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 TOMÁŠ TVRDÍK
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2010

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhovým výpočtem hlavních částí šnekového dopravníku pro vápenný hydrát, návrhem pohonu a pevnostní kontrolou funkčních částí. Konstrukční řešení se zaobírá uložením ložisek, bezpečností provozu a snadnou údržbou.

Klíčová slova

šnekový dopravník, vápenný hydrát, výkon motoru, šnekovice

Abstract

This bachelor's thesis refers to design calculation of main parts of worm conveyor for dry hydrate, design of propulsive system and soliditidy control of functional parts. Constructional analysis refers to imposition of bearings, safety of operation and ease of maintenance.

Key words

worm conveyor, dry hydrate, the performance of the engine, the worm screw

Bibliografická citace mé práce:

TVRDÍK, T. *Šnekový dopravník.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 24 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Čestné prohlášení :

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím literatury, a že jsem postupoval dle pokynů pro tvorbu bakalářské práce.

.....
podpis autora

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za jeho drahocenný čas , cenné rady a připomínky. Dále bych poděkoval svým rodičům a přítelkyni za trpělivost a podporu.

Obsah:

1. Úvod: 7

1.1 Šnek 8
1.2 Žlab 8
1.3 Poháněcí jednotka 8

2. Výpočet základních rozměrů: 8

2.1 Výpočet objemového dopravního výkonu 8
2.2 Výpočet průměru šnekovice 8
2.3 Výpočet stoupání šnekovice 9

3. Pohon 9

3.1 Elektromotor 9
3.2 Převodovka 10
3.3 Spojka 11

4. Axiální síla 11

5. Zaplnění šnekovice 12

6. Hmotnost šneku 12

6.1 Hmotnost hřídele 12
6.2 Hmotnost šnekovice 12

7. Ložiska 14

7.1 Radiálně-axiální ložisko 14
7.2 Radiální ložisko 15
7.3 Kluzné ložisko 16

8. Pevnostní výpočet 16

8.1 Pero 16
8.2 Čep 17
8.3 Kontrola hřídele šneku na ohyb 19

9. Závěr 19

10. Seznam použité literatury a odkazů 20

11. Seznam použité symboliky 21

1. Úvod:

Šnekové dopravníky jsou určeny k dopravě sypkých látek ve vodorovném nebo mírně skloněném směru. Materiál je posouván v pevném plechovém žlabu otáčejícím se šnekem jako neotočná posuvná matice pohybového šroubu.

Tyto dopravníky patří k nejstarším dopravníkům. Jsou velmi jednoduché, prakticky se skládají ze tří hlavních částí – dopravního žlabu, šneku a poháněcí jednotky.

Síla potřebná k transportu dopravovaného materiálu je vyvolaná otáčejícím se šnekem. Podmínkou pohybu je, aby tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šneku. V důsledku tření materiálu o povrch šneku nekonají částice dopravovaného materiálu přímočarý pohyb rovnoběžně s osou šneku, ale křivočarý (k přímočarému pohybu se na sebe klade pohyb otáčivý). To přispívá k vzájemnému promíchávání materiálu.

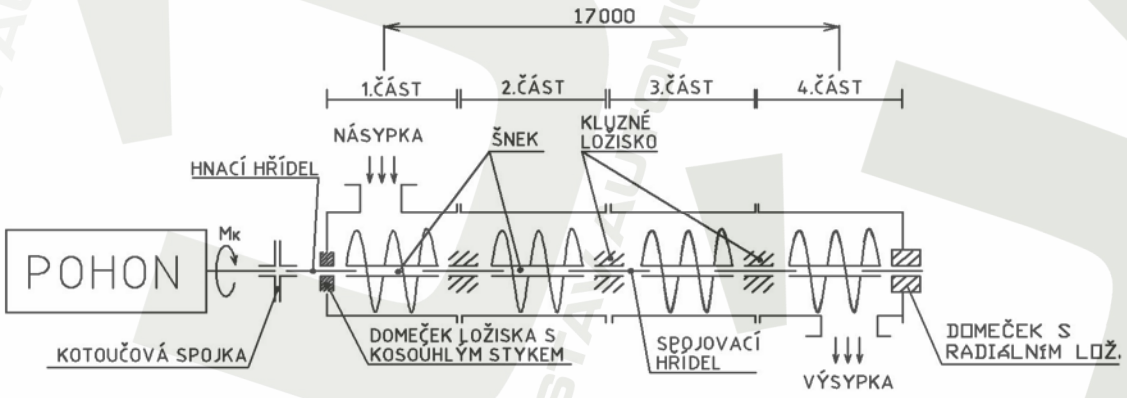
Dopravovaný materiál se pohybuje v dopravním žlabu, který je možné kromě běžného provedení, vyrobit také jako prachotěsný, vodotěsný či vzduchotěsný – dle požadavků na dopravovanou látku. To umožňuje dopravovat prašné, jedovaté i výbušné materiály. Kryt žlabu chrání kromě toho před úrazem, na povrchu dopravníku nejsou žádné pohyblivé díly.

