



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

POJÍZDNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

MOBILE BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Tenora

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Jonák

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Jiří Tenora
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: Ing. Martin Jonák
Akademický rok: 2016/17

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:

Pojízdný pásový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte návrh pojezdového šikmého pásového dopravníku pro občasnou dopravu uhlí.

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: max 60000 kg/hod,

dopravní výška: 2 m.

Cíle bakalářské práce:

Provedte rešerši a funkční výpočet pojezdového pásového dopravníku.

Navrhněte délku dopravníku, pohon a napínací zařízení.

Dále navrhněte konstrukci a proveďte pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků a nakreslete příslušné výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce.

Seznam literatury:

Janiček, P., Ondráček, E. a Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost, skripta VUT Brno.

Gajdůšek, J. a Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT v Praze.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIAM. ISBN 978-80-214-2629-0.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M. a Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícka Fakulta, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 2. 11. 2016

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh pojízdného pásového dopravníku na hnědé a černé uhlí. Práce obsahuje teoretickou část, kde jsou popsány všechny komponenty pásového dopravníku, dále funkční výpočty dle normy ČSN ISO 5048, výpočet výkonu dopravníku, celkové rozměry dopravníku, návrh pohonu, napínací zařízení, pevnostní kontrolu vybrané části a pojízdnou část.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pojízdný pásový dopravník, uhlí, válečková stolice, pohon dopravníku, napínací zařízení, pojízdná část, pevnostní kontrola.

ABSTRACT

The aim of this work is to design a mobile conveyor belt to brown and black coal. The thesis contains a theoretical part, which describes all the components of the conveyor belt further functional calculations according to ISO 5048, the calculation of the performance conveyor, conveyor overall dimensions, the design of the drive, the tensioning device, strength calculation of selected parts and undercarriage.

KEYWORDS

Mobile belt conveyor, coal, idler, conveyor drive, tensioning devices, mobile part, strength tests



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Tenora J. *Pojízdný pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením **Ing. Martina Jonáka** a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne **26. května 2017**

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Jonákovi, za odborné vedení, cenné připomínky a rady, které mi při tvorbě bakalářské práce pomohly.



OBSAH

1	Pásové dopravníky.....	10
2	Popis hlavních částí pásového dopravníku.....	12
2.1	Nosná konstrukce - rám.....	12
2.2	Dopravní pás.....	12
2.3	Bubny.....	13
2.4	Napínací zařízení.....	14
2.5	Válečky.....	14
2.6	Násypka.....	15
2.7	Stěrač pásového dopravníku.....	15
3	Funkční výpočet.....	16
3.1	Zadané parametry.....	16
3.2	Výpočet délky dopravníku.....	17
3.3	Výpočet teoretického průřezu náplně materiálu na pásu.....	17
3.4	Určení šířky korýtkového pásu.....	18
3.5	Kontrola plochy průřezu pásu.....	21
3.6	Kontrola pásu na dopravovaný výkon.....	21
3.7	Volba válečků a válečkových stolic.....	23
3.8	Volba pásu.....	25
3.9	Výpočet pohybových odporů pásového dopravníku.....	26
3.10	Hlavní odpory.....	26
3.11	Vedlejší odpory.....	29
3.12	Přídavné hlavní odpory.....	31
3.13	Přídavné vedlejší odpory.....	32
3.14	Odpor k překonání dopravní výšky.....	33
3.15	Potřebný provozní výkon dopravníku.....	34
4	Návrh napínacího zařízení.....	36
5	Pevnostní výpočet.....	37
5.1	Nejvyšší tahová síla v páse.....	37
5.2	Pevnostní výpočet osy bubnu.....	39
6	Návrh pojezdu.....	46
7	Přípojně zařízení.....	47
8	Konstrukce rámu.....	48
	Závěr.....	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	52
	Seznam příloh.....	55



ÚVOD

Manipulace s materiálem, jehož významnou částí je doprava materiálu, je nedílnou součástí prakticky každého technologického procesu. Výrazně ovlivňuje kvalitu, efektivitu a bezpečnost práce ve všech odvětví průmyslu.

Jedním z nejrozšířenějších manipulačních prostředků je pásový dopravník, který je používán zejména k přepravě sypkých či polotekutých hmot na kratší vzdálenost. Může se ale jednat i o přepravu jednotlivých menších předmětů, např. zavazadel, balíků apod.



Obr. 0 Pojízdný pásový dopravník [11]



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Dopravník se skládá zpravidla z dlouhého rámu, neboli nosné konstrukce stroje, na kterou jsou upevněny válečkové stolice s otočnými válečky. Tyto stolice nebo válečky tvoří pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý (pryžový, textilní, plastový) pás, po kterém se přepravuje příslušný materiál. Pásový dopravník může být konstruován jako zařízení určené pro přepravu ve vodorovné poloze (např. doprava sypkého materiálu, užívá se nejvíce v povrchových dolech) nebo pro dopravu v poloze šikmé (např. doprava písku či štěrku na stavbách či doprava drceného kamene v kamenolomech). [6]

Pohon pásu stroje obstarává obvykle asynchronní elektromotor přes poháněcí buben, na kterém je dopravní pás nasazen [6]. Moderním řešením pohonu pásových dopravníků je pohon prostřednictvím bubnového motoru elektroválce. Pohon elektrobubnem přináší prostorově úsporné řešení, zjednodušení konstrukce dopravníku a minimální náročnost na údržbu. Kromě přímých pásových dopravníků jsou vyráběny i pásové oblouky a pásové spirály [1].

ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Podle lit. [3] se pásové dopravníky dělí:

- podle tažného elementu

- a) s gumovým pásem nebo pásem z PVC
- b) s ocelovým pásem
- c) s ocelogumovým pásem
- d) s pásem z drátěného pletiva

- podle nosné konstrukce

- a) stabilní - konstrukce je pevně spojena se základem
- b) pojízdné - pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- c) přestavitelné - svojí konstrukcí jsou podobné stabilním, vysoká dopravní rychlost, velké dopravní vzdálenosti

- podle sklonu

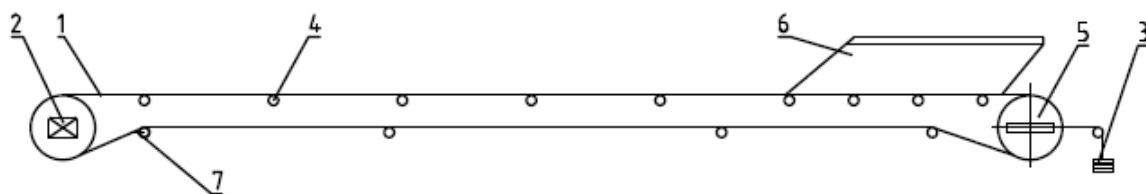
- a) vodorovné
- b) šikmé
- c) lomené

- podle počtu hnacích bubnů

- a) jednobubnové
- b) vícebubnové



SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku; 1-dopravní pás, 2-poháněcí stanice, 3-napínací zařízení, 4-nosné válečky, 5-vratná stanice, 6-násepka, 7-čistič pásu

2 POPIS HLAVNÍCH ČÁSTÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 NOSNÁ KONSTRUKCE - RÁM

Nosná konstrukce slouží jako spojovací prvek jednotlivých částí a zároveň nese všechny strojní části - bubny, válečkové stolice, pás, napínací a hnací stanice, čističe, ovládací a automatizační prvky.

Často bývá tvořena jako nosný most mezi podpěrami. Rám je tvořen stojany, podélníkovými nosníky s podpěrami [1]. Nosná konstrukce je vyrobena jako příhradová konstrukce svařená z normalizovaných profilů nebo trubkového rámu.

2.2 DOPRAVNÍ PÁS

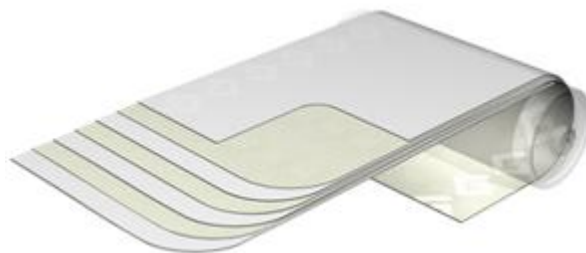
Dopravní pás tvoří uzavřený prvek obíhající okolo koncových bubnů. Plní funkci nesení materiálu, břemen na dopravní délce a současně plní také funkci tažného prvku, který přenáší všechny pohybové odpory vznikající při jeho běhu.

Dopravní pás je tvořen nosnou kostrou, která přenáší veškerá tahová namáhání a horními a dolními krycími vrstvami s bočními okraji.

Nosná kostra je většinou složena z textilních vložek, jako je polyamid, polyester a podobně. Dopravní pás je zhotoven z gumy nebo PVC. Pro přenos větších tahů je kostra tvořena vysokopevnostními ocelovými lany, pak je dopravní pás zhotoven z gumy [1].

2.2.1 POŽADAVKY NA DOPRAVNÍ PÁS

- Vysoká odolnost vůči opotřebení
- Vysoká životnost
- Vysoká podélná tuhost
(Malé prodloužení i při vysokých tazích)
- Minimální navlhavost
- Vysoká pevnost při nízké hmotnosti
- Odolnost vůči střídavému namáhání [2]



Obr. 2 Dopravní pás [10]



2.3 BUBNY

Bubny mohou být lité nebo svařované. Povrch pláště může být rovný, s kónickými konci nebo mírně bombírovaný (sudovitý nebo lichoběžníkový tvar) [2]. Tento typ bubnu se využívá zejména pro lepší vedení pásu. Pro přenos větších výkonů bývá povrch pogumovaný a případně opatřen i vzorem (rýhami) za účelem zvětšení součinitele smykového tření. Bubny pásových dopravníků se dělí na hnací, vratné, napínací a usměřovací.

Vratné bubny jsou uloženy v ložiskových tělesech nejčastěji na konci dopravníku, které se mohou posouvat za účelem napínání.

Usměřovací bubny slouží za účelem zvýšení opásání bubnu, tj. drží správný směr pásu.

Hnací bubny viz.obr.1 jsou nejčastěji na přepadové straně, mění směr pohybu pásu a přenášejí obvodovou sílu z bubnu na pás [2].

