

# 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

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

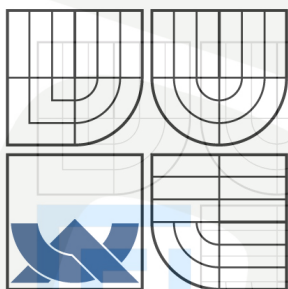
VODOROVNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

MICHAL KORČIÁN

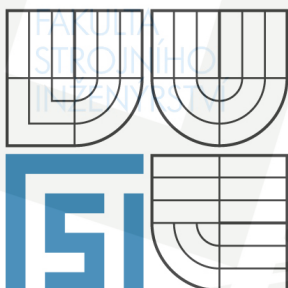
BRNO 2008



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VODOROVNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

HORIZONTAL BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MICHAL KORČIÁN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠPIČKA, CSc.

BRNO 2008



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2007/08

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Korčian Michal

který/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: Stavba strojů a zařízení (2302R016)

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Vodorovný pásový dopravník

v anglickém jazyce:

### Horizontal belt conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční řešení dle zadaných parametrů, součástí řešení je výkresová dokumentace.

Cíle bakalářské práce:

Zpracovat konstrukční návrh pásového vodorovného dopravníku pro dopravu kovových třísek.

Technické parametry:

- rychlost pásu: 0,5 - 2,5 m/s
- délka dopravníku: 5 m
- výška dopravníku: 1 m
- dopravovaný materiál:
  - kovové třísky

Proveďte:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů dopravníku,
- návrh pohonu,
- pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu.

Nakreslete:

- návrhovou sestavu dopravníku,
- podsestavu napínacího bubnu,
- detailní výkres napínacího hřídele.



Seznam odborné literatury:

ČSN ISO 5048,1535,1536,1537;

Gajdůšek J.,Škopán M.:Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skriptá VUT Brno, 1988.

Kolář D.a kol.:Části a mechanismy. strojů.

Vedoucí bakalářské práce:Ing. Jiří Špička, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

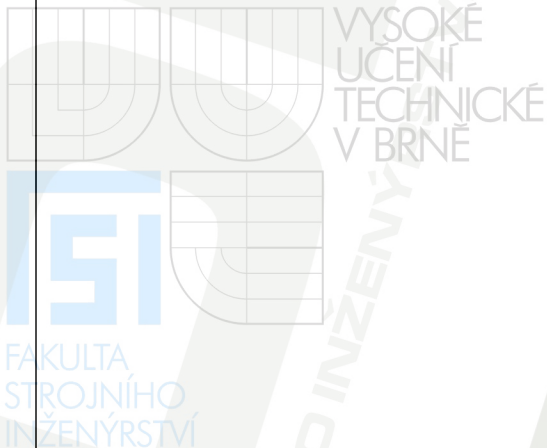
V Brně, dne 22.11.2007

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

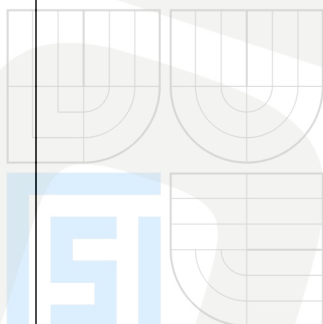


### ***Anotace:***

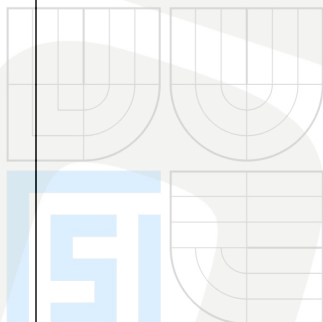
*Tato bakalářská práce pojednává o konstrukčním řešení vodorovného pasového dopravníku na přepravu kovových třísek od výrobního stroje na vzdálenost 5m. V této práci je proveden funkční výpočet, který obsahuje stanovení šířky pásu, odpor dopravníku, tah v pásu, napínací síly a výkon motoru. Je zde proveden i návrh hlavních rozměrů dopravníku a pohon, a je proveden pevnostní výpočet hřídele napínacího bubnu.*

### ***Annotation:***

*This bachelor's project treats about construction of horizontal belt conveyor for metal sawdust transportation from producing machine to 5 meters distance. There is functional calculation which contains belt width determination, conveyor resist, tensile stress in the belt, tension forces and engine performance. There is also done conveyor main proportions and engine design and stress control of tension drum.*



*KORČIÁN, M. Vodorovný pásový dopravník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 38s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Špička, CSc.*

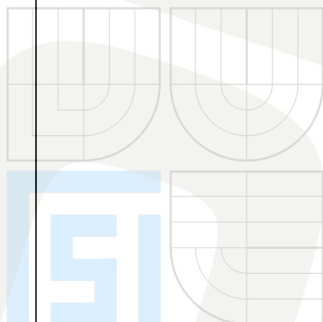


*Prohlašuji že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval sám bez cizí pomoci. Jako podklady mi sloužily odborné konzultace, literatura a internet, jejichž seznam je uveden v příloze.*

*V Moravských Málkovicích dne 22. dubna 2008*

*Michal Korčían*

.....



*Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při psaní této bakalářské práce pomáhali, a to především panu Ing. Jiřímu Špičkovi CSc. za jeho cenné rady a poznatky, které mi tvorbu celé práce usnadnily.*

*V Moravských Málkovicích dne 22. dubna 2008*

*Michal Korčían*

.....



1.	Úvod .....	1
2.	Konstrukce pásových dopravníků .....	2
3.	Návrh konstrukčního řešení .....	3
4.	Funkční výpočet .....	11
5.	Volba pohonu pásového dopravníku .....	17
6.	Vyrovnávací spojka .....	19
7.	Ložiskové těleso .....	20
8.	Výpočet napětí tahů v pásu .....	22
9.	Kontrolní výpočet hřídele napínacího bubnu .....	24
10.	Kontrola životnosti ložisek napínacího a hnacího bubnu .....	27
11.	Závěr .....	28
12.	Seznam použité literatury .....	29
13.	Seznam použitých zkratek a symbolů .....	30
14.	Seznam příloh .....	33



## 1. Úvod

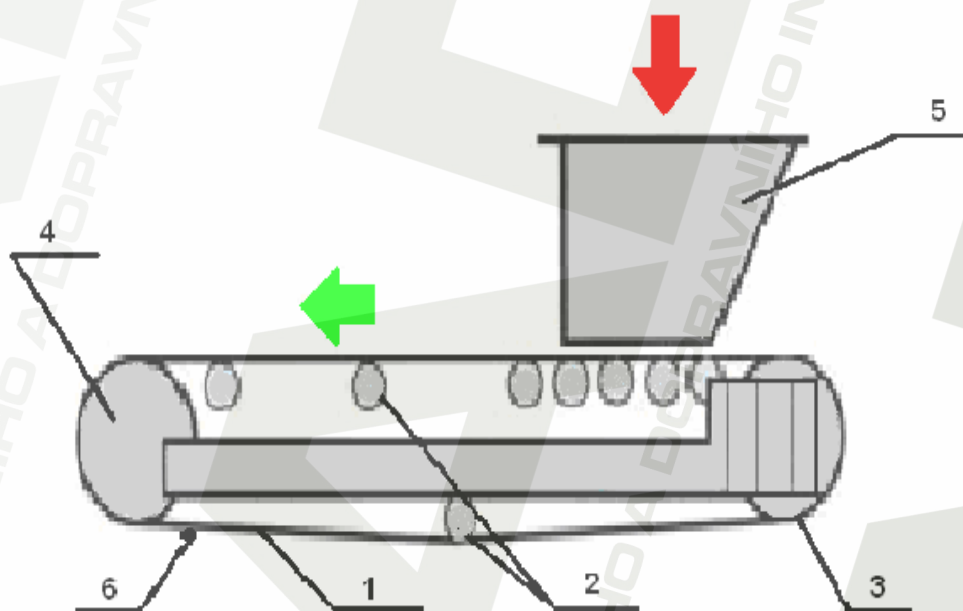
Pásové dopravníky jsou zařízení určená k nepřetržité přepravě různých druhů sypkých látek i kusového zboží, a to ve vodorovném, popřípadě i v mírně šikmém směru. Dopravní pás tvoří jak tažný, tak i nosný orgán přepravovaného materiálu. Tyto pásové dopravníky tvoří nejrozšířenější způsob přepravy sypkých látek díky svým nespočetným přednostem. Mezi tyto přednosti patří zejména :

- vysoká dopravní rychlost,
- vysoký dopravní výkon,
- velké dopravní vzdálenosti,
- malá spotřeba energií,
- snadná údržba,
- možnost jak nakládky, tak vykládky v kterémkoli místě.

