



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

SCREW CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ HADRABA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HLOSKA

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Hadraba

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:

The Screw conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte výpočet a konstrukční řešení vodorovného šnekového dopravníku pro zadané rozměrové a výkonostní parametry.

-Dopravní výkon 7 500kg.h-1.

-Dopravní vzdálenost 25m

-Dopravovaný materiál - vápenný hydrát,

-Objemové hmotnosti 1150kg.m-3.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu, která bude obsahovat:

-funkční výpočet dopravníku,

-určení hlavních rozměrů,

-návrh pohonu.

-provedte pevnostní výpočet hřídele šneku.

Nakreslete:

-sestavný výkres dopravníku,

-jednotlivé detaily šnekového hřídele dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

MYNÁŘ, B.: Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně, 2002

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Hloska

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 6.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce obsahuje návrh a konstrukční řešení vodorovného šnekového dopravníku, který slouží k dopravě vápenného hydrátu dle zadaných parametrů. V práci je uveden výpočet hlavních rozměrů, pohonu, volba převodu a pevnostní kontrola namáhaných částí dopravníku. Výkresová dokumentace je složena ze sestavy navrhovaného zařízení a jednotlivých detailů. Dokumentace je vypracována na základě technické zprávy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Šnekový dopravník, vápenný hydrát, šnek, šnekovnice, žlab, pohon

ABSTRACT

This bachelor thesis contains design and constructional solution of the horizontal screw conveyor which is used to transport hydrated lime according to set parameters. In thesis is given a calculation of the main dimensions, drive, conversion option and strength check of exposed parts of conveyor. The drawings are composed of the assembly of the proposed facility and individual details. The document was drawn up on the basis of technical report.

KEYWORDS

Screw conveyor, hydrated lime, worm auger, chute, drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HADRABA, T. *Šnekový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hloska.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Tomáš Hadraba



PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří vedoucímu bakalářské práce Ing. Jiřímu Hloskovi za odbornou pomoc a udělení cenných rad při řešení problematiky této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



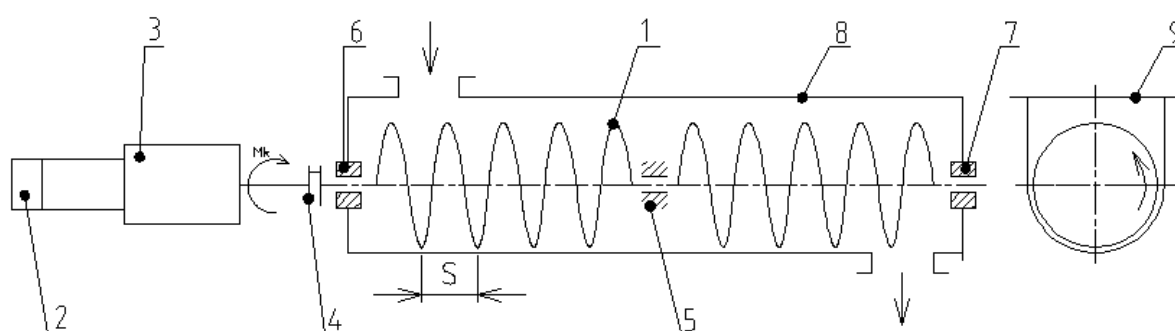
OBSAH

Úvod	9
1 Hlavní části šnekového dopravníku	10
1.1 Šnek	10
1.2 Žlab	10
1.3 Pohon	11
1.4 Vlastnosti přepravovaného materiálu	11
2. Výpočet základních rozměrů	13
2.1 Výpočet objemového dopravního výkonu	13
2.2 Výpočet průměru šnekovnice	13
3. Návrh pohonné jednotky	15
3.1 Výkon elektromotoru	15
3.2 Elektromotor	15
3.3 Převodovka	16
3.4 Spojka	17
3.5 Výpočet skutečných hodnot	17
3.6 Kontrola dopravovaného množství materiálu	18
4. Axiální síla	19
5. Hmotnost šneku	20
5.1 Hmotnost šnekovnice	20
5.2 Hmotnost hřídele	20
5.3 Hmotnost čepu	21
5.4 Hmotnost celého šneku	22
6. Hmotnost přepravovaného materiálu	23
7. Uložení šnekovnice v ložiscích	24
7.1 Přední radiálně axiální ložisko	24
7.2 Koncové radiální ložisko	26
7.3 Kluzné ložisko	28
8 Pevnostní výpočet hřídele šneku	29
8.1 Šnekový hřídel - výpočet na ohyb	29
8.2 Šnekový hřídel - výpočet na krut	30
8.3 kontrola pera	32
8.4 Spojení šnekového hřídele čepy s hlavou	34
Závěr	37
Seznam použitých zkratk a symbolů	40
Seznam příloh	43



ÚVOD

Šnekové dopravníky jsou zařízení, která ve vodorovném nebo mírně nakloněném směru pomocí rotujícího šneku, přemísťují nebo promíchávají sypké, zrnité a kusové materiály do 60 mm. Nevhodné pro přepravu vysoko abrazivních a lepivých materiálů. Materiál je dopravován v trubce nebo uzavřeném plechovém žlabu „U“ [2]. Žlaby musí být prachotěsné, vodotěsné a vzduchotěsné. To umožňuje přepravovat prašné, jedovaté i výbušné materiály. [1]



Obr. 1: Schéma šnekového dopravníku [1, vlastní úprava]

1 - šnek; 2 - elektromotor; 3 - převodovka; 4 - spojka; 5 - závěsné ložisko; 6 - ložisko pohonu; 7 - koncové ložisko; 8 - víko

Obecné parametry šnekových dopravníků [1]: h^{-1}

- Dopravované množství: $1 \text{ až } 300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Dopravní délka: do 60 m
- Otáčky šneku: $0,2 \text{ až } 4 \text{ s}^{-1}$
- Dopravní rychlost: do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Šnekové dopravníky jsou v kategorii dle normy ČSN 262802 dopravníků bez tažného elementu. Mají poměrně jednoduchou konstrukci, což zajišťuje vysokou spolehlivost, snadnou obsluhu a snadné čištění. Provedení šneku je závislé na vlastnostech a druhu dopravované hmoty. Pokud má dopravník větší délku, která může dosahovat až 60 metrů musí být v oblasti středu podpírány kluznými ložisky. Nevýhodou je značné opotřebení pracovních částí působením abrazivních materiálů. Podmínkou pohybu materiálu je, aby tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o rotující povrch šnekovnice. [1]

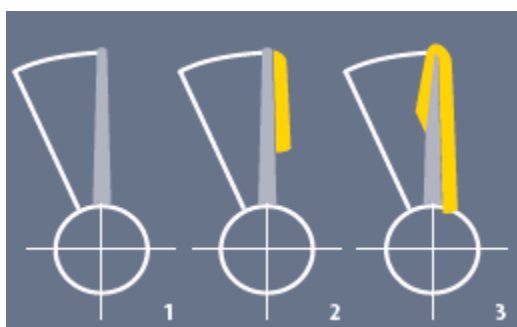
Funkce šnekového dopravníku je použitelná v mnoha odvětvích průmyslu. Své uplatnění najde v energetickém, potravinářském, stavebnickém, strojírenském a chemickém průmyslu.

1 HLAVNÍ ČÁSTI ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Šnekový dopravník se rozděluje na tři základní součásti - šnek, žlab a pohon.

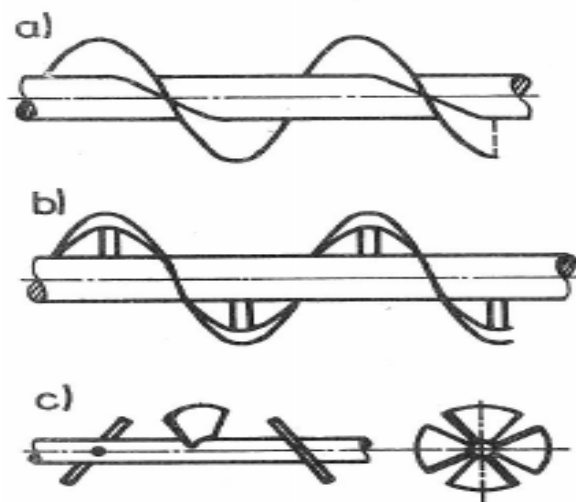
1.1 ŠNEK

Šnek je nejdůležitější částí dopravníku. Skládá se ze šnekovnice a hřídele. Šnekovnice je přivařena k hřídeli, tvoří ji závit lichoběžníkového průřezu. Vyrábí se válcováním za studena z ploché nerezových a kyselinovzdorných materiálů. Speciální způsob válcování je zárukou vysokého výkonu. Šnekovnice od firmy PRECIZ [7] mají garantovanou přesnost, vysokou životnost, nízkou spotřebu energie, hospodárny provoz a díky práškově nanášeným povlakem mají velkou odolnost proti opotřebení [1.1.1]. Při výrobě šnekovnic menších průměrů je používána technologie vinutého provedení. Z hlediska směru pohybu dopravovaného materiálu, se šnekovnice rozděluje na pravotočivou a levotočivou. Hřídel bývá plný i trubkový s plnými čepy pro uložení v ložiskách. [1, 7]



Obr. 1.1.1 Povrchová úprava[7]:

- 1) bez povlaku
- 2) částečně povlakováno
- 3) celý povrch povlakován



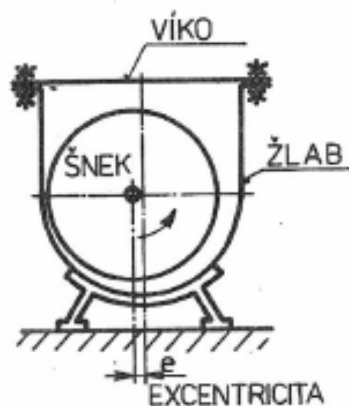
Obr. 1.1.2 Šnekovnice [1]: a) plná;
b) obvodová;
c) lopatková.