Praxe prokázala, že šnekovými dopravníky lze dopravovat takřka všechny druhy sypkých látek. Nehodí se však pro dopravu lepivých, hrubozrnných a silně abrazivních materiálů (klesá životnost pracovních orgánů).

Výhodou těchto dopravníků je nízká poruchovost i při nepřetržitém provozu, kompaktnost, uzavřenost, jednoduchost a s tím souvisí i nasazení v prostorově obtížných podmínkách.

Dopravní výkony	1 až 300 m^3/h
Dopravní délka	do 60 m
Otáčky šneku	10 až 250 ot/min
Dopravní rychlost	do 0,5 m/s

Citace viz. str. 205 [1]



Obr. 1 Schéma šnekového dopravníku

1.1 Šnek

Je to nejdůležitější část šnekového dopravníku. Skládá se ze šnekovice a hřídele, ten je buď plný či trubkový s plnými čepy pro uložení v ložiscích. Šnekovice může být pravým nebo levým stoupáním a bývá na hřídeli přivařena. Podle provedení může být šnekovice – plná, obvodová nebo lopatková.

1.2 Žlab

Žlab se vyrábí převážně z plechu o tloušťkách 3 až 8 mm. Okraje žlabu jsou vyhnuty ven, tím se zvýší tuhost žlabu a zároveň je na něj možné připevnit víko. Mezera mezi šnekem a dnem žlabu bývá nejčastěji 5 až 10 mm.

1.3 Poháněcí jednotka

K pohonu dopravníku se používá hnací skupina složená z elektromotoru, převodovky a spojky.

2. Výpočet základních rozměrů:

2.1 Výpočet objemového dopravního výkonu

$Q = 13{,}5$ t/h
$\rho_V = 1100$ kg/m^3

$$Q_V = \frac{Q}{\rho_V} = \frac{13500}{1100} = 12{,}27\ \mathrm{m^3/h} \qquad \textbf{(1)}$$

Tabulkové hodnoty pro vápenný hydrát

skupina materiálu ..... 4 ..... viz. [1] str. 209 , tab. 9.1
otáčky šneku ..... $n = 1{,}8\ s^{-1}$ ..... viz. [1] str. 209 , tab. 9.1
součinitel plnění ..... $\psi = 0{,}38$ ..... viz. [1] str. 209 , tab. 9.1

2.2 Výpočet průměru šnekovice

Úpravou rovnice (1) získám vztah (2) pro výpočet teoretického průměru šnekovice.

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_t^{\,2}}{4} \cdot s \cdot n \cdot \psi \cdot c_H = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_t^{\,2}}{4} \cdot 0{,}8 \cdot D_t \cdot n \cdot \psi \cdot c_H = 720 \cdot \pi \cdot D_t^{\,3} \cdot n \cdot \psi \cdot c_H \Rightarrow$$

$$D_t = \sqrt[3]{\frac{Q_V}{720 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} = \sqrt{\frac{12{,}27}{720 \cdot \pi \cdot 0{,}38 \cdot 1{,}8 \cdot 1}} = 0{,}199\ \mathrm{m} \qquad \textbf{(2)}$$

Volím jmenovitý průměr šnekovice dle normalizované řady ČSN ISO 1050 => **Dt = 0,2 m**

2.3 Výpočet stoupání šnekovice

$$s \approx 0{,}8 \cdot D_t = 0{,}8 \cdot 0{,}2 = 0{,}16\,\text{m} \qquad \textbf{(3)}$$

dle normalizované řady ČSN ISO 1050 volím stoupání šnekovice **s = 0,16 m**

3. Pohon

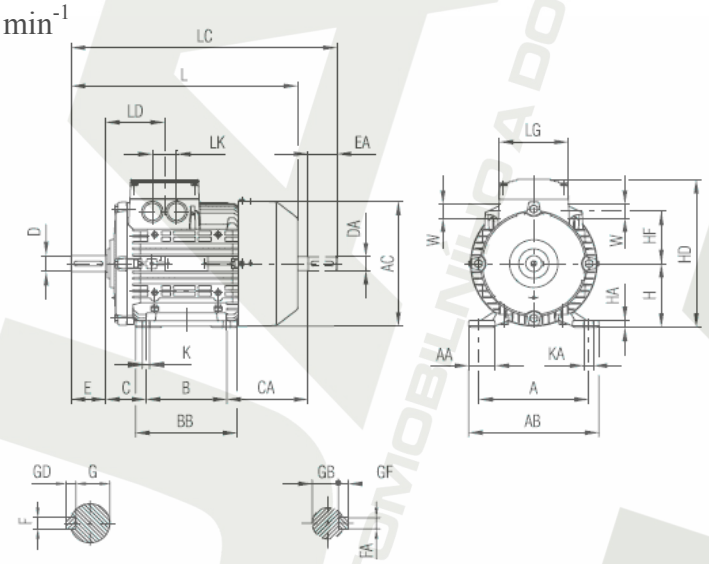
3.1 Elektromotor

Při volbě elektromotoru je nutné brát zřetel na možnost přetížení při přehlcení materiálem a na přetížení vzniklé při rozběhu z klidové polohy. Je tudíž nutné počítat se záběrným momentem, který je nutné překonat. Velikost tohoto momentu činí dle [1] str. 210 přibližně 20% vypočteného minimálního výkonu ze vztahu (4).