Základní požadavky na bubny jsou:

- co nejmenší počet změn směru pohybu,
- tah pásu na vratném bubnu nemá být velký,
- napínání pásu v místě nejmenšího tahu v páse.[2]



Obr. 3 Hnací bubna [9]

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení slouží ke správnému napnutí dopravního pásu. Díky tomu vznikne dostatečně vysoké tření mezi pásem a hnacím bubnem a omezí se průhyb mezi válečky a prokluz. Napínací zařízení přímo ovlivňuje správné napnutí pásu, jeho životnost a tím i náklady celého dopravníku [2].

Rozdělení napínacího zařízení podle způsobu zabezpečení napínací síly:

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatická, elektrická, elektrohydraulická) [1]

2.5 VÁLEČKY

Válečky nesou dopravní pás mezi koncovými bubny v nosné i ve vratné větvi. Toto zařízení můžeme rozdělit na spodní válečky, po kterých se pás vrací, a na horní válečky, po kterých pás veze materiál. Válečky v horní větvi jsou také více namáhány, proto jich v místě násypky může být větší počet. Toto řešení se používá pro snížení opotřebení.

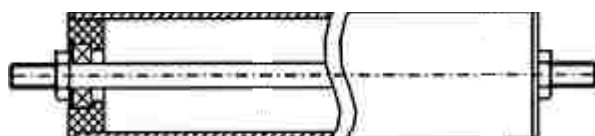
Válečky jsou spojeny v tzv. girlandách a jsou zavěšeny na stolici. Válečky jsou trubkovitého tvaru na bocích osazeny ložisky, aby se mohly volně otáčet. Jsou utěsněny proti vnikání nečistot vznikajících provozem [15].

Konstrukční provedení válečku:

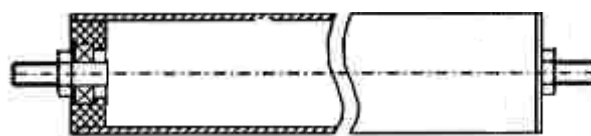
- Válečky s pevnou osou (viz obr 4)
- Válečky s čepy (nemají pevnou osu viz obr 5)

Požadavky na válečky:

- Nízký odpor vůči otáčení
- Nízká hmotnost
- Jednoduchá konstrukce
- Dokonalé utěsnění proti nečistotám
- Dokonale vyvážené
- Snadná údržba [2]



Obr. 4 Váleček s pevnou osou



Obr. 5 Váleček s čepy



2.6 NÁSYPKA

Dopravníková násypka slouží k usměrnění a plnění pásu dopravovaným materiálem. Násypka je vyrobena tak, aby znemožnilo odpadávání materiálu mimo pás dopravníku a aby usměrnilo dopravovaný materiál na střed pásu. Je vyrobena tak, že má horní stranu širší než spodní stranu násypky. Násypka může být a taky nemusí být součástí dopravníku.

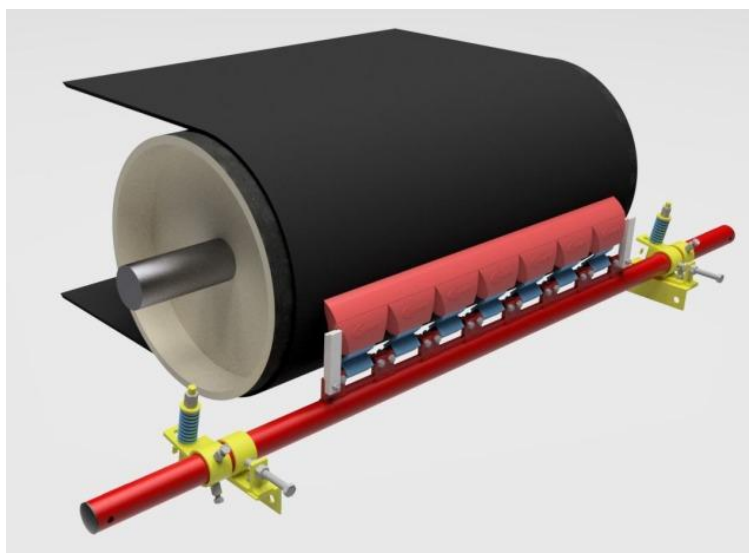
2.7 STĚRAČ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Stěrače dopravního pásu se používají k čištění dopravního pásu od dopravovaného materiálu přímo u shozu na hnacím bubnu. Toto řešení se používá z důvodu, aby nedošlo k poškození komponentů zařízení, nadměrnému opotřebení a znečištění válečků, které by mělo za následek zvýšení odporu a snížení životnosti komponentů dopravníku. Stěrače, můžou být použity také u reverzních pásových dopravníků.

Segmenty stěračů jsou definovány způsobem např. pružinovým mechanismem přitlačovány k povrchu dopravního pásu na bubnu, čímž odstraňují zbytky nečistot [7].

Rozdělení stěračů:

- Vnitřní stěrač pásu
- Vnější stěrač pásu (viz obr. 6)



Obr. 6 Vnější stěrač pásu [8]



3 FUNKČNÍ VÝPOČET

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

Materiál: hnědé uhlí

Dopravníkový výkon: max. 60000kg/hod.

Dopravní výška: 2m

3.1.1 ZVOLENÍ ÚHLU DOPRAVNÍKU

Dle literatury [3] bylo zjištěno, že maximální úhel pásového dopravníku co se používá je 23°

Dle lit.[3] je maximální úhel u konzumního hnědé uhlí, tříděné, drobné 22° a u tříděné hrubé 17°

Dle zjištěných parametrů je volen úhle dopravníku 13°

3.1.2 ZVOLENÍ RYCHLOSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Podle literatury [3] je rychlost pásového dopravníku pro zadaný materiál (tříděné uhlí) v intervalu od 0,8 - 1,6 m.s⁻¹.

Volena rychlost pásového dopravníku: 1,3ms⁻¹

3.1.3 ZVOLENÍ OBJEMOVÉ SYPNÉ HMOTNOSTI

Dle literatury [3] je objemová sypná hmotnost pro zadaný materiál v intervalu 750-1000 kg.m⁻³

Voleno: $\gamma=850 \text{ kg.m}^{-3}$

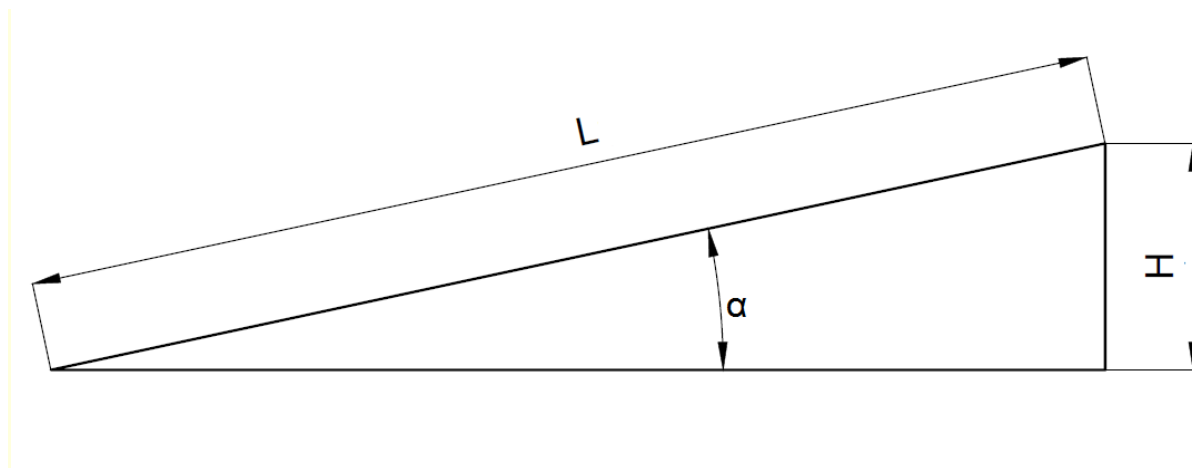


3.2 VÝPOČET DÉLKY DOPRAVNÍKU

Vstupní hodnoty:

dopravní výška: $H = 2 \text{ m}$

zvolený úhel dopravníku $\alpha = 13^\circ$



Obr. 7 Délka a sklon dopravníku

$$L = \frac{H}{\sin \alpha} \quad (1)$$

$$L = \frac{2}{\sin 13^\circ}$$

$$L = 8,9 \text{ m}$$

Kde:

L [m] délka dopravníku

α [°] úhel dopravníku

H [m] výška dopravníku

3.3 VÝPOČET TEORETICKÉHO PRŮŘEZU NÁPLNĚ MATERIÁLU NA PÁSU

$$Q = 3600 \cdot \gamma \cdot S_T \cdot v \quad (2)$$

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



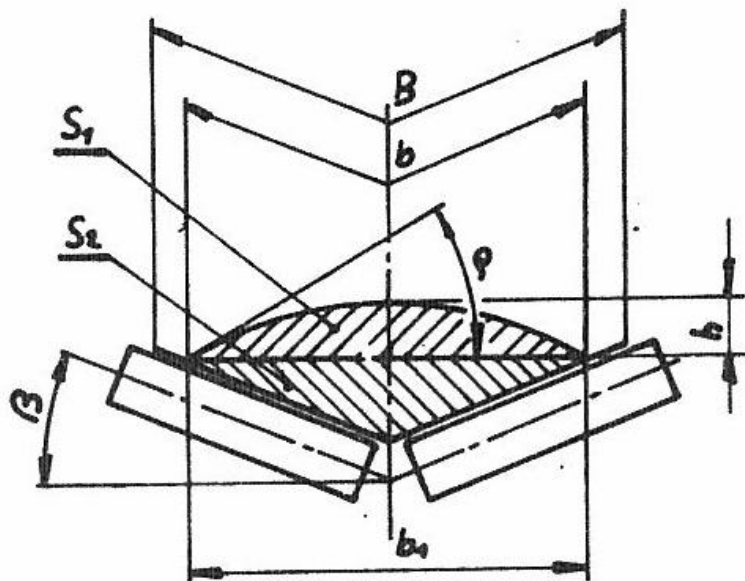
$$S_T = \frac{60000}{3600 \cdot 850 \cdot 1,3} = 0,015 \text{ m}^2$$

Kde:

Q	[kg.s ⁻¹]	dopravníkové množství
S _T	[m ²]	teoretický průřez náplně materiálu na pásu
γ	[kg.m ⁻³]	objemová sypná hmotnost
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2

3.4 URČENÍ ŠÍŘKY KORÝTKOVÉHO PÁSU

Dle tabulky v literatuře [3], hodnot $S = 0,015\text{m}^2$ a sypného úhlu materiálu, který je 30° . Je volena šířka korýtkového pásu $B = 500\text{mm}$ a sklon válečkové stolice $\beta = 20^\circ$



Obr. 8 Šířka pásu [4]



3.4.1 VÝPOČET VYUŽITELNÉ LOŽNÉ ŠÍŘKY PÁSU

Ložná šířka pásu b je vždy menší, než celková šířka B .

$$b = 0,8 \cdot B - 50 \text{ mm} \quad (3)$$

$$b = 0,85 \cdot 500 - 50$$

$$b = 375 \text{ mm}$$

Kde:

B [mm] celková šířka pásu

3.4.2 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 17^\circ$$

Dynamický sypný úhel byl volen z lit.[1] a s ohledem na zadaný materiál.

