



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

WORM CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTOHOR

JIŘÍ TICHÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Tichý

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Šnekový dopravník

v anglickém jazyce:

Worm conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry.

Dopravní výkon 6 500kg.h-1.

Dopravní vzdálenost 21m, převýšení 6m.

Dopravovaný materiál - vápenný hydrát,
objemové hmotnosti 1150kg.m-3.

Cíle bakalářské práce:

Proved'te funkční výpočet, určení hlavních rozměrů
a návrh pohonu.

Proved'te pevnostní výpočet hřídele šneku.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku,
nakreslete jednotlivé detaily šnekového hřídele.

Seznam odborné literatury:

1. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
2. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.
3. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles - pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988.
4. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, CVUT Praha, 2004.
5. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
6. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992
7. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce obsahuje návrh a konstrukční řešení šikmého šnekového dopravníku pro dopravu vápenného hydrátu. Práce je tvořena z technické zprávy a výkresové dokumentace. Technická zpráva se zabývá výpočtem hlavních parametrů šnekového dopravníku, návrh pohonu, uložení šneku a pevnostní výpočet hřídele šneku. Výkresová dokumentace je zpracována v programu AutoCAD Mechanical a skládá se z výkresu sestavy s jednotlivými detaily šnekového hřídele, výrobních výkresů a svařovací sestavy šneku.

Klíčová slova: šnekový dopravník, šnek, šnekový hřídel, pohon, reakce, žlab, vápenný hydrát

Abstract

This bachelor contains of a proposal and design of a sloping hydrated lime worm conveyor. The project is composed of technical specifications and drawing documentation. the technical specifications deal eith calculating the main parameters of worms conveyor, drive desin, storage of spiral worm and strength calculation of spiral worm shft. Drawing documentation is worked into the AutoCAD Mechanical program and consist of drawing assembly with individual details of the spiral worm shaft, manufacturing drawings nad welding assembly of the spiral worm.

Key words: worm conveyor, spiral worm, spiral worm shaft, drive, reaction, trough, hydrated lime

Bibliografická citace

TICHÝ, J. *Šnekový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto závěrečnou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího mé práce pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. Za pomoci odborných konzultací s vedoucím mé závěrečné práce a literatury, kterou jsem uvedl na konci mé práce.

V Brně dne 25. května 2013

.....
Jiří Tichý

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odbornou pomoc a udělení cenných rad, které mi pomohly vypracovat závěrečnou práci. Poděkování také patří mé rodině, která mě podporovala a umožnila mi studium na vysoké škole.

Obsah

Úvod	15
1. Výpočet hlavních parametrů šnekového dopravníku	16
1.1 Výpočet průměru šnekovice	16
1.2 Návrh pohonu pro šnekový dopravník	17
1.3 Výkon elektromotor	17
1.4 Kontrola skutečného objemového dopravního výkonu	18
1.5 Celkový rozdíl	18
2. Elektromotor	19
3. Převodovka	20
4. Spojka	21
5. Šnek	22
5.1 Hmotnost šnekového hřídele	22
5.2 Hmotnost šnekovice	24
5.3 Hmotnost spojovacího hřídele	26
5.4 Hmotnost celého šneku	27
6. Uložení šneku	28
6.1 Výpočet reakcí	28
6.2 Koncové axiálně zatížené ložisko	32
6.3 Závěsné ložisko	33
6.4 Axiálně volné ložisko na straně pohonu	35
7. Žlab	37
7.1 Objem materiálu ve žlabu	37
7.2 Hmotnost materiálu ve žlabu	37
7.3 Síla působící na žlab	37
8. Pevnostní výpočet	38
8.1 Šnekový hřídel	38
8.1.1 Výpočet na ohyb	38
8.1.2 Výpočet na krut	39
8.1.3 Redukované napětí dle HMM	39
8.1.4 Bezpečnost	40
8.2 Kontrola spojení šnekového hřídele s čepem s hlavou	41
8.2.1 Kontrola na otláčení	42
8.2.2 Kontrola na krut	43
8.2.3 Kontrola na smyk	43
8.3 Kontrola vstupního hřídele	44
9. Závěr	46
10. Seznam použitých zdrojů	47
11. Seznam značek	48
12. Seznam příloh	51

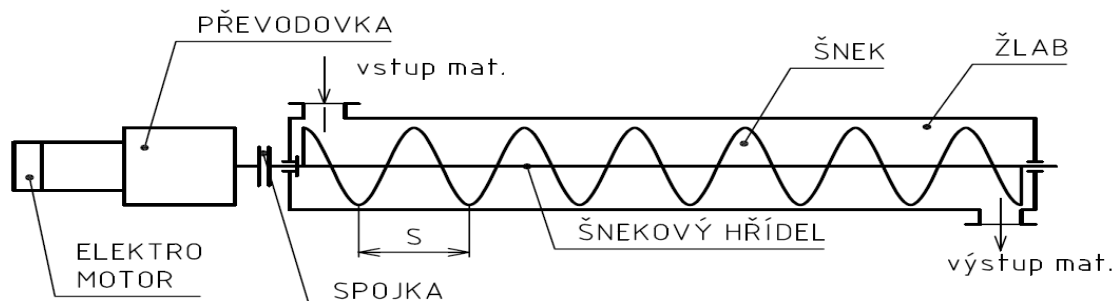
Úvod

Šnekový dopravník má jednoduchou konstrukci v různých formách a provedeních. Jednoduchá konstrukce nám zajišťuje spolehlivost. Nejčastěji jsou určeny pro vodorovnou a šikmou přepravu a dávkování. Je možné přepravovat sypké hmoty - partikulárních materiálů, vláknité i vlhké látky nebo dělenou surovinu. Nevhodné pro přepravu abrazivní a hrubozrnné materiály. Možnost vodotěsnosti, prachotěsnosti, vzduchotěsnosti dopravy. Jsou vhodné jak k samostatnému použití, tak pro začlenění do výrobních linek. Základem je trubka nebo žlab, uvnitř kterého se otáčí dopravní spirála na hřídeli, která je spojena s pohonem. Jsou konstruovány s ohledem na modelové standardy na základě konkrétních výkonových a délkových požadavků zadavatele. Materiálové provedení je odvislé od druhu dopravované hmoty a jejich vlastností. V případě větších délek a dopravy neabrazivní hmoty jsou šnekové hřídele v oblasti středu podepírány kluzným ložiskem. Použití v dřevozpracující průmysl, potravinářství, zemědělství, chemický průmysl, stavebnictví.

Šnekové dopravníky rozdělujeme:

- Podle typu šnekových dopravníků: trubkové
žlabové
- Podle směru dopravy: vodorovné
šikmé
svislé
- Podle provedení vstupních hrdel: kruhová
hranáá
kuželová
- Podle smyslu stoupání šneku: pravotočivé
levotočivé
- Podle počtu šneků: jednošnekové
dvoušnekové

Šnekové dopravníky se skládají ze žlabu jako nosného orgánu, uvnitř žlabu v jeho ose je uložen šnek složený ze spirály, která je přivařena na šnekový hřídel. Hřídel je spojen s pohonem, kterým je nejčastěji elektromotor. Obr. 1 ukazuje schématicky šnekový dopravník pro vodorovnou dopravu.



Obr. 1: Schéma šnekového dopravníku dle [1]

1. Výpočet hlavních parametrů šnekového dopravníku

Účelem výpočtu je určit technické parametry dopravníku, jako průměr a stoupání šnekovice, otáčky šneku, výkon elektromotoru a objemový výkon. Výpočet je proveden dle [1].

Výpočet objemového dopravního výkonu

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

$$Q_v = \frac{6500}{1150} = 5,652$$

$$Q_v = 5,65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

- Dopravní výkon: $Q = 6\,500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- Objemová hmotnost vápenného hydrátu: $\rho_{vH} = 1\,150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

1.1 Výpočet průměru šnekovice

Pro objemový dopravní výkon platí vztah z [1], str. 208:

$$Q_v = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \cdot 3\,600 \quad (2)$$

Po úpravě vzorce (2) dostáváme vztah pro výpočet průměru šnekovice:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3\,600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5,65}{3\,600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,3 \cdot 0,69}} = 0,195$$

$$D_s = 0,195 \text{ m}$$

Kde:

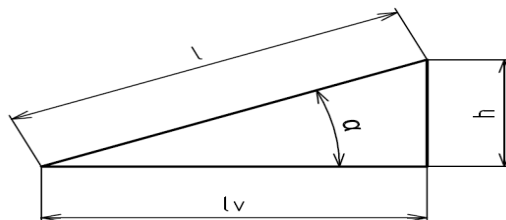
- Objemový dopravní výkon: $Q_v = 5,65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; dle (1)
- Součinitel zaplnění průřezu žlabu pro vápenný hydrát: $\psi = 0,3$; dle [1], str. 209
- Otáčky šneku: $n = 1,3 \text{ s}^{-1}$; dle [1], str. 209
- Součinitel korekce: $c_H = 0,69$; dle [1], str. 209

Průměr šnekovice (spirály) a stoupání jsou voleny stejně velké, $D_s = s$.

Je zvolena šnekovice dle [11]:

- RATAJ 200x200x61x10

Součinitel korekce c_H se počítá ze zadaných hodnot délky šneku a z převýšení. Vychází se z pravoúhlého trojúhelníku za použití goniometrických funkcí, ze kterého se vypočítá úhel sklonu dopravníku α dle (4) a následně se určí hodnota parametru c_H dle [1].

Obr. 2. Úhel sklonu dopravníku α

Úhel sklonu dopravníku

Výpočet úhlu sklonu dopravníku α dle Obr. 2, je důležitý pro určení hodnoty parametru c_H dle [1].

$$\sin(\alpha) = \frac{h}{l} \quad [^\circ] \quad (4)$$

$$\arcsin(\alpha) = \frac{6}{21} = 0,285$$

$$\alpha = 16^\circ 36'$$

Kde:

- Převýšení: $h = 6$ m
- Dopravní vzdálenost: $l = 21$ m

1.2 Návrh pohonu pro šnekový dopravník

Za pohon dopravníku je zvolen elektromotor, který odpovídá vypočtenému výkonu. K motoru je připojena odpovídající převodovka, ze které vychází výstupní hřídel, na které je připojena pružná spojka. Tato spojka nám zajistí spojení výstupní hřídele převodovky se vstupní hřídelí šneku.