$$P_{min} = \frac{Q \cdot g}{3600} \cdot (l \cdot w \pm h_0) = \frac{13500 \cdot 9{,}81}{3600} \cdot (17 \cdot 2{,}5 \pm 0) = 1563{,}47\,\text{kW} \qquad \textbf{(4)}$$

Od firmy SIEMENS [2] volím elektromotor 1LA7106-4AA10 .

Parametry : P = 2,2 kW 4 pól
patkový IM B3
n_e = 1420 min^{-1}



Obr. 2 Elektromotor SIEMENS [2]

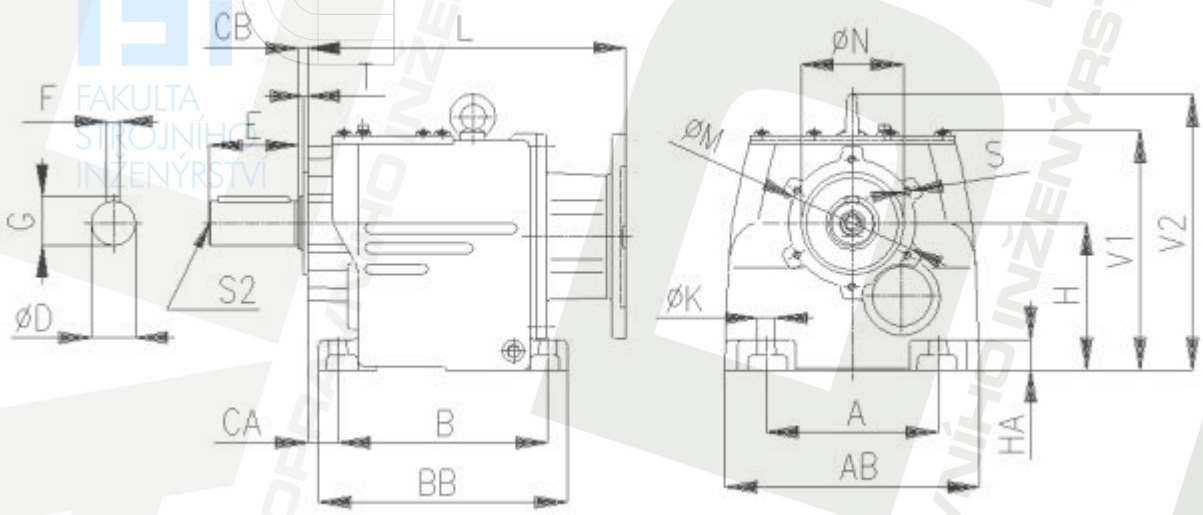
Tab. 1 Rozměry elektromotoru [2]

A	AA	AB	AC	B	BB	C	CA	H	HA	HD	HF	K	KA
160	42	196	196	140	176	63	125	100	12	235	78	12	16
L	**LC**	**LD**	**LG**	**LK**	**W**	**D**	**DA**	**E**	**EA**	**F**	**FA**	**G**	**GB**
372,5	438	102	120	42	32,3	28	24	60	50	8	8	24	20
GD	**GF**												
7	7												

3.2 Převodovka

K vybranému elektromotoru volím dle katalogového listu firmy TOS ZNOJMO [3] vhodnou převodovku, která bude mít na svém výstupu požadované otáčky a kroutící moment. Zvolil jsem čelní, dvoustupňovou převodovku typ MTC 72AB1770 .

Parametry : $i_S = 13{,}08$



Obr. 3 Převodovka TOS ZNOJMO [3]

Tab. 2 Rozměry převodovky [3]

Typ	A	AB	B	BB	CA	CB	Dk6	E	F	G	H	HA
72A	250	350	310	365	32,5	7,5	60	120	18	64	225	50
K	**L**	**M**	**Nj7**	**S**	**S2**	**T**	**V1**	**V2**	**J**			
22	405	200	160	M16x30	M20	3,5	362	410	10,2			

Výpočet skutečných hodnot na výstupu převodovky

Skutečné výstupní otáčky

$$n_2 = \frac{n_1}{i_S} = \frac{23{,}67}{13{,}08} = 1{,}809\,s^{-1} \qquad \textbf{(5)}$$

Kontrola objemového dopravního výkonu

$$Q_{VS} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D_t^{\,2}}{4} \cdot s \cdot n \cdot \psi \cdot c_H = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}2^2}{4} \cdot 0{,}16 \cdot 0{,}38 \cdot 1{,}809 \cdot 1 = 12{,}44\,m^3/h \qquad \textbf{(6)}$$

