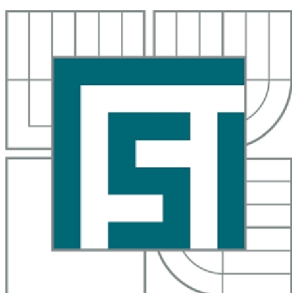




**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## **PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO POTRAVINÁŘSKÉ ZRNO**

BELT CONVEYOR FOR FOOD CORN

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**MICHAL KOVÁŘ**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. MARTIN JONÁK**

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Kovář

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

### **Pásový dopravník pro potravinářské zrno**

v anglickém jazyce:

### **Belt conveyor for food corn**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.

Dopravní výkon 53 000 kg.h<sup>-1</sup>.

Osová vzdálenost přesypů 19 m.

Výškový rozdíl 3,5 m.

Dopravovaný materiál: obilní zrno.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů, navrhnete pohon dopravníku a napínání pásu.

Proveďte pevnostní výpočet hnaného bubnu.

Proveďte rozbor vlastností dopravovaných materiálů.

Nakreslete sestavný výkres dopravníku, vybrané detailní výkresy.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P.,Kulka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan,F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Jonák

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

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



## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá pásovým dopravníkem pro dopravu potravinářského zrna. Cílem práce je provést funkční výpočet a konstrukční řešení šikmého pásového dopravníku s dopravním výkonem  $53\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , zadanou osovou vzdáleností přesypů 19 m a výškovým rozdílem 3,5 m. Práce obsahuje stručný popis hlavních částí pásového dopravníku, funkční výpočet podle normy ČSN ISO 5048, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu a napínacího zařízení pásového dopravníku. Dále je proveden pevnostní výpočet pláště a osy hnaného bubnu, a rozbor vlastností dopravovaného materiálu. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, obilní zrno, nosné válečky, válečková stolice, pohon dopravníku, hnaný buben, napínací zařízení.

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with a belt conveyor for the transportation of food grains. The aim is to perform a functional analysis and structural design of the angled conveyor belt to transport an output of 53,000 kg per hour, given an axial distance dunes of 19 m and a height difference of 3.5 m. The thesis contains a brief description of the main parts of the belt conveyor, the functional calculations according to standard ČSN ISO 5048, the determination of the main dimensions, the design of the drive and conveyor belt tensioning device. It is also performed stress analysis jacket and a driven drum, and analysis of the properties of the transported materials. The work is accompanied by drawings.

## KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, food corn, bearing rollers, idler, drive of conveyor, driven drum, tensioning device.





## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

Kovář, M. *Pásový dopravník pro potravinářské zrno*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Jonák bakalářské práce.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2015

.....

Michal Kovář



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinu Jonákovi za poskytnuté odborné rady, které jsem využil při zpracování bakalářské práce a dále také rodičům za jejich podporu při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	12
1 Pásové dopravníky .....	13
1.1 Rozdělení pásových dopravníků .....	13
1.1.1 Podle tažného elementu.....	13
1.1.2 Podle tvaru dopravníku .....	13
1.1.3 Podle provedení nosné konstrukce .....	13
1.2 Schéma pásového dopravníku .....	13
2 Konstrukční prvky pásového dopravníku.....	14
2.1 Dopravní pás .....	14
2.1.1 Rozdělení pásu podle druhu materiálu .....	14
2.1.2 Rozdělení pásu podle konstrukce .....	14
2.2 Válečky.....	14
2.2.1 Rozdělení válečků .....	15
2.2.2 Požadavky na válečky .....	15
2.3 Válečková stolice .....	15
2.4 Bubny .....	16
2.4.1 Poháňecí stanice .....	16
2.4.2 Hnaný buben .....	16
2.5 Stěrače pásu.....	16
2.6 Napínací stanice .....	17
2.7 Nosná konstrukce .....	17
2.8 Násypka.....	17
3 Funkční výpočet pásového dopravníku .....	18
3.1 Sklon dopravníku .....	18
3.2 Volba rychlosti .....	18
3.3 Teoretická plocha průřezu dopravovaného materiálu .....	19
3.4 Volba pásu.....	19
3.5 Volba stolice a válečku.....	20
3.5.1 Volba stolice a válečků v horní větvi .....	20
3.5.2 Volba stolice a válečků v dolní větvi .....	21
3.6 Plocha průřezů dopravovaného materiálu .....	22
3.6.1 Plocha vrchlíku $S_1$ .....	23
3.6.2 Plocha korýtky $S_2$ .....	24
3.7 Skutečné dopravované množství .....	24
3.7.1 Součinitel korekce vrchlíku.....	24