1.3 Výkon elektromotoru

Pro výpočet výkonu elektromotoru platí vztah z [1], str. 209:

$$P = \frac{Q_v \cdot \rho_{vH} \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w + h) \quad [W] \quad (5)$$

$$P = \frac{5,65 \cdot 1\,150 \cdot 9,81}{3\,600} \cdot (20,13 \cdot 2,5 + 6) = 997,418$$

$$P = 997,42 \text{ W}$$

Kde:

- Objemový dopravní výkon: $Q_v = 5,65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; dle (1)
- Objemová hmotnost vápenného hydrátu: $\rho_{vH} = 1\,150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Vodorovná dopravní vzdálenost: $l_v = 20,13$; dle (6)
- Globální součinitel odporu pro vápenný hydrát: $w = 2,5$; dle [1], str. 209
- Převýšení: $h = 6$ m

Vodorovná dopravní vzdálenost

Vodorovná dopravní vzdálenost l_v se vypočítá ze stejného trojúhelníku dle Obr. 2, str. 17, jako úhel sklonu dopravníku α dle (4), za použití goniometrických funkcí.

$$\begin{aligned} l_v &= l \cdot \cos(\alpha) & [\text{m}] & (6) \\ l_v &= 21 \cdot \cos(16^\circ 36') = 20,125 \\ l_v &= 20,13 \text{ m} \end{aligned}$$

Kde:

- Dopravní vzdálenost: $l = 21 \text{ m}$
- Úhel sklonu dopravníku: $\alpha = 16^\circ 36'$; dle (4)

1.4 Kontrola skutečného objemového dopravního výkonu

Po dosazení skutečných otáček - n_2 , kterými se otáčí šnek, zvoleného průměru šnekovice - D_s a stoupání šnekovice - s do (7) dostáváme skutečný objemový výkon dopravníku.

$$\begin{aligned} Q_{vs} &= \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot c_H \cdot 3600 & [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] & (7) \\ Q_{vs} &= \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 1,275 \cdot 0,69 \cdot 3600 = 5,969 \\ Q_{vs} &= 5,97 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned}$$

Kde:

- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]
- Stoupání šnekovice: $s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]
- Součinitel zaplnění průřezu žlabu pro vápenný hydrát: $\psi = 0,3$; dle [1], str. 209
- Výstupní otáčky z převodovky: $n_2 = 1,275 \text{ s}^{-1}$; dle kap. {3}
- Součinitel korekce: $c_H = 0,69$; dle [1], str. 209

1.5 Celkový rozdíl objemového dopravního výkonu

Jde o výpočet rozdílu mezi skutečným a teoretickým objemovým výkonem.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{Q_{vs} - Q_v}{Q_{vs}} \cdot 100 & [\%] & (8) \\ \delta &= \frac{5,97 - 5,65}{5,97} \cdot 100 = 5,305 \\ \delta &= 5,31 \% \end{aligned}$$

Kde:

- Skutečný objemový dopravní výkon: $Q_{vs} = 5,97 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; dle (7)
- Objemový dopravní výkon: $Q_v = 5,65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; dle (1)

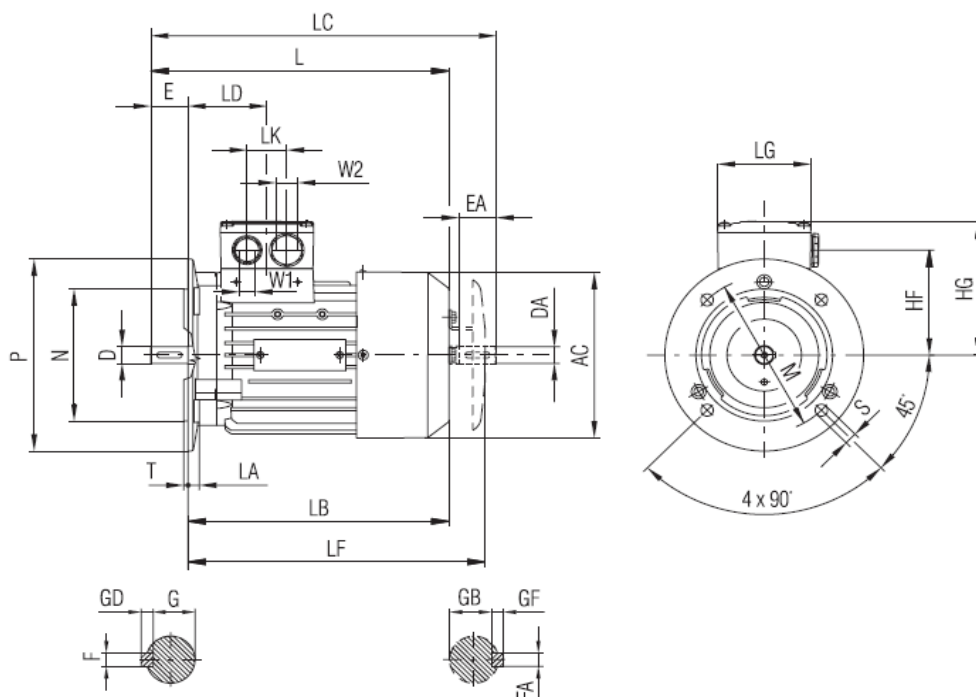
Rozdíl musí splňovat podmínku $Q_{vs} \geq Q_v$ tedy $\delta > 0$, tato podmínka je splněna.

2. Elektromotor

Z vypočteného výkonu je určen elektromotor od firmy SIEMENS [7], typ 1LA7 090-4AA10, čtyřpólový s hliníkovou kostrou se svorkovnicí v horní části, jedná se o trojfázový nízkonapěťový asynchronní motor s rotorem nakrátko, který je určen k pohonu průmyslových zařízení.

Parametry elektromotoru dle [7]:

- Výkon: $P = 1,1 \text{ kW}$
- Otáčky: $n_1 = 1\,415 \text{ min}^{-1}$
- Osová výška: $h_0 = 90 \text{ mm}$



Obr. 3: Rozměrové schéma elektromotoru dle [7]

Tab. 1: Rozměry elektromotoru a parametry dle [7]:

Velikost	Velikost příruby	AC	HF	HG	L	LA	LB	LC	LD
90	FF165	173,6	140,5	128	331	10	281	389	79

LF	LG	LK	M	N	P	S	T	W1
333	75	32	165	130	200	12	3,5	M16x1,5

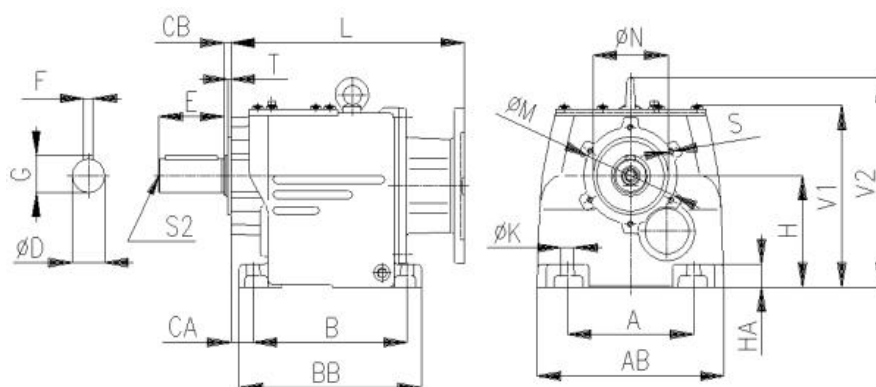
W2	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF
M25x1,5	24	19	50	40	8	6	20	15,5	7	6

3. Převodovka

Ke zvolenému motoru je vybrána převodovka od firmy TOS ZNOJMO [8], jedná se o čelní převodovku typu MTC 32A s blokovou litinovou skříní. Převodovka má jemné odstupňování převodů což umožňuje přesnou volbu požadovaných výstupních otáček. Tato převodovka je vybrána z důvodu vzájemné návaznosti s motory od firmy SIEMENS.

Parametry převodovky dle [8]:

- Převodový poměr: $i = 18,5$
- Výstupní otáčky: $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1} = 1,275 \text{ s}^{-1}$
- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$



Obr. 4: Rozměrové schéma převodovky dle [8]

Tab. 2: Rozměry převodovky a parametry dle [8]:

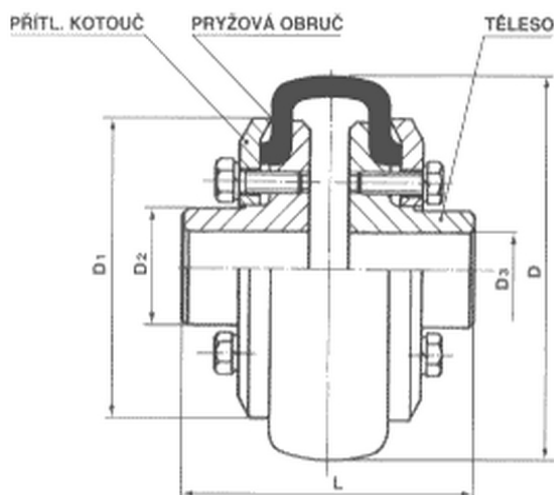
Velikost	A	AB	B	BB	CA	CB	Dk6
MTC 32A	110	150	130	160	19	6	25

E	F	G	H	HA	K	L
50	8	27,9	90	18	9	200

M	Nj7	S	S2	T	V1	V2	J
85	70	M6x12	M10	3	151	178	10,08

4. Spojka

Je zvolena spojka s pryžovou obručí od firmy SIGAD, spol s.r.o. [9], slouží k přenášení točivého momentu se stálým průběhem v obou směrech otáčení. Zajišťují klidný chod soustrojí a tlumí nerovnoměrný průběh otáček při přenášení kroutícího momentu. Spojky mohou pracovat v libovolné poloze při teplotě od 0°C až do +50°C v prostředí bez kyselinotvorných plynů, vlivu ropných látek a olejů.



