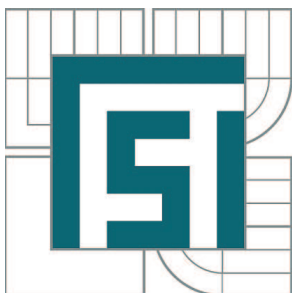


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

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

AUTHOR

TOMÁŠ BLÁHA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2011

Akademický rok: /1

ZADÁNÍ

student(ka):

který/která studuje v

obor: ()

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 :

v anglickém jazyce:

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cíle :

Seznam odborné literatury:

Vedoucí :

Termín odevzdání je stanoven časovým plánem akademického roku /1.

V Brně, dne

L.S.

Ředitel ústavu

Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhovým výpočtem a konstrukčním řešením vodorovného šnekového dopravníku pro vápenný hydrát, práce je rozdělena do části výkresové a textové, provedl jsem návrh pohonu, vyřešil uložení šneku a provedl pevnostní kontrolu důležitých částí stroje.

Klíčová slova

Šnekový dopravník, vápenný hydrát, výkon motoru, šnek, ložiska

Abstract

This bachelors thesis refers to design calculation of the main parts of worm conveyor for dry hydrate. Thesis is divided to two parts, text and design. Both of these refers to the constructional analysis which deals with powering, imposition of bearings and endurance check of the main parts of the conveyor.

Key words

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

Bibliografická citace mé práce:

BLÁHA, T. Šnekový dopravník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 201, 33 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D., a za použití literatury, kterou uvádím.

.....
Podpis autora

Poděkování:

Chtěl bych na tomto místě poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky, dále všem, kteří mne podporovali při studiu na vysoké škole.

Obsah

| | | |
|-----|--|----|
| 1 | Úvod | 7 |
| 1.1 | Šnek | 7 |
| 1.2 | Žlab | 8 |
| 1.3 | Pohon dopravníků | 9 |
| 2 | Výpočet hlavních parametrů dopravníku | 10 |
| 2.1 | Výpočet objemového dopravního výkonu | 10 |
| 2.2 | Výpočet průměru šnekovice | 10 |
| 2.3 | Výkon elektromotoru | 11 |
| 3 | Pohon | 12 |
| 3.1 | Elektromotor | 12 |
| 3.2 | Převodovka | 13 |
| 3.3 | Kontrola skutečného objemového dopravního výkonu | 13 |
| 3.4 | Spojka | 14 |
| 4 | Axiální síla | 16 |
| 5 | Zaplnění žlabu | 17 |
| 6 | Šnek | 18 |
| 7 | Ložiska | 20 |
| 7.1 | Axiálně vodící ložisko | 20 |
| 7.2 | Axiálně volné ložisko | 21 |
| 7.3 | Podpěrná vodící ložiska | 22 |
| 8 | Pevnostní výpočty | 23 |
| 8.1 | Minimální průměr hřídele | 23 |
| 8.2 | Pero | 23 |
| 8.3 | Čepy | 24 |
| 8.4 | Průhyb šneku | 24 |
| 9 | Montáž, údržba, kontrola a bezpečnost provozu | 26 |
| 9.1 | Montáž | 26 |

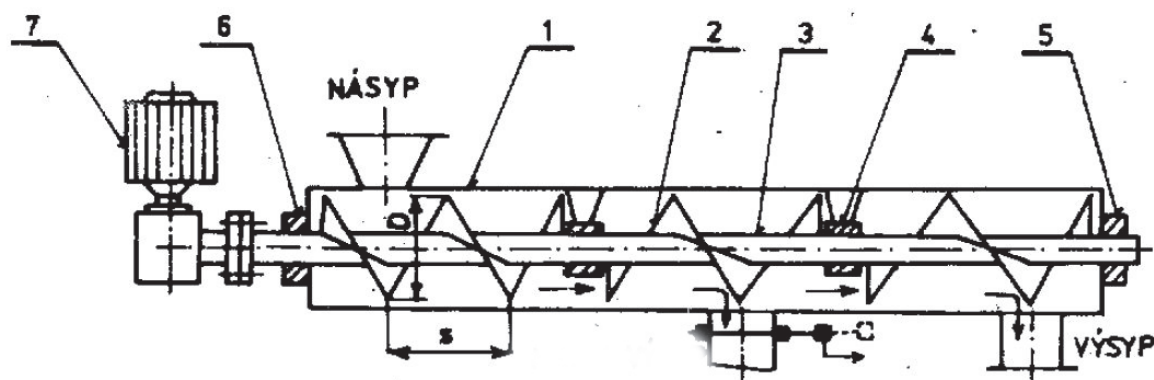
| | | |
|-----|------------------------------------|----|
| 9.2 | Údržba a kontrola | 27 |
| 9.3 | Bezpečnost provozu..... | 27 |
| 10 | Závěr..... | 28 |
| | Seznam použitých zdrojů | 29 |
| | Seznam použitých symbolů..... | 30 |
| | Seznam výkresové dokumentace | 33 |

1 ÚVOD

Šnekové dopravníky, podobně jako dopravníky válečkové nebo vibrační, patří mezi dopravníky bez tažného elementu, materiál přemisťují pomocí rotujícího šneku. Skládají se ze žlabu jako nosného orgánu, šneku a pohonu. Obrázek 1 ukazuje schematicky vodorovný šnekový dopravník. Uvnitř žlabu, v jeho ose, je uložen šnek. Při rotaci šneku dochází k posouvání dopravovaného materiálu ve žlabu. Účinky tíže a tření materiálu o žlab brání společnému otáčení materiálu se šnekem. Správná funkce dopravníku je podmíněna pouze částečným naplněním žlabu materiálem. Stupeň plnění žlabu se vyjadřuje součinitelem plnění, který se volí podle druhu dopravovaného materiálu.

Šnekové dopravníky mají jednoduchou konstrukci a dobře se začleňují do automatických výrobních linek. Jejich jednoduchá konstrukce dává záruku spolehlivé funkce. Zabírají malý prostor. Je možné jich použít pro vodorovnou, šikmou a výjimečně i svislou dopravu. Jsou vhodné pro dopravu řady materiálů, jako jsou materiály prašné, zrnité, drobně kusovité do maximální velikosti zrna 60 mm, částečně vlhké, vláknité, v běžném provedení do sklonu 20°. Mohou plnit i technologické funkce, např. míchání, hnětení, ohřívání, chlazení. Dopravované množství se pohybuje od 1 do 300 m³h⁻¹, jejich délky dosahují až 60 metrů. Otáčky šneku jsou zpravidla v rozmezí 0,2 až 4 s⁻¹. Dopravní rychlost nepřesahuje zpravidla 0,5 ms⁻¹.