$Q_{VS} > Q_V$

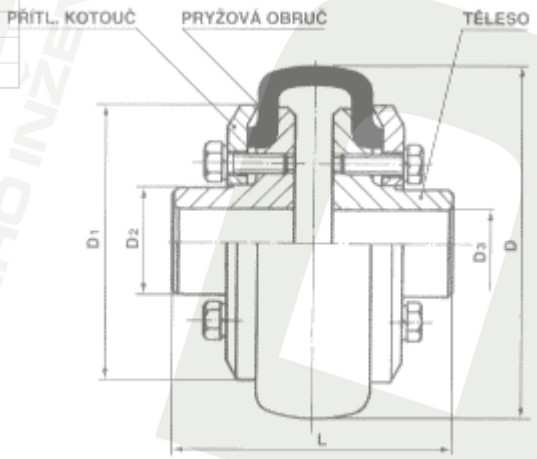
(12,44 > 12,27) m^3/h => návrh pohonu je vyhovující pro dané parametry

Skutečný kroutící moment

$$M_K = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{2200}{2 \cdot \pi \cdot 1{,}809} = 193{,}6\,Nm \qquad \textbf{(7)}$$

3.3 Spojka

Pro přenos kroutícího momentu výstupního hřídele převodovky na hřídel šneku volím pružnou spojku s pryžovou obručí od firmy Sigad [4] typ 200 . Tento typ spojek zajišťuje klidný chod soustrojí a tlumí nerovnoměrný průběh otáček při přenášení kroutícího momentu.



Obr. 4 Spojka Sigad [4]

Tab. 3 Parametry spojky

Základní technické parametry a rozměry							
Typ	M_{t1}	M_{t2}	n_{max}	D_1	D_2	D_3	L
	[Nm]	[Nm]	[ot/min]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
200	250	425	2500	158	75	40	160

4. Axiální síla

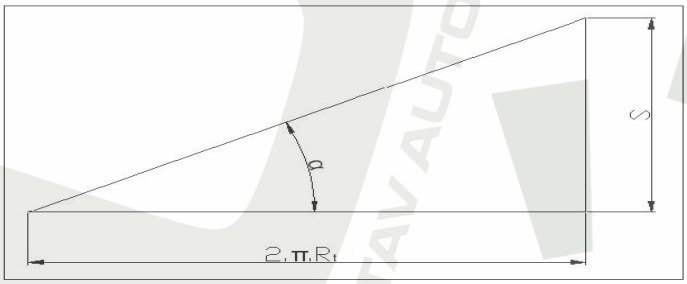
Tato síla je minimální hodnota potřebná k přesunu materiálu, podle ní budu volit odpovídající ložisko.

účinný poloměr šnekovice

$$R = (0{,}35 \div 0{,}4) \cdot D_t = 0{,}4 \cdot 0{,}2 = 0{,}08\,\mathrm{m} \qquad \textbf{(8)}$$

úhel stoupání šnekovice

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot R_t} = \frac{0{,}16}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}1} = 0{,}253 \Rightarrow \alpha = 14{,}287^\circ \qquad \textbf{(9)}$$



Obr. 5 Úhel stoupání šnekovice

třecí úhel pro vápenný hydrát ..... φ = 30°

Axiální síla

$$F_a = \frac{M_K}{R \cdot tg(\alpha + \varphi)} = \frac{193,6}{0,08 \cdot tg(14,287 + 30)} = 2481\,N \qquad \textbf{(10)}$$

5. Zaplnění šnekovice

Součinitel plnění pro vápenný hydrát volím ψ = 0,38 z [1] str. 209, tab. 9.1 .

$$\psi = \frac{S}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \Rightarrow S = \frac{\pi \cdot \psi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,38 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0119\,m^2 \qquad \textbf{(11)}$$

Ze vztahu (11) jsem vypočítal plochu zaplnění šnekovice materiálem, ze které dále vypočtu celkové množství vápenného hydrátu na dopravované vzdálenosti l = 17m, jeho hmotnost a sílu působící na žlab.

$$m_Z = V \cdot \rho_V = S \cdot l \cdot \rho_V = 0,0119 \cdot 17 \cdot 1100 = 222,53\,kg \qquad \textbf{(12)}$$

$$F_Z = m_Z \cdot g = 222,53 \cdot 9,81 = 2183\,N \qquad \textbf{(13)}$$

6. Hmotnost šneku

6.1 Hmotnost hřídele

Dle [5] str. 300, je hmotnost 1m zvolené trubky TR PR 44,5 x 4 – ČSN 42 5715, materiál 11 353, m = 4 kg .

