

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

PÁSOVÝ ŠIKMÝ DOPRAVNÍK KAMENIVA

BELT TRANSVERSAL CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAROMÍR PETRŮ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN

BRNO 2009

Anotace

Návrh pásového šikmého dopravníku pro dopravu kameniva. Práce se zabývá přehledem jednotlivých druhů dopravních zařízení a návrhovými výpočty šikmého dopravníku. Dále obsahuje v příloze výrobní výkresy vybraných součástí a sestavy i detailů.

Klíčová slova

Pásový dopravník, pohon dopravníku, napínací zařízení

Annotation

Design of belt transversal conveyor for stone transport. The project deals with overview of different types of transport devices and transversal conveyor design calculations. Production drawings of selected parts and assembly enclosed.

Keywords

Belt conveyor, conveyor traction, tension system

Bibliografická citace:

PETRŮ, J. *Pásový šikmý dopravník kameniva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem zadanou bakalářskou práci na téma Pásový šikmý dopravník kameniva vypracoval samostatně. Vycházel jsem při tom z uvedené literatury a odborných rad vedoucího bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána.

V Brně, dne 14.5.2008Jaromír Petru

Poděkování

Na tomto místě vyslovuji své poděkování doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, za poskytnutí cenných informací a rad, které mi pomohli.

OBSAH

1	ÚVOD.....	8
1.1	Pásové dopravníky.....	8
1.2	Rozdělení pásových dopravníků.....	9
2	POPIS ČÁSTÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	10
2.1	Dopravní pásy.....	10
2.2	Válečky.....	11
2.3	Válečkové stolice.....	11
2.4	Poháněcí stanice.....	12
2.5	Bubny.....	12
2.6	Čističe pásu.....	12
3	FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	14
3.1	Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku.....	14
3.2	Volba jmenovité rychlosti.....	14
3.3	Určení šířky pásu.....	14
3.3.1	Celková plocha průřezu náplně.....	15
3.3.2	Dynamický sytný úhel.....	15
3.3.3	Plocha průřezu náplně.....	15
3.3.4	Plocha průřezu náplně.....	15
3.3.5	Ložná šířka pásu.....	16
3.3.6	Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně.....	16
3.3.7	Součinitel sklonu.....	16
3.3.8	Skutečná plocha průřezu náplně pásu.....	16
3.4	Kontrola pásu na potřebný ložný prostor.....	16
3.5	Kontrola pásu na dopravované množství.....	16
3.5.1	Objemový dopravní výkon.....	17
3.5.2	Hmotnostní dopravní výkon.....	17
3.5.3	Použité dopravní válečky a stolice.....	17
3.6	Hnaný a vratný buben.....	18
3.7	Výpočet hlavního odporu.....	19
3.7.1	Globální součinitel tření.....	19
3.7.2	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi připadající na 1m.....	19
3.7.3	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi připadající na 1m.....	19
3.7.4	Tíhová síla dopravovaného materiálu připadající na 1m dopravníku.....	20
3.7.5	Hmotnost 1m dopravního pásu.....	20
3.8	Odpory vedlejší.....	20
3.8.1	Odpory vlivem ohybu pásu přes bubny.....	20
3.8.2	Odpory v ložiskách hnaného bubnu.....	20
3.9	Odpor k překonání dopravní výšky.....	21
3.10	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu.....	21
3.11	Navýšení obvodové síly na poháněcím bubnu.....	21
3.12	Potřebný výkon poháněcího bubnu.....	21
3.13	Potřebný výkon motoru.....	21
3.14	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu.....	21
3.14.1	Maximální obvodová hnací síla.....	22
3.15	Průvės pásu.....	22

3.15.1	Potřebná síla pro dovolený průvěs pásu v nosné větvi.....	22
3.15.2	Potřebná síla pro dovolený průvěs pásu ve vratné větvi.....	22
3.16	Největší tahová síla v pásu.....	23
3.17	Dovolená síla v pásu.....	23
3.18	Kontrola pevnosti pásu.....	23
3.19	Síla v nosné větvi.....	23
3.20	Síla ve vratné větvi.....	23
3.21	Výsledná síla namáhající buben.....	23
4	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY.....	24
4.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu.....	24
4.1.1	Volba materiálu použitého na hnaný buben.....	24
4.1.2	Vyznačení rozměrů a VVÚ při zatížení.....	24
4.1.3	Určení spojitého zatížení na bubnu.....	25
4.1.4	Výpočet silových reakcí na bubnu.....	25
4.1.5	Maximální ohybový moment na bubnu.....	26
4.1.6	Maximální ohybové napětí na bubnu.....	26
4.1.7	Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu.....	26
4.2	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu.....	27
4.2.1	Volba materiálu použitého na osu hnaného bubnu.....	27
4.2.2	Vyznačení rozměrů a VVÚ při zatížení.....	27
4.2.3	Výpočet silových reakcí na ose.....	27
4.2.4	Maximální ohybový moment na ose.....	28
4.2.5	Maximální ohybové napětí na ose.....	28
4.2.6	Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu.....	29
5	NÁVRH OSTATNÍCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU.....	30
5.1	Rám dopravníku.....	30
5.2	Pohon dopravníku.....	30
5.3	Napínací soustava dopravníku.....	31
5.4	Povrchová úprava.....	31
6	ZÁVĚR.....	31
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	31
8	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	32
9	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	35
10	PŘÍLOHY.....	35

1 Úvod – teoretická část

Cílem této práce je návrh pásového šikmého dopravníku pro dopravu kameniva. Teoretická část se zabývá rozdělením dopravníků. Následuje vlastní návrhový výpočet. Dále obsahuje v příloze výrobní výkresy vybraných součástí a sestavy.

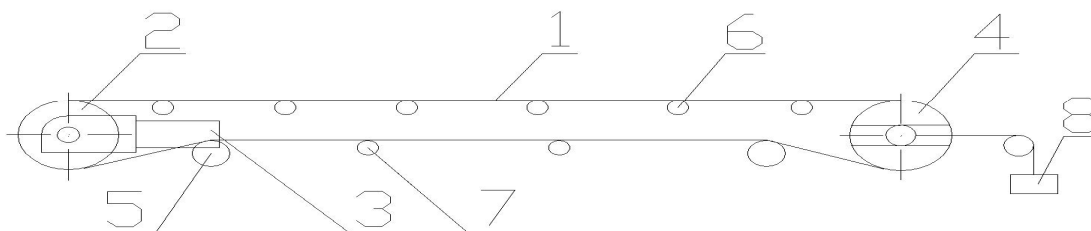
1.1 Pásové dopravníky:

Pásové dopravníky Obr.1., jsou mechanické dopravníky určené k nepřetržité dopravě sypkých látek i kusového zboží a to ve vodorovném, případně mírně šikmém směru. Tažným a nosným orgánem je nekonečný pás vedený a poháněný bubny o podpíraný válečky nebo rovinnou plochou. Pásové dopravníky patří díky svým přednostem mezi nejpoužívanější a nejrozšířenější prostředky pro dopravu sypkých látek. Těmito přednostmi jsou:

- vysoká dopravní rychlost (vysoký dopravní výkon) – až 20 000 t/hod
- velké dopravní vzdálenosti – až 5000 m
- jednoduchá údržba
- malá spotřeba energie
- možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě

Nevýhody použití pásových dopravníků:

- zejména při šikmé dopravě – maximálně do úhlu stoupání 23°
- omezení při dopravě horkých materiálů



Obr.1 Schéma pásového dopravníku

1. Dopravní pás
2. Hnací buben
3. Poháněcí stanice
4. Vratný buben

5. Čistič pásu
6. Horní nosné válečky
7. Dolní nosné válečky
8. Napínací závaží

1.2 Rozdělení pásových dopravníků:

a) podle materiálu, ze kterého je zhotoven pás

- dopravníky s gumovým pásem nebo pásem z PVC
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s elogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

b) podle tvaru dopravníku

- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (např. kombinace konkávního a konvexního)

c) podle provedení nosné konstrukce

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malá dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech

d) podle provedení ložného tvaru (dopravníky s pryžovým pásem)

- dopravníky s rovným profilem
- dopravníky s korýtkovým profilem

e) podle počtu hnacích bubnů

- jednobubnové
- vícebubnové

Všechny součásti dopravníku, jako jsou bubny, zařízení pro napínání pásu, mechanismy poháněcího ústrojí, válečkové stolice a ostatní příslušenství jsou uloženy na nosné konstrukci. Ta zachycuje statické síly od dopravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, dynamické síly vyvolané podélným i příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, nevyváženými hmotami bubnů a válečků apod., jakož i reakce v místech jejich uložení. Výsledné síly od tahu v pásu na hnacích a vratných bubnech se zachycují u větších dopravníků zpravidla v ocelové konstrukci poháněcí a vratné stanice, které tvoří samostatné části. Nosné konstrukce dopravníkových mechanismů mohou být i přesuvné, jako je tomu např. u důlních tzv. porubních dopravníků. Pásové dopravníky jsou nejčastěji stabilní, avšak mohou být i pojízdné či přenosné a ve speciálních případech přesuvné.

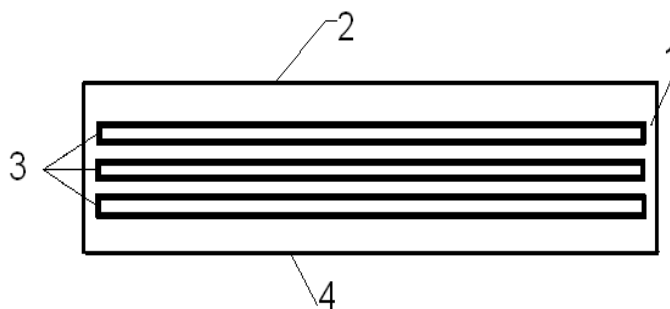
2 POPIS ČÁSTÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 Dopravní pásy

Na materiál dopravních pásů jsou kladeny velmi vysoké požadavky:

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

Dopravní pásy se skládají z nosné textilní kostry, která je chráněna krycími vrstvami z měkké gumy a ochranným krajem. Textilní nosná kostra je tvořena z pogumovaných polyamidových nebo polyesterových séglových tkanin. Vyráběny jsou v pevnostních řadách od 200 – 3500 N.mm-1 a v šířkách 400 – 2400 mm.



Obr. 2 Průřez gumotextilním dopravním pásem

- | | |
|-------------------------|-------------------------------|
| 1. Boční ochranný okraj | 3. Pogumované textilní vložky |
| 2. Horní krycí vrstva | 4. Dolní krycí vrstva |

Dopravní pásy se mohou podle konstrukce dělit:

- kryté, jejichž textilní kostra je kryta ochrannými vrstvami gumy ze všech stran
- řezané, vybavené pouze horní a dolní vrstvou gumy
- nekryté, bez ochranných vrstev měkké gumy

Je-li požadována vyšší pevnost pásů, musíme použít pásy s ocelokordovým vyztužením. Nosná kostra ocelových kordů je uložena v gumovém jádře, které je chráněno krycí vrstvou. Vyráběné jsou v pevnostních řadách 1000 – 5000 n.mm-1 a v šířkách 600 – 2400 mm.

2.2 Válečky

Válečky Obr.3, podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Na 1km délky pásového dopravníku připadá až 4000 válečků. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci, mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, musí být náležitě vyváženy a mají být nenáročné na údržbu.



Obr.3 Literatura [4]

2.3 Válečkové stolice

Válečky se vkládají do válečkových stolic. Stolice nosných válečků se upevňují na konstrukci dopravníku. Jejich účelem je podpírat horní větev pásu s materiálem a prázdnou vratnou spodní větev. Rozteč stolic závisí na šířce pásu, ložném profilu a druhu dopravovaného materiálu. V zatížené větvi se vzdálenost stolic pohybuje v rozmezí 500 – 1800 mm. Tuto rozteč lze stanovit výpočtem z přípustného prověšení pásu mezi dvěma sousedními stolicemi, což představuje 2% rozteče stolic. Příliš velká rozteč má kromě většího prověšení také za následek špatnou boční stabilitu, nepříznivé dynamické účinky, poškození pásu při dopravě materiálu s větší kusovitostí a rovněž i větší potřebný příkon dopravníku. Většina výrobců válečků dodává tyto stolice i s válečky. Například firma TRANZA a. s., vyrábí tyto druhy nosných Obr. 4 a vratných stolic Obr.5:



Obr.4 Literatura [4]



Obr.5 Literatura [4]

2.4 Poháněcí stanice

Existují tři základní konstrukční uspořádání pohonu:

- a) Pohon elektrobubnem, u něhož jsou všechny části převodu včetně elektromotoru umístěny uvnitř bubnu. Používá se u menších výkonů a tam kde je málo místa.
- b) Pohon s přírubovou převodovou skříní nebo převodovou skříní zavěšenou na hřídeli hnacího bubnu.
- c) Standardní provedení s elektromotorem a kuželočelní převodovou skříní na samostatném rámu. Toto provedení umožňuje snadnou údržbu a výměnu součástí.