Citace viz str. 86 [1]



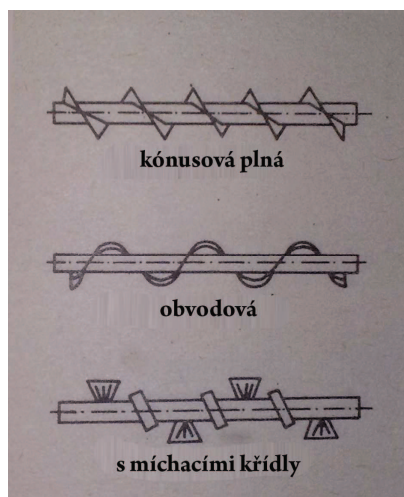
Obr. 1 schéma šnekového dopravníku

1.1 ŠNEK

Šnek je nejpodstatnějším dílem dopravníku, neboť do značné míry ovlivňuje jeho vlastnosti. Skládá se z hřídele a šnekovice. Hřídel bývá pro menší průměry plný, většinou kruhového, zřídka čtvercového průřezu. Při větších rozměrech se vyrábí z ocelové tlustostěnné trubky. Šneky s trubkovým hřídelem vykazují při nízké váze velkou ohybovou tuhost (nízký průhyb).

Úvod

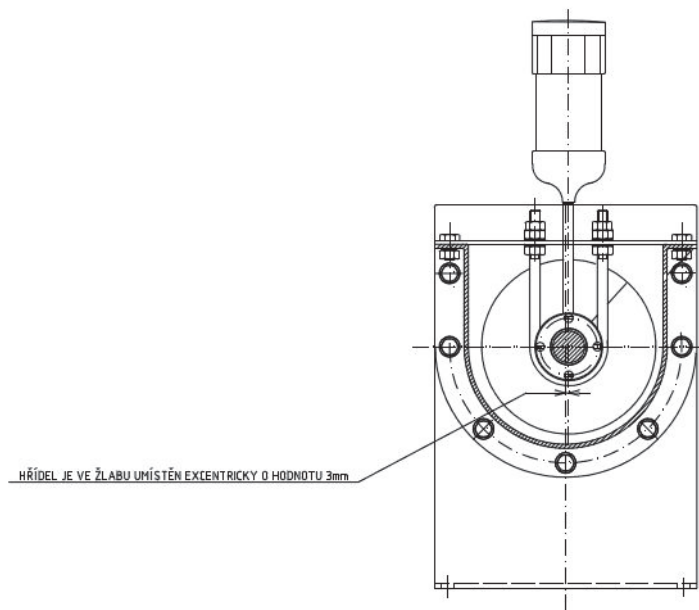
Nemá-li dojít k přílišnému průhybu hřídele při větších délkách dopravníku, je nutné provést šnek jako vícedílný a v místě spojení jednotlivých šneků pak bývá celek uložen v podpěrných vodících ložiskách. Délky částí šneku bývají kolem 3000 mm. Šnekovice může mít pravé či levé stoupání, což je důležité z hlediska směru pohybu materiálu ve žlabu. Podle provedení může být šnekovice plná, obvodová či lopatková, různá provedení šnekovic ukazuje obrázek 2. Plnou šnekovici tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šneku. Šnekovice z ocelového plechu bývá vyrobena buď válcováním z pásu nebo svařováním mezikruhových výstřižků, které jsou v jednom místě radiálně rozstříženy a roztaženy na příslušné stoupání. Pro své zařízení jsem zvolil podle osvědčených vzorů hřídel z bezešvé ocelové trubky a šnekovici válcovanou z plechového pásu, tohoto řešení se v poslední době často používá, neboť válcovaná šnekovice je méně nákladná a nabídka materiálů, průměrů i stoupání je velká.



Obr. 2 různé druhy šnekovic

1.2 ŽLAB

Žlab tvoří nosnou část dopravníku. Má tvar písmene U a jeho rozměry jsou odvozeny od rozměrů šneku. Minimální vůle mezi žlabem a šnekem bývá 5 až 10 mm a je určena hlavně výrobními tolerancemi šneku a druhem dopravovaného materiálu. Žlaby se zhotovují z ocelového plechu o tloušťce 2 až 8 mm. V horní části průřezu bývá plech ohraněn, tím se jednak zvýší tuhost žlabu, jednak to dovoluje snadné uchycení vík žlabu. Podstatným prvkem je také to, že šnek se ve žlabu umísťuje často excentricky, jak ukazuje obrázek 3. Tímto opatřením se dá zmenšit opotřebení žlabu a šneku a také se mírně zmenší příkon dopravníku.



Obr. 3 příčný průřez žlabem

1.3 POHON DOPRAVNÍKŮ

K pohonu se užívá nejčastěji elektromotorů ve spojení s převodovkou a pružnou spojkou, hnací skupina se ukládá na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo má pohon samostatný základ. Pro svůj stroj jsem zvolil koncepci pohonu stojícího na vlastním základu, samotná hnací skupina se skládá z trojfázového asynchronního motoru, čelní dvoustupňové převodovky a spojky BKN.

2 VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ DOPRAVNÍKU

Výpočet hlavních parametrů je obsažen v ČSN 26 2802. V této normě je zahrnut výpočet průměru a stoupání šnekovice, příkon dopravníku a axiální síla, kterou šnek vyvozuje.

2.1 VÝPOČET OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$Q = 9\,500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\rho_v = 1\,150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$Q_V = \frac{Q}{\rho_v} = \frac{9500}{1150} = 8,26 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (1)$$

2.2 VÝPOČET PRŮMĚRU ŠNEKOVICE

Úpravou vztahu

$$Q_V = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (2)$$

dostávám výraz pro výpočet průměru šnekovice

$$D_V = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 8,26}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 1}} = 0,169 \text{ m}$$

$c_H = 1$ - dle lit. [1] str. 93 pro vodorovný dopravník

$\psi = 0,3$ - dle lit. [1] str. 94 pro vápenný hydrát

$n = 2 \text{ s}^{-1}$ - dle lit. [1] str. 92 pro materiál prachový abrazivní

$s = D$ - dle lit. [1] str. 92 pro menší průměry šnekovic

Podle katalogu firmy Tecnos Trade Copany [7] jsem vybral šnekovici R 170 x 170 x 38, která má vnější průměr 170 mm, stoupání 170 mm a průměr hřídele činí 38 mm.