## 2. Konstrukce pásových dopravníků

Pásový dopravník je složen z několika hlavních částí. Základem je pogumovaný pás. Ten je zároveň nosným i tažným elementem. Tento pás je napnut mezi napínacím a hnaným bubnem a pohybuje se po nosných válečkách. Hnaný buben je přes převodovku spojen s elektromotorem opatřeným frekvenčním měničem pro plynulou změnu otáček a tím i regulaci rychlosti pásu. Materiál je na pás přiváděn plechovou násypkou. Pro snadný průchod pásu vratnou větví je pás vybaven čističem pásu umístěným pod napínacím bubnem.

Schéma dopravníku:



1. Dopravní pás
2. Nosné valečky
3. Napínací buben

4. Hnací buben
5. Násypka
6. Čistič pásu

Obrázek 1

### 3. Návrh konstrukčního řešení

Mým úkolem je provedení konstrukčního řešení pásového dopravníku pro přepravu kovových třísek od obráběcího stroje v běžné strojírenské praxi.

#### 3.1. Dopravní pás

Základním konstrukčním prvkem pásového dopravníku je dopravní pás, proto jsou na něj kladeny vysoké požadavky. Mezi ně patří:

- odolnost proti otěru,
- vysoká životnost,
- vysoká podélná hustota,
- minimální navlhavost,
- vysoká schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání,
- vysoká pevnost,
- nízká hmotnost.

Pro pásový dopravník na přepravu kovových třísek jsem použil dopravní pás od společnosti GUMEX, spol. s r. o. Strážnice dle [4].

#### EP400/3 - PRYŽOVÉ PÁSY PRO PRŮMYSLOVÉ POUŽITÍ

velmi odolný proti opotřebení, pro přepravu vysoce abrazivního objemného materiálu, obrusivost max. **80 mm<sup>3</sup>**

- pracovní teplota: **-60 °C/+60 °C** (materiál maximálně +70 °C)
- počet vložek: **3**
- maximální šíře: **skladem do 800 mm (na objednávku do 1800 mm)**
- síla krycích vrstev: **obvykle 4+2 mm (dle aktuální nabídky)**
- okraje řezané nebo balené

Nákres pásu:



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

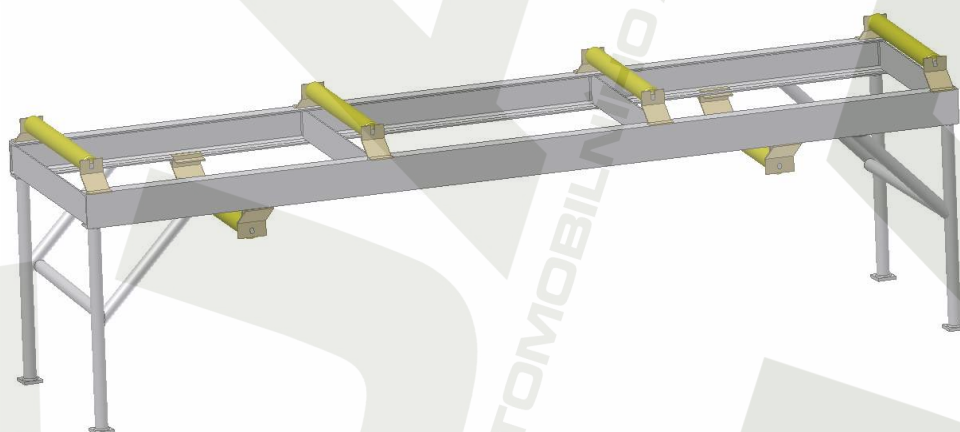


Obrázek 2

Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (info)	Měrná jednotka
EP 400/3	500 / 4+2 / AA	10,8	315	6,05	100/200/400	bm

Tabulka 1

### 3.2. Nosná konstrukce



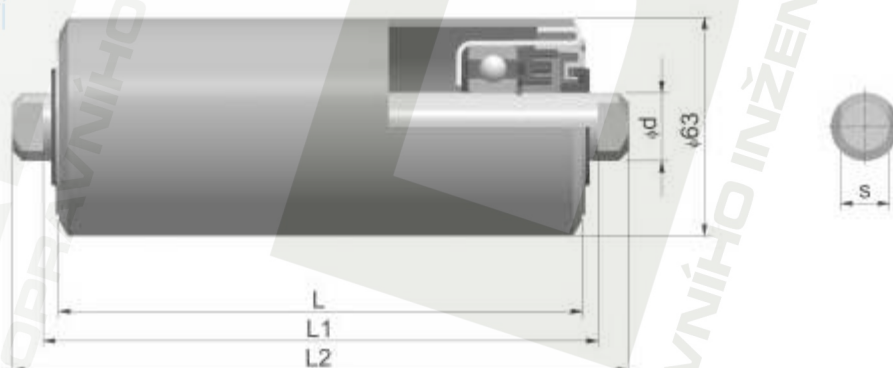
Obrázek 3

Nosná konstrukce je z ohýbaného profilu U 80x 40x 3 z materiálu 11 373.00. Upravené tak aby, k němu bylo možné upevnit převodovku s elektromotorem, a aby umožňovala montáž násypky pro nakládku. Jako stojny jsou použity ocelové bezešvé trubky válcované za tepla ČSN 42 5715 38x2,5 11 353.0




### 3.3. Nosné válečky

Jako nosné válečky byly použity válečky od firmy TRANZA Břeclav a. s. dle [5] flat roller 63 mm F-063xL-6204. Tranza vyrábí a prodává široký sortiment dopravníkových válečků. Při návrhu a výrobě válečků se opírají o vlastní konstrukci a vývoj na základě dlouholetých ověřených zkušeností a špičkové produktivní výrobní technologie.

Nákres válečku:



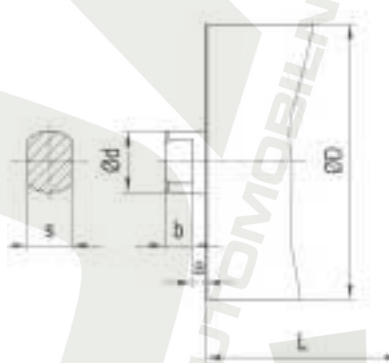
Obrázek 4

Rozměry mm			Hmotnost kg		Šíře pásu		
L	L1	L2	Rotační části	Celková			
600	608	646	2,6	4,2	500		

Tabulka 2

Uložení v pražci je standardní typ A

Nákres uložení v pražci:



Obrázek 5

Nosný	Ød mm	s mm	a mm	b mm
6204	20	14	9	4

Tabulka 3

### 3.4. Bubny

Bubny zajišťují přenos točivého momentu na dopravní pás a jeho napnutí. Rozměry bubnu mají podstatný vliv na životnost pásu. Plášť poháněcího a napínacího bubnu je vyroben z trubky ocelové bezešvé válcované za tepla. Povrch je následně pogumován. To má za následek zvýšení součinitele smykového tření a účinnější přenos výkonu.