Poloha poháněcího bubnu určuje maximální tah v pásu a tím i jeho dimenze, tj. druh a počet vložek a tím i cenu. Z tohoto hlediska má být pohon dopravníku umístěn tak, aby zatížená větev byla přímo tažena. Užívá se zejména třífázových asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko (pro menší výkony), která má výhodu v jednoduché stavbě, malé poruchovosti a nízké ceně. Naopak nevýhodami jsou značný záběrný proud a poměrně malý záběrný moment. Nejčastěji se pás brzdí čelistovou brzdou umístěnou na vstupním hřídeli převodovky pohonu, u menších dopravníků pak válečkovou zpětnou brzdou. Jako spojky se nejčastěji používá spojka rozběhová, spojka odstředivá a také kapalínová.

2.5 Bubny

Bubny pásových dopravníků jsou buď lité nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s kónickými konci nebo mírně bombírován pro lepší vedení pásu. Hnací bubny se většinou umísťují na přepadávací stranu dopravníku a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Proto bývá pro přenos vyšších výkonů za účelem zvětšení součinitele smykového tření jejich povrch pogumován a případně i opatřen vzorkem (rýhami). Vratné bubny jsou u běžných konstrukcí koncové, umístěné v místě násypu materiálu na pás.

2.6 Čističe pásu

Gumové pásy musí být během provozu dopravníku průběžně čištěny, protože ve spodní vratné větvi běží špinavá strana po válečcích. Při dopravě zejména lepkavých a vlhkých materiálů by docházelo k nalepování nečistot na válečky ve vratných stolicích, tím by se zvětšily odpory a

také opotřebení pásu i hnacího bubnu. Aby k tomu nedocházelo, umísťují se na začátek dolní větve čističe pásu, které mají za úkol nalepený materiál setřít.



Obr. 6 Příklad konstrukce čističe pásu firmy TRANZA [4]

3 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Funkční výpočet pásových dopravníků s gumovým pásem se provádí dle ČSN ISO 5048.

3.1 Výpočet úhlu sklonu pásového dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \quad (3.1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{5}{32}$$

$$\delta = 8,99^\circ$$

3.2 Volba jmenovité rychlosti

Jmenovitou rychlost volím v závislosti na druhu dopravovaného materiálu a druhu transportéru. Volbu provedu dle tabulky 8.3 v literatuře [1]. V mém případě se jedná o „odírající v kusech a kusový“ materiál a doporučené rozmezí je 1,5 až 2 m·s⁻¹. Pro výpočet jsem zvolil jmenovitou dopravní rychlost: $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3.3 Určení šířky pásu

Při dopravě sypkých materiálů platí vztah,

$$Q = 3600 \cdot g \cdot S \cdot v [t \cdot h^{-1}] \quad (3.2)$$

ze kterého se vyjádří potřebný teoretický průřez náplně materiálu na pásu.

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600} [m^2] \quad (3.3)$$

$$S_T = \frac{220000}{2000 \cdot 2 \cdot 3600} [m^2]$$

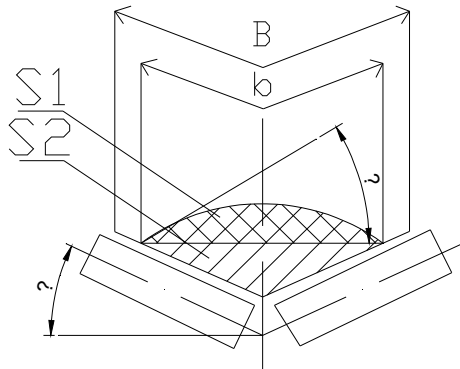
$$S_T = 0,0153 [m^2]$$

Měrnou hmotnost kamene o maximální zrnitosti 150 mm volím dle literatury [1], tab. 8.5, 2000 kg·m⁻³.

Z tabulky 8.4, literatura [1] vyplývá šířka pásu 400mm.

S ohledem na vypočítanou hodnotu a cenu dopravníku volím korýtkové dvouválečkové stolice.

3.3.1 Celková plocha průřezu náplně



Obr. 7 Tvar ložného prostoru na pásu.

$$S = S_1 + S_2 \quad (3.4)$$

$$S = 0,009754 + 0,01286$$

$$S = 0,022614 m^2$$

3.3.2 Dynamický sypný úhel

$$\Theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (3.5)$$

$$\Theta = 0,75 \cdot 30^\circ$$

$$\Theta = 22,5^\circ$$

3.3.3 Plocha průřezu náplně S_1

$$S_1 = (b \cdot \cos \lambda)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{6} [m^2] \quad (3.6)$$

$$S_1 = (0,4 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5^\circ}{6} [m^2]$$

$$S_1 = 0,009754 [m^2]$$

3.3.4 Plocha průřezu náplně S_2

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \lambda \right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \lambda \right) [m^2] \quad (3.7)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,4}{2} \cdot \cos 20^\circ \right) \cdot \left(\frac{0,4}{2} \cdot \sin 20^\circ \right) [m^2]$$

$$S_2 = 0,01286 [m^2]$$

3.3.5 Ložná šířka pásu

$$\begin{aligned} B &= 0,9 \cdot B - 0,05 & (3.8) \\ B &= 0,9 \cdot 0,5 - 0,05 \\ B &= 0,4m \end{aligned}$$

3.3.6 Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně

$$\begin{aligned} k_1 &= \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} & (3.9) \\ k_1 &= \sqrt{\frac{\cos^2 8,99^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}} \\ k_1 &= 0,912833 \end{aligned}$$

3.3.7 Součinitel sklonu

$$\begin{aligned} k &= 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) & (3.10) \\ k &= 1 - \frac{0,009754}{0,022614} \cdot (1 - 0,912833) \\ k &= 0,9624 \end{aligned}$$

3.3.8 Skutečná plocha průřezu náplně pásu

$$\begin{aligned} S_k &= S \cdot k & (3.11) \\ S_k &= 0,022614 \cdot 0,9624 \\ S_k &= 0,02176 m^2 \end{aligned}$$

3.4 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor

Musí platit:

$$\begin{aligned} S_k &> S_t & (3.12) \\ 0,02176 m^2 &> 0,0153 m^2 \end{aligned}$$

Ze vztahu je jasné, že zvolený pás vyhovuje pro tento dopravník.