1.2 ŽLAB

Jedná se o nosnou část dopravníku. Jeho rozměry závisí na rozměrech šneku a dopravovaného materiálu. Má poměrně jednoduchou konstrukci, většinou má tvar U nebo je tvořen trubkou kruhového průřezu. Ke zvýšení bezpečnosti provozu a zvýšení tuhosti celého žlabu se horní okraje žlabu vyhnou ven a na tento lem se připevní víko, kterým se celý žlab zakryje. Žlab může být sestaven z dílů požadované 1,5 až 6 metrů délky, které jsou k sobě přivařeny nebo přišroubovány. Mezera mezi šnekem a žlabem bývá 5 až 10 mm [1] a závisí na druhu dopravovaného materiálu.



Vhodné je umístění šneku vůči žlabu excentricky (obr. 3), tím se zabrání drcení a přičení dopravovaného materiálu mezi dnem žlabu a šnekem. Tím se postupně zvětšuje vůle mezi šnekem a žlabem ve směru otáčení.



Obr. 1.2 Excentrické uložení šneku ve žlabu [1]

1.3 POHON

K pohonu šnekových dopravníků se dnes nejčastěji používá převodových elektromotorů. Hnací skupina se ukládá obvykle na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupní hřídele převodovky přenáší na hřídel pružnou spojkou [2].

1.4 VLASTNOSTI PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Šnekové dopravníky jsou v rámci použití a druhu přepravovaného materiálu velmi univerzální. Dokáží se přizpůsobit požadavkům materiálu, jako jsou např. návrh, konstrukce, použité materiály konstrukce, bezpečnost či hygiena.

Následující tabulky 1.4.1 a 1.4.2 zobrazuje široké spektrum příkladů a vlastností přepravovaných materiálů:

Tab. 1.4.1[1]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	$\psi[-]$	$n [\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}]$	$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka, zrní, práškové vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý neabrazivní	drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
Velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepivý	Drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1



kde: ψ [-] - součinitel plnění, respektující stupeň zaplnění průřezu žlabu dle [1], str. 209
 n [ot·s⁻¹] - otáčky šneku dle [1], str. 209
 v [m·s⁻²] - střední dopravovaná rychlost

Tab. 1.4.2 [1]

Materiál	γ [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

kde: γ [kg·m⁻³] - sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu dle [1], str. 209
 w [-] - součinitel odporu dle [1], str. 209



2. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ

2.1 VÝPOČET OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

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

$$Q_v = \frac{7500}{1150} = 6,52 \, m^3 \cdot h^{-1}$$

$$Q_v = 6,52 \, m^3 \cdot h^{-1}$$

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

kde: $Q_m [kg \cdot h^{-1}]$ - počet hmotnostních jednotek dopravených za jednotku času
 $Q_m = 7500 \, kg \cdot h^{-1}$ (ze zadání)

$\rho_{vH} [kg \cdot m^{-3}]$ - objemová hmotnost materiálu $\rho_v = 1150 \, kg \cdot m^{-3}$ (ze zadání)

2.2 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠNEKOVNICE

Průměr šnekovnice vypočítáme úpravou vztahu pro objemový dopravní výkon, pro který platí rovnice:

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

Vztah (2) dle [5], str. 92

kde: $s [mm]$ - stoupání šnekovnice volím shodné s průměrem šnekovnice ($s = D$) a upravený vztah pro objemový dopravní výkon je:

$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_v^3}{4} \cdot \psi \cdot n \cdot c_H$$

Úpravou rovnice pro výpočet objemového dopravního výkonu (2) dostaneme vztah (3) z kterého vypočítám průměr šnekovnice.

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

Po dosazení parametrů do rovnice (3) dostáváme

$$D_v = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6,52}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,4 \cdot 1}} = 0,176 \, m$$

$$D_v = 0,176 \, m$$

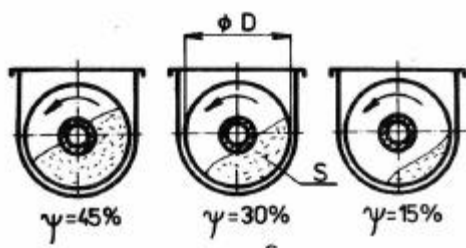
kde: $c_H [-]$ - součinitel snižující dopravované množství vůči sklonu
dopravníku $c_H = 1$; dle [1], str. 209

$\psi [-]$ - součinitel plnění $\psi = 0,3$; dle [1], str. 209

$n [s^{-1}]$ - otáčky šneku $n = 1,4 \, s^{-1}$; dle [1], str. 209

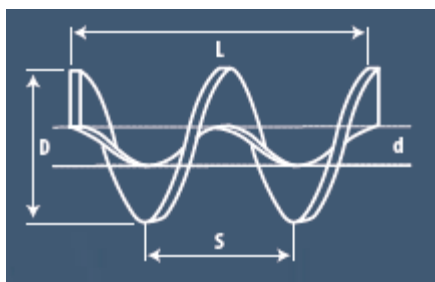


$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ - počet objemových jednotek dopravených za jednotku času; dle rovnice (1)



obr. 2.2 Zaplnění žlabu [1, str. 209]

Vypočtený průměr šnekovnice je 0,176m. Z katalogu firmy PRECIZ [7], která se zabývá výrobou šnekovnic, dle rozměru zákazníka, díky tomu volím jmenovitý průměr šnekovnice $\Rightarrow D = 180 \text{ mm}$, $d = 48,3 \text{ mm}$ a $L = 2500 \text{ mm}$



Obr. 2.2.2 Náskres základních rozměrů šnekovnice [7]

Tab. 2.2.1 Základní rozměry šnekovnice [7]

Vnější Ø D [mm]	Vnitřní Ø d [mm]	Stoupání S [mm]	Tloušťka plechu		Hmotnost kg / 2500 mm
			Vnitřní [mm]	Vnější [mm]	
180	49	180	3,0	1,5	6,41

kde:

- D [mm] - vnější průměr šnekovnice
- d [mm] - vnitřní průměr šnekovnice
- S [mm] - stoupání šnekovnice ($S = D$)
- $t_{\text{vnitř}}$ [mm] - tloušťka plechu vnitřní
- $t_{\text{vnější}}$ [mm] - tloušťka plechu vnější
- $m_{s2,5}$ [kg] - hmotnost jednoho dílu šnekovnice



3. NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY

3.1 VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P = \frac{Q_v \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \mp h) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

$$P = \frac{6,52 \cdot 1150 \cdot 9,81}{3600} \cdot (25 \cdot 4 \mp 0) = 2043,20 \text{ W}$$

$$P = 2043,20 \text{ W}$$

Vztah (5) dle [1], str. 209

kde: $l_v [\text{m}]$ - vodorovná dopravní délka $l_v = 25 \text{ m}$, (ze zadání)

$h [\text{m}]$ - dopravní výška $h = 0$

$w [-]$ - měrný odpor pro vápenný hydrát, dle [1], str. 209 je v rozmezí $2,15 \div 5 \rightarrow$ volím $w = 4$

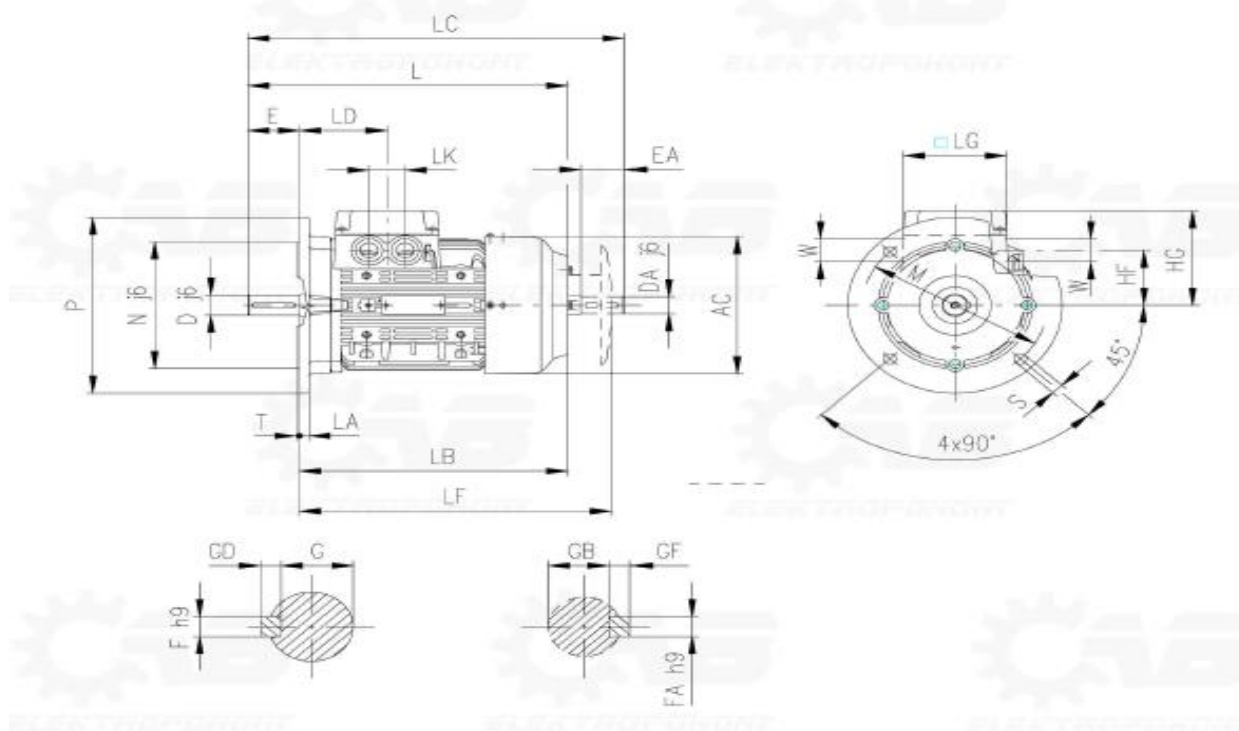
$g [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ - gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$\rho_{vH} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ - objemová hmotnost vápenného hydrátu $\rho_{vH} = 1150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ - objemový dopravní výkon $Q_v = 6,52 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

3.2 ELEKTROMOTOR

Vypočítaný výkon je $P = 2043,20 \text{ W}$. Volím tedy výkonově nejbližší standardní třífázový, čtyřpólový elektromotor patkový s kotvou nakrátko MEZ [8], typové řady 7AA100L 04K, v provedení B5 - velká příruba, který je určen k pohonu průmyslových zařízení.