3.7.2	Součinitel sklonu .....	25
3.8	Kontrola dopravovaného množství materiálu .....	25
3.9	Objemová výkonnost.....	25
3.10	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu .....	25
3.10.1	Hlavní odpory .....	26
3.10.2	Vedlejší odpory .....	28
3.10.3	Přídavné hlavní odpory .....	30
3.10.4	Přídavné vedlejší odpory.....	31
3.10.5	Odpor pro překonání dopravní výšky .....	32
3.11	Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu.....	33
3.12	Potřebný provozní výkon motoru.....	33
3.12.1	Volba poháněcí stanice .....	33
3.13	Síly v pásu .....	35
3.13.1	Maximální obvodová hnací síla .....	35
3.13.2	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu .....	35
3.13.3	Tah v pásu podle průvěsů pásu .....	35
3.13.4	Největší tahová síla .....	36
3.13.5	Pevnostní kontrola pásu .....	37
3.13.6	Tahová síla v nosné větvi .....	37
3.13.7	Tahová síla ve vratné větvi .....	37
3.13.8	Velikost napínací síly .....	37
3.13.9	Výsledná síla působící na bubnu.....	38
4	Pevnostní výpočet.....	39
4.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu .....	39
4.1.1	Průběh vvú na bubnu .....	39
4.1.2	Volba materiálu pláště hnaného bubnu .....	40
4.1.3	Určení spojitého zatížení na bubnu .....	40
4.1.4	Výpočet silových reakcí na bubnu .....	40
4.1.5	Maximální ohybový moment na bubnu (bod a) .....	41
4.1.6	Modul pružezu v ohybu (bod a) .....	41
4.1.7	Maximální ohybové napětí na bubnu (bod a).....	41
4.1.8	Bezpečnost k msp (bod a) .....	41
4.2	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu .....	42
4.2.1	Průběh vvú osy hnaného bubnu .....	42
4.2.2	Volba materiálu osy hnaného bubnu .....	42
4.2.3	Výpočet silových reakcí .....	42



4.2.4	Maximální ohybový moment na ose (bod c).....	43
4.2.5	Modul průřezu v ohybu (bod c).....	44
4.2.6	Maximální ohybové napětí na ose (bod c) .....	44
4.2.7	Bezpečnost k msp (bod c) .....	44
4.2.8	Ohybový moment (bod d) .....	44
4.2.9	Modul průřezu v ohybu (bod d) .....	45
4.2.10	Ohybové napětí (bod d) .....	45
4.2.11	Maximální ohybové napětí (bod d).....	45
4.2.12	Bezpečnost v místě největšího ohybového momentu .....	45
4.3	Pevnostní výpočet tlačné pružiny napíacího zařízení .....	46
4.3.1	Síla působící na šroub .....	46
4.4	Kontrola matice napíacího šroubu na otláčení .....	46
4.4.1	Volba napíacího šroubu a matice .....	46
4.4.2	Tlak v závitech .....	46
4.4.3	Kontrola matice .....	46
4.5	Kontrola závitové tyče na vzpěr .....	47
4.5.1	Kvadratický moment průřezu napíacího šroubu .....	47
4.5.2	Plocha průřezu napíacího šroubu .....	47
4.5.3	Poloměr Setrvačnosti.....	47
4.5.4	Redukovaná délka šroubu .....	47
4.5.5	Štíhlostní poměr napíacího šroubu .....	48
4.5.6	Eulerova kritická síla.....	48
4.5.7	Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability.....	48
4.6	Kontrola ložiskové domku .....	49
5	Konstrukční prvky a další komponenty.....	51
5.1	Konstrukce rámu .....	51
5.2	Konstrukce stojin.....	51
5.3	Napíací zařízení .....	52
5.4	Násypka .....	53
5.5	Stěrač pásu.....	53
6	Rozbor vlastností dopravovaných materiálů .....	54
6.1	Uspořádání obilného zrna.....	54
6.2	Skladování obilí.....	55
6.3	Fyzikální vlastnosti .....	56
	Závěr .....	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	60



---

Seznam příloh.....	64
--------------------	----



## ÚVOD

Manipulační a dopravní zařízení slouží k přepravě materiálů, ale také mohou plnit funkci technologickou. V současných provozech jsou nedílnou součástí výrobních linek. Používají se pro přepravu kusovitého či sypkého materiálu nebo také malých předmětů. [1]

Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější dopravní zařízení, která se používají v průmyslových odvětvích. Díky širokému uplatnění se lze setkat s mnoha různými konstrukčními řešeními (např. ložné profily, typy válečkových stolic). Mezi výhody patří plynulá doprava materiálů, vysoká rychlost dopravy, dopravní výkon, hospodárny provoz a nenáročná údržba. [3]

Cílem této bakalářské práce je provést konstrukční řešení šikmého pásového dopravníku pro dopravu potravinářského zrna s dopravním výkonem  $53\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , zadanou osovou vzdáleností přesypů 19 m a výškovým rozdílem 3,5 m.



*Obr. 1 Příklad pásového dopravníku*



# 1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky se definují jako mechanické dopravníky s tažným a nosným prvkem, který je v podobě nekonečně dlouhého pásu vedeného a poháněného hnacím bubnem. Jako podpora slouží válečky nebo rovinná plocha. Jsou vhodné pro dopravu jak sypkých, tak kusových materiálů, a to ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i strmém a svislém. [1]

## 1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení pásovéch dopravníků dle literatury [2].

### 1.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

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

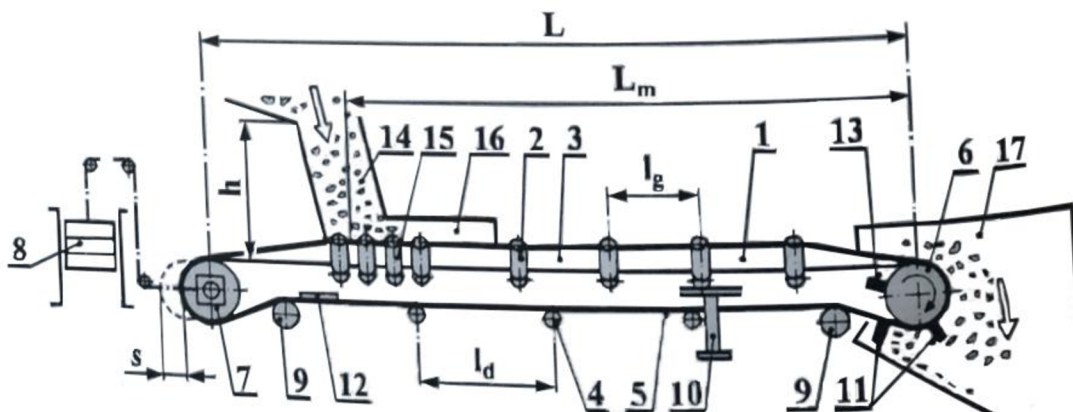
### 1.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