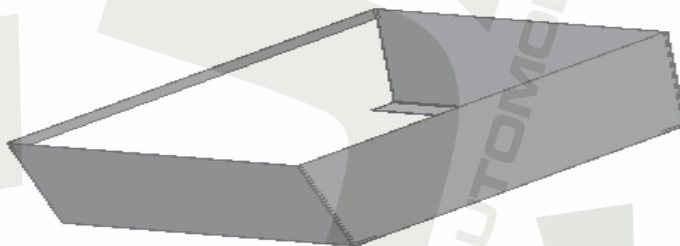
Nákres bubnu:



Obrázek 6

### 3.5. Násypka

Násypka je svařena z tenkého ohýbaného ocelového plechu. Konečný tvar a provedení může být upraveno v závislosti na požadavcích odběratele. Násypka je připevněna k rámu dopravníku pomocí šroubů.

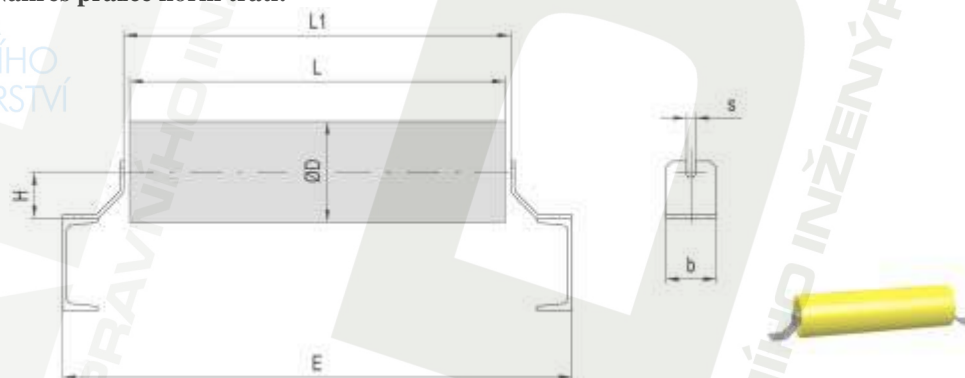


Obrázek 7

### 3.6. Pražce

Jako pražce jsem použil pražce od firmy TRANZA Břeclav a.s. dle [5]. Pražce jsou umístěny po celé délce dopravníku, v různých roztečích pro horní a dolní větev.

Nákres pražce horní trati:

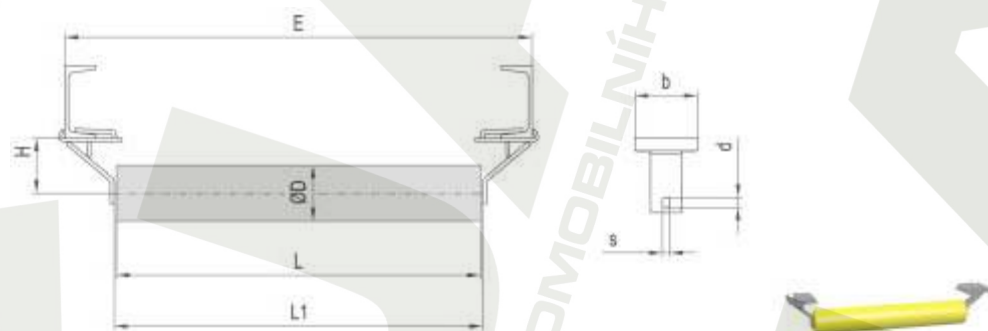


Obrázek 8

Rozměr Pásu (mm)	Rozměry (mm)								Hmotnost (kg)
	E	D	L	L1	H	b	s	l	
500	800	89	600	608	73	80	14	10-14	1,1

Tabulka 4

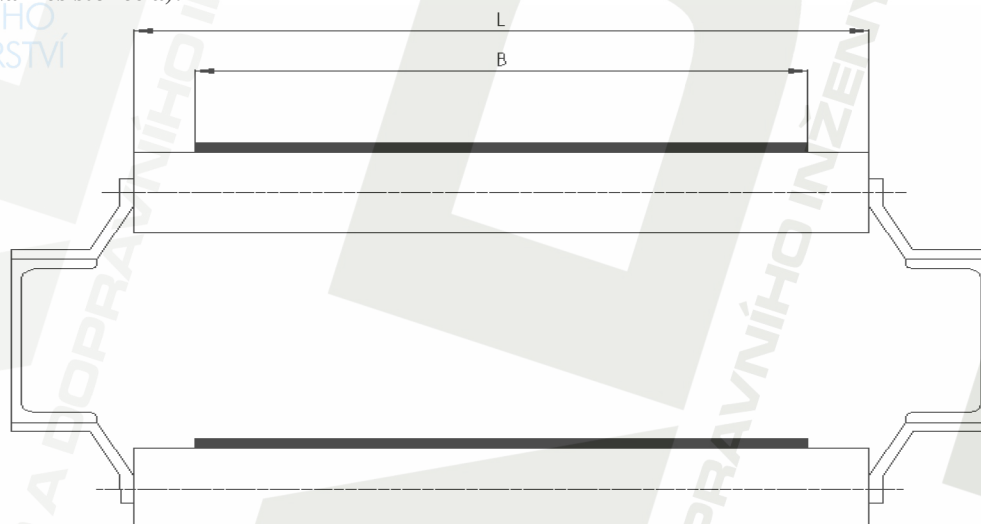
Nákres pražce dolní trati:



Obrázek 9

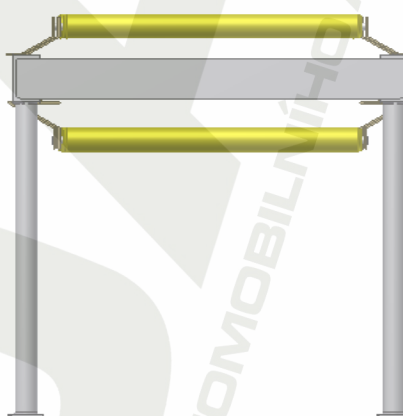
Rozměr Pásu (mm)	Rozměry (mm)									Hmo tnost [kg]
	E	D	L	L1	H	b	d	s	l	
400-800	700	89	500- 950	508- 958	110	100	20	14	10- 14	1,7

Nákres stolice a):



Obrázek 10

Nákres stolice b):

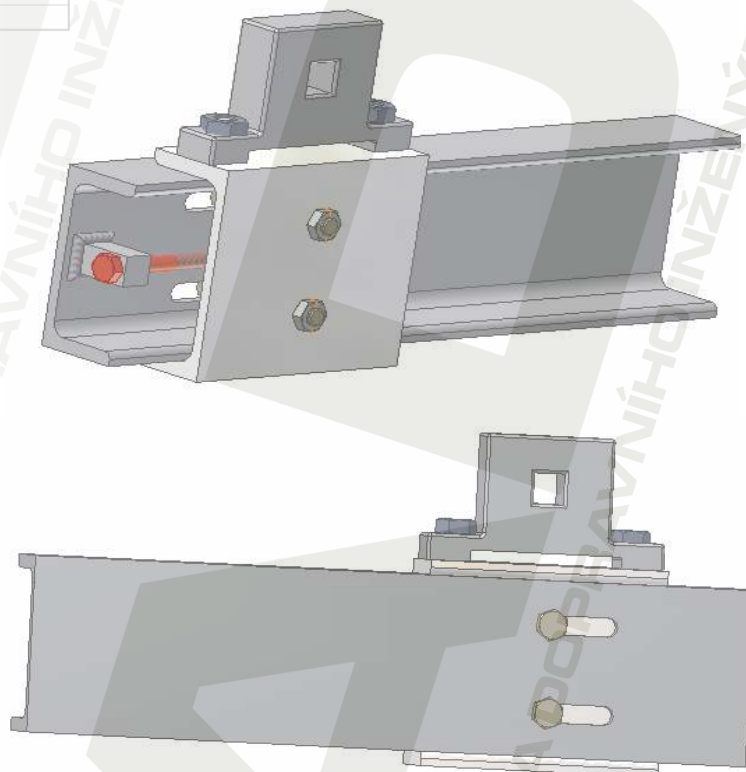


Obrázek 11

### 3.7. Způsob napínání pásu

Pro napnutí pásu o 1,5% jeho délky jsem navrhl jednoduchou konstrukci.