Obr. 3.2.2 Asynchronní elektromotor MEZ typové řady 7AA100L 04K [8].



Tab. 3.2 Rozměry elektromotoru - rozměry v mm [8]

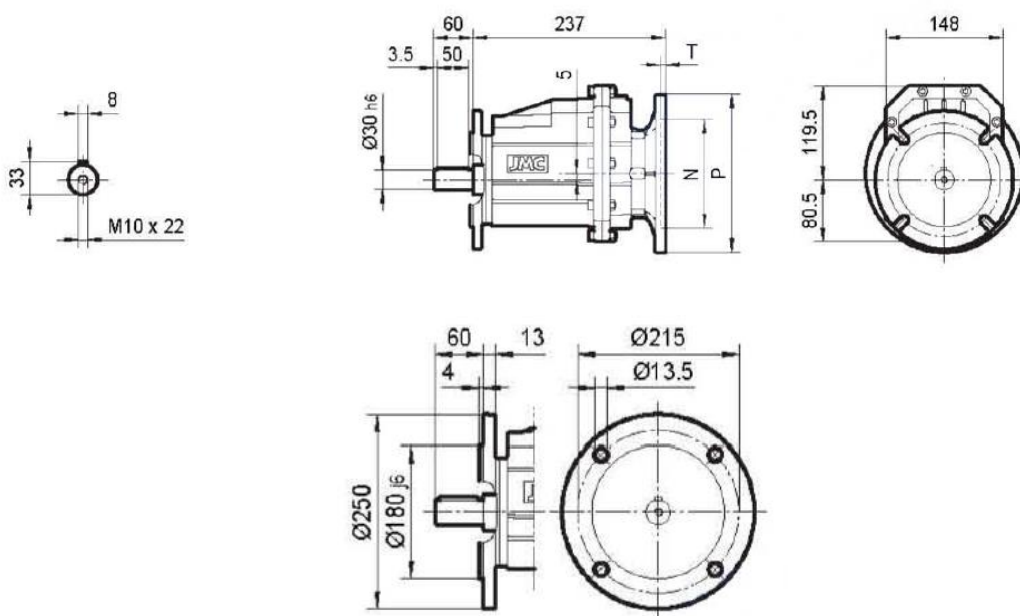
AC	HF	HG	L	LA	LB	LC	LD	LF	LG	LK	M	N	P
196	78	134	372	11	312	448	102	363	120	42	215	180	250
S	T	W	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF	-
13,5	4	M32	28	28	60	60	8	8	24	24	24	7	-

Parametry elektromotoru: Výkon: $P = 2,2 \text{ kW}$
 Otáčky: $n_1 = 1420 \text{ min}^{-1} = 23,67 \text{ s}^{-1}$
 Osová výška: $h_o = 100 \text{ mm}$

3.3 PŘEVODOVKA

K navrženému elektromotoru jsem vybral příslušnou kompatibilní převodovku, která odpovídá požadujícím parametrům. Zvolil jsem čelní převodovku typ TRCF03 100B5/B14 P(IEC) [9].

Parametry převodovky: Převodový poměr $i = 15,30$
 Výstupní otáčky $n_2 = 91,5 \text{ min}^{-1} = 1,525 \text{ s}^{-1}$
 Krouticí moment $M_{k2} = 220 \text{ N}\cdot\text{m}$

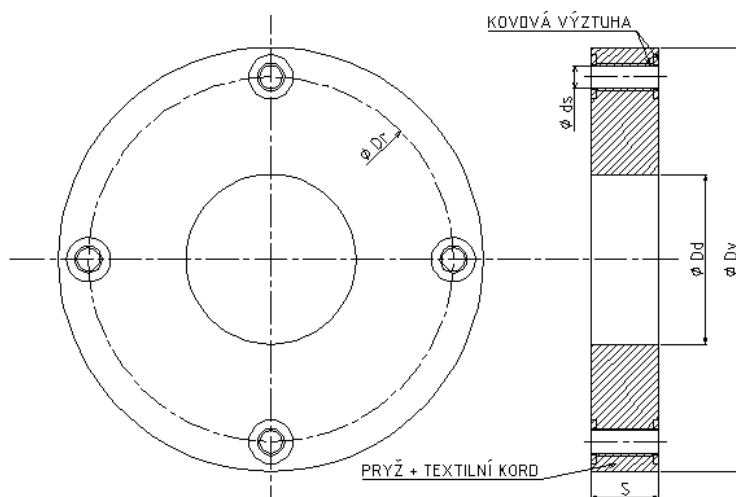


Obr. 3.3 Převodovka TRCF03 100B5/ B14 (vel. 100) [9]



3.4 SPOJKA

Pro pružné spojení výstupní hřídele převodovky a hřídele šneku byla vybrána spojka Hardy [10]. Spojku tvoří pružné mezikruží z pryžotextilních desek se čtyřmi otvory. Otvory spojky jsou vybaveny kovovými knoflíky.



Obr. 3.4 Spojka Hardy 192/40 [10, vlastní úprava]

Tab. 3.4 Rozměry Hardy spojky- rozměry v mm [10, vlastní úprava]

$\varnothing D_v$	$\varnothing D_d$	S_p	$\varnothing D_r$	$\varnothing d_s$	počet otvorů
192	80	40	165	13,5	4

kde: D_v [mm] - vnější průměr spojky
 D_d [mm] - vnitřní průměr spojky
 S_p [mm] - tloušťka spojky
 D_r [mm] - průměr roztečné kružnice
 d_s [mm] - průměr spojovacího otvoru

3.5 VÝPOČET SKUTEČNÝCH HODNOT

a) Skutečné výstupní otáčky na hřídeli

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad [s^{-1}] \quad (6)$$

$$n_2 = \frac{23,67}{15,30} = 1,54 s^{-1}$$

$$n_2 = 1,54 s^{-1}$$

kde: $n_1 [s^{-1}]$ - vstupní otáčky na hřídeli $n_1 = 23,67 s^{-1}$
 $i [-]$ - převodový poměr $i = 15,30$



b) Výpočet skutečného kroutícího momentu M_k^{skut} na výstupu z převodovky:

$$M_k^{\text{skut}} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \quad [\text{N.m}] \quad (7)$$

$$M_k^{\text{skut}} = \frac{P}{\omega} = \frac{2200}{2 \cdot \pi \cdot 1,54} = 227,36 \text{ Nm}$$

$$M_k^{\text{skut}} = 227,36 \text{ Nm}$$

kde: $P [\text{W}]$ - výkon elektromotoru $P = 2200 \text{ W}$
 $n_2 [\text{s}^{-1}]$ - výstupní otáčky na hřídeli $n_2 = 1,54 \text{ s}^{-1}$

3.6 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Kontrola zda-li je skutečné dopravované množství materiálu Q_{vs} je větší nebo rovno požadovanému množství dopravovaného materiálu Q_v .

$$Q_{vs} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \Psi \cdot n_2 \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (8)$$

$$Q_{vs} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,18 \cdot 0,3 \cdot 1,54 \cdot 1 = 7,61 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_{vs} = 7,61 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

kde: $S [\text{m}]$ - stoupání šnekovnice je pro menší průměry $S = D_v$
 $c_H [-]$ - součinitel snižující dopravované množství vůči sklonu dopravníku $c_H = 1$; dle [1], str. 209
 $\Psi [-]$ - součinitel plnění $\Psi = 0,3$; dle [1], str. 209
 $n_2 [\text{s}^{-1}]$ - otáčky šneku $n_2 = 1,54 \text{ s}^{-1}$; dle rovnice (6)

Podmínka

$$Q_{vs} > Q_v \\ (7,61 > 6,52) \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Skutečné dopravované množství materiálu Q_{vs} je vyšší, než požadované množství dopravovaného materiálu Q_v o $1,09 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Návrh pohonu je vyhovující pro dané parametry.

4. AXIÁLNÍ SÍLA

Při působení materiálu na osu šneku vzniká uvnitř dopravníku axiální síla. K zabránění posunutí šneku vlivem této síly se umísťuje do dopravníku soudečkové ložisko.

