



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Denis Hykolli

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Denis Hykolli
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok: 2018/19

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:

Pásový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh pásového dopravníku pro dopravu sypkého materiálu typu štěrku. Pásový dopravník je součástí zpracovatelské linky drtiče.

Technické parametry požadovaného dopravníku:

Hmotnostní průtok dopravníku 100 000 kg/h.

Převýšení dopravníku mezi koncovými stanicemi 6 m.

Materiálové parametry štěrku velikosti frakce 16 – 32 mm.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor přepravovaného materiálu.

Rešeršní rozbor koncepce pásového dopravníku.

Funkční výpočet, určení hlavních rozměrů dopravníku.

Návrh a výpočet silových parametrů v pásovém dopravníku.

Návrh zvolené konstrukce pásového dopravníku.

Pevnostní kontrola vybraných částí dopravníku.

Sestavný výkres dopravníku.

Výkres podsestavy rámu dopravníku.

Dílenské výkresy komponent.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

ČSN ISO 5048. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil, Český normalizační institut, 1994.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh a výpočet šikmého pásového dopravníku pro přepravu štěrku o velikosti frakce 16 - 32 mm, převýšením mezi koncovými stanicemi 6m a hmotnostním průtokem materiálu 100 000 kg/h. Tato práce obsahuje rozbor přepravovaného materiálu, stručný popis a rozdělení pásových dopravníků, funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048, popis a volba komponent na základě výpočtů, pevnostní kontrola pásu a následně hnaného bubnu. K práci je přiložena požadovaná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, štěrk, dopravní pás, norma ČSN ISO 5048, pohon dopravníku, napínací zařízení, válečková stolice.

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to design and calculate the inclined belt conveyor for the transport of gravel with the size of the fraction 16 - 32 mm, the difference between the end stations is 6 m and the material flow rate 100 000 kg per hour. This thesis includes analysis of transported material, brief description and distribution of belt conveyors, functional calculation according to standard ČSN ISO 5048, description and selection of components based on calculations, strength check of belt and subsequently driven drum. The thesis is accompanied by the required drawing documentation.

KEYWORDS

Belt conveyor, gravel, conveyor belt, standard ČSN ISO 5048, conveyor drive, tensioning device, roller stand.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HYKOLLI, Denis. Pásový dopravník. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/113028>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

Denis Hykolli

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D za odborné rady a vedení této bakalářské práce. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Rozbor přepravovaného materiálu	12
1.1 Frakce.....	12
1.2 Frakce 16/32	12
2 Pásové dopravníky.....	13
3 Koncepce pásového dopravníku.....	15
4 Funkční výpočet pásového dopravníku	16
4.1 Minimální osová vzdálenost přesypu:	16
4.2 Volba jmenovité rychlosti dopravního pásu:	17
4.3 Teoretický průřez náplně dopravovaného materiálu:	17
4.4 Volba šířky pásu a válečkové stolice	17
4.5 Skutečná plocha průřezu náplně dopravovaného materiálu	18
4.5.1 Využitelná ložná šířka pásu:.....	18
4.5.2 Dynamický sypaný úhel:	18
4.5.3 Plocha průřezu náplně	18
4.5.4 Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	19
4.5.5 Součinitel sklonu	19
4.5.6 Největší objemový dopravní výkon.....	19
4.5.7 Skutečný hmotnostní výkon dopravníku	19
4.6 Kontrola přepravovaného množství materiálu.....	19
4.7 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	20
4.7.1 Hlavní odpory	20
4.7.2 Vedlejší odpory	23
4.7.3 Přídavné hlavní odpory.....	25
4.7.4 Přídavné vedlejší odpory	26
4.7.5 Odpor k překonání dopravní výšky	27
4.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	28
4.9 Potřebný provozní výkon poháněcího motoru.....	28
5 Hlavní prvky pásového dopravníku.....	29
5.1.1 Rozdělení dopravních pásů dle povrchu [11].....	29
5.1.2 Konstrukce dopravního pásu [2]	29
5.1.3 Spojovací metody dopravních pásů [11]	29
5.1.4 Volba dopravního pásu.....	31
5.2 Válečky	31
5.2.1 Válečky v horní větvi	32
5.2.2 Válečky v dopadové části	33

5.2.3	Válečky ve vratné větvi	34
5.3	Válečkové stolice	35
5.4	Stěrač pásu	36
5.5	Napínací stanice	37
5.5.1	Vratný buben	38
5.5.2	Napínací jednotka	38
5.6	Nosná příhradová konstrukce	39
5.6.1	Vnitřní příhradová konstrukce	39
5.6.2	Dopadový hnací segment	39
5.6.3	Vzpěry a kotvení pásového dopravníku	40
5.7	Poháněcí stanice	41
5.8	oplňkové prvky pásových dopravníků	42
5.8.1	Násepka	42
5.8.2	Obslužná lávka	43
6	Pevnostní kontrola pásu	44
6.1	Přenos Obvodové síly na poháněcím bubnu	44
6.1.1	Maximální obvodová síla na poháněcím bubnu	44
6.1.2	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	44
6.1.3	Nejmenší tahová síla pro horní (nosnou) větev s ohledem na průvės	45
6.1.4	Nejmenší tahová síla pro dolní (vratnou) větev s ohledem na průvės	45
6.1.5	Největší tahová síla v pásu	45
6.1.6	Únosnost pásu	45
6.2	Pevnostní kontrola pásu	46
6.2.1	Tahová síla v horní (nosné) větvi	46
6.2.2	Tahová síla v dolní (vratné) větvi	46
6.2.3	Výsledná síla působící na buben	46
7	Pevnostní kontrola vybraných komponent	47
7.1	Pevnostní výpočet pláště hnaného bubnu	47
7.1.1	Výpočet zatížení	48
7.1.2	Momentová podmínka k bodu A	48
7.1.3	Silová podmínka	48
7.1.4	Výpočet velikosti maximálního ohybového momentu	48
7.1.5	Modul průřezu v ohybu (bod C)	49
7.1.6	Maximální ohybové napětí v hnacím bubnu (v bodě C)	49
7.1.7	Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti (v bodě C) ..	49
7.2	Výpočet silových reakcí na hřídeli	50
7.2.1	Momentová podmínka	50

7.2.2	Silová podmínka	51
7.2.3	Modul průřezu	51
7.2.4	Maximální ohybový moment	51
7.2.5	Výpočet maximálního napětí v ohybu osy napínacího bubnu.....	52
7.2.6	Kontrola bezpečnosti osy napínacího bubnu	52
Závěr		53
Seznam použitých zkratk a symbolů		56
Seznam příloh		60

ÚVOD

Práce se zabývá konstrukčním návrhem pásového dopravníku. Pásový dopravník je navržen pro přepravu šterku o velikosti frakce 16-32 mm, který musí být přepraven do konečné stanice s převýšením 6 m. Dopravní výkon pásového dopravníku je 100 000 kg·h⁻¹.

Práce se skládá z šesti hlavních částí. První část je zaměřena na rozbor přepravovaného materiálu. Jeho technickými vlastnostmi a použitím. Druhá část se zabývá definicí pásových dopravníků a jejich rozdělením. Ve třetí části je popis jednotlivých prvků pásového dopravníku. Čtvrtá část je věnována funkčnímu výpočtu, který je proveden dle normy ČSN ISO 5048. V páté části je proveden pevnostní výpočet vybraných komponentů dopravníku. Šestá část představuje výrobce obdobných dopravníků.

V páté kapitole byly pro pevnostní výpočet vybrány komponenty: plášť vratného bubnu a jeho hřídel.

Ke konstrukčnímu zpracování bylo využito softvérové aplikace Autodesk Inventor 2019. Vyrenderované obrázky z toho programu jsou využity v této práci. Další obrázky jsou vytvořeny v softvérové aplikaci Autodesk AutoCAD 2019.



Obr. 1 Využití pásových dopravníků v kamenolomu (vlastní foto).

1 ROZBOR PŘEPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Štěrk se vyrábí drcením větších kusů neopracovaných hornin a následným tříděním mezi jednotlivé frakce. Lze jej definovat jako sypký partikulární materiál. Štěrk se využívá zejména ve stavebním průmyslu, například jako podsyp pod zámkovou dlažbu, anebo jako příměs do betonu. [4]

1.1 FRAKCE

Hrubost kameniva, která je udávána dvěma čísly, jenž označují nejmenší a největší rozměr částic v milimetrech obsažených ve směsi. [5]

Pokud směs drti není praná a nacházejí se v ní částice písku, označení frakce má na začátku nulu. [8]

Příklady nejčastějších frakcí [5]

- od 0/2 až do 0/32 (výstavba komunikací)
- 4/8 (podsyp, betonové směsi, dekorace exteriéru)
- 8/16 (podsyp, betonové směsi)
- **16/32**
- 22/125 (zahradní plochy)

1.2 FRAKCE 16/32



Obr. 2 Štěrk o velikosti frakce 16–32 mm [7].

Nepraná směs štěrku o velikosti částic 16 mm až 32 mm.

Použití [6]

- drenáže obvodového zdiva
- údržba cest
- střední vrstva pod zámkovou dlažbu
- výplň vsakovacích jímek

2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY



Obr. 3 Pásový dopravník v kamenolomu (vlastní foto).

Mechanický dopravník pro přenos kusových a sypkých materiálů ve šikmém nebo vodorovném směru. Nekonečný pás je jak tažným, tak nosným prvkem dopravníku, o pohon pásu se starají poháněcí válečky. Pás je podpírán válečkovými stolicemi. Tento typ dopravníku se vyznačuje velkým dopravním množstvím až $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Pomocí jednoho dopravníku lze dosáhnout dopravní vzdálenosti až 5000 m. Dle druhu přepravovaného materiálu je volena rychlost, která může být až $10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [3]

Výhody [2]

- jednoduchá údržba
- malá spotřeba energie
- možnost nakládání a vykládání v jakémkoliv místě

Nevýhody [3]

- životnost tažného elementu
- omezený sklon dopravníku

Dle lit [2] rozdělujeme pásové dopravníky:

Podle tažného elementu

- dopravníky s gumovým pásem anebo PVC pásem
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s ocelovogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

Podle tvaru dopravníku

- Šikmé
- Vodorovné
- Konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- Konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- Kombinované (kombinace konkávního a konvexního)

Podle provedení nosné konstrukce

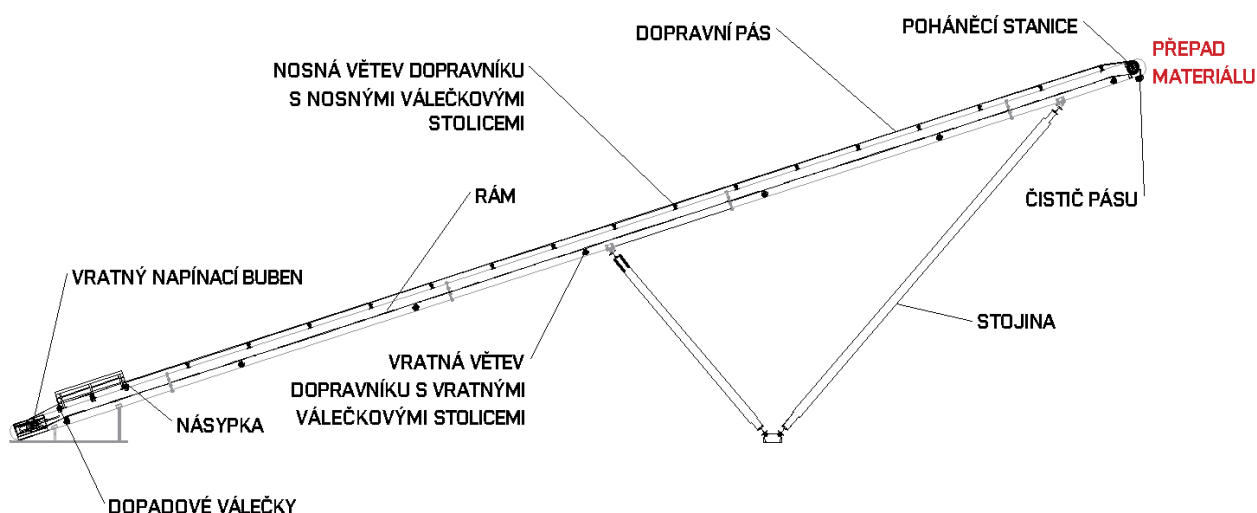
- Stabilní (ocelová konstrukce je pevně spojena se základem)
- Pojízdné a přenosné (pro malé dopravní množství a malé dopravné délky)
- Přestavitelné (velké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti)



Obr. 4 Koncepční návrh pásového dopravníku.