- 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 směru – kombinace konkávního a konvexního)

### 1.1.3 PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

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

## 1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 2 Schéma pásového dopravníku [3]:

- dopravní pás, 2) horní váleček, 3) horní větev pásu, 4) dolní váleček, 5) dolní větev pásu, 6) hnací buben, 7) vratný buben, 8) mechanismus napínání pásu, 9) naváděcí bubny, 10) nosná konstrukce, 11) čističe pásu nosné strany, 12) čističe pásu odvrácené strany, 13) čističe bubnu, 14) násypka, 15) dopadová stolice, 16) boční plechy, 17) přesyp

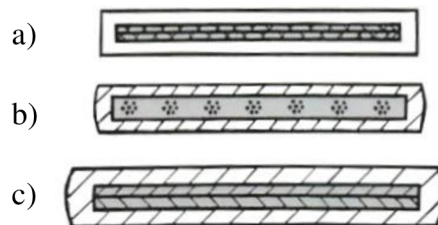


## 2 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Nejdůležitější částí dopravníku z hlediska provozu je dopravní pás. Je to oběžný uzavřený prvek, který plní svou funkci při nesení materiálu na přepravní vzdálenosti, přenáší všechny odpory vznikající při pohybu a současně plní tažnou funkci.[3]

Dopravní pásy jsou složeny z nosné kostry, která je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, případně z jejich kombinací oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou vzájemně spojené tenkými vrstvami z měkké pryže. Významem horní krycí vrstvy je ochrana textilní kostry před abrazivními vlivy materiálu, atmosférickými účinky a jiným mechanickým poškozením. Dolní krycí vrstva má za úkol chránit před abrazivními vlivy nosných válečků a bubňů. Boční vrstvy zabraňují odírání vodícími lištami nebo strážními válečky. [2]



Obr. 3 Řezy PVC pásu [3]

a) pás s textilní vložkou, b) s ocelovými kordy c) s polyamidovými vložkami

#### 2.1.1 ROZDĚLENÍ PÁSU PODLE DRUHU MATERIÁLU

Rozdělení pásu dle literatury [3].

- a) gumové
- b) polyvinylchloridové
- c) ocelové
- d) ocelogumové
- e) z drátěného pletiva

#### 2.1.2 ROZDĚLENÍ PÁSU PODLE KONSTRUKCE

Rozdělení pásu dle literatury [2]

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

### 2.2 VÁLEČKY

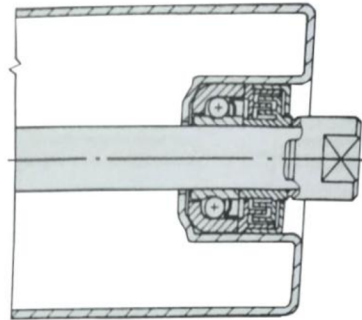
Válečky nesou a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici tvoří požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. [2]



### 2.2.1 ROZDĚLENÍ VÁLEČKŮ

Rozdělení válečků dle literatury [3].

- a) s pevnou osou a otočným válečkem
- b) s otočným čepem ve víčku a pevným ložiskovým tělesem



Obr. 4 Váleček s pevnou osou a otočným válečkem [3]

### 2.2.2 POŽADAVKY NA VÁLEČKY

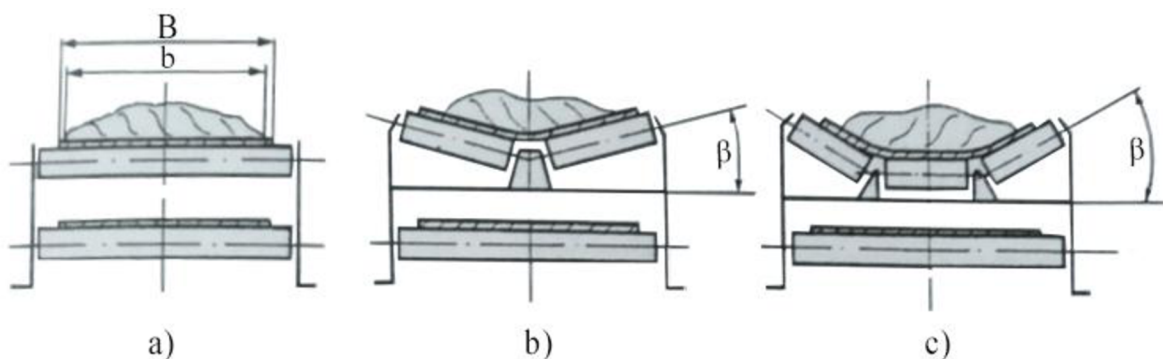
Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, vysokou spolehlivost, jednoduchou konstrukci a vysokou životnost. [3]