2.3 VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P_M = \frac{Q_V \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (l_V \cdot w \pm h) = \frac{8,26 \cdot 1150 \cdot 9,81}{3600} \cdot (13 \cdot 2,5) = 841W \quad (3)$$

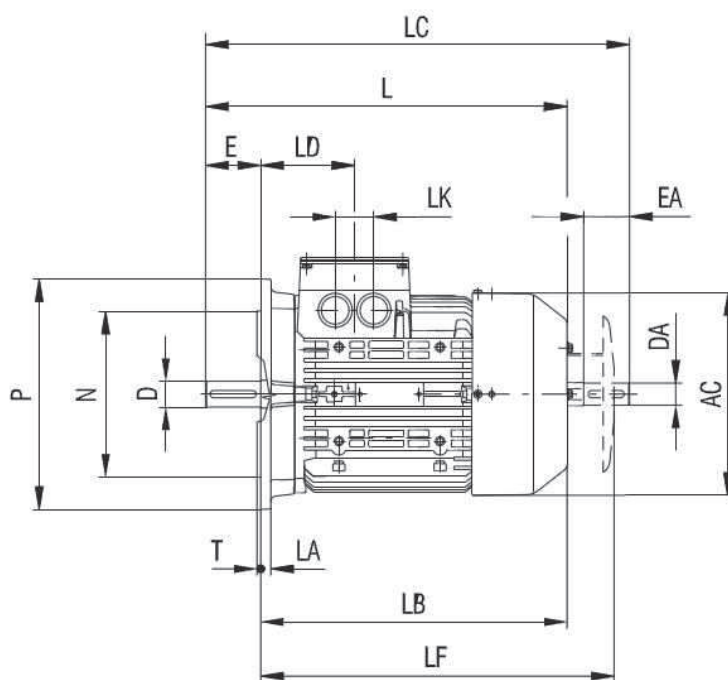
w = 2,5 - dle lit. [1] str. 94 pro vápenný hydrát

3 POHON

3.1 ELEKTROMOTOR

Pro pohon dopravníku jsem zvolil motor z produkce firmy Siemens, typ 1LA 7096-4AA13, je to motor čtyřpólový, jmenovitého výkonu 1,5 kW, otáčky 1420 min^{-1} . Rozměry motoru ukazuje obrázek 4 a tabulka 1.

Více informací o elektromotorech Siemens se případný zájemce dozví na internetových stránkách výrobce [2].



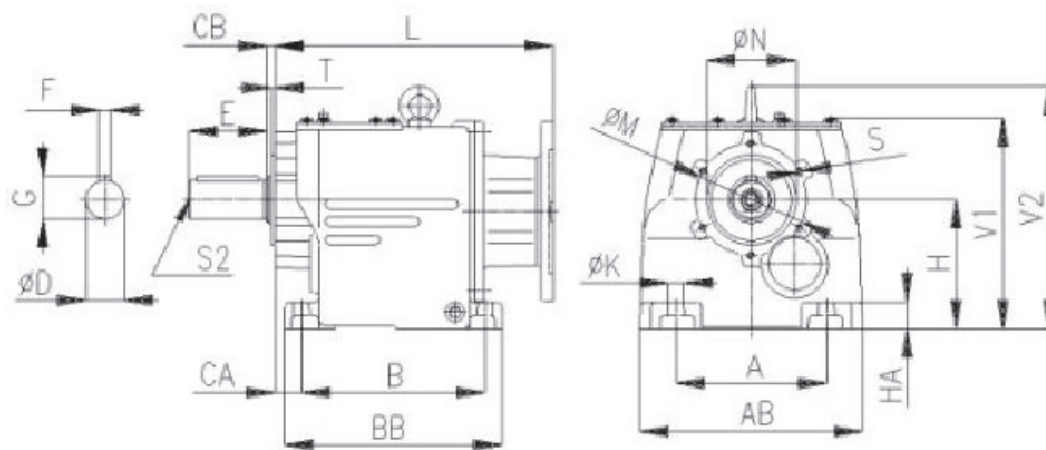
Obr. 4 rozměry elektromotoru Siemens 1 LA 7096-4

Tabulka 1 rozměry motoru 1 LA 7096-4 [mm]

| AC | D | P | LF | E | M | N |
|-----|----|-----|-----|----|-----|-----|
| 173 | 24 | 200 | 333 | 50 | 165 | 130 |

3.2 PŘEVODOVKA

K vybranému elektromotoru volím vhodnou převodovku tak, abych dosáhl na jejím výstupu otáčky co nejbližší otáčkám použitým ve výpočtu průměru šnekovice D . Rozhodl jsem se použít dvoustupňovou čelní převodovku výrobce TOS Znojmo [3]. Motor Siemens jsem zvolil z toho důvodu, že TOS Znojmo na objednávku dodává své převodovky již smontované v celku s motorem a přebírá na sebe také záruku za motor. Mým požadavkům nejlépe vyhovovala převodovka MTC 42 A s převodovým poměrem $i = 11,9$. Vnější rozměry převodovky jsou patrné z obrázku 5. Protože motor 1LA 7096 a převodovka MTC 42 A tvoří jednu z mnoha běžně prodávaných kombinací, jsou výstupní parametry pohonu uvedeny v katalogu [3] a není třeba je počítat: výstupní točivý moment $M_K = 119,7 \text{ Nm}$, výstupní otáčky $n_V = 119,6 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 5 převodovka TOS MTC 42 A

Tabulka 2. rozměry převodovky MTC 42 A [mm]

| A | AB | B | L | H | V ₂ | D | K | E | BB |
|-----|-----|-----|-----|-----|----------------|----|------|----|-----|
| 135 | 200 | 165 | 255 | 115 | 216 | 35 | 13,5 | 70 | 195 |

3.3 KONTROLA SKUTEČNÉHO OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Výstupní otáčky pohonu neodpovídají přesně otáčkám, které jsem uvažoval ve výpočtu průměru šnekovice, také samotný vypočtený průměr šneku jsem zaokrouhlil na nejbližší dodávaný průměr, provedl jsem proto kontrolu, jak moc se bude dopravované množství lišit od požadavku zadání.

$$Q_s = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_v \cdot c_H = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,170^2}{4} \cdot 0,170 \cdot 0,30 \cdot 1,99 \cdot 1 = 8,3 m^3 h^{-1} \quad (4)$$