3 KONCEPCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z hlavních a vedlejších komponentů. Ve spodní části se nachází napínací zařízení, jehož součástí je napínací buben, napínací zařízení a napínací segment konstrukce. Na tomto segmentu je těsně za hnaným bubnem umístěna dopadová část skládající se z dopadových válečků a násypky. Kostru rámu tvoří konstrukce tvořená pěti segmenty příhradové konstrukce. Aby se dosáhlo požadovaného převýšení je rám umístěn na stojinách. V nosné větvi jsou na rámu umístěny rovné válečkové stolice. Ve vratné větvi se nachází vratné diskové válečky. V oblasti přepadu materiálu se nachází elektrobuben a čistič pásu. Převážený materiál je umístěn na pryžovém pásu.



Obr. 5 Schéma šikmého pásového dopravníku.

4 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Funkční výpočet pásového dopravníku je proveden podle normy ČSN ISO 5048

Vstupní parametry:

Hmotnostní výkon: $Q = 100\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravní převýšení : $h = 6 \text{ m}$

Frakce přepravovaného materiálu: $x=16\text{-}32\text{mm}$

4.1 MINIMÁLNÍ OSOVÁ VZDÁLENOST PŘESYPU:

$$L_{min} = \frac{h}{\sin(\delta)}$$

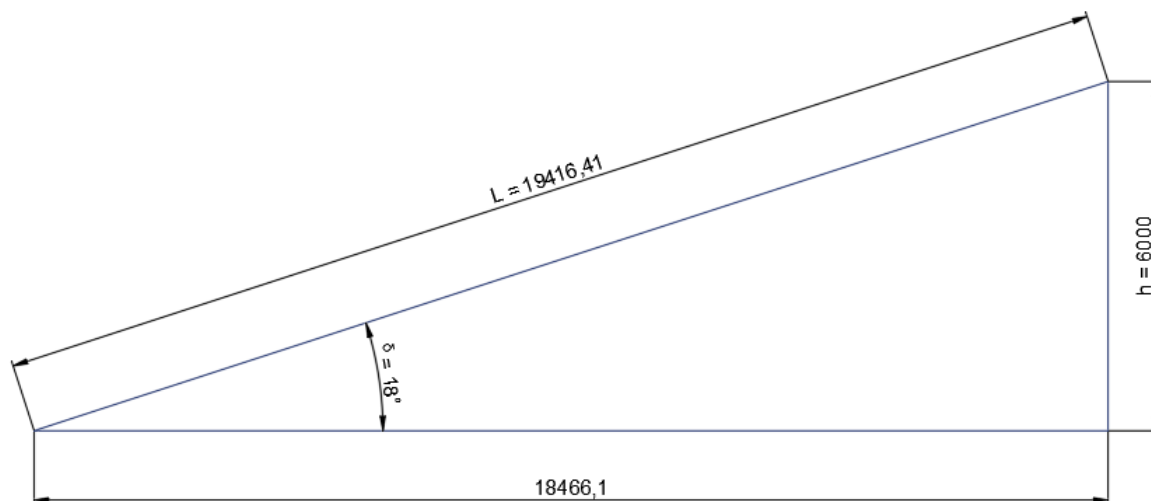
$$L_{min} = \frac{6}{\sin(18^\circ)} = 19,416\text{m} \quad (1)$$

$$L_{min} = 19,4\text{m}$$

Kde:

h [m] dopravní převýšení – dle zadaných vstupních parametrů

δ [°] Sklon dopravníku – dle lit. [2], str.151, tab. 8.5



Obr. 6 Délka pásového dopravníku.

4.2 VOLBA JMENOVITÉ RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU:

- Dle literatury [2], str. 148, tab. 8.3 se pro materiál odírající v kusech volí jmenovitá rychlost v rozmezí 1,25-2 m·s⁻¹
- Zvoleno: v=1,6 m·s⁻¹

Volbou větší rychlosti se dosáhne menší šířky pásu a tím i menší hmoty nosných konstrukcí. Při větších rychlostech rostou dynamické účinky dopravovaného materiálu a materiál se může snáze znehodnocovat.

4.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU:

- Dle literatury [2], str. 148, tab. 8.3 se pro materiál odírající v kusech volí jmenovitá rychlost v rozmezí 1,25-2 m·s⁻¹

$$Q = S_T \cdot v \cdot \rho \cdot 3600 \Rightarrow$$

$$S_T = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \rho}$$

$$S_T = \frac{100000}{3600 \cdot 1,6 \cdot 1900} = 0,009137 m^2 \quad (2)$$

$$S_T = 0,009 m^2$$

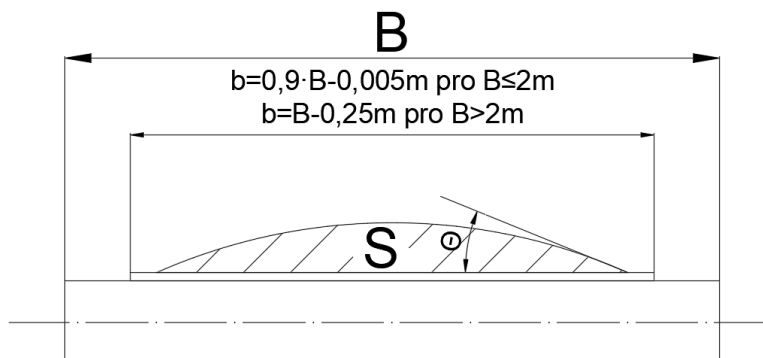
Kde:

Q	[kg·h ⁻¹]	dopravní výkon – dle zadaných vstupních parametrů
v	[m·s ⁻¹]	jmenovitá rychlost dopravního pásu – voleno v kap. 4.2.
ρ	[kg·m ⁻³]	objemová sypaná hmotnost – dle lit. [2], str.151, tab. 8.5 Kámen drcený ρ = 1500 až 2000 kg·m ⁻³ voleno ρ = 1900 kg·m ⁻³

4.4 VOLBA ŠÍŘKY PÁSU A VÁLEČKOVÉ STOLICE

- Na základě výpočtů dle lit.[2], str 149, tab. 8.4 zvolena rovná válečková stolice s šířkou pásu B=400mm

4.5 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU



Obr. 7 Průřez náplně pásu u jednoválečkové stolice

4.5.1 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,005$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,005 = 0,36\text{m} \quad (3)$$

$$b = 0,4\text{m}$$

Kde:

B [m] šířka dopravního pásu dle kap. 5.1.4.

4.5.2 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL:

$$\theta_m = 0,75 \cdot \alpha$$

$$\theta_m = 0,75 \cdot 30 \quad (4)$$

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

Kde:

α [°] sypný úhel pro kámen drcený - dle lit. [2], str.151, tab. 8.5

4.5.3 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S = b \cdot \frac{\tan(\theta_m)}{6}$$

$$S = 0,36 \cdot \frac{\tan(22,5)}{6} \quad (5)$$

$$S = 0,025 \text{ m}^2$$

b [m] využitelná ložná šířka pásu – voleno v kap. 4.5.1

θ_m [°] dynamický sypný úhel – voleno v kap. 4.5.2

4.5.4 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 18 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}} = 0,59 \quad (6)$$

$$k_1 = 0,6$$

4.5.5 SOUČINITEL SKLONU

$$k = k_1 \quad (7)$$

4.5.6 NEJVĚTŠÍ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k_1$$

$$I_V = 0,025 \cdot 1,6 \cdot 0,59 \quad (8)$$

$$I_V = 0,023 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

I_V [m³·s⁻¹] Největší objemový dopravní výkon

4.5.7 SKUTEČNÝ HMOTNOSTNÍ VÝKON DOPRAVNÍKU

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,023 \cdot 1900 \quad (9)$$

$$I_m = 157\,320 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

I_m [kg·h⁻¹] skutečný hmotnostní výkon dopravníku

4.6 KONTROLA PŘEPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

$$I_m > Q$$

$$157320 > 100000 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (10)$$

- Podmínka je splněna

4.7 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (11)$$

Kde:

F_H	[N]	hlavní odpory
F_N	[N]	vedlejší odpory
F_{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky

4.7.1 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (12)$$

Kde:

f	[-]	globální součinitel tření – zvolena hodnota 0,03 dle lit. [1], str.8
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení 3
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr v nosné a dopadové části dopravníku
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr ve vratné větvi dopravníku
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
δ	[°]	Sklon dopravníku

Počet nosných válečkových stolic v nosné větvi

$$P_1 = \frac{L-l}{a_h} - 1$$

$$P_1 = \frac{19,416-1,8}{1} - 1 = 16,616 \quad (13)$$

$$P_1 = 16ks$$

Kde:

L	[m]	osová vzdálenost přesypu
l	[m]	délka dopadové části... dle konstrukce
a_{vh}	[-]	rozteč válečkových stolic v nosné větvi – dle lit. [2], str.138
		$a_h = 0,75 - 1,8$ [m]
		volím $a_h = 1$ m

Počet dopadových válečkových stolic v nosné větvi

$$P_{1D} = \frac{l}{a_{hD}} - 1$$

$$P_{1D} = \frac{1,8}{0,6} - 1 = 2 \quad (14)$$

$$P_{1D} = zvoleno 3ks$$

Kde:

l	[m]	délka dopadové části... dle konstrukce
a_{hD}	[-]	rozteč válečkových stolic v dopadové větvi – dle lit. [2], str.139
		$a_{hD} = 0,45 - 0,6$ [m]
		volím $a_{hD} = 0,6$ m

- V nosné větvi je zvoleno 19 válečků. S ohledem na konstrukci dopravníku zvoleno 16 nosných válečkových stolic a 3 dopadové.

Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr v nosné a dopadové části dopravníku

$$q_{RO} = \frac{q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{q_{1D} \cdot P_{1D}}{L}$$

$$q_{RO} = \frac{2,5 \cdot 17}{19,416} + \frac{7,8 \cdot 3}{19,416} = 3,652 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (15)$$

$$q_{RO} = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

P_{1D}	[ks]	Počet dopadových válečků v nosné větvi
q_{1D}	[kg]	Hmotnost rotujících v dopadové větvi ... voleno v kapitole
P_1	[ks]	Počet nosných válečků v nosné větvi
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi ... voleno v kapitole
L	[m]	Osová vzdálenost přesypu

Počet válečkových stolic v nezátžené větvi

$$P_2 = \frac{L}{a_v}$$

$$P_2 = \frac{19,416}{3} = 6,472 \quad (16)$$

$$P_2 = 7 \text{ ks}$$

Kde:

L	[m]	osová vzdálenost přesypu
a_v	[-]	rozteč válečkových stolic v nosné větvi – dle lit. [2], str.138
		$a_v = 3 - 6 \text{ [m]}$
		volím $a_v = 3 \text{ m}$

Hmotnost rotujících částí válečku na jeden metr nezátížené části

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L}$$

$$q_{RU} = \frac{4,1 \cdot 7}{19,416} = 1,478 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (17)$$

$$q_{RU} = 1,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

P_2	[ks]	Počet kotoučových válečků ve vratné větvi
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku ve vratné větvi ... voleno v kapitole
L	[m]	Osová vzdálenost přesypu

Zatížení dopravníku – hmotnost nákladu na 1 metr délky

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

$$q_G = \frac{0,023 \cdot 1900}{1,6} = 27,31 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (18)$$

$$q_G = 27 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Hlavní odpory

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

$$F_H = 0,03 \cdot 19,416 \cdot 9,81 \cdot [3,652 + 1,478 + (2 \cdot 4,2 + 27,31) \cdot \cos 18] = 223,378 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_H = 223 \text{ N}$$

4.7.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (20)$$

Kde:

F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_{bA}	[N]	Odpory setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování

F_l	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_t	[N]	Odpor v ložiskách bubnu (neuvažuje se pro poháněcí bubny)

Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0)$$

$$F_{bA} = 0,023 \cdot 1900 \cdot (1,6 - 0) = 69,92N \quad (21)$$

$$F_{bA} = 67 N$$

Kde:

v_0 [m·s⁻¹] složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu

Urychlovací délka

$$l_{bmin} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1}$$

$$l_{bmin} = \frac{1,6^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,217m \quad (22)$$

$$l_{bmin} = 0,2m$$

Kde:

μ_1 [-] Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem – dle lit. [1], str.12, tab.2 , $\mu_1 = 0,5 - 0,7$ [m], volím $\mu_1 = 0,6$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_{bmin}}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1}$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,023^2 \cdot 1900 \cdot 9,81 \cdot 0,218}{\left(\frac{1,6+0}{2}\right)^2 \cdot 0,3} = 20,856N \quad (23)$$

$$F_f = 21N$$

μ_2 [-] Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi dle lit. [1], str.12, tab.2 , $\mu_2 = 0,5 - 0,7$ [m], volím $\mu_2 = 0,6$

l_{bmin} [m] Minimální urychlovací délka

b_1 [m] světlá šířka bočního vedení – voleno dle konstrukce

Odpor ohybu pásu na bubnech

- Pro pásy s textilními vložkami

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

$$F_l = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,0068}{0,216} = 27,2N \quad (24)$$

$$F_l = 27N$$

Kde:

F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu – předběžně voleno
d	[m]	tloušťka pásu → dle zvoleného typu pásu v kap. 5.1.4.
D	[m]	průměr bubnu (hnaného) → dle konstrukce D=216mm

Odpor v ložiskách bubnu (hnaného)

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,04}{0,22} \cdot 4000 = 3,636N \quad (25)$$

$$F_t = 4N$$

Kde:

d ₀	[m]	průměr hřídele v ložisku → dle konstrukce d ₀ =40 mm
----------------	-----	---

Vedlejší odpory

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t$$

$$F_N = 69,92 + 20,856 + 27,2 + 3,636 = 121,612N \quad (26)$$

$$F_N = 122 N$$

4.7.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Přídavné odpory zahrnují:

Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu

-

- Toto řešení nepočítá s těmito odpory, protože nejsou případem tohoto řešení

Odpory tření o boční stěny násypky nebo boční vedení, je-li po celé délce dopravníku

- Toto řešení nepočítá s těmito odpory, protože nejsou případem tohoto řešení

$$F_{s1} = 0N$$

4.7.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (27)$$

Kde:

F_{gL} [N] Odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení

F_r [N] Odpor čističe pásu

F_a [N] Odpor shrnovače materiálu – není uvažováno v tomto řešení

Odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot l_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v_1^2 \cdot b_1^2}$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,023^2 \cdot 1900 \cdot 9,81 \cdot 1,2}{1,6^2 \cdot 0,3^2} = 30,813N \quad (28)$$

$$F_{gL} = 31N$$

Kde:

l [m] Délka násypky → dle konstrukce

Výpočet odporu čističe pásu

Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu

$$A = B_{\xi} \cdot t_{\xi}$$

$$A = 0,375 \cdot 0,02 \quad (29)$$

$$A = 0,0075 m^2$$

Kde:

B_{ε} [m] šířka čističe pásu → dle zvoleného typu čističe, kap.

t_{ε} [m] tloušťka čističe pásu → dle zvoleného typu čističe, kap.

Odpor čističe pásu

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0,0075 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,4 \quad (30)$$

$$F_r = 150N$$

Kde:

p [$N \cdot m^{-2}$] tlak mezi čističem pásu a pásem → voleno dle lit. [1] str.13, tab. 3

μ_3 [$N \cdot m^{-2}$] součinitel tření mezi pásem a čističem pásu → voleno dle lit. [1] str.13, tab. 3

Přídavné vedlejší odpory

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a$$

$$F_{S2} = 30,813 + 150 + 0 = 180,813N \quad (31)$$

$$F_{S2} = 181N$$

4.7.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Dopravovaný materiál, způsobuje o šikmých dopravníků odpor F_{st} . Tento odpor lze na rozdíl od ostatních odporů přesně určit.

$$F_{ST} = q_G \cdot h \cdot g$$

$$F_{ST} = 27.31 \cdot 6 \cdot 9,81 \quad (32)$$

$$F_{ST} = 1607N$$

Kde:

q_G [$kg \cdot m^{-1}$] hmotnost nákladu na 1m délky pásu

h [m] dopravní převýšení

Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

$$F_U = 223,378 + 121,612 + 0 + 180,813 + 1607 = 2132,803N \quad (33)$$

$$F_U = 2133N$$

4.8 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Z obvodové síly a rychlosti pásu je vypočítán potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu pásového dopravníku

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 2132,308 \cdot 1,6 = 3412,485W \quad (34)$$

$$P_A = 3413W$$

Kde:

P_A [W] Provozní výkon na poháněcím bubnu

4.9 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

Pro pásové dopravníky s kladným výkonem pohonu (hnaného)

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1}$$

$$P_M = \frac{3412,485}{0,95} \quad (35)$$

$$P_M = 3592W$$

Kde:

P_M [W] Potřebný provozní výkon poháněcího motoru

η_1 [%] Účinnost motoru → voleno dle lit. [1] str.9

5 HLAVNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Dopravní pás

Jednou z nejdůležitějších částí pásového dopravníku je dopravní pás, a proto jsou na jeho technické vlastnosti kladeny vysoké požadavky. Je požadováno, aby pás měl vysokou odolnost proti opotřebení otěrem, malé prodloužení při vysokých tazích, malá navlhavost, co největší pevnost při co nejnižší vlastní váze a odolnost při střídavém namáhání.

Bavlněné či polyamidové vložky tvoří kostru dopravního pásu. Tyto vložky jsou chráněny oboustranně krycími vrstvami a gumovými okraji. Dle dopravovaného materiálu se nejčastěji pohybuje tloušťka horní krycí vrstvy 1,5 - 5 mm, dolní krycí vrstvy 1,5-2 mm a ochranných okrajů 5 – 20 mm. Krycí vrstvy chrání textilní vložky před mechanickým poškozením, které mohou způsobit například abrazivní účinky přepravovaného materiálu, abrazivní účinky nosných válečků a bubnů anebo vodící lišty. [2]

5.1.1 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ DLE POVRCHU [11]

- PVC polyvinylchlorid
- PU Polyuretan
- G Guma
- SI Silikon
- PA polyamid
- SILON syntetická vyztužená plst'

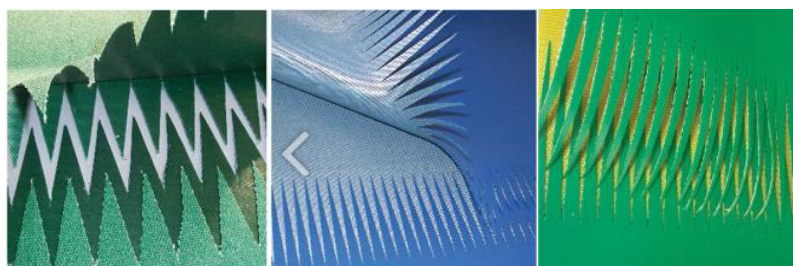
5.1.2 KONSTRUKCE DOPRAVNÍHO PÁSU [2]

- textilní vrstva kryta ze všech stran
- textilní vrstva kryta pouze horní a dolní vrstvou
- nekryté, bez ochranných vrstev

5.1.3 SPOJOVACÍ METODY DOPRAVNÍCH PÁSŮ [11]

a) Spoje na prsty

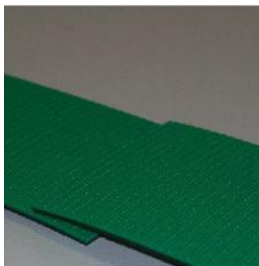
nejobvyklejší způsob, rovnoměrná tloušťka, vysoká pevnost



Obr. 8 Spoje na prsty [11].

b) Spoje přeložením

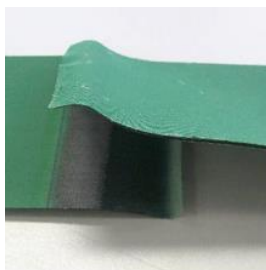
Používá se u termoplastických polyuretanových materiálů.



Obr. 9 Spoje přeložením [11].

c) Klínové broušené spoje

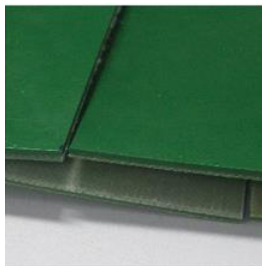
Alternativa pro tradiční spoje na prsty.



Obr. 10 Klínové broušené spoje [11].

d) Schůdkové spoje

Šikmé spoje pro zvláštní použití vytvořené rozdělením do jednotlivých vrstev pásu



Obr. 11 schůdkové spoje [11].

e) Mechanické způsoby spojů

Snadná a rychlá výměna. Ke spojování se využívají sponky (ocel, galvanické, nerezové) anebo plastické spirálové.



Obr. 12 Mechanické způsoby spojů [11].

5.1.4 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

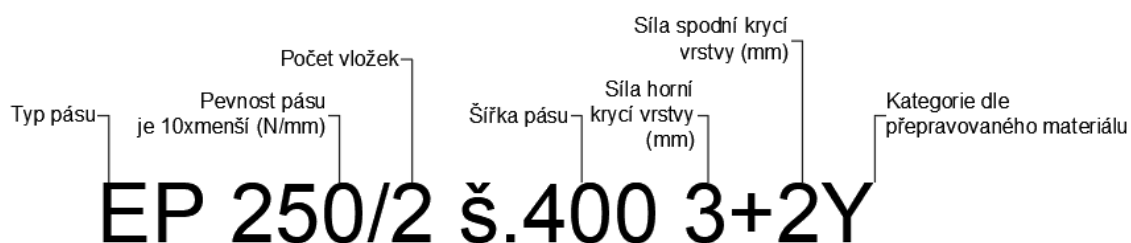
Na základě výpočtů byl zvolen pás z produktového katalogu GUMEX, spol. s r.o. [x8]. Jedná se o pryžový pás s označením EP250/2 š.400 mm 3+2Y. Textilní vrstva pásu je kryt pouze horní a dolní vrstvou. Pás je odolný proti opotřebení. Pás je navržen pro přepravu zrnitého materiálu, abrazivního sypkého s maximální ohrusivostí 150mm. Základní technické parametry jsou v tab.1.



Obr. 13 Dopravní pás Gumex EP250/2Y [9].

Tabulka 1 Základní technické parametry [9].