Výpočet účinného poloměru šnekovnice:

vztah, dle [1], str. 210

$$R_s = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad [\text{m}] \quad (9)$$

$$R_s = 0,375 \cdot 0,18 = 0,0675 \text{ m}$$

$$R_s = 0,0675 \text{ m}$$

kde: D [m] - průměr šnekovnice; dle. [7]

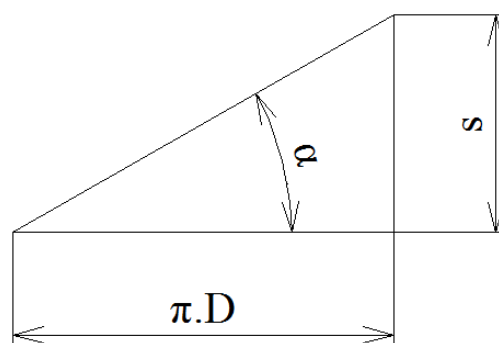
Výpočet úhlu stoupání šnekovnice

$$\text{tg } \alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} \quad [^\circ] \quad (10)$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{0,18}{\pi \cdot 0,18} = 0,318 \Rightarrow \alpha = 17,656^\circ$$

$$\alpha = 17,656^\circ$$

kde: D [m] - průměr šnekovnice; dle. [7]
 S [m] - stoupání šnekovnice; dle. [7]



Obr. 4 : Úhel stoupání šnekovnice, [vlastní úprava]

Výpočet axiální síly

$$F_A = \frac{M_K}{R_s \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} \quad [\text{N}] \quad (11)$$

$$F_A = \frac{227,36}{0,0675 \cdot \text{tg}(17,656 + 30)} = 3079,45 \text{ N}$$

$$F_A = 3079,45 \text{ N}$$

Vztah (11) dle [3], str. 181

kde: M_K [N·m] - krouticí moment na výstupní hřídeli šneku (7) $M_K = 227,36 \text{ N.m}$; dle rovnice (7)

R_s [m] - účinný poloměr šnekovnice $R_s = 0,0675 \text{ m}$; dle rovnice (9)

α [°] - úhel stoupání šnekovnice $\alpha = 17,656^\circ$; dle rovnice (10)

φ [°] - třecí úhel mezi materiálem (vapenný hydrát) a šnekem $\varphi = 30^\circ$, dle [4], str 122.

5. HMOTNOST ŠNEKU

Šnek se skládá z hřídele, která je vyrobena z ocelové, bezešvé trubky a šnekovnice, která je vyrobena z ocelového plechu. Hmotnost šneku nám určí zatížení ložisek. Celková délka šneku 25m byla rozdělena na 10 dílů po 2,5 metrech.

5.1 HMOTNOST ŠNEKOVNICE

Hmotnost jednoho dílu šnekovnice o délce 2,5 metrů; dle kap. 2.2:

$$m_{s2.5} = 6,41 \text{ kg}$$

5.2 HMOTNOST HŘÍDELE

Hřídel tvoří ocelová bezešvá hladká trubka kruhového průřezu vybraná z katalogu firmy ARCELORMITTAL [12] mat. ČSN 11 373.

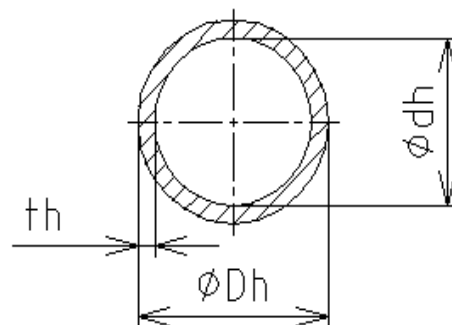
Vnější průměr $D_H = 48,3 \text{ mm}$

Tloušťka stěny $t_H = 4,5 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d_H = 39,3 \text{ mm}$

Dle [12] je hmotnost 1 metru hřídele $m_{H1} = 4,86 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Hmotnost jednoho dílu trubky o délce 2,5 m:



Obr. 5.2 Rozměry hřídele [12]

$$m_{H2.5} = m_{H1} \cdot l_H \quad [\text{kg}] \quad (12)$$

$$m_{H2.5} = 4,86 \cdot 2,5 = 12,15 \text{ kg}$$

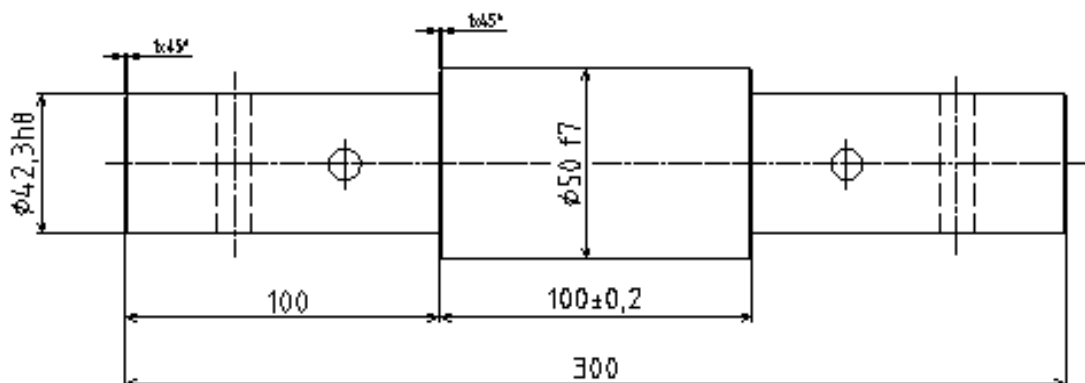
$$m_{H2.5} = 12,15 \text{ kg}$$

kde: $m_{H1} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost trubky na 1 metr $m_{H1} = 4,86 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
 $l_H [\text{m}]$ - délka jednoho dílu trubky $l_H = 2,5 \text{ m}$



5.3 HMOTNOST ČEPU

Tato součást zajišťuje spojení jednotlivých dílů šneku a jeho uložení. Čepy se rozdělují mezi vstupní, výstupní a spojovací, které mají přibližně stejnou velikost. Pro výpočet hmotnosti vyberu spojovací čep a jeho hmotnost budu uvažovat pro všechny typy čepů. Materiál čepu ČSN 11 600.



Obr. 5.3 : Spojovací hřídel, [vlastní úprava]

Objem spojovacího čepu:

$$V_{s\check{c}h} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{s\check{c}h}^2}{4} \right) \cdot l_{s\check{c}h1} + \left(\frac{\pi \cdot D_{s\check{c}h}^2}{4} \right) \cdot l_{s\check{c}h2} \quad [m^3] \quad (13)$$

$$V_{s\check{c}h} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.0423^2}{4} \right) \cdot 0,1 + \left(\frac{\pi \cdot 0.05^2}{4} \right) \cdot 0,1 = 0,0003748 \text{ m}^3$$

$$V_{s\check{c}h} = 0,0003748 \text{ m}^3$$

kde: $d_{s\check{c}h}$ [m] - malý průměr spojovacího čepu $d_{s\check{c}h} = 0,0423$ m; dle kap. 5.3

$D_{s\check{c}h}$ [m] - velký průměr spojovacího čepu $D_{s\check{c}h} = 0,06$ m; dle kap. 5.3

$l_{s\check{c}h}$ [m] - délka odsazení spojovacího čepu $l_{s\check{c}h1} = l_{s\check{c}h2} = 0,01$ m; dle kap. 5.3

Hmotnost jednoho spojovacího čepu:

$$m_{s\check{c}h} = V_{s\check{c}h} \cdot \rho_{s\check{c}h} \quad [kg] \quad (14)$$

$$m_{s\check{c}h} = 0,0003748 \cdot 7850 = 2,94 \text{ kg}$$

$$m_{s\check{c}h} = 2,94 \text{ kg}$$

kde: $\rho_{s\check{c}h}$ [kg.m⁻³] - objemová hmotnost oceli, dle [5], $\rho_{s\check{c}h} = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$

$V_{s\check{c}h}$ [m³] - objem spojovacího hřídele (13) $V_{s\check{c}h} = 0,0003748 \text{ m}^3$



5.4 HMOTNOST CELÉHO ŠNEKU

Výpočet celkové hmotnosti celého šneku se skládá z deseti šnekovnic a deseti tenkostěnných trubek o délce dva a půl metru, dále z devíti spojovacích čepů. K celkové hmotnosti připočítávám hmotnost prvků, což jsou ložiska, svary mezi šnekovnicí a hřídelí a čepy s hlavou, které ve výpočtech nezahrnuji. Tyto prvky nahrazuji hmotností $m_{\text{prvku}} = 20 \text{ kg}$.

$$m_{\text{celk1}} = 10 \cdot m_{\text{š3}} + 10 \cdot m_{\text{H3}} + 9 \cdot m_{\text{sčh}} \quad [\text{kg}] \quad (15)$$

$$m_{\text{celk1}} = (10 \cdot 6,41 + 10 \cdot 12,15 + 9 \cdot 2,94) = 212,06 \text{ kg}$$

$$m_{\text{celk}} = m_{\text{celk1}} + m_{\text{mprvku}}$$

$$m_{\text{celk}} = 212,06 + 20 = 232,06 \text{ kg}$$

$$m_{\text{celk}} = 232,06 \text{ kg}$$

kde: $m_{\text{š2.5}}$ [kg] - hmotnost jednoho dílu šnekovnice o délce 2,5 metru; $m_{\text{š3}} = 6,41 \text{ kg}$
kap. 2.2

$m_{\text{H2.5}}$ [kg] - hmotnost jednoho dílu hřídele o délce 2,5 metru; $m_{\text{H3}} = 12,15 \text{ kg}$ (12)

$m_{\text{sč1}}$ [kg] - hmotnost spojovacího čepu; $m_{\text{sč1}} = 2,94 \text{ kg}$ (14)



6. HMOTNOST PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Ze vztahu pro výpočet součinitele plnění Ψ (16) dle [5], str. 86 se vyjádří plocha zaplnění šnekovnice S (17) a následně vypočítáme hmotnost přepravovaného materiálu m (18). Z hmotností přepravovaného materiálu se spočítá síla materiálu na žlab (19).