Nákres způsobu napínání:

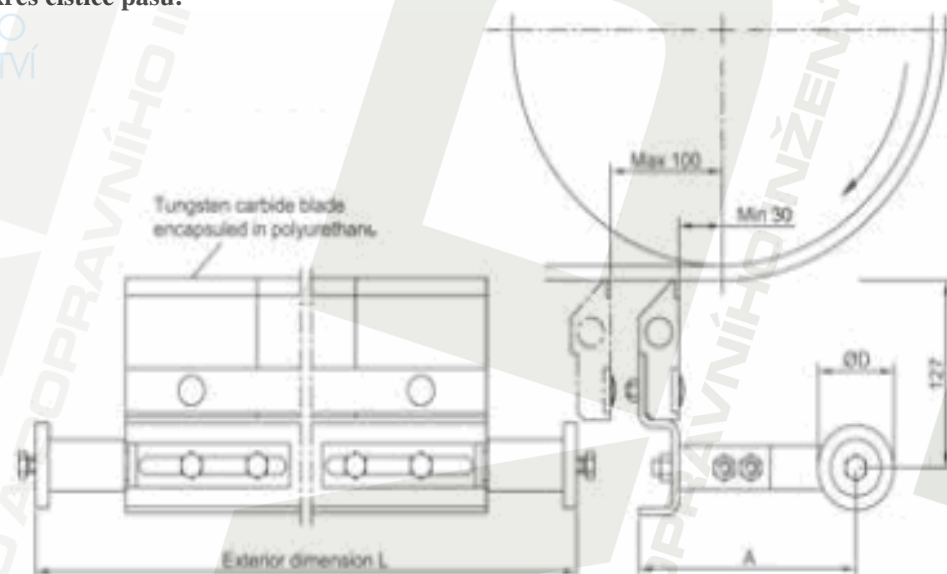


Obrázek 12

### 3.8. Čistič pásu

Pro udržení čistoty pásu během provozu je nutné použít čistič pásu. Ten zamezí nadměrnému opotřebení u pásu a válečků. Pro toto průběžné čištění jsem se rozhodl použít čistič pásu od společnosti VENDIG AB SWEDEN dle [9].

Nákres čističe pásu:



Obrázek 13

Katalogové číslo	B-W	L mm	$\phi D$ mm	A mm <sup>2</sup>	Hmotnost kg
9205	500	582-982	58	166	4,8

Tabulka 5

## 4. Funkční výpočet

### 4.1 Zadané parametry:

Délka dopravníku:

L=5m

Proměnná rychlost:

 $v_1=0,5\text{m/s}$  $v_2=2,5\text{m/s}$ 

Dopravovaný materiál jsou kovové třísky.

### 4.2 Zjištěno experimentálně

Objemová sypaná hmotnost

 $\rho=750\text{kg/m}^3$ 

Sypaný úhel

 $\alpha=35^\circ$ 

Dynamický sypaný úhel

 $\Theta=26,26^\circ$ 

### 4.3 Teoretický průřez naplnění pásu

$$S = [l + (b - l) * \cos \lambda]^2 * \frac{\text{tg} \Theta}{6}$$

$$S = [0,6 + (0,4 - 0,6) * 1]^2 * \frac{\text{tg} 26,25}{6} = 0,013\text{m}^2$$

(1)

b= 0,4 m

vypočteno v (3)

l= 0,6m

voleno

 $\lambda= 0$ 

voleno

 $\Theta= 26,26^\circ$ 

zadáno

### 4.4 Dopravní výkon

$$Q = 3600 * \rho * S * v$$

$$Q = 3600 * 750 * 0,013 * 0,5 = 17550\text{kg / hod}$$

(2)

 $\rho = 750\text{ kg/m}^3$ 

zadáno

S= 0,013 m<sup>2</sup>

vypočteno v (1)

 $v_1= 0,5\text{ m/s}$ 

zadáno

#### 4.5 Využití ložné šířky pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 0,5 - 0,05 = 0,4m$$

voleno dle [4]

(3)

$$B = 0,5 \text{ m}$$

#### 4.6 Vypočet odporů pro rychlost 2,5 m/s

Výpočet hlavních odporů

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

$$F_H = 0,0256 \cdot 5 \cdot 9,81 \cdot [4,16 + 1,04 + (2 \cdot 6,05 + 9,75) \cdot 1] = 33,966N$$

(4)

$$f = 0,0256$$

vypočteno v (5)

$$L = 5 \text{ m}$$

zadáno

$$q_{RO} = 4,16 \text{ kg/m}$$

vypočteno v (7)

$$q_{RU} = 1,04 \text{ kg/m}$$

vypočteno v (8)

$$q_B = 6,05 \text{ kg/m}$$

voleno z tabulky

$$q_G = 9,75 \text{ kg/m}$$

vypočteno v (5)

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

zadáno

Globální součinitel

$$f = f_1 \cdot k_2$$

$$f = f_1 \cdot k_2$$

(5)

$$f_1 = 0,027$$

voleno podle [1]

$$k_2 = 0,95$$

volené podle [1]

Zatížení dopravníku

$$q_G = \frac{I_v \cdot \rho}{v}$$

$$q_G = \frac{0,0325 \cdot 750}{2,5} = 9,75 \text{ kg/m}$$

(6)

$$I_v = 0,0325 \text{ m}^3/\text{s}$$

vypočteno v (9)

$$\rho = 750 \text{ kg/m}^3$$

zadáno

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

zadáno

Hmotnost rotujících částí válečku na 1m horní větve

$$q_{RO} = \frac{2 * q_1 * p_1}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2 * 2,6 * 4}{5} = 4,16 \text{ kg / m}$$

(7)

$p_1=4$

$q_1=2,6 \text{ kg}$

$L=5 \text{ m}$

voleno

voleno dle [5]

zadáno

Hmotnost rotujících částí válečku na 1m dolní větve

$$q_{RU} = \frac{q_2 * p_2}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{2,6 * 2}{5} = 1,04 \text{ kg / m}$$

(8)

$q_2=2,6 \text{ kg}$

$p_2=2$

$L=5 \text{ m}$

voleno dle [5]

voleno

zadáno

Největší dopravovaný výkon

$$I_V = S * v * k$$

$$I_V = 0,013 * 2,5 * 1 = 0,0325 \text{ m}^3 / \text{s}$$

(9)

$S=0,013 \text{ m}^2$

$v=2,5 \text{ m/s}$

$k=1$

vypočteno v (1)

zadáno

voleno pro rovný dopravník

### Výpočet vedlejších odporů

Odpor setrvačných sil v místě nakládání v v oblasti urychlování

$$F_{bA} = I_v * \rho * (v - v_0)$$

$$F_{bA} = 0,0325 * 750 * (2,5 - 0) = 60,938N$$

(10)

$$I_v = 0,0325 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho = 750 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

vypočteno v (8)

zadáno

zadáno

Odpor ohybu pásu na bubnech

$$F_0 = 9B * \left( 140 + 0,01 * \frac{F}{B} \right) * \frac{d}{D}$$

$$F_0 = 9 * 0,5 * \left( 140 + 0,01 * \frac{5000}{0,5} \right) * \frac{0,0108}{0,324} = 36N$$