3.4.3 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU S_1

$$S_1 = (b \cdot \cos\beta)^2 \cdot \frac{\text{tg}\theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = (375 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\text{tg} 17^\circ}{6}$$

$$S_1 = 6327 \text{ mm}^2 = 0,006327 \text{ m}^2$$

Kde:

θ [°] Dynamický sypný úhel viz kap. 3.4.2
 b [mm] využitelná ložná šířka pásu viz rovnice (3)
 β [°] Úhel válečkové stolice viz kap. 3.4

3.4.4 PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU S_2

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos\beta\right) * \left(\frac{b}{2} \cdot \sin\beta\right) \quad (5)$$

$$S_2 = \left(\frac{375}{2} \cdot \cos 20^\circ\right) * \left(\frac{375}{2} \cdot \sin 20^\circ\right)$$

$$S_2 = 11300 \text{ mm}^2 = 0,0113 \text{ m}^2$$



Kde:

- β [°] Úhel válečkové stolice viz kap. 3.4
 b [mm] využitelná ložná šířka pásu viz rovnice (3)

3.4.5 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÁSU S

$$S = S_1 + S_2 \quad (6)$$

$$S = 0,00632 + 0,0113$$

$$S = 0,0176 \text{ m}^2$$

Kde:

- S_1 [m] Plocha průřezu náplně pásu S_1 viz rovnice (4)
 S_2 [m] Plocha průřezu náplně pásu S_2 viz rovnice (5)

3.4.6 SOUČINITEL KOREKCE PRŮŘEZU VRCHLÍKU NÁPLNĚ

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (7)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 13 - \cos^2 17}{1 - \cos^2 17}}$$

$$k_1 = 0,64$$

Kde:

- θ [°] Dynamický sypný úhel viz kap. 3.4.2
 α [°] úhel dopravníku viz kap. 3.2

3.4.7 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (8)$$

$$k = 1 - \frac{0,00632}{0,0176} \cdot (1 - 0,64)$$

$$k = 0,9$$



Kde:

S_1	[m]	Plocha průřezu náplně pásu S_1 viz rovnice (4)
S	[m]	Celková plocha průřezu náplně pásu viz rovnice (6)
k_1	[-]	Součinitel korekce průřezu vrchlíku pásu viz rovnice (7)

3.4.8 REÁLNÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÁSU

$$S_{real} = S \cdot k \quad (9)$$

$$S_{real} = 0,0176 \cdot 0,9$$

$$S_{real} = 0,016 \text{ m}^2$$

Kde:

S	[m]	Celková plocha průřezu náplně pásu viz rovnice (6)
K	[-]	Součinitel sklonu viz rovnice (8)

3.5 KONTROLA PLOCHY PRŮŘEZU PÁSU

Dle podmínky:

$$S_T < S_{real}$$

$$0,015 < 0,016 \text{ m}^2$$

Zvolená šířka pásu vyhovuje podmínce.

3.6 KONTROLA PÁSU NA DOPRAVOVANÝ VÝKON

Objemový výkon:

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (10)$$

$$I_v = 0,0176 \cdot 1,3 \cdot 0,9$$

$$I_v = 0,020 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

S	[m]	Celková plocha průřezu pásu viz rovnice (6)
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2
k	[-]	Součinitel sklonu viz rovnice (8)



Hmotnostní výkon:

$$I_m = I_V \cdot \gamma \cdot 3600 \quad (11)$$

$$I_m = 0,020 \cdot 850 \cdot 3600$$

$$I_m = 61200 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Hmotnostní výkon vyhovuje zadání

Kde:

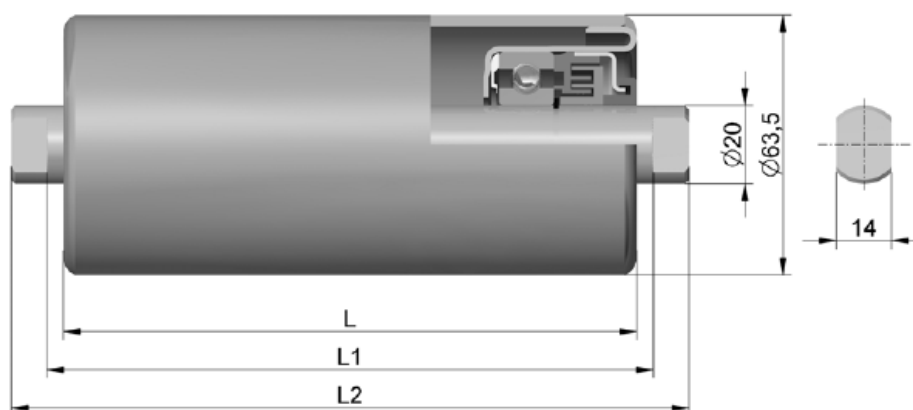
I_V [m³.s⁻¹] Objemový výkon viz rovnice (10)

γ [kg.m⁻³] Objemová sypná hmotnost viz kap. 3.1.3



3.7 VOLBA VÁLEČKŮ A VÁLEČKOVÝCH STOLIC

3.7.1 VOLBA VÁLEČKŮ



Obr. 9 Hladký váleček [14]

Parametry zvoleného válečku dle katalogu firmy Transroll. Válečky jsou voleny od stejné firmy jak v horní větvi, tak ve spodní větvi pásového dopravníku.

- plášť z ocelové trubky o síle stěny 3 mm
- čela tažená z ocelového plechu svařená s pláštěm
- kuličková ložiska 6204 C3

Tab. 1 Parametry zvoleného válečku v horní větvi

Šířka pásu	Rozměr [mm]	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
		L1	L2	Rotujících dílů	celková
500	315	323	341	1,7	2,7

Tab. 2 Parametry zvoleného válečku v dolní větvi

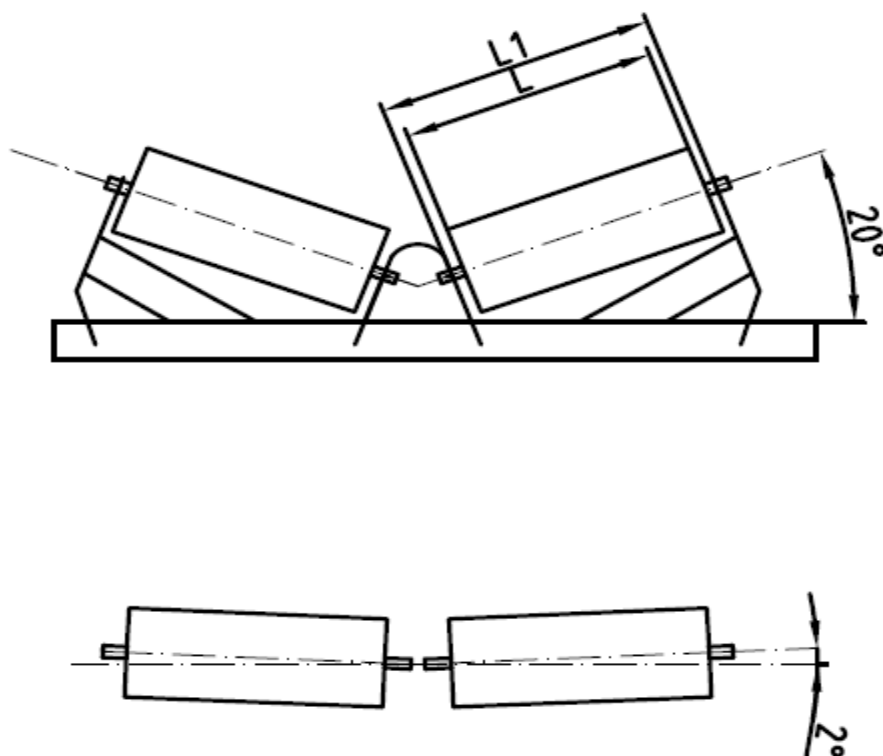
Šířka pásu	Rozměr [mm]	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
		L1	L2	Rotujících dílů	celková
500	600	608	646	2,3	3,3



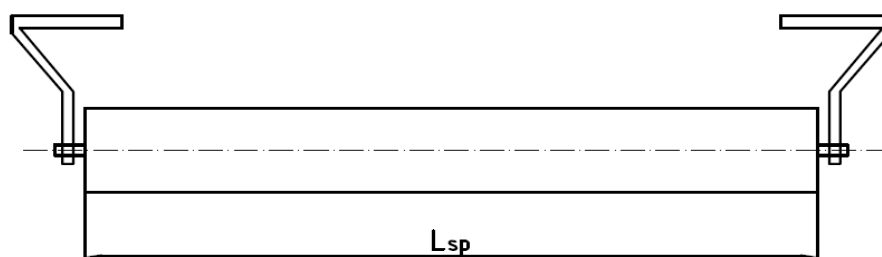
3.7.2 VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC

Válečkové stolice jsou voleny od firmy Všekov spol. s.r.o. V horní větvi pásového dopravníku je volen jeden typ válečkových stolic a to stolice s vychýlenými válečky o 2° ve směru pohybu pásu (viz obr.10). To z důvodu, aby pás nesjížděl do stran například při nesprávně nastaveném napínání nebo při nerovnoměrném naložení materiálu na dopravníkový pás.

Ve spodní větvi je volena jednoválečková stolice od firmy Všekov spol. s.r.o. (viz obr.11)



Obr. 10 Válečková stolice v horní větvi



Obr. 11 Válečková stolice ve spodní větvi



3.8 VOLBA PÁSU

Pás je volen od firmy Gumex typ EP250/2 AA z důvodu hmotnosti a že je velmi odolný proti opotřebení, pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu.

Tab. 3 Parametry zvoleného dopravníkového pásu

Šířka [mm]/krycí vrstva [mm]/kategorie	Tloušťka [mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Hmotnost 1 metru pásu [kg]	$R_{m_{pas}}$ [N/mm]
500/3+1/AA	5,8	200	4,48	250

3.8.1 VOLBA ČISTIČE PÁSU



Obr. 12 Čistič pásu [16]

Dle parametrů je volen čistič pásu od firmy Gumex a to typ B-W 500. Díky ocelové konstrukci stěrače s polyuretanovými segmenty, které jsou osazeny karbidovými břity je stěrač vhodný pro dopravníky abrazivních materiálů jako je právě uhlí a jiné [16].

Tab. 4 Parametry zvoleného čističe

Typ stěrače	Šíře stírání [mm]	Počet segmentů	Hmotnost [kg]	Šířka čističe pásu [mm]
B-W 500	500	5	4,8	10



3.9 VÝPOČET POHYBOVÝCH ODPORŮ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (12)$$

$$F_U = 73,01 + 57,16 + 5,47 + 117 + 256,43$$

$$F_U = 509,07 \text{ N}$$

Kde:

F_H	[N]	Hlavní odpory, viz rovnice (13)
F_N	[N]	Vedlejší odpory viz rovnice (19)
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory viz rovnice (26)
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory viz rovnice (27)
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky viz rovnice (30)

3.10 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + 2 \cdot (q_B + q_G) \cdot \cos\alpha) \quad (13)$$

$$F_H = 0,022 \cdot 8,9 \cdot 9,81 \cdot (3,43 + 0,38 + 2 \cdot (4,48 + 13,07) \cdot \cos 13^\circ)$$

$$F_H = 73,01 \text{ N}$$

Kde:

f	[-]	Globální součinitel tření volen dle literatury [3] $f = 0,022$
L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
q_{RO}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi viz rovnice (14)
q_{RU}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi viz rovnice (17)
q_B	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru pásu viz kap. 3.8
q_G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky viz rovnice (18)
α	[°]	úhel dopravníku

3.10.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot p_1}{L} \quad (14)$$



$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,7 \cdot 9}{8,9}$$

$$q_{RO} = 3,43 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_1	[kg]	Hmotnost rotujících dílů válečku viz kap 3.7.1
p_1	[-]	Počet válečků v horní větvi viz rovnice (15)
L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2

3.10.2 POČET VÁLEČKU V HORNÍ VĚTVI

$$p_1 = \frac{L}{a_1} \tag{15}$$

$$p_1 = \frac{8,9}{0,9}$$

$$p_1 = 9 \text{ válečků}$$

Kde:

L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2
a_1	[m]	Rozteč válečků v horní větvi, voleno dle lit. [3]

3.10.3 POČET VÁLEČKŮ V DOLNÍ VĚTVI

$$p_2 = \frac{L}{a_2} \tag{16}$$

$$p_2 = \frac{8,9}{3}$$

$$p_2 = 2$$

Kde:

L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2
a_2	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi, voleno dle lit. [3]



3.10.4 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L} \quad (17)$$

$$q_{RU} = \frac{2,3 \cdot 2}{8,9}$$

$$q_{RU} = 0,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_2	[kg]	Hmotnost rotujících dílů válečku viz kap 3.7.1
p_2	[-]	Počet válečků v dolní větvi viz rovnice (16)
L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2

3.10.5 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \gamma}{v} \quad (18)$$

$$q_G = \frac{0,02 \cdot 850}{1,3}$$

$$q_G = 13,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

I_V	[kg.s ⁻¹]	Objemový výkon viz kap 3.6
γ	[kg.m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost viz kap. 3.1.3
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2



3.11 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{BA} + F_f + F_t + F_l \quad (19)$$

$$F_N = 22,1 + 1,36 + 4,56 + 29,14$$

$$F_N = 57,16 \text{ N}$$

Kde:

F_{BA} [N] Odpory tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty viz rovnice (20)

F_f [N] Odpor tření o boční o boční stěny násypky v místě nakládání viz rovnice (21)

F_t [N] Odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněného bubnu viz rovnice (24)

F_l [N] Odpor ohybu pásu na bubnech viz rovnice (25)

3.11.1 ODPORY TŘENÍ A SETRVAČNÝCH SIL PŘI URYCHLOVÁNÍ DOPRAVOVANÉ HMOTY

$$F_{BA} = I_V \cdot \gamma \cdot (v - v_0) \quad (20)$$

$$F_{BA} = 0,02 \cdot 850 \cdot (1,3 - 0)$$

$$F_{BA} = 22,1 \text{ N}$$

Kde:

I_V [kg.s⁻¹] Objemový výkon viz kap 3.6

γ [kg.m⁻³] Objemová sytná hmotnost viz kap. 3.1.3

v [m.s⁻¹] Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2

v_0 [m.s⁻¹] Počáteční dopravníková rychlost $v_0 = 0 \text{ m.s}^{-1}$

3.11.2 ODPOR TŘENÍ O BOČNÍ O BOČNÍ STĚNY NÁSYPKY V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_1 \cdot I_V^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot l_b}{v^2 \cdot b_1} \quad (21)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 0,1435}{1,3^2 \cdot 0,352}$$

$$F_f = 1,36 \text{ N}$$

Kde:



I_V	[kg.s ⁻¹]	Objemový výkon viz kap 3.6
μ_1	[-]	Součinitel tření dle lit. [4] z rozmezí 0,5-0,7 voleno $\mu_1 = 0,6$
γ	[kg.m ⁻³]	Objemová sypaná hmotnost viz kap. 3.1.3
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
l_b	[m]	Urychlovací délka viz rovnice (22)
b_1	[m]	Šířka světla bočního vedení viz rovnice (23)
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2

3.11.3 URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{(v - v_0)^2}{2 \cdot g \cdot \mu_2} \quad (22)$$

$$l_b = \frac{(1,3 - 0)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,1435 \text{ m}$$

Kde:

v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2
v_0	[m.s ⁻¹]	Počáteční dopravníková rychlost $v_0 = 0 \text{ m.s}^{-1}$
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
μ_2	[-]	Součinitel tření dle lit. [4], voleno $\mu_2 = 0,6$

3.11.4 ŠÍŘKA SVĚTLÁ BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos\beta \quad (23)$$

$$b_1 = 0,375 \cdot \cos 20^\circ$$

$$b_1 = 0,352 \text{ m}$$

Kde:

b	[m]	Ložná šířka pásu viz kap. 3.4.1
β	[°]	Dvouválcová stolice $\beta = 20^\circ$

3.11.5 ODPOR LOŽISEK BUBNU S VÝJIMKOU LOŽISEK POHÁNĚNÉHO BUBNU

$$F_t = 0,0015 \cdot \frac{d_o}{D_B} \cdot F \quad (24)$$

$$F_t = 0,0015 \cdot \frac{004}{0,215} \cdot 5000$$



$$F_t = 4,65 \text{ N}$$

Kde:

d_o	[m]	Průměr osy bubnu, která má dle katalogu [13] $d_o = 40\text{mm}$
D_B	[m]	Průměr bubnu, který má dle katalogu [13] $D_B = 215\text{mm}$
F	[N]	Součet sil tahů v pásu, tato hodnota je volena orientačně $F = 5000\text{N}$

3.11.6 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_B} \quad (25)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{50000}{0,5}\right) \cdot \frac{0,0058}{0,215}$$

$$F_l = 29,14 \text{ N}$$

Kde:

F	[N]	Součet sil tahů v pásu, tato hodnota je volena orientačně $F=5000\text{N}$
d	[m]	Tloušťka voleného pásu dle kap. 3.8
D_B	[m]	Průměr bubnu, který má dle katalogu [13] $D_B = 215\text{mm}$
B	[m]	Šířka korýtkového pásu dle kap. 3.4

3.12 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (26)$$

$$F_{S1} = 5,47 \text{ N}$$

Kde:

F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků viz rovnice (27)
-----------------	-----	--

3.12.1 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot L(q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon \quad (27)$$

$$F_\varepsilon = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 8,9(4,48 + 13,07) \cdot 9,81 \cdot \cos 13^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 5,47 \text{ N}$$

Kde:

C_ε	[-]	Součinitel korýtkovosti, dle lit. [4], z rozmezí 0,3-0,4 voleno $C_\varepsilon = 0,3$
-----------------	-----	---



μ_0	[-]	Součinitel tření mezi pásem a válečky, dle lit. [4], z rozmezí 0,3-0,4 voleno $\mu_0=0,35$
L	[m]	Délka pásového dopravníku viz kap. 3.2
q_B	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru pásu viz kap. 3.8
q_G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky viz rovnice (18)
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
α	[°]	Úhel dopravníku
ε	[°]	Vychýlení válečků dle kap. 3.7.2

3.13 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gl} + F_r + F_a \quad (28)$$

$$F_{S2} = 12 + 105 + 0$$

$$F_{S2} = 117 \text{ N}$$

Kde:

F_{gl}	[N]	Odpor tření mezi bočním vedením a dopravovanou hmotou viz rovnice (29)
F_r	[N]	Odpor pásového čističe viz rovnice (30)
F_a	[N]	Odpor shrnovače je 0N, protože shrnovač není použit

3.13.1 ODPOR TŘENÍ MEZI BOČNÍM VEDENÍM A DOPRAVOVANOU HMOTOU

$$F_f = \frac{\mu_3 \cdot I_V^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot L_v}{v^2 \cdot b_1} \quad (29)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 1,25}{1,3^2 \cdot 0,352}$$

$$F_f = 12 \text{ N}$$

Kde:

I_V	[kg.s ⁻¹]	Objemový výkon viz kap 3.6
μ_3	[-]	Součinitel tření dle lit. [4], voleno $\mu_3 = 0,6$
γ	[kg.m ⁻³]	Objemová sypaná hmotnost viz kap. 3.1.3
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
L_v	[m]	Délka bočního vedení dle konstrukce
b_1	[m]	Šířka světlá bočního vedení viz rovnice (23)
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2



3.13.2 ODPOR PÁSOVÉHO ČISTIČE

$$F_r = S_{dot.} \cdot p \cdot \mu_3 \quad (30)$$

$$F_r = 0,005 \cdot 35000 \cdot 0,6$$

$$F_r = 105 \text{ N}$$

Kde:

μ_3	[-]	Součinitel tření dle lit. [4], voleno $\mu_3 = 0,6$
$S_{dot.}$	[m ²]	Plocha dotyku mezi pásem a čističem pásu viz rovnice (31)
p	[Pa]	Tlak mezi pásem a čističem dle lit. [4]

3.13.3 PLOCHA DOTYKU PÁSU A ČISTIČE PÁSU

$$S_{dot.} = B \cdot t_{pas} \quad (31)$$

$$S_{dot.} = 0,5 \cdot 0,01$$

$$S_{dot.} = 0,005 \text{ m}^2$$

Kde:

B	[m]	Šířka korýtkového pásu dle kap. 3.4
t_{pas}	[m]	Šířka čističe pásu dle kap. 3.8.1

3.14 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{ST} = q_G \cdot H \cdot g \quad (32)$$

$$F_r = 13,07 \cdot 2 \cdot 9,81$$

$$F_r = 256,43 \text{ N}$$

Kde:

q_G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky viz rovnice (18)
H	[m]	Dopravní výška pásu dle kap. 3.2
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení



3.15 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON DOPRAVNÍKU

$$P_a = F_U \cdot v \quad (33)$$

$$P_a = 509,07 \cdot 1,3$$

$$P_a = 661,79 \text{ W}$$

Kde:

F_U [N] Pohyblivé odpory pásového dopravníku viz rovnice (12)

v [m.s⁻¹] Rychlost pásového dopravníku viz kap. 3.1.2

3.15.1 VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_a}{\mu_m} \quad (34)$$

$$P_M = \frac{661,79}{0,9}$$

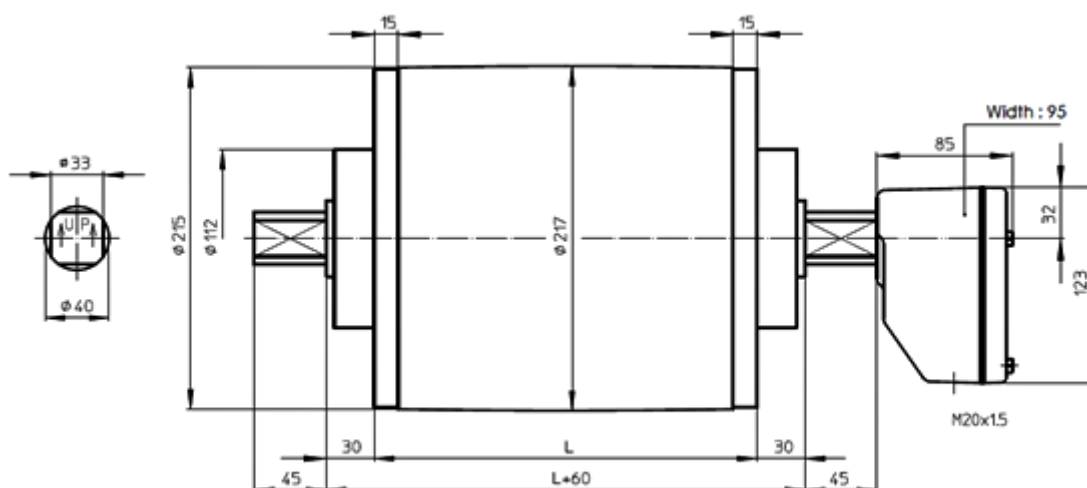
$$P_M = 735,32 \text{ W}$$

Kde:

P_a [W] Potřebný provozní výkon dopravníku viz kap. 3.15

μ_m [-] Účinnost voleného elektromotoru volena dle lit. [4]

3.15.2 VOLBA ELEKTROBUBNU



Obr. 13 Elektrobuben [13]

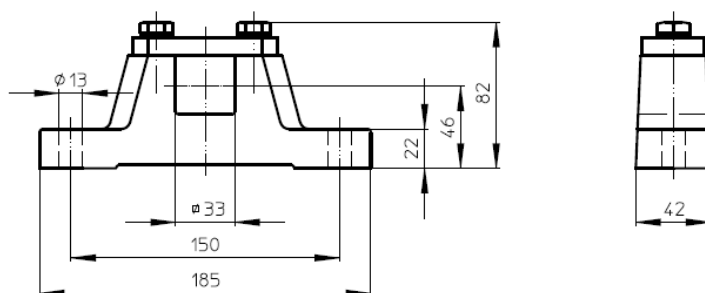


Elektrobuben je volen od firmy Van der Graaf (viz obr.13) typ TM215A40.415 a to z důvodu jejich konstrukce, výkonu, životnosti, snadné montáže a demontáže. Nevýhodou je pořizovací cena. Zvolený elektrobuben má bombírovaný tvar který zabraňuje sjíždění pásu do stran. Výkon elektrobubnu je volen 1,1kW z důvodu splnění požadavků dle rovnice (34) a aby byla dostatečná výkonová rezerva např. při náhlém zatížení zařízení.

Tab. 5 Parametry elektrobubnu

Typ	Výkon [kW]	Rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Hmotnost [kg]	Šířka bubnu L [mm]
TM215.40.415	1.1	0,7-2,9	69	600

3.15.3 UCHYCENÍ ELEKTROBUBNU



Obr. 14 Uchycení elektrobubnu [13]

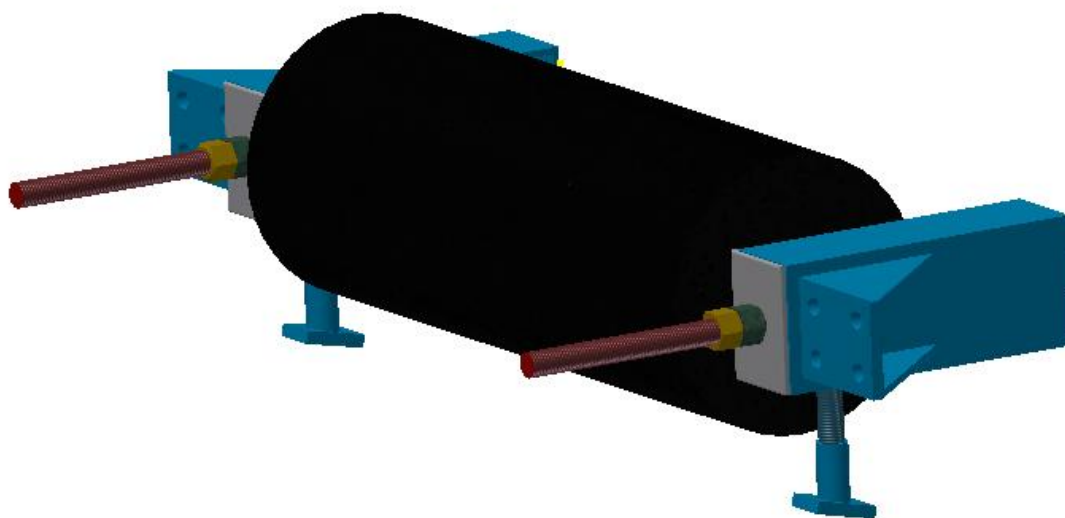
Uchycovací stolice jsou voleny od stejné firmy jako je elektrobuben. Toto z důvodu jednoduchosti montáže a demontáže pohonného zařízení na uchycovací zařízení. Hmotnost uchycovací stolice je 4.2kg.



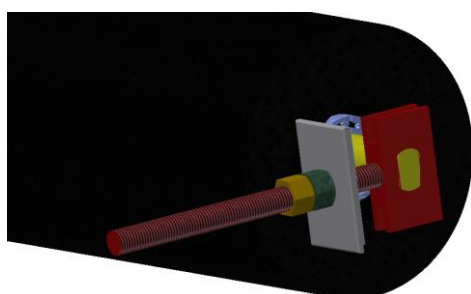
4 NÁVRH NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Pro volenou konstrukci s ohledem na co nejnižší hmotnost je voleno tuhé napínání. Napínací buben je uložen v napínacím rámu, který má v sobě navařené vodící zařízení. V rámu se pohybují saně (viz. obr.17), s kterými pohybují tahem pohybové šrouby M20. V tzv. saních je upevněna osa napínacího bubnu (viz. obr. 16). Toto řešení zjednodušuje a zlepšuje přesnost napínacího zařízení. Na každém konci bubnu je jeden pár saní, které jsou zakrytovány krytkou, přes tento kryt se celé zařízení napíná.

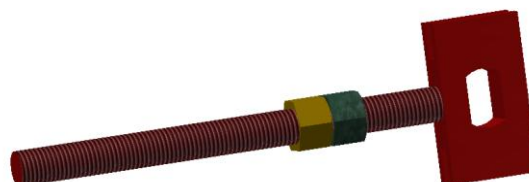
Na rámu jsou navařeny úchyty pro přípojné zařízení a stavitelné podpory, které se dají dle potřeby výškově nastavovat. Toto zařízení je vhodné např. při nerovnosti terénu. Celé napínací zařízení je navařeno na rám dopravníku.



Obr. 15 Napínací zařízení



Obr. 16 Držení osy saněmi



Obr. 17 Saně napínání



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

5.1 NEJVYŠŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSE

$$F_{Pmax} = F_U \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \gamma} - 1} + 1 \right) \quad (35)$$

$$F_{Pmax} = 504,92 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,14} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{Pmax} = 1059 \text{ N}$$

Kde:

F_U	[N]	Pohyblivé odpory pásového dopravníku viz kap. 3.9
ε	[-]	Součinitel rozběhu dopravníku, voleno dle lit.[3] z rozmezí 1,3-2
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněným bubnem a pásem voleno dle lit. [3]
γ	[°]	Úhel opásání poháněcího bubnu, voleno dle konstrukce 3,14 (180°)

5.1.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Pdov.} \geq F_{Pmax} \quad (36)$$

$$125000 \geq 1059$$

Podmínka je splněna

Kde:

F_{Pmax}	[N]	Nejvyšší tahová síla v páse viz rovnice (35)
$F_{Pdov.}$	[N]	Nejvyšší dovolená tahová síla v páse viz rovnice (37)

5.1.2 NEJVYŠŠÍ DOVOLENÁ TAHOVÁ SÍLA V PÁSE

$$F_{Pdov.} = R_{mp} \cdot B \quad (37)$$

$$F_{Pdov.} = 250 \cdot 500$$

$$F_{Pdov.} = 125000 \text{ N}$$

Kde:

R_{mp}	[N.mm ⁻¹]	Pevnost voleného pásu dle kap. 3.8
B	[m]	Šířka korýtkového pásu dle kap. 3.4



5.1.3 SÍLA V HORNÍ VĚTVI PÁSU DOPRAVNÍKU

$$F_{p1} \approx F_{pmax} \quad (38)$$

$$F_{p1} = 1060 \text{ N}$$

Kde:

F_{pmax} [N] Nejvyšší tahová síla v páse viz rovnice (35)

5.1.4 SÍLA V HORNÍ VĚTVI PÁSU DOPRAVNÍKU

$$F_{p2} = \frac{F_{p1}}{e^{\mu \cdot \delta}} \quad (39)$$

$$F_{p2} = \frac{1059}{e^{0,4 \cdot 3,14}}$$

$$F_{p2} = 302 \text{ N}$$

Kde:

F_{p1} [N] Síla v horní větvi pásu dopravníku viz rovnice (38)

μ [-] Součinitel tření mezi poháněným bubnem a pásem voleno dle lit. [3]

δ [°] Úhel opásání poháněcího bubnu, voleno dle konstrukce 3,14 (180°)

5.1.5 CELKOVÁ SÍLA NA BUBEN A OSU

$$F_{pcel.} = F_{p1} + F_{p2} \quad (40)$$

$$F_{pcel.} = 1060 + 302$$

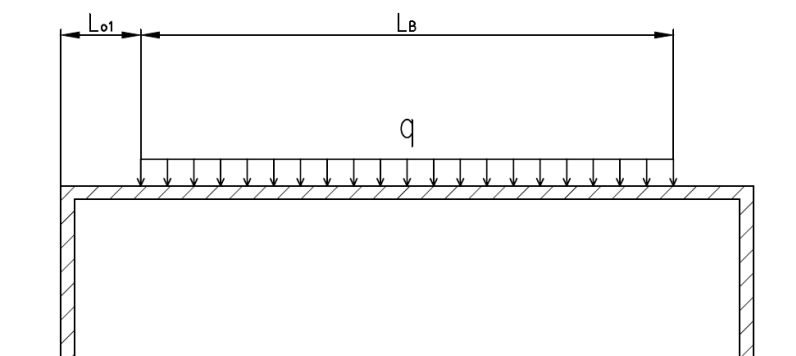
$$F_{pcel.} = 1362 \text{ N}$$

Kde:

F_{p1} [N] Síla v horní větvi pásu dopravníku viz rovnice (38)

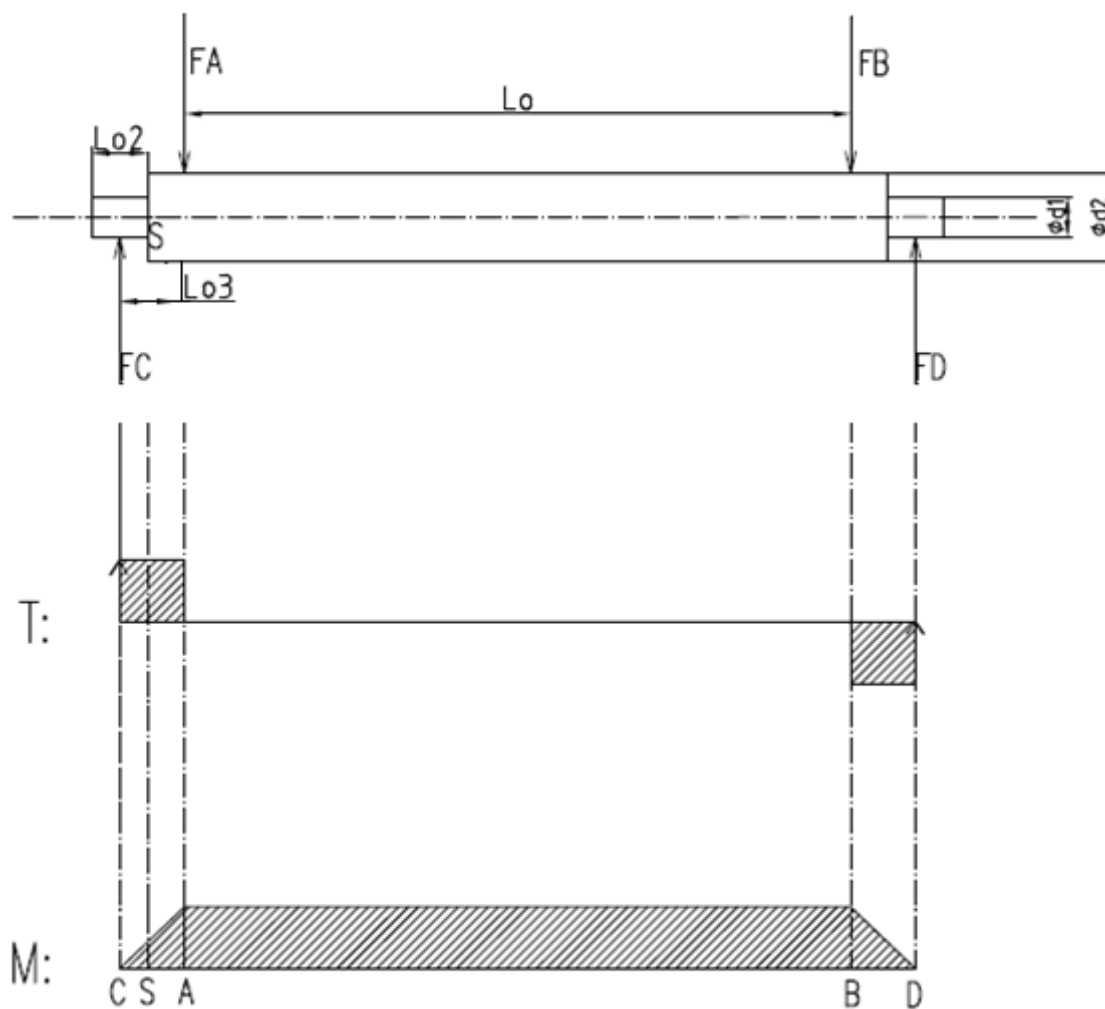
F_{p2} [N] Síla v dolní větvi pásu dopravníku viz rovnice (39)

5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY BUBNU



Obr. 18 Spojité zatížení bubnu

5.2.1 VVÚ OSY BUBNU



Obr. 19 VVÚ osy napínacího bubnu



Tab. 6 Rozměr osy bubnu

L_o [mm]	L_{o2} [mm]	L_{o3} [mm]	$d1$ [mm]	$d2$ [mm]
600	25	74	33	40

Materiálem osy je volena ocel 11 420 z důvodu velmi dobrých mechanických vlastností. Osa vratného bubnu je namáhána na střídavý ohyb. Dle literatury [18] je dovolené napětí v rozmezí $\sigma_o = 60-85$ MPa. Voleno napětí $\sigma_{osy} = 60$ MPa.

5.2.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ OD BUBNU

$$F_A = F_B$$

$$F_A = \frac{q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_{o1}\right)}{2 \cdot L_{o1} + L_B} \quad (41)$$

$$F_A = \frac{2724 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{0,5}{2} + 0,05\right)}{2 \cdot 0,05 + 0,5}$$

$$F_A = 681 \text{ N}$$

Kde:

- q [N.m⁻¹] Spojité zatížení viz rovnice (42)
- L_B [m] Šířka pásu dle konstrukce, 500mm, viz obr. 18
- L_{o1} [m] Šířka bubnu mezi pásem a hranou bubnu, 50mm, viz obr. 18

5.2.3 SPOJITÉ ZATÍŽENÍ

$$q = \frac{F_{Pcel}}{L_B} \quad (42)$$

$$q = \frac{1362}{0,5}$$

$$q = 2724 \text{ N.m}^{-1}$$

Kde:

- F_{Pcel} [N] Celková síla na buben a osu viz rovnice (40)
- L_B [m] Šířka pásu dle konstrukce, 500mm, viz obr.18



5.2.4 MOMENTOVÁ PODMÍNKA NA OSE K BODU C

$$F_D = \frac{F_A \cdot L_{o3} + F_B \cdot (L_o + L_{o3})}{2 \cdot L_{o3} + L_o} \quad (43)$$

$$F_D = \frac{681 \cdot 0,074 + 681 \cdot (0,6 + 0,074)}{2 \cdot 0,074 + 0,6}$$

$$F_D = 681 \text{ N}$$

$$F_D = F_C$$

Kde:

F_A	[N]	Síla působící od bubnu viz rovnice (41)
F_B	[N]	Síla působící od bubnu viz rovnice (41)
L_o	[m]	Šířka celková bubnu viz kap. 5.2.1
L_{o3}	[m]	Šířka mezi hranou bubnu a síly F_C , viz kap. 5.2.1

5.2.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Nejvyšší ohybový moment je v bodech A a B.

$$M_{oA} = F_D \cdot L_{o3} \quad (44)$$

$$M_{oA} = 681 \cdot 0,074$$

$$M_{oA} = 50,39 \text{ N.m}$$

Kde:

F_D	[N]	Síla působící na osu bubnu viz rovnice (43)
L_{o3}	[m]	Šířka mezi hranou bubnu a síly F_C , viz kap. 5.2.1

5.2.6 MODUL PRŮŘEZU OHYBU V BODĚ A

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (45)$$

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot 0,040^3}{32}$$

$$W_{oA} = 5,38 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_2	[m]	Průměr osy viz kap. 5.2.1
-------	-----	---------------------------



5.2.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ NA OSE BUBNU

$$\sigma_{o\max A} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} \quad (46)$$

$$\sigma_{o\max A} = \frac{50,39}{5,38 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o\max A} = 9,36 \text{ MPa}$$

Kde:

W_{oA} [m³] Modul průřezu ohybu v bodě A viz rovnice (45)

M_{oA} [Nm] Maximální ohybový moment v bodech A a B viz rovnice (44)

5.2.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI OSY V MÍSTĚ A A B

$$k_A = \frac{\sigma_{osy}}{\sigma_{o\max A}} \quad (47)$$

$$k_A = \frac{60}{9,36}$$

$$k_A = 6,23$$

Bezpečnost v místě A a B vyhovuje.

Kde:

σ_{osy} [MPa] Dovolené ohybové napětí na ose viz kap. 5.2.1

$\sigma_{o\max A}$ [MPa] Maximální ohybové napětí na ose viz rovnice (46)

5.2.9 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V BODĚ S

$$M_{oS} = F_D \cdot \frac{L_{o2}}{2} \quad (48)$$

$$M_{oS} = 681 \cdot 0,0125$$

$$M_{oS} = 8,51 \text{ N.m}$$

Kde:

F_D [N] Síla působící na osu bubnu viz rovnice (43)

L_{o2} [m] Šířka mezi hranou a koncem osy viz kap. 5.2.1



5.2.10 MODUL PRŮŘEZU OHYBU V BODĚ S

$$W_{oS} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (49)$$

$$W_{oS} = \frac{\pi \cdot 0,033^3}{32}$$

$$W_{oS} = 3,52 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_1 [m] Průměr osy viz kap. 5.2.1

5.2.11 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ S

$$\sigma_{oS} = \frac{M_{oS}}{W_{oS}} \quad (50)$$

$$\sigma_{oS} = \frac{8,51}{5,38 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{oS} = 1,58 \text{ MPa}$$

Kde:

W_{oS} [m³] Modul průřezu v ohybu v bodě S viz rovnice (49)

M_{oS} [Nm] Maximální ohybový moment v bodě S viz rovnice (48)

5.2.12 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ S A PŘECHODOVOU HRANOU

$$\sigma_{oSmax} = \sigma_{oS} \cdot \alpha_{přechod.} \quad (51)$$

$$\sigma_{oSmax} = 1,58 \cdot 2$$

$$\sigma_{oSmax} = 3,16 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha_{přechod.}$ [-] Tabulková hodnota 2, pro úhel 90°

σ_{oS} [MPa] Ohybové napětí v bodě S viz rovnice (50)



5.2.13 VÝPOČET BEZPEČNOSTI NA OSE V BODĚ S

$$k_S = \frac{\sigma_{osy}}{\sigma_{oSmax}} \quad (52)$$

$$k_S = \frac{60}{3,16}$$

$k_S = 18,98$ Bezpečnost v místě S vyhovuje.

Kde:

σ_{osy} [MPa] Dovolené ohybové napětí na ose viz kap. 5.2.1

σ_{oSmax} [MPa] Maximální ohybové napětí na ose viz rovnice (51)

5.2.14 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU DRÁŽKY PRO POJISTNÝ KROUŽEK NA OSE

$$M_{oDR} = F_D \cdot L_{oDR} \quad (53)$$

$$M_{oDR} = 681 \cdot 0,0625$$

$$M_{oDR} = 42,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

F_D [N] Síla působící na osu bubnu viz rovnice (43)

L_{oDR} [m] Šířka mezi hranou drážky osy a bodem D, viz výkresová dokumentace

5.2.15 MODUL PRŮŘEZU OHYBU V DRÁŽCE

$$W_{oDR} = \frac{\pi \cdot d_{DR}^3}{32} \quad (54)$$

$$W_{oDR} = \frac{\pi \cdot 0,0375^3}{32}$$

$$W_{oDR} = 5,17 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

d_{DR} [m] Průměr osy v drážce, $d_{DR}=37,5\text{mm}$, viz výkresová dokumentace



5.2.16 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V DRÁŽCE

$$\sigma_{oDR} = \frac{M_{oDR}}{W_{oDR}} \quad (55)$$

$$\sigma_{oDR} = \frac{42,56}{5,17 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{oDR} = 8,22 \text{ MPa}$$

Kde:

W_{oDR} [m³] Modul průřezu ohybu v drážce viz rovnice (54)

M_{oDR} [Nm] Maximální ohybový moment v drážce viz rovnice (53)

5.2.17 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V DRÁŽCE A PŘECHODOVÉ HRANĚ

$$\sigma_{oDRmax} = \sigma_{oDR} \cdot \alpha_{přechod.} \quad (56)$$

$$\sigma_{oDRmax} = 8,22 \cdot 2$$

$$\sigma_{oDRmax} = 16,44 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha_{přechod.}$ [-] Tabulková hodnota 2, pro úhel 90°

σ_{oDR} [MPa] Ohybové napětí v drážce viz rovnice (55)

5.2.18 VÝPOČET BEZPEČNOSTI NA OSE V DRÁŽCE

$$k_{DR} = \frac{\sigma_{osy}}{\sigma_{oDRmax}} \quad (57)$$

$$k_{DR} = \frac{60}{16,44}$$

$$k_{DR} = 3,65 \quad \text{Bezpečnost v místě drážky pro pojistný kroužek vyhovuje.}$$

Kde:

σ_{osy} [MPa] Dovolené ohybové napětí na ose viz kap. 5.2.1

σ_{oDRmax} [MPa] Maximální ohybové napětí v drážce viz rovnice (56)

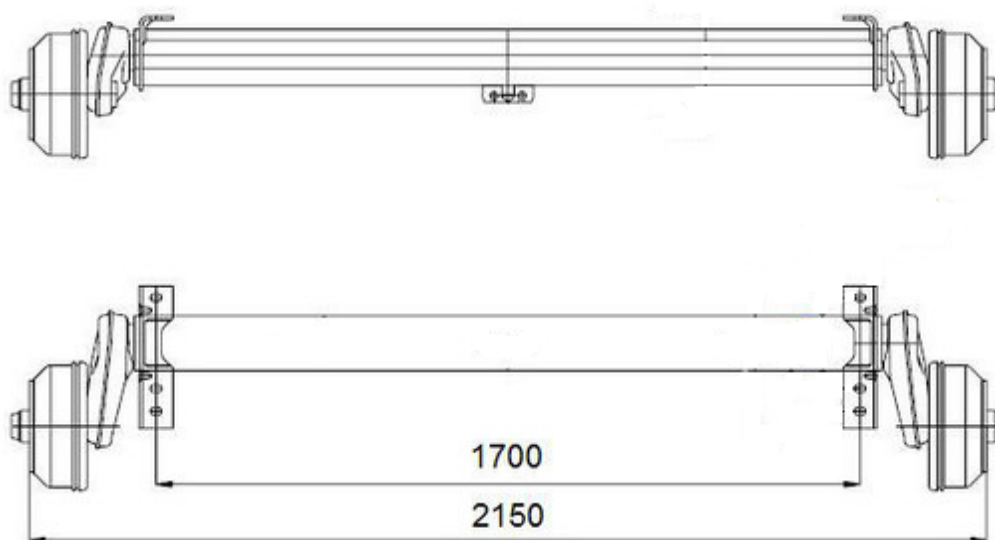


6 NÁVRH POJEZDU

Pojezd pásového dopravníku je realizován pomocí pevné nápravy od firmy AL-KO [20]. Typ nápravy 2051, jedná se o brzděnou. Tato náprava splňuje všechny parametry potřebné k provozu na pozemních komunikacích. Na náboj nápravy jsou nainstalovány ráfky o rozměru 4,5Jx13 4x100 a pneumatiky o rozměrech 155/80 r13. Ráfek a pneumatiky jsou voleny tak, aby splňovaly zatížení a parametry potřebné k provozu na pozemních komunikacích.

Tab. 7 Parametry nápravy

Typ nápravy	Max. užitkové zatížení nápravy [kg]	Šířka nápravy mezi patkami [mm]	Rozteč šroubu na náboji [mm]	Celková šířka nápravy [mm]
2051	1350	1700	100x4	2150



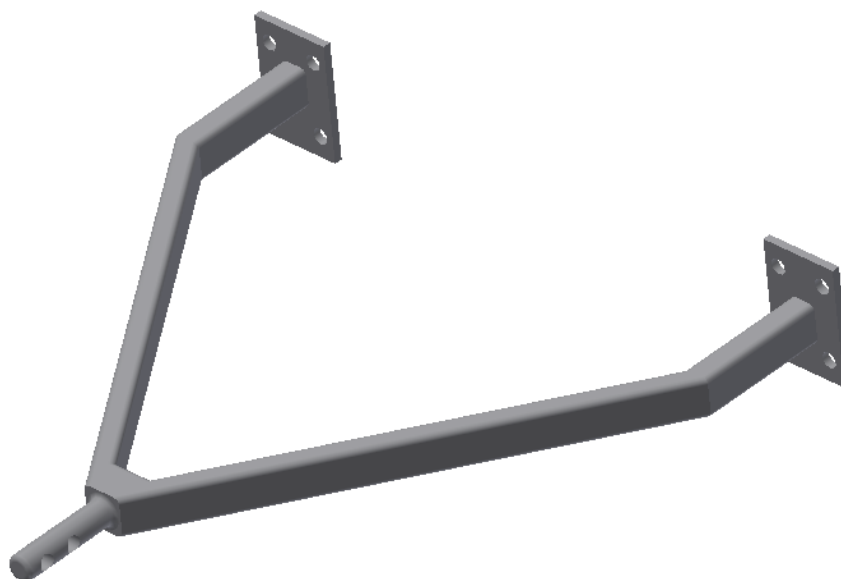
Obr. 20 Náprava dopravníku [17]



7 PŘÍPOJNÉ ZAŘÍZENÍ

Přípojně zařízení je montováno na napínací součást dopravníku, toto řešení umožňuje spojení dopravníku a např. automobilu.

Odnímatelná součást (viz obr 21), je jedním koncem připevněna osmy šrouby M12 k napínací součásti dopravníku. Na druhý konec přípojného zařízení je možnost připevnit dvěma šrouby M15 tažnou kulovou spojku (viz obr. 22) pro spojení s automobilem nebo tažné oko (viz obr. 23), které se dá připojit např. za traktor. Tažná spojka a tažné oko je voleno od firmy AL-KO splňující parametry pro provoz na pozemních komunikacích.



Obr. 21 Spojovací součást



Obr. 22 Tažná kulová spojka [19]



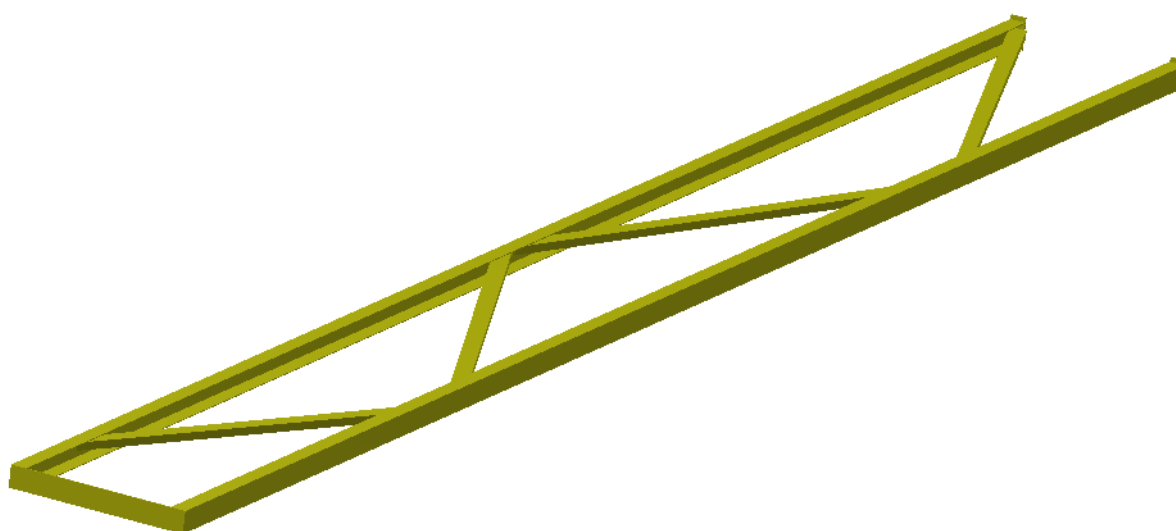
Obr. 23 Tažné oko [19]



8 KONSTRUKCE RÁMU

Rám je vyroben z ohýbaného plechu U-profilu o rozměrech 100x70x4 mm. Do konstrukce jsou navařeny výztuhy, pro lepší tuhost rámu. Tento typ řešení je volen s ohledem na váhu a délku dopravníku. Ohýbaný plech a výroba rámu je volena od firmy VW MOST spol. s.r.o., která se na výrobou U-profilů specializuje.

Na rám jsou připevněny horní a dolní válečkové stolice, pomocí šroubového spoje. Na spodním konci rámu je přivařeno napínací zařízení a na horním konci jsou nainstalovány držáky pro hnací bubnu.



Obr. 24 Rám z ohýbaného plechu bez napínacího zařízení



ZÁVĚR

Dle zadání byly obecně popsány všechny důležité části dopravníku, dle zadaných parametrů byl proveden funkční výpočet dopravníku podle normy ČSN ISO 5048. V průběhu výpočtů byly voleny některé hodnoty dle literatury např. rychlost dopravníku.

V další části byly voleny válečky a válečkové stolice a to s ohledem, aby splňovaly zadání. Poté byl dle vypočítaných parametrů vybrán elektrobuben o výkonu 1,1kW. V následující části byla provedena kontrola osy napínacího bubnu a návrh napínacího zařízení.

K přepravě dopravníku je volena tuhá náprava a navrženo odnímatelné přípojné zařízení za auto nebo za traktor.

Rám dopravníku je volen z ohýbaného plechu U-profilu a to z důvodu snížení váhy. Toto řešení bylo možné volit z důvodu krátké délky dopravníku.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [2] JASAŇ, Vincent. *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. Bratislava: Alfa, 1989. ISBN 8005001258.
- [3] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [4] Norma ČSN ISO 5048: 1994. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s.
- [5] Gumex. *Dopravní pásy* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/dopravnikove-pasy/pvc/pvc-pasy-pro-elevatory-a-velke-zatizeni/>
- [6] Pásový dopravník. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD_dopravn%C3%ADk
- [7] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení, Pro posluchače bakalářského studia VUT FSI v Brně*. [PDF dokument]
- [8] Qwert. *Stěrač dopravního pásu* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.qwertsro.cz/cs/sterace-dopravnich-pasu-qwert-jimway/30.typ-q-pr/>
- [9] Elektrobubny. *Automatizace.hw.cz* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/bylo-na-salime-2008-bubnove-motory-interroll>
- [10] Dopravníkový pás. *Gumex* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/pu-pas-p10-a-92-51643.html>
- [11] Pojízdny pásový dopravník. *Naradibartos* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.naradibartos.cz/eshop-images/large/pasovy-dopravnik-spalmotor-ballarioforestello-nt-5300-sb.jpg>
- [12] Volba pásu. *Gumex* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-aa-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [13] Elektrobuben. *Van der graaf* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: http://www.vandergraafpte.nl/media/documents/trommelmotor/tm215/catalogus_tm215-40_2012-11-09.pdf
- [14] Transroll. *Katalog váleček* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z:



http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir

- [15] Válečky. *Ložiska Drašar* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://drasar.cz/Dopravnikove-komponenty/Dopravnikove-valecky>
- [16] Gumex. *Volba stěrače pásu* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/>
- [17] AL-KO. *Náprava* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <https://www.vapp.cz/produkt/naprava-al-ko-euro-compact-b-1200-6-1350-kg-a-1700-mm-112x5>
- [18] Ocel na osu. *Ferona* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/>
- [19] Oko a spojovací spojka. *AL-KO* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.svetvoziku.cz/tazna-oka/2323-tazne-oko-din-40-mm-al-ko-profi-v-na-trubku-50-mm.html>
- [20] AL-KO. [Http://www.al-ko.com/cz](http://www.al-ko.com/cz) [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.al-ko.com/cz>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[m]	Rozteč válečků v horní větvi
a_2	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi
b	[mm]	využitelná ložná šířka pásu
B	[mm]	celková šířka pásu
b_1	[m]	Šířka světlá bočního vedení
D	[m]	Šířka voleného pásu
d_0	[m]	Průměr osy bubnu
d_1	[m]	Průměr osy
d_2	[m]	Průměr osy
D_B	[m]	Průměr bubnu
d_{DR}	[m]	Průměr osy v drážce, $d_{DR}=37,5\text{mm}$, viz výkresová dokumentace
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Součet sil tahů v pásu
F_a	[N]	Odpor shrnovače
F_A	[N]	Síla působící od bubnu v místě A
F_B	[N]	Síla působící od bubnu v místě B
F_{BA}	[N]	Odporů tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty
F_D	[N]	Síla působící na osu bubnu
F_f	[N]	Odpor tření o boční o boční stěny násypky v místě nakládání
F_{gl}	[N]	Odpor tření mezi bočním vedením a dopravovanou hmotou
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_l	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_{p2}	[N]	Síla v dolní větvi pásu dopravníku
$F_{P_{cel}}$	[N]	Celková síla na buben a osu
$F_{P_{dov.}}$	[N]	Nejvyšší dovolená tahová síla v páse
$F_{P_{max.}}$	[N]	Nejvyšší tahová síla v páse
F_{pt}	[N]	Síla v horní větvi pásu dopravníku
F_r	[N]	Odpor pásového čističe
F_S	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{ST}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněného bubnu
F_U	[N]	Pohyblivé odpory pásového dopravníku
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení



γ	[kg.m ⁻³]	objemová sypná hmotnost
H	[m]	Dopravní výška pásu
I _m	[kg.h ⁻¹]	Hmotnostní výkon
I _v	[m ³ .s ⁻¹]	Objemový výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k ₁	[-]	Součinitel korekce průřezu vrchlíku pásu
L	[m]	Délka pásového dopravníku
L ₀	[m]	Šířka celková bubnu
L ₀₁	[m]	Šířka bubnu mezi pásem a hranou bubnu, 50mm, viz obr. 18
L ₀₂	[m]	Šířka mezi hranou a koncem osy viz kap. 5.2.1
L ₀₃	[m]	Šířka mezi hranou bubnu a síly F_C , viz kap. 5.2.1
L _{0DR}	[m]	Šířka mezi hranou drážky osy a bodem D viz výkresová dokumentace
L _B	[m]	Šířka pásu dle konstrukce
l _b	[m]	Urychlovací délka
L _v	[m]	Délka bočního vedení
M _{oA}	[Nm]	Maximální ohybový moment v bodech A a B
M _{oDR}	[Nm]	Maximální ohybový moment v drážce
M _{oS}	[Nm]	Maximální ohybový moment v bodě S
p	[Pa]	Tlak mezi pásem a čističem
p ₁	[-]	Počet válečků v horní větvi
p ₂	[-]	Počet válečků v dolní větvi
P _a	[W]	Potřebný provozní výkon dopravníku
Q	[kg.s ⁻¹]	dopravníkové množství
q	[N.m ⁻¹]	Spojité zatížení
q ₁	[kg]	Hmotnost rotujících dílů válečku
q ₂	[kg]	Hmotnost rotujících dílů válečku
q _B	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru pásu
q _G	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr
q _{ro}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi
q _{ru}	[kg.m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi
R _{mp}	[N.mm ⁻¹]	Pevnost voleného pásu
S	[m]	Celková plocha průřezu náplně pásu
S ₁	[m]	Plocha průřezu náplně pásu S ₁
S ₂	[m]	Plocha průřezu náplně pásu S ₂
S _{dot.}	[m ²]	Plocha dotyku mezi pásem a čističem pásu
t _{pas}	[m]	Šířka čističe pásu
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost pásového dopravníku
v _o	[m.s ⁻¹]	Počáteční dopravníková rychlost
W _{oA}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě A
W _{oDR}	[m ³]	Modul průřezu ohybu v drážce



W_{oS}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu v bodě S
α	[°]	Sklon dopravníku
$\alpha_{\text{přechod..}}$	[-]	Tabulková hodnota 2 pro úhel 90°
β	[°]	Dvouválcová stolice $\beta=20^\circ$
δ	[°]	Úhel opásání poháněcího bubnu
σ_{omax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na ose
σ_{os}	[MPa]	Ohybové napětí v bodě S
σ_{osy}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí na ose
σ_{oDR}	[MPa]	Ohybové napětí v drážce
σ_{oDRmax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí v drážce
Θ	[°]	Dynamický sypný úhel
ε	[-]	Součinitel rozběhu dopravníku
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněným bubnem a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření
μ_2	[-]	Součinitel tření
μ_3	[-]	Součinitel tření
μ_m	[-]	Účinnost voleného elektromotoru



SEZNAM PŘÍLOH

1-3PSSZ/2	Pásový dopravník	Výkres sestavy
1-3PSSZ/2	Pásový dopravník	Seznam položek
2-3PSSZ/2	Osa bubnu	Výrobní výkres
3-3PSSZ/2	Napínací zařízení	Výkres sestavy
3-3PSSZ/2	Napínací zařízení	Seznam položek