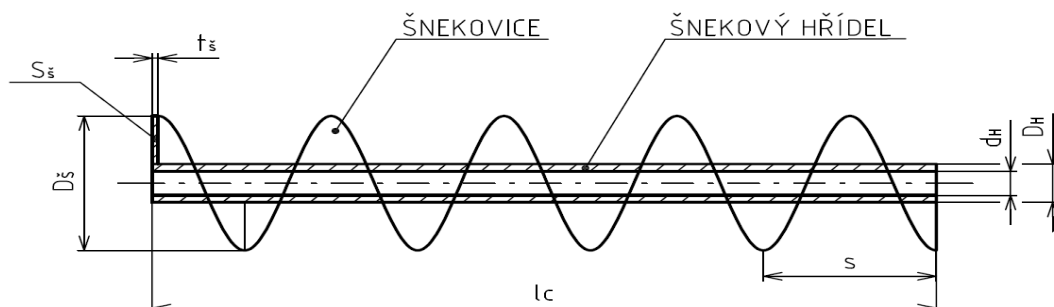
Obr. 5: Rozměrové schéma spojky dle [9]

Tab. 3: Rozměry spojky a parametry dle [9]:

Typ	M_{t1} [N.m]	M_{t2} [N.m]	n_{max} [min ⁻¹]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_{3max} [mm]	L [mm]
200	250	425	2500	158	75	40	160

5. Šnek

Jedna z hlavních částí dopravníku zejména pro přepravu materiálu. Šnek se skládá ze šnekového hřídele a na hřídel je přivařena šnekovice (spirála). Hřídel bývá plná nebo trubková s plnými spojovacími a koncovými hřídeli pro uložení v ložiskách. Spirála má pravé nebo levé stoupání závitu, což je důležité zejména pro směr pohybu dopravovaného materiálu.



Obr. 6: Hlavní rozměry šneku

5.1 Hmotnost šnekového hřídele

Pro šnekovou hřídel jsem zvolil z lit. [3], str. 300; trubky ocelové bezešvé. Šneky s trubkovým hřídelem mají při nízké váze značnou ohybovou tuhost (malý průhyb). Hřídel je složena ze sedmi samostatných částí o délce 3 m, celková délka hřídele je 21 m.

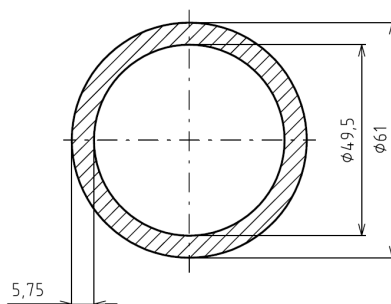
Polotovar pro hřídel TR Ø63,5x7 - ČSN 42 5715.01 - 1.0308 - ČSN 42 0250.11, ze které je vyrobena hřídel odpovídající průměru spirály Ø61x5,75. Na obou koncích je vybrání na Ø61x4,5-104 pro spojení šnekového hřídele se spojovacím hřídelem.

Parametry šnekového hřídele:

- Délka jedné části: $l_{H1} = 3 \text{ m}$
- Počet částí hřídele: $i_H = 7$
- Vnější průměr: $D_H = 0,061 \text{ m}$
- Vnitřní průměr: $d_H = 0,0495 \text{ m}$
- Objemová hmotnost: $\rho_H = 7\,850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Hmotnost 1m (kg) pro Ø61x5,75

Jelikož není uvedena hmotnost pro Ø61x5,75 je proveden výpočet, kde se vychází ze známého průřezu a z měrné hmotnosti šnekového hřídele.



Obr. 7: Řez hřídelem šneku

Plocha řezu hřídele

$$S_H = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (9)$$

$$S_H = \frac{\pi \cdot 0,061^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,0495^2}{4} = 0,000998$$

$$S_H = 0,001 \text{ m}^2$$

Kde:

- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}
- Vnitřní průměr šnekového hřídele: $d_H = 0,0495 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Objem jedné části hřídele

$$V_H = S_H \cdot l_{H1} \quad [\text{m}^3] \quad (10)$$

$$V_H = 0,001 \cdot 3 = 0,00299$$

$$V_H = 0,003 \text{ m}^3$$

Kde:

- Plocha řezu šnekového hřídele: $S_H = 0,001 \text{ m}^2$; dle (9)
- Délka jedné části šnekového hřídele: $l_{H1} = 3 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Hmotnost jedné části hřídele

$$m_{H1} = V_H \cdot \rho_H \quad [\text{kg}] \quad (11)$$

$$m_{H1} = 0,003 \cdot 7\,850 = 23,504$$

$$m_{H1} = 23,5 \text{ kg}$$

Kde:

- Objem jedné části šnekového hřídele: $V_H = 0,003 \text{ m}^3$; dle (10)
- Objemová hmotnost šnekového hřídele: $\rho_H = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3}$; dle kap. {5.1}

Celková hmotnost hřídele

$$m_H = m_{H1} \cdot i_H \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_H = 23,5 \cdot 7 = 164,528$$

$$m_H = 164,53 \text{ kg}$$

Kde:

- Hmotnost jedné části šnekového hřídele: $m_{H1} = 23,5 \text{ kg}$; dle (11)
- Počet částí šnekového hřídele: $i_H = 7$; dle kap. {5.1}

5.2 Hmotnost šnekovice

Jedná se o plnou robustní bezosou šnekovici (spirálu) RLN 200 (AISI 304) z materiálu S 235 o rozměrech 200x200x61x10 od výrobce RATAJ [11].

Parametry šnekovice dle [11]:

- Tloušťka stěny šnekovice: $t_s = 0,01 \text{ m}$
- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2 \text{ m}$
- Stoupání šnekovice: $s = 0,2 \text{ m}$
- Objemová hmotnost: $\rho_s = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3}$

Plocha řezu šnekovicí

$$S_s = \frac{D_s - D_H}{2} \cdot t_s \quad [\text{m}^2] \quad (13)$$

$$S_s = \frac{0,2 - 0,061}{2} \cdot 0,01 = 0,000695$$

$$S_s = 0,0007 \text{ m}^2$$

Kde:

- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]
- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}
- Tloušťka stěny šnekovice: $t_s = 0,01 \text{ m}$; dle [11]

Poloměr mezikruží těžiště šnekovice

$$r_s = \frac{D_s + D_H}{4} \quad [\text{m}] \quad (14)$$

$$r_s = \frac{0,2 + 0,061}{4} = 0,0653$$

$$r_s = 0,065 \text{ m}$$

Kde:

- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]
- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Délka šnekovice na stoupání závitu

$$l_s = \sqrt{s^2 + (2 \cdot \pi \cdot r_s)^2} \quad [\text{m}] \quad (15)$$

$$l_s = \sqrt{0,2^2 + (2 \cdot \pi \cdot 0,065)^2} = 0,456$$

$$l_s = 0,46 \text{ m}$$

Kde:

- Stoupání šnekovice: $s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]
- Poloměr mezikruží těžiště šnekovice: $r_s = 0,065 \text{ m}$; dle (14)

Objem závitu šnekovice

$$\begin{aligned}
 V_{\dot{s}} &= S_{\dot{s}} \cdot l_{\dot{s}} & [\text{m}^3] & (16) \\
 V_{\dot{s}} &= 0,0007 \cdot 0,46 = 0,000317 \\
 V_{\dot{s}} &= 0,00032 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Kde:

- Plocha řezu šnekovicí: $S_{\dot{s}} = 0,0007 \text{ m}$; dle (13)
- Délka šnekovice na stoupání závitu: $l_{\dot{s}} = 0,46 \text{ m}$; dle (15)

Potřebný počet závitů šnekovice

$$\begin{aligned}
 z_{\dot{s}} &= \frac{l}{s} & [-] & (17) \\
 z_{\dot{s}} &= \frac{21}{0,2} = 105 \\
 z_{\dot{s}} &= 105 \text{ závitů}
 \end{aligned}$$

Kde:

- Dopravní vzdálenost: $l = 21 \text{ m}$
- Stoupání šnekovice: $s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]

Celkový objem šnekovice

$$\begin{aligned}
 V_{\dot{s}C} &= V_{\dot{s}} \cdot z_{\dot{s}} & [\text{m}^3] & (18) \\
 V_{\dot{s}C} &= 0,00032 \cdot 105 = 0,0333 \\
 V_{\dot{s}C} &= 0,033 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Kde:

- Objem závitu šnekovice: $V_{\dot{s}} = 0,00032 \text{ m}^3$; dle (16)
- Potřebný počet závitů šnekovice: $z_{\dot{s}} = 105$; dle (17)

Výsledná hmotnost pro celou šnekovici

$$\begin{aligned}
 m_{\dot{s}} &= V_{\dot{s}C} \cdot \rho_{\dot{s}} & [\text{kg}] & (19) \\
 m_{\dot{s}} &= 0,033 \cdot 7850 = 261,313 \\
 m_{\dot{s}} &= 261,31 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Kde:

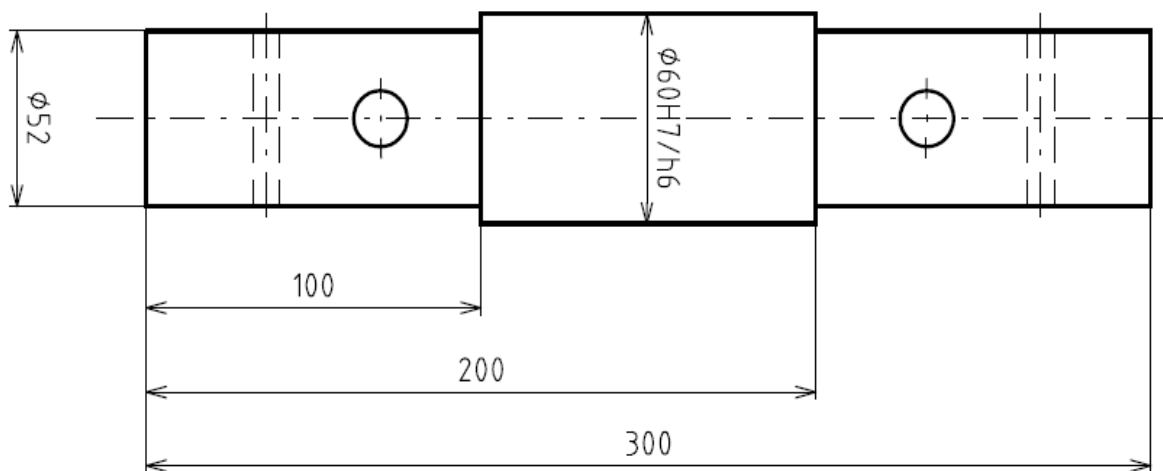
- Celkový objem šnekovice $V_{\dot{s}C} = 0,033 \text{ m}^3$; dle (18)
- Objemová hmotnost: $\rho_{\dot{s}} = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; dle kap. {5.2}

5.3 Hmotnost spojovacího hřídele

Jedná se o součást, která zajišťuje spojení jednotlivých částí šneku v jeden celek. Materiál šneku, spojovacích, vstupní a koncové hřídele je volena ocel. Koncový a vstupní hřídel mají přibližně stejnou velikost, proto je proveden výpočet pouze u spojovacího hřídele.

Parametry spojovacího hřídele:

- Velký průměr: $D_{SH} = 0,06 \text{ m}$
- Malý průměr: $d_{SH} = 0,052 \text{ m}$
- Délka odsazení: $l_{SH1} = l_{SH2} = 0,1 \text{ m}$
- Celkový počet: $i_{SH} = 8$
- Objemová hmotnost: $\rho_{SH} = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3}$



Obr. 8: Spojovací hřídel

Objem spojovacího hřídele

$$V_{SH} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{SH}^2}{4} \right) \cdot l_{SH1} + \left(\frac{\pi \cdot D_{SH}^2}{4} \right) \cdot l_{SH2} \quad [\text{m}^3] \quad (20)$$

$$V_{SH} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} \right) \cdot 0,1 + \left(\frac{\pi \cdot 0,060^2}{4} \right) \cdot 0,1 = 0,000707$$

$$V_{SH} = 0,00071 \text{ m}^3$$

Kde:

- Velký průměr spojovacího hřídele: $D_{SH} = 0,06 \text{ m}$; dle kap. {5.3}
- Malý průměr spojovacího hřídele: $d_{SH} = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}
- Délka odsazení spojovacího hřídele: $l_{SH1} = l_{SH2} = 0,1 \text{ m}$; dle kap. {5.3}

Hmotnost jednoho spojovacího hřídele

$$\begin{aligned} m_{SH} &= V_{SH} \cdot \rho_{SH} & [\text{kg}] & (21) \\ m_{SH} &= 0,00071 \cdot 7\,850 = 5,554 \\ m_{SH} &= 5,55 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kde:

- Objem spojovacího hřídele: $V_{SH} = 0,00071 \text{ m}^3$; dle (20)
- Měrná hmotnost spojovacích hřídelí: $\rho_{SH} = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3}$; dle kap. {5.3}

Hmotnost všech spojovacích hřídelí

$$\begin{aligned} m_{SH} &= m_{SH1} \cdot i_{SH} & [\text{kg}] & (22) \\ m_{SH} &= 5,55 \cdot 8 = 44,430 \\ m_{SH} &= 44,43 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kde:

- Hmotnost jednoho spojovacího hřídele: $m_{SH1} = 5,55 \text{ kg}$; dle (21)
- Celkový počet spojovacích hřídelí: $i_{SH} = 8$; dle kap. {5.3}

5.4 Hmotnost celého šneku

Skládá se z hmotností doposud vypočtených a to z hmotnosti šnekového hřídele, šnekovnice, spojovacích součástí a také hmotnost ložisek a čepů s hlavou, které ve výpočtech nezahrnuji, ale nahradím je přídatnou hmotností $m_{př} = 20 \text{ kg}$.

$$\begin{aligned} m_{SC} &= m_H + m_S + m_{SH} + m_{př} & [\text{kg}] & (23) \\ m_{SC} &= 164,53 + 261,31 + 44,43 + 20 = 490,271 \\ m_{SC} &= 490,27 \text{ kg} \end{aligned}$$

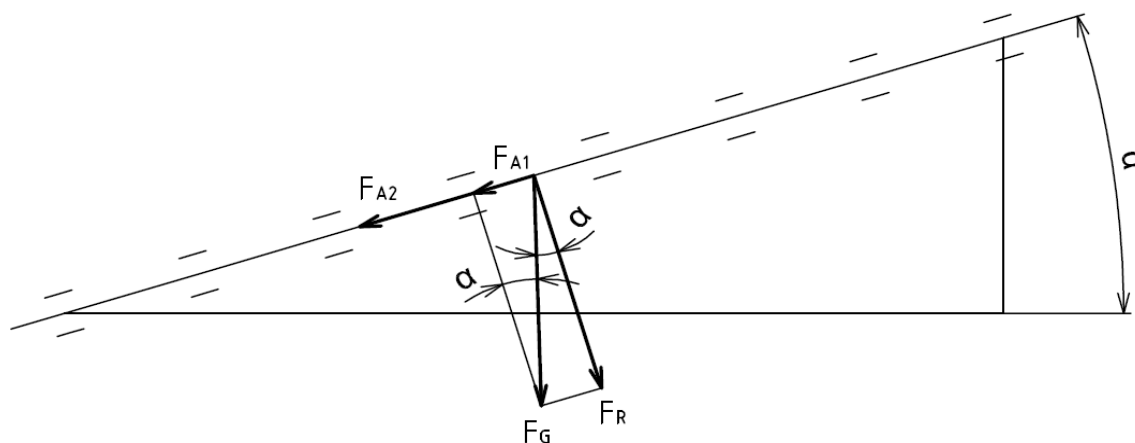
Kde:

- Celková hmotnost šnekového hřídele: $m_H = 164,53 \text{ kg}$; dle (12)
- Výsledná hmotnost pro celou šnekovici: $m_S = 261,31$; dle (19)
- Hmotnost všech spojovacích hřídelí: $m_{SH} = 44,43$; dle (22)
- Přídatná hmotnost: $m_{př} = 20 \text{ kg}$; dle kap. {5.4}

6. Uložení šneku

Šnek je uložen na obou koncích do valivých ložisek, kde koncové ložisko je axiálně vodící z důvodu působení axiálního zatížení. Šnek je složen ze sedmi samostatných částí, které jsou symetrické a uloženy ve vzdálenostech 3 m pomocí šesti podpěrných vodících ložisek. Tato ložiska jsou výškově stavitelná a jedná se o kluzná bronzová ložiska.

6.1 Výpočet reakcí



Obr. 9: Síly působící v těžišti šnekového hřídele

Výpočet tíhové síly působící od hmotnosti šneku

$$F_G = m_{\text{šc}} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_G = 490,27 \cdot 9,81 = 4\,809,556$$

$$F_G = 4\,809,56 \text{ N}$$

Kde:

- Hmotnost celého šneku: $m_{\text{šc}} = 490,27 \text{ kg}$; dle (23)
- Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Výpočet radiální síly

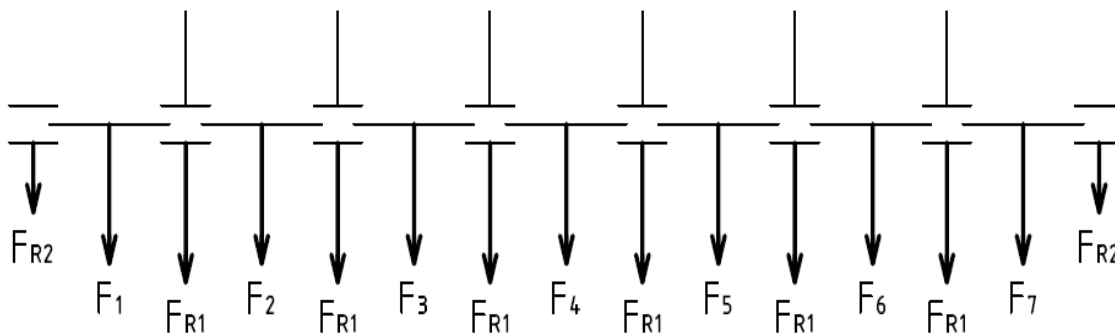
$$\cos(\alpha) = \frac{F_R}{F_G} \Rightarrow F_R = F_G \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_R = 4\,809,56 \cdot \cos(16^\circ 36') = 4\,609,069$$

$$F_R = 4\,609,07 \text{ N}$$

Kde:

- Tíhová síla působící od hmotnosti šneku: $F_G = 4\,809,56 \text{ N}$; dle (24)
- Úhel sklonu dopravníku: $\alpha = 16^\circ 36'$; dle (4)



Obr. 10: Rozklad radiální síly

Poměr sil

$$F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_7 = F_R$$

$$F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_7 = F_{R1}$$

Krajní valivá ložiska jsou zatížena poloviční silou $F_{R2} = \frac{F_{R1}}{2}$ jak je znázorněno na Obr. 10, kde vidíme rozklad radiální síly a její působení na jednotlivé části šnekového hřídele a na jednotlivá uložení.