šířka pásu	B	[mm]	400
síla pásu	t	[mm]	6,8
hmotnost pásu	q _B	[kg/m]	4,2
nominální pevnost v tahu	R _{mp}	[N/m]	250
síla krycí vrstvy	horní	x	3
	spodní	x	2
minimální průměr bubnu	D _{bmin}	[mm]	200
pracovní teplota	x	[°C]	mínus 40 až 60
maximální ohrusivost	x	[mm ³]	150
počet vložek	x	[-]	2



Obr. 14 Označení dopravního pásu [9]

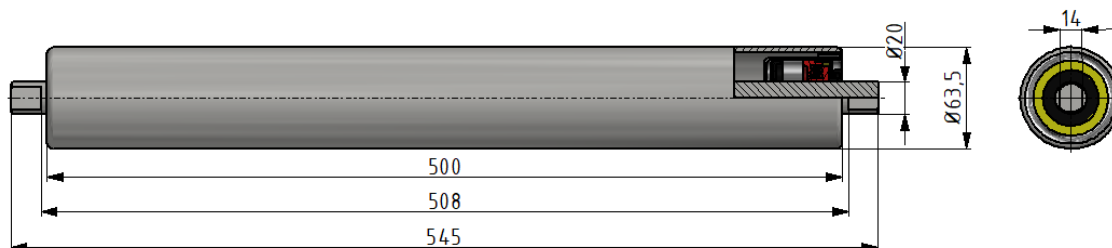
5.2 VÁLEČKY

Válečky jsou důležitým prvkem dopravníku s velkým vlivem na průběh přepravování materiálu. Válečky mohou být buďto s pevnou osou anebo s čepy

ve víku. Jejich hlavním úkolem je vedení a podpora dopravního pásu. Válečky osazené ve válečkové stolici udávají průřez náplně materiálu. [2]

5.2.1 VÁLEČKY V HORNÍ VĚTVI

Hladké válečky s označením $\varnothing 63 \times 500/6204$ voleny od společnosti Transroll s.r.o.. [x10]. Plášť válečku je tvořen ocelovou trubkou o síle stěny 3 mm. Hladký chod zajišťují kuličková ložiska 6204 C3. Aby nedocházelo k pronikání nečistot k ložisku, je zde užito labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou.



Obr. 15 Nosný váleček hladký $\varnothing 63 \times 500/6204$ (vlastní obrázek).

Hladké válečky jsou dle výpočtů uloženy v rovné válečkové stolici. Válečková stolice je svařenec vyrobený z Al jekl z x y. Osa válečku je uložena v platili z Fe plechu x mm. Stolice je ukotvena ke konstrukci pomocí šroubů.



Obr. 16 Válečková stolice (vlastní obrázek).

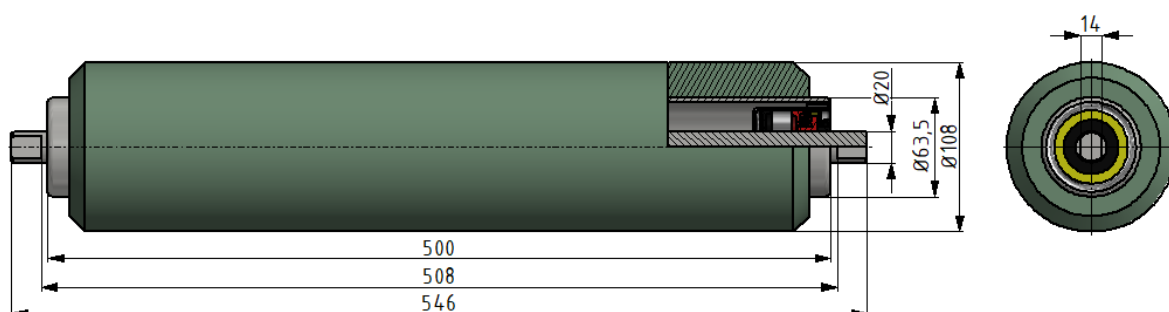
Tabulka 2 Základní technické parametry hladkého válečku [10.]

Označení	Váleček hladký 63x500/6204		
Šířka válečku	L	[mm]	500
x	L1	[mm]	508
Délka hřídele	L2	[mm]	546
Hmotnost rot. Dílů	q ₁	[kg]	2,5
Celková hmotnost	q _{1celk}	[kg]	4

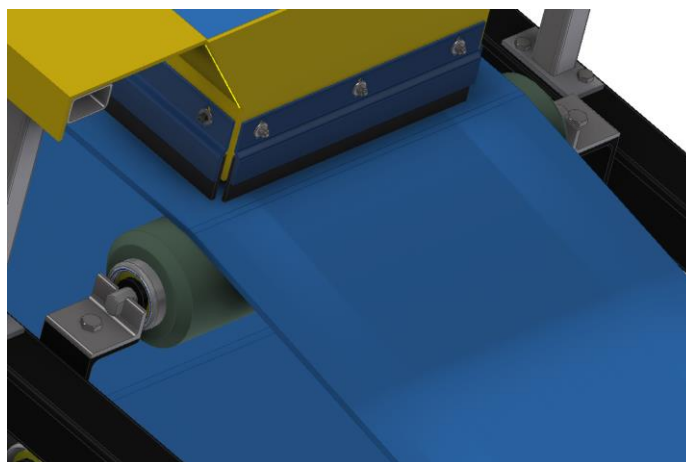
5.2.2 VÁLEČKY V DOPADOVÉ ČÁSTI

V oblasti kde dopadá přepravovaný materiál na pás (pod násypkou), jsou umístěny pogumované válečky od společnosti Transroll s.r.o.. Hlavním úkolem dopadových válečků je ochrana pásu při dopadu těžkého materiálu. Tyto válečky mohou být buďto pogumované anebo diskové.

Zvolen byl pogumovaný váleček 108/76×500 / 620S4. Plášť válečku je tvořen ocelovou trubkou o síle stěny 5mm. Hladký chod zajišťují kuličková ložiska 6204 C3. Aby nedocházelo k pronikání nečistot k ložisku, je zde užito labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou. Váleček je uložen přes dva Fe L profily 60x60x5 na každé straně.



Obr. 17 Dopadový váleček 108/76×500 / 6204 (vlastní obrázek).



Obr. 18 Uložení dopadových válečků

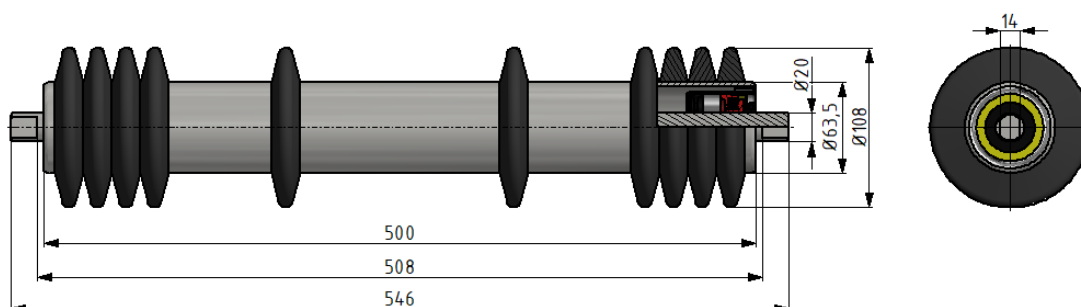
Tabulka 3 Základní technické parametry pogumovaného válečku [10]

Označení	Váleček pogumovaný 108/76x500/6204		
Šířka válečku	L	[mm]	500
x	L1	[mm]	508
Délka hřídele	L2	[mm]	546
Hmotnost rot. dílů	Q _{1D}	[kg]	7,8
Celková hmotnost	Q _{1Dcelk}	[kg]	9,3

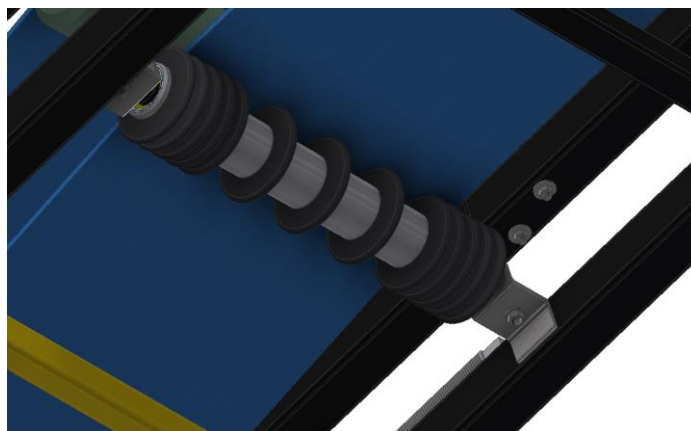
5.2.3 VÁLEČKY VE VRATNÉ VĚTVI

Vratné válečky umístěné ve spodní části dopravníku. Plní funkci podpěry dopravního pásu.

Zvoleny diskové válečky s označením 108/63×500 / 6204 od společnosti Transroll s.r.o. Plášť tvoří ocelová trubka o síle stěny 3 mm. Pryžové kotouče o tvrdosti 65Sh jsou nalisovány na plášti. Jejich rozložení je 4+2+4. Hladký chod zajišťují kuličková ložiska 6204 C3. Aby nedocházelo k pronikání nečistot k ložisku, je zde užito labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou. Váleček je uložen přes dva Fe L profily 60x40x5.



Obr. 19 Diskový váleček. 108/63X500/6204 (vlastní obrázek).



Obr. 20 Uložení diskového válečku ve vratné větvi

Tabulka 4 Základní technické parametry diskového válečku [10]

Označení	Váleček pogumovaný 108/63x500/6204		
Šířka válečku	L	[mm]	500
x	L1	[mm]	508
Délka hřídele	L2	[mm]	546
hmotnost rot. Dílů	q ₂	[kg]	4,1
celková hmotnost	q _{2celk}	[kg]	5,6
Počet disků	4+2+4		

5.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE

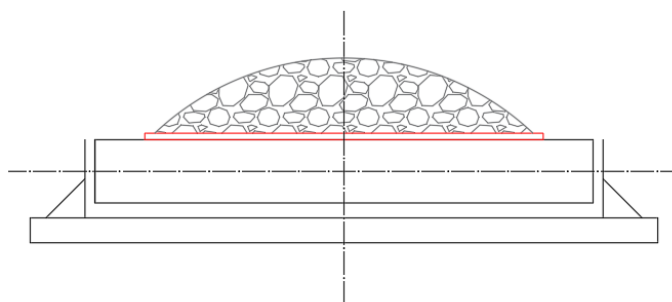
V horní i ve spodní části pásového dopravníku se nachází válečkové stolice. V horní větvi je rozteč těchto stolic menší (cca 750 až 1800 mm), protože se zde přepravuje materiál. Válečkové stolice ve spodní větvi zamezují pásu v jeho průhybu, jejich rozteč se pohybuje okolo 3000 mm a ve většině případů se jedná o jednoválečkové. Typ válečkové stolice lze zvolit na základě teoretického průřezu náplně pásu a sypného úhlu přepravovaného materiálu. [3]

Základní typy válečkových stolic

Na základě literatury [2]

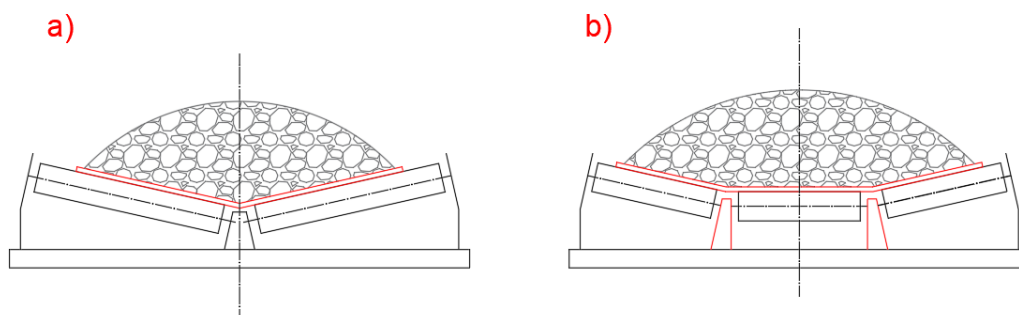
- a) Válečkové stolice rovné.
- b) Dvouválečkové (korýtkové)
- c) Tříválečkové (korýtkové)
- d) Girlandové

Jednoválečkové stolice se využívají jak v nosné, tak ve vratné větvi. Jejich primární využití je ve vratné větvi. V nosné větvi se používají jen při malém dopravním množství [2]



Obr. 21 Rovná válečková stolice [2]

Mezi korýtkové válečkové stolice se řadí dvouválečkové a tříválečkové stolice. Válečky jsou zde uloženy oproti horizontální rovině o 20 až 35°. Jejich využití je zejména v nosné větvi pro přepravu sypkých materiálů. Jejich konstrukce umožňuje větší plochu průřezu přepravovaného materiálu.