(11)

$$B = 0,5 \text{ m}$$

$$d = 0,0108 \text{ m}$$

$$D = 0,324 \text{ m}$$

$$F = 5000 \text{ N}$$

voleno dle [4]

voleno dle [4]

voleno

voleno

Odpor v ložiskách bubnu

$$F_t = 0,005 * \frac{d_0}{D} * F_T$$

$$F_t = 0,005 * \frac{0,02}{0,324} * 5000 = 1,543N$$

(12)

$$d_0 = 0,02 \text{ m}$$

$$D = 0,324 \text{ m}$$

$$F_T = 5000 \text{ N}$$

voleno dle [5]

voleno

voleno

Celkové vedlejší odpory

$$F_N = F_{bA} + F_0 + F_t$$

$$F_N = 60,938 + 34,285 + 1,984 = 98,481N$$

(13)

$$F_{bA} = 60,938 \text{ N}$$

$$F_0 = 36 \text{ N}$$

$$F_t = 1,543 \text{ N}$$

vypočteno v (10)

vypočteno v (11)

vypočteno v (12)

Odpor čističe pásu

$$F_a = A * p * \mu_3$$

$$F_a = 0,000166 * 7 * 10^4 * 0,6 = 6,972 N$$

(14)

$$A = 0,000166 \text{ m}^2$$

$$p = 7 * 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\mu = 0,6$$

voleno dle [9]

voleno z rozsahu  $p = 3 * 10^4$  až  $10 * 10^4 \text{ N/m}^2$ voleno z rozsahu  $\mu_3 = 0,5 - 0,7$ 

Celková hnací síla

$$F_U = F_H + F_N + F_a$$

$$F_U = 33,966 + 98,481 + 6,972 = 139,419 N$$

(15)

$$F_H = 33,966 \text{ N}$$

vypočteno v (4)

$$F_N = 98,481 \text{ N}$$

vypočteno v (13)

$$F_a = 6,972 \text{ N}$$

vypočteno v (14)

Potřebný provozní výkon pohonu

$$P_A = \frac{F_U * v}{\eta}$$

$$P_A = \frac{139,419 * 2,5}{0,9} = 382,736 W$$

(16)

$$F_U = 138,145 \text{ N}$$

vypočteno v (15)

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

zadáno

$$\eta = 0,9$$

voleno z rozsahu  $\eta = 0,85$  až  $0,95$

Vzhledem k možnosti zastavení plně zatíženého dopravníku, v důsledku výpadku elektrické energie, nebo poruchy jsem potřebný výkon navýšil o 20%, aby došlo k rozběhu a byly překonány všechny statické odpory při plně zatíženém pásu.

*Minimální výkon elektromotoru*

$$\begin{aligned}P_M &= P_A * 1,2 \\P_M &= 383,736 * 1,2 = 460,483W\end{aligned}\tag{17}$$

$$P_A = 383,736 \text{ W} \quad \text{vypočteno v (16)}$$

*Výpočet výstupních otáček převodovky pro rychlost 2,5 m/s*

$$\begin{aligned}n_2 &= \frac{60 * v}{\pi * D} \\n_2 &= \frac{60 * 2,5}{\pi * 0,324} = 147,441 \text{ min}^{-1}\end{aligned}\tag{18}$$

$$\begin{aligned}D &= 0,324 \text{ m} && \text{voleno} \\v &= 2,5 \text{ m/s} && \text{zadáno}\end{aligned}$$

*Výpočet výstupních otáček převodovky pro rychlost 0,5 m/s*

$$\begin{aligned}n_1 &= \frac{60 * v}{\pi * D} \\n_1 &= \frac{60 * 0,5}{\pi * 0,324} = 29,488 \text{ min}^{-1}\end{aligned}\tag{19}$$

$$\begin{aligned}D &= 0,324 \text{ m} && \text{voleno} \\v &= 0,5 \text{ m/s} && \text{zadáno}\end{aligned}$$

## 5. Volba pohonu pásového dopravníku

Jako pohon pro pásový dopravník jsem se rozhodl použít kompaktní elektropřevodovku se zabudovaným frekvenčním měničem. Pro plynulou regulaci otáček je měnič opatřen ovládacím potenciometrem. Tuto elektropřevodovku jsem vybral od společnosti NORD – Poháněcí technika, s.r.o. dle [6]

Nákres elektropřevodovky:



Obrázek 14

### Parametry pohonu

*1 x Kuželo čelní převodový motor*

<b>Typ</b>	<b>SK9012.1-80S/4</b>
Výkon motoru	0.55 kW
Otáčky n1 / n2	1380/149 1/min
Výstupní moment	35 Nm
Provozní faktor	4.5
Převod	9.23
Druh provozu	S1
Izolační třída	F
Krytí	IP 55
Napětí	230/400V, 50 Hz
Jmen. proud:	(400V) 1.6 A
Výstupní průměr hřídele	30 mm. délka = 60 mm
Hřídel na straně	B
Pracovní poloha	B3
Poloha svorkovnice	1
Průchodky kabelu	I
Hmotnost cca.	38 kg bez doplňku
Mazivo minerální olejová náplň	ISO VG 220, cca. 0.7 litru
Krycí nátěr	RAL 7031 modrošedá
Provedení převodovky	patkové provedení, plná hřídel

Tabulka 6

Nákres elektropřevodovky s frekvenčním měničem:



Obrázek 15

**Pozice 1b: 1 x Měnič frekvence NORDAC Vector mc**

Typ	SK 550/1 FCT
Jmen. výkon motoru:	0.55 kW
Síťové napětí:	1 x 230 V ±15%, 50/60 Hz
Vstupní proud:	230 A
Výstupní napětí:	three phase
Jmen. výstupní proud:	2.6 A
Výstupní frekvence:	0 Hz ... 400 Hz
Krytí	IP 20
Teplota okolí	0°C ... 50°C

**Rozsah regulace pomocí frekvenčního měniče**

Požadovaná frekvence

$$f_m = \frac{p \cdot n}{60 \cdot (1 - s)}$$

$$f_m = \frac{2 \cdot 272,174}{60 \cdot (1 - 0,09)} = 9,968 \text{ Hz}$$

(20)

p=2

n= 272,174 min<sup>-1</sup>

s= 9%

voleno dle [6]

vypočteno v (21)

voleno dle [6]

Otáčky elektromotoru při rychlosti pásu 0,5 m/s

$$n = n_2 * i$$

$$n = 29,488 * 9,23 = 272,174 \text{ min}^{-1}$$

(21)

$$n_2 = 29,488 \text{ min}^{-1}$$

$$i = 9,23$$

vypočteno v (19)  
voleno dle [6]

Frekvenční měnič umožňuje rozsah regulace od 0-400Hz. Mnou navrhovaný rozsah regulace proběhne v pásmu od 9-50Hz, zbývající oblast bude hluchá.

## 6. Vyrovnávací spojka

Jako spojovací člen mezi výstupní hřídelí bubny a elektropřevodovky jsem použil axiální čepovou spojku od společnosti SIGAD spol. s r.o. Hranice dle [4]. Axiální čepové spojky typu BKN slouží k přenášení točivého momentu se stálým průběhem v obou směrech točení při trvalém i přerušovaném provozu. Mohou pracovat v libovolné poloze, v prostředí znečištěném hmotnými částicemi bez kyselinotvorných plynů, při teplotě okolí od -12°C do +80°C. Konstrukce spojek neumožňuje přenos axiálních sil. Svoji konstrukcí umožňují montážní odchylky v sousostí spojovaných strojů a zařízení. Dynamicky zabezpečují chod soustrojí tlumením rázů při přenosu stálého, přerušovaného i míjivého točivého momentu.