### 2.3 VÁLEČKOVÁ STOLICE

Do nosných válečkových stolic jsou vloženy válečky, které jsou normalizované, stolice též. Úkolem válečkových stolic je tvořit nosnou konstrukci pro dopravní pás v horní a dolní větvi. Válečkové stolice v horní větvi podírají naloženou část pásu a přepravují náklad. Dolní větev slouží pro vedení prázdného (volného) pásu. [3]

Typy válečkových stolic:

- jednoválečkové (ploché)
- korýtková do tvaru U (dvouválečková) a V (tříválečková)
- girlandové stolice
- speciální (středící)



Obr. 5 Základní typy válečkových stolic [3]:  
a) plochá b) korýtková dvouválečková c) korýtková tříválečková

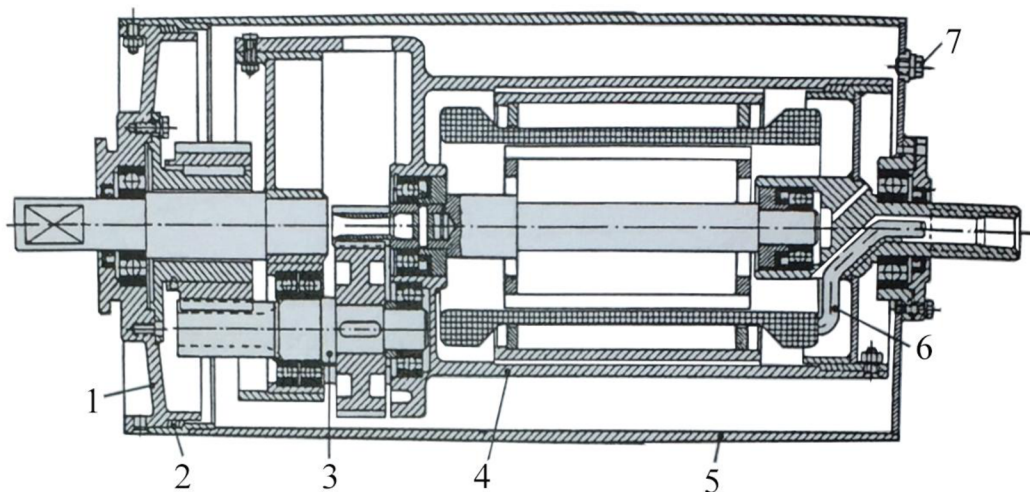


## 2.4 BUBNY

Bubny pásových dopravníků jsou vyrobeny odléváním nebo svařováním. Povrch pláště je rovný s konickými konci a mírně bombírován pro lepší vedení pásu. Hnací bubny se obvykle umísťují na konec dopravníku, kde přepadá materiál, a musí zaručit přenos vysokých obvodových sil na pás. Při vyšších výkonech zvyšujeme součinitele smykového tření pogumováním povrchu bubnu, případně je povrch opatřen vzorkem. Vratné bubny jsou umístěny v místě násypu materiálu na pás.[2]

### 2.4.1 POHÁNECÍ STANICE

Je částí pásového dopravníku, která zajišťuje pohyb dopravního pásu. V provozu jsou nejčastěji používané poháněcí stanice s převodovkou a elektromotorem. Pro menší výkony (do 10kW) se používají elektrobubny, které mají motor a všechny ostatní převodové části umístěny uvnitř bubnu. Z hlediska konstrukčního řešení elektrobubu se ušetří více místa na konstrukci pásového dopravníku a zjednoduší se samotná montáž. [3]



Obr. 6 Řez elektrobubnem [3]:

1)čelo bubnu 2) těsnění pláště 3) planetová hřídel 4) nepohyblivá část motoru 5) plášť bubnu 6) přívodní kabel 7) plnicí zátka oleje

### 2.4.2 HNANÝ BUBEN

Hnaný buben nepřenáší krouticí moment je obvykle součástí vratné stanice pásového dopravníku. Hnaný buben je uložen v ložiskových domcích. Z velké části jsou ze stejného průměru jako hnací bubny. [3]

## 2.5 STĚRAČE PÁSU

Na pásových dopravnících často dochází k nežádoucímu znečištění pásu, při dopravě vlhkých a lepkavých materiálů, při kterém může dojít ke znečištění bubnů a válečků. Proto používáme stěrač pásu, který zamezí znečištění dopravního pásu v provozu. [3]



## 2.6 NAPÍNACÍ STANICE

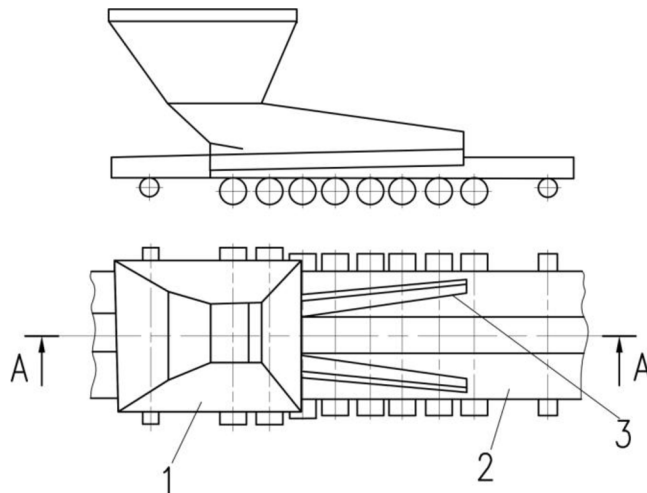
Napínací stanice zabezpečuje správné vyvolání napínací síly dopravního pásu, která je nezbytná pro optimální tření mezi bubnem a pásem. Napínací stanice má vliv na životnost pásu. [3]