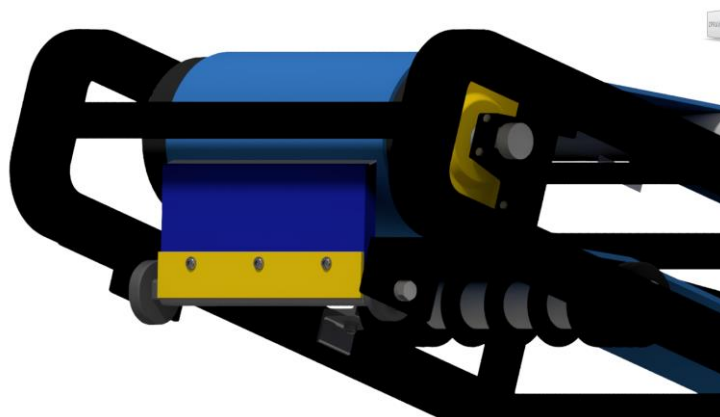


Obr. 22 a) dvouválečková stolice, b) tříválečková stolice [2]

Nosné kladky girlandové stolice se za chodu otáčejí společně s lanem, na kterém jsou uloženy. Ocelové lano se zavěšuje na rám pásového dopravníku.

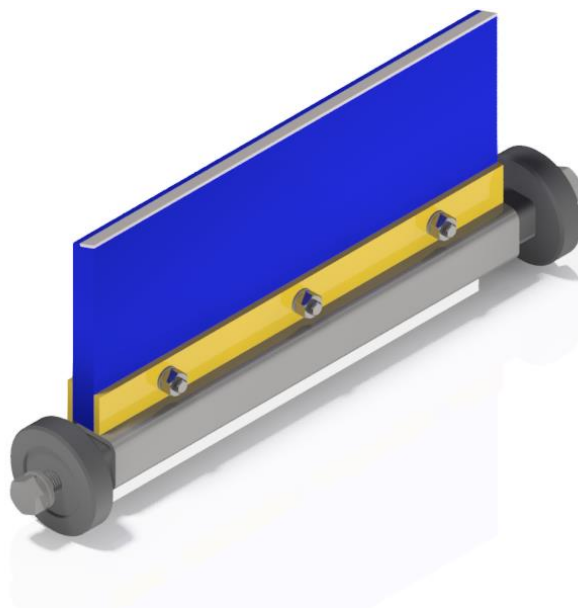
5.4 STĚRAČ PÁSU

Stěrač pásu se umísťuje za hnací buben do oblasti přepadu pásu, kde odstraňuje zbytky materiálu na pásu. Typ čističe se volí na základě přepravovaného materiálu.



Obr. 23 Umístění stěrače pásu CJ 1.1

Pro navržený dopravník byl zvolen čelní stěrač s označením CJ 1.1 pro šířku pásu 400 mm. Tento stěrač je umístěn na čelo hnacího válce. Předepnutím konzoly a přitažením pomocí šroubu se provádí seřízení přitlaku stěrače na pás.



Obr. 24 Stěrač pásu CJ 1.1 (vlastní obrázek).

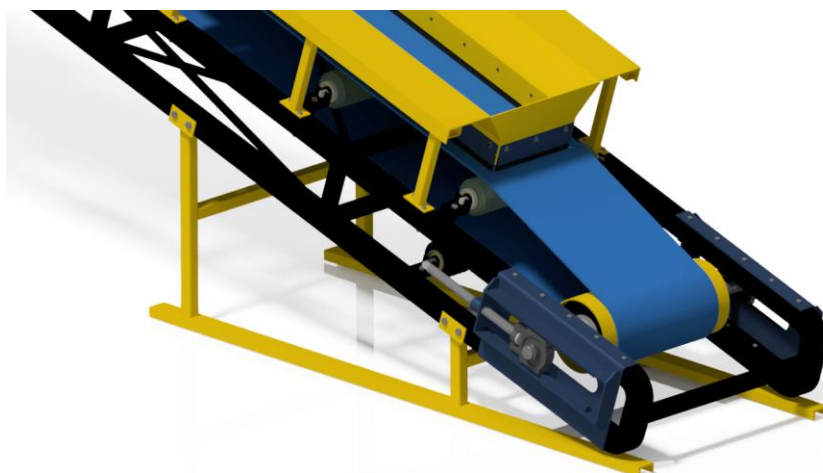
Tabulka 5 Technické parametry stěrače CJ 1.1 [11].

Šířka lišty B_c [mm]	Výška stěrač H_s [mm]	Délka stěrače L_s [mm]	Šířka stěrače S_s [mm]
375	170	425	$\varnothing 80$

*Obr. 25 Čelní stěrač CJ 1.1 + materiál [11].*

5.5 NAPÍNACÍ STANICE

Je nutné zajistit, aby pás zůstal stále napnutý a docházelo ke správnému přenosu síly. Toho se dosahuje pomocí vratného bubnu a napínacího zařízení. [3]

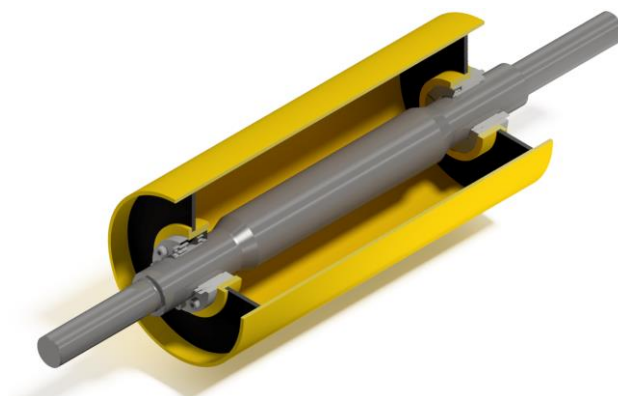
*Obr. 26 Napínací stanice pásového dopravníku.*

Typy napínacích zařízení [2]

- a) Tuhá napínací zařízení
- b) Napínací zařízení se závažím
- c) Pneumatické napínací zařízení
- d) Elektrické napínací zařízení
- e) Elektrohydraulické napínací zařízení

5.5.1 VRATNÝ BUBEN

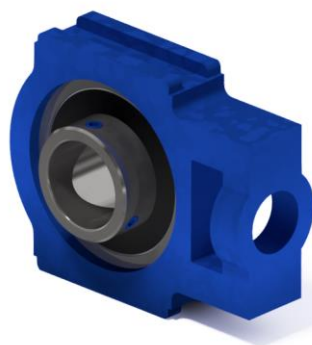
Svařenec, který složí jako napínací buben a je součástí napínací stanice. Plášť bubnu je vytvořen z polotovaru trubky o průměru 219 mm, o tloušťce stěny 10 mm. Bezešvá trubka je soustružena na průměr 216 mm. Střed bubnu tvoří hřídel z konstrukční oceli 11373 Hřídel je uložena do svařence bubnu pomocí středících pouzder KTR 201 55x85[15]. Buben je uložen v ložiskové jednotce UCT 208 CC SNR, která jsou součástí napínacího zařízení. Na jeho plášti je provedena povrchová úprava v podobě lakování.



Obr. 27 Vratný buben (vlastní obrázek).

5.5.2 NAPÍNACÍ JEDNOTKA

Pro napínání byla zvolena ložisková jednotka s označením UCT 208 CC SNR [16]. Litinový odlitek tvoří tělo ložiskové jednotky společně s kuličkovými ložisky. Napínání se provádí pomocí trapézového šroubu, který je k jednotce uchycen pomocí stavěcího kroužku a stavěcího šroubu. Rovnoměrným napínáním pásu na obou stranách bude zajištěno, aby nedocházelo k vychýlení pásu z jeho správné polohy a ke sbíhání pásu.



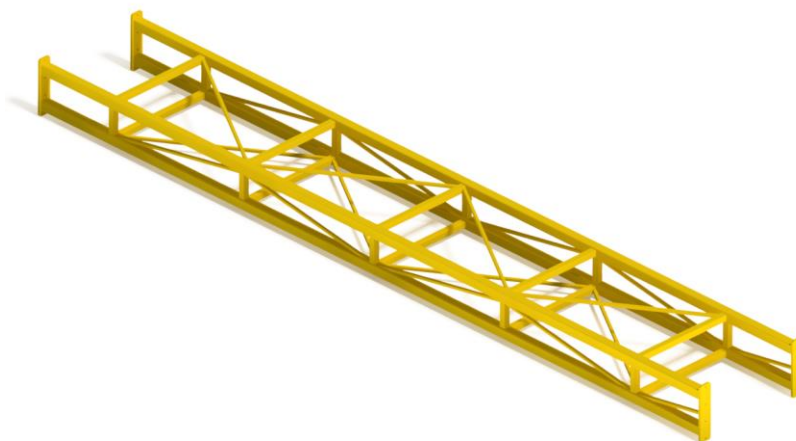
Obr. 28 UCT 208 CC SNR (vlastní obrázek).

5.6 NOSNÁ PŘÍHRADOVÁ KONSTRUKCE

Nosný rám, který nese většinu komponentu pásového dopravníku se skládá ze segmentů příhradových konstrukcí. Jedná se o tři vnitřní konstrukce o délce 5 metrů a dvě koncové konstrukce (napínací/dopadový a hnací). Tyto jednotlivé konstrukce jsou spojeny přes kotevní pásovinu šroubovým spojením M10.

5.6.1 VNITŘNÍ PŘÍHRADOVÁ KONSTRUKCE

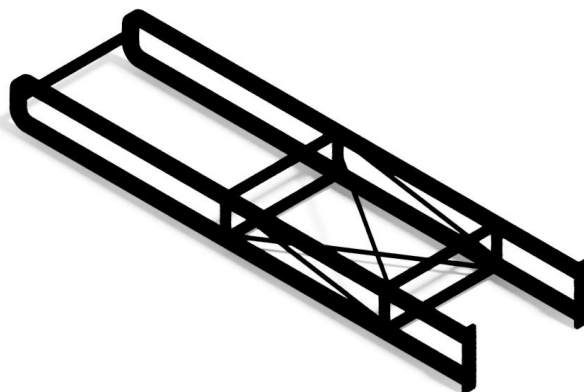
Celá příhradová konstrukce je řešena jako svařenec. Podélné prvky z ocelového dutého profilu s čtvercovým profilem o rozměru 60x60x3 ČSN EN 10 219 [17]. K podélným prvkům jsou chyceny válečky ve vratné i nosné větvi. Příčná a vodorovné prvky z ocelového dutého profilu s čtvercovým profilem o rozměru 40x40x2 [18]. Konstrukce je zpevněna zavětrováním duté čtvercové profily 20x20x2 [19]. Ve spodní větvi jsou navařeny ocelové L profily pro kotvení vratných válečků.