### Axiální čepové spojky BKN

Nákres spojky:

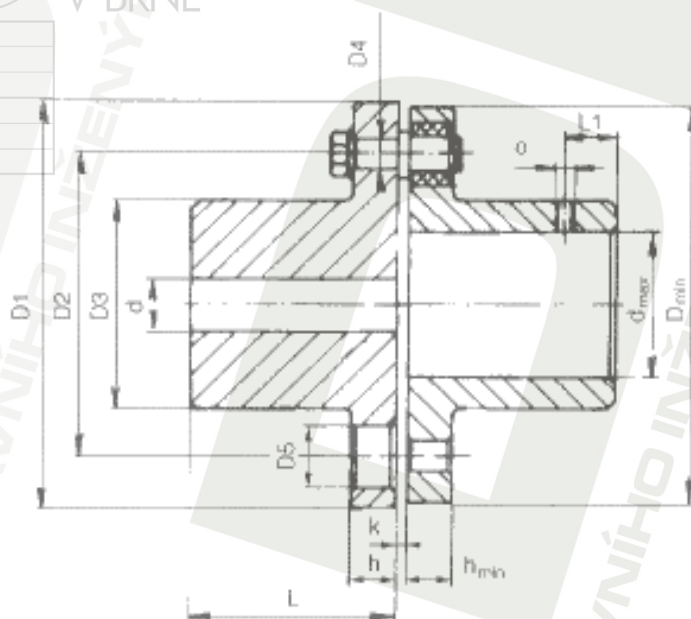


Obrázek 16

Schéma spisky:

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ



Obrázek 17

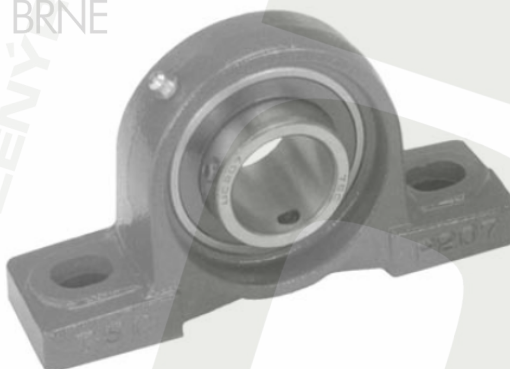
ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY A ROZMĚRY												
T y p	$M_{tmax}$ N.m	$N_{max}$ ot/mi n	$D_1$ mm	$D_3$ mm	L mm	$D_2$ mm	$D_4$ mm	h mm	$D_5$ mm	S mm	$d_{min}$ - $d_{max}$ mm	Hm kg
1 2 5	400	3600	125	60	70	90	12	18	4	6	20- 42	6

Tabulka 7

## 7. Ložiskové těleso

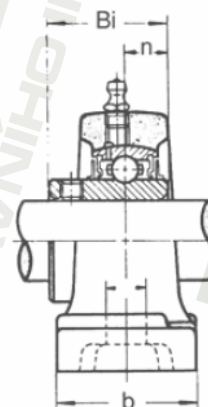
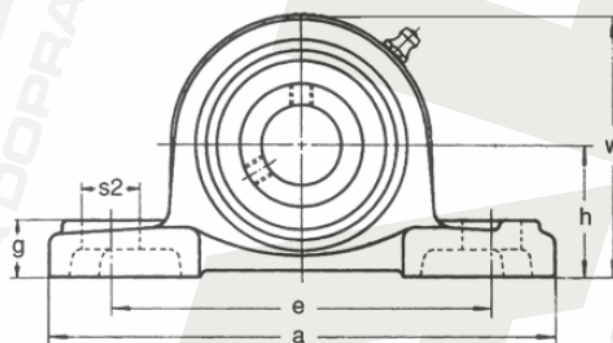
Pro uložení hnacího bubnu jsem se rozhodl použít kompaktní řešení pomocí odlitého litinového pouzdra s přímo vestavěným kuličkovým ložiskem. Toto řešení umožňuje snadnou montáž, a snadné ustavení na nosné části dopravníku. Údržba ložiska se provádí jen standardním doplněním běžným mazacím tukem. Zvolil jsem toto řešení od společnosti Matis s. r. o. Brno dle [7]. U napínacího bubnu jsem použil standardní kuličkové ložisko dle ČSN 02 4630 typ 6206.

Nákres ložiskového tělesa:



Obrázek 18

Schéma ložiskového tělesa:



Obrázek 19

Typ	Ø Hřídel mm	Rozměry mm									
		a	h	e	b	s1	s2	g	w	Bi	n
UCP 202	30	165	42,9	121	48	17	21	18	83	38,1	15, 9

Velikost šroubu mm	ložisko	Kryt	Hmot. kg	Zatížení kN	
				dynamic	Stat.
14	UC206	P206	1,27	18,6	10,8

Tabulka 8

## 8. Výpočet napětí tahů v pásu

Nejmenší tahová síla pro horní větev

$$F_{\min H} = \frac{a_0 * (q_B + q_G) * g}{8 * (h/a)_{adm}}$$

$$F_{\min H} = \frac{1 * (4,44 + 9,825) * 9,81}{8 * 0,012} = 1457,705 N$$

(22)

$a_0 = 1$  m  
 $q_B = 4,44$  kg/m  
 $q_G = 9,825$  kg/m  
 $(h/a)_{adm} = 0,012$

voleno  
voleno dle [4]  
vypočteno v(9)  
voleno

Nejmenší tahová síla pro dolní větev

$$F_{\min D} = \frac{a_u * q_B * g}{8 * (h/a)_{adm}}$$

$$F_{\min D} = \frac{1,6 * 4,44 * 9,81}{8 * 0,012} = 725,94 N$$

(23)

$a_u = 1,6$  m  
 $q_B = 4,44$  kg/m  
 $(h/a)_{adm} = 0,012$

voleno  
voleno z tabulky  
voleno

Největší tahová síla pásu

$$F_{\max} \approx F_1 \approx F_U * \xi * \left( \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{\max} \approx F_1 \approx 137,614 * 1,5 * \left( \frac{1}{e^{0,3 * 3,1416} - 1} + 1 \right) = 338,207 N$$

(24)

$F_U = 137,614$  N  
 $\mu = 0,3$   
 $\xi = 1,5$   
 $\varphi = 3,1416$  rad

vypočteno v (15)  
voleno dle [3]  
voleno dle [3]  
voleno

*Kontrola pevnosti pásu*

$$F_p \geq F_{\max}$$
$$20000 \geq 338,207 \quad (25)$$

**Podmínka vyhovuje***Únosnost pásu*

$$F_p = B * F_{\text{nom}}$$
$$F_p = 500 * 40 = 20000 \text{ N} \quad (26)$$

B= 500 mm  
F<sub>nom</sub>=40 N/mm

voleno dle [4]  
voleno dle [4]

*Určení skutečného tahu v pásu namáhající osu bubnu*

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}}$$
$$F_2 = \frac{308,207}{e^{0,3*3,1416}} = 120,096 \text{ N} \quad (27)$$

F<sub>1</sub>= 308,207 N  
μ= 0,3  
φ=3,1416 rad

vypočteno v (24)  
voleno dle [3]  
voleno

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$
$$F = \sqrt{338,207^2 + 120,096^2} = 358,897 \text{ N} \quad (28)$$

F<sub>1</sub>= 338,207 N  
F<sub>2</sub>= 120,096 N

vypočteno v (24)  
vypočteno V (27)

## 9. Kontrolní výpočet hřídele napínacího bubnu

Kontrola hřídele napínacího bubnu byla provedena jak dynamicky tak i staticky.