3.5 Kontrola pásu na dopravované množství

3.5.1 Objemový dopravní výkon

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (3.13)$$

$$I_v = 0,022614 \cdot 2 \cdot 0,9624$$

$$I_v = 0,04353 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

3.5.2 Hmotnostní dopravní výkon

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600 \quad (3.14)$$

$$I_m = 0,04353 \cdot 2000 \cdot 3600$$

$$I_m = 313416 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Z výsledku vyplývá, že vhodný pás bude mít šířku 0,4 m, já však zvolím širší pás 0,5 m, firmy GUMEX EP 630/4 z důvodu povahy prostředí a použití stroje s největší pravděpodobností v kamenolomu Obr.8

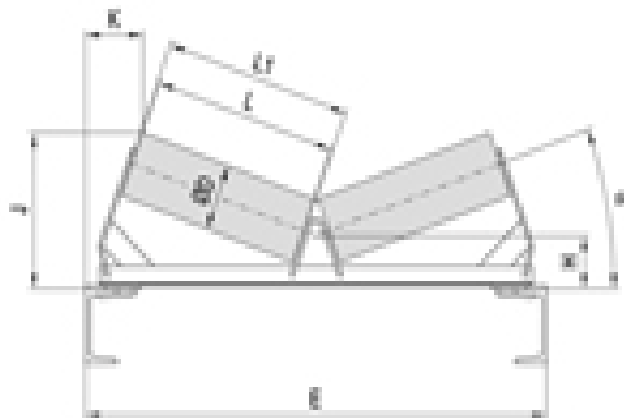
Obj. kód	Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (info)	Měrná jednotka	Cena (Kč)
0869051	EP 630/4	500 / 3+2 / AA	10,1	500	5,8	100/200/400	bm	759



Obr.8 Použitý gumový pás. Literatura [3]

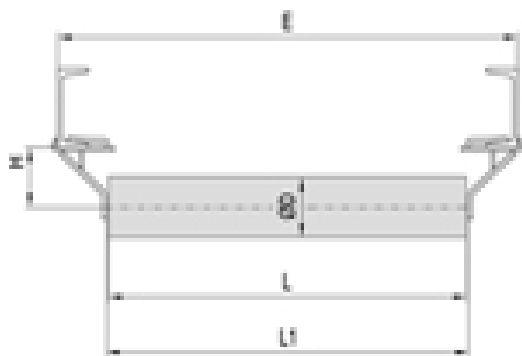
3.5.3 Použité dopravní válečky a stolice

Válečky a stolice pro nosnou a vratnou větev, volím řadu EASY RUN z nabídky firmy TRANZA Obr.9. Nosná větev vytváří korýtkový profil, je tvořená ze dvou válečků řady CV, které jsou volně uloženy ve stolici. Stolice je zhotovena z oceli pásového profilu. Toto řešení jednoduché a spolehlivé. Úhel sklonu válečků $\lambda = 20^\circ$, průměr $D = 89 \text{ mm}$, délka $L = 315 \text{ mm}$, hmotnost $q_1 = 2,3 \text{ kg}$. Stolice jsou umístěny na konstrukci dopravníku v 0,5 m vzdálenostech.



Obr.9 Válečky ve stolicí pro nosnou větev od firmy TRANZA [4]

Vratná větev je tvořena jednoválečkové stolice Obr.10, s válečkem řady RB-S. Průměr válečku $D = 89\text{mm}$, délka $L = 600\text{ mm}$, hmotnost $q_2 = 3,8\text{ kg}$. Stolice jsou umístěny na konstrukci dopravníku v 2 m vzdálenostech.



Obr.10 Váleček ve stolicí pro vratnou větev od firmy TRANZA [4]

Ve venkovním a prašném prostředí dochází k přilepování nečistot na pás. Tomuto zabráním přidáním jednoho čistícího válečku řady SRF do vratné větve. Zároveň ve vratné větvi instalují dva středící válečky do firmy TRANZA typ TCF-S. Průměru 89 mm a délky 600mm, tyto válečky budou mít za úkol hlídat gumový pás aby nesjel z konstrukce a nepoškodil se.

3.6 Hnaný a vratný buben

Budu se držet doporučení výrobce gumového pásu, bubny vyrobím z materiálu 11 353. Plášť bubnu vyrobím z ocelové trubky ČSN 42 5710 o průměru 500 mm. Osu bubnu vyrobím z materiálu 11 373. Na závěr nechám plášť bubnu pogumovat pro lepší přilnavost mezi pásem a bubnem Obr.11.



Obr.11 Pogumovaný buben firmy TRANZA [4]

3.7 Výpočet hlavního odporu F_H

Výpočty odporů se řídí vztahy pro dopravní délku menší než 70m. Na rozdíl od delších dopravníků se vedlejší odpory musí počítat zvlášť, protože jejich velikost je větší než odporů hlavních. Tyto odpory zahrnují čepové tření v ložiskách válečků od zatížení materiálem, vlastní hmotností pásu, hmotností rotujících částí válečku.

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] [N] \quad (3.15)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 35 \cdot 9,81 \cdot [9,069 + 1,7829 + (2 \cdot 5,8 + 43,53) \cdot \cos 8,99^\circ] [N]$$

$$F_H = 448,447 [N]$$

3.7.1 Globální součinitel tření f

Z literatury [1], obr. 8.19 plyne $f = 0,02$

3.7.2 Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi připadající na 1m

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot p_1}{L} [kg \cdot m^{-1}] \quad (3.16)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2,3 \cdot 69}{35} [kg \cdot m^{-1}]$$

$$q_{RO} = 9,069 [kg \cdot m^{-1}]$$

3.7.3 Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi připadající na 1m

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L} [kg \cdot m^{-1}] \quad (3.17)$$

$$q_{RU} = \frac{3,9 \cdot 16}{35} [kg \cdot m^{-1}]$$

$$q_{RU} = 1,7829 [kg \cdot m^{-1}]$$

3.7.4 Tíhová síla dopravovaného materiálu připadající na 1m dopravníku

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.18)$$

$$q_G = \frac{0,04353 \cdot 2000}{2} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

$$q_G = 43,53 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

3.7.5 Hmotnost 1m dopravního pásu

Podle výrobce fi. GUMEX, $q_B = 5,8 \text{ kg}$

3.8 Odpory vedlejší F_N

Zahrnují odpor vlivem ohybu pásu přes pět bubnů, odpor třením v ložiskách čtyřech nepoháněných bubnů.

$$\begin{aligned} F_N &= 5 \cdot F_O + 4 \cdot F_t \\ F_N &= 5 \cdot 29,088 + 4 \cdot 4,5 \text{ [N]} \\ F_N &= 163,44 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (3.19)$$

3.8.1 Odpory vlivem ohybu pásu přes bubny F_O

$$F_O = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \text{ [N]} \quad (3.20)$$

$$F_O = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{9000}{0,5} \right) \cdot \frac{0,0101}{0,5} \text{ [N]}$$

$$F_O = 29,088 \text{ [N]}$$

3.8.2 Odpory v ložiskách hnaného bubnu F_t

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_{22}}{D} \cdot F_T \text{ [N]} \quad (3.21)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,5} \cdot 9000 \text{ [N]}$$

$$F_t = 4,5 \text{ [N]}$$

3.9 Odpor k překonání dopravní výšky F_{St}

$$\begin{aligned}F_{St} &= q_G \cdot H \cdot g [N] & (3.22) \\F_{St} &= 43,53 \cdot 5 \cdot 9,81 [N] \\F_{St} &= 2135,1465 [N]\end{aligned}$$