Obr. 29 Vnitřní segment příhradové konstrukce

5.6.2 DOPADOVÝ HNACÍ SEGMENT

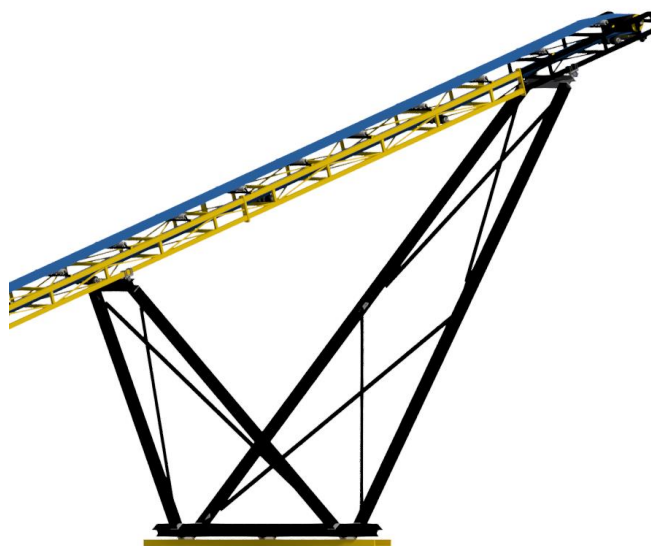
Stejné uspořádání ocelových čtvercových profilů jako u vnitřních segmentů. Segment zakončen zakruženým dutým čtvercovým profilem 60x60x3 ČSN EN 10 219 [17]. Na hnacím segmentu navařeny L profily pro ukotvení napínacího bubnu.



Obr. 30 Dopadový/hnací segment příhradové konstrukce

5.6.3 VZPĚRY A KOTVENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

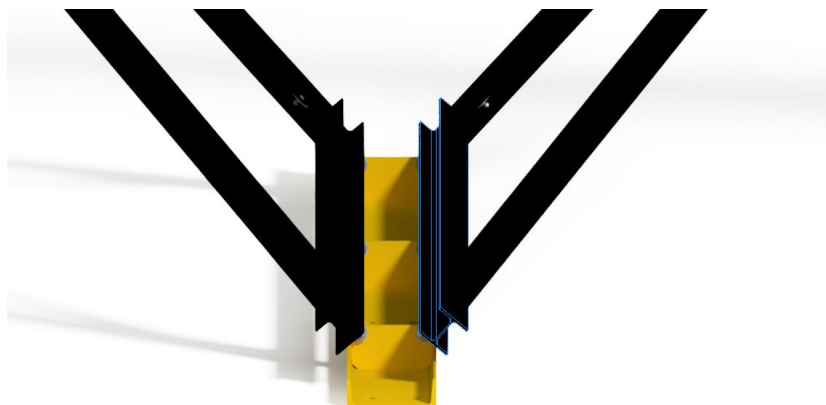
Pomocí vzpěr dosahuje dopravník požadovaného převýšení. Dopravník je podepřen pomocí konstrukce pod dopadovou částí dopravníku a pomocí vzpěr. Vzpěry jsou vyrobeny ze dvou svařenců, které jsou vyztuženy zavětrováním z ocelových L profilů. Svařence jsou vytvořeny z válcovaných profilů DIN 1025 HEB120 [20]. Vzpěry jsou kotveny pomocí válcových čepů a patek k příhradové konstrukci dopravníku a kotevnímu U profilu.



Obr. 31 Vzpěry pásového dopravníku

Kotevní U profil

Umožňuje uchycení stabilního dopravníku k betonovému základu. Jedná se o ocelový U profil ČSN 42 5570 – 300mm [21].



Obr. 32 Kotevní U profil

5.7 POHÁNĚCÍ STANICE

Slouží k rozpohybování dopravního pásu s materiálem. Součástí poháněcí stanice je pohon (elektromotor), převodové skříně, brzdy a spojky. [x10k]

Jednou variantou je poháněcí stanice složená z jednotlivých komponentů. Výhodou tohoto řešení je snadný servis a možnost výměny jednotlivých částí. Nevýhodou je velký rozměr. Druhou možností, která se využívá pro kratší dopravníky s menším požadovaným výkonem je pohon dopravního pásu pomocí elektrobubny. Výhodou toho řešení je kompaktnost a ochrana součástí před vniknutím nečistot. Nevýhodou může být chlazení, které není dostačující a může způsobovat zahřívání bubny.



Obr. 33 Elektrobuben [12].

Volba poháněcí stanice

Na základě vypočítaného provozního výkonu byl zvolen pohon. Pohon je řešen pomocí elektromotoru, jehož součástí je převodovka. Zvolen byl pohon od společnosti RULMECA HOLDING S.p.A. s označením 220 M pro přepravu sypkého materiálu. Výhodou této varianty je kompaktnost, což šetří místo na konstrukci a usnadňuje montáž a údržbu. Výrobce udává účinnost je 95%. Doporučená výměna oleje každých 30 000 provozních hodin, tedy není vyžadována častá údržba. [12]

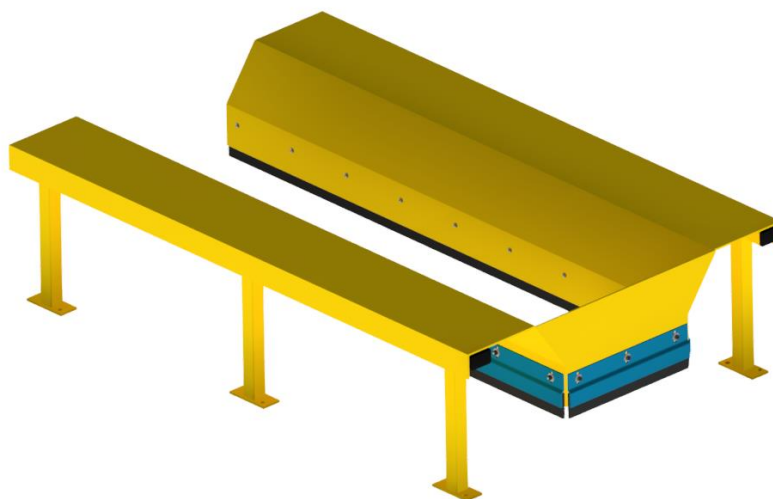
Tabulka 6 Technické parametry pohonu [12].

Označení	Elektrobuben 220M		
Šířka bubnu	RL	[mm]	500
Průměr bubnu	A	[mm]	216
Cel. Délka bubnu	AGL	[mm]	632,65
Průměr hřídele	D	[mm]	40
Výkon pohonu	P _N	[kW]	4
Počet pólů	np	[-]	2
Převodový stupeň	gs	[-]	2
Otáčky pohonu	RPM	[ot/min]	2820

5.8 OPLŇKOVÉ PRVKY PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

5.8.1 NÁSYPKA

Násypka plní funkci správného rozložení materiálu na dopravní pás. Největší rozměr násypné oblasti by měl být větší, než výsypka drtiče. Násypka se umísťuje za napínací buben. Násypka je navrženy z ohraňených plechů, které tvoří svařenec. Násypka je uchycena ke konstrukci pásového dopravníku pomocí podpěr z ocelového dutého profilu s čtvercovým profilem. Stavitelný ohraňený Z profil zajišťuje správný dotyk mezi pryží a dopravním pásem a tím zamezuje propadávání materiálu pod násypkou.



Obr. 34 Násypka.

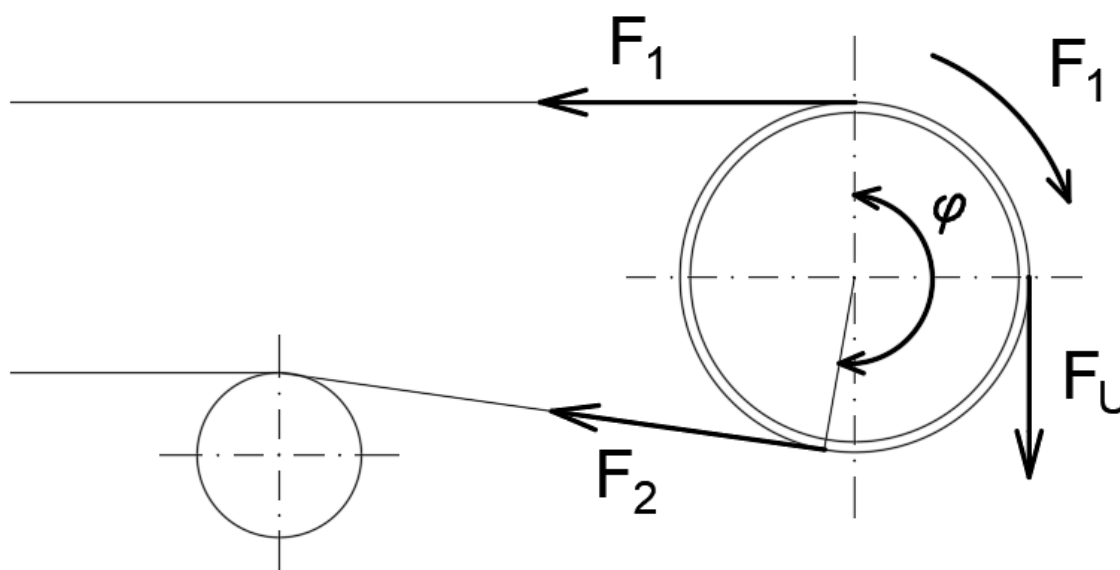
5.8.2 OBSLUŽNÁ LÁVKA

Pro ulehčení servisu a obsluhy dopravníku a jeho komponentů se využívá obslužná lávka. Ta může být umístěna z obou stran anebo pouze z jedné. Lávka se upevňuje k nosné konstrukci dopravníku. Z důvodu bezpečnosti je vybavená zábradlím a protiskluzovým opatřením.



Obr. 35 Obslužná lávka (vlastní foto).

6 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU



Obr. 36 Průběh sil v pásu [1]. str. 14.

6.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Pro správný přenos obvodové síly na poháněcím bubnu je nutné udržovat minimální tahovou sílu s označením F_2 .

6.1.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{Umax} = F_U \cdot \xi$$

$$F_{Umax} = 2132,803 \cdot 1,5 = 3199,204N \quad (36)$$

$$F_{Umax} = 3199N$$

Kde:

ξ [-] Součinitel rozběhu → voleno dle lit. [1] str.10

6.1.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 3199,204 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,316} - 1} \quad (37)$$

$$F_{2min} \geq 1156N$$

Kde:

μ [-] součinitelem tření mezi poháněcím bubnem a pásem
→ voleno dle lit. [1] str.13, tab. 4

φ [rad] úhel opásání elektrobubnu → dle konstrukce $\varphi=190^\circ$

6.1.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ (NOSNOU) VĚTEV S OHLEDEM NA PRŮVĚS

$$F_{hmin} = \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{hmin} = \frac{1 \cdot (4,2 + 27,31) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} = 3219,928N \quad (38)$$

$$F_{hmin} = 3220 N$$

Kde:

a_h [m] rozteč válečkových stolic v horní větvi

$(h/a)_{adm}$ [m] Největší dovolený průvĚs pásu → voleno dle lit.[1] str.10

6.1.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ (VRATNOU) VĚTEV S OHLEDEM NA PRŮVĚS

$$F_{dmin} = \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{dmin} = \frac{3 \cdot 4,2 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012} = 1287,563N \quad (39)$$

$$F_{dmin} = 1288N$$

Kde:

a_d [m] Rozteč válečkových stolic v dolní větvi

6.1.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{max} \approx F_1 \approx 2132,803 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi - 1}} + 1 \right) = 4471,97N \quad (40)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 4472N$$

Kde:

F_1 [N] tahová síla v horní (nosné) větvi

6.1.6 ÚNOSNOST PÁSU

$$F_{up} = R_{mp} \cdot B$$

$$F_{up} = 250 \cdot 400 \quad (41)$$

$$F_{up} = 100\,000 N$$

R_{mp} [MPa] Dovolené namáhání pásu v tahu → dle zvoleného pásu kap. 5.1.4

6.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{max} < F_{up}$$

$$4471,97 < 100\ 000 \quad (42)$$

Navržený pás vyhovuje

6.2.1 TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ (NOSNÉ) VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \approx 4471,97N$$

