa] – Dovolенý tlak na bocích drážky

Pro dovolený tlak na bocích drážky s jednosměrným otáčením a malými rázy platí vztah (32)

$$p_d = 0,7 \cdot p_{dov} \quad [MPa] \quad (32)$$

$$p_d = 0,7 \cdot 100 = 70 MPa$$

Vztah (32) dle [1] str. 1081

Pro skutečný tlak na bocích drážky potom platí vztah (33)

$$p_{skut} = \frac{F_o}{S_{bdn}} \quad [MPa] \quad (33)$$

Vztah (33) dle [1] str. 1080

Kde: S_{bdn} [mm²] – Plocha boku drážky v náboji

$$S_{bdn} = t_n \cdot (l_p - b) \quad [mm^2] \quad (34)$$

$$S_{bdn} = 2,5 \cdot (22 - 6) = 40 mm^2$$

t_n [mm] – Hloubka drážky v náboji

Po dosazení do (32)

$$p_{skut} = \frac{2580}{40} = 62,5 MPa$$

Podle vztahu (31) kontrola pera na otlačení vyhovuje.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry, včetně výběru vhodných dopravovaných materiálů pro tento typ dopravníku.

Navržený dopravník bude sloužit ve výrobě krmných směsí k přepravě pšenice. Nejdříve byly navrženy základní rozměry šnekovnice. Následně byla navržena pohonná jednotka, sestavená z převodového elektromotoru a pružné zubové spojky. Dalším krokem bylo provedení kontroly dopravovaného množství, při které bylo zjištěno, že skutečné dopravované množství je o $0,08\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vyšší než požadované. Šnekovnice bude uložena excentricky s letným uchycením, ve žlabu vyrobeného z bezešvých ocelových trubek. Pro vyložení žlabu byl zvolen makromolekulární plast UHMW Polyetylen Tivar 1000, který je dostatečně odolný při kontaktu se spirálou.

Uložení šnekovnice zajišťuje dvouřadé soudečkové ložisko, uchycené na upínacím pouzdru, uložené v ložiskovém tělese. Zároveň je ložiskové těleso doplněno o mazací hlavici pro případné přimazání.

V poslední části je proveden výpočet minimální délky pera a kontrola pera na stříh a otláčení.

Celý konstrukční návrh je sestaven tak, aby splňoval dostatečnou odolnost, nízkou poruchovost a zároveň byl jednoduchý.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Josef Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS, VLK Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010. 1159s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [3] KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. *Manipulácia s materiálom v doprave*. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741
- [4] SVOBODA, Pavel a Jan Brandejs.: *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*, 5.vyd. v Brně: CERM, s.r.o., 2013. 234 s. ISBN -978-80-7204-838-0
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra.: *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. vyd. Úvaly ALBRA, 2011. 927 s. ISBN -978-80-7361-081-4
- [6] DRAŽAN, František a Karel Jeřábek. *Manipulace s materiálem: vysokoškolská učebnice*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979, 454 s.
- [7] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-X.
- [8] RATAJ, a.s.: *Katalog: Rataj* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.rataj.cz/sites/default/files/2009/08-11/katalog_2016_cz_pdf_12665.pdf>
- [9] FERONA a.s [online]. c2017 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>>
- [10] SIEMENS, s. r. o.: *Katalog: Simogear* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/public/kvelb_data/files/katalogy/elektroprevodovky/SIMOGEAR-MD50-1-2014-en.pdf>
- [11] KBK ANTRIEBSTECHNIK GmbH: *Servo insert couplings* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.kbkantriebstechnik.de/fileadmin/Downloads/Wellenkupplungen_Datenblaetter/Elastomerkupplungen_englisch/KBE2C_-_Datenblatt_englisch.pdf>
- [12] TRIBON, s. r. o. [online]. c2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <<http://www.technicke-plasty-tribon.cz/>>
- [13] HABERKORN ULMER s. r. o.: *Katalog: Normované díly* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-normovane_dily-katalog.pdf>
- [14] SKF GROUP: *Katalog: Rolling bearings* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>>
- [15] SKF GROUP: *Katalog: Flanged housing FNL series* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-107709/13186%20EN%20-%2011%20FNL_tcm_12-107709.pdf>

