



# 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

Martin Chroust

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Jonák

BRNO 2016

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Martin Chroust**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Martin Jonák**  
Akademický rok: 2015/16

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:

Proveďte rešerši, funkční výpočet pásového dopravníku a konstrukční řešení vybraných částí.

Zadané parametry:

- dopravní výkon 100 t/hod,
- výškový rozdíl 5 m,
- vzdálenost mezi osami bubnů 40 m,
- dopravovaný materiál je suchý písek.

### Cíle bakalářské práce:

Proveďte rešerši a funkční výpočet pásového dopravníku.

Navrhněte jeho konstrukci, pohon a napínací zařízení.

Proveďte pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků pásového dopravníku a nakreslete příslušné výkresy dle pokynů vedoucího BP.

### Seznam literatury:

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

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

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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



## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou pásového dopravníku pro přepravu suchého písku. Cílem práce je provést konstrukční řešení pásového dopravníku podle zadaných parametrů, kterými jsou dopravní výkon  $100\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , výškový rozdíl 5 m a vzdálenost mezi osami bubnů 40 m.

Práce obsahuje krátký popis pásového dopravníku a jeho hlavních částí, funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048 a volbu jednotlivých komponentů z firemních katalogů. Dále také návrh napínacího zařízení, návrh pohonu a pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků pásového dopravníku.

Práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravníkový pás, válečková stolice, pohon dopravníku, elektrobuben, napínací zařízení, suchý písek.

## ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with an issue of a belt conveyor for transportation of dry sand. The aim of this thesis is to design a constructional solution of belt conveyor for specific technical parameters, which are transport power of 100,000 kg per hour, the high difference of 5 m and the axial distance between pulleys of 40 m.

The thesis includes a short description of the belt conveyor and its main parts, functional calculation according to the current norm ČSN 5048 and the selection of the constructional components provided by the company's catalogues. Designs of tensioning device, drive of the conveyor and strength calculations of selected parts are also included in this thesis.

Finally, the thesis is extended by the required technical drawings.

## KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, troughing set, drive of conveyor, motorized pulley, tensioning device, dry sand.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

CHROUST, M. *Pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 61 s. Vedoucí bakalářské 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 27. května 2016

.....

Martin Chroust



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce Ing. Martinu Jonákovi za odborné rady, které mi při zpracování práce poskytl. Dále děkuji všem, kteří mě podporovali při studiu.



## OBSAH

Úvod.....	11
1 Pásové dopravníky .....	12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků.....	12
1.2 Schéma pásového dopravníku .....	13
2 Hlavní části pásového dopravníku .....	14
2.1 Dopravníkový pás .....	14
2.2 Válečky a válečkové stolice .....	14
2.3 Poháněcí stanice .....	15
2.4 Bubny .....	15
2.5 Napínací zařízení .....	15
2.6 Násypka.....	15
2.7 Čističe pásu.....	16
2.8 Nosná konstrukce.....	16
3 Funkční výpočet.....	17
3.1 Zadané parametry .....	17
3.2 Sklon dopravníku.....	17
3.3 Volba rychlosti pásu .....	17
3.4 Sypná hmotnost a sypný úhel dopravované hmoty .....	18
3.5 Teoretický průřez náplně pásu.....	18
3.6 Volba pásu a horní válečkové stolice.....	18
3.7 Skutečný průřez náplně pásu .....	18
3.8 Objemový dopravní výkon.....	20
3.9 Hmotnostní dopravní výkon.....	20
3.10 Kontrola dopravního výkonu .....	21
3.11 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu .....	21
3.12 Hlavní odpory .....	21
3.13 Vedlejší odpory.....	24
3.14 Přídavné hlavní odpory.....	26
3.15 Přídavné vedlejší odpory .....	26
3.16 Odpor k překonání dopravní výšky.....	28
3.17 Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu.....	28
3.18 Potřebný provozní výkon poháněcího motoru.....	28
3.19 Síly v pásu.....	29
3.20 Celková síla namáhající bubnu .....	31
4 Konstrukční řešení pásového dopravníku .....	33





4.1	Dopravníkový pás .....	33
4.2	Válečky a válečkové stolice .....	33
4.3	Pohon Dopravníku .....	37
4.4	Hnaný buben.....	39
4.5	Napínací zařízení .....	39
4.6	Násypka.....	41
4.7	Čističe pásu.....	41
4.8	Nosná konstrukce.....	43
5	Pevnostní výpočet .....	44
5.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu .....	44
5.2	Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení .....	47
5.3	Kontrola napínacího šroubu a matice na otláčení.....	48
5.4	Kontrola závitové tyče na tah.....	48
5.5	Trvanlivost ložiska.....	49
6	Vlastnosti sypkých hmot .....	50
6.1	Zrnitost .....	50
6.2	Sypnost.....	50
6.3	Objemová sypná hmotnost .....	50
6.4	Abrazivost .....	50
6.5	Způsob označování sypkých hmot.....	51
	Závěr .....	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	55
	Seznam obrázků.....	59
	Seznam tabulek .....	60
	Seznam příloh .....	61



## ÚVOD

Doprava surovin nebo hotových výrobků je v dnešní době nedílnou součástí všech odvětví průmyslu. Při plánování dopravy se upřednostňuje volba nejefektivnějšího a nejproduktivnějšího řešení, k čemuž nám pomáhají různá zařízení. Právě pásový dopravník je jedním z nejrozšířenějších přepravních prostředků, ve srovnání s ostatními systémy navíc nejvíce ekonomický, co se přepravy materiálu týče.

Pásový dopravník je stroj, který umožňuje dopravovat materiál, ať už kusový nebo kontinuální sypký, na velké vzdálenosti ve vodorovném nebo mírně šikmém směru. Není náročný na údržbu a je schopen pracovat i v nejobtížnějších podmínkách. Pásové dopravníky různých rozměrů a konstrukcí se uplatnily při dopravě kusových materiálů např. na poštách, letištích nebo ve výrobních linkách, u sypkých materiálů zase v těžebním, stavebním nebo zemědělském průmyslu apod. [1].

Tato práce má ukázat, jak se postupuje při výpočtu a návrhu pásového dopravníku, volbě vhodných komponentů a při konstrukčním řešení pásového dopravníku.



# 1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším dopravním prostředkům určeným ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusových materiálů. Doprava probíhá ve vodorovném nebo mírně šikmém směru a je realizovatelná na velké dopravní vzdálenosti. Dalšími přednostmi pásových dopravníků jsou vysoká dopravní rychlost a vysoký dopravní výkon, nenáročná údržba i nízká spotřeba energie [1].

Stroj se skládá zpravidla z dlouhého rámu, respektive nosné konstrukce stroje, na které jsou skrze válečkové stolice upevněny nosné válečky. Tyto válečky tvoří pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás. Pohon pásu obstarává obvykle asynchronní motor přes hnací bubnu, na kterém je dopravní pás nasazen [6].

## 1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle [1] se pásové dopravníky dělí:

a) podle tažného elementu (dopravníkového pásu)

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

b) podle tvaru dopravníku

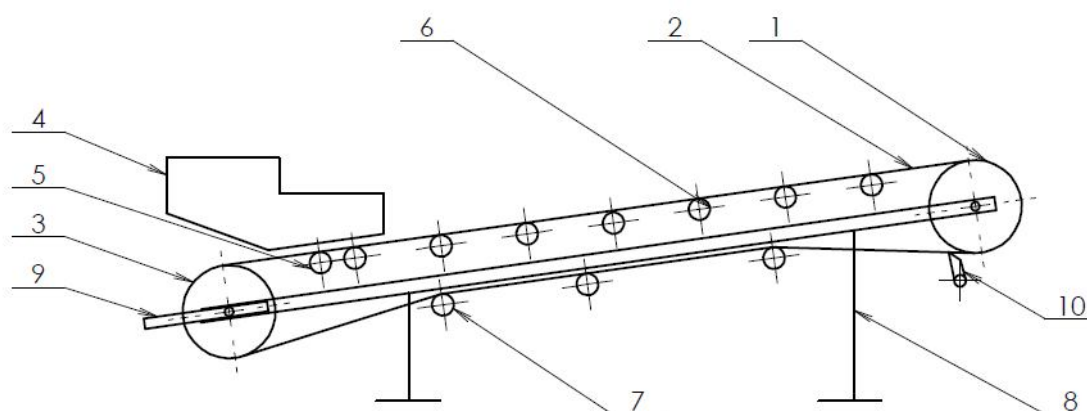
- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (např. s dvojitou změnou – kombinace konvexního a konkávního)

c) podle nosné konstrukce

- dopravníky stabilní – nosná konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravní délky a malá dopravní množství
- dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní, užití především v povrchových dolech



## 1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku; 1 – hnací buben, 2 – dopravníkový pás, 3 – hnáný buben, 4 – násypka, 5 - dopadové válečky horní válečkové stolice, 6 – nosné válečky horní válečkové stolice, 7 – nosné válečky dolní válečkové stolice, 8 – nosná konstrukce, 9 – napínací zařízení, 10 – čistič pásu



## 2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 2.1 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

Dopravníkový pás je nejdůležitějším prvkem celého dopravníku a je vystaven největšímu opotřebení ze všech částí dopravníku. Jedná se jak o tažný, tak nosný prvek pro přepravovaný materiál, pevně spojený a obíhající kolem hnacího a hnaného bubnu. Správná volba pásu a znalost jeho vlastností mají rozhodující vliv na konstrukci dopravníku a následný provoz.

Pás se skládá z nosné kostry, horní a dolní gumové vrstvy a z ochranných gumových okrajů. Nosná kostra je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, případně z jejich kombinací, a slouží k přenosu tahových sil z hnacího bubnu na dopravní pás a zabezpečuje mu potřebnou pevnost. Horní krycí vrstva má za úkol ochránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případně jiným mechanickým poškozením. Dolní krycí vrstva zase chrání kostru pásu před abrazivními účinky nosných válečků a bubnu a důležitá je její adheze s kostrou, neboť zajišťuje přenos hnacího momentu z hnacího bubnu do kostry [1].

Základní požadavky kladené na dopravníkový pás jsou dle [1]:

- vysoká odolnost proti opotřebení
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při nízké hmotnosti

Z výrobního hlediska lze dopravní pásy rozdělit na celistvé a nespojené. Celistvé dopravní pásy jsou již při výrobě spojeny na předepsanou délku pomocí vulkanizace [7]. Nespojené pásy mají oba konce volné a ke spojení, které může být mechanické (sponou) nebo pomocí vulkanizace za tepla či studena, dochází až při montáži. Nejpoužívanější metodou spojování pásů je vulkanizace za tepla.

### 2.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez [2]. Pásový dopravník obsahuje velký počet válečků (na 1 km až 4000ks), ty tak patří mezi jedny z nejdůležitějších součástí celku. Válečky mají mít nízký odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci a mají být dokonale utěsněné i vyvážené.

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Jejich účelem je podpírat horní větev pásu s materiálem a vést spodní prázdnou vratnou větev [1]. V horní větvi jsou užívány korýtkové válečkové stolice složené ze dvou nebo tří válečků, přičemž vnější válečky jsou skloněny oproti horizontální rovině. Spodní větev je nejčastěji rovná – jednoválečková.



## 2.3 POHÁNĚCÍ STANICE

Stanice pro pohon dopravníku bývá zpravidla umístěna na stranu, kde dochází k vykládce materiálu. Pohony dopravníků jsou nejčastěji elektrické, v provedení elektromotoru s převodovkou. Modernější variantou je použití elektrobubny, uvnitř kterého se nachází celá poháněcí jednotka. Výhodami elektrobubny jsou kompaktnost pohonu, ochrana motoru proti nečistotám a rozměrová nenáročnost.

Méně častým řešením pohonu dopravníku je použití spalovacího motoru (tam, kde není zaveden elektrický proud) nebo vzduchového motoru [1].

## 2.4 BUBNY

Bubny pásových dopravníků mohou být lité nebo svařované.

Hnací buben slouží k přenosu pohybu z motoru na pás a bývá opatřen vnějším nebo vnitřním pohonem (elektrobuben). Pro vyšší schopnost přenosu vysokých hnacích sil a k zabránění prokluzu bývá povrch pásu pogumován, případně opatřen vzorkem nebo keramickým obložení. Hnaný buben slouží k zachycení tahové síly a k vedení pásu a bývá usazen v místě nakládky materiálu.

## 2.5 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Správné napnutí dopravního pásu zvyšuje tření mezi hnacím bubnem a pásem a tím zajišťuje spolehlivý přenos sil. Zároveň napínací zařízení zabraňuje průvěsu pásu mezi válečky a zvyšuje životnost pásu [2].

Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly se dle [2] dělí na:

- tuhá napínací zařízení (napínací šrouby, napínáky, ruční kladkostroje)
- napínací zařízení s konstantní napínací silou vyvozenou závažím
- automaticky nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatický válec, elektrický vrátek, elektrohydraulika)

Napínací zařízení je nezbytnou součástí každého pásového dopravníku.

## 2.6 NÁSYPKA

Pro vstup materiálu na dopravníkový pás, rovnoměrné rozložení materiálu na páse a k zabránění jeho odpadávání mimo pás slouží násypka. Obvykle je umístěna za hnacím bubnem, a to buď napevno (přivařena) nebo odnímatelně. Může být vybavena regulací objemového průtoku materiálu.

Stejně jako násypkou pro plnění pásu materiálem může být dopravník osazen i výsypkou (skluzem) pro výstup materiál. Oba prvky však mohou i nemusí být součástí dopravníku.



## 2.7 ČISTIČE PÁSU

Proti nežádoucímu znečištění dopravních pásů se používají čističe (stěrače), které představují účinný způsob čištění a údržby pásů i celých dopravníků.

Používají se tam, kde je potřeba čistit dopravní pás od nalepeného přepravovaného materiálu, aby na spodní větvi dopravníku nedocházelo k postupnému odpadávání nálepů a vzniku nežádoucích hromad pod spodními válečky. Osazením stěračů na dopravník zajistíme přijatelnou čistotu pásu a prostoru pod dopravníkem, zvýšení odporů, zamezíme znečištění válečků a tím i jejich nadměrnému opotřebení. Další výhodou spočívá v úspoře času a nákladů na údržbu dopravníku i okolí. Podle umístění lze stěrače rozdělit na čelní, spodní a vnitřní [8].

## 2.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

Součásti dopravníku, jako jsou bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství, jsou uloženy na nosné konstrukci. Ta zachycuje statické a dynamické síly i reakce v místech jejího uložení [2]. Může být provedena jako příhradová konstrukce svařená z normalizovaných profilů nebo jako plnonosníkový rám.



### 3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet pásového dopravníku byl proveden dle normy ČSN ISO 5048 [3] zabývající se pásovými dopravníky s nosnými válečky.

#### 3.1 ZADANÉ PARAMETRY

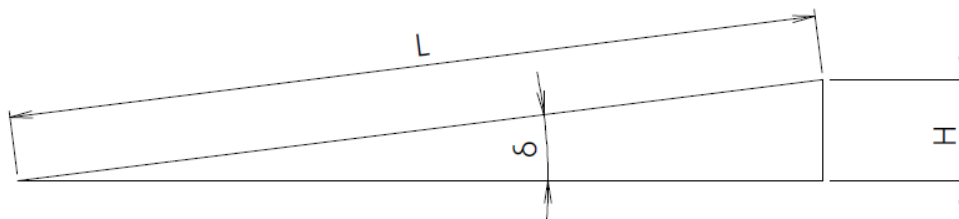
Dopravní výkon:  $Q = 100\,000 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$

Výškový rozdíl:  $H = 5 \text{ m}$

Vzdálenost mezi osami bubnů:  $L = 40 \text{ m}$

Dopravovaný materiál: suchý písek

#### 3.2 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 2 Sklon dopravníku

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{5}{40}$$

$$\delta = 7,18^\circ$$

Dle literatury [1] je maximální hodnota sklonu dopravníku s hladkým pásem pro zadaný materiál  $20^\circ$ . Vypočítaný úhel  $7,18^\circ$  tedy vyhovuje.

#### 3.3 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

Pro daný přepravovaný materiál se doporučená hodnota rychlosti pásu dopravníku pohybuje dle literatury [1] v rozmezí  $1,6 - 3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Z důvodu nižších odporů volím rychlost pásu  $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .





### 3.4 SYPNÁ HMOTNOST A SYPNÝ ÚHEL DOPRAVOVANÉ HMOTY

Sypná hmotnost se dle literatury [1] pohybuje v rozmezí  $1300 - 1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Volím sypnou hmotnost suchého písku  $\rho = 1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Sypný úhel je také určen z literatury [1] a pro suchý písek je jeho hodnota  $\alpha = 30^\circ$ .

### 3.5 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \quad (2)$$

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

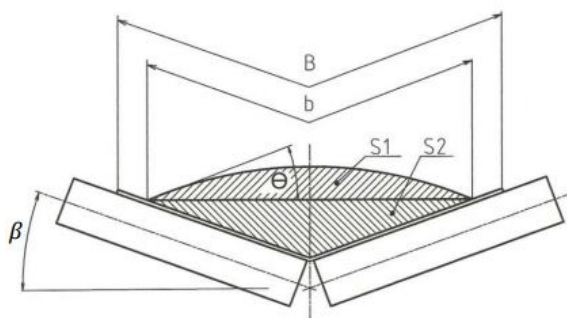
$$S_T = \frac{100\,000}{1450 \cdot 1,6 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,012 \text{ m}^2$$

### 3.6 VOLBA PÁSU A HORNÍ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Dle vypočítané hodnoty teoretického průřezu náplně pásu a dle sypného úhlu dopravované hmoty byl z literatury [1] zvolen hladký pás o šířce  $B = 0,4 \text{ m}$  a dvouválečková stolice s úhlem sklonu bočních válečků  $\beta = 20^\circ$ .

### 3.7 SKUTEČNÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 3 Průřez náplně pásu [3]

$$S = S_1 + S_2 \quad (3)$$

$$S = 0,006 + 0,008$$

$$S = 0,014 \text{ m}^2$$

kde:  $S_1$  [m<sup>2</sup>] průřez horní části náplně pásu...dle rovnice (4)



$S_2$  [m<sup>2</sup>] průřez dolní části náplně pásu...dle rovnice (7)

### 3.7.1 PRŮŘEZ HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_1 = (0,31 \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{tg 22,3}{6}$$

$$S_1 = 0,006 \text{ m}^2$$

kde:  $b$  [mm] využitelná ložná šířka pásu...dle rovnice (5)

$\theta$  [°] dynamický sypný úhel...dle rovnice (6)

### VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (5)$$

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

$$b = 0,31 \text{ m}$$

### DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (6)$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30$$

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

### 3.7.2 PRŮŘEZ DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos\beta\right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin\beta\right) \quad (7)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20\right)$$

$$S_2 = 0,0077 \text{ m}^2$$



### 3.8 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (8)$$

$$I_V = 0,014 \cdot 1,6 \cdot 0,972$$

$$I_V = 0,021 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:  $k$  [-] součinitel sklonu...dle rovnice (9)

#### 3.8.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (9)$$

$$k = 1 - \frac{0,006}{0,014} \cdot (1 - 0,934)$$

$$k = 0,972$$

kde:  $k_1$  [-] součinitel korekce vrchlíku...dle rovnice (10)

#### SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (10)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 7,18 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,934$$

### 3.9 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

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

$$I_m = 0,021 \cdot 1450 \cdot 3600$$

$$I_m = 110\,197 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$



### 3.10 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$I_m \geq Q \quad (12)$$

$$110\,197 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 100\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Podmínka splněna, zvolený pás tedy pro zadaný dopravní výkon vyhovuje.

### 3.11 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (13)$$

$$F_U = 234,189 + 142,408 + 27,869 + 192,867 + 938,395$$

$$F_U = 1\,535,728 \text{ N}$$

- kde:  $F_H$  [N] hlavní odpory...dle rovnice (14)  
 $F_N$  [N] vedlejší odpory...dle rovnice (22)  
 $F_{S1}$  [N] přídatné hlavní odpory...dle rovnice (29)  
 $F_{S2}$  [N] přídatné vedlejší odpory...dle rovnice (31)  
 $F_{St}$  [N] odpor potřebný k překonání dopravní výšky...dle rovnice (36)

### 3.12 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{Ro} + q_{Ru} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (14)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 40 \cdot 9,81 \cdot [6,2 + 1,723 + (2 \cdot 1,48 + 19,131) \cdot \cos 7,18]$$

$$F_H = 234,189 \text{ N}$$

- kde:  $f$  [-] globální součinitel tření...dle normy [3]  $f = 0,02$   
 $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] tíhové zrychlení... $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$   
 $q_{Ro}$  [ $kg \cdot m^{-1}$ ] hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky v horní větvi...dle rovnice (15)  
 $q_{Ru}$  [ $kg \cdot m^{-1}$ ] hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky v dolní větvi...dle rovnice (18)  
 $q_B$  [ $kg \cdot m^{-1}$ ] hmotnost 1 m dopravního pásu...dle rovnice (20)  
 $q_G$  [ $kg \cdot m^{-1}$ ] hmotnost dopravovaného nákladu na 1 m délky dopravníku...dle rovnice (21)



### 3.12.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

$$q_{Ro} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot n_1 + 2 \cdot q_{1d} \cdot n_{1d}}{L} \quad (15)$$

$$q_{Ro} = \frac{2 \cdot 3,1 \cdot 35 + 2 \cdot 3,1 \cdot 5}{40}$$

$$q_{Ro} = 6,216 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:	$q_1$	[kg]	hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi ...dle kapitoly 4.2.2 $q_1 = 3,1 \text{ kg}$
	$n_1$	[-]	počet válečkových stolic s hladkými válečky v horní větvi ...dle rovnice (16) $n_1 = 35$
	$q_{1d}$	[kg]	hmotnost rotujících částí dopadového válečku ...dle kapitoly 4.2.2 $q_{1d} = 3,1 \text{ kg}$
	$n_{1d}$	[-]	počet válečkových stolic s dopadovými válečky...dle rov. (17) $n_{1d} = 5$

### POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC S HLADKÝMI VÁLEČKY V HORNÍ VĚTVI

$$n_1 = \frac{L - l_d}{a_o} - 1 \quad (16)$$

$$n_1 = \frac{40 - 2,09}{1,05} - 1$$

$$n_1 = 35,105$$

kde:	$a_o$	[m]	rozteč válečkových stolic s hladkými válečky v horní větvi ...voleno dle normy [3] a dle konstrukce $a_o = 1,05 \text{ m}$
	$l_d$	[m]	délka dopadové části...dle konstrukce $l_d = 2,09 \text{ m}$

Na základě vypočítané hodnoty volím počet válečkových stolic s hladkými válečky  $n_1 = 35$ .

### POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$n_{1d} = \frac{l_d}{a_{do}} \quad (17)$$

$$n_{1d} = \frac{2,09}{0,45}$$

$$n_{1d} = 4,644$$

kde:	$a_{do}$	[m]	rozteč válečkových stolic s dopadovými válečky v horní větvi
------	----------	-----	--



...voleno dle normy [3]  $a_o = 0,45 \text{ m}$

Na základě vypočítané hodnoty volím počet dopadových válečkových stolic  $n_{1d} = 35$ .

### 3.12.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{Ru} = \frac{q_2 \cdot n_2}{L} \quad (18)$$

$$q_{Ru} = \frac{5,3 \cdot 13}{40}$$

$$q_{Ru} = 1,723 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:  $q_2$  [kg] hmotnost rotujících částí diskového válečku v dolní větvi  
...dle kapitoly 4.2.4  $q_2 = 5,3 \text{ kg}$

$n_2$  [-] počet válečkových stolic v dolní větvi...dle rov. (19)  $n_2 = 13$

### POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI

$$n_2 = \frac{L}{a_u} - 1 \quad (19)$$

$$n_2 = \frac{40}{3} - 1$$

$$n_2 = 12,333$$

kde:  $a_u$  [m] rozteč válečkových stolic v dolní větvi...voleno dle normy [3]  
 $a_u = 3 \text{ m}$

### 3.12.3 HMOTNOST JEDNOHO METRU DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

$$q_B = B \cdot m_p \quad (20)$$

$$q_B = 0,4 \cdot 3,7$$

$$q_B = 1,48 \text{ kg}$$

kde:  $m_p$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ] hmotnost pásu...dle kapitoly 4.1  $m_p = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$



### 3.12.4 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO NÁKLADU NA JEDEN METR DÉLKY

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

$$q_G = \frac{0,021 \cdot 1450}{1,6} \quad (21)$$

$$q_B = 19,13 \text{ kg}$$

### 3.13 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (22)$$

$$F_N = 48,976 + 70,034 + 20,273 + 3,125$$

$$F_N = 142,408 \text{ N}$$

- kde:  $F_{bA}$  [N] odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování ...dle rovnice (23)
- $F_f$  [N] odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením násypky ...dle rovnice (24)
- $F_l$  [N] odpor ohybu pásu na bubnech...dle rovnice (27)
- $F_t$  [N] odpor v ložiskách hnaného bubnu...dle rovnice (28)

#### 3.13.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (23)$$

$$F_{bA} = 0,021 \cdot 1450 \cdot (1,6 - 0)$$

$$F_{bA} = 48,976 \text{ N}$$

- kde:  $v_0$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu ...voleno  $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

#### 3.13.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM NÁSYPKY

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right) \cdot b_1^2} \quad (24)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,021^2 \cdot 1450 \cdot 9,81 \cdot 1}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right) \cdot 0,291^2}$$



$$F_f = 70,034 \text{ N}$$

kde:  $\mu_2$  [-] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením  
...voleno dle normy [3]  $\mu_2 = 0,6$

$l_b$  [-] urychlovací délka...voleno dle rovnice (25)  $l_b = 1 \text{ m}$

$b_1$  [-] světlá šířka bočního vedení...dle rovnice (26)

### URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (25)$$

$$l_{b \min} = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_{b \min} = 0,217 \text{ m}$$

kde:  $\mu_1$  [-] součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem  
...voleno dle normy [3]  $\mu_1 = 0,6$

Z vypočítané hodnoty minimální urychlovací délky voleno  $l_b = 1 \text{ m}$ .

### SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (26)$$

$$b_1 = 0,4 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,291 \text{ m}$$

### 3.13.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_B} \quad (27)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,0068}{0,32}$$

$$F_l = 20,273 \text{ N}$$

kde:  $F$  [N] průměrný tah v pásu na bubnu...voleno  $F = 5\,000 \text{ N}$

$d$  [m] tloušťka pásu...dle kapitoly 4.1  $d = 0,0068 \text{ m}$

$D_B$  [m] průměr bubnu...dle kapitoly 4.4  $D_B = 0,32 \text{ m}$





### 3.13.4 ODPOR V LOŽISKÁCH HANANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,05 \cdot \frac{d}{D_B} \cdot F \quad (28)$$

$$F_t = 0,05 \cdot \frac{0,04}{0,32} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,125 \text{ N}$$

kde:  $d$  [mm] průměr hřídele v ložisku...dle kapitoly 4.4  $d = 0,04 \text{ m}$

### 3.14 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (29)$$

$$F_{S1} = 27,869 \text{ N}$$

kde:  $F_\varepsilon$  [N] odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu...dle rovnice (30)  
 $F_\varepsilon = 27,869 \text{ N}$

#### 3.14.1 ODPOR VÁLEČKŮ VYCHÝLENÝCH VE SMĚRU POHYBU PÁSU

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot (L - l_d) \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (30)$$

$$F_\varepsilon = 0,3 \cdot 0,35 \cdot (40 - 2,09) \cdot (1,48 + 19,13) \cdot 9,81 \cdot \cos 7,18 \cdot \sin 2$$

$$F_\varepsilon = 27,869 \text{ N}$$

kde:  $C_\varepsilon$  [-] součinitel korýtkovosti...voleno dle normy [3]  $C_\varepsilon = 0,3$   
 $\mu_0$  [-] součinitel tření mezi válečky a pásem...voleno dle normy [3]  $\mu_0 = 0,35$   
 $\varepsilon$  [°] úhel vychýlení válečků ve směru pohybu...dle konstrukce  $\varepsilon = 2^\circ$

### 3.15 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (31)$$

$$F_{S2} = 17,367 + 254,941 + 0$$

$$F_{S2} = 272,328 \text{ N}$$

kde:  $F_{gL}$  [N] odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením  
 ...dle rovnice (32)  
 $F_r$  [N] odpor čističů pásu...dle rovnice (33)  
 $F_a$  [N] odpor shrnovače materiálu...dle rovnice (35)



### 3.15.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (32)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,021^2 \cdot 1450 \cdot 9,81 \cdot 3,4}{1,6^2 \cdot 0,291^2}$$

$$F_{gL} = 17,367 \text{ N}$$

kde:  $l$  [m] délka bočního vedení...dle konstrukce  $l = 3,4 \text{ m}$

### 3.15.2 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = F_{r_1} + F_{r_2} \quad (33)$$

$$F_r = 175,5 + 79,461$$

$$F_r = 254,961 \text{ N}$$

kde:  $F_{r_1}$  [N] odpor vnějšího čističe pásu...dle rovnice (34)

$F_{r_2}$  [N] odpor vnitřního čističe pásu...dle rovnice (36)

### ODPOR VNĚJŠÍHO ČISTIČE

$$F_{r_1} = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (34)$$

$$F_{r_1} = 0,0045 \cdot 6,5 \cdot 10^4 \cdot 0,6$$

$$F_{r_1} = 175,5 \text{ N}$$

kde:  $A$  [m<sup>2</sup>] dotyková plocha mezi čističem a pásem...dle rovnice (35)

$p$  [Pa] tlak mezi čističem a pásem...voleno dle normy [3]  $p = 6,5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

$\mu_3$  [–] součinitel tření mezi čističem a pásem...dle normy [3]  $\mu_3 = 0,6$

### DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI ČISTIČEM PÁSU A PÁSEM

$$A = B_\zeta \cdot t_\zeta \quad (35)$$

$$A = 0,3 \cdot 0,015$$

$$A = 0,0045 \text{ m}^2$$

kde:  $B_\zeta$  [m] šířka čističe pásu...dle kapitoly 4.7  $B_C = 0,3 \text{ m}$

$t_\zeta$  [m] tloušťka čističe pásu... dle kapitoly 4.7  $t_\zeta = 0,015 \text{ m}$

**ODPOR VNITŘNÍHO ČISTIČE**

$$F_{r_2} = m_{\xi} \cdot g \cdot \mu_3 \quad (36)$$

$$F_{r_2} = 13,5 \cdot 9,81 \cdot 0,6$$

$$F_{r_2} = 79,461 \text{ N}$$

kde:  $m_{\xi}$  [kg] hmotnost vnitřního čističe...dle kapitoly 4.7  $m_{\xi} = 13,5 \text{ kg}$

**3.15.3 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU**

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (37)$$

Shrnovač materiálu není použit.

**3.16 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (38)$$

$$F_{St} = 19,131 \cdot 5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 938,395 \text{ N}$$

**3.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU**

$$P_A = F_U \cdot v \quad (39)$$

$$P_A = 1535,728 \cdot 1,6$$

$$P_A = 2\,457,164 \text{ W}$$

**3.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU**

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (40)$$

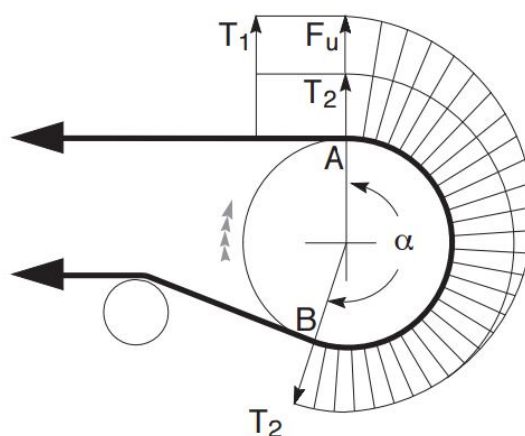
$$P_M = \frac{2457,164}{0,95}$$

$$P_M = 2\,586,489 \text{ W}$$

kde:  $\eta$  [-] účinnost motoru...dle normy [3] a literatury [17]  $\eta = 0,95$



### 3.19 SÍLY V PÁSU



Obr. 4 Tahové síly v pásu [10]

#### 3.19.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (41)$$

$$F_{Umax} = 1,65 \cdot 1535,728$$

$$F_{Umax} = 2\,533,951 \text{ N}$$

kde:  $\xi$  [-] součinitel rozběhu...dle normy [3]  $\xi = 1,65$

#### 3.19.2 POTŘEBNÝ TAH V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

$$F_2 \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (42)$$

$$F_2 \geq 2533,951 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,386} - 1}$$

$$F_2 \geq 881,576 \text{ N}$$

kde:  $e$  [-] základ přirozených logaritmů

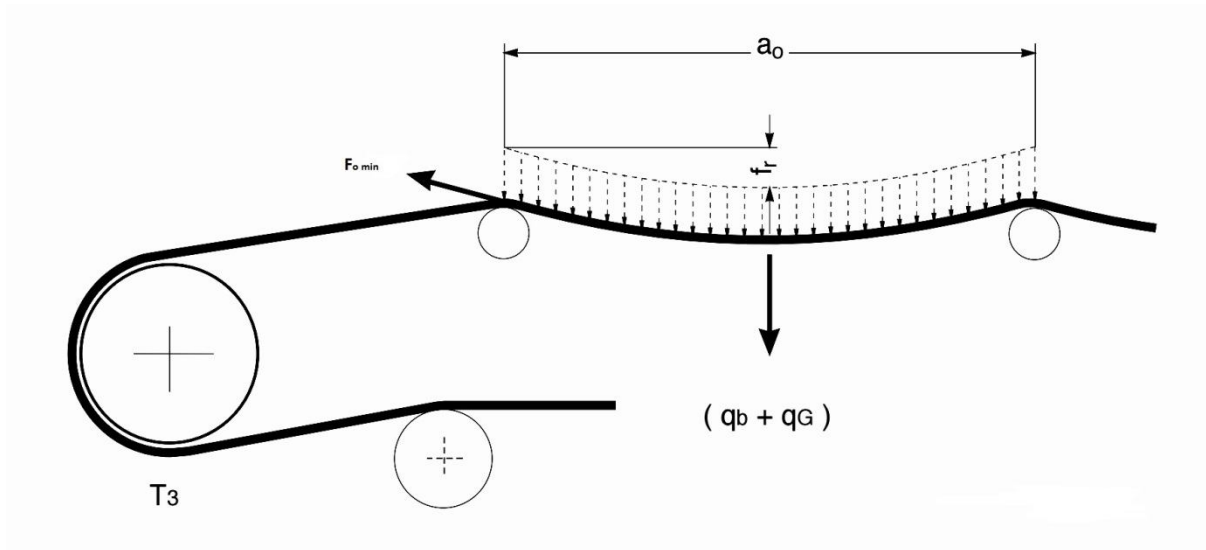
$\mu$  [-] součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem...dle normy [3]  $\mu = 1,65$

$\varphi$  [rad] úhel opásání hnacího bubnu...dle konstrukce  $\varphi = 194^\circ = 3,386 \text{ rad}$

Pro spolehlivý přenos obvodové síly  $F_U$  z poháněcího bubnu na pás je nezbytné, aby tahová síla ve spodní větvi  $F_2$  splňovala výše uvedenou podmínku [3].



### 3.19.3 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU



Obr. 5 Průvěs pásu v horní větvi [10]

### 3.19.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_{o \min} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (43)$$

$$F_{o \min} \geq \frac{1,05 \cdot (1,48 + 18,131) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{o \min} \geq 1\,326,923 \text{ N}$$

kde:  $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$  [-] největší dovolený průvěs pásu...dle normy [3]  $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,02$

### 3.19.5 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{u \min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (44)$$

$$F_{u \min} \geq \frac{1,05 \cdot 1,48 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{u \min} \geq 272,228 \text{ N}$$



### 3.19.6 TAH V PÁSU VE VĚTVI NABÍHAJÍCÍ NA BUBEN (V HORNÍ VĚTVI)

$$F_1 = \xi \cdot F_U \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) = F_{Umax} \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (45)$$

$$F_1 = 1,65 \cdot 1535,728 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,386} - 1} + 1 \right) = 2533,951 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,386} - 1} + 1 \right)$$

$$F_1 = 3\,415,527\,N$$

### 3.19.7 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 = 3\,415,527\,N \quad (46)$$

### 3.19.8 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Dp} \geq F_{max} \quad (47)$$

$$100\,000\,N \geq 3\,415,527\,N$$

kde:  $F_{Dp}$  [N] maximální dovolená tahová síla v pásu...rovnice (47)

Podmínka splněna, zvolený pás vyhovuje.

### MAXIMÁLNÍ DOVOLENÁ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{Dp} = R_m \cdot B \quad (48)$$

$$F_{Dp} = 250\,000 \cdot 0,4$$

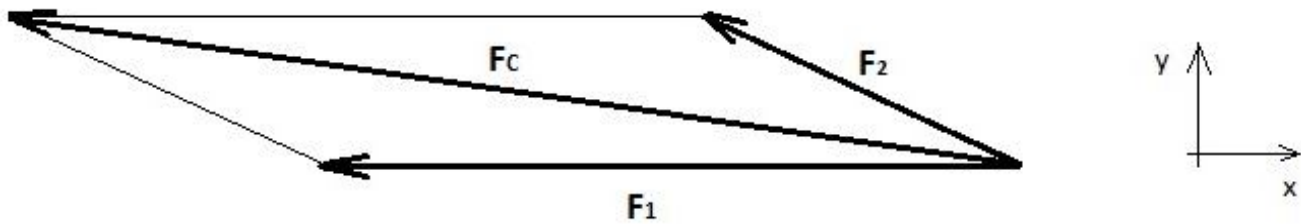
$$F_{Dp} = 100\,000\,N$$

kde:  $R_m$  [ $N \cdot m^{-1}$ ] pevnost pásu...dle kapitoly 4.1  $R_m = 250\,000\,N \cdot m^{-1}$

### 3.20 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

Protože úhel opásání hnacího bubnu není  $180^\circ$ , nejsou tahové síly  $F_1$  a  $F_2$  rovnoběžné. Pro zjištění skutečného tahu v pásu je nutné síly rozložit do složek a vektorově sečíst.

$$\vec{F}_C = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \quad (49)$$



Obr. 6 Tahové účinky na poháněcí buben

**3.20.1 VÝSLEDNICE V OSE X**

$$F_{C_x} = F_{1_x} + F_{2_x} \quad (50)$$

$$F_{C_x} = F_1 + F_2 \cdot \cos(\varphi - 180)$$

$$F_{C_x} = 3415,527 + 881,775 \cdot \cos(194 - 180)$$

$$F_{C_x} = 4\,271,11 \text{ N}$$

**3.20.2 VÝSLEDNICE V OSE Y**

$$F_{C_y} = F_{1_y} + F_{2_y} \quad (51)$$

$$F_{C_y} = F_2 \cdot \sin(\varphi - 180)$$

$$F_{C_y} = 881,775 \cdot \sin(194 - 180)$$

$$F_{C_y} = 213,321 \text{ N}$$

**3.20.3 SKUTEČNÝ TAH**

$$F_C = \sqrt{F_{1_x}^2 + F_{2_x}^2} \quad (52)$$

$$F_C = \sqrt{4271,11^2 + 213,321^2}$$

$$F_C = 4\,276,434 \text{ N}$$



## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 4.1 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

Pro pásový dopravník byl zvolen pryžový pás šířky 0,4 m od české firmy Gumex, typ EP250/2AA [9]. Je velmi odolný proti opotřebení a vhodný pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu. Kostra pásu je tvořena dvěma textilními vložkami a je chráněna krycími vrstvami kategorie AA. Další parametry jsou uvedeny v Tab. 1.



Obr. 7 Dopravníkový pás [9]

Tab. 1 Údaje o zvoleném pásu [9]

Šířka pásu	[mm]	400
Tloušťka pásu	[mm]	6,8
Počet vložek	[-]	2
Tloušťka krycích vrstev	[mm]	2+3
Pevnost v tahu	[N.mm <sup>-1</sup> ]	250
Hmotnost	[kg.m <sup>-2</sup> ]	3,7
Minimální průměr hnacího bubnu	[mm]	200
Provozní teplota	[°C]	-40/+60

### 4.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

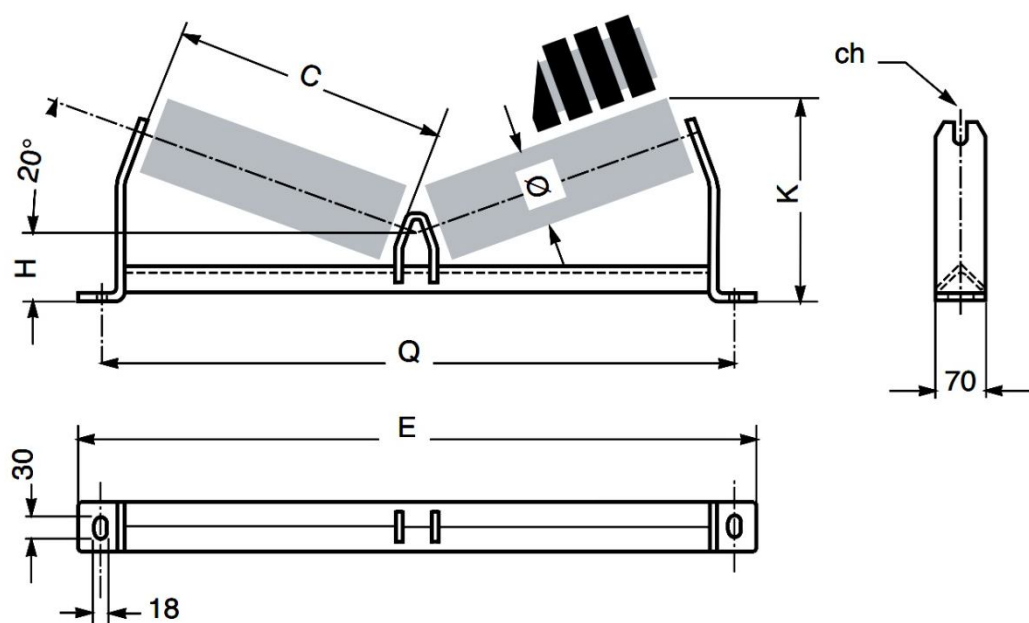
Pro zajištění kompatibility byly válečky i válečkové stolice voleny z katalogu jednoho výrobce – firmy Rulmecca. Tato firma patří mezi světově nejrozšířenější dodavatele příslušenství pásových dopravníků, ať už se jedná o válečky a válečkové stolice, bubny, elektrobubny, čističe pásu a další.





#### 4.2.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE V HORNÍ VĚTVI

Dle funkčního výpočtu byla pro horní větev dopravníku zvolena dvouválečková stolice A2 S20 [11] s úhlem sklonu válečků  $20^\circ$ . Výjimkou jsou první a poslední stolice, které byly navrženy s úhlem sklonu válečků  $10^\circ$  pro zajištění snadnějšího náběhu pásu z hnaného bubnu na stolice a ze stolic na elektrobuben. Stolice jsou navíc upraveny pro zajištění vychýlení válečků ve směru pohybu o  $2^\circ$ , kterým se má předejít vybočování pásu do stran. Rozteč stolic, která je 0,45 m v dopadové části a 1,05 m po zbylé délce, byla volena dle normy [3] a s ohledem na konstrukci. K nosné konstrukci jsou válečkové stolice přišroubovány.



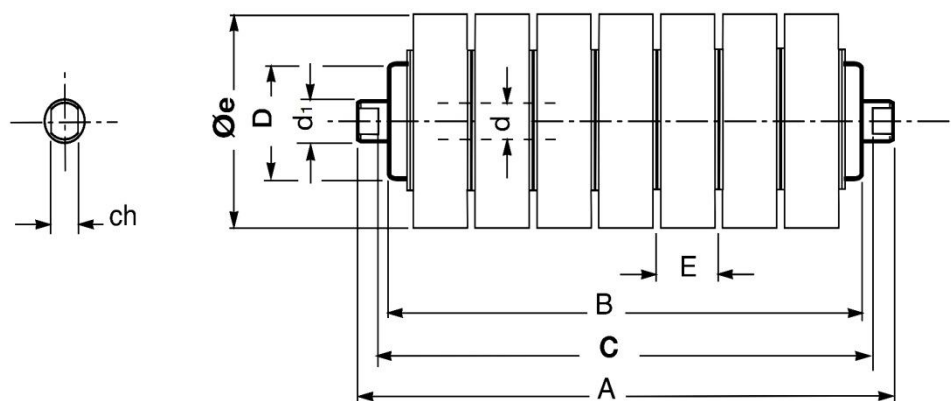
Obr. 8 Válečková stolice v horní větvi [11]

Tab. 2 Rozměry válečkové stolic v horní větvi [11]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]	Tloušťka plechů [mm]
	E	Q	H	K	C	ch		
400	700	640	95	240	258	14	4,4	10

#### 4.2.2 VÁLEČKY V HORNÍ VĚTVI

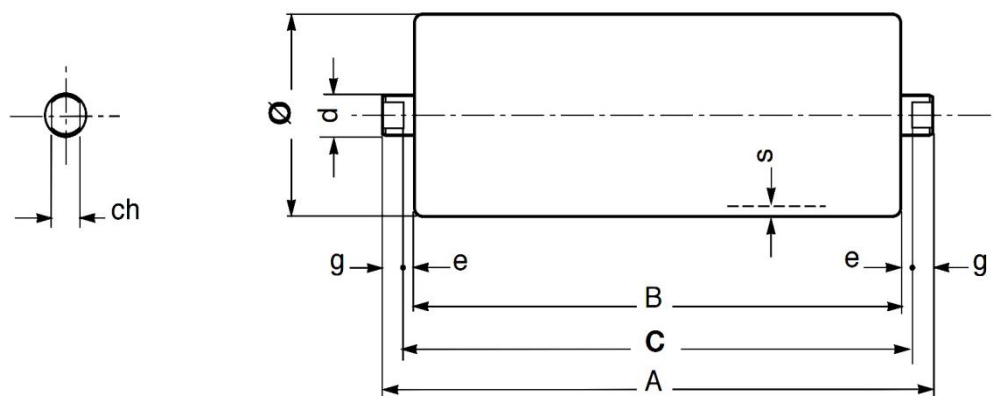
Pro horní větev dopravníku byly navrženy dva typy válečků. V oblasti nakládání jsou to dopadové válečky s označením PSV1-FHD 108NA [13], které mají za úkol eliminovat dynamické zatížení od dopadajícího materiálu. Mimo dopadovou oblast byly použity hladké válečky s označením PSV1-FHD 108N [12].



Obr. 9 Dopadový váleček [13]

Tab. 3 Rozměry dopadového válečku [13]

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]	
$\phi_e$	A	C	B	E	d	$d_1$	D	ch	rotujících částí	celková
108	276	258	250	45	20	20	63	14	3,1	3,8



Obr. 10 Hladký váleček [12]

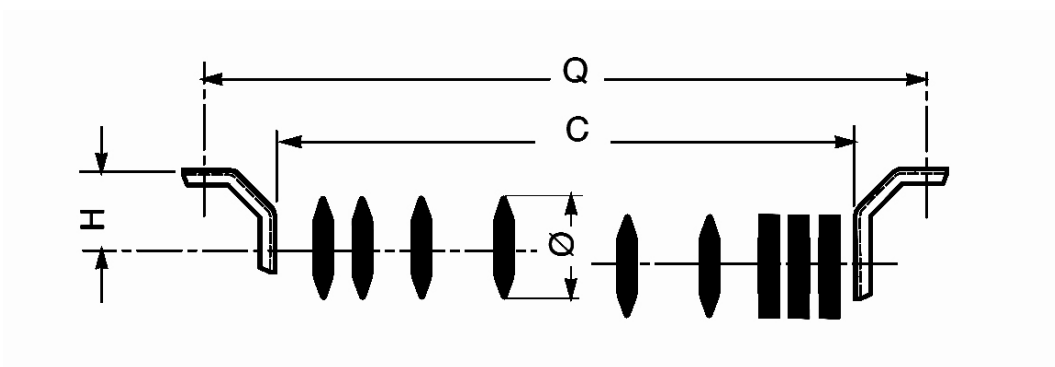
Tab. 4 Rozměry hladkého válečku [12]

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]	
$\phi$	A	C	B	d	e	g	s	ch	rotujících částí	celková
108	276	258	250	20	4	9	3,5	14	3,1	3,8

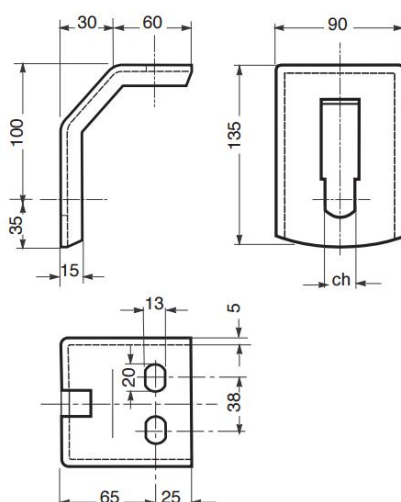


### 4.2.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE V DOLNÍ VĚTVI

Pro dolní vratnou větev byly navrženy po celé délce jednoválečková stolice s označením SPT 1490 [14]. Stolice je tvořena dvěma držáky s drážkami, do kterých je váleček vratné větve nasunut. Rozteč stolic, která je 3 m, byla volena dle normy [3] a s ohledem na konstrukci dopravníku. Stejně jako v případě válečkových stolic horní větve jsou i tyto stolice k nosnému rámu přišroubovány.



Obr. 11 Válečková stolice v dolní větvi [14]



Obr. 12 Montážní rozměry dolní válečkové stolice [14]

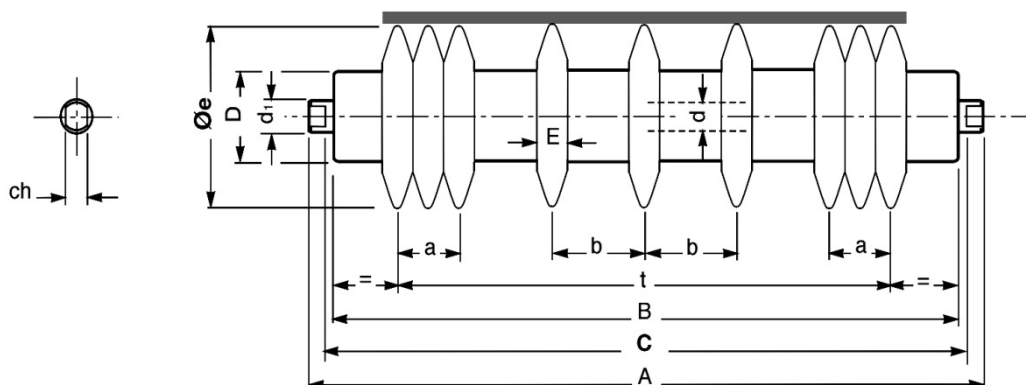
Tab. 5 Rozměry dolní válečkové stolice [14]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]				Hmotnost [kg]
	Q	C	H	ch	
400	640	508	100	14	1,5



#### 4.2.4 VÁLEČKY V DOLNÍ VĚTVI

Pro celou vratnou větev byly navrženy diskové válečky typu PSV1-FHD 108NG [15], které mají za úkol zabránit poškození pásu od nahromaděného materiálu a zbavit pás od zbylých nečistot.



Obr. 13 Diskový váleček [15]

Tab. 6 Rozměry diskového válečku [15]

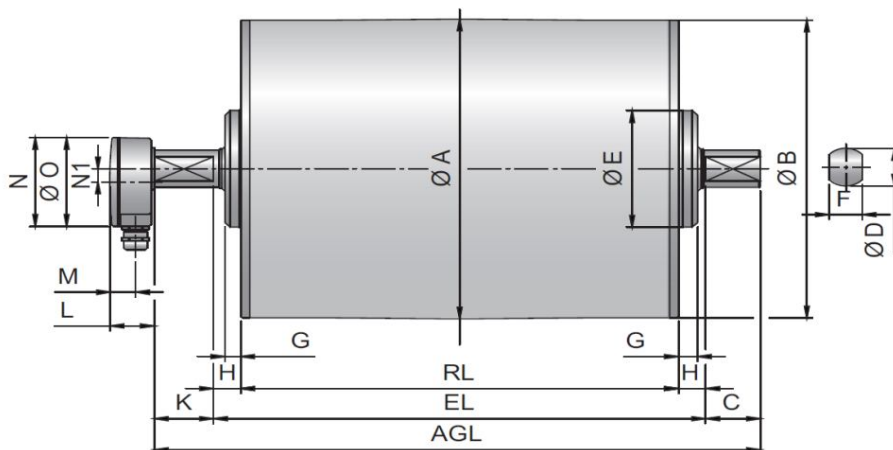
Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]	
φe	A	C	B	a	b	t	E	d	d1	D	ch	rotujících částí	celková
108	526	508	500	25	135	320	25	20	20	63	14	5,3	6,9

#### 4.3 POHON DOPRAVNÍKU

Dle vypočítaného potřebného výkonu motoru byl jako pohon dopravníku zvolen elektrobuben s výkonem 3kW od firmy Rulmeca, typ 320M [16]. Elektrobuben má krouticí moment 362 N.m a průměr 320 mm. Pro zabránění prokluzu pásu na bubnu a pro spolehlivý přenos hnacích sil je povrch bubnu pogumován.

Hlavními výhodami zvoleného elektrobubnu jsou rychlá montáž a demontáž, malá rozměrová náročnost vzhledem k umístění pohonu uvnitř konstrukce bubnu, vysoká účinnost, dlouhá životnost a nízká poruchovost. Nevýhodou je pak vyšší pořizovací cena a nadměrné zahřívání motoru v důsledku špatného chlazení bubnu.

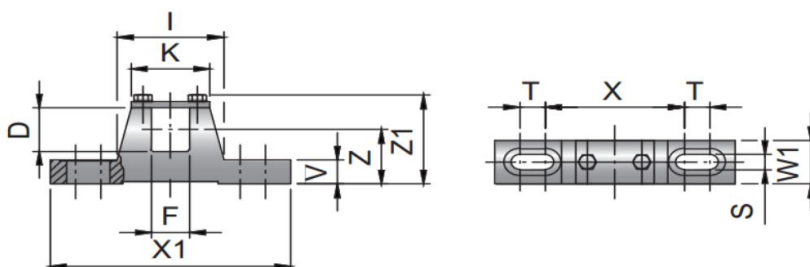
K nosné konstrukci dopravníku je elektrobuben přišroubován pomocí montážních závěsů KL41-HD [16] (viz Obr. 14), které jsou součástí dodávky elektrobubnu.



Obr. 14 Elektrobuben 320M [16]

Tab. 7 Rozměry elektrobubnu [16]

Rozměry [mm]														
φA	φB	RL	EL	AGL	C	G	H	K	L	M	N	O	F	φD
321	319	500	550	654	50	17,5	25	54	41	24	95	105	30	40



Obr. 15 Montážní závěs k uchycení elektrobubnu [16]

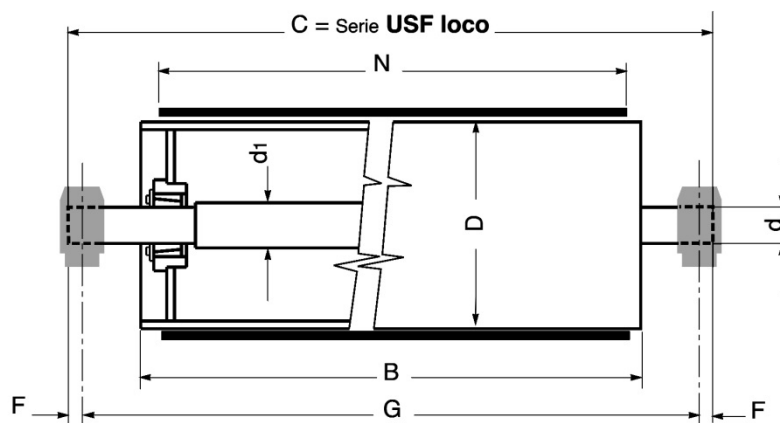
Tab. 8 Rozměry montážních závěsů [16]

Rozměry [mm]											
X1	W1	V	I	K	D	F	Z	Z1	S	T	X
190	50	22	84	62	40	30	50	83	14	20	110



## 4.4 HNANÝ BUBEN

Hnaný buben má stejně jako hnací buben průměr 320 mm a byl taktéž zvolen z katalogu firmy Rulmeca. Jeho označení je USF320-500-40 [19]. Zvolený buben je určen k napínání pásu a je uložen v napínacích ložiskových jednotkách.



Obr. 16 Hnaný buben [19]

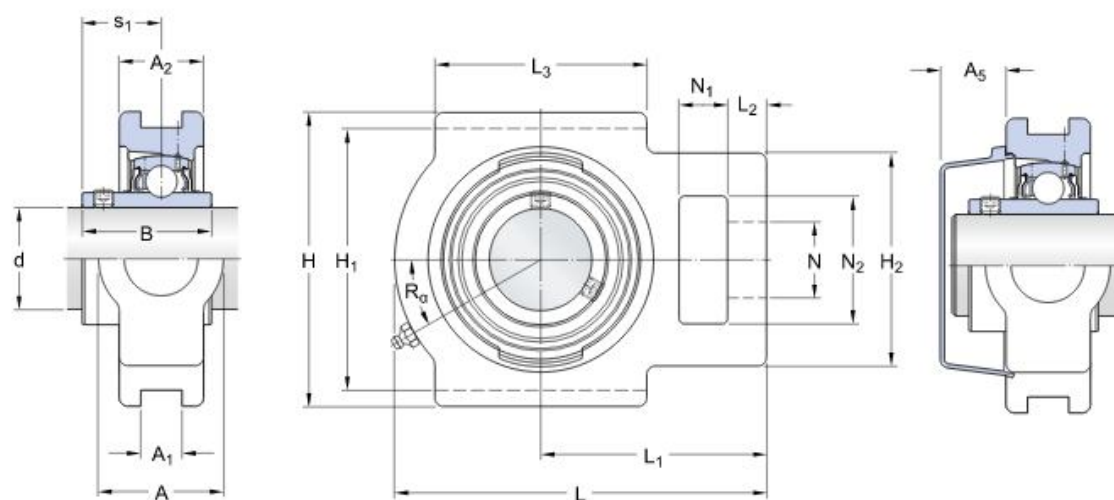
Tab. 9 Rozměry hnaného bubnu [19]

Rozměry [mm]								Hmotnost [kg]
N	D	B	C	G	F	d	d <sub>1</sub>	
400	320	500	710	660	25	40	45	51

## 4.5 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

### 4.5.1 NAPÍNAČÍ LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Pro uložení osy hnaného bubnu byly vybrány dvě napínací ložiskové jednotky TU 45 TF [20] od firmy SKF, jejichž součástí je kuličkové ložisko s označením YAR 208-2F [20].



Obr. 17 Napínací ložisková jednotka [20]

Tab. 10 Parametry ložiskové jednotky

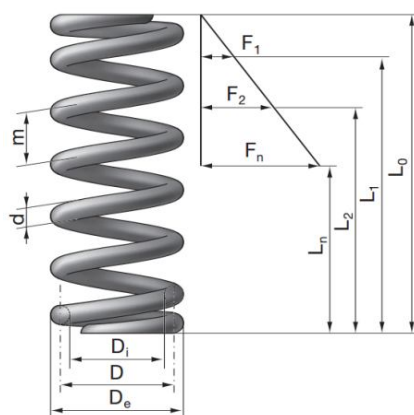
Rozměry [mm]										Zatížení [kN]	
d	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B	N	N <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	statické	dynamické
40	17,5	33	49,2	29	19	115	101	145	88	19	30,7

#### 4.5.2 NAPÍNACÍ ŠROUB A MATICE

K napínání hnaného bubnu byly zvoleny šroub M20x1,5 z oceli pevnostní třídy 8.8 a matice M20x1,5 ČSN EN ISO 4032 [4] z oceli pevnostní třídy 5.6.

#### 4.5.3 NAPÍNACÍ PRUŽINA

K napínání bubnu byly zvoleny dvě tlačné pružiny z pružinové oceli od firmy Hennlich [21]. Jejich parametry jsou uvedeny v Tab. 11.



Obr. 18 Tlačná pružina [21]



Tab. 11 Parametry tlačné pružiny [21]

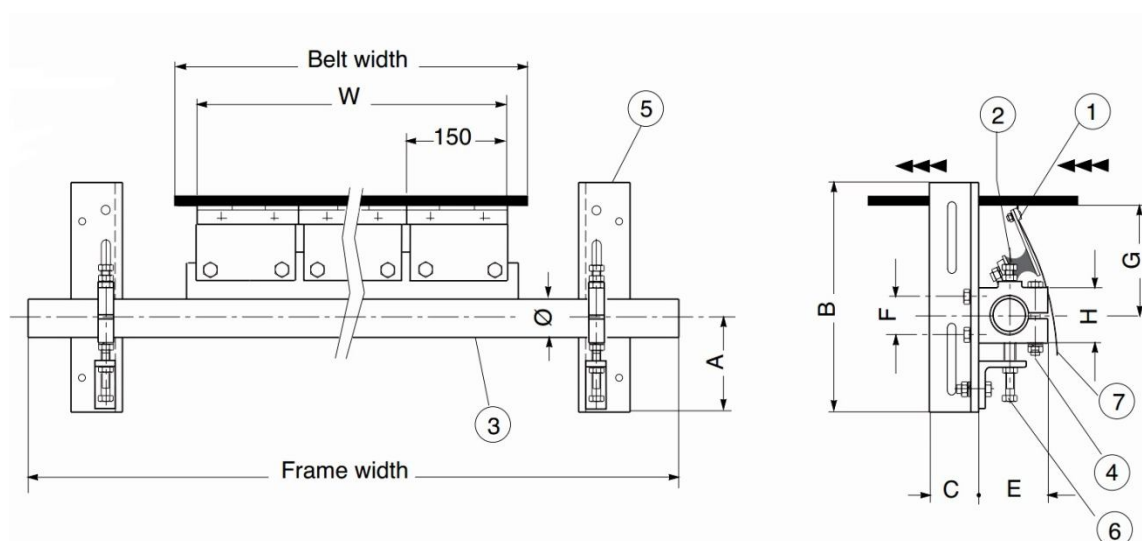
Průměr drátu	[mm]	$d_p$	8
Střední průměr pružiny	[mm]	$D$	40
Délka pružiny ve volném stavu	[mm]	$L_0$	135
Délka pružiny ve stavu plně zatíženém	[mm]	$L_n$	92
Počet činných závitů	[-]	$n$	8
Celkový počet závitů	[-]	$n_t$	9
Tuhost pružiny	$[N \cdot mm^{-1}]$	$k_p$	76,8
Síla pružiny ve stavu plně zatíženém	[N]	$F_{pn}$	3305,4

## 4.6 NÁSYPKA

Násypka je svařena do požadovaného tvaru z plechů tloušťky 5 mm. Je nesena jacklovou konstrukcí, která je pomocí patek sešroubována s nosnou konstrukcí dopravníku. Součástí násypky je boční vedení, které slouží k usměrnění dopravovaného materiálu. Protože se předpokládá úplné zaplnění dopadové části dlouhé 2,09 m, je boční vedení navrženo v délce 3,4 m.

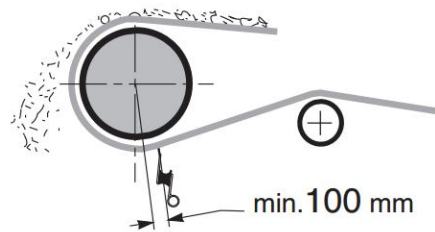
## 4.7 ČISTIČE PÁSU

Pro pásový dopravník byly navrženy dva čističe pásu – vnější a vnitřní, oba z katalogu firmy Rulmeca. Pro šířku pásu 0,4 m je vnější čistič typu P [18] složen ze dvou škrabek, které jsou namontovány na pružných podporách a zajišťují nepřetržité čištění pásu. Umístění čističe je znázorněno na Obr. 20. Vnitřní čistič pásu je šípový stěrač PU 88 [23], složený z ocelové konstrukce, ke které jsou přišroubovány stírací desky z polyuretanu. Přítlačná síla je vyvolána vlastní hmotností stěrače. Vnitřní čistič je umístěn ve vratné větvi před hnaným bubnem.



Obr. 19 Vnější čistič pásu [18]

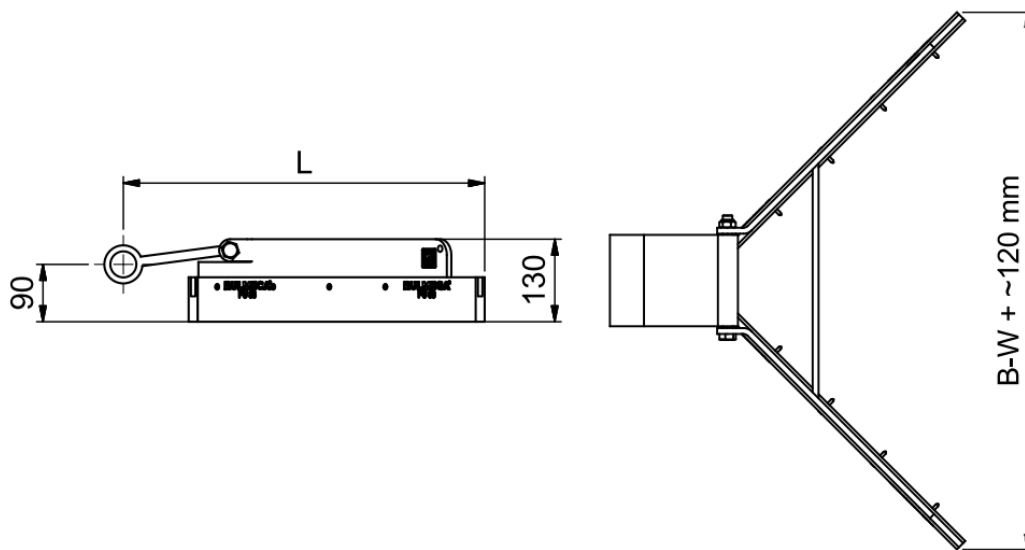




Obr. 20 Umístění vnějšího čističe pásu [18]

Tab. 12 Rozměry vnějšího čističe pásu [18]

Rozměry [mm]												Počet škrabek
BW	W	FW	$\phi$	$A_{MIN}$	$A_{MAX}$	B	C	E	F	G	H	
400	300	900	54	120	200	320	70	85	56	154	80	2



Obr. 21 Vnitřní stěrač pásu [23]

Tab. 13 Základní parametry vnitřního stěrače pásu [23]

BW	[mm]	400
L	[mm]	380
$m_{\xi}$	[kg]	13,5



## 4.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

### 4.8.1 NOSNÝ RÁM

Hlavní část rámu dopravníku tvoří zatepla válcované nosníky U120/A o délkách 3x10 m a 1x9,3 m, které jsou k sobě pomocí navařených patek přišroubovány. K hlavním U nosníkům jsou přišroubovány válečkové stolice horní i dolní větve, konstrukce násypky a přivařen je čistič pásu. Rozteč mezi hlavními nosníky, která je důležitá pro bezproblémové uchycení válečkových stolic, je zajištěna pomocí zatepla tvářených ocelových bezešvých trubek čtvercových TR 4HR 50x5 [4].

Dalším prvkem rámu dopravníku je příhradová konstrukce, která slouží ke zpevnění celé nosné konstrukce. Příhradová konstrukce je svařena z rovnoramenných profilů L 70x6 a L 50x5 válcovaných zatepla a k hlavním nosníkům je přivařena.

### 4.8.2 STOJINY

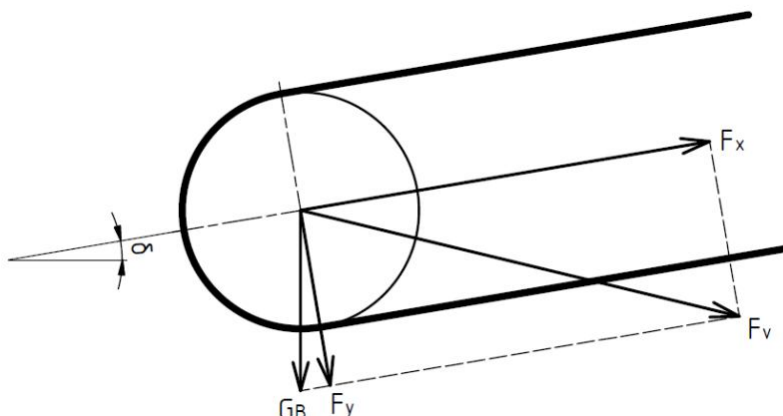
Nosná konstrukce dopravníku je spolu s ostatními prvky nesena celkem třemi stojinami. Ty jsou tvořeny profily U200/A a vyztuženy pomocí čtvercových trubek TR 4HR 80x5. Pro zajištění vyšší stability mají stojiny rozšiřující se základnu. Poslední dvě stojiny jsou navíc vyztuženy trubkovou konstrukcí, která slouží k dosažení vyšší stability např. při rozběhu dopravníku nebo nárazech silného větru. K hlavním nosníkům rámu jsou stojiny přišroubovány.



## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

### 5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HANÉHO BUBNU

Zjednodušující pevnostní výpočet, který je doporučován výrobcem bubnu, byl proveden dle technické příručky [10].



Obr. 22 Síly působící na osu hnaného bubnu

#### 5.1.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY X

$$F_x = F_C - G_B \cdot \sin \delta \quad (53)$$

$$F_x = 4497,498 - 500,31 \cdot \sin 7,18$$

$$F_x = 4\,001,112 \text{ N}$$

kde:  $F_C$  [N] celková tah...dle rovnice (52)  $F_C = 4497,498 \text{ N}$   
 $G_B$  [N] tíhová síla bubnu ...dle rovnice (54)  $G_B = 500,31 \text{ N}$

#### TÍHOVÁ SÍLA BUBNU

$$G_B = m_{HB} \cdot g \quad (54)$$

$$G_B = 51 \cdot 9,81$$

$$G_B = 500,31 \text{ N}$$

kde:  $m_{HB}$  [kg] hmotnost hnaného bubnu...dle 4.4  $m_{HB} = 51 \text{ kg}$

#### 5.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY Y

$$F_y = G_B \cdot \cos \delta \quad (55)$$



$$F_y = 500,31 \cdot \cos 7,18$$

$$F_y = 496,386 \text{ N}$$

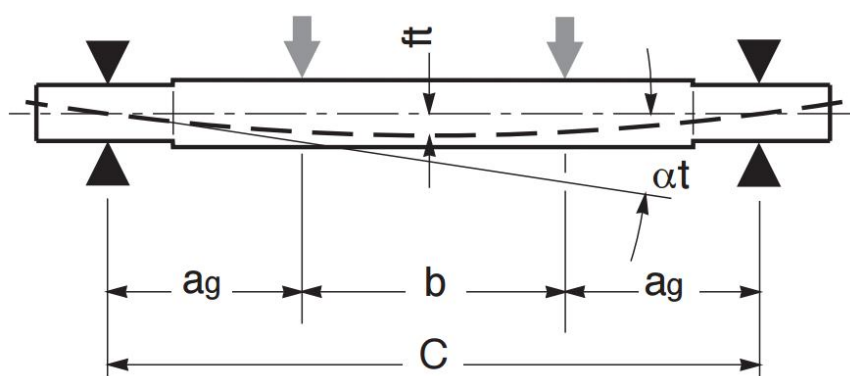
### 5.1.3 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OSU HNANÉHO BUBNU

$$F_V = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (56)$$

$$F_V = \sqrt{4001,112^2 + 496,386^2}$$

$$F_V = 4\,031,786 \text{ N}$$

### 5.1.4 KONTROLA DEFORMACE HŘÍDELE



Obr. 23 Zobrazení průhybu a úhlu natočení střednice hřídele [10]

### 5.1.5 PRŮHYB HŘÍDELE

$$f_t = \frac{F_V \cdot a_g}{24 \cdot E \cdot J_0} \cdot [3 \cdot (b_0 + 2 \cdot a_g)^2 - 4 \cdot a_g^2] \quad (57)$$

$$f_t = \frac{4031,786 \cdot 82}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 201288,959} \cdot [3 \cdot (466 + 2 \cdot 82)^2 - 4 \cdot 82^2]$$

$$f_t = 0,190 \text{ mm}$$

kde:  $a_g$  [mm] vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu  
... $a_g = 82 \text{ mm}$

$E$  [MPa] modul pružnosti v tahu pro ocel... $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$J_0$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment průřezu hřídele...dle rovnice (58)

$b_0$  [mm] vzdálenost mezi podpěrami pláště bubnu... $b_0 = 466 \text{ mm}$



### KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU HŘÍDELE

$$J_0 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \quad (58)$$

$$J_0 = \frac{\pi \cdot 45^4}{64}$$

$$J_0 = 201\,288,959 \text{ mm}^4$$

kde:  $d_1$  [mm] průměr hřídele...  $d_1 = 45 \text{ mm}$

### 5.1.6 KONTROLA PRŮHYBU HŘÍDELE

Výrobce uvádí podmínku mezního stavu průhybu hřídele:

$$ft \leq \frac{C}{2000} \quad (59)$$

$$0,190 \text{ mm} \leq 0,315 \text{ mm}$$

kde:  $C$  [mm] vzdálenost mezi středy ložisek...  $C = 466 \text{ mm}$

Podmínka je splněna, průhyb hřídele vyhovuje meznímu stavu.

### 5.1.7 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

$$\alpha t = \frac{\frac{F_y}{2}}{2 \cdot E \cdot J_0} \cdot a_g \cdot (C - a_g) \quad (60)$$

$$\alpha t = \frac{\frac{4031,786}{2}}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 201288,959} \cdot 82 \cdot (630 - 82)$$

$$\alpha t = 0,0001 \text{ rad}$$

### 5.1.8 KONTROLA ÚHLU NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

Výrobce uvádí podmínku mezního stavu úhlu natočení střednice hřídele:

$$\alpha t \leq \frac{1}{500} \quad (61)$$

$$0,001 \text{ rad} \leq 0,002 \text{ rad}$$

Podmínka je splněna, úhel natočení střednice hřídele vyhovuje meznímu stavu.



## 5.2 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

### 5.2.1 POTŘEBNÁ ZÁTĚŽNÁ SÍLA PRUŽINY

$$F_p = \frac{F_C}{2} \quad (62)$$

$$F_p = \frac{4276,239}{2}$$

$$F_p = 2\,148,552\text{ N}$$

### 5.2.2 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY K VYVOZENÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY

$$y_p = \frac{F_p}{k_p} \quad (63)$$

$$y_p = \frac{2148,552}{76,8}$$

$$y_p = 27,976\text{ mm}$$

kde:  $k_p$  [ $N \cdot mm^{-1}$ ] tuhost pružiny...dle kapitoly 4.5.3  $k_p = 76,8\text{ N} \cdot mm^{-1}$

### 5.2.3 STLAČENÍ PRUŽINY VE STAVU PLNĚ ZATÍŽENÉM

$$y_n = \frac{F_{pn}}{k_p} \quad (64)$$

$$y_n = \frac{3305,4}{76,8}$$

$$y_n = 43,04\text{ mm}$$

kde:  $F_{pn}$  [ $N$ ] síla pružiny ve stavu plně zatíženém...dle 4.5.3  $F_{pn} = 76,8\text{ N}$

### 5.2.4 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDNUTÍ ZÁVITŮ

$$L_9 = d_p \cdot n_t \quad (65)$$

$$L_9 = 8 \cdot 9$$

$$L_9 = 72\text{ mm}$$

kde:  $d_p$  [ $mm$ ] průměr drátu pružiny...dle 4.5.3  $d_p = 8\text{ mm}$

$n_t$  [–] celkový počet závitů...dle 4.5.3  $n_t = 9$



### 5.3 KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU A MATICE NA OTLAČENÍ

#### 5.3.1 TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{pn}}{\frac{m_1}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1)} \quad (66)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 3305,4}{\frac{18}{1,5} \cdot \pi \cdot (20^2 - 18,376)}$$

$$p_z = 5,627 \text{ MPa}$$

kde:	$m_1$	[mm]	výška matice...dle [4] $m_1 = 18 \text{ mm}$
	$P$	[mm]	rozteč závitu...dle [4] $P = 1,5 \text{ mm}$
	$d_s$	[mm]	velký průměr závitu šroubu...dle [4] $d_s = 9$
	$D_1$	[mm]	malý průměr závitu matice... dle [4] $D_1 = 9$

#### 5.3.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p_D \geq p_z \quad (67)$$

$$70 \text{ MPa} \geq 5,627 \text{ MPa}$$

kde:  $p_D$  [MPa] dovolený tlak v závitech pro pevnostní třídu oceli 5.6  
...dle [4]  $p_D = 70 \text{ MPa}$

Podmínka je splněna, namáhání napínacího šroub s maticí vyhovují na otlačení.

### 5.4 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA TAH

#### 5.4.1 DOVOLENÉ NAPĚTÍ V TAHU

$$\sigma_{t \text{ dov}} = \frac{R_e}{k} \quad (68)$$

$$\sigma_{t \text{ dov}} = \frac{640}{3,5}$$

$$\sigma_{t \text{ dov}} = 182,857 \text{ MPa}$$

kde:  $R_e$  [MPa] mez kluzu pro pevnostní třídu oceli 8.8...dle [4]  $R_e = 640 \text{ MPa}$



#### 5.4.2 PRŮŘEZ ZÁVITOVÉ TYČE

$$S_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_{s2} + d_{s3}}{2} \right)^2 \quad (69)$$

$$S_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{15,026 + 14,16}{2} \right)^2$$

$$S_s = 167,255 \text{ mm}^2$$

kde:  $d_{s2}$  [mm] střední průměr závitu...dle [4]  $d_{s2} = 15,026 \text{ mm}$   
 $d_{s3}$  [mm] malý průměr závitu...dle [4]  $d_{s3} = 14,16 \text{ mm}$

#### 5.4.3 MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{t \max} = \frac{F_{pn}}{S_s} \quad (70)$$

$$\sigma_{t \max} = \frac{3305,4}{167,255}$$

$$\sigma_{t \max} = 19,763 \text{ MPa}$$

#### 5.4.4 KONTROLA NA TAH

$$\sigma_{t \text{ dov}} \geq \sigma_{t \max} \quad (71)$$

$$182,857 \text{ MPa} \geq 19,763 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna, navržená závitová tyč vyhovuje.

### 5.5 TRVANLIVOST LOŽISKA

Pro výpočet trvanlivosti zvoleného ložiska byl využit online program od SKF [22], který bere v úvahu i úroveň okolního znečištění. Základní hodnota trvanlivosti ložiska YAR 208-2F  $L_{10} = 166\,200 \text{ hod.}$





## 6 VLASTNOSTI SYPKÝCH HMOT

Nedokonalá znalost sypkých hmot a jejich vlastností může mít negativní vliv na funkčnost celého přepravního systému, z čehož plynou i ekonomické ztráty. Z pohledu správného výběru přepravního zařízení jsou nejdůležitější fyzikálně-mechanické vlastnosti sypkých hmot, mezi které patří především zrnitost, sypnost, objemová sypná hmotnost a abrazivost [25]. Znalost těchto vlastností je důležitá také proto, že se vyskytují v označování jednotlivých materiálů.

### 6.1 ZRNITOST

Zrnitost je dána rozměry a tvary zrn. Sypké hmoty jsou složeny ze zrn různých velikostí, a proto při jejich klasifikace vycházíme z mezních hodnot rozměrů zrn [25]. Z pohledu poměru nejmenšího k největšímu zrnu můžeme sypné hmoty rozlišit na tříděné (poměr nejmenšího a největšího zrna je rovný nebo menší než 2,5  $\rightarrow d_{max}/d_{min} < 2,5$ ) a netříděné (poměr je větší než 2,5  $\rightarrow d_{max}/d_{min} > 2,5$ ).

### 6.2 SYPNOST

Sypnost neboli soudržnost je dána vzájemným silovým působením jednotlivých zrn. Je charakterizována sypným úhlem, což je úhel, který svírá vodorovná rovina s povrchovou přímkou sypného kuželu. Existují dva základní sypné úhly, a to statický (bez pohybu spaného materiálu) a dynamický (s působícími vibracemi na materiál) [25].

### 6.3 OBJEMOVÁ SYPNÁ HMOTNOST

Objemová sypná hmotnost je podíl hmotnost sypaného materiálu vyjádřené v kg a příslušného objemu vyjádřeného v m<sup>3</sup>.

### 6.4 ABRAZIVOST

Následkem abrazivosti je odírání a obušování povrchu jak vlastních částic hmoty, tak i povrchu částí dopravního zařízení, se kterými přichází do kontaktu. Abrazivost je dána tvrdostí, tvarem a velikostí zrn sypkých hmot.

Podle druhu materiálu můžeme rozeznávat i další vlastnosti, kterými jsou např. prašnost, zápalnost, výbušnost, plasticita, nakypřivost, lepivost nebo drobivost atd.



## 6.5 ZPŮSOB OZNAČOVÁNÍ SYPKÝCH HMOT

Značení sypkých hmot předepisuje norma ČSN 26 0070 [24], která klasifikuje více než 500 druhů sypkých hmot.

Jako první údaj se udává sypná hmotnost, při uvedení rozmezí hodnot se uvádí průměrná hodnota. Sypná hmotnost se zaokrouhluje na celé kilogramy. Druhým údajem v označení bývá klasifikační znak sypké hmoty, který se skládá z více vlastností (rozměry zrn, sypnost, abrazivost, obecné vlastnosti). V této skupině se nejprve uvádí velikost zrn (A – velmi jemné až E – hrubě zrnité až nepravidelné). Dalším znakem je arabská číslice 1 až 4, vyjadřující sypnost stanovenou z funkce sypnosti a sypných úhlů (1 – velmi volně sypké až 4 – málo sypké až vazké hmoty). Na dalším místě je označena abrazivost, která se určuje dle součinitele abrazivity a značí se číslicí 5 až 7 (5 – málo abrazivní hmota až 7 – nadměrně abrazivní). Jako poslední jsou označeny obecné vlastnosti sypké hmoty, které se označují písmeny F až Z.

### PŘÍKLAD OZNAČENÍ SYPKÉ HMOTY

Suchý písek -  $1450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  - B 1 6 M



## ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh pásového dopravníku pro přepravu suchého písku. Úvod práce obsahuje teoretickou část, ve které je přiblížena problematika pásové dopravy a jsou v ní popsány hlavní části dopravníků. Na základě zadaných parametrů byl v programu MS Excel proveden funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048. Z vypočítaných hodnot byly určeny jak základní rozměry dopravníku, tak vybrány jednotlivé komponenty dopravníku z firemních katalogů. Největší zastoupení ve výběru komponent má firma Rulmeca, která se specializuje na pásovou přepravu a nabízí široký sortiment. Proto od ní byly zvoleny jak všechny válečky a válečkové stolice, tak i oba bubny a čističe pásu. Ostatní části dopravníku byly vybírány od firem specializujících se na příslušné komponenty.

Dalším z cílů práce bylo navrhnout konstrukci dopravníku, jeho pohon a napínací zařízení. Nosná konstrukce byla navržena jako příhradová z válcovaných ocelových profilů a je nesena třemi stojinami. Pohon dopravníku je proveden pomocí elektrobubnu s výkonem 3 kW, napínací zařízení bylo navrženo jako tuhé, pomocí dvou závitových tyčí.

V další části práce byl proveden pevnostní výpočet všech částí napínacího zařízení, které vyhovují namáhání.

Na závěr práce byla vypracována krátká rešerše o sypkých hmotách a jejich vlastnostech.

Veškeré konstrukční řešení dopravníku, včetně přiložených výkresů sestavy, napínacího zařízení a hnaného bubnu, bylo vymodelováno v 3D programu SolidWorks.

Tuto bakalářskou práci jsem vypracoval za pomoci uvedených informačních zdrojů, znalostí získaných při studiu a také díky radám vedoucího práce.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [2] DRAŽAN, F. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [3] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonů a tahových sil*. Praha: český normalizační institut, 1994. 16 s.
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. 915 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] SHIGLEY, J. E., R MISCHKE, C., G BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Hartl Martin, Vlk Miloš. Brno: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] Wikipedie. *Pásový dopravník* [online]. [cit. 2016-01-25]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD\\_dopravn%C3%ADk](https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD_dopravn%C3%ADk)
- [7] Gumex. *Vulkanizace* [online]. [cit. 2016-02-01]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/wordbook/vulkanizace-62.html>
- [8] AB Technology. *Čistič pásu* [online]. [cit. 2016-01-31]. Dostupné z: <http://www.abtechnology.cz/index.php/produkty/sterace-dopravnich-pasu/>
- [9] Gumex. *Dopravníkové pásy* [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-aa-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [10] Rulmeca. *Technical information* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia\\_eng/1%20technical\\_information.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/1%20technical_information.pdf)
- [11] Rulmeca. *Upper carrying troughing set* [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/Upper\\_transom\\_A2S\\_20.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Upper_transom_A2S_20.pdf)
- [12] Rulmeca. *Rollers* [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/PSV1-FHD\\_108N.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV1-FHD_108N.pdf)
- [13] Rulmeca. *Impact rollers* [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/PSV1-FHD\\_108NA.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/PSV1-FHD_108NA.pdf)
- [14] Rulmeca. *Return sets* [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/Support\\_bracket\\_SPT1478-1490.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/Support_bracket_SPT1478-1490.pdf)
- [15] Rulmeca. *Return rollers with rings* [online]. [cit. 2016-03-06]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/NG\\_ENG.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/NG_ENG.pdf)
- [16] Rulmeca. *Motorized pulleys: Installation manual* [online]. [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia\\_eng/installation%20manual.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/installation%20manual.pdf)



- [17] Rulmeca. *Motorized pulley* [online]. [cit. 2016-03-08]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/3%20Drawings\\_320L,%20320M%20&%20320H.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_320L,%20320M%20&%20320H.pdf)
- [18] Rulmeca. *Belt cleaners* [online]. [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/type\\_P.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/type_P.pdf)
- [19] Rulmeca Corporation. *Pulleys* [online]. [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: [http://rulmecacorp.com/Conveyor\\_Idler\\_Roller\\_catalog/Pages\\_253\\_268\\_from\\_Complete\\_Idler\\_Roller\\_Catalog-4.pdf](http://rulmecacorp.com/Conveyor_Idler_Roller_catalog/Pages_253_268_from_Complete_Idler_Roller_Catalog-4.pdf)
- [20] SKF. *Napínací ložiskové jednotky Y* [online]. [cit. 2016-04-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/take-up-units/index.html?designation=TU%2040%20TF>
- [21] Hennlich. *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: [https://www.hennlich.cz/uploads/cz\\_Tla%C4%8Dn%C3%A9\\_pru%C5%BEiny\\_-\\_tabulky\\_patent\\_5\\_6-10.pdf](https://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_patent_5_6-10.pdf)
- [22] SKF. *SKF Bearing Calculator* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>
- [23] Rulmeca. *PU Scrapers* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: [http://rulmeca.com/en/products\\_bulk/catalogue/1/transporto\\_a\\_nastro/3/accessories/102/p\\_u\\_scrapers](http://rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/transporto_a_nastro/3/accessories/102/p_u_scrapers)
- [24] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 20 s.
- [25] BOZPprofi. *Vlastnosti, charakteristiky a rizikové vlivy sypkých hmot* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: [http://www.bozpprofi.cz/vlastnosti-charakteristiky-a-rizikove-vlivy-sypkych-hmot-uniqueidgOke4NvrWuOKaQDKuox\\_ZxGyFsCQafHdPYZvgfCKgyM/](http://www.bozpprofi.cz/vlastnosti-charakteristiky-a-rizikove-vlivy-sypkych-hmot-uniqueidgOke4NvrWuOKaQDKuox_ZxGyFsCQafHdPYZvgfCKgyM/)



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[-]	největší dovolený průvès pásu
A	[m <sup>2</sup> ]	dotyková plocha mezi čistícím pásem a pásemA
$a_{do}$	[m]	rozteč válečkových stolic s dopadovými válečky v horní větvi
$a_g$	[mm]	vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu
$a_o$	[m]	rozteč válečkových stolic s hladkými válečky v horní větvi
$a_u$	[m]	rozteč válečkových stolic v dolní větvi
B	[m]	šířka pásu
b	[m]	využitelná ložná šířka pásu
$b_0$	[mm]	vzdálenost mezi podpěrami pláště hnaného bubnu
$b_1$	[m]	světlá šířka bočního vedení
$B_\varepsilon$	[m]	šířka čistice pásu
C	[mm]	vzdálenost mezi středy ložisek
$C_\varepsilon$	[-]	součinitel korýtkovosti
d	[m]	tloušťka pásu
$D_1$	[mm]	malý průměr závitu matice
$d_1$	[m]	průměr hřídele v ložisku
$D_B$	[m]	průměr bubnu
$d_p$	[mm]	průměr drátu pružiny
$d_{s2}$	[mm]	střední průměr závitu závitové tyče
$d_{s3}$	[mm]	malý průměr závitu závitové tyče
$d_\xi$	[mm]	velký průměr závitu šroubu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu pro ocel
e	[-]	základ přirozených logaritmů
F	[N]	průměrný tah v pásu na bubnu
f	[-]	globální součinitel tření
$F_1$	[N]	tah v pásu ve větvi nabíhající na buben
$F_{1x}$	[N]	složka síly $F_1$ ve směru osy x
$F_{1y}$	[N]	složka síly $F_1$ ve směru osy y
$F_2$	[N]	potřebný tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
$F_{2x}$	[N]	složka síly $F_2$ ve směru osy x
$F_{2y}$	[N]	složka síly $F_2$ ve směru osy y
$F_a$	[N]	odpor shrnovače materiálu



$F_{bA}$	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
$F_C$	[N]	celková síla namáhající buben
$F_{Cx}$	[N]	složka síly $F_C$ ve směru osy x
$F_{Cy}$	[N]	složka síly $F_C$ ve směru osy y
$F_{Dp}$	[N]	maximální dovolená tahová síla v pásu
$F_f$	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením násypky
$F_{gL}$	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_H$	[N]	hlavní odpory
$F_I$	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{max}$	[N]	největší tahová síla v pásu
$F_N$	[N]	vedlejší odpory
$F_{o min}$	[N]	nejmenší tahová síla v horní větvi
$F_p$	[N]	potřebná zátěžná síla pružiny
$F_{pn}$	[N]	síla pružiny ve stavu plně zatíženém
$F_r$	[N]	odpor čističů pásu
$F_{r1}$	[N]	odpor vnějšího čističe pásu
$F_{r2}$	[N]	odpor vnitřního čističe pásu
$F_{S1}$	[N]	přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	odpor potřebný k překonání dopravní výšky
$f_t$	[mm]	průhyb hřídele
$F_t$	[N]	odpor v ložiskách hnaného bubnu
$F_U$	[N]	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$F_{u min}$	[N]	nejmenší tahová síla v dolní větvi
$F_{Umax}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_x$	[N]	síla působící ve směru osy x
$F_y$	[N]	síla působící ve směru osy y
$F_\varepsilon$	[N]	odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G_B$	[N]	tíhová síla hnaného bubnu
$H$	[m]	výškový rozdíl
$I_m$	[kg.h <sup>-1</sup> ]	hmotnostní dopravní výkon
$I_V$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	objemový dopravní výkon



$J_0$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu hřídele
$k$	[-]	součinitel sklonu
$k_1$	[-]	součinitel korekce vrchlíku
$k_p$	[N.mm-1]	tuhost pružiny
$L$	[m]	vzdálenost mezi osami bubnů
$l$	[m]	délka bočního vedení
$L_{10}$	[hod]	trvanlivost ložiska
$L_9$	[mm]	mezní délka pružiny při dosednutí závitů
$l_b$	[m]	urychlovací délka
$l_{b \min}$	[m]	minimální urychlovací délka
$l_d$	[m]	délka dopadové části
$m_1$	[mm]	výška matice
$m_{\xi}$	[kg]	hmotnost vnitřního stěrače pásu
$m_{HB}$	[kg]	hmotnost hnaného bubnu
$m_p$	[kg.m <sup>-2</sup> ]	hmotnost pásu
$n_1$	[-]	počet válečkových stolic s hladkými válečky v horní větvi
$n_{1d}$	[-]	počet dopadových válečkových stolic v horní větvi
$n_2$	[-]	počet válečkových stolic v dolní větvi
$n_t$	[-]	celkový počet závitů
$P$	[mm]	rozteč závitů
$p$	[Pa]	tlak mezi čističem pásu a pásem
$P_A$	[W]	potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak v závitech
$P_M$	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
$p_z$	[MPa]	tlak v závitech
$Q$	[kg.hod <sup>-1</sup> ]	dopravní výkon
$q_1$	[kg]	hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi
$q_{1d}$	[kg]	hmotnost rotujících částí dopadového válečku
$q_2$	[kg]	hmotnost rotujících částí diskového válečku v dolní větvi
$q_B$	[kg]	hmotnost jednoho metru dopravníkového pásu
$q_G$	[kg]	hmotnost dopravovaného nákladu na jeden metr délky dopravníku
$q_{Ro}$	[kg.m <sup>-1</sup> ]	hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v horní větvi
$q_{Ru}$	[kg.m <sup>-1</sup> ]	hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v dolní větvi





$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[N.m <sup>-1</sup> ]	pevnost pásu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	skutečný průřez náplně pásu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	průřez horní části náplně pásu
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	průřez dolní části náplně pásu
$S_s$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez závitové tyče
$S_T$	[m <sup>2</sup> ]	teoretický průřez náplně pásu
$t_c$	[m]	tloušťka čističe pásu
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost pásu
$v_0$	[m.s <sup>-1</sup> ]	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$y_n$	[mm]	stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém
$y_p$	[mm]	potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly
$\alpha$	[°]	sypný úhel
$\alpha_t$	[rad]	úhel natočení střednice hřídele
$\beta$	[°]	sklon válečků v horní válečkové stolici
$\delta$	[°]	sklon dopravníku
$\varepsilon$	[°]	úhel vychýlení válečků ve směru pohybu pásu
$\eta$	[-]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
$\theta$	[°]	dynamický sypný úhel
$\mu_0$	[-]	součinitel tření mezi válečky a pásem
$\mu_1$	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
$\mu_2$	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$\mu_3$	[-]	součinitel tření mezi čističem pásu a pásem
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	sypná hmotnost
$\sigma_{t\text{dov}}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\sigma_{t\text{max}}$	[MPa]	maximální tahové napětí
$\varphi$	[rad]	úhel opásání hnacího bubnu



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma pásového dopravníku .....	13
Obr. 2 Sklon dopravníku.....	17
Obr. 3 Průřez náplně pásu [3].....	18
Obr. 4 Tahové síly v pásu [10].....	29
Obr. 5 Průvň pásu v horní větvi [10].....	30
Obr. 6 Tahové účinky na poháněcí buben.....	32
Obr. 7 Dopravníkový pás [9].....	33
Obr. 8 Válečková stolice v horní větvi [11] .....	34
Obr. 9 Dopadový váleček [13] .....	35
Obr. 10 Hladký váleček [12] .....	35
Obr. 11 Válečková stolice v dolní větvi [14] .....	36
Obr. 12 Montážní rozměry dolní válečkové stolice [14].....	36
Obr. 13 Diskový váleček [15].....	37
Obr. 14 Elektrobuben 320M [16] .....	38
Obr. 15 Montážní závěs k uchycení elektrobubnu [16] .....	38
Obr. 16 Hnaný buben [19] .....	39
Obr. 17 Napínací ložisková jednotka [20] .....	40
Obr. 18 Tlačná pružina [21].....	40
Obr. 19 Vnější čistič pásu [18].....	41
Obr. 20 Umístění vnějšího čističe pásu [18] .....	42
Obr. 21 Vnitřní stěrač pásu [23].....	42
Obr. 22 Síly působící na osu hnaného bubnu .....	44
Obr. 23 Zobrazení průhybu a úhlu natočení střednice hřídele [10].....	45



## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Údaje o zvoleném pásu [9].....	33
Tab. 2 Rozměry válečkové stolice v horní větvi [11].....	34
Tab. 3 Rozměry dopadového válečku [13].....	35
Tab. 4 Rozměry hladkého válečku [12].....	35
Tab. 5 Rozměry dolní válečkové stolice [14] .....	36
Tab. 6 Rozměry diskového válečku [15].....	37
Tab. 7 Rozměry elektrobubnu [16] .....	38
Tab. 8 Rozměry montážních závěsů [16] .....	38
Tab. 9 Rozměry hnaného bubnu [19].....	39
Tab. 10 Parametry ložiskové jednotky .....	40
Tab. 11 Parametry tlačné pružiny [21] .....	41
Tab. 12 Rozměry vnějšího čističe pásu [18].....	42
Tab. 13 Základní parametry vnitřního stěrače pásu [23] .....	42



## SEZNAM PŘÍLOH

### Konstrukční řešení pásového dopravníku

Pásový dopravník	P1
Napínací zařízení	P2
Násypná část	P2
Nosná konstrukce	P3

### Výkresová dokumentace

0-PD/MCH-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy
4-PD/MCH-00/01	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek
4-PD/MCH-00/02	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek
4-PD/MCH-00/03	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek
2-NZ/MCH-01/00	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	výkres sestavy
4-NZ/MCH-01/01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek
4-NZ/MCH-01/02	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek
4-NZ/MCH-01/03	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek
4-HB/MCH-02/00	HNANÝ BUBEN	výkres svarku
4-HB/MCH-02/01	HNANÝ BUBEN	seznam položek
4-HB/MCH-02/02	HNANÝ BUBEN	výrobní výkres

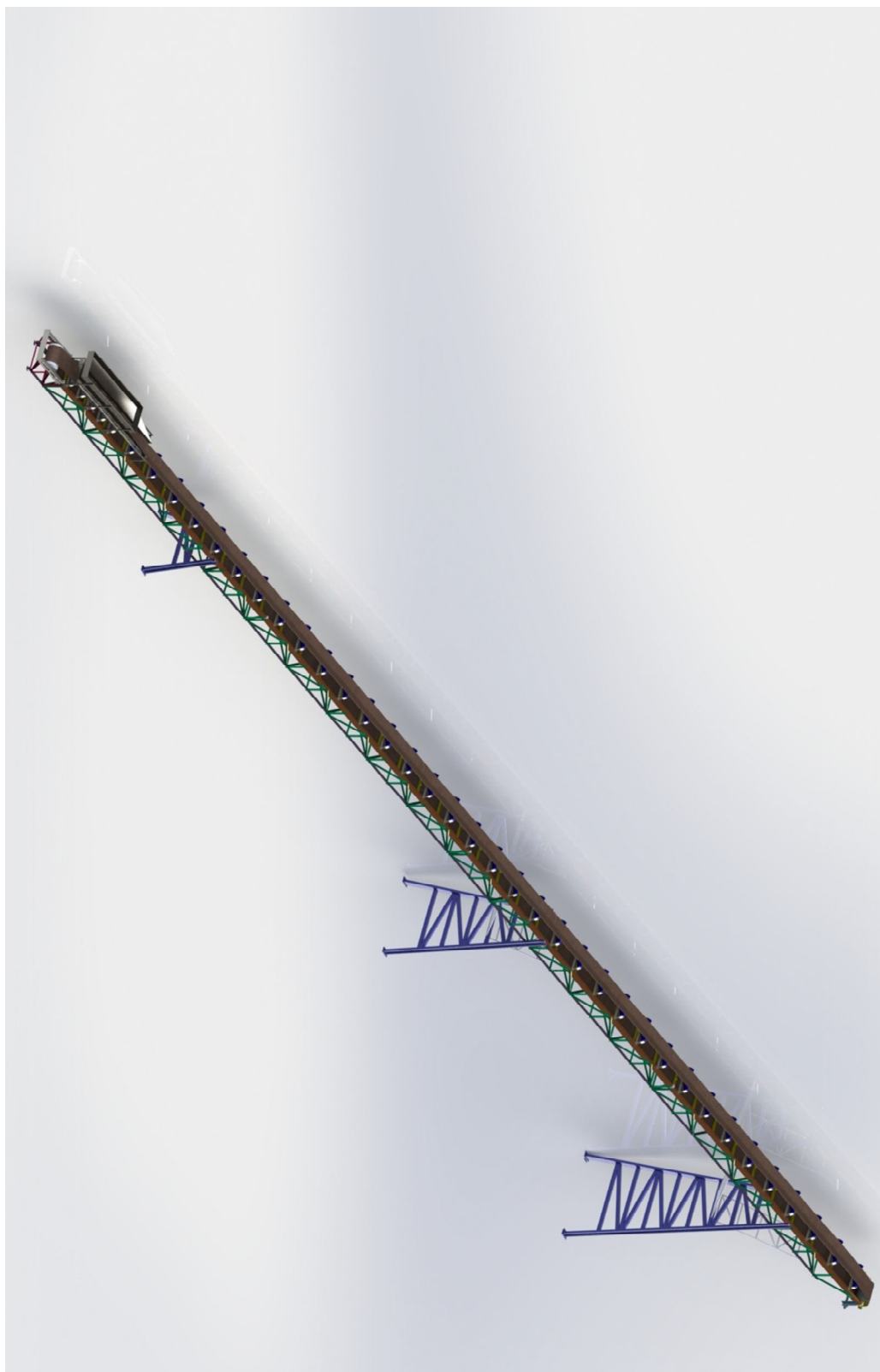
### CD

Elektronická verze bakalářské práce

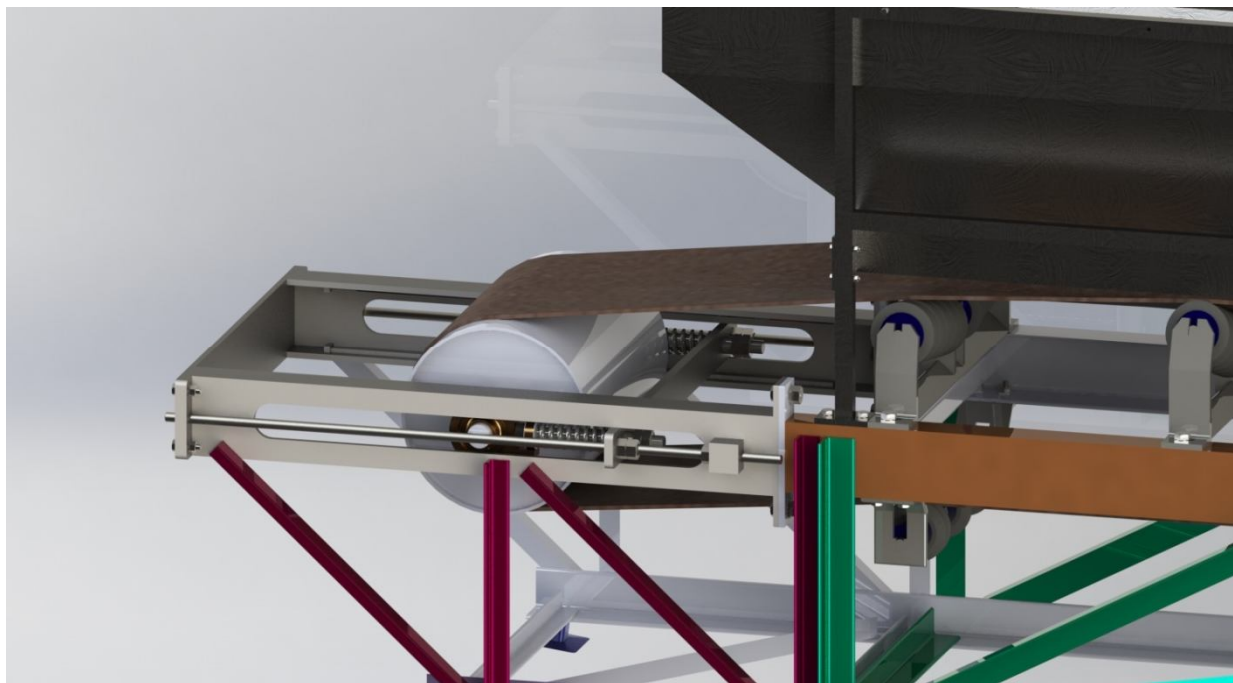
Výpočty

3D modely

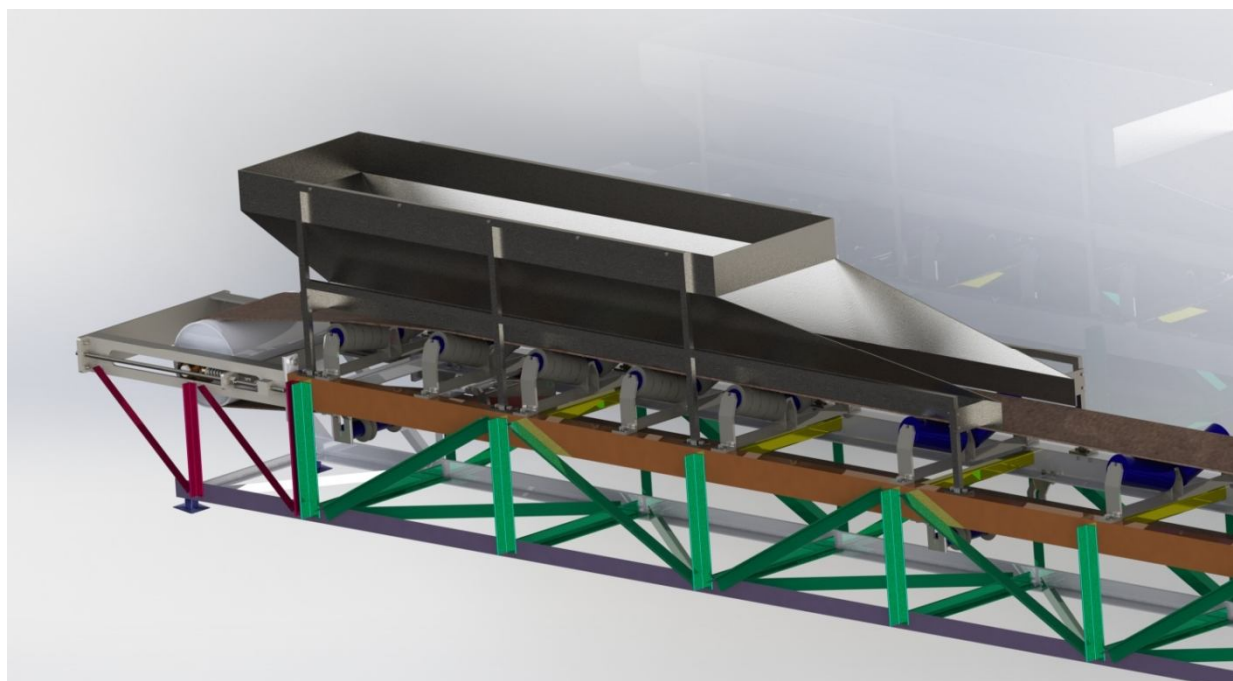
Výkresová dokumentace



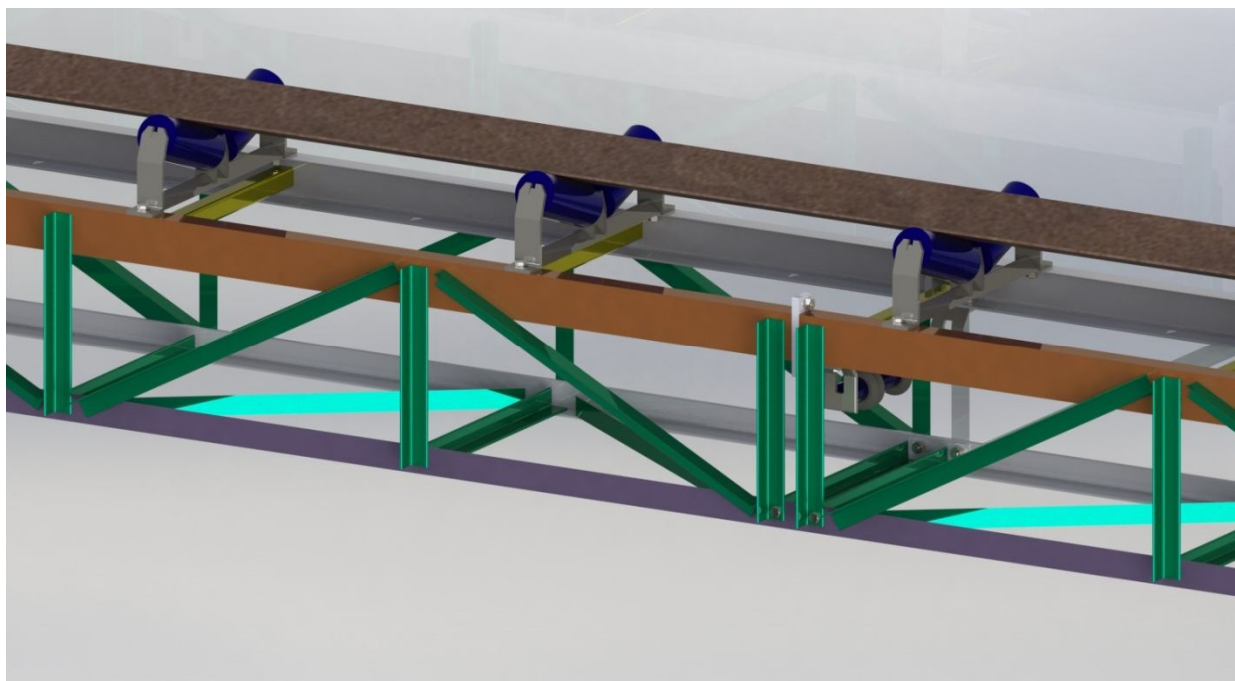
*Pásový dopravník*



*Napínací zařízení*



*Násypná část*



*Nosná konstrukce*