Radiální síla působící na závěsná ložiska

$$F_{R1} = \frac{F_R}{i_H} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_{R1} = \frac{4\,609,07}{7} = 658,438$$

$$F_{R1} = 658,44 \text{ N}$$

Kde:

- Radiální síla: $F_R = 4\,609,07 \text{ N}$; dle (25)
- Počet šnekového hřídele: $i_H = 7$; dle kap. {5.1}

Radiální síla působící na krajní ložiska

$$F_{R2} = \frac{F_{R1}}{2} \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$F_{R2} = \frac{658,44}{2} = 329,219$$

$$F_{R2} = 329,22 \text{ N}$$

Kde:

- Radiální síla působící na závěsná ložiska: $F_{R1} = 658,44 \text{ N}$; dle (26)

Axiální složka síly od tíhové síly

$$\sin(\alpha) = \frac{F_{AI}}{F_G} \Rightarrow F_{AI} = F_G \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (28)$$

$$F_{AI} = 4\,809,56 \cdot \sin(16^\circ 36') = 1\,374,159$$

$$F_{AI} = 1\,374,16 \text{ N}$$

Kde:

- Tíhová síla působící od hmotnosti šneku: $F_G = 4\,809,56 \text{ N}$; dle (24)
- Úhel sklonu dopravníku: $\alpha = 16^\circ 36'$; dle (4)

Axiální složka síly působící na šnek účinkem materiálu

Pro axiální složku síly působící na šnek účinkem materiálu platí vztah z [1], str. 210:

$$F_{A2} = \frac{M_K}{R_s \cdot \tan(\beta + \gamma)} \quad [\text{N}] \quad (29)$$

$$F_{A2} = \frac{137,3}{0,08 \cdot \tan(17^\circ 39' + 25^\circ)} = 1\,862,699$$

$$F_{A2} = 1\,862,7 \text{ N}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Účinný poloměr šneku: $R_s = 0,08 \text{ mm}$; dle (30)
- Úhel tření mezi materiálem a šnekem: $\gamma = 25^\circ$; dle [6], str. 1 482
- Úhel stoupání šnekovice: $\beta = 17^\circ 39'$; dle (31)

Účinný poloměr šneku

Pro výpočet účinného poloměru šneku platí vztah z [1], str. 210:

$$R_s = (0,34 \sim 0,4) \cdot D_s \quad [\text{m}] \quad (30)$$

$$R_s = 0,4 \cdot 0,2 = 0,08$$

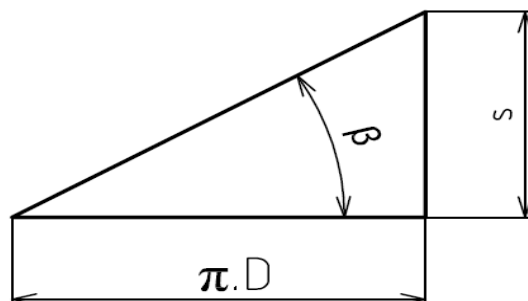
$$R_s = 0,08 \text{ m}$$

Kde:

- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2 \text{ m}$; dle [11]

Výpočet úhlu stoupání šnekovice

Úhel stoupání šnekovice je určen z pravoúhlého trojúhelníku dle Obr. 11, za pomoci goniometrických funkcí.



Obr. 11: Úhel stoupání šnekovice

$$\begin{aligned}\tan(\beta) &= \frac{s}{\pi \cdot D_s} & [^\circ] & \quad (31) \\ \arctan(\beta) &= \frac{0,2}{\pi \cdot 0,2} = 17,657 \\ \beta &= 17^\circ 39'\end{aligned}$$

Kde:

- Stoupání šnekovice: $s = 0,2$ m; dle [11]
- Průměr šnekovice: $D_s = 0,2$ m; dle [11]

Výsledná celková axiální síla

$$\begin{aligned}F_A &= F_{A1} + F_{A2} & [N] & \quad (32) \\ F_A &= 1374,16 + 1862,7 = 3236,858 \\ F_A &= 3236,86 \text{ N}\end{aligned}$$

Kde:

- Axiální složka síly od tíhové síly: $F_{A1} = 1374,16$ N; dle (28)
- Axiální složka síly působící na šnek účinkem materiálu: $F_{A2} = 1862,7$ N; dle (29)

6.2 Koncové axiálně zatížené ložisko

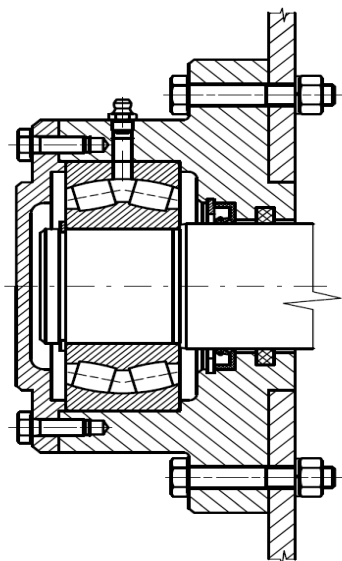
Je zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko 22311EW33J od firmy ZKL Group [12], z důvodu působení axiální i radiální síly. Zajištění ložiska se provede pomocí pojistného kroužku a víčka domečku, do kterého je přenášena axiální síla přes ložisko. Ložisko je uloženo v domečku a mazáno shora pomocí tlakové matice dle Obr. 12.

Vstupní rychlostní a silové parametry:

- Celková axiální síla: $F_A = 3\,236,86\text{ N}$; dle (32)
- Radiální síla působící na krajní ložiska: $F_{R2} = 329,22\text{ N}$; dle (27)
- Výstupní otáčky z převodovky: $n_2 = 76,5\text{ min}^{-1}$; dle kap. {3}

Doporučené hodnoty ložiska dle [12]:

- Koeficient axiálního zatížení: $Y = 2,8$
- Koeficient radiálního zatížení: $X = 0,67$
- Mezní poměr sil: $e = 0,35$
- Základní dynamická únosnost: $C_1 = 230\,000\text{ N}$
- Mocnitel pro ložiska: $p = \frac{10}{3} = 3,33$



Obr. 12: Koncové ložisko

Poměr radiální a axiální síly

$$\frac{F_A}{F_{R2}} = \frac{3\,236,86}{329,22} = 9,832 > e \quad [-] \quad (33)$$

Kde:

- Celková axiální síla: $F_A = 3\,236,86\text{ N}$; dle (32)
- Radiální síla působící na krajní ložiska: $F_{R2} = 329,22\text{ N}$; dle (27)
- Mezní poměr sil: $e = 0,35$; dle [12]

Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení

$$\begin{aligned}
 P_1 &= X \cdot F_{R2} + Y \cdot F_A & [\text{N}] & \quad (34) \\
 P_1 &= 0,67 \cdot 329,22 + 2,8 \cdot 3\,236,86 = 9\,283,785 \\
 P_1 &= 9\,283,79 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Kde:

- Koeficient radiálního zatížení: $X = 0,67$; dle [12]
- Radiální síla působící na krajní ložiska: $F_{R2} = 329,22 \text{ N}$; dle (27)
- Koeficient axiálního zatížení: $Y = 2,8$; dle [12]
- Celková axiální síla: $F_A = 3\,236,86 \text{ N}$; dle (32)

Základní trvanlivost ložiska v hodinách

$$\begin{aligned}
 L_{hl} &= \left(\frac{C_1}{P_1} \right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2} \right) & [\text{h}] & \quad (35) \\
 L_{hl} &= \left(\frac{230\,000}{9\,283,79} \right)^{3,33} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 76,5} \right) = 9,555 \cdot 10^6 \\
 L_{hl} &= 9,56 \cdot 10^6 \text{ h}
 \end{aligned}$$

Kde:

- Základní dynamická únosnost: $C_1 = 230\,000 \text{ N}$; dle [12]
- Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení: $P_1 = 9\,283,79 \text{ N}$; dle (34)
- Mocnitel pro ložiska: $p = 3,33$; dle [12]
- Výstupní otáčky z převodovky: $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1}$; dle kap. {3}

6.3 Závěsné ložisko

Volím kluzná ložiska od firmy ELO [10], bronzové samomazné pórovité ložisko B70(71) typ A. Ložisko je uloženo v domečku, který je výškově stavitelný a je mazáno shora pomocí tlakové matice dle Obr.13, str. 34.

Vstupní silové parametry:

- Radiální síla působící na závěsná ložiska: $F_{R1} = 658,44 \text{ N}$; dle (26)

Doporučené hodnoty ložiska dle [10]:

- Průměr kluzného ložiska: $d_L = 60 \text{ mm}$
- Šířka kluzného ložiska: $l_L = 70 \text{ mm}$
- Dovolené otlacení ložiska: $p_{DL} = 12 \text{ MPa}$

Otlačení v ložisku

$$p_L = \frac{F_{R1}}{S} = \frac{F_{R1}}{l_L \cdot d_L} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

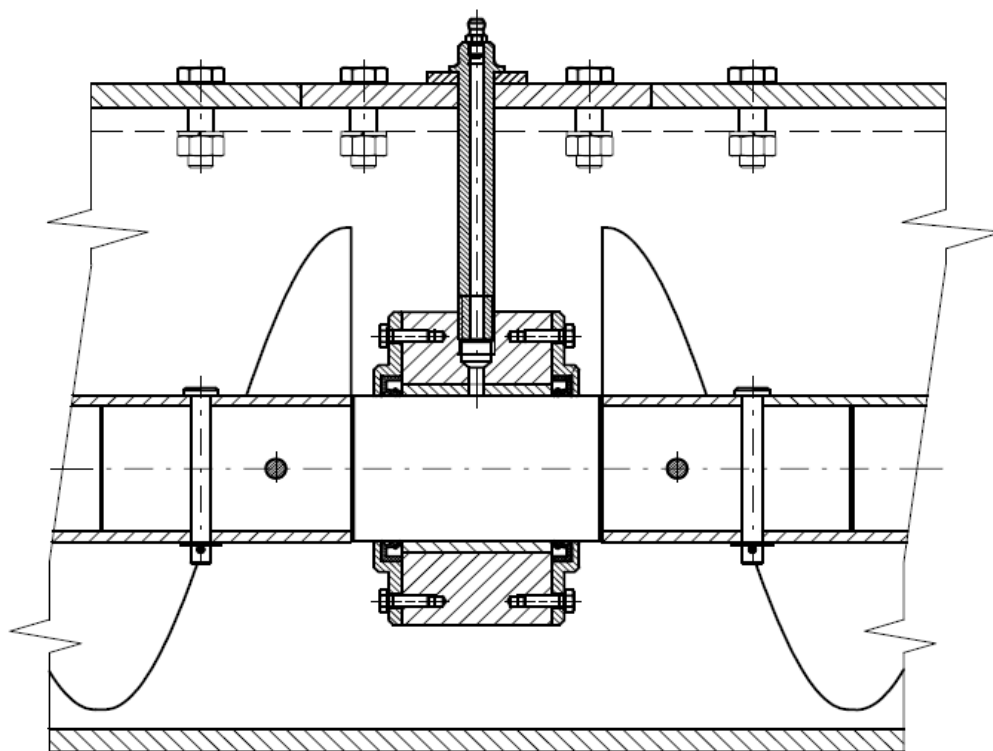
$$p_L = \frac{658,44}{0,07 \cdot 0,06} = 0,157 \cdot 10^6$$

$$p_L = 0,16 \text{ MPa}$$

Kde:

- Radiální síla působící na závěsná ložiska: $F_{R1} = 658,44 \text{ N}$; dle (26)
- Šířka kluzného ložiska: $l_L = 70 \text{ mm}$; dle [10]
- Průměr kluzného ložiska: $d_L = 60 \text{ mm}$; dle [10]

Ložisko na otlačení vyhovuje, podmínka $p \leq p_{DL}$ je splněna, $p_{DL} = 12 \text{ MPa}$; dle [10].



Obr. 13: Způsob zavěšení kluzného ložiska

6.4 Axiálně volné ložisko na straně pohonu

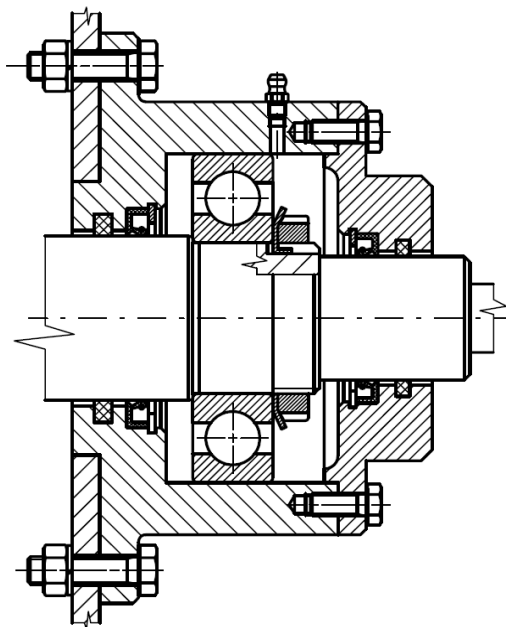
Je zvoleno jednořadé kuličkové ložisko 6011 od firmy ZKL Group [12], ložisko je namáhané pouze radiální silou a proti pohybu je zajištěno pomocí pojistné podložky s KM maticí. Ložisko je uloženo v domečku a mazáno shora pomocí tlakové matice dle Obr. 14.

Vstupní rychlostní a silové parametry:

- Radiální síla působící na krajní ložiska: $F_{R2} = 329,22 \text{ N}$; dle (27)
- Celková axiální síla: $F_A = 0 \text{ N}$
- Výstupní otáčky z převodovky: $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1}$; dle kap. {3}

Doporučené hodnoty ložiska dle [12]:

- Základní dynamická únosnost: $C_2 = 28\,216 \text{ N}$
- Mocnitel pro ložiska: $p = 3$



Obr. 14: Ložisko na straně pohonu

Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení

$$\begin{aligned} P_2 &= F_{R2} \\ P_2 &= 329,22 \\ P_2 &= 329,22 \text{ N} \end{aligned} \quad [\text{N}] \quad (37)$$

Kde:

- Radiální síla působící na krajní ložiska: $F_{R2} = 329,22 \text{ N}$; dle (27)

Základní trvanlivost ložiska v hodinách

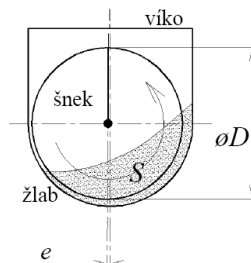
$$L_{h2} = \left(\frac{C_2}{P_2} \right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2} \right) \quad [\text{h}] \quad (38)$$
$$L_{h2} = \left(\frac{28216}{329,22} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 76,5} \right) = 1,372 \cdot 10^8$$
$$L_{h2} = 1,37 \cdot 10^8 \text{ h}$$

Kde:

- Základní dynamická únosnost: $C_2 = 28\,216 \text{ N}$; dle [12]
- Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení: $P_2 = 329,22 \text{ N}$; dle (37)
- Mocnitel pro ložiska: $p = 3$; dle [12]
- Výstupní otáčky z převodovky: $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1}$; dle kap. {3}

7. Žlab

Je to nosná část dopravníku, která se skládá ze samotného žlabu ve tvaru U a krycího víka, velikost závisí na šneku. Vůle (excentricita) mezi žlabem a šnekem je z důvodu, aby se přepravovaný materiál nezadrhával bývá 1-10 mm. Při větší dopravní délce jsou rozděleny na jednotlivé části o délce 1,6-6 m. Materiálem pro žlab jsou ocelové plechy o tloušťce 2-8 mm.



Obr. 15: Uložení šneku uvnitř žlabu dle [1]

7.1 Objem materiálu ve žlabu

$$V_z = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot \psi \cdot l \quad [\text{m}^3] \quad (39)$$

$$V_z = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 21 = 0,2$$

$$V_z = 0,2 \text{ m}^3$$

Kde:

- Průměr šnekovnice: $D_s = 0,2 \text{ m}$; dle (3)
- Součinitel zaplnění průřezu žlabu pro vápenný hydrát: $\psi = 0,3$; dle [1], str. 209
- Dopravní vzdálenost: $l = 21 \text{ m}$

7.2 Hmotnost materiálu ve žlabu

$$m_z = V_z \cdot \rho_{VH} \quad [\text{kg}] \quad (40)$$

$$m_z = 0,2 \cdot 1150 = 227,61$$

$$m_z = 227,61 \text{ kg}$$

Kde:

- Objem materiálu ve žlabu: $V_z = 0,2 \text{ m}^3$; dle (39)
- Objemová hmotnost vápenného hydrátu: $\rho_{VH} = 1150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

7.3 Síla působící na žlab

$$F_z = m_z \cdot g \quad [\text{N}] \quad (41)$$

$$F_z = 227,61 \cdot 9,81 = 2232,84$$

$$F_z = 2232,84 \text{ N}$$

Kde:

- Hmotnost materiálu ve žlabu: $m_z = 227,61 \text{ kg}$; dle (40)
- Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

8. Pevnostní výpočet

8.1 Šnekový hřídel

8.1.1 Výpočet na ohyb

Zatížení jedné části šnekového hřídele od působící radiální síly dle Obr. 10, str. 29, z důvodu symetrie jednotlivých částí šnekového hřídele je kontrola provedena pouze u jedné části šnekového hřídele.

Maximální ohybový moment

$$M_{oMAX} = \frac{F_{R1} \cdot l_1}{4} \quad [\text{N.m}] \quad (42)$$

$$M_{oMAX} = \frac{658,44 \cdot 3}{2} = 493,829$$

$$M_{oMAX} = 493,83 \text{ N.m}$$

Kde:

- Radiální síla působící na závěsná ložiska: $F_{R1} = 658,44 \text{ N}$; dle (26)
- Délka jedné části šnekového hřídele: $l_1 = 3 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_H^4)}{32 \cdot D_H} \quad [\text{m}^3] \quad (43)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,061^4 - 0,0495^4)}{32 \cdot 0,061} = 12,621 \cdot 10^{-6}$$

$$W_o = 12,62 \text{ m}^3$$

Kde:

- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}
- Vnitřní průměr šnekového hřídele: $d_H = 0,0495 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$\sigma_o = \frac{493,83}{12,62} = 39,127$$

$$\sigma_o = 39,13 \text{ MPa}$$

Kde:

- Maximální ohybový moment: $M_{oMAX} = 493,83 \text{ N.m}$; dle (42)
- Modul průřezu v ohybu: $W_o = 12,62 \text{ m}^3$; dle (43)

8.1.2 Výpočet na krut

Kroutící moment

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_H^4)}{16 \cdot D_H} \quad [\text{m}^3] \quad (45)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot (0,061^4 - 0,0495^4)}{16 \cdot 0,061} = 25,243 \cdot 10^{-6}$$

$$W_K = 25,24 \text{ m}^3$$

Kde:

- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}
- Vnitřní průměr šnekového hřídele: $d_H = 0,0495 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (46)$$

$$\tau_K = \frac{137,3}{25,24} = 5,439$$

$$\tau_K = 5,44 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Napětí v krutu: $W_K = 25,24 \text{ MPa}$; dle (45)

8.1.3 Redukované napětí dle HMH

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{MPa}] \quad (47)$$

$$\sigma_R = \sqrt{39,13^2 + 3 \cdot 5,44^2} = 40,245$$

$$\sigma_R = 40,25 \text{ MPa}$$

Kde:

- Napětí v ohybu: $\sigma_o = 39,13 \text{ MPa}$; dle (44)
- Napětí v krutu: $\tau_K = 5,44 \text{ MPa}$; dle (46)

8.1.4 Bezpečnost

Mez kluzu pro materiál 11 368 je stejná jako pro materiál 1.0308, který má podobné fyzikální a mechanické vlastnosti.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_R} \quad [-] \quad (48)$$

$$k = \frac{230}{40,25} = 5,715$$

$$k = 5,72$$

Kde:

- Mez kluzu: $R_e = 230$ MPa; dle lit. [3], str. 54
- Redukované napětí dle HMH: $\sigma_R = 40,25$ MPa; dle (47)

Hřídel z hlediska bezpečnosti vyhovuje.

Polární moment průřezu šnekového hřídele

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (D_H^4 - d_H^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (49)$$

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (61^4 - 49,5^4) = 769897,932$$

$$J = 769897,93 \text{ mm}^4$$

Kde:

- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_H = 0,061$ m; dle kap. {5.1}
- Vnitřní průměr šnekového hřídele: $d_H = 0,0495$ m; dle kap. {5.1}

Maximální průhyb šnekového hřídele

$$y_{MAX} = \frac{F_{R1} \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot J} \quad [\text{mm}] \quad (50)$$

$$y_{MAX} = \frac{658,44 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 769897,93} = 2,291$$

$$y_{MAX} = 2,29 \text{ mm}$$

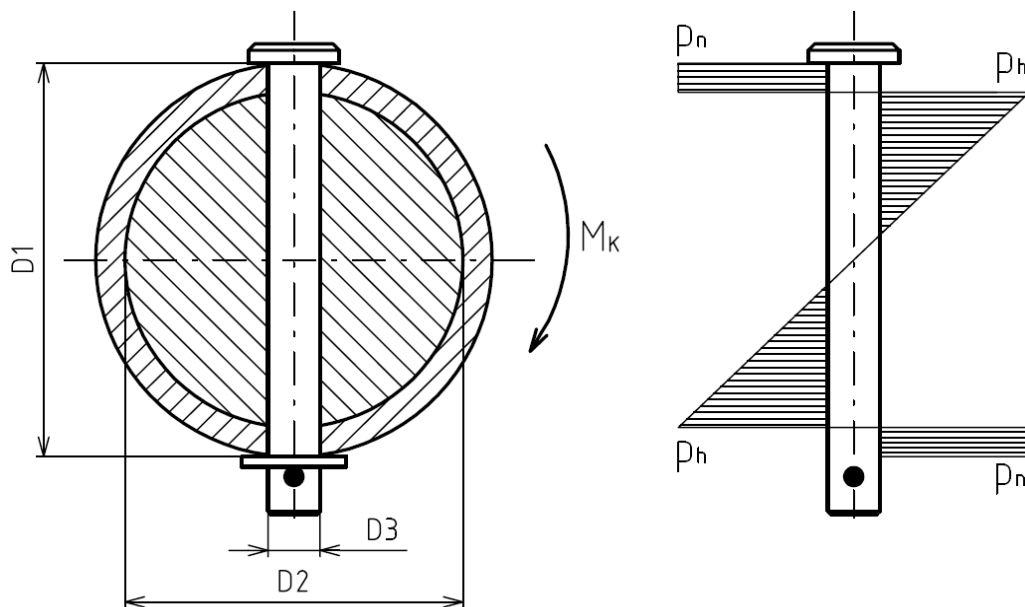
Kde:

- Radiální síla působící na závěsná ložiska: $F_{R1} = 658,44$ N; dle (26)
- Délka jedné části: $l_1 = 3$ m; dle kap. {5.1}
- Modul pružnosti pro ocel: $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa; dle [3], str. 35
- Polární moment průřezu šnekového hřídele: $J = 769897,93 \text{ mm}^4$; dle (49)

Vzdálenost mezi žlabem a šnekem je 8 mm, což vyhovuje pro průhyb 2,29 mm.

8.2 Kontrola spojení šnekového hřídele s čepy s hlavou

Jednotlivé části šneku jsou spojeny spojovacími hřídeli, které jsou zajištěny proti pohybu dvěma čepy s hlavou vzájemně otočených o 90° . Čepy s hlavou jsou opatřeny podložkou a zajištěny závlačkou.



Obr. 16: Spojení a průběh napětí čepového spoje

Šnekový hřídel - mechanické vlastnosti:

- Materiál: 1.0308
- Dovolené otláčení: $p_{DSH} = 105 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54
- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_1 = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}

Spojovací hřídel - mechanické vlastnosti:

- Materiál: 1.0050
- Dovolené otláčení: $p_{DSH} = 115 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54
- Dovolené napětí v krutu: $\tau_{DKSH} = 60 \text{ MPa}$; dle [3], str. 55
- Malý průměr spojovacího hřídele: $D_2 = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}

Čep s hlavou - mechanické vlastnosti:

- Materiál: 1.0050
- Čep s hlavou: ČEP 8x70x2 B ISO 2341 - St
- Dovolené napětí ve smyku: $\tau_{DSČ} = 70 \text{ MPa}$; dle [3], str. 55
- Průměr čepu s hlavou: $D_3 = 0,008 \text{ m}$; dle [3], str. 449

8.2.1 Kontrola na otláčení

Spojovací hřídel

$$p_{SH} = \frac{6 \cdot M_K}{D_2^2 \cdot D_3} \quad [\text{MPa}] \quad (51)$$

$$p_{SH} = \frac{6 \cdot 137,3}{0,052^2 \cdot 0,008} = 38,082 \cdot 10^6$$

$$p_{SH} = 38,08 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Malý průměr spojovacího hřídele: $D_2 = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}
- Průměr čepu s hlavou: $D_3 = 0,008 \text{ m}$; dle kap. {8.2}

Spojovací hřídel na otláčení vyhovuje, podmínka $p_{SH} \leq p_{DSH}$ je splněna, $p_{DSH} = 115 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54.

Šnekový hřídel

$$p_{\dot{S}H} = \frac{4 \cdot M_K}{D_3 \cdot (D_1^2 - D_2^2)} \quad [\text{MPa}] \quad (52)$$

$$p_{\dot{S}H} = \frac{4 \cdot 137,3}{0,008 \cdot (0,061^2 - 0,052^2)} = 67,502 \cdot 10^6$$

$$p_{\dot{S}H} = 67,5 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Průměr čepu s hlavou: $D_3 = 0,008 \text{ m}$; dle kap. {8.2}
- Vnější průměr šnekového hřídele: $D_1 = 0,061 \text{ m}$; dle kap. {5.1}
- Malý průměr spojovacího hřídele: $D_2 = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}

Šnekový hřídel na otláčení vyhovuje, podmínka $p_{\dot{S}H} \leq p_{D\dot{S}H}$ je splněna, $p_{D\dot{S}H} = 105 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54.

8.2.2 Kontrola na krut

Spojovací hřídel

$$\tau_{KSH} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D_2^4 - D_3^4}{D_2} \right)} \quad [\text{MPa}] \quad (53)$$

$$\tau_{KSH} = \frac{137,3}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{0,052^4 - 0,008^4}{0,052} \right)} = 4,976 \cdot 10^6$$

$$\tau_{KSH} = 4,98 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Malý průměr spojovacího hřídele: $D_2 = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}
- Průměr čepu s hlavou: $D_3 = 0,008 \text{ m}$; dle kap. {8.2}

Spojovací hřídel na krut vyhovuje, podmínka $\tau_{KSH} \leq \tau_{DKSH}$ je splněna, $\tau_{DSH} = 60 \text{ MPa}$; dle [3], str. 55.

8.2.3 Kontrola na smyk

Čep s hlavou

$$\tau_{SC} = \frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot D_3^2 \cdot D_2} \quad [\text{MPa}] \quad (54)$$

$$\tau_{SC} = \frac{4 \cdot 137,3}{\pi \cdot 0,008^2 \cdot 0,052 \cdot 2} = 52,529 \cdot 10^6$$

$$\tau_{SC} = 52,53 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Průměr čepu s hlavou: $D_3 = 0,008 \text{ m}$; dle kap. {8.2}
- Malý průměr spojovacího hřídele: $D_2 = 0,052 \text{ m}$; dle kap. {5.3}

Čep s hlavou na smyk vyhovuje, podmínka $\tau_{SC} \leq \tau_{DSC}$ je splněna, $\tau_{DČ} = 70 \text{ MPa}$; dle [3], str. 55.

8.3 Kontrola vstupního hřídele

Minimální průměr vstupního hřídele

$$d_{Hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\tau_{DK} \cdot \pi}} \quad [\text{mm}] \quad (55)$$

$$d_{Hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 137300}{90 \cdot \pi}} = 21,532$$

$$d_{Hmin} = 21,53 \text{ mm}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Dovolené napětí v krutu: $\tau_{DK} = 70 \text{ MPa}$; dle [3], str. 55

Je zvolen normalizovaný průměr hřídele:

- $d_v = 30 \text{ mm}$; dle [3], str. 176
- Materiál: 1.0050

Minimální délka pera

$$l_{pmin} = \frac{2 \cdot M_K}{t_1 \cdot d_v \cdot p_{Dp}} \quad [\text{mm}] \quad (56)$$

$$l_{pmin} = \frac{2 \cdot 137300}{3,3 \cdot 30 \cdot 140} = 19,812$$

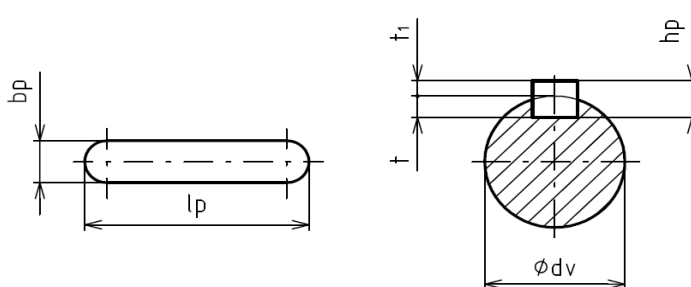
$$l_{pmin} = 19,81 \text{ mm}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Hloubka drážky v náboji: $t_1 = 3,3 \text{ mm}$; dle [3], str. 467
- Normalizovaný průměr hřídele: $d_v = 30 \text{ mm}$; dle [3], str. 176
- Dovolené otláčení: $p_{Dp} = 140 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54

Je zvoleno pero:

- PERO 10e7 x 8 x 40 ČSN 02 2562; dle [3], str. 467
- Materiál: 1.0060



Obr. 17: Pero těsné

Otlačení pera

$$p_p = \frac{2 \cdot M_K}{t_1 \cdot d_v \cdot l_p} \quad [\text{MPa}] \quad (57)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot 137,3}{0,0033 \cdot 0,03 \cdot 0,04} = 63,343 \cdot 10^6$$

$$p_p = 63,34 \text{ MPa}$$

Kde:

- Kroutící moment: $M_K = 137,3 \text{ N.m}$; dle kap. {3}
- Hloubka drážky v náboji: $t_1 = 3,3 \text{ mm}$; dle [3], str. 467
- Normalizovaný průměr hřídele: $d_v = 30 \text{ mm}$; dle [3], str. 176
- Normalizovaná délka pera: $l_p = 40 \text{ mm}$; dle [3], str. 467

Pero na otlačení vyhovuje, podmínka $p_p \leq p_{Dp}$ je splněna, $p_{Dp} = 140 \text{ MPa}$; dle [3], str. 54.

9. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo provést výpočet a navrhnout konstrukční řešení šnekového dopravníku s převýšením pro zadané výkonnostní a rozměrové parametry. Výpočet probíhal dle normy ČSN 26 2802 a za pomoci použité literatury. Nejprve byl proveden funkční výpočet pomocí něhož jsme dostali hlavní rozměry dopravníku, ze kterých se zvolila šnekovice (spirála). Po výpočtu výkonu pro pohon dopravníku byl následně zvolen elektromotor s odpovídající převodovkou společně s pružnou spojkou, která nám zajišťuje spojení dopravníku s pohonem. Dalším bodem této zprávy byly axiální a radiální síly, celková hmotnost šneku a zaplnění žlabu. Šnek se skládá ze 7 stejných částí, které byly uloženy do vhodných krajních valivých ložisek a závěsných podpůrných kluzných ložisek, u kterých byl proveden kontrolní výpočet. Posledním bodem byla pevnostní kontrola šnekového hřídele. Výkresová dokumentace je zpracována za pomoci této technické zprávy a je vytvořena v programech AutoCAD Mechanical 2009 a Autodesk Inventor Professional 2009. Skládá se ze sestavného výkresu s jednotlivými detaily šnekového dopravníku a z výrobních výkresů hlavních součástí dopravníku.

10. Seznam použitých zdrojů

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. Praha: NTL/ALFA, 454 s.
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: CERM, 2009, 223 s., ISBN 978-80-7204-636-2
- [5] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; DVOŘÁČEK, Jiří; PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. Brno: CERM, 2009, 234 s., ISBN 978-80-7204-633-1
- [6] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka 2*. 12. přepr. vyd. Praha: SNTL, 1968, 2568 s.
- [7] Elektromotory Siemens [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.com/>
- [8] Čelní převodovky TOS Znojmo [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/index.htm>
- [9] Spojky s pryžovou obručí SIGAD [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.sigad.cz/spojky/spojky-s-pryzovou-obruci-spol/>
- [10] Kluzná ložiska ELO [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.loziska.com/kluzna-loziska/>
- [11] Bezosé spirály a šnekovice RATAJ [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.rataj.cz/vyrobní-program/spiraly-snekovnice>
- [12] Ložiska ZKL Group [online]. [cit. 2013-22-4]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>

11. Seznam značek

Veličina	Jednotka	Název veličiny
b_p	[m]	Šířka pera
C_1	[N]	Dynamická únosnost koncového ložiska
C_2	[N]	Dynamická únosnost ložiska na straně pohonu
D_1	[m]	Průměr šnekového hřídele
D_2	[m]	Průměr spojovacího hřídele
D_3	[m]	Průměr čepu s hlavou
D_H	[m]	Vnější průměr šnekového hřídele
d_H	[m]	Vnitřní průměr šnekového hřídele
d_{Hmin}	[m]	Minimální průměr vstupního hřídele
d_L	[m]	Průměr kluzného ložiska
DSH	[m]	Malý průměr spojovacího hřídele
dSH	[m]	Velký průměr spojovacího hřídele
D_s	[m]	Průměr šnekovice
d_v	[m]	Normalizovaný průměr vstupního hřídele
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli
e	[-]	Mezní poměr sil
F_A	[N]	Výsledná celková axiální síla
F_{A1}	[N]	Axiální složka síly od tíhové síly
F_{A2}	[N]	Axiální složka síly působící na šnek účinkem materiálu
F_G	[N]	Tíhová síla od hmotnosti šneku
F_R	[N]	Radiální síla působící na šnek
F_{R1}	[N]	Radiální síla působící na kluzná ložiska
F_{R2}	[N]	Radiální síla působící na valivá ložiska
F_Z	[N]	Síla působící na žlab
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Převýšení
h_0	[m]	Osová výška elektromotoru
c_H	[-]	Součinitel korekce
i	[-]	Převodový poměr
i_{SH}	[-]	Celkový počet spojovacích hřídelí
i_H	[-]	Počet částí šnekového hřídele
J	[mm ⁴]	Polární moment průřezu šnekového hřídele
k	[-]	Bezpečnost
l	[m]	Dopravní vzdálenost
l_C	[m]	Délka celé šnekové hřídele
l_{H1}	[m]	Délka jedné části šnekového hřídele
L_{h1}	[h]	Základní trvanlivost koncového ložiska
L_{h2}	[h]	Základní trvanlivost ložiska na straně pohonu
l_L	[m]	Šířka kluzného ložiska
l_p	[m]	Normalizovaná délka pera
l_{pmin}	[m]	Minimální délka pera
l_{SH1}	[m]	Délka odsazení spojovacího hřídele
l_{SH2}	[m]	Délka odsazení spojovacího hřídele
l_s	[m]	Délka šnekovice na stoupání závitu
l_v	[m]	Vodorovná dopravní vzdálenost
m_H	[kg]	Celková hmotnost šnekového hřídele

Veličina	Jednotka	Název veličiny
m_{H1}	[kg]	Hmotnost jedné části šnekového hřídele
M_k	[N.m]	Krouticí moment vystupující z převodovky
M_{oMAX}	[N.m]	Maximální ohybový moment
$m_{pŘ}$	[kg]	Přídavná hmotnost
m_{SH}	[kg]	Celková hmotnost všech spojovacích hřídelí
m_{SH1}	[kg]	Hmotnost jedné spojovací hřídele
$m_{\dot{s}}$	[kg]	Výsledná hmotnost pro celou šnekovici
$m_{\dot{s}C}$	[kg]	Hmotnost celého šneku
$m_{\dot{z}}$	[kg]	Hmotnost materiálu ve žlabu
n	[s ⁻¹]	Otáčky šneku
n_1	[s ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_2	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky z převodovky
$n_{\dot{c}}$	[-]	Počet čepů s hlavou
p	[-]	Mocnitel pro ložiska
P	[W]	Výkon elektromotoru
P_1	[N]	Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení
P_2	[N]	Dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení
p_{DP}	[MPa]	Dovolené otláčení pera
p_{DSH}	[MPa]	Dovolené otláčení spojovacího hřídele
$p_{D\dot{S}H}$	[MPa]	Dovolené otláčení šnekového hřídele
p_L	[MPa]	Otláčení kluzného ložiska
p_P	[MPa]	Otláčení pera
p_{DL}	[MPa]	Dovolené otláčení kluzného ložiska
p_{SH}	[MPa]	Otláčení spojovacího hřídele
$p_{\dot{S}H}$	[MPa]	Otláčení šnekového hřídele
Q	[kg.h ⁻¹]	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 šneku
$r_{\dot{s}}$	[m]	Poloměr mezikruží těžiště šnekovice
s	[m]	Stoupání šnekovice
S_H	[m ²]	Plocha řezu šnekového hřídele
$S_{\dot{s}}$	[m ²]	Plocha řezu šnekovicí
t_1	[m]	Hloubka drážky pro pero
$t_{\dot{s}}$	[m]	Tloušťka stěny šnekovice
V_H	[m ³]	Objem jedné části šnekového hřídele
V_{SH}	[m ³]	Objem spojovacího hřídele
$V_{\dot{s}}$	[m ³]	Objem závitů šnekovice
$V_{\dot{s}C}$	[m ³]	Celkový objem šnekovice
$V_{\dot{z}}$	[m ³]	Objem materiálu ve žlabu
w	[-]	Globální součinitel odporu
W_K	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_O	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
X	[-]	Koeficient radiálního zatížení
Y	[-]	Koeficient axiálního zatížení
y_{MAX}	[-]	Maximální průhyb šneku
$Z_{\dot{s}}$	[-]	Potřebný počet závitů šnekovice

Veličina	Jednotka	Název veličiny
α	[°]	Úhel sklonu dopravníku
β	[°]	Úhel stoupání šnekovice
γ	[°]	Úhel tření mezi materiálem a šnekem
δ	[%]	Celkový rozdíl objemového dopravního výkonu
ρ_{SH}	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost spojovacího hřídele
ρ_H	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost šnekového hřídele
ρ_S	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost šnekovice
ρ_{VH}	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost vápenného hydrátu
σ_O	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_R	[MPa]	Redukované napětí dle HMM
$\tau_{DSČ}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku pro čep s hlavou
$\tau_{SČ}$	[MPa]	Napětí ve smyku pro čep s hlavou
τ_{DK}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
τ_{DKSH}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu spojovacího hřídele
τ_{KSH}	[MPa]	Napětí v krutu spojovacího hřídele
τ_K	[MPa]	Napětí v krutu
ψ	[-]	Součinitel zaplnění průřezu žlabu

12. Seznam příloh

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	3-JT-00
Kusovník	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	3-JT-00
Výkres svařence	ŠNEK	3-JT-01
Výrobní výkres	VSTUPNÍ HŘÍDEL	3-JT-02
Výrobní výkres	SPOJOVACÍ HŘÍDEL	3-JT-03
Výrobní výkres	KONCOVÝ HŘÍDEL	3-JT-04