Celková hmotnost je tedy dána vztahem (14)

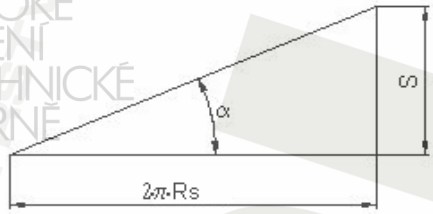
$$m_t = m \cdot l = 4 \cdot 17 = 68\,kg \qquad \textbf{(14)}$$

6.2 Hmotnost šnekovice

poloměr mezikruží šnekovice

$$R_S = \frac{D_t + D_h}{4} = \frac{0,2 + 0,0445}{4} = 0,061125\,m \qquad \textbf{(15)}$$

délka šnekovice na jednom stoupání

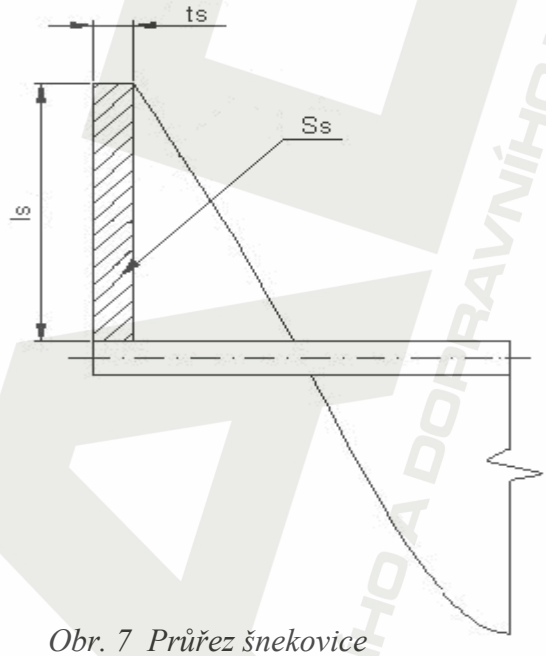


Obr. 6 Délka stoupání šnekovice

$$l_S = \sqrt{(s^2 + (2 \cdot \pi \cdot R_S)^2)} = \sqrt{(0{,}16^2 + (2 \cdot \pi \cdot 0{,}061125)^2)} = 0{,}416\,\mathrm{m} \qquad \textbf{(16)}$$

plocha příčného průřezu šnekovice

$t_s = 5$ mm



Obr. 7 Průřez šnekovice

$$x = R_t - R_h = 0{,}1 - 0{,}02225 = 0{,}07775\,\mathrm{m} \qquad \textbf{(17)}$$

$$S_S = x \cdot t_S = 0{,}07775 \cdot 0{,}005 = 3{,}89 \cdot 10^{-4}\ \mathrm{m}^2 \qquad \textbf{(18)}$$

počet segmentů šnekovice

$$n = \frac{l}{s} = \frac{17}{0{,}16} = 106{,}25 \qquad \textbf{(19)}$$

celkový objem šnekovice

$$V_C = S_S \cdot l_S \cdot n = 3{,}89 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}416 \cdot 106{,}25 = 0{,}01719\,\mathrm{m}^3 \qquad \textbf{(20)}$$

hmotnost šnekovice

$$m_S = V_C \cdot \rho = 0{,}01719 \cdot 7850 = 135\,\mathrm{kg} \qquad \textbf{(21)}$$