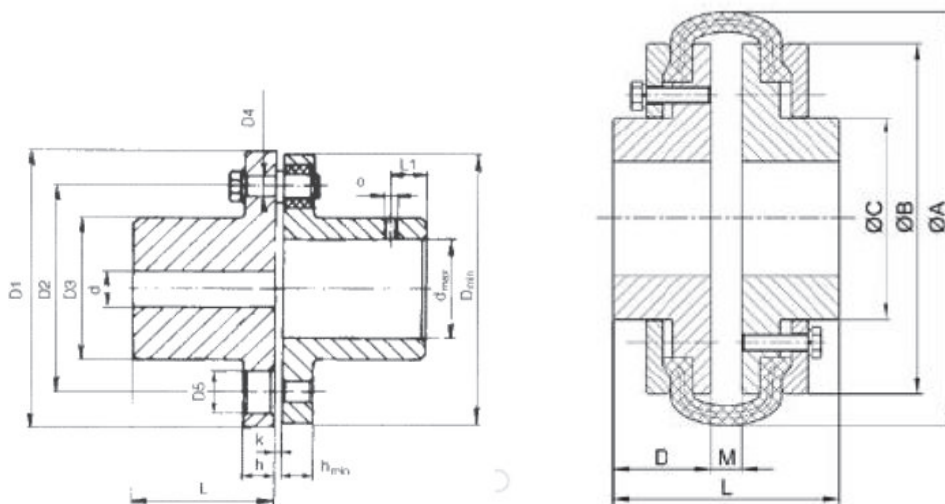
Vyhodnocení rozdílu

$$\delta = \frac{Q_s - Q_v}{Q_s} \cdot 100 = \frac{8,3 - 8,26}{8,3} \cdot 100 = 0,48\% \quad (5)$$

Jak vidno z kontrolního výpočtu, odchylku skutečné a požadované hodnoty lze považovat za nepodstatnou a návrh pohonu je z hlediska výstupních otáček v pořádku.

3.4 SPOJKA

Pro spojení pohonu s vlastním dopravníkem jsem použil spojky BKN typ 125, kterou jsem vybral z katalogu firmy SIGAD[4]. Toto řešení mi přišlo jako nejjednodušší a nejlacinější varianta. Je však pravda, že spojka BKN nemá právě nejlepší vlastnosti z hlediska tlumení rázů a vibrací a i pokud se týká dovolené nesouososti hřídelů existují lepší varianty. Vhodnou alternativou by mohla být spojka s pryžovou obručí, kterou vyrábí např. italská firma RATHI [5], konkrétně typu T-6. Obě spojky jsou vidět na obrázku č. 6, základní rozměry použité BKN 125 jsou v tabulce. Pokud by se měla montovat jiná spojka, bylo by třeba upravit kotevní plán ve výkresové dokumentaci dopravníku, neboť každá ze spojek má jinou délku. Spojky bývají dodávány jen s předlitým malým otvorem a v katalozích je uváděn maximální možný průměr díry pro hřídel, díru s drážkou pro pero si již kupující zhotovuje sám, někteří dodavatelé to na přání také zajistí.



Obr. 6 Spojky SIGAD BKN 125 (vlevo) a RATHI T-6

Tabulka 3 - hlavní rozměry spojky SIGAD BKN 125

| $M_{t\ max}$ [Nm] | n_{ma} [min ⁻¹] | L [mm] | d_{min} - d_{max} | D_1 [mm] | D_3 [mm] |
|-------------------|-------------------------------|--------|-----------------------|------------|------------|
| 400 | 3600 | 70 | 20-42 | 125 | 60 |

4 AXIÁLNÍ SÍLA

Účinkem pohybujícího se materiálu na šnek vzniká axiální síla, spočtení její velikosti je důležité především kvůli tomu, že tato síla zatěžuje axiálně vodící ložisko. Nejprve jsem spočítal úhel stoupání šnekovice, který jsem musel znát:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{170}{170 \cdot \pi} = 0,3172 \Rightarrow \alpha_1 = 17,6^\circ \quad (6)$$

$$F_a = \frac{M_K}{R_S \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)} = \frac{119,7}{0,068 \cdot \operatorname{tg}(17,6 + 25)} = 1928,5N \quad (7)$$

$\varphi_1 = 25$ - dle lit. [6] str. 670 pro vápenný hydrát

$R_S = 0,8 \cdot D/2$ - dle lit. [1] str. 93

5 ZAPLNĚNÍ ŽLABU

Pro představu o zatížení žlabu a noh, na kterých dopravník stojí, jsem přibližně určil hmotnost vápna ve žlabu.

Objem vápna ve žlabu

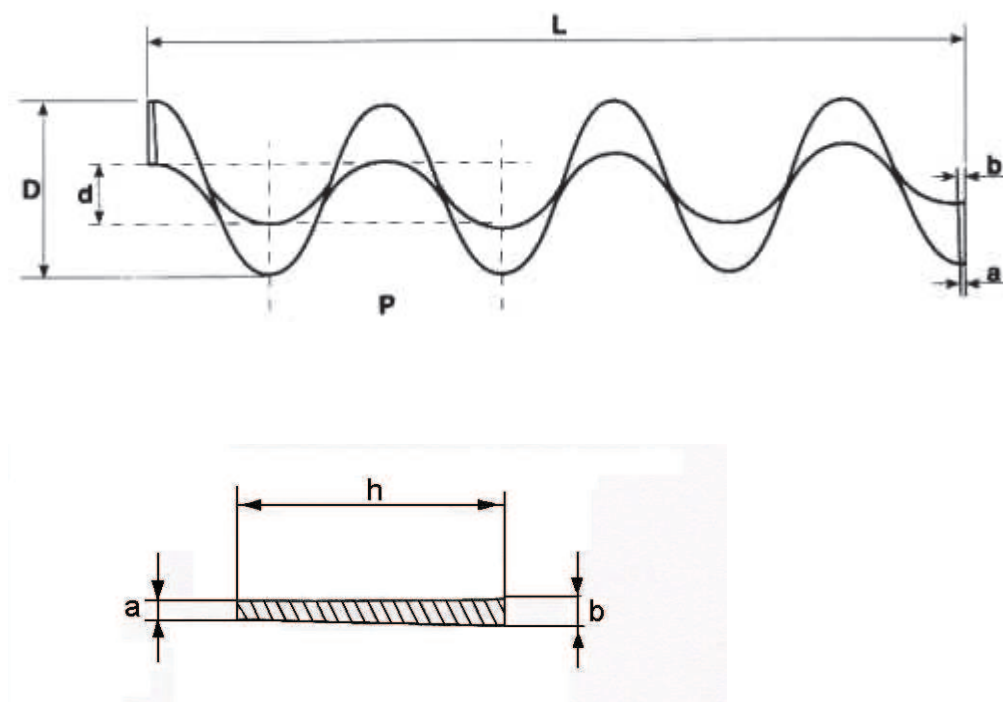
$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot l = \frac{\pi \cdot 0,170^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 13 = 0,09 m^3 \quad (8)$$