Součinitel plnění

$$\psi = \frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot D^2} \quad [-] \quad (16)$$

Plocha zaplnění šnekovnice

$$S_1 = \frac{\pi \cdot \psi \cdot D^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (17)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 0,18^2}{4} = 0,0076 \text{ m}^2$$

$$S_1 = 0,0076 \text{ m}^2$$

kde: D [m] - průměr šnekovnice; $D = 0,18 \text{ m}$
 ψ [-] - součinitel plnění $\psi = 0,3$; dle [1], str. 209

Hmotnost přepravovaného materiálu

$$m_{\text{pm}} = V \cdot \rho_V = S \cdot l \cdot \rho_V \quad [\text{kg}] \quad (18)$$

$$m_{\text{pm}} = 0,0076 \cdot 25 \cdot 1150 = 218,5 \text{ kg}$$

$$m_{\text{pm}} = 218,5 \text{ kg}$$

kde: S_1 [m²] - plocha zaplnění šnekovnice; $S_1 = 0,0076 \text{ m}^2$ (17)
 l_v [m] - celková délka šnekového dopravníku; dle zadání bakalářské práce
 ρ_{VH} [kg.m⁻³] - objemová hmotnost vápenného hydrátu, $\rho_{\text{VH}} = 1150 \text{ kg.m}^{-3}$

Síla materiálu na žlab

$$F_{\text{pm}} = m_{\text{pm}} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (19)$$

$$F_{\text{pm}} = 218,5 \cdot 9,81 = 2143,48 \text{ N}$$

$$F_{\text{pm}} = 2143,48 \text{ N}$$

kde: m_{pm} [kg] - hmotnost přepravovaného materiálu; $m_{\text{pm}} = 218,5 \text{ kg}$
 g [m.s⁻²] - gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

7. ULOŽENÍ ŠNEKOVNICE V LOŽISKÁCH

Výpočet radiální síly na ložisko:

$$F_R = \frac{m_{\text{celk}} \cdot g}{i} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

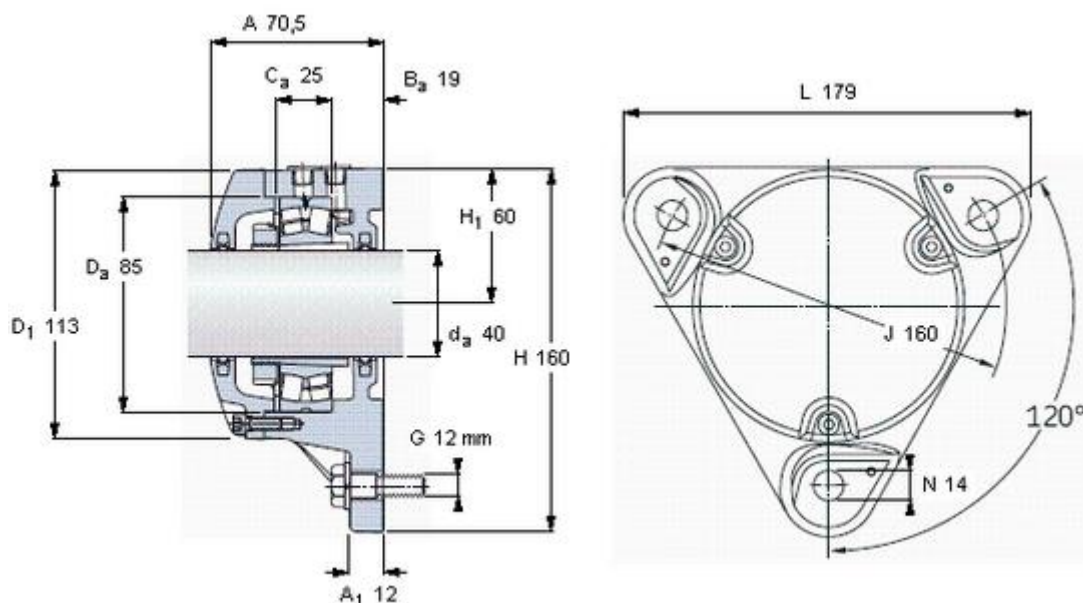
$$F_R = \frac{232,06 \cdot 9,81}{11} = 206,95 \text{ N}$$

$$F_R = 206,95 \text{ N}$$

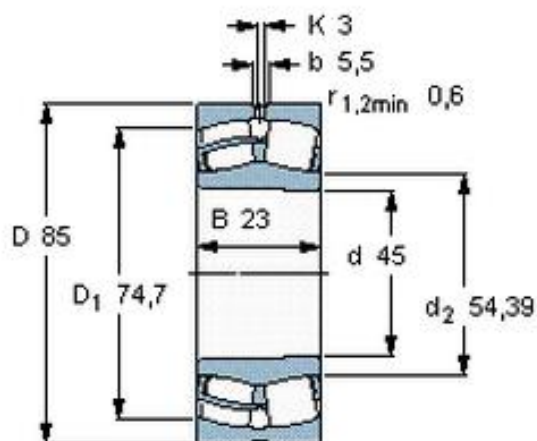
kde: m_{celk} [kg] - hmotnost celé šnekovnice $m_{\text{celk}} = 232,06$ kg; dle rovnice (15)
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
 i - počet ložisek; $i = 11$ (1 x axiálně - radiální , 9 x kluzné ložisko, 1 x radiální)

7.1 PŘEDNÍ RADIÁLNĚ AXIÁLNÍ LOŽISKO

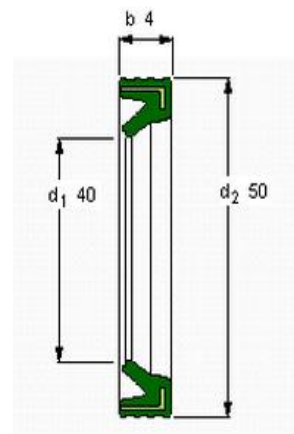
Ložisko musí být schopno přenést celkovou axiální F_A a také sílu na jedno ložisko F_R . Vhodné ložisko dvouřadé soudečkové, které je schopno přenášet velké radiální a současně i axiální zatížení v obou směrech. Ložisko, typ. 22209 K, bylo určeno z katalogu firmy SKF [12]. Ložisko je uloženo v ložiskové jednotce, která byla vybrána také od firmy SKF, jedná se o ložiskovou jednotku s přírubami typ. FNL 509 B [13], které bude mazáno tlakovou maznicí. Těleso je utěsněno pomocí gufera od firmy SKF [17] typ. G 40 x 50 x 4 GP.



Obr. 7.1.1 Ložisková jednotka FNL 509 B [13]



Obr. 7.1.2. Soudečkové ložisko 22209 K [12]



Obr. 7.1.3. Gufero GP 40 x 50 x4 [17]

Parametry ložiska [12]:

$$C_R = 102 \text{ kN}$$

$$C_{RO} = 98 \text{ kN}$$

$$e = 0,26$$

$$Y_1 = 2,6$$

$$Y_2 = 3,9$$

$$n_2 = 1,23 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 73,8 \text{ min}^{-1}$$

$$F_A = 3079,45 \text{ N}$$

$$F_R = 206,95 \text{ N}$$

kde: C_R [N] - základní dynamická únosnost $C_R = 102 \text{ kN}$ [12] C_{RO} [N] - základní statická únosnost $C_{RO} = 102 \text{ kN}$ [12] F_A [N] - axiální síla $F_A = 3079,45 \text{ N}$; dle rovnice (11) F_R [N] - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95 \text{ N}$; dle rovnice (20) n_2 [min^{-1}] - výstupní otáčky z převodovky $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1}$; dle rovnice (6) e [-] - mezní hodnota vztahu; dle rovnice (21) X [-] - koeficient radiálního dynamického zatížení [12] $Y_{1,2}$ [-] - koeficient axiálního dynamického zatížení [12]**Poměr axiální a radiální síly:**

$$\frac{F_A}{F_R} > e \quad [-] \quad (21)$$

$$\frac{3079,45}{206,95} > 0,34$$

$$14,88 > 0,34$$

- podmínka poměru splněna

**Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení:**

$$P_1 = X \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A \quad [N] \quad (22)$$

$$P_1 = 0,67 \cdot 206,95 + 3,9 \cdot 3079,45 = 12148,51 \text{ N}$$

$$P_1 = 12148,51 \text{ N}$$

Vztah (22) dle [13],

kde: F_R [N] - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95 \text{ N}$ (20)

X [-] - koeficient radiálního zatížení; $X = 0,67$

F_A [N] - celková axiální síla $F_A = 3079,45 \text{ N}$ (11)

Y [-] - koeficient axiálního zatížení; $Y = 3,9$ [12]

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C_R}{P_1} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad [\text{hod}] \quad (23)$$

$$L_h = \left(\frac{102}{12,1} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 73,8} = 2,73 \cdot 10^5 \text{ hod}$$

$$L_h = 2,86 \cdot 10^5 \text{ hod}$$

Vztah (23) dle [13],

kde: C_R [N] - základní dynamická únosnost $C_R = 102 \text{ kN}$ [12]

X [-] - koeficient radiálního zatížení; $X = 0,67$ [12]

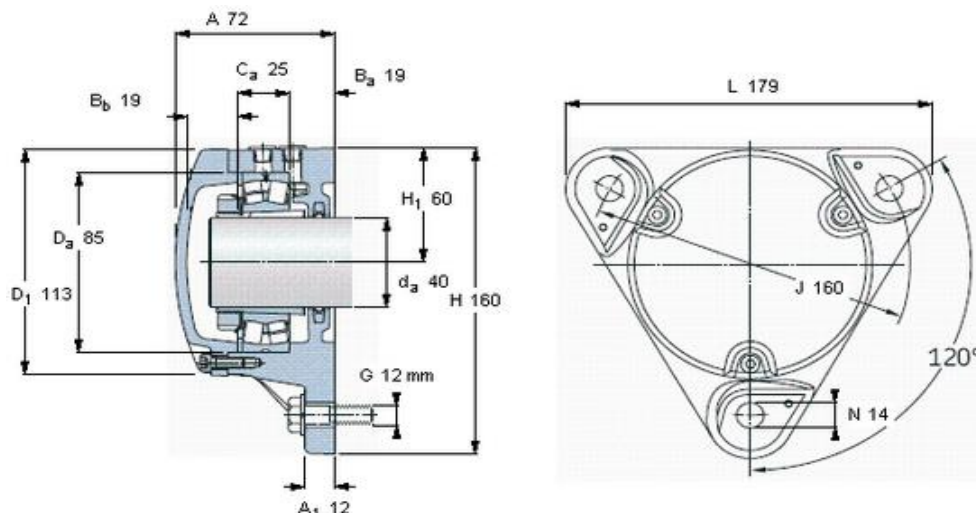
P_1 [N] - dynamické radiální (axiální) ekvivalentní zatížení $P_1 = 12,1 \text{ kN}$; dle rovnice (22)

p [-] - exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem $p = 10/3 = 3,33$

n_2 [min^{-1}] - výstupní otáčky z převodovky $n_2 = 76,5 \text{ min}^{-1}$; dle rovnice (6)