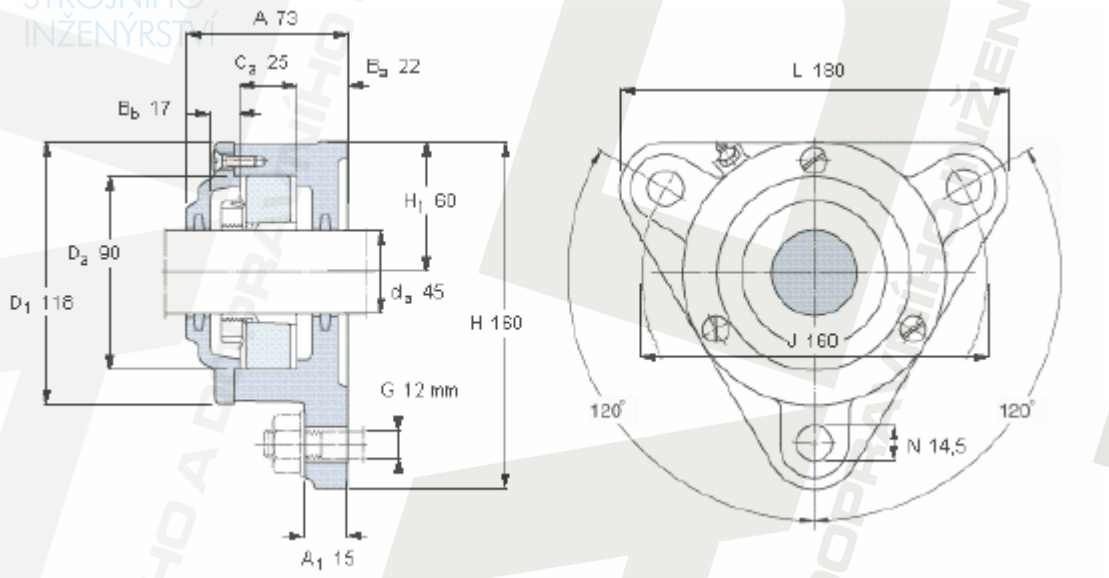
celková hmotnost šnekovice a trubky

$$m_c = m_S + m_t + m = 135 + 68 + 12 = 215\,\mathrm{kg} \qquad \textbf{(22)}$$

7. Ložiska

7.1 Radiálně-axiální ložisko

Toto ložisko musí být schopno přenést axiální sílu F_a a zároveň radiální sílu na jedno ložisko F_r , viz. (23) . Z tohoto důvodu volím z katalogového listu firmy ZKL Group a.s. [6] dvouřadé soudečkové ložisko, typ 22209EW33J .Ložisko bude uloženo v ložiskovém tělese , který jsem vybral od firmy SKF [7], jedná se o těleso s označením 722510 DB a bude mazáno tlakovou maznicí.



Obr. 8 Ložiskové těleso

parametry ložiska

$C = 97$ kN	$e = 0{,}26$	$p = 3{,}33$
$Y_1 = 2{,}6$	$F_a = 2481$ N	$n_2 = 1{,}809\ s^{-1}$
$Y_2 = 3{,}9$	$F_r = 527{,}3$ N	

radiální síla na jedno ložisko

$$F_r = \frac{m_c \cdot g}{i} = \frac{215 \cdot 9{,}81}{4} = 527{,}3\,\mathrm{N} \qquad \textbf{(23)}$$

poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2481}{527{,}3} = 4{,}7 > e \qquad \textbf{(24)}$$

dynamicky ekvivalentní zatížení

$$P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 0{,}67 \cdot 527{,}3 + 3{,}9 \cdot 2481 = 10023\,\mathrm{N} \qquad \textbf{(25)}$$

trvanlivost ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{97}{10{,}023}\right)^{3{,}33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 108{,}54} = 2{,}93995 \cdot 10^5\ \mathrm{hod.} \qquad \textbf{(26)}$$

7.2 Radiální ložisko

Toto ložisko bude umístěno na koncové straně dopravníku a bude zachycovat radiální síly. Vybral jsem jednořadé kuličkové ložisko z katalogového listu firmy ZKL Group a.s. [6], s označením 6309. Ložisko bude uloženo v mnou navrženém ložiskovém tělese, mazání bude zajištěno tlakovou maznicí a těleso bude utěsněno pomocí gufera typu GP. Toto gufero jsem vybral od firmy Rubena a.s. [8], má označení GP 72x52x8 NBR.

parametry ložiska

$C = 52{,}804\ \text{kN}$

$F_a = 0\ \text{N}$

$n_2 = 1{,}809\ \text{s}^{-1}$

$F_r = 527{,}3\ \text{N}$

$p = 3$

dynamicky ekvivalentní zatížení

$$P = F_r = 527{,}3\,\text{N} \tag{27}$$

trvanlivost ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{52{,}804}{0{,}5237}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 108{,}4} = 154{,}2 \cdot 10^6\ \text{hod.} \tag{28}$$

Tyto výpočty jsem prováděl pomocí veřejně přístupných on-line výpočtů pro konstruktéry na stránkách firmy ZKL Group a.s. [6].

7.3 Kluzné ložisko

Pro zachycení radiálních sil působících v dílčích délkách na uložení dopravníku jsem použil kluzná ložiska, která budou uložena v ložiskových domcích. Zvolil jsem ložisko od firmy SKF [7] s označením PBM 455060 M1G1 z materiálu solid bronz. Ložiska budou mazána pomocí tlakové maznice mazivem SKF LGHP2 , toto mazivo je vysoce účinné a je určené pro velmi náročné provozní podmínky. K utěsnění ložiskových domků jsem použil těsnění gufero typu GP, vybral jsem ho od firmy Rubena a.s. [8], má označení GP 45x60x8 NBR. Kontrola kluzného ložiska se provádí pouze na otlačení viz. (29).

parametry ložiska

$l_L = 60$ mm
$d_L = 45$ mm
$F_r = 527{,}3$ N
$p_{dL} = 20$ MPa

kontrola ložiska na otlačení

$$p_L = \frac{F_r}{l_L \cdot d_L} = \frac{527{,}3}{60 \cdot 45} = 0{,}195\,\text{MPa} \qquad \textbf{(29)}$$

Podmínka : $p_L \leq p_D$ podmínka je splněna, ložisko na otlačení tudíž vyhovuje.