6.2.2 TAHOVÁ SÍLA V DOLNÍ (VRATNÉ) VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \pi}}$$

$$F_2 = \frac{4471,97}{e^{0,4 \cdot \pi}} = 1272,765N \quad (43)$$

$$F_2 = 1273N$$

6.2.3 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2$$

$$F_C = 4491,97 + 1272,765 = 5764,735N \quad (44)$$

$$F_C = 5765 N$$

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH KOMPONENT

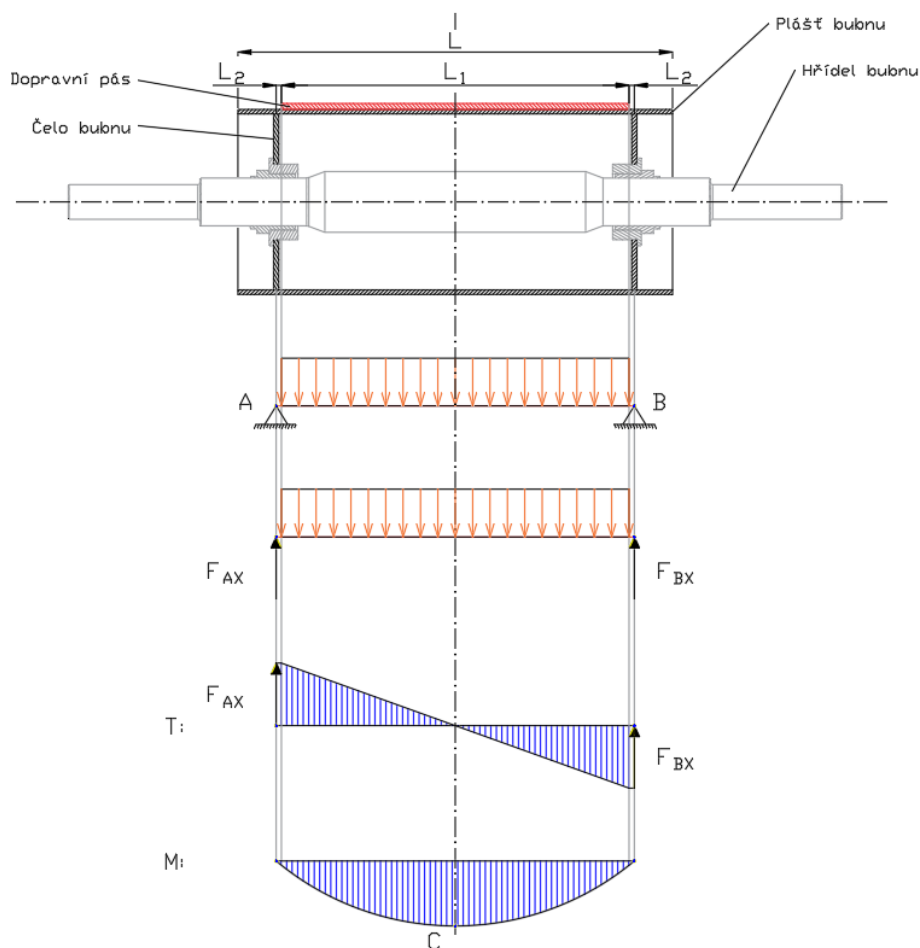
Pevnostní výpočet hnaného bubnu

K pevnostnímu výpočtu byl vybrán hnaný buben, u kterého se provedla pevnostní analýza pláště hnaného bubnu a osy.

7.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ HANÉHO BUBNU

Volba materiálu pláště

- Konstrukční běžná S 235 JRG 1(ČSN 11 373)
- Pro míjivý ohyb je dovolené napětí v ohybu volené pro zvolený materiál dle lit. [14] str, 54.
- $\sigma_{dovH} = (70 - 105)MPa \rightarrow 70MPa$



Obr. 37 Průběh VVÚ na plášti hnaného bubnu.

7.1.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

$$q = \frac{F_C}{L_1}$$

$$q = \frac{5764,735}{0,4} \quad (45)$$

$$q = 14411,838 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q [N·m⁻¹] Liniové zatížení působící na plášť bubnu

7.1.2 MOMENTOVÁ PODMÍNKA K BODU A

$$M: \sum M_{OA}$$

$$F_{BX} \cdot (2 \cdot L_2 + L_1) - q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right) = 0$$

$$F_{BX} = \frac{q \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right)}{2 \cdot L_2 + L_1} \quad (46)$$

$$F_{BX} = \frac{14411,838 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,006\right)}{2 \cdot 0,006 + 0,4}$$

$$F_{BX} = 2882,4 \text{ N}$$

7.1.3 SILOVÁ PODMÍNKA

$$T: \sum T = 0$$

$$F_{Ax} + F_{B1} - q \cdot L_1$$

$$F_{Ax} = q \cdot L_1 - F_{B1} \quad (47)$$

$$F_{Ax} = 14411,838 \cdot 0,4 - 2882,36$$

$$F_{Ax} = 2882,4 \text{ N}$$

Kde.

F_{Ax} [N] reakční síla působící na plášti v bodě A

F_{AB} [N] reakční síla působící na plášti v bodě B

7.1.4 VÝPOČET VELIKOSTI MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$M_{OmaxC} = F_{Ax} \cdot \left(L_2 \cdot \frac{L_1}{2}\right) - q \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \frac{L_1}{4}$$

$$M_{OmaxC} = 2882,4 \cdot \left(0,006606 \cdot \frac{0,4}{2}\right) - 14411,838 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \frac{0,4}{4} \quad (48)$$

$$M_{OmaxC} = 284,429 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

7.1.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU (BOD C)

$$W_{OC} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d^4 - d_1^4)}{d}$$

$$W_{OC} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,216^4 - 0,206^4)}{0,216} \quad (49)$$

$$W_{OC} = 2,022 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

7.1.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V HNACÍM BUBNU (V BODĚ C)

$$\sigma_{0maxC} = \frac{M_{0max}}{W_{OC}}$$

$$\sigma_{0maxC} = \frac{284,429}{2,022 \cdot 10^{-4}} \quad (50)$$

$$\sigma_{0maxC} = 1406671,612 \text{ Pa} \rightarrow 1,41 \text{ MPa}$$

Kde:

M_{0max} [N·m-1] Maximální ohybový moment

W_{OC} [m-3] Modul průřezu v ohybu

7.1.7 VÝPOČET BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI (V BODĚ C)

$$k_c = \frac{\sigma_{01dov}}{\sigma_{0maxC}}$$

$$k_c = \frac{70}{1,41} \quad (51)$$

$$k_c = 49,65$$

Kde:

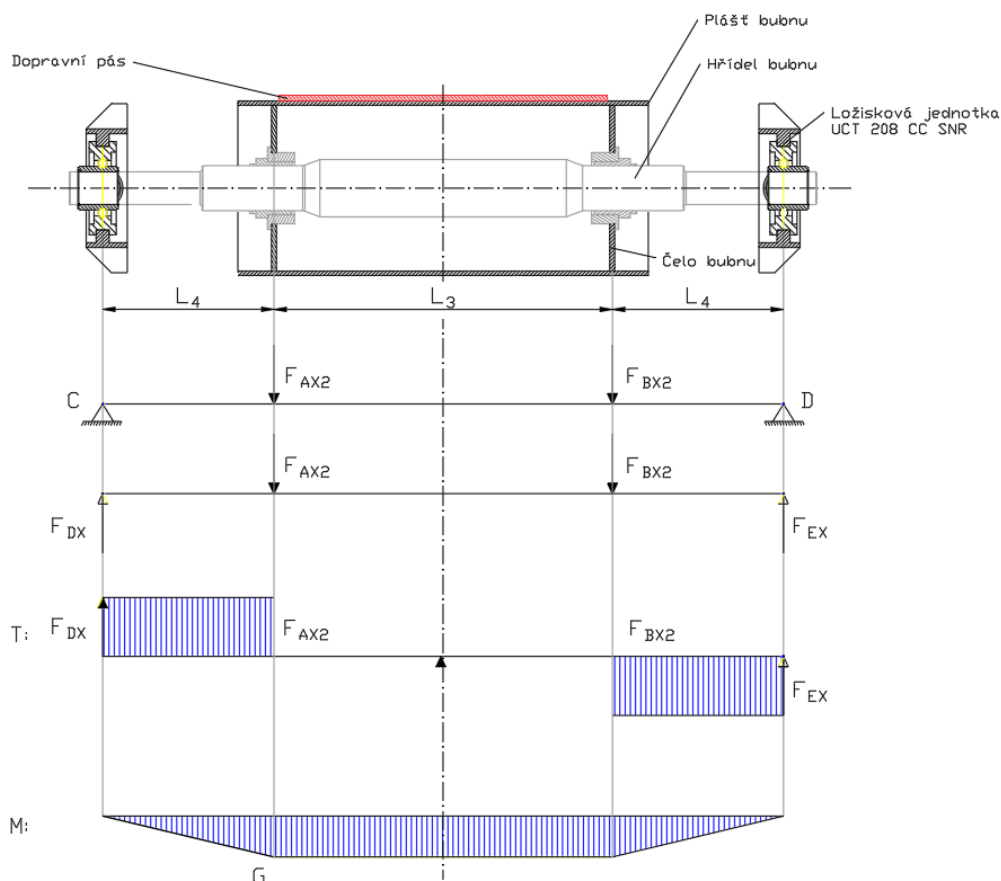
σ_{dovH} [MPa] Dovolené napětí v ohybu pro střídavý ohyb.

- Hnaný buben je dostatečně nadimenzovaný.

7.2 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA HŘÍDELI

Volba materiálu hřídele

- Konstrukční běžná S 235 JRG 1(ČSN 11 373)
- Pro míjivý ohyb je dovolené napětí v ohybu volené pro zvolený materiál dle lit. [14] str, 54.
- $\sigma_{dovH} = (70 - 105)MPa \rightarrow 70MPa$



Obr. 38 Obr. 37 Průběh VVÚ na hřídeli hnaného bubnu.

$$F_{BX2} = F_{BX} = 2882,4$$

$$F_{AX2} = F_{AX} = 2882,4 \quad (52)$$

7.2.1 MOMENTOVÁ PODMÍNKA

$$M: \sum M_{OC} = 0$$

$$-F_{AX2} \cdot L_4 - F_{BX} \cdot (L_4 + L_3) + F_{EX} \cdot (2 \cdot L_4 + L_3) = 0$$

$$F_{EX} = \frac{F_{AX2} \cdot L_4 + F_{BX2} \cdot (L_4 + L_3)}{(2 \cdot A + B)} \quad (53)$$

$$F_{EX} = \frac{2882,4 \cdot 0,216 + 2882,4 \cdot (0,216 + 0,398)}{(2 \cdot 0,216 + 0,398)}$$

$$F_{EX} = 2882,4 \text{ N}$$

7.2.2 SILOVÁ PODMÍNKA

$$T: \sum T = 0$$

$$F_{DX} - F_{AX2} - F_{BX2} - F_{EX} = 0$$

$$F_{DX} = F_{AX2} + F_{BX2} - F_{EX} \quad (54)$$

$$F_{DX} = 2882,4 + 2882,4 - 2882,4$$

$$F_{DX} = 2882,4 \text{ N}$$

Kde:

F_{AX2} [N] reakční síla působící na hřídeli v bodě A

F_{BX2} [N] reakční síla působící na hřídeli v bodě B

F_{DX} [N] reakční síla působící na hřídeli v bodě D

F_{EX} [N] reakční síla působící na hřídeli v bodě E

7.2.3 MODUL PRŮŘEZU

$$W_{oh} = \frac{\pi \cdot D_{osy}^3}{32}$$

$$W_{oh} = \frac{\pi \cdot 0,055^3}{32} \quad (55)$$

$$W_{oh} = 1,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Kde:

D_{osy} [m] průměr osy pod ložisky

7.2.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{OmaxG} = F_{DX} \cdot L_4$$

$$M_{OmaxG} = 2882,4 \cdot 0,216 \quad (56)$$

$$M_{OmaxG} = 622,6 \text{ Nm}$$

7.2.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V OHYBU OSY NAPÍNACÍHO BUBNU

$$\sigma_{OH} = \frac{M_{OmaxG}}{W_{OH}}$$

$$\sigma_{OH} = \frac{622,6}{1,63 \cdot 10^{-3}} \quad (57)$$

$$\sigma_{OH} = 38,2 \text{ MPa}$$

7.2.6 KONTROLA BEZPEČNOSTI OSY NAPÍNACÍHO BUBNU

$$k_G = \frac{\sigma_{dovH}}{\sigma_{OH}}$$

$$k_G = \frac{70}{38,2} \quad (58)$$

$$k_G = 1,83$$

Kde:

σ_{dovH} [MPa] Dovolené napětí v ohybu pro střídavý ohyb.