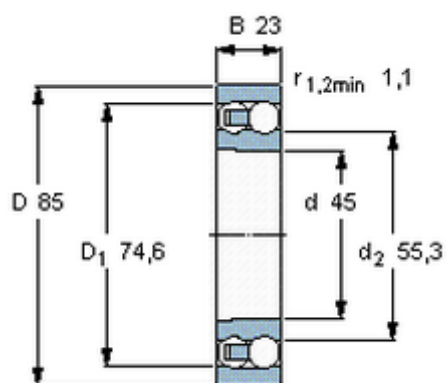
7.2 KONCOVÉ RADIÁLNÍ LOŽISKO

Na konci dopravníku zachycuje hřídel šnekovnice pouze radiální sílu. Lze předpokládat, že na konci hřídele vznikne kmitání při větším zatížení, proto volím dvouradé naklápěcí kuličkové ložisko z katalogu firmy SKF [16] typ. 2209 EKTN9, které tomuto kmitání zamezí. Ložisko je uloženo v ložiskové jednotce, která byla taktéž vybrána od firmy SKF, jedná se o ložiskovou jednotku s přírubami typ. FNL 509 A [15], které bude mazáno tlakovou maznicí. Těleso je utěsněno pomocí gufera od firmy SKF [17] typ. G 40x50x4 GP.



Obr. 7.2.1 Ložisková jednotka FNL 509 A [15]

Parametry ložiska: $C_R = 32,5 \text{ kN}$
 $C_{RO} = 10,6 \text{ kN}$
 $F_A = 0 \text{ N}$
 $F_R = 259,4 \text{ N}$
 $n_2 = 1,23 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 73,8 \text{ min}^{-1}$
 $p = 3$



Obr. 7.2.2. Kuličkové ložisko 2209 EKTN9 [16]

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_2 = F_R = 206,95 \text{ N} \quad [N] \quad (24)$$

Vztah (20) dle [13]

Kde: $F_R [N]$ - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95 \text{ N}$; dle rovnice (20)

Trvanlivost radiálního ložiska

$$L_R = \left(\frac{C}{P_2} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{hod}] \quad (25)$$

$$L_R = \left(\frac{32,5}{0,206,9} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 73,8} = 8,86 \cdot 10^8 \text{ hod}$$

$$L_R = 8,86 \cdot 10^8 \text{ hod}$$

Vztah (25) dle [13],

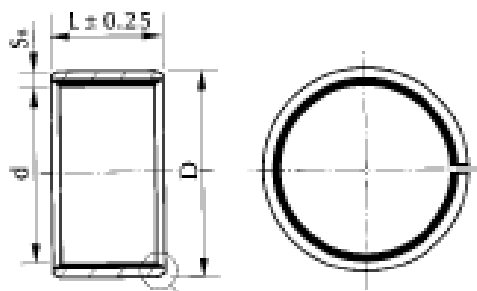
kde: C_R [N] - základní dynamická únosnost $C_R = 32,5$ kN [16]
 P_2 [N] - dynamické radiální ekvivalentní zatížení $P_2 = 0,206$ kN; dle rovnice (11)
 p [-] - exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem $p = 3$
 n_2 [min^{-1}] - výstupní otáčky z převodovky $n_2 = 73,8$ min^{-1} ; dle rovnice (6)

7.3 KLUZNÉ LOŽISKO

Kluzné ložisko je umístěné na osmi spojovacích čepech, které zachycují radiální síly působící na jednotlivých dílech šnekovnice, která jsou umístěna v ložiskových domcích. Je zvoleno kluzné ložisko od firmy ZVL [18] typ. 5050 IB 01, které bude mazáno pomocí tlakové maznice. Ložiska jsou vyrobena z vysoce kvalitní oceli, odolná proti oděru s nízkým koeficientem tření. Utěsnění ložiskových domků je pomocí gufera od firmy DICHTO [17] typ. G 50x60x10.

Parametry ložiska:

$d_1 = 50$ mm
 $D = 60$ mm
 $L = 50$ mm
 $m = 0,26$ kg
 $p_{DL} = 250$ MPa



Obr. 7.3 Kluzné ložisko 5050 IB 01 [18]

Kontrola ložiska na otláčení:

$$p_{KL} = \frac{F_R}{l_1 \cdot d_1} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

$$p_{KL} = \frac{206,95}{50 \cdot 50} = 0,0827 \text{ MPa}$$

$$p_{KL} = 0,0827 \text{ MPa}$$

kde: F_R [N] - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95$ N; dle rovnice (20)
 l_1 [mm] - šířka kluzného ložiska $L = 50$ mm
 d_1 [mm] - průměr kluzného ložiska $d = 50$ mm

Podmínka:

$$p_{KL} < p_{DL}$$

$0,0827 < 250 \rightarrow$ tlak působící na ložisko je menší než tlak dovolený, podmínka je tedy splněna.



8 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE ŠNEKU

8.1 ŠNEKOVÝ HŘÍDEL - VÝPOČET NA OHYB

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = \frac{F_R \cdot l_{H3}}{4} \quad [\text{N.m}] \quad (27)$$

$$M_{\text{omax}} = \frac{206,95 \cdot 2,5}{4} = 129,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{omax}} = 129,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: F_R [N] - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95$; dle rovnice (20)
 $l_{H2.5}$ [m] - délka jednoho dílu šnekové hřídele $l_{H2.5} = 2,5$ m; dle rovnice (13)

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_H^4)}{32 \cdot D_H} \quad [\text{m}^3] \quad (28)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,0483^4 - 0,0393^4)}{32 \cdot 0,0483} = 6,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_o = 6,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

kde: d_H [m] - vnitřní průměr šnekového hřídele $d_H = 0,0393$ m; dle kap. 5.2
 D_H [m] - vnější průměr šnekového hřídele $D_H = 0,0483$ m; dle kap. 5.2

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (29)$$

$$\sigma_o = \frac{129,34}{6,21 \cdot 10^{-6}} = 20,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 20,82 \text{ MPa}$$

kde: M_{omax} [N.m] - maximální ohybový moment; $M_{\text{omax}} = 129,34 \text{ N} \cdot \text{m}$; dle rovnice (27)
 W_o [m³] - modul průřezu v ohybu $W_o = 6,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$; dle rovnice (28)



8.2 ŠNEKOVÝ HŘÍDEL - VÝPOČET NA KRUT

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_H^4 - d_H^4)}{D_H} \quad [\text{m}^3] \quad (29)$$

$$W_K = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(0,0483^4 - 0,0393^4)}{0,0483} = 12,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_K = 12,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

kde: d_H [m] - vnitřní průměr šnekového hřídele $d_H = 0,0393$ m; dle kap. 5.2
 D_H [m] - vnější průměr šnekového hřídele $D_H = 0,0483$ m; dle kap. 5.2

Kroutící moment

$$M_k = 227,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

viz vypočteno v rovnici (7)

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\tau_K = \frac{227,36}{12,42 \cdot 10^{-6}} = 18,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_K = 18,3 \text{ MPa}$$

kde: M_k [N·m] - kroutící moment $M_k = 227,36$ N·m; dle rovnice (7)
 W_K [m³] - napětí v krutu $W_K = 12,42 \cdot 10^{-6}$ m³; dle rovnice (29)

Redukované napětí

Redukované napětí počítané podle podmínky HMMH:

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad [\text{MPa}] \quad (31)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{20,82^2 + 3 \cdot 18,3^2} = 37,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 37,92 \text{ MPa}$$

kde: σ_o [MPa] - napětí v ohybu $\sigma_o = 20,82$ MPa; dle rovnice (29)
 τ_K [MPa] - napětí v krutu $\tau_K = 18,3$ MPa; dle rovnice (30)



Bezpečnost

Materiál 11 373 Re = 250 MPa dle. [5] str. 54

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad [-] \quad (32)$$

$$k = \frac{250}{37,92} = 6,59$$

$k = 6,59 \Rightarrow$ hřídel vyhovuje

kde: R_e [MPa] - mez kluzu $R_e = 250$ MPa dle. [5] str. 54

σ_{RED} [MPa] - redukované napětí $\sigma_{RED} = 37,92$ MPa; dle rovnice (31)

Kvadratický moment pro průřez šnekového hřídele

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (D_H^4 - d_H^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (33)$$

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (48,3^4 - 39,3^4) = 150056,52 \text{ mm}^4$$

$$J = 150056,52 \text{ mm}^4$$

kde: d_H [m] - vnitřní průměr šnekového hřídele $d_H = 0,0393$ m; dle kap. 5.2

D_H [m] - vnější průměr šnekového hřídele $D_H = 0,0483$ m; dle kap. 5.2

Maximální průhyb jedné části šnekového hřídele

$$y_{MAX} = \frac{F_R \cdot l_{H3}^3}{48 \cdot E \cdot J} \quad [\text{mm}] \quad (34)$$

$$y_{MAX} = \frac{206,95 \cdot 2500^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 150056,52} = 2,13 \text{ mm}$$

$$y_{MAX} = 2,13 \text{ mm}$$

kde: F_R [N] - radiální síla působící na ložiska $F_R = 206,95$ N; dle rovnice (20)

$l_{H2.5}$ [m] - délka jednoho dílu $l_{H3} = 2500$ mm; dle rovnice (13)

E [MPa] - modul pružnosti pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa dle. [5] str. 35

J [mm⁴] - kvadratický moment průřezu šnekového hřídele $J = 150056,52 \text{ mm}^4$; dle rovnice (33)



8.3 KONTROLA PERA

Pero slouží pro přenos kroutícího momentu mezi výstupním hřídelem převodovky a hřídelem šnekovnice, jedná se o rozebíratelné spojení. Pero kontroluji na otláčení. Pero je zvoleno od firmy FEROSTAR [19]. PERA TĚSNÁ ČSN 02 2562 - 10e7 x 8 x 60. Pero vyrobeno z oceli 11 600.

Výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_{DK} \cdot \pi}} \quad [\text{mm}] \quad (33)$$

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{70 \cdot \pi}} = 25,47 \text{ mm}$$

$$d_t = 25,47 \text{ mm}$$

kde: M_k [N.m] - kroutící moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N.mm; dle rovnice (7)
 τ_{DK} [MPa] - dovolené napětí v krutu $\tau_{DK} = 70$ MPa; dle. [5], str. 55

Zvolen normalizovaný průměr hřídele:

$$d_v = 30 \text{ mm; dle [5], str. 176}$$

Minimální délka pera

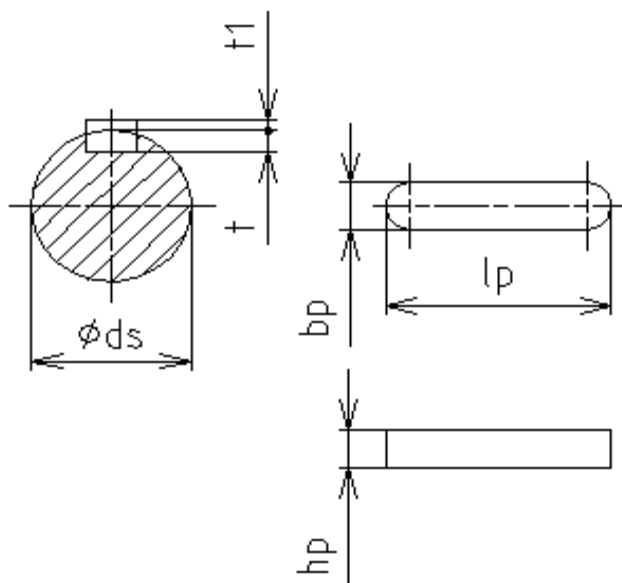
$$l_{pmin} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot d_v \cdot p_{Dp}} \quad [\text{mm}] \quad (34)$$

$$l_{pmin} = \frac{2 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{3,3 \cdot 30 \cdot 140} = 32,8 \text{ mm}$$

$$l_{pmin} = 32,8 \text{ mm}$$

kde: M_k [N.m] - kroutící moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N.mm; dle rovnice (7)
 p_{Dp} [MPa] - dovolené otláčení $p_{Dp} = 140$ MPa; dle. [5], str. 54
 t_1 [mm] - hloubka drážky v náboji $t_1 = 3,3$ mm; dle. [5], str. 467
 d_v [mm] - normalizovaný průměr hřídele $d_v = 30$ mm; dle. [5], str. 176

Pero je zvoleno od firmy FEROSTAR [19]. PERA TĚSNÁ ČSN 02 2562 - 10e7 x 8 x 50. Pero vyrobeno z oceli 11600.



Obr. 8.3: Pero těsné[vlastní úprava]

Kontrola na otláčení pera

$$p_p = \frac{2 \cdot M_k}{d_v \cdot (l_p - b_p) \cdot t_1} \quad [\text{mm}] \quad (35)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{30 \cdot (50 - 10) \cdot 3,3} = 115 \text{ MPa}$$

$$p_p = 115 \text{ MPa}$$

kde: M_k [N.m] - kroutící moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N.mm; dle rovnice (7)

p_{Dp} [MPa] - dovolené otláčení $p_{Dp} = 140$ MPa; dle. [5], str. 54

t_1 [mm] - hloubka drážky v náboji $t_1 = 3,3$ mm; dle. [5], str. 467

d_v [mm] - normalizovaný průměr hřídele $d_v = 30$ mm; dle. [5], str. 176

l_p [mm] - normalizovaný délka pera $l_p = 50$ mm; dle. [5], str. 467

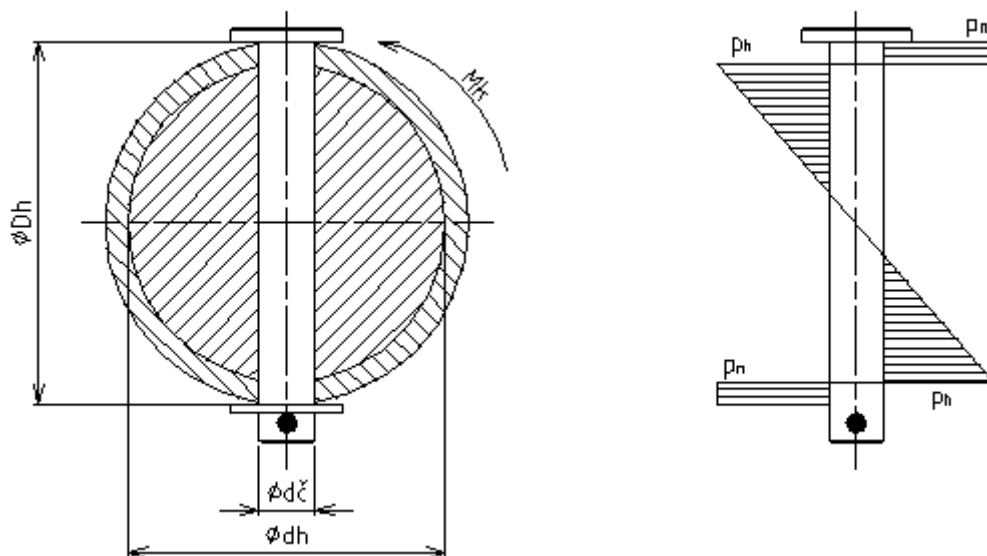
Podmínka kontroly pera na otláčení je splněna, $p_{Dp} = 140$ MPa

$$p_p \leq p_{Dp}$$

$$115 \leq 140$$

8.4 SPOJENÍ ŠNEKOVÉHO HŘÍDELE ČEPY S HLAVOU

Spojení jednotlivých částí hřídele šneku a spojovacího čepu bude provedeno pomocí dvou čepů s hlavou.



Obr. 9.4 Schéma a průběh tlaku v čepovém spoji [vlastní úprava]

Volba průměru spojovacích čepů

$$d_{\check{c}} = (0,2 \div 0,3) \cdot d_{\check{c}h} \quad [\text{mm}] \quad (36)$$

$$d_{\check{c}} = (0,2 \div 0,3) \cdot 42,3 = 8,46 \div 12,69 \text{ mm}$$

$$d_{\check{c}} = 8,46 \div 12,69 \text{ mm}$$

Dle [5], str. 449 volím $d_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$

kde: $d_{s\check{c}h}$ [mm] - průměr čepu spojovacího hřídele $d_{s\check{c}h} = 42,3 \text{ mm}$, kap. 5.3

Spojení dvou částí šnekového hřídele je provedeno dvěma čepy s hlavou vzájemně otočených o 90° typ. 10 x 55 x 3,2 ČSN 02 2111 dle [5], str. 449. Čepy s hlavou jsou opatřeny podložkou a zajištěny závlačkou 3,2 x 20 ISO 1234 dle [5], str. 445.

**Kontrola spojovacích čepů na smyk**

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_\xi^2 \cdot d_{s\check{c}h} \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (37)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{\pi \cdot 10^2 \cdot 42,3 \cdot 2} = 34,21 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = 34,21 \text{ MPa}$$

kde: M_k [N·mm] - krouticí moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N·mm; dle rovnice (7)

d_ξ [mm] - průměr spojovacího čepu $d_\xi = 10$ mm; dle rovnice (36)

$d_{s\check{c}h}$ [mm] - průměr spojovacího čepu hřídele $d_{s\check{c}h} = 42,3$ mm; kap. 5.3

n_k [-] - počet spojovacích čepů $n_k = 2$ mm

Dovolené napětí ve smyku

Dle [5], str. 403, 54, 55 volím materiál čepu 11 600, pro který je dovolené napětí ve smyku v rozmezí (65 ÷ 105) MPa → volím $\tau_{Ds} = 100 \text{ MPa}$.

$$\tau_s < \tau_{Ds}$$

$$34,21 < 105$$

- čep z hlediska napětí ve smyku vyhovuje

Kontrola tlaku v hřídeli

$$p_h = \frac{6 \cdot M_k}{(d_{s\check{c}h})^2 \cdot d_\xi \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$p_h = \frac{6 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{(42,3)^2 \cdot 10 \cdot 2} = 38,16 \text{ MPa}$$

$$p_h = 38,16 \text{ MPa}$$

kde: M_k [N·mm] - krouticí moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N·mm; dle rovnice (7)

d_ξ [mm] - průměr spojovacího čepu $d_\xi = 10$ mm; dle rovnice (36)

$d_{s\check{c}h}$ [mm] - průměr spojovacího čepu hřídele $d_{s\check{c}h} = 42,3$ mm; kap.5.3

n_k [-] - počet spojovacích čepů $n_k = 2$ mm

**Dovolený tlak**

Dle [5], str. 54 pro míjivý tlak v rozmezí $(65 \div 95)$ volím $p_{D1} = 90$ MPa (pro materiál hřídele 11 373)

$$p_h < p_{D1}$$

$$38,16 < 90$$

Hřídel z hlediska tlakového napětí vyhovuje.