8. Pevnostní výpočet

8.1 Pero

Přenos kroutícího momentu mezi výstupním hřídelem převodovky a hřídelem šnekovice je realizován pomocí těsného pera v náboji pružné hřídelové spojky. Provádím tedy návrhový a kontrolní výpočet podle [9] str. 10.

výpočet minimálního průměru hřídele

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\tau_{DS} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 193600}{65 \cdot \pi}} = 24{,}75\,\text{mm} \qquad \textbf{(30)}$$

výpočet skutečného průměru hřídele

$$d_S = d_t + 2 \cdot t_1 = 24{,}75 + 2 \cdot 2{,}9 = 30{,}55\,\text{mm} \qquad \textbf{(31)}$$

- volím průměr hřídele $d_s = 40$ mm

parametry spoje

$d_S = 40$ mm $\quad M_K = 193600$ Nmm

$b = 12$ mm $\quad n_p = 1$

$h = 8$ mm $\quad p_{DOV} = 60$ MPa

$t_1 = 3{,}1$ mm

výpočet minimální délky pera

$$l_p = \frac{2 \cdot M_K}{t_1 \cdot d_S \cdot p_{Dp} \cdot n_p} = \frac{2 \cdot 193600}{3{,}1 \cdot 40 \cdot 60 \cdot 1} = 52{,}04\,\text{mm} \qquad \textbf{(32)}$$

- volím délku pera $l_p = 60$ mm

kontrola na otlačení

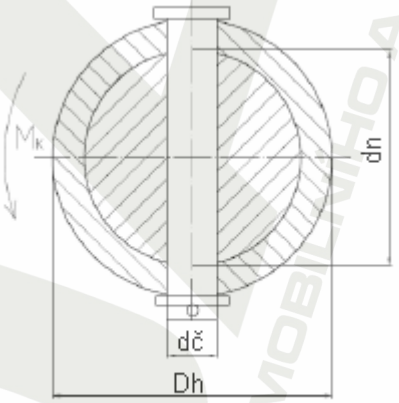
$$p_p = \frac{2 \cdot M_K}{t_1 \cdot d_S \cdot l_p \cdot n_p} = \frac{2 \cdot 193600}{3{,}1 \cdot 40 \cdot 60 \cdot 1} = 52{,}04\,\text{MPa} \qquad \textbf{(33)}$$

Podmínka : $p_p \leq p_{DOV}$ podmínka je splněna, pero na otlačení tudíž vyhovuje. Otlačení hřídele se nepočítá, protože je ze stejného materiálu jako pero (11 600).

Dle [5] str. 467 volím tedy pero PERO 12e7x8x60 ČSN 02 2562.

8.2 Čep

Provádím kontrolu čepového spoje viz. obr.9.



Obr. 9 Spojovací čep

parametry spoje

$d_n = 36$ mm $\quad M_K = 193600$ Nmm

$D_h = 44{,}5$ mm $\quad p_{D1} = 120$ MPa $\quad$ z [9] str.51, tab. 16

$d_č = 10$ mm $\quad p_{D2} = 95$ MPa $\quad$ z [9] str.51, tab. 16

$\tau_{DS} = 63$ MPa

průměr čepu

$$d_č = (0{,}2 \div 0{,}3) \cdot d_n = 0{,}25 \cdot 36 = 9\,\text{mm} \qquad \textbf{(34)}$$

- volím průměr čepu $d_č$ = 10 mm

smyk kolíku

$$\tau_S = \frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot d_č^{\,2} \cdot d_n \cdot n_K} = \frac{4 \cdot 193600}{\pi \cdot 10^2 \cdot 36 \cdot 2} = 34{,}24\,\text{MPa} \qquad \textbf{(35)}$$

Podmínka : $\tau_S \leq \tau_{DS}$ podmínka je splněna, kolík na smyk tudíž vyhovuje.

Kontrola tlaku

Obr. 10 Působení tlaku mezi hřídelem šneku a čepem

-tlak v hřídeli

$$p_1 = \frac{6 \cdot M_K}{d_n^{\,2} \cdot d_č \cdot n_K} = \frac{6 \cdot 193600}{36^2 \cdot 10 \cdot 2} = 44{,}82\,\text{MPa} \qquad \textbf{(36)}$$

Podmínka : $p_1 \leq p_{D1}$ podmínka je splněna, kontrola tlaku v hřídeli vyhovuje.

-tlak v náboji

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_K}{d_č \cdot \left(D_h^{\,2} - d_n^{\,2}\right) \cdot n_K} = \frac{4 \cdot 193600}{10 \cdot \left(44{,}5^2 - 36^2\right) \cdot 2} = 56{,}59\,\text{MPa} \qquad \textbf{(37)}$$

Podmínka : $p_2 \leq p_{D2}$ podmínka je splněna, kontrola tlaku v náboji vyhovuje.

Čepový spoj vyhovuje na všechny kontroly, volím tedy dva čepy navzájem pootočené o 90°. Dle [5] str. 449 volím tedy pero ČEP 10x55x3,2 ČSN 02 2109.

8.3 Kontrola hřídele šneku na ohyb

V této části se zabývám kontrolou průhybu z důvodu zvolení vůli mezi šnekem a žlabem. Ta bývá 5 až 10 mm, jak již bylo řečeno v kapitole 1.2.

-moment setrvačnosti

$$I = \frac{\pi \cdot (D_h^{\,4} - d_h^{\,4})}{32} = \frac{\pi \cdot \left(0{,}0445^4 - 0{,}0365^4\right)}{32} = 2{,}107 \cdot 10^{-7}\ m^4 \qquad \textbf{(38)}$$

-průhyb

$$y = \frac{5 \cdot q \cdot l_0^{\,4}}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 4 \cdot 9{,}81 \cdot 4250^4}{384 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 2{,}107 \cdot 10^{-7}} = 3{,}7\ mm \qquad \textbf{(39)}$$

Volím tedy vůli 10 mm.