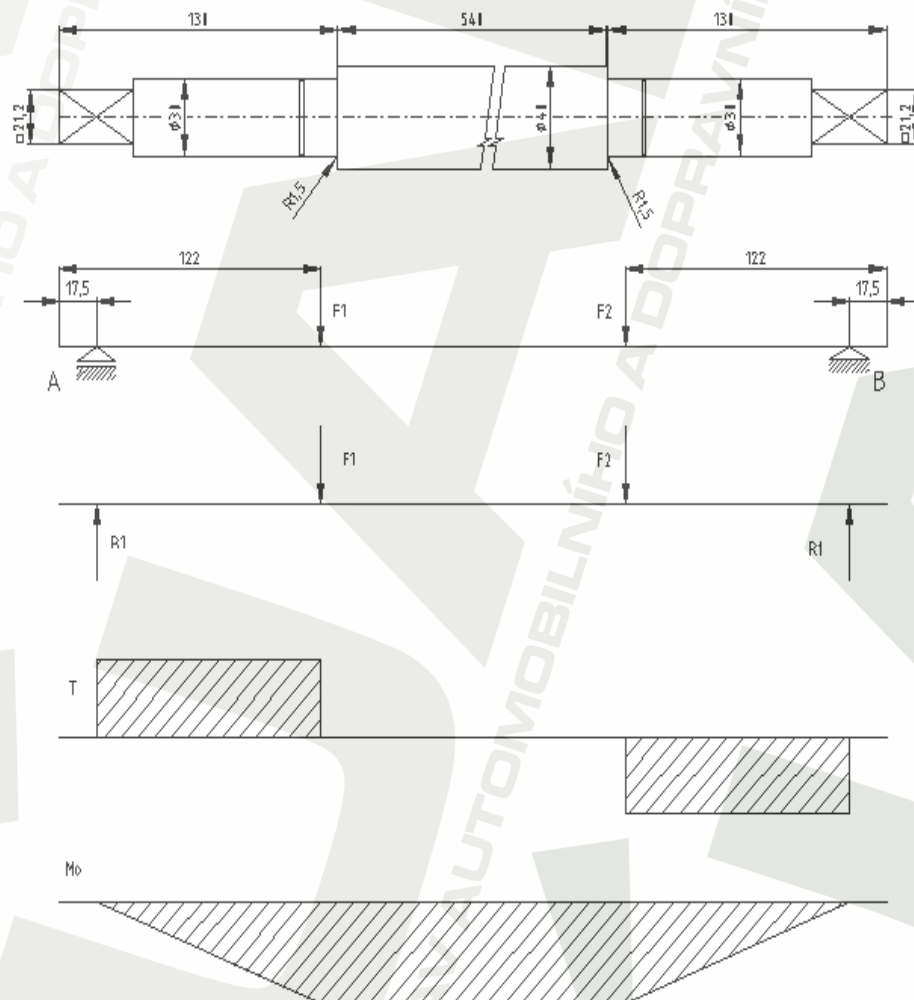
*Volba materiálu hřídele napínacího bubnu*

Materiál	Re	Rm	$\sigma_{oc}$	$\sigma_c$
11 500	280 MPa	520 MPa	225 MPa	145 MPa

Tabulka 9

*Nákres hřídele napínacího bubnu a průběh výsledných vnitřních účinků*

Schéma průběhu napětí:



Obrázek 20

Vypočet reakcí v ložiscích pro symetrické zatížení

$$R_1 = R_2 = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

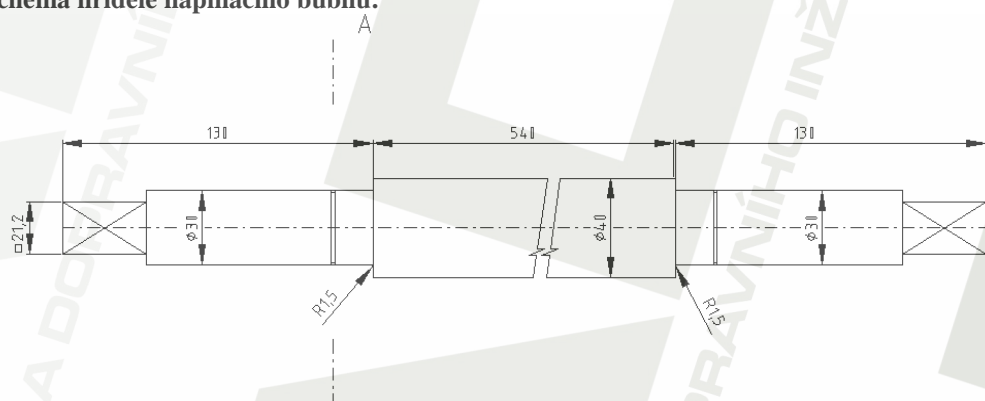
$$R_1 = R_2 = \frac{179,448 + 179,448}{2} = 179,448\text{N} \quad (29)$$

$F_1 = F_2 = 179,448\text{ N}$

odečteno dle obrázku 19

Zvolení nebezpečných průřezů A a B

Schéma hřídele napínacího bubnu:



Obrázek 21

Statický výpočet

Výpočet bezpečnosti v průřezu A

Napětí od ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{R_1 \cdot a}{W_o} = \frac{179,448 \cdot 95,7}{1649,375} = 6,482\text{MPa} \quad (30)$$

$R_1 = 179,448\text{N}$

vypočteno v (20)

$a = 95,7\text{mm}$

odečteno dle výkresu

$W_o = 2649,375\text{ mm}^3$

vypočteno v (31)

Výpočet modulu pružnosti v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2649,375\text{mm}^3 \quad (31)$$

$d = 30\text{ mm}$

voleno

Namáhání v ohybu je jediným namáháním hřídele.

Navýšení napětí o součinitel vrubu

$$\alpha = 2,8$$

$$\sigma = 6,482 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = \alpha * \sigma_o$$

$$\sigma_{\max} = 2,8 * 6,482 = 18,15 \text{ MPa}$$

(32)

voleno dle [2]

vypočteno v (30)

Vypočet statické bezpečnosti

$$K_K = \frac{R_E}{\sigma_o}$$

$$K_K = \frac{280}{18,15} = 15,427$$

(33)

$$R_E = 280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 18,15 \text{ MPa}$$

voleno dle [2]

vypočteno v (32)

**Bezpečnost hřídele je dostatečná**

## 10. Kontrola životnosti ložisek napínacího a hnacího bubnu

Dynamická únosnost  $C = 18600 \text{ N}$   
Statická únosnost  $C_0 = 10800 \text{ N}$

Základní trvanlivost

$$L_h = \left( \frac{C}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_h = \left( \frac{18600}{179,488} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 149} = 124478704,2 \text{ Hod}$$

(34)

$C = 18600 \text{ N}$   
 $n = 149 \text{ 1/min}$   
 $P_E = 179,448 \text{ N}$

voleno  
voleno  
vypočteno ve vzorci 48

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_E = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_E = 1 \cdot 179,448 = 179,448 \text{ N}$$

(35)

$F_r = R_1 = R_2 = 179,448 \text{ N}$   
 $F_a = 0 \text{ N}$   
 $X = 1$   
 $Y = 0$

vypočteno v (29)

voleno dle [2]  
voleno dle [2]

**Životnost zvoleného ložiska je dostatečná.**

## 11. Závěr

V této bakalářské práci jsem navrhoval pásový dopravník na přepravu kovových třísek dle zadaných parametrů. Provedl jsem kompletní výpočet dopravníku dle platné ČSN ISO 5048. Následně jsem provedl návrh vhodného elektromotoru s vestavěným frekvenčním měničem pro plynulou regulaci rychlosti pásu, a následný návrh všech ostatních součástí včetně nosné konstrukce. V navrhování komponentů jsem vycházel z vyráběných a volně dostupných dílů a součástí, k dosažení snížení celkových nákladů.