Kontrola tlaku v náboji

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{d_c \cdot (D_H^2 - d_H^2) \cdot n_k} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

$$p_n = \frac{4 \cdot 227,36 \cdot 10^3}{10 \cdot (48,3^2 - 39,3^2) \cdot 2} = 57,67 \text{ MPa}$$

$$p_n = 57,67 \text{ MPa}$$

kde: M_k [N·mm] - krouticí moment $M_k = 227,36 \cdot 10^3$ N·mm; dle rovnice (7)

d_c [mm] - průměr spojovacího čepu $d_c = 10$ mm; dle rovnice (36)

d_H [mm] - vnitřní průměr šnekového hřídele $d_H = 39,3$ mm; dle kap. 5.2

D_H [mm] - vnější průměr šnekového hřídele $D_H = 48,3$ mm; dle kap. 5.2

n_k [-] - počet spojovacích čepů $n_k = 2$

Dovolený tlak v náboji

Dle [5], str. 54 pro míjivý tlak v rozmezí $(110 \div 165)$ volím $p_{D2} = 160$ MPa (pro materiál náboje 11 600)

$$p_n < p_{D2}$$

$$57,67 < 160$$

Náboj z hlediska tlakového napětí vyhovuje.



ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést výpočet a návrh konstrukčního řešení vodorovného šnekového dopravníku pro přepravu vápenného hydrátu. Potřebné výpočty hodnot byly provedeny na základě použité literatury a dalších zdrojů, které odkazovaly na danou problematiku. V první části byly vyřešeny základní rozměry dopravníku, z nichž byla zvolena šnekovnice. Z potřebného výkonu pro pohon dopravníku byl následně z katalogu zvolen elektromotor, vhodná čelní převodovka a spojka. Poté byly vyřešeny skutečné hodnoty a skutečné dopravované množství.

Další kapitola práce se zabývá vypracováním hodnot axiální síly, hmotnosti šnekovnice, hřídele a čepů, z nichž byla následně vyčíslena celková hmotnost. Šnek se skládá z 10 dvou a půl metrových dílů, které jsou uloženy do dvou krajních valivých ložisek a devíti kluzných ložisek na spojovacích čepích. Ložiska byla zkontrolována na trvanlivost.

Poslední částí této práce je pevnostní kontrola šnekového hřídele, kontrola otlačení per v náboji a hřídeli, průhyb šnekové hřídele a pevnostní kontrola čepového spoje.

Výkresová dokumentace byla zpracována podle zadání práce a pomocí použité literatury. Tato dokumentace byla zpracována podle této technické zprávy v programu AUTOCAD Mechanical 2013. Dokumentace obsahuje výkres sestavy šnekového dopravníku a jeho další jednotlivé výrobní výkresy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [2] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. Praha: NTL/ALFA, 456 s. ISBN 04-220-79
- [3] DRAŽAN, František a kol, *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [4] ZEGZULKA, Jiří. *Mechanika sybkých hmot*. 1. vydání. VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2004. 186 s. ISBN 80-248-0699-1.
- [5] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2006, 914s. ISBN 80-7361-033-7
- [6] Šnekovnice PRECIZ [online].[cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.preciz.cz/produkty/dopravni-sneky-a-snekovnice>
- [7] Elektromotory MEZ [online].[cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.abelektropohony.cz/elektromotory/7aa100l04k--2-2kw-1420min-1>
- [8] Převodovka TRCF03 [online].[cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.elektromotory-prevodovky.cz/file/trc.pdf>
- [9] Spojka Hardy [online].[cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.gumarnakp.cz/gumarenske-vyrobky-detail.php?vyprobek=2>
- [10] Ocelová trubka ARCELORMITTAL [online].[cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.arcelormittal.com/ostrava/pdf/Trubky.pdf>
- [11] Ložisko soudečkové SKF [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550502209&imperial=false>
- [12] Přední ložiskové těleso SKF [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/flanged-housings-fnl-series/fnl-series-adapter-sleeve/index.html?prodid=5240920509&imperial=false>
- [13] Výpočet parametrů ložisek SKF BEARINGS CALCULATOR [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectedCalculation.action?selectedCalculationID=1,4,6,3&selectedCalculationName=Bearing%20life,Minimum%20load,Bearing%20frequencies,Equivalent%20dynamic%20bearing%20load>



- [14] Koncové ložiskové těleso SKF [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj:
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/flanged-housings-fnl-series/fnl-series-adapter-sleeve/index.html?prodid=5240910509&imperial=false>
- [15] Ložisko kuličkové SKF [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj:
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1140022209&imperial=false>
- [16] Gufero SKF [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj:
<http://www.skf.com/group/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals-low-cross-sectional-height/index.html?prodid=759102048&imperial=false>
- [17] Kluzné ložisko ZVL [online] [cit.2014-20-2]. Zdroj:
<http://www.dimensor.cz/produkty/prumyslova-loziska/kluzna-loziska/samomazna-porovita/4136-50-a5060x50-000-009768.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Název veličiny
b_p	[mm]	Šířka pera
c_H	[-]	Součinitel sklonu
C_R	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
C_{RO}	[kN]	Statická únosnost ložiska
d	[mm]	Vnitřní průměr šnekovnice
D	[mm]	Vnější průměr šnekovnice
d_l	[mm]	Vnitřní průměr kluzného ložiska
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr spojovacího čepu
d_H	[mm]	Vnitřní průměr trubky
D_H	[mm]	Vnější průměr hřídele šneku
$d_{s\check{c}}$	[mm]	Malý průměr spojovacího čepu hřídele (spojení šneku a čepu)
$D_{s\check{c}}$	[mm]	Velký průměr spojovacího čepu hřídele
d_t	[mm]	Minimální průměr hřídele
d_v	[mm]	Normalizovaný průměr hřídele
e	[-]	Mezní poměr sil
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F_A	[N]	Axiální síla
F_{pm}	[N]	Síla materiálu na žlab
F_R	[N]	Radiální síla
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[m]	Dopravní výška
h_o	[mm]	Osová výška elektromotoru
h_p	[mm]	Výška pera
i	[-]	Převodový poměr převodovky
i_l	[-]	Celkový počet ložisek
J	[mm ⁴]	Osový kvadratický moment průřezu
k	[-]	Bezpečnost
l_l	[mm]	Šířka kluzného ložiska
L_h	[hod]	Trvanlivost ložiska
l_{H3}	[m]	Délka třímetrového šnekového hřídele



l_p	[mm]	Délka pera
l_{pmin}	[mm]	Minimální délka pera
L_R	[hod]	Trvanlivost radiálního ložiska
$l_{sč}$	[m]	Délka odsazení spojovacího čepu
l_v	[m]	Dopravní vzdálenost
m_{celk}	[kg]	Hmotnost celého šneku
$m_{H2.5}$	[kg]	Hmotnost jednoho dílu šnekového hřídele
M_k	[Nm]	Krouticí moment na výstupním hřídeli šneku
M_{k2}	[Nm]	Krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky
m_{mprvku}	[kg]	Hmotnost prvků
M_{omax}	[Nm]	Ohybový moment hřídele šneku
m_{pm}	[kg]	Hmotnost materiálu ve žlabu
$m_{sč1}$	[kg]	Hmotnost spojovacího čepu
$m_{§2.5}$	[kg]	Hmotnost jednoho dílu šnekovnice
n	[s ⁻¹]	Otáčky na hřídeli
n_1	[s ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_2	[s ⁻¹]	Otáčky výstupního hřídele převodovky
n_k	[-]	Počet spojovacích čepů
p	[-]	Exponent rovnice trvanlivosti
P	[W]	Potřebný výkon elektromotoru
P_1	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení předního ložiska
P_2	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení koncového ložiska
p_{D1}	[MPa]	Dovolený tlak v hřídeli
p_{D2}	[MPa]	Dovolený tlak v náboji
p_{DP}	[MPa]	Dovolený tlak v otlačení
p_h	[MPa]	Tlak v hřídeli
p_{KL}	[MPa]	Ložisko na otlačení
P_m	[kW]	Výkon elektromotoru
p_n	[MPa]	Tlak v náboji
p_p	[MPa]	Otlačení pera
Q_m	[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 v tahu
R_s	[MPa]	Účinný poloměr šnekovnice
S	[mm]	Stoupání šnekovnice
S_1	[m ²]	Plocha zaplnění šnekovnice
t	[mm]	Hloubka drážky pro pero v hřídeli
t_1	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
t_H	[mm]	Tloušťka stěny trubky
V	[m ³]	Objem materiálu ve žlabu
$V_{sč}$	[m ³]	Objem spojovacího čepu
w	[-]	Celkový součinitel odporu
W_K	[m ³]	Modul průřezu hřídele v krutu
W_o	[m ³]	Modul průřezu hřídele v ohybu
X	[-]	Koeficient radiálního zatížení
Y_2	[-]	Koeficient axiálního namáhání
y_{max}	[mm]	Průhyb hřídele
α	[°]	Úhel stoupání šnekovnice
γ	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost
π	[-]	Ludolfovo číslo
$\rho_{sč}$	[kg·m ⁻³]	Hustota oceli
ρ_{VH}	[kg·m ⁻³]	Hustota přepravovaného materiálu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí
τ_{DK}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
τ_{Ds}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_s	[MPa]	Smykové napětí čepu
φ	[°]	Třecí úhel mezi materiálem a šnekem
ψ	[-]	Součinitel plnění



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	1 - SD - 00/00	1 ks
Seznam položek	ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	1 - SD - 00/00	4 ks
Výkres svařence	ŠNEK	3 - SD - 01/00	1 ks
Výkres součásti	KLUZNÉ TĚLESO	3 - SD - 02/00	1 ks