9. Závěr

V této práci jsem navrhoval vodorovný šnekový dopravník pro vápenný hydrát. Cílem této práce byl návrhový a kontrolní výpočet, dle zadaných parametrů. Potřebné výpočty jsem vybíral z vhodné literatury, která se zabývala touto problematikou. Jednotlivé součásti jsem se snažil vybírat s ohledem na nízkou spotřebu materiálu, jednoduchost, dobrou smontovatelnost a přijatelnou cenu. Z důvodu, že přepravovaným materiálem je vápenný hydrát, jsem navrhoval utěsnění ložisek proti vniknutí nečistot. Výkresovou část jsem tvořil v programu AutoCAD 2006.

10. Seznam použité literatury a odkazů

[1] Gajdůšek J., Škopán M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988

[2] http://www.elektromotory.net/elektromotor-siemens-1LA7-106-4AA1.html

[3] http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm

[4] http://www.sigad.cz/spojky/spojky-s-pryzovou-obruci-spo1/

[5] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky, Albra, 2003

[6] http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/1-zakladni-vypocty

[7] http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=2

[8] http://www.rubena.cz/DetailPage.asp?DPG=125124

[9] Kříž R.: Stavba a provoz strojů 1, části strojů – pro 2.roč. SPŠ, Scienta, 1995, část 1,2

11. Seznam použité symboliky

Symbol	Jednotka	Popis
b	[m]	šířka pera
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
c_H	[-]	součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku
$d_č$	[m]	průměr čepu
D_h	[m]	průměr trubky
d_L	[m]	průměr kluzného ložiska
d_n	[m]	průměr spojovacího hřídele
d_S	[m]	skutečný průměr hřídele
D_t	[m]	průměr šnekovice
d_t	[m]	minimální průměr hřídele
e	[-]	poměr radiální a axiální síly
E	[MPa]	modul pružnosti
F_a	[N]	axiální síla
F_r	[N]	radiální síla
F_Z	[N]	síla působící na žlab
g	[m/s^2]	tíhové zrychlení
h	[m]	výška pera
h_o	[m]	dopravní výška
i	[-]	počet ložisek
I	[m^4]	moment setrvačnosti
i_s	[-]	převodový poměr

l	[m]	dopravní vzdálenost
l_o	[m]	délka trubky
L_h	[hod]	trvanlivost ložiska
l_L	[m]	délka kluzného ložiska
l_p	[m]	délka pera
l_s	[m]	délka šnekovice na jednom stoupání
m_C	[kg]	celková hmotnost šnekovice a trubky
M_K	[Nm]	kroutící moment
m_S	[kg]	hmotnost šnekovice
m_t	[kg]	hmotnost trubky
m_Z	[kg]	hmotnost materiálu po celé délce šnekovice
n	[-]	počet segmentů šnekovice
n_1	[s^{-1}]	skutečné výstupní otáčky
n_2	[s^{-1}]	vstupní otáčky
n_K	[-]	počet čepů
n_p	[-]	počet per
P	[N]	dynamicky ekvivalentní zatížení
p_1	[MPa]	tlak v hřídeli
p_2	[MPa]	tlak v náboji
p_{D1}	[MPa]	dovolený tlak v hřídeli
p_{D2}	[MPa]	dovolený tlak v náboji
p_{DK}	[MPa]	dovolený tlak pro čep
p_{DL}	[MPa]	dovolený tlak pro kluzné ložisko
P_e	[kW]	výkon elektromotoru

p_L	[MPa]	tlak v kluzném ložisku
P_{min}	[kW]	minimální výkon
p_p	[MPa]	tlak na pero
Q	[kg/h]	dopravované množství
q	[kg/m]	spojité zatížení
Q_v	[m^3/h]	objemový dopravní výkon
Q_{VS}	[m^3/h]	skutečný objemový dopravní výkon
R	[m]	účinný poloměr šnekovice
R_h	[m]	poloměr trubky
R_s	[m]	poloměr mezikruží šnekovice
R_t	[m]	poloměr šnekovice
s	[m]	stoupání šnekovice
S	[m^2]	plocha zaplnění šnekovice v příčném průřezu
S_S	[m^2]	plocha příčného průřezu šnekovice
t	[m]	tloušťka šnekovice
t_1	[m]	hloubka drážky pera v náboji
V_C	[m^3]	celkový objem šnekovice
w	[-]	globální součinitel odporu
y	[m]	průhyb
α	[°]	úhel stoupání šnekovice
φ	[°]	třecí úhel
τ_{DS}	[MPa]	dovolené smykové napětí čepu
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
ψ	[-]	součinitel plnění

ρ	[kg/m^3]	měrná hmotnost
ρ_v	[kg/m^3]	sypná objemová hmotnost