Hmotnost

$$m = V \cdot \rho_v = 0,09 \cdot 1150 = 102 kg \quad (9)$$

6 ŠNEK

Šnek mého dopravníku bude zhotoven z ocelové spirály, tvořící šnekovici, a hřídel je tvořen ocelovou bezešvou tlustostěnnou trubkou $\phi 38 \times 5,6$ ČSN 42 5715, materiál 11 353. Šnekovice dodaná od firmy Tecnos Trade [7] je z oceli AISI 1020 (11 600), je vyráběna za studena patentovaným způsobem, tolerance jsou v mezích ČSN ISO 2768-2. Vnější rozměry spirály a její příčný průřez jsou na obrázku č. 7. Jak je z obrázku vidět, je průřez lichoběžníkový. Spirály jsou dodávány ve více tloušťkách a standardní délka jednoho kusu bývá 3 000 mm. Po dohodě ale Tecnos Trade zajistí i výrobu kusů o jiných délkách, toho jsem využil a vytvořil jsem jednotlivé části hřídele dlouhé 3 230 mm (19 závitů), tím jsem dosáhl toho, že všechny čtyři díly hřídele jsou naprosto shodné, což je přínos z hlediska unifikace.



Obr. 7 parametry spirály dopravníku ($a = 2,5$ mm, $b = 5$ mm, $h = 66$ mm, $L = 3230$ mm, $D = 170$ mm, $d = 38$ mm)

Nyní určím hmotnost jednoho dílu hřídele (údaj bude důležitý kvůli výpočtům ložisek a průhybu hřídele od vlastní tíhy - viz dále):

$$m_s = 3,23m_r + 3,23.m_s = 3,23.(4,48 + 3,74) = 26,6kg \quad (10)$$

Šnek

$m_T = 4,48 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ - dle lit. [8] str. 218

$m_S = 3,74 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ - dle lit. [7] pro spirálu R 170 x 170 x 38

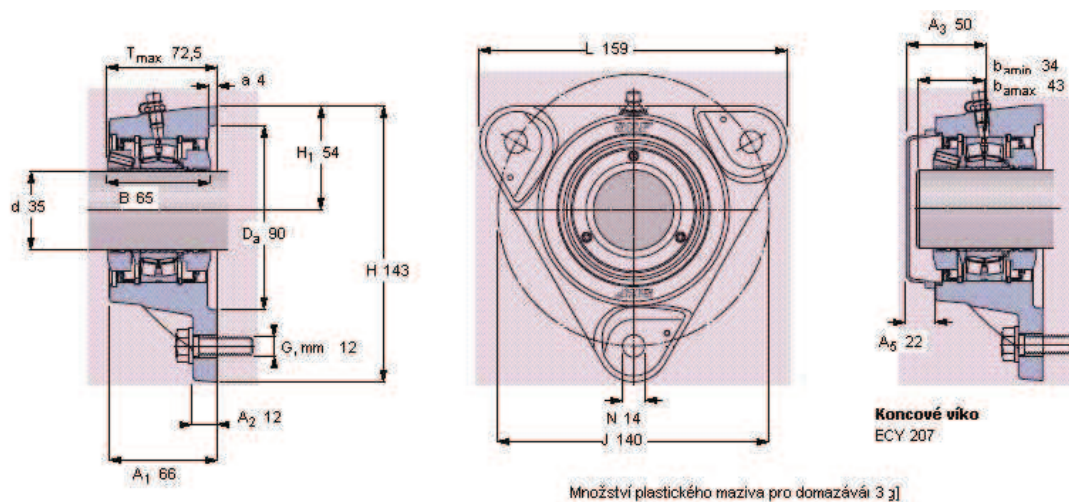
Hmotnost jednoho dílu hřídele je tady asi 27 kg.

7 LOŽISKA

Pro uložení hřídele v čelech žlabu jsem použil soudečkových ložisek, ložisko na straně pohonu je podle běžných zvyklostí uspořádáno jako axiálně vodící, ložisko na opačném konci žlabu je axiálně volné, umožňuje také tepelnou délkovou dilataci šneku. Podpěrná vodící ložiska jsou kluzná pouzdra z oceli (kalená), čepy taktéž kalené ocelové.

7.1 AXIÁLNĚ VODICÍ LOŽISKO

Pro uložení a zachycování axiálních sil šneku jsem použil přírubovou ložiskovou jednotku SKF ConCentra FYNT 35 F, jejímž základem je soudečkové ložisko SKF 222 07 E, ložiskové těleso je litinové přírubového provedení, k čelu dopravníku je připevněno pomocí třech šroubů, vybral jsem variantu pro těžký provoz, která je těsněna pomocí hřídelových těsnících kroužků. Rozměry ukazuje obrázek č. 8.



Obr. 8 Ložisková jednotka SKF ConCentra FYNT 35 F

Trvanlivost ložiska

$$F_R = 0,270 \text{ kN} - \text{volím pro jednoduchost rovnu tíze jedné hřídele – viz (10)}$$

$$F_A = 1,929 \text{ kN} - \text{viz (7)}$$

Dle lit. [9] pro soudečkové ložisko 222 07 E:

$$C = 86,5 \text{ kN}$$

Ložiska

$$X = 0,67$$

$$Y = 3,3$$

$$e = 0,31$$

Poměr axiální a radiální síly

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1,929}{0,270} = 7,14 > 0,31 \quad (11)$$

Dynamicky ekvivalentní zatížení:

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 0,67 \cdot 0,270 + 3,3 \cdot 1,929 = 6,54 \text{ kN} \quad (12)$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_v} = \left(\frac{86,5}{6,54}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 119,6} = 7,6 \cdot 10^5 \text{ hodin} \quad (13)$$

Díků malému zatížení vychází životnost ložiska velká, SKF doporučuje v [8], aby životnost ložisek ve strojích pro nepřetržitý provoz byla v rozmezí 40 000-50 000 hodin. Vidíme, že vypočtená životnost tento požadavek mnohonásobně překonává.

7.2 AXIÁLNĚ VOLNÉ LOŽISKO

Jako axiálně volného ložiska jsem použil také soudečkové ložisko SKF 222 07, tentokrát však v běžné podobě, ložisko jsem umístil do ložiskového domku SKF FNL 507 A. Vnější zástavbové rozměry domku FNL 507 jsou shodné s ložiskovou jednotkou FYNT použitou na opačné straně dopravníku. Tepelná dilatace šnekového hřídele (orientačně jsem ji určil – 4,6 mm při ohřátí o 30 °C) je umožněna tím, že koncová část hřídele (tolerance g6) se může posouvat ve vnitřním kroužku ložiska.