## 12. Seznam použité literatury

- [1] Gajdušek, J.- Škopán, M. : **Teorie dopravních a manipulačních zařízení**. 1 vydání, Vysoké učení technické v Brně 1988
- [2] Leinveber, J.- Řasa, J.- Vávra P., : **Strojnické tabulky**. Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství, Praha 6, v roce 2000, ISBN 80-7183-164-6
- [3] Kosina, J.- Medek Z. : **Pásové dopravníky s nosnými válečky**. ČSN ISO 5048, Výzkumný ústav transportních zařízení, Praha, 1993
- [4] Katalog firmy GUMEX  
Dostupný na: [http://www.gumex.cz/pdf/07\\_pasy.pdf](http://www.gumex.cz/pdf/07_pasy.pdf)
- [5] Katalog firmy TRANZA  
Dostupný na: <http://www.tranza.cz/cs/produkty/dopravni-komponenty/valecky/>  
<http://www.tranza.cz/cs/produkty/dopravni-komponenty/prazce/>
- [6] Katalog firmy NORD  
Dostupný na: <http://nord.com/cms/cz>
- [7] Katalog firmy MATIS  
Dostupný na:  
<http://www.linearnitechnika.cz/sortiment/strojni%2Dsoucasti/>
- [8] Katalog firmy SIGAD  
Dostupný na: <http://www.sigad.cz/spojky/axialni-cepove-spojky-bkn/>
- [9] Katalog firmy VENDIG  
Dostupný na:  
[http://www.vendig.se/website1/sd\\_page/13/1/index.php?item=pr](http://www.vendig.se/website1/sd_page/13/1/index.php?item=pr)

### 13. Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Název	Jednotka
$a_0$	Rozteč horní válečkové stolice	<b>m</b>
$a_u$	Rozteč dolní válečkové stolice	<b>m</b>
<b>A</b>	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>b</b>	Ložná šířka pásu (tj. skutečně zaplněná nebo nesoucí dopravovanou hmotu); využitelná šířka pásu	<b>m</b>
<b>B</b>	Šířka dopravního pásu	<b>m</b>
<b>C</b>	Dynamická únosnost ložiska	<b>N</b>
<b>d</b>	Tloušťka pásu	<b>m</b>
$d_0$	Průměr hřídele v ložisku	<b>m</b>
<b>D</b>	Průměr bubnu	<b>m</b>
<b>e</b>	Základ přirozených logaritmů	<b>-</b>
$f_M$	Frekvence napájecího napětí	<b>Hz</b>
<b>f</b>	Globální součinitel tření	<b>-</b>
<b>F</b>	Průměrný tah v pásu na bubnu	<b>N</b>
$F_a$	Axiální síla	<b>N</b>
$F_1$	Tah v pásu ve větvi nabíhající na bubnu	<b>N</b>
$F_2$	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	<b>N</b>
$F_H$	Hlavní odpor	<b>N</b>
$F_{max}$	Největší tah v pásu	<b>N</b>
$F_{min}$	Nejmenší tah v pásu	<b>N</b>
$F_N$	Vedlejší odpory	<b>N</b>
$F_r$	Radiální síla	<b>N</b>
$F_S$	Přídavné odpory	<b>N</b>
$F_{S1}$	Přídavné hlavní odpory	<b>N</b>
$F_{S2}$	Přídavné vedlejší odpory	<b>N</b>
$F_T$	Vektorový součet tahů v pásu, působící na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	<b>N</b>
$F_U$	Potřebná síla na poháněcím bubnu	<b>N</b>
<b>g</b>	Tíhové zrychlení	<b>m/s<sup>2</sup></b>
$(h/a)_{adm}$	Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi	<b>-</b>
$I_v$	Objemový dopravní výkon	<b>m<sup>3</sup>/s</b>

<b>k</b>	Součinitel sklonu	-
<b>k<sub>a</sub></b>	Součinitel shrnování	<b>N/m</b>
<b>k<sub>k</sub></b>	Statická bezpečnost	-
<b>k<sub>o</sub></b>	Dynamická bezpečnost	-
<b>l</b>	Délka bočního vedení	<b>m</b>
<b>l<sub>b</sub></b>	Urychlovací délka	<b>m</b>
<b>L</b>	Délka dopravníku	<b>m</b>
<b>L<sub>0</sub></b>	Přídavná délka dopravníku	<b>m</b>
<b>L<sub>h</sub></b>	Základní trvanlivost ložiska	<b>h</b>
<b>M<sub>o</sub></b>	Ohybový moment	<b>N/m</b>
<b>n<sub>1</sub></b>	Výstupní rychlost z převodovky	<b>m/s</b>
<b>n<sub>2</sub></b>	Výstupní rychlost z převodovky	<b>m/s</b>
<b>n</b>	Otáčky bubnu	<b>1/min</b>
<b>p</b>	Tlak mezi čističem pásu a pásem	<b>N/m<sup>2</sup></b>
<b>p'</b>	Neuberou číslo	-
<b>P<sub>A</sub></b>	Provozní výkon na poháněcím bubnu	<b>W</b>
<b>P<sub>E</sub></b>	Ekvivalentní zatížení ložiska	<b>N</b>
<b>P<sub>M</sub></b>	Provozní výkon poháněcího motoru	<b>W</b>
<b>q<sub>b</sub></b>	Hmotnost 1 m dopravního pásu	<b>kg/m</b>
<b>q<sub>G</sub></b>	Hmotnost nakládky na 1 m délky pásu	<b>kg/m</b>
<b>q<sub>RO</sub></b>	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve	<b>kg/m</b>
<b>q<sub>Ru</sub></b>	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve	<b>kg/m</b>
<b>R</b>	Poloměr vrubu	<b>mm</b>
<b>R<sub>1</sub></b>	Reakce v uložení	<b>N</b>
<b>R<sub>2</sub></b>	Reakce v uložení	<b>N</b>
<b>R<sub>e</sub></b>	Mez kluzu materiálu	<b>MPa</b>
<b>R<sub>m</sub></b>	Mez pevnosti materiálu	<b>MPa</b>
<b>S</b>	Průřez náplně pásu	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>v<sub>a</sub></b>	Součinitel velikosti	-
<b>v</b>	Rychlost pásu	<b>m/s</b>
<b>v<sub>0</sub></b>	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	<b>m/s</b>
<b>W<sub>o</sub></b>	Modul pružnosti v ohybu	<b>mm<sup>3</sup></b>
<b>X</b>	Koeficient	-
<b>Y</b>	Koeficient	-
<b>α</b>	Vrubový součinitel	-
<b>α</b>	Sypný úhel	<b>stupně</b>
<b>β</b>	Vrubový součinitel	-
<b>β<sub>c</sub></b>	Komplexní vrubový součinitel	-
<b>ε</b>	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose	<b>stupně</b>
<b>η</b>	Účinnost	-



$\Theta$	Dynamický sypný úhel	stupně
$\mu$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	-
$\sigma_0$	Napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{max}$	Max. napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{oc}$	Redukovaná mez únavy	MPa
$\mu_0$	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem	-
$\mu_1$	Součinitel tření mezi dopravní hmotou a pásem	-
$\mu_2$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	-
$\mu_3$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	-
$\xi$	Součinitel rozběhu	-
$\rho$	Sypná hmotnost dopravované hmoty	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Úhel opásání poháněcího bubnu	radiány

## 14. Seznam příloh

Výkres hřídele napínacího bubnu	<i>1 3P/22-08/05</i>
Podsestava napínacího bubnu	<i>01 3P/22-08/05</i>
Návrhová sestava dopravníku	<i>00 3P/22-08/05</i>
Kusovník	<i>K1 3P/22-08/05</i>
CD	<i>Bakalářská práce</i>