## 2.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce nese všechny ostatní součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství. Nosná konstrukce je tvořena stojiny a podélnými nosníky, které jsou nejčastěji vyrobeny z ocelových profilů U, L nebo trubek. Účelem nosné konstrukce je zachycovat statické síly od tíhy dopravovaného materiálu a pásu, a také dynamické síly vyvolané kmitáním pásu při přívodu materiálu na pás a nevyváženými bubny. U větších dopravníků výsledné síly od tahu v pásu na hnacích a vratných bubnech zachycují v ocelové konstrukci poháněcí a vratné stanice, které tvoří samostatné části. [1]

## 2.8 NÁSYPKA

Do násypky je přiváděn materiál, který je při dopadu na pás usměrněn.



Obr. 7 Násypka pro pásový dopravník [1]:  
1) násypka 2) pás 3) boční vedení



### 3 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

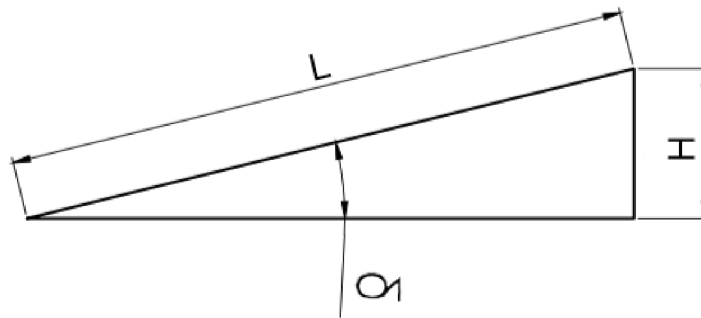
Funkční výpočet a návrh částí pásového dopravníku pro zadaný materiál. Výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [4]

Vstupní hodnoty:

- dopravní výkon  $Q = 53\,000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
- osová vzdálenost mezi bubny  $L = 19\text{m}$
- dopravní výška  $H = 3,5\text{m}$

Dopravovaný materiál: obilní zrno

#### 3.1 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 8 Schematické znázornění sklonu dopravníku

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

$$\delta = \arcsin \frac{3,5}{19}$$

$$\delta = 10,62^\circ$$

Kde:

H	[m]	Dopravní výška
L	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny

Pozn.: dle literatury [2] maximální sklon dopravníku pro obilní zrno  $\delta_{max} = 17^\circ$   
 $17^\circ \geq 10,62^\circ \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

#### 3.2 VOLBA RYCHLOSTI

Pro obilní zrno je doporučena rychlost v rozmezí  $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  až  $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [1]. Je volena rychlost  $v = 2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .





### 3.3 TEORETICKÁ PLOCHA PRŮŘEZU DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600} \quad (2)$$

$$S_T = \frac{53000}{800 \cdot 2,5 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,00736 \text{ m}^2$$

Kde:

Q	[kg·h <sup>-1</sup> ]	Dopravní výkon
ρ	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Sypná hmotnost ... dle literatury [2] ρ = 400 až 800 kg·m <sup>-3</sup> voleno ρ = 800 kg·m <sup>-3</sup>
v	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu ... voleno dle kapitoly 3.2

### 3.4 VOLBA PÁSU

Dle vypočteného průřezu je volen dopravní pás od společnosti Techplasty s.r.o [5] typu Espot E30 CC. Šířka pásu je 400 mm a obsahuje 3 textilní vložky. Splňuje požadavky pro potravinářský průmysl a je certifikovaný úřadem FDA.

Tab. 1 Vlastnosti pásu [5]

Vrchní krycí vrstva	
Krycí materiál	PVC
Krycí barva	Bílá
Tloušťka [mm]	2.00
Povrchová krycí vrstva	Hladká
Spodní krycí vrstva	
Krycí materiál	PVC
Krycí barva	Bílá
Tloušťka [mm]	1.00
Povrchová krycí vrstva	Hladká
Pás	
Tloušťka [mm]	6.20
Hmotnost [kg/m <sup>2</sup> ]	7.70
Max. výrobní šířka [mm]	2000
Textilní vložka	
Počet vrstev	3

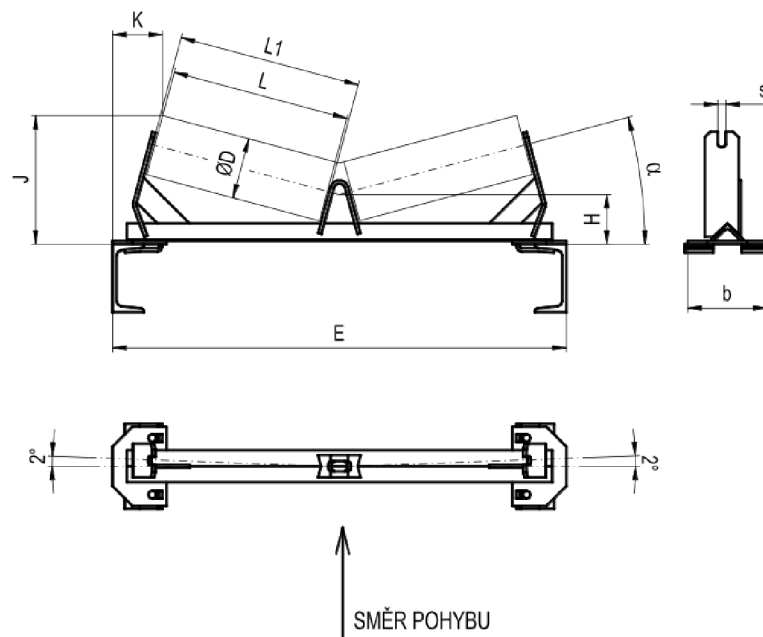


Ohybnost	Ohebný
Min. průměr válce[mm]	
Ohyb	200
Pevnost [N/mm]	
Mez pevnosti	300
Pracovní zatížení při 1% prodloužení	30
Pracovní zatížení při 1,5% prodloužení	40

### 3.5 VOLBA STOLICE A VÁLEČKU

#### 3.5.1 VOLBA STOLICE A VÁLEČKŮ V HORNÍ VĚTVI

Podle určené šířky pásu je volena dvouválečková stolice v horní větvi od firmy Transroll-CZ a.s [6]. Stolice se upevňují na konstrukci dopravníku pomocí drážek, které jsou určeny pro šrouby. Pro přímé vedení pásu jsou voleny středící stolice typ 314 STS, které mají vyosené válečky o 2° viz obr.



Obr. 9 Dvouválečková středící stolice [6]

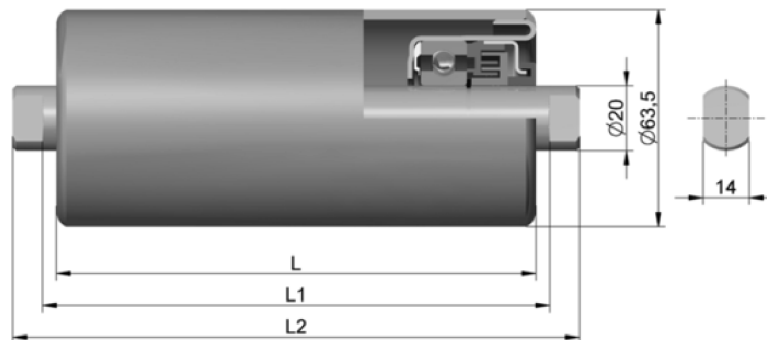
Tab. 2 Rozměry stolice v horní větvi [6]

Rozměry [mm]											Hmotnost [kg]
B	E	D	L	L1	H	J	K	b	s	$\beta$	5
400	700	63	250	258	88	223	110	140	14	20°	





Válečky jsou voleny také podle šířky pásu a v závislosti na stolici, kde záleží na průměru válečku. Jedná se o hladké válečky s pevnou osou, které používají kuličková ložiska 6204 do rychlosti  $3,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro horní nosnou větev jsou voleny válečky od firmy Transroll – CZ a.s. [6] Typ 20024 ST, který má rozměry 63x250.



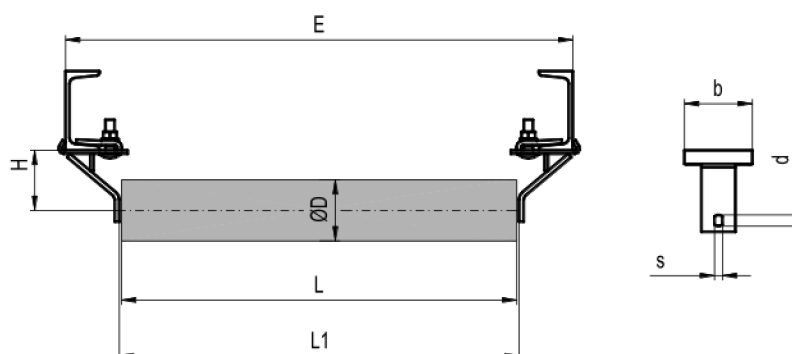
Obr. 10 Hladký váleček [6]

Tab. 3 Rozměry válečků v horní větvi [6]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	B	L	L <sub>1</sub>	Rotujících částí	Celková
400	250	258	276	1,4	2,2

### 3.5.2 VOLBA STOLICE A VÁLEČKŮ V DOLNÍ VĚTVI

Pro dolní prázdnou větev je volena jednoválečková stolice také od firmy Transroll – CZ a.s. typ 313 ST.



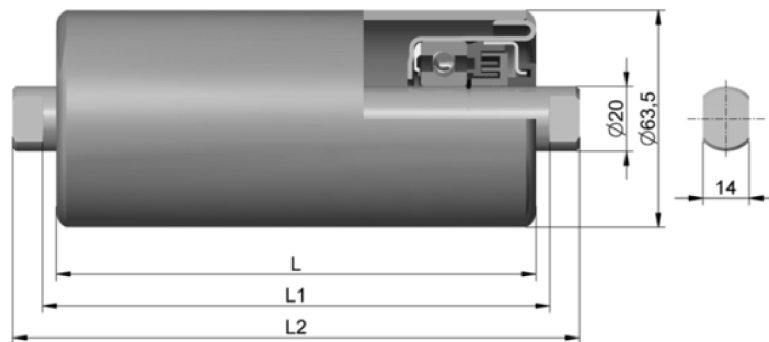
Obr. 11 Jednoválečková stolice [6]



Tab. 4 Rozměry stolice v dolní větvi [6]

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]
B	E	D	L	L1	H	b	d	s	1,4
400	700	63	500	510	84	100	20	14	

Pro dolní prázdnou větev jsou voleny válečky od firmy Transroll – CZ a.s [6] Typ 20024 ST, který má rozměry 63x500.

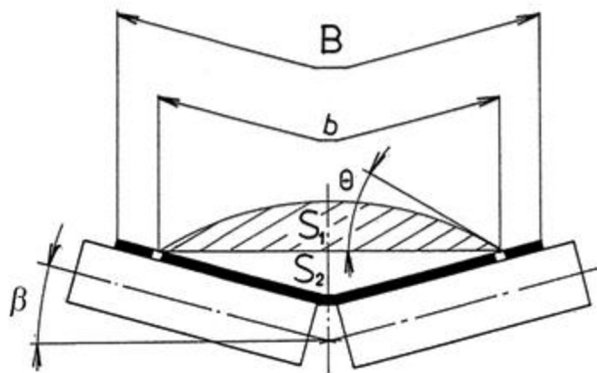


Obr. 12 Hladký váleček [6]

Tab. 5 Rozměry válečků v dolní větvi [6]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	B	L	L <sub>1</sub>	Rotujících částí	Celková
400	500	508	546	2,5	4,0

### 3.6 PLOCHA PRŮŘEZŮ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU



Obr. 13 Průřez náplně [4]



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

$$S = 0,0038 + 0,0077$$

$$S = 0,0115 \text{ m}^2$$

Kde:

$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha vrchlíku $S_1$
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha korýtky $S_2$

### 3.6.1 PLOCHA VRCHLÍKU $S_1$

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

$$S_1 = (0,31 \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{tg15}{6}$$

$$S_1 = 0,0038 \text{ m}^2$$

Kde:

$b$	[m]	Využitelná šířka pásu
$\beta$	[°]	Úhel sklonu bočních válečků ... voleno dle kapitoly 3.5.1 Tab. 2 $\beta = 20^\circ$
$\theta$	[°]	Dynamický sypný úhel dopravované hmoty

### VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

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

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

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

Kde:

$B$	[m]	Šířka dopravníkového pásu ... voleno dle kapitoly 3.4
-----	-----	---

### DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

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

$$\theta = 0,75 \cdot 20$$

$$\theta = 15^\circ$$

Kde:

$\alpha$	[°]	Sypný úhel materiálu ... voleno dle literatury [2] pro obilní zrno $\alpha = 20^\circ$
----------	-----	---

**3.6.2 PLOCHA KORÝTKA  $S_2$** 

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

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0,4}{2} \cdot \sin 20\right)$$

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

Kde:

b	[m]	Využitelná šířka pásu
$\beta$	[°]	Úhel sklonu bočních válečků

**3.7 SKUTEČNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ**

$$Q_{skut} = 3600 \cdot S \cdot v \cdot \rho \cdot k \quad (8)$$

$$Q_{skut} = 3600 \cdot 0,019 \cdot 2,5 \cdot 800 \cdot 0,858$$

$$Q_{skut} = 74761,2 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezů dopravovaného materiálu
v	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Sypná hmotnost
k	[-]	Součinitel sklonu

**3.7.1 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU**

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (9)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 10,62 - \cos^2 15}{1 - \cos^2 15}}$$

$$k_1 = 0,702$$

Kde:

$\delta$	[°]	Sklon dopravníku
$\theta$	[°]	Dynamický sypný úhel

**3.7.2 SOUČINITEL SKLONU**

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (10)$$

$$k = 1 - \frac{0,0038}{0,0114} \cdot (1 - 0,702)$$

$$k = 0,902$$

Kde:

S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezů dopravovaného materiálu
S <sub>1</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Plocha vrchlíku S <sub>1</sub>
k <sub>1</sub>	[-]	Součinitel korekce vrchlíku

**3.8 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU**

Musí být splněna podmínka:

$$Q_{skut} \geq Q \quad (11)$$

$$74761,2 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 53\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Množství dopravovaného materiálu vyhovuje.

**3.9 OBJEMOVÁ VÝKONNOST**

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (12)$$

$$I_v = 0,0115 \cdot 2,5 \cdot 0,902$$

$$I_v = 0,0260 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezů dopravovaného materiálu
v	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu
k	[-]	Součinitel sklonu

**3.10 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU**

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

$$F_U = 68,64 + 96,06 + 7,64 + 247,55 + 285,21$$

$$F_U = 705,6 \text{ N}$$

Kde:

F <sub>H</sub>	[N]	Hlavní odpory
F <sub>N</sub>	[N]	Vedlejší odpory



$F_{S1}$	[N]	Přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	Přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky

### 3.10.1 HLAVNÍ ODPORY

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

$$F_H = 0,02 \cdot 19 \cdot 9,81 \cdot [3,54 + 0,79 + (2 \cdot 3,08 + 8,3) \cdot \cos 10,62]$$

$$F_H = 69,13 \text{ N}$$

Kde:

$f$	[-]	Globální součinitel tření ... dle literatury[4] $f = 0,02$
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení ... $g = 9,81$
$q_{RO}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v horní větvi
$q_{RU}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v dolní větvi
$q_B$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$q_G$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky
$\delta$	[°]	Sklon dopravníku

### POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L}{a_o} - 1 \quad (15)$$

$$P_1 = \frac{19}{0,76} - 1$$

$$P_1 = 24$$

Kde:

$a_o$	[m]	Rozteč os válečků v horní větvi ... dle literatury [2] $a_o = 0,75$ až $1,8 \text{ m}$ voleno $a_o = 0,76 \text{ m}$
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny

### HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} \quad (16)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 21}{19}$$

$$q_{RO} = 3,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



Kde:

$q_1$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků horní větvi...voleno dle kapitoly 3.5.1 Tab. 3
$P_1$	[-]	Počet válečkových stolic v horní větvi
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny

**POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI**

$$P_2 = \frac{L}{a_u} - 1 \quad (17)$$

$$P_2 = \frac{19}{3} - 1$$

$$P_2 = 5,5 \quad \text{voleno } 6$$

Kde:

$a_u$	[m]	Rozteč os válečků v dolní větvi dle literatury [2] $a_u = 3$ až $5$ m, voleno $a_u = 3$ m
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny

**HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI**

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (18)$$

$$q_{RU} = \frac{2,5 \cdot 6}{19}$$

$$q_{RU} = 0,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$q_2$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků dolní větvi...voleno dle kapitoly 3.5.2 Tab. 5
$P_2$	[-]	Počet válečkových stolic v dolní větvi
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny

**HMOTNOST 1 METRU DÉLKY DOPRAVNÍHO PÁSU**

$$q_B = B \cdot m_p \quad (19)$$

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

$$q_B = 3,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$B$	[m]	Šířka dopravníkového pásu
$m_p$	[kg]	Hmotnost pásu ... voleno dle kapitoly 3.4 Tab. 1

**HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY**

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (20)$$

$$q_G = \frac{0,026 \cdot 800}{2,5}$$

$$q_G = 8,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$I_V$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	Objemová výkonnost
$\rho$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Sypná hmotnost
$v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost pásu

**3.10.2 VEDLEJŠÍ ODPORY**

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_L + F_t \quad (21)$$

$$F_N = 51,92 + 12,71 + 27,38 + 4,06$$

$$F_N = 96,06 \text{ N}$$

Kde:

$F_{bA}$	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
$F_f$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
$F_L$	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
$F_t$	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu

**ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ**

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (22)$$

$$F_{bA} = 0,026 \cdot 800 \cdot (2,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 51,92 \text{ N}$$

Kde:

$I_v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Objemová výkonnost
$\rho$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Sypná hmotnost
$v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost pásu
$v_0$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



**URYCHLOVACÍ DÉLKA**

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (23)$$

$$l_b = \frac{2,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,531 \text{ m}$$

Kde:

$v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost pásu
$v_0$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
$g$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$\mu_1$	$[-]$	Součinitel tření mezi materiálem a pásem ... voleno dle literatury [4] $\mu_1 = 0,5$ až $0,7$ , voleno $\mu_1 = 0,6$

**SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ**

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (24)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,29 \text{ m}$$

Kde:

$b$	$[\text{m}]$	Využitelná šířka pásu
$\beta$	$[\text{°}]$	Úhel sklonu bočních válečků

**ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVANÍ**

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (25)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,026^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 0,531}{\left(\frac{2,5+0}{2}\right)^2 \cdot 0,29^2}$$

$$F_f = 12,71 \text{ N}$$

Kde:

$\mu_2$	$[-]$	Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením ... voleno dle literatury [4] $\mu_2 = 0,5$ až $0,7$ , voleno $\mu_2 = 0,6$
$I_v$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	Objemová výkonnost
$\rho$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Sypná hmotnost
$g$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$l_b$	$[\text{m}]$	Urychlovací délka



$b_1$	[m]	Světlá šířka bočního vedení
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu
$v_0$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m·s}^{-1}$

**ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH**

$$F_L = 9 \cdot B \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{d_1} \quad (26)$$

$$F_L = 9 \cdot 0,400 \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,400} \right) \cdot \frac{0,0062}{0,216}$$

$$F_L = 27,38 \text{ N}$$

Kde:

B	[m]	Šířka dopravníkového pásu
F	[N]	Průměrný tah v pásu na buben $F = 5000 \text{ N}$ (dle norem)
d	[m]	Tloušťka pásu ... voleno dle kapitoly 3.4 Tab. 1
$d_1$	[m]	Průměr hnaného bubnu ... voleno dle kapitoly

**ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU**

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_4}{d_1} \cdot F \quad (27)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,03}{0,216} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,47 \text{ N}$$

Kde:

$d_4$	[m]	Průměr hřídelového konce hnaného bubnu
$d_1$	[m]	Průměr hnaného bubnu ... viz. kapitola 4
F	[N]	Průměrný tah v pásu na buben, voleno $F = 5000 \text{ N}$

**3.10.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY**

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (28)$$

$$F_{S1} = 7,64 \text{ N}$$

Kde:

$F_\varepsilon$	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
-----------------	-----	-----------------------------------

**ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ**

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu \cdot L \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (29)$$

$$F_{\varepsilon} = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 19 \cdot (3,08 + 8,3) \cdot 9,81 \cdot \cos(10,62) \cdot \sin(2)$$

$$F_{\varepsilon} = 7,64 \text{ N}$$

Kde:

$C_{\varepsilon}$	[-]	Součinitel korýtkovosti
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem ... voleno dle literatury [4] $\mu = 0,35$ $\mu$ ž $0,4$ , voleno $\mu = 0,35$
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny
$q_B$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$q_G$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$\delta$	[°]	Sklon dopravníku
$\varepsilon$	[°]	Úhel vychýlení osy válečků ... dle kapitoly 3.5.1 a Obr. 9

**3.10.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY**

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (30)$$

$$F_{S2} = 7,55 + 240 + 0$$

$$F_{S2} = 247,55 \text{ N}$$

Kde:

$F_{gL}$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_r$	[N]	Odpor čističe pásu
$F_a$	[