Ložiska

Dynamicky ekvivalentní zatížení:

$$P = X.F_R + Y.F_A = 0,67 \cdot 0,270 + 3,3 \cdot 0 = 0,18 \text{ kN} \quad (14)$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = \left(\frac{86,5}{0,18} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 119,6} = 1,2 \cdot 10^{10} \text{ hodin} \quad (15)$$

7.3 PODPĚRNÁ VODICÍ LOŽISKA

Zde jsem navrhnul použití kluzných ocelových ložisek, které dodává ELO Žamberk, konkrétně jsem z jejich katalogu [10] vybral typ B80-3540 D. Jedinou kontrolou, kterou provedu, bude kontrolní výpočet v otláčení, dovolený nejvyšší tlak je podle výrobce pouzder 150 MPa.

$$l_L = 40 \text{ mm} - \text{dle lit. [10] str. 2}$$

$$d_L = 35 \text{ mm} - \text{dle lit. [10] str. 2}$$

$$p_{DL} = 150 \text{ MPa} - \text{dle lit. [10] str. 1}$$

$$F_R = 0,270 \text{ kN}$$

$$p_D = \frac{F_R}{l_L \cdot d_L} = \frac{270}{40 \cdot 35} = 0,192 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (16)$$

Ložiska na otláčení vyhovují.

8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

8.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELE

Podle vztahu, vycházejícího z namáhání krutem, jsem vypočítal minimální průměr vstupního hřídele, ten jsem kvůli drážce pro pero zvětšil a následně jsem spočítal potřebnou délku pera.

Minimální průměr hřídele

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16.M_K}{\tau_{DK} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16.119700}{65 \cdot \pi}} = 21mm \quad (17)$$

$$\tau_{DS} = 65MPa \text{ - dle lit. [11] str. 60 pro materiál 11 600}$$

Skutečný průměr hřídele volím $d_S = 35 \text{ mm}$.

8.2 PERO

Přiřazení pera k průměru hřídele jsem provedl podle lit. [8] str. 111.

Minimální délka pera

Provádím zde návrhový a kontrolní výpočet dle lit. [11] str. 10

$$l_p = \frac{2.M_K}{t_1 \cdot d_S \cdot p_D} = \frac{2.119700}{3,3 \cdot 35 \cdot 65} = 34,5mm \quad (18)$$

$$t_1 = 3,3 \text{ mm - dle lit. [11] str. 111}$$

Volím pero ČSN 02 2562- 10e7 x 8 x 50

Kontrola na otláčení

$$p_p = \frac{2.M_K}{t_1 \cdot d_S \cdot J_{PS}} = \frac{2.119700}{3,1 \cdot 35 \cdot 40} = 53,2MPa < p_D \quad (19)$$

Pero v otláčení vyhovuje.

8.3 ČEPY

Spojení jednotlivých částí šnekového hřídele provedu pomocí příčných čepů, jedno spojení bude vždy uskutečněno pomocí dvou čepů jejichž osy jsou pootočený o 90 stupňů. Provedu pevnostní kontrolu podle návodu z lit. [11] str. 51. Podle [11] se má volit průměr čepů $d_\varepsilon = (0,2 \text{ až } 0,3) \cdot d_H$, použil jsem tedy čepů $\phi 8 \text{ mm}$.

Smyk čepů

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_K}{\pi \cdot d_\varepsilon^2 \cdot d_H \cdot n_K} = \frac{4 \cdot 119700}{\pi \cdot 8^2 \cdot 31 \cdot 2} = 38,4 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (20)$$

Tlak v hřídeli

$$p_1 = \frac{6 \cdot M_K}{d_H^2 \cdot d_\varepsilon \cdot n_K} = \frac{6 \cdot 119700}{31^2 \cdot 8 \cdot 2} = 46,7 \text{ MPa} < 90 \text{ MPa} \quad (21)$$

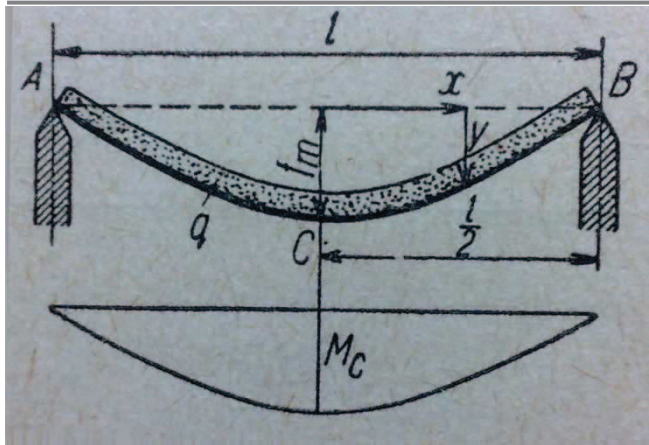
Tlak v náboji

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_K}{d_\varepsilon \cdot (d_V^2 - d_H^2)} = \frac{4 \cdot 119700}{8 \cdot (38^2 - 31^2)} = 61,95 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa} \quad (22)$$

Navržený spoj obstál ve všech kontrolách, mohu tedy použít dvou čepů $\phi 8 \text{ mm}$ podle ISO 2341.

8.4 PRŮHYB ŠNEKU

S ohledem na to, že šnek má ve žlabu vůli 10 mm, a tato je prakticky ještě snížena vlivem toho, že šnek je umístěn excentricky o 3 mm ke straně žlabu, vypočetl jsem velmi přibližně a zjednodušeně průhyb hřídele. Použil jsem vztahu z lit [6] str. 452. Jedná se o vztah pro výpočet maximálního průhybu nosníku prostě uloženého, zatíženého rovnoměrným spojitým zatížením. Tohoto případu jsem užil proto, že průhyb takto vypočtený vychází největší (například pro průhyb nosníku oboustranně vetknutého by za jinak stejných podmínek vycházel 5 x menší). Na základě tohoto výpočtu jsem volil tloušťku stěny použité trubky.