[16] SKF GROUP: *Katalog: NILOS-Rings: Metal seals for bearings* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-107709/13186%20EN%20-%2011%20FNL_tcm_12-107709.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	Šířka pera
C	[N]	Základní dynamická únosnost
C_0	[N]	Základní statická únosnost
c_H	[–]	Korekční součinitel závislí na úhlu sklonu dopravníku
D_h	[mm]	Průměr hnacího hřídele
$D_{h_{min}}$	[m]	Minimální průměr hnacího hřídele
D_s	[mm]	Vnější průměr spirály
D_{sn}	[m]	Navrhovaný průměr spirály
d_s	[mm]	Vnitřní průměr spirály
D_t	[mm]	Vnější průměr trubky
e	[–]	Výpočtový součinitel
F_a	[N]	Axiální síla
f_m	[–]	Koeficient tření mezi šnekovnicí
F_o	[N]	Obvodová síla hřídele
F_r	[N]	Radiální síla
h	[m]	Dopravní výška
i	[–]	Převodový poměr
$L_{lož}$	[hod]	Trvanlivost ložiska
$l_{lož}$	[m]	Vzdálenost mezi ložiskem a koncem šnekovnice
l_p	[mm]	Délka pera
$l_{p_{min}}$	[mm]	Minimální délka pera
l_r	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
l_s	[mm]	Délka spirály
l_t	[mm]	Délka trubky
$m_{čž}$	[kg]	Hmotnost čela žlabu
m_D	[kg]	Hmotnost dopravníku
m_{ds}	[kg]	Hmotnost dílčích součástí
m_h	[kg]	Hmotnost hnacího hřídele
M_k	[Nm]	Krouticí moment na výstupu převodovky
$m_{kčž}$	[kg]	Hmotnost koncového čela žlabu
$M_{k_{max}}$	[Nm]	Maximální krouticí moment
$m_{lož}$	[kg]	Hmotnost ložiska

m_m	[kg]	Hmotnost přepravovaného materiálu
m_{pe}	[kg]	Hmotnost převodovky
m_{pj}	[kg]	Hmotnost pohonné jednotky
$m_{přiruby}$	[kg]	Hmotnost příruby
m_s	[kg]	Hmotnost spirály
m_{sh}	[kg]	Hmotnost spirály a hnacího hřídele
m_{sp}	[kg]	Hmotnost spojky
$m_{spojmat}$	[kg]	Hmotnost spojovacího materiálu
$m_{spž}$	[kg]	Hmotnost středové podpěry žlabu
m_t	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost trubky
$m_{těl}$	[kg]	Hmotnost tělesa ložiska
$m_{vž}$	[kg]	Hmotnost vyložení žlabu
$m_{ž}$	[kg]	Hmotnost žlabu
n	[s ⁻¹]	Otáčky šnekovnice
n_2	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky
n_{2m}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky elektromotoru
$n_{mezní}$	[min ⁻¹]	Mezní otáčky
n_{ref}	[min ⁻¹]	Referenční otáčky
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
p	[–]	Parametr odpovídající typu kontaktu valivých elementů
P_d	[W]	Požadovaný příkon dopravníku
p_d	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážky
p_{dov}	[MPa]	dovolený měrný tlak
P_{en}	[W]	Požadovaný příkon elektromotoru
P_m	[W]	Výkon elektromotoru
p_{skut}	[MPa]	Skutečný tlak na bocích drážky
q	[N · m ⁻¹]	Liniové zatížení od šnekovnice
Q_m	[kg · h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
Q_V	[m ³ · h ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
Q_{Vs}	[m ³ · h ⁻¹]	Skutečný objemový dopravní výkon
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_s	[m]	Účinný poloměr
R_{se}	[MPa]	Mez kluzu ve smyku

s	[m]	Stoupání spirály šnekovnice
S_{bdn}	[mm ²]	Plocha boku drážky v náboji
S_m	[m ²]	Plocha průřezu materiálu ve žlabu
$S_{stř}$	[mm ²]	Střižná plocha
t_h	[mm]	Hloubka drážky hnacího hřídele
t_n	[mm]	Hloubka drážky v náboji
t_s	[mm]	Tloušťka spirály
t_t	[mm]	Tloušťka stěny trubky
w	[–]	Měrný odpor
Y_2	[–]	Výpočtový součinitel
α	[°]	Úhel stoupání šnekovnice
η_e	[–]	Účinnost elektromotoru
ρ_V	[kg. m ³]	Objemová hmotnost
τ_{kdov}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
τ_s	[MPa]	Střižné napětí
φ	[°]	Třecí úhel mezi materiálem a šnekovnicí
ψ	[–]	Součinitel plnění

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

Výkres sestavy	SPIRÁLNÍ DOPRAVNÍK	BP-SSD-00/A0
Seznam položek	SPIRÁLNÍ DOPRAVNÍK	BP-SSD-01/A4
Výkres součástí	HNACÍ HŘÍDEL	BP-SSD-02/A4
Výkres svarku	ŠNEKOVNICE	BP-SSD-03/A3

CD-ROM