- Osa hnaného bubnu je dostatečně nadimenzovaná

ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je koncepční návrh pásového dopravníku pro přepravu štěrku o velikosti frakce 16 – 32 mm. V úvodu práce je proveden rozbor přepravovaného materiálu a stručný popis pásových dopravníků. V další části byl na základě vstupních parametrů proveden funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048. Z funkčního výpočtu byly stanoveny rozměry pásového dopravníku. V práci jsou popsány hlavní komponenty pásového dopravníku a následně jejich volba na základě hodnot z výpočetní části. Poslední část práce je věnována pevnostní kontrole pásu a vratného bubnu, který byl kontrolován na ohyb.

Konstrukčně byl dopravník navržen jako rozebíratelná sestava z důvodu usnadnění manipulace a montáže. Hlavní rám byl navržen z pěti segmentů příhradové konstrukce, které jsou sešroubovány do jednoho celku společně se stojnami a podpěrnou konstrukcí dopadového segmentu. Pohon dopravního pásu od společnosti Gumex s.r.o. s označením EP250/2 byl naržen pomocí elektro bubnu od společnosti Rulmeca. Pohon nese označení 220M a jeho výkon je 4,0kW. Pro udržení pásu v napnuté stavu bylo zvoleno tuhé napínací zařízení, kde se napínací síly dosahuje pomocí dvou šroubů.

Dle zadání byla ke zprávě také vypracovaná výkresová dokumentace vybraných komponent. Jedná se o výkres sestavy pásového dopravníku, podsestava rámu, sestava vratného bubnu, hřídel vratného bubnu a svařenec pláště vratného bubnu. Výkresy a model dopravníku byly vyhotoveny v 3D konstrukčním programu Autodesk Inventor 2019. Z tohoto programu byla taky vyrenerována většina obrázků, které se nachází v práci. Schématické obrázky byly vytvořeny v CAD programu Autodesk AutoCAD 2019.

Pásový dopravník je navržen jako součást zpracovatelské linky na drcení kamene. Štěrk se přivádí na pás z drtičky přes násypku umístěnou za vratným bubnem a je odváděn v oblasti přepadu materiálu do přistaveného vagónu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 5048. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [2] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická, č. spisu 351, roč. 84 (1979).
- [4] Ceník štěrku. *Piskovnadolany.cz* [online]. Opatovice nad Labem: pískovna dolany s.r.o, c2015 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.piskovnadolany.cz/cenik-sterku>
- [5] Používané druhy písku a kameniva na stavbách. *Piskovnadolany.cz* [online]. Opatovice nad Labem: pískovna dolany, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.piskovnadolany.cz/pouzivane-druhy-pisku-kameniva-na-stavbach>
- [6] ŠTĚRK C 16/32. *Novak-kontejnery.cz* [online]. Liberec: Autodoprava Novák, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.novak-kontejnery.cz/sterky/cedicove-sterky/item/50-sterk-16-32.html>
- [7] Prodej štěrků a písků. *Svados.cz* [online]. Brno: SVADOS, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.svados.cz/prodej-sterku>
- [8] Frakce štěrku. *Stavebni-vzdelani.cz* [online]. David Manek, c2013-2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.stavebni-vzdelani.cz/sterk-na-drenaz/>
- [9] Volba dopravního pásu. *Gumex.cz* [online]. Strážnice: GUMEX, c1995-2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/h/ep-2502-y-pryzovy-dopravnikovy-pas-02221?Filter=True&&sekce=services>
- [10] Transroll. Katalog produktů [online]. c2015. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/>
- [11] REKO. Katalog produktů [online]. c2015. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/>
- [12] i-tes. Katalog produktů RULMECA [online]. C2006-2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.i-tes.com/profile/elektrobubny-rulmeca-220mm--sypke-materialy--4949>
- [13] Stěrače dopravních pásů. *Dopravnipasy.cz* [online]. Zlín: Techbelt, c2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.dopravnipasy.com/sterace-dopravnich-pasu>

- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření. čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [15] CLAMPEX® KTR 201. Ktr.com [online]. Rheine: KTR Systems, c2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z :<https://www.ktr.com/en/products/power-transmission-technology/clamping-sets-and-precision-joints/internal-clamping-sets/clampex-self-centering/clampex-ktr-201/>
- [16] Ložisková jednotka UCT 208 CC SNR. Elotechnik.cz [online]. Žamberk: Elotechnik [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.elotechnik.cz/loziskova-jednotka-uct-208-cc-snr.html#zalozka-3>
- [17] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219 // rozměr 60x3. Online.ferona.cz [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30980/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-60x3>
- [18] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219 // rozměr 40x2. Online.ferona.cz [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/32123/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x2>
- [19] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219 // rozměr 20x2. Online.ferona.cz [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/39422/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-20x2>
- [20] Profil HEB válcovaný za tepla, DIN 1025-2 // HEB 120. Online.ferona.cz [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/32503/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-120>
- [21] Ocelové nosiče. Foiniasteel.cz [online]. Plzeň: FOINIA STEEL, c2007-2019 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.foiniasteel.cz/sortiment/nosice/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[m]	Největší dovolený průvěs pásu
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_0	[m]	Rozteč válečkových stolic v horní větvi
A_B	[m]	Průměr bubnu
AGL	[m]	Celková délka bubnu
a_{hd}	[m]	Rozteč válečkových stolic v dopadové větvi
a_u	[m]	Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi
a_v	[-]	Rozteč válečkových stolic ve vratné větvi
a_{vh}	[m]	Rozteč válečkových stolic v nosné větvi
B	[m]	Šířka pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
b_1	[.]	Světlá šířka bočního vedení
B_c	[m]	Šířka čističe pásu
d	[m]	Tloušťka pásu
D	[m]	Průměr bubnu hnaného
d_0	[m]	Průměr hřídele v ložisku
D_B	[m]	Průměr hřídele
D_{bmin}	[m]	Minimální průměr bubnu
d_h	[m]	Průměr hřídele vratného bubnu pod ložisky
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[F]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	[N]	Tahová síla v nosné větvi
F_2	[N]	Tahová síla ve vratné větvi
F_{2min}	[N]	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu
F_a	[N]	Odpor shrnovače materiálu
F_{AX}	[N]	Reakční síla působící na plášti v bodě A
F_{AX2}	[N]	Síla působící na hřídel v bodě A
F_{bA}	[N]	Odpory setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování

F_{BX}	[N]	Reakční síla působící na plášti v bodě B
F_{BX2}	[N]	Síla působící na hřídel v bodě B
F_C	[N]	Výsledná síla působící na buben
F_{dmin}	[N]	Nejmenší tahová síla pro vratnou větev s ohledem na průvěs
F_{DX2}	[N]	Reakční síla působící na hřídel v bodě D
F_{EX2}	[N]	Reakční síla působící na hřídel v bodě E
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedení v oblasti urychl.
F_{gL}	[N]	Odpor tření o boční stěny násypky nebo boční vedení
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{hmin}	[N]	Nejmenší tahová síla pro nosnou větev s ohledem na průvěs
F_I	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_r	[N]	Odpor čističe pásu
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{ST}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{up}	[N]	Únosnost pásu
gs	[-]	Převodový stupeň
h	[m]	Dopravní převýšení
H_s	[m]	Výška stěrače
I_m	[kg·h ⁻¹]	Skutečný hmotnostní výkon dopravníku
I_v	[m ³ ·s ⁻¹]	Největší objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k_1	[-]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
k_C	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti (v bodě C)
k_G	[-]	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti (v bodě G)
L	[m]	Osová vzdálenost přesypu
l	[m]	Délka násypky
l_{bmin}	[m]	Minimální urychlovací délka
L_s	[m]	Délka stěrač

M_{0maxC}	[N·m ⁻¹]	Maximální ohybový moment v bodě C
M_{0maxG}	[N·m ⁻¹]	Maximální ohybový moment v bodě G
np	[-]	Počet pólů pohonu
p	[N·m ⁻²]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
P_1	[-]	Počet nosných válečkových stolic v nosné větvi
P_{1D}	[-]	Počet dopadových válečkových stolic v nosné větvi
P_2	[-]	Počet válečkových stolic v nezatížené větvi
P_A	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
P_M	[W]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
P_N	[W]	Výkon pohonu
Q	[kg·h ⁻¹]	Hmotnostní výkon
q	[N·m ⁻¹]	Linioví zatížení působící na plášť bubnu
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících dílů nosných válečků
q_{1celk}	[kg]	Celková hmotnost nosných válečků
q_{1D}	[kg]	Hmotnost rotujících dílů dopadových válečků
q_{1Dcelk}	[kg]	Celková hmotnost dopadových válečků
q_2	[kg]	Hmotnost rotujících dílů vratných válečků
q_{2celk}	[kg]	Celková hmotnost vratných válečků
q_B	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_G	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky
q_{RO}	[kg·m ⁻¹]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
q_{RU}	[kg·m ⁻¹]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
RL	[m]	Šířka bubnu
R_{mp}	[N·m ⁻¹]	Nominální pevnost pásu v tahu
RPM	[ot·min ⁻¹]	Otáčky pohonu
S	[m ²]	Plocha průřezu náplně
S_s	[m]	Šířka stěrače
S_T	[m ²]	Teoretický průřez náplně dopravovaného materiálu
t_c	[m]	Tloušťka čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
W_{OC}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu (bod C)
W_{OG}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu (bod G)
x	[mm]	Frakce přepravovaného materiálu
α	[°]	Sypný úhel pro kámen drcený

δ	[°]	Sklon dopravníku
η_1	[m·s ⁻¹]	Činnost motoru
θ_m	[°]	Jmenovitá rychlost dopravního pásu
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
ρ	[kg·m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost
σ_{dovH}	[MPa]	Dovolené napětí pro střídavý ohyb (hřídél)
σ_{dovP}	[MPa]	Dovolené napětí pro střídavý ohyb (plášť)
σ_{maxC}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnacím bubnu (v bodě C)
σ_{maxG}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnacím bubnu (v bodě G)
φ	[rad]	Úhel opásání elektrobubnu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu	Typ výkresu	Název výkresu	List
PD/SSZ – C - 00	Výkres sestavy	Pásový dopravník	1/3
PD/SSZ – E - 00	Seznam položek	Pásový dopravník	2/3
PD/SSZ – E - 00	Seznam položek	Pásový dopravník	3/3
PD/SSZ – C – M1	Výkres sestavy	Konstrukce	1/1
PD/SSZ – D – M2	Výkres sestavy	Vratný buben	1/3
PD/SSZ – D – M2.201	Výkres svařence	Vratný buben – plášť	2/3
PD/SSZ – D – M2.202	Výkres součásti	Vratný buben – hřídel	3/3
PD/SSZ – D - KP	Kotevní plán	Kotevní plán	1/1