Obr. 9 K výpočtu průhybu šneku (f_m - maximální průhyb)

Polární moment průřezu trubky

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (d_V^4 - d_H^4) = \frac{\pi}{32} \cdot (38^4 - 26,8^4) = 154062 \text{ mm}^4 \quad (23)$$

Maximální průhyb

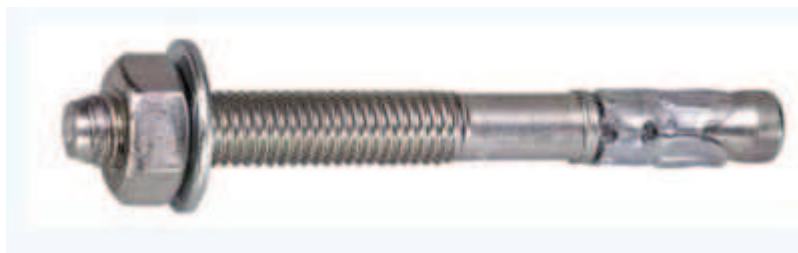
$$f_M = \frac{5 \cdot F_R \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot J} = \frac{5 \cdot 270 \cdot 3230^3}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 154062} = 2,7 \text{ mm} \quad (24)$$

9 MONTÁŽ, ÚDRŽBA, KONTROLA A BEZPEČNOST PROVOZU

9.1 MONTÁŽ

Uvažuji umístění dopravníku na rovnou betonovou podlahu či vhodnou ocelovou konstrukci. Pokud se bude dopravník umisťovat na podlahu, navrhuji pro přichycení použít kotev typu FIX II 10x65/5-0, které vyrábí fa WH-kote [12], kotvu tohoto provedení ukazuje obrázek 10.

Samotné skládání stroje bude probíhat přímo na místě, kde má dopravník pracovat. První operací bude smontování jednotlivých částí žlabu (ve výkresech pozice 1) s čely (poz. 15), poté navrhuji připevnit i víko s násypkou (poz. 3) a takto smontovaný celek připevnit ke zbytku technologického celku, v němž bude dopravník sloužit. Tím se žlab dostal na pozici, kde bude pracovat a je tedy možné orýsovat na podlahu přesně umístění děr v patkách. Potom se žlab odsune stranou a bude možné vyvrtat do podlahy otvory ϕ 12 mm, hloubky 100 mm. Po vyvrtání a vyčištění děr je možné vrátit žlab zpět na místo, pokud vlivem křivosti podkladu není některá patka v kontaktu se zemí, je možné ji vhodně vypořadit (toto může být způsobeno i zkroucením žlabu, pokud je však dílec vyroben v správně a v tolerancích, bude zařízení i takto správně fungovat) a kotvami připevnit. Jako další krok bude vmontování koncových ložisek do čel žlabu. Potom se např. pomocí silonového vlákna nastaví výšková pozice podpěrných vodicích ložisek, jež je důležitá pro správný chod celého zařízení. Podpěrná vodicí ložiska se poté vyjmou (pozor, po nastavení výšky je již nelze umístit na jinou pozici) a je možné začít se skládáním šneku. Tato operace bude probíhat ve směru od strany výpadu materiálu a to tak, že se nasune koncový hřídel (poz. 16) do ložiska, na něj se nasune šnekový hřídel, vloží se spojovací hřídel (poz. 12) a první podpěrné ložisko, takto vzniklý celek se posune ve žlabu co nejvíce na stranu výpadového konce. Tím vznikne dostatek prostoru pro sesazení celého šneku, dále se postupuje obdobným způsobem, na závěr se zvenčí prostrčí ložiskovou jednotkou vstupní hřídel (poz. 10) a axiálním posunutím zbytku se nasune do šnekové hřídele. Poté je možné přišroubit vodicí ložiska ke žlabu, axiálně zajistit vstupní hřídel ve vnitřním kroužku ložiskové jednotky a zavičkovat domek ložiska na straně výpadu. Dále se vůči sobě vhodně natočí jednotlivé šnekové hřídele a vše se svrtá tak, jak je předepsáno v dokumentaci. Závěrem k montáži šneku bude vhodné upozornit, že šnek je ve žlabu umístěn excentricky a ani podpěrná ložiska nejsou tedy v ose žlabu (není jedno jak se namontují!). Další postup montáže spočívá v zavíkování žlabu (pro prachotěsnost doporučuji potřít stykové plochy silikonovou těsnicí hmotou), ustavení a připevnění spojky a soustavy pohonu, kde se rovněž napřed orýsují díry, potom se pohon odstaví stranou a dojde k vrtání děr. Při prvním zkušebním spuštění je nutné zkontrolovat směr otáčení šneku - při pohledu od čela motoru se spojka musí otáčet proti směru hodinových ručiček.



Obr. 10 Průvlaková kotva WH-kote FIX II

9.2 ÚDRŽBA A KONTROLA

Údržba dopravníku bude spočívat v mazání soudečkových ložisek na koncích žlabu, toto doporučuji provádět jedenkrát za dva měsíce provozu. Vodicí kluzná ložiska navrhuji mazat pomocí automatických maznic SKF LAGE, jež zabezpečují plynulé nepřetržité mazání po dobu, kterou lze nastavit od jednoho do dvanácti měsíců. Pro mazání doporučuji nastavit dobu vyprazdňování rovněž na dva měsíce tak, aby se interval domazávání soudečkových ložisek a doplňování maznic tukem vzájemně kryl. Tuk pro mazání vodicích ložisek bude SKF LGEM 2, jež obsahuje přídavek tuhých mazadel grafitu a moliky. Výhodou mazání pomocí těchto samočinných maznic spatřuji hlavně v tom, že mezi mazacími intervaly může být dopravník zcela bez jakýchkoliv nároků na údržbu, pokud by však uživatel volil raději běžného způsobu mazání pomocí maznic a mazacího lisu, není to velký problém, neboť mazací patrony lze bez problémů nahradit běžnými mazacími hlavicemi. Pokud se užije ručního způsobu mazání, doporučuji to provádět každodenně. Kontrolní úkony se omezují na kontrolu opotřebení šneku a žlabu, kontrolu soudečkových a hlavně vodicích kluzných ložisek, jejich čepů a těsnicích kroužků. Olejová náplň převodovky je celoživotní a podrobnosti o kontrole a údržbě pohonu lze najít v návodu k údržbě a obsluze.

9.3 BEZPEČNOST PROVOZU

Při všech montážních, kontrolních a opravárenských úkonech musí být zařízení vypnuto a zabezpečeno proti zapnutí. Instalaci a opravy elektrické přípojky pro zařízení mohou provádět jen osoby s potřebnou elektrotechnickou kvalifikací. Všechny kryty musí být přichyceny za provozu všemi šrouby a je nutné dbát na prachotěsnost zřízení.

10 ZÁVĚR

Ve své bakalářské práci jsem se zabýval výpočtem a konstrukcí vodorovného šnekového dopravníku pro vápenný hydrát, jehož parametry byly dány zadáním. Nejprve jsem podle ČSN 26 2802 určil hlavní parametry zařízení jako jsou průměr šnekovice, potřebný výkon motoru a axiální síla, kterou šnek způsobuje. Poté jsem vybral vhodný druh pohonu a spojky a provedl návrhové a kontrolní výpočty klíčových částí dopravníku. Nyní jsem už věděl vše potřebné, abych mohl zpracovat zadané části technické dokumentace - podle požadavků jsem vytvořil výkres sestavy dopravníku a výrobní výkresy jednotlivých částí šnekového hřídele. Poté jsem všechny výpočty, myšlenky a zkušenosti shrnul v této technické zprávě. Moje zařízení je poháněno čtyřpólovým motorem SIEMENS, převodovka je čelní dvojstupňová TOS Znojmo, dopravník je se svým pohonem spojen pomocí spojky BKN, šnek je složen ze čtyř dílů a je po délce pětkrát uložen. Jako šnekovice jsem užil ocelových spirál vyrobených válcováním za studena, hřídel je z bežešvé trubky. Při konstrukci jsem se opíral o vhodné osvědčené vzory, pokud jsem si nebyl jistý, obracel jsem se o radu ke zkušenějším praktikům, kladl jsem důraz především na jednoduchost, cenu, unifikaci a spolehlivost. Výpočty jsem vybíral z vhodné literatury. Výkresovou dokumentaci jsem tvořil v Autocadu 2007.

Seznam použitých zdrojů

- [1] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL/ALFA, 1979. 456 s
- [2] Katalog firmy SIEMENS. Nízkonapěťové motory: Trojfázové motory s kotvou na krátko 1LA7, K02-0409CZ online. 2011. Dostupné z:[http:// www.siemens.cz](http://www.siemens.cz)
- [3] Převodovka MTC. Firma TOS-Znojmo online .
Dostupné z:[http:// www.tos-znojmo.cz](http://www.tos-znojmo.cz)
- [4] Katalog firmy SIGAD. Hřídelové spojky BKN online .
Dostupné z:[http:// www.sigad.cz](http://www.sigad.cz)
- [5] Katalog pružných spojek RATHI online.
Dostupné z:[http:// www.k-h.cz](http://www.k-h.cz)
- [6] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka. 11. přepracované vyd. Praha: SNTL, 1959. 1782 s.
- [7] Katalog spirál pro šnekové dopravníky. Brno: Tecnos trade, 2007. 30 s
- [8] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.; PROKEŠ, F. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007.223. s., ISBN 978-80-7204-534-1
- [9] Hlavní elektronický katalog výrobků SKF online. 2011.
Dostupné z: <http://www.skf.cz>
- [10] Klzná ložiská z kalenej ocele - katalog. Žamberk: ELO Žamberk,2008. 2 s.
- [11] KŘÍŽ, R. Stavba a provoz strojů I(část 1). Praha: Scientia, 1995. 102 s., ISBN 80-7183-023-2
- [12] Průvlakové kotvy WH- KOTE FIX II online. Dostupné z: [http:// www.wh-kote.cz](http://www.wh-kote.cz)

Seznam použitých symbolů

| | | |
|-----------|--------------------|-------------------------------------|
| C | [kN] | základní dynamická únosnost ložiska |
| c_H | [--] | součinitel sklonu |
| d_H | [mm] | průměr čepu spojovacího hřídele |
| d_V | [mm] | průměr trubky - vnější |
| d_T | [mm] | výpočtový průměr hřídele |
| d_S | [mm] | skutečný průměr hřídele |
| D_V | [mm] | vypočtený průměr šneku |
| D | [mm] | průměr šneku skutečný |
| e | [--] | poměr zatížení ložiska |
| E | [MPa] | modul pružnosti v tahu oceli |
| F_A | [kN] | axiální síla |
| F_R | [kN] | radiální síla |
| f_M | [mm] | průhyb hřídele maximální |
| i | [--] | převodový poměr |
| J | [mm ⁴] | polární moment průřezu trubky |
| l | [mm] | délka šneku |
| L_h | [hod] | základní trvanlivost ložiska |
| l_{PS} | [mm] | kontaktní délka pera |
| l_L | [mm] | délka ložiska |
| M_K | [Nm] | točivý moment pohonu |
| m_S | [kg] | hmotnost spirály |
| m_ζ | [kg] | hmotnost šneku |

| | | |
|------------|------------------------|---|
| m_T | [kg] | hmotnost trubky |
| N | [s ⁻¹] | otáčky |
| n_K | [--] | počet kolíků |
| n_V | [min ⁻¹] | výstupní otáčky pohonu |
| P | [kN] | ekvivalentní dyn. zatížení ložiska |
| P_M | [W] | výkon motoru |
| p_{DL} | [MPa] | dovolené otláčení ložiska |
| p_p | [MPa] | otlačení drážky v náboji |
| ρ_v | [kg. m ⁻³] | objemová hmotnost |
| Q | [kg. h ⁻¹] | dopravované množství |
| Q_s | [kg. h ⁻¹] | objemový dopravní výkon skutečný |
| Q_V | [kg. h ⁻¹] | objemový dopravní výkon požadovaný |
| R_S | [mm] | účinný poloměr šnekovice |
| s | [mm] | stoupání šnekovice |
| t_1 | [mm] | hloubka drážky v náboji |
| V | [m ³] | objem vápenného hydrátu ve žlabu |
| w | [--] | celkový součinitel odporu |
| X | [--] | součinitel pro výpočet ekvival. dyn. zat. ložiska |
| y | [mm] | průhyb hřídele šneku |
| Y | [--] | součinitel pro výpočet ekvival. dyn. zat. ložisek |
| α_1 | [°] | úhel stoupání šnekovice |
| δ | [%] | odchylka skutečného objemového dopr. výkonu od požadovaného |

| | | |
|-------------|------|-------------------|
| φ_1 | [°] | třecí úhel |
| ψ | [--] | součinitel plnění |

Seznam výkresové dokumentace

| | | | |
|------------------|-------------------|----------|------|
| Výkres sestavení | ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK | SD-00/00 | 1 ks |
| Výkres svařence | HŘÍDEL ŠNEKOVÝ | SD-01/11 | 1 ks |
| Výkresy součástí | HŘÍDEL VSTUPNÍ | SD-01/10 | 1 ks |
| | HŘÍDEL SPOJOVACÍ | SD-01/12 | 1 ks |
| | HŘÍDEL VÝSTUPNÍ | SD-01/16 | 1 ks |
| Seznam položek | ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK | SD-00/00 | 4 ks |

Další přílohy

Bakalářská práce.pdf

Výkresová dokumentace.pdf