3.10 Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu F_{UP}

$$\begin{aligned}F_{UP} &= F_H + F_N + F_{St} [N] & (3.23) \\F_{UP} &= 448,447 + 163,44 + 2135,1465 [N] \\F_{UP} &= 2747,0335 [N]\end{aligned}$$

3.11 Navýšení obvodové síly na poháněcím bubnu

Obvodovou sílu zvětšujeme o 20% z důvodu nepřesnosti výpočtů a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení nebo při rozjezdu po výpadku proudu.

$$\begin{aligned}F_U &= F_{UP} \cdot 1,2 [N] & (3.24) \\F_U &= 2747,0335 \cdot 1,2 [N] \\F_U &= 3296,4402 [N]\end{aligned}$$

3.12 Potřebný výkon poháněcího bubnu P_A

$$\begin{aligned}P_A &= F_U \cdot v [W] & (3.25) \\P_A &= 3296,4402 \cdot 2 [W] \\P_A &= 6592,8804 [W]\end{aligned}$$

3.13 Potřebný výkon motoru P_M

Pro výpočet volím z literatury [2], $\eta = 0,9$

$$\begin{aligned}P_M &= \frac{P_A}{\eta} [W] & (3.26) \\P_M &= \frac{6592,8804}{0,9} [W] \\P_M &= 7325,4227 [W]\end{aligned}$$

3.14 Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu F_{2min}

Pro přenos obvodové síly F_U , z poháněcího bubnu na pás je nutné udržovat tahovou sílu v dolní větvi na určité úrovni. Podle [2] zvoleno φ a ρ .

$$F_{2\min} \geq F_{U\max} \cdot \frac{1}{e^{\varphi\mu} - 1} [N] \quad (3.27)$$

$$F_{2\min} \geq 5933,5924 \cdot \frac{1}{e^{3,15 \cdot 0,4} - 1} [N]$$

$$F_{2\min} \geq 2349,5454 [N]$$

3.14.1 Maximální obvodová hnací síla $F_{U\max}$

Podle literatury [2], ξ je rozběhový součinitel pro rozběh pásového dopravníku. Doporučené rozmezí je 1,3 až 2. Volím $\xi = 1,8$.

$$F_{U\max} = F_U \cdot \xi [N] \quad (3.28)$$

$$F_{U\max} = 3296,4402 \cdot 1,8 [N]$$

$$F_{U\max} = 5933,5924 [N]$$

3.15 Průvės pásu

Mezi dvěma válečkovými stolicemi je nutné udržovat určitou sílu v pásu aby nedošlo k velkému průvėsu.

3.15.1 Potřebná síla pro dovolený průvės pásu v nosné větvi $F_{\min h}$

Podle literatury [2] je $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ největší dovolený relativní průvės pásu. Hodnota se obecně pohybuje v rozmezí 0,005 až 0,02. Volím 0,01.

$$F_{\min h} = \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (3.29)$$

$$F_{\min h} = \frac{0,5 \cdot (5,8 + 43,53) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} [N]$$

$$F_{\min h} = 3024,5456 [N]$$

3.15.2 Potřebná síla pro dovolený průvės pásu ve vratné větvi $F_{\min d}$

$$F_{\min d} = \frac{a_U \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (3.30)$$

$$F_{\min d} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} [N]$$

$$F_{\min d} = 1422,45 [N]$$

3.16 Největší tahová síla v pásu F_{\max}

$$F_{\max} \approx F_1 \approx \xi \cdot F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\varphi\mu} - 1} + 1 \right) [N] \quad (3.31)$$

$$F_{\max} = 1,8 \cdot 3296,4402 \cdot \left(\frac{1}{e^{3,15 \cdot 0,4} - 1} + 1 \right) [N]$$

$$F_{\max} = 8283,1377 [N]$$

3.17 Dovolená síla v pásu F_{Dp}

R_{mp} zvoleno podle výrobce [3]

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B [N] \quad (3.32)$$

$$F_{Dp} = 400 \cdot 500 [N]$$

$$F_{Dp} = 200000 [N]$$

3.18 Kontrola pevnosti pásu

Musí platit podmínka:

$$F_{Dp} \geq F_{\max} [N] \quad (3.33)$$

$$200000 \geq 8283,1377 [N]$$

Po dosazení do podmínky je jasné, že zvolený pás vyhovuje.

3.19 Síla v nosné větvi F_1

$$F_1 = F_{\max} [N] \quad (3.34)$$

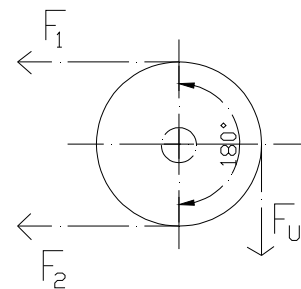
$$F_1 = 8283,1377 [N]$$

3.20 Síla ve vratné větvi F_2 (3.35)

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\varphi\mu}} [N]$$

$$F_2 = \frac{8283,1377}{e^{3,15 \cdot 0,4}} [N]$$

$$F_2 = 2349,5454 [N]$$



3.21 Výsledná síla namáhající buben F_c

$$F_c = F_1 + F_2 [N] \quad (3.36)$$

$$F_c = 8283,1377 + 2349,5454 [N]$$

$$F_c = 10632,6831 [N]$$

Obr.12 Tahové síly působící v pásu

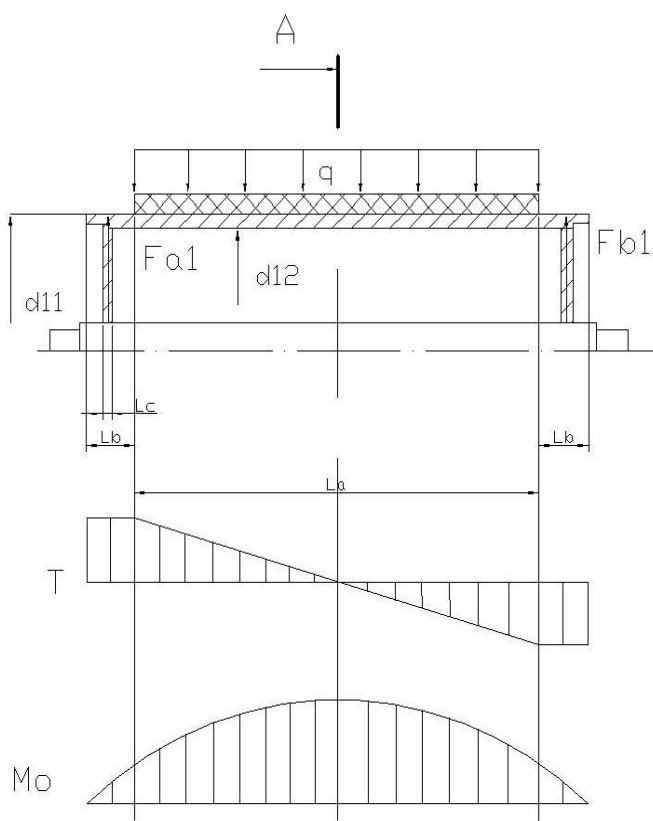
4 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

4.1 Pevnostní výpočet hnaného bubnu

4.1.1 Volba materiálu použitého na hnaný buben

Volím materiál 11 353, ČSN 41 1353, dovolené napětí v ohybu se pohybuje v intervalu $\sigma_{dov} = 125 - 150$ MPa, pro výpočet volím $\sigma_{dov} = 130$ MPa.

4.1.2 Vyznačení rozměrů a VVÚ při zatížení



Obr.13 VVÚ hnaného bubnu

Rozměry: $L_a = 0,5$ m
 $L_b = 0,04$ m
 $L_c = 0,01$ m

4.1.3 Určení spojitého zatížení na bubnu

$$q = \frac{F_C}{L_a} [N \cdot m^{-1}] \quad (4.1)$$

$$q = \frac{10632,6831}{0,5} [N \cdot m^{-1}]$$

$$q = 21265,3662 [N \cdot m^{-1}]$$

4.1.4 Výpočet silových reakcí na bubnu

1. Podmínka

$$\sum M_{Ox1} = 0 \quad (4.2)$$

$$F_{a1} \cdot (L_a + 2 \cdot L_b) - q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right) = 0 \quad (4.3)$$

Po vyjádření F_{a1} dostaneme vztah

$$F_{a1} = \frac{q \cdot L_a \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_b \right)}{L_a + 2 \cdot L_b} [N] \quad (4.4)$$

$$F_{a1} = \frac{21265,3662 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,04 \right)}{0,5 + 2 \cdot 0,04} [N]$$

$$F_{a1} = 5316,34 [N]$$

2. Podmínka

$$\sum T = 0 \quad (4.5)$$

$$F_{a1} + F_{b1} - q \cdot L_a = 0 \quad (4.6)$$

Po vyjádření F_{b1} dostaneme vztah

$$F_{b1} = q \cdot L_a - F_{a1} [N] \quad (4.7)$$

$$F_{b1} = 21265,3662 \cdot 0,5 - 5316,34 [N]$$

$$F_{b1} = 5316,34 [N]$$

4.1.5 Maximální ohybový moment na bubnu

Z průběhu VVÚ vyplývá, že maximální ohybový moment je v polovině šířky bubnu. Kontrola je provedena právě na toto místo.

$$M_{O_{A1}} = F_{a1} \cdot \left(L_b + \frac{L_a}{2} \right) - q \cdot \frac{L_a}{2} \cdot \frac{L_a}{4} [Nm] \quad (4.8)$$

$$M_{O_{A1}} = 5316,34 \cdot \left(0,04 + \frac{0,5}{2} \right) - 21265,3662 \cdot \frac{0,5}{2} \cdot \frac{0,5}{4} [Nm]$$

$$M_{O_{A1}} = 877,2 [Nm]$$

4.1.6 Maximální ohybové napětí na bubnu

$$\sigma_{O_{A1}} = \frac{M_{O_{A1}}}{W_{O_{A1}}} [MPa] \quad (4.9)$$

$$\sigma_{O_{A1}} = \frac{877,2}{1,496 \cdot 10^{-3}} [MPa]$$

$$\sigma_{O_{A1}} = 0,59 [MPa]$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{O_{A1}} = \frac{\pi}{32 \cdot d_{11}} \cdot (d_{11}^4 - d_{12}^4) [m^3] \quad (4.10)$$

$$W_{O_{A1}} = \frac{\pi}{32 \cdot 0,5} \cdot (0,5^4 - 0,484^4) [m^3]$$

$$W_{O_{A1}} = 1,496 \cdot 10^{-3} [m^3]$$

4.1.7 Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu

$$k_{A1} = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{A1}}} \quad (4.11)$$

$$k_{A1} = \frac{130}{0,59}$$

$$k_{A1} = 220$$

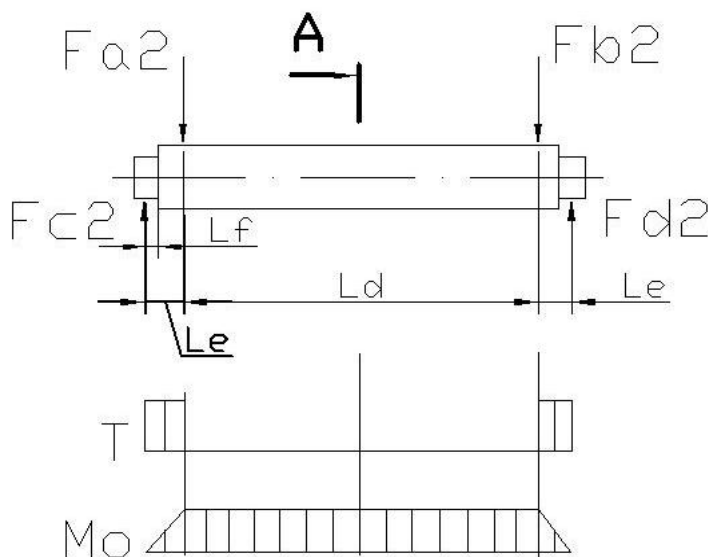
Plášť bubnu je navržen s velmi velkou bezpečností.

4.2 Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu

4.2.1 Volba materiálu použitého na osu hnaného bubnu

Volím materiál 11 373, ČSN 41 1373, dovolené napětí v ohybu se pohybuje v intervalu $\sigma_{dov} = 130 - 155$ MPa, pro výpočet volím $\sigma_{dov} = 135$ MPa.

4.2.2 Vyznačení rozměrů a VVÚ při zatížení



Obr. 14 VVÚ navržené osy bubnu

Rozměry: $L_d = 0,58$ m

$L_e = 0,09$ m

$L_f = 0,03$ m

4.2.3 Výpočet silových reakcí na ose

$$F_{a2} = -F_{a1} [N] \quad (4.12)$$

$$F_{a2} = 5316,34 [N]$$

$$F_{b2} = -F_{b1} [N] \quad (4.13)$$

$$F_{b2} = 5316,34 [N]$$

1. Podmínka

$$\sum M_{Ox2} = 0 \quad (4.14)$$

$$F_{c2} \cdot (L_d + 2 \cdot L_e) - F_{a2} \cdot (L_d - L_e) - F_{b2} \cdot L_e = 0 \quad (4.15)$$

Po vyjádření F_{c2} dostaneme vztah

$$F_{c2} = \frac{F_{a2} \cdot (L_d + L_e) + F_{b2} \cdot L_e}{L_d + 2 \cdot L_e} [N] \quad (4.16)$$

$$F_{c2} = \frac{5316,34 \cdot (0,58 + 0,09) + 5316,34 \cdot 0,09}{0,58 + 2 \cdot 0,09} [N]$$

$$F_{c2} = 5316,34 [N]$$

2. Podmínka

$$\sum T = 0 \quad (4.17)$$

$$F_{c2} + F_{d2} - F_{a2} - F_{b2} = 0 \quad (4.18)$$

Po vyjádření F_{c1} dostaneme vztah

$$F_{c1} = F_{a2} + F_{b2} - F_{d1} [N] \quad (4.19)$$

$$F_{c1} = 5316,34 + 5316,34 - 5316,34 [N]$$

$$F_{c1} = 5316,34 [N]$$

4.2.4 Maximální ohybový moment na ose

Podle průběhu VVÚ je vidět maximální ohybový moment mezi působišti sil F_{a2} a F_{b2} , proto výpočet provedeme v místě řezu A.

$$M_{OA2} = F_{c2} \cdot \left(\frac{L_a}{2} + L_e \right) - F_{a2} \cdot \frac{L_d}{2} [Nm] \quad (4.20)$$

$$M_{OA2} = 5316,34 \cdot \left(\frac{0,58}{2} + 0,09 \right) - 5316,34 \cdot \frac{0,58}{2} [Nm]$$

$$M_{OA2} = 478,47 [Nm]$$

4.2.5 Maximální ohybové napětí na ose

$$\sigma_{OA2} = \frac{M_{OA2}}{W_{OA2}} [MPa] \quad (4.21)$$

$$\sigma_{OA2} = \frac{478,47}{1,23 \cdot 10^{-5}} [MPa]$$

$$\sigma_{OA2} = 38,9 [MPa]$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{OA2} = \frac{\pi \cdot d_{22}^3}{32} [m^3] \quad (4.22)$$

$$W_{OA2} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} [m^3]$$

$$W_{OA2} = 1,23 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

4.2.6 Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu

$$k_{A2} = \frac{\sigma_{Odob}}{\sigma_{OA2}} \quad (4.23)$$

$$k_{A2} = \frac{135}{38,9}$$

$$k_{A2} = 3,5$$

Osa je dostatečně navržena.

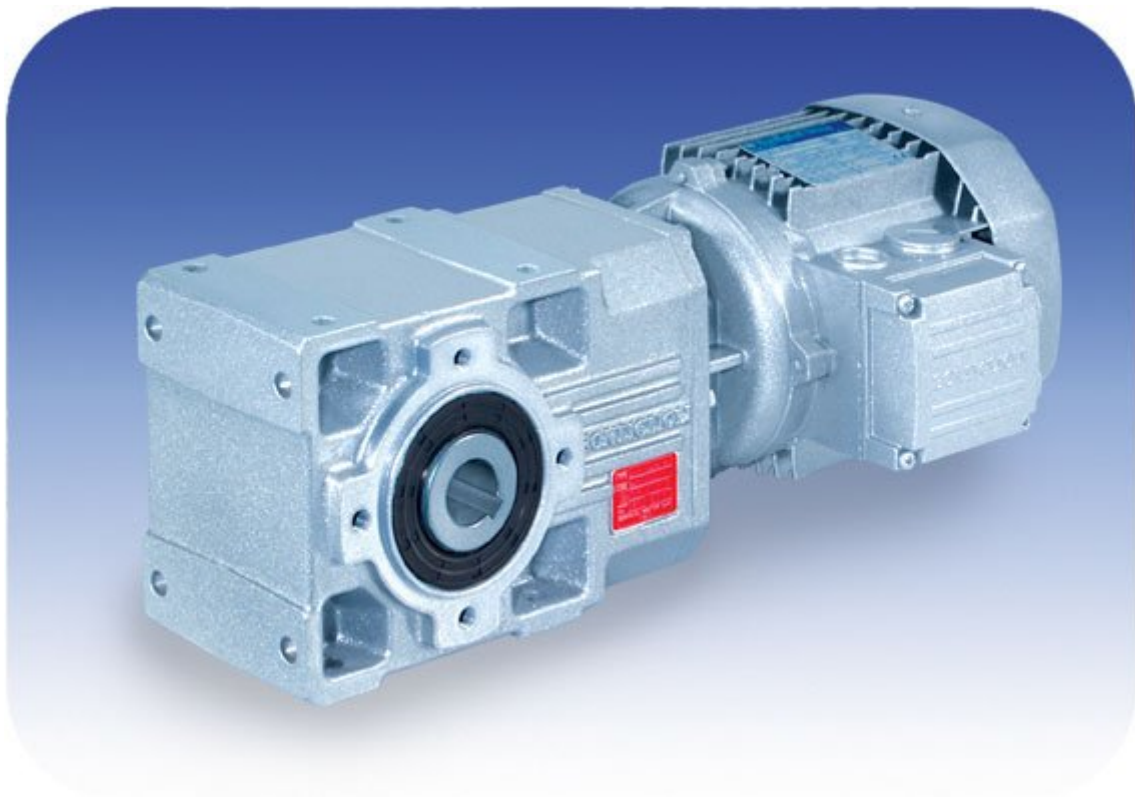
5 NÁVRH OSTATNÍCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU

5.1 Rám dopravníku

Rám dopravníku je tvořen U profily U200x75 ČSN 42 5570. K U profilům jsou přišroubovány válečkové stolice. Ty jsou vyrobené firmou Tranza, a. s., řada EASY RUN. V místě uchycení vratného, hnaného a vypínacích válců jsou šrouby M10 připevněny stojatá ložisková tělesa SNL 511 TL, firmy SKF[7], sloužící k uchycení os bubnů. Pro případ nutnosti výměny bubnu jsou tyto domečky rozebíratelné a tudíž výměna válců není složitá. K rámu jsou zespoda přišroubovány stojníky, na kterých dopravník bude stát.

5.2 Pohon dopravníku

Jako pohon jsem volil kuželochelní převodovku od firmy OPIS [5] obr.15, tyto převodovky mají tu výhodu, že po vypnutí proudu nedojde k zpětnému pohybu pásu. Jde o typ A50M s výkonem 10 kW, asynchronní motor s napájením 380 V / 50 Hz, stupeň krytí IP = 55, motor je chráněn termospínačem před spálení vinutí.



Obr.15 Literatura [5]

5.3 Napínací soustava dopravníku

Napínací soustavu tvoří tři hnané bubny, dva jsou upevněny na spodní větvi dopravníku, jeden je volně v drážce v profilu podpěry, kde chodí pomocí závaží a gravitace, dochází k vypínání pásu, pro aretaci slouží na koncích os bubnu závit s maticí.

5.4 Povrchová úprava

Dopravník bude pravděpodobně umístěn ve venkovním prostředí a tudíž vystaven veškerým povětrnostním podmínkám a přírodním vlivům. Proto je potřeba všechny části podléhající korozi opatřit kvalitním antikoročním nátěrem. Veškeré spojovací díly by měly taktéž být opatřeny kvalitním antikoročním nátěrem.

6 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvořit předběžný návrh dopravníku na kámen včetně návrhových výpočtů a dokumentace. Zadané hodnoty byly: dopravní výkon, osová vzdálenost přesypů a vlastnosti dopravovaného materiálu. Celé řešení jsem navrhl a provedl pevnostní kontrolu bubnu a jeho osy. Dalo by se říci, že už nic nechybí k tomu aby se dopravník začal vyrábět.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1. vydání, skripta VUT Brno, 1988
- [2] ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými valečky, 1994
- [3] GUMEX, a.s.: Výroba PVC a pryžových pásů; www.gumex.cz
- [4] TRANZA, a.s.: Výroba dopravních systémů, komponentů a strojírenských těžebních zařízení; www.tranza.cz
- [5] OPIS, s.r.o.: Dovoz motorů, kuželových převodovek; www.opis.cz
- [6] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. 2. vydání. Praha: Scientia, 1998, 911 s., ISBN 80-7183-123-9
- [7] SKL a.s.: Výroba ložisek, těsnění a ložiskových pouzder; www.skl.com

8. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
a_0	Rozteč horních válečkových stolic	m
a_u	Rozteč dolních válečkových stolic	m
b	Ložná šířka pásu, využitelná šířka pásu	m
B	Šířka dopravního pásu	m
d	Tloušťka pásu	m
d_{11}	Vnější průměr pláště bubnu	m
d_{12}	Vnitřní průměr pláště bubnu	m
d_{13}	Vnitřní průměr pláště bubnu pro osazení čela	m
d_{21}	Průměr osy	m
d_{22}	Průměr osy v místě umístění ložiskového domku	m
D	Průměr bubnu	m
e	Základ přirozeného logaritmu	-
f	Globální součinitel tření	-
F	Průměrný tah pásu na bubnu	N
F_1	Tah v pásu v horní větvi nabíhající na bubnu	N
F_2	Tah v pásu v dolní větvi sbíhajícího z bubnu	N
F_{2min}	Nejmenší tahová síla v pásu ve sbíhající větvi	N
F_{a1}	Reakční síla působící na plášť bubnu	N
F_{a2}	Reakční síla působící na osu	N
F_{b1}	Reakční síla působící na plášť bubnu	N
F_{b2}	Reakční síla působící na osu	N
F_{c2}	Reakční síla působící na osu v místě umístění ložiska	N
F_{d2}	Reakční síla působící na osu v místě umístění ložiska	N
F_{Dp}	Dovolená síla v pásu	N
F_f	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	N
F_H	Hlavní odpor	N
F_{max}	Největší tahová síla v pásu	N
F_{min}	Nejmenší tahová síla v pásu	N
F_{mind}	Nejmenší tahová síla v pásu v dolní větvi s omezením na průvès pásu	N
F_{minh}	Nejmenší tahová síla v pásu v horní větvi s omezením na průvès pásu	N

F_N	Vedlejší odpor	N
F_O	Odpor ohybu pásu na bubnech	N
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	N
F_t	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	N
F_T	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	N
F_U	Zvětšená obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_{Umax}	Maximální obvodová síla	N
F_{Up}	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	N
F_ε	Odpor vychýlených bočních válečků	N
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi	-
H	Dopravní výška	m
l_m	Hmotnostní dopravní výkon	$kg \cdot h^{-1}$
l_v	Objemový dopravní výkon	$m^3 \cdot s^{-1}$
k	Součinitel sklonu	-
k_{A1}	Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu u bubnu	-
k_{A2}	Bezpečnost v místě maximálního ohybového momentu u osy	-
k_1	Součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně	-
l_b	Urychlovací délka	m
l_{bmin}	Minimální urychlovací délka	m
L	Délka dopravníku	m
L_a	Délka spojitého zatížení	m
L_b	Vzdálenost působišť sil F_{a1} a F_{b1} od spojitého zatížení q	m
L_c	Vzdálenost působišť síly F_{a1} a osazení v plášti bubnu	m
L_d	Vzdálenost působišť F_{a2} a F_{b2}	m
L_e	Vzdálenost působišť sil F_{c2} a F_{a2} a současně F_{b2} a F_{d2}	m
L_f	Vzdálenost působišť síly F_{c2} a místa v rubu (zvětšení průměru) osy	m
L_ε	Délka dopravníku a vychýlenými válečky	m
M_{0A1}	Ohybový moment v místě max.ohybového momentu u bubnu	Nm
M_{0A2}	Ohybový moment v místě max.ohybového momentu u osy	Nm
M_{0B1}	Ohybový moment v místě osazení čela bubnu	Nm
M_{0B2}	Ohybový moment v místě umístění ložiska	Nm
p_1	Počet válečkových stolic v horní větvi	-
p_2	Počet válečkových stolic v dolní větvi	-

P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	W
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	W
q	Spojité zatížení	$N \cdot m^{-1}$
q_1	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v horní větvi	kg
q_2	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku v dolní větvi	kg
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu	kg
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu	kg
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	kg
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	kg
Q	Dopravní výkon	$kg \cdot h^{-1}$
R_m	Pevnost pásu na 1 mm šířky	$N \cdot m^{-1}$
S	Plocha průřezu náplně pásu	m^2
S_1	Průřez náplně vrchlíku	m^2
S_2	Průřez náplně v korýtku	m^2
S_K	Skutečná plocha průřezu náplně pásu	m^2
S_T	Teoretický průřez náplně	m^2
T	Posouvající síly	N
v	Rychlost pásu	$m \cdot s^{-1}$
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu	$m \cdot s^{-1}$
W_{0A1}	Model průřezu v ohybu v řezu A1	m^3
W_{0A2}	Model průřezu v ohybu v řezu A2	m^3
α	Sypný úhel dopravovaného materiálu	°
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu pásu	°
σ_{dov}	Dovolené ohybové napětí materiálů	MPa
σ_{0A1}	Maximální ohybové napětí namáhající buben	MPa
σ_{0A2}	Maximální ohybové napětí namáhající osu	MPa
ε	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu	°
η	Účinnost asynchronního motoru	-
θ	Dynamický sypný úhel	°
λ	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic	°
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
μ_0	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem	-
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	-
ξ	Součinitel rozběhu	-
ρ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	$kg \cdot m^{-3}$

φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	rad
---	-------------------------------	-----

9 SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

B-0000-S Pásový dopravník
C-0001-M1 Gravitační napínací zařízení
C-0002-M2 Poháněný buben
C-0003-M3 Osa poháněcího bubnu
E-2222- Kusovník poháněného bubnu

10 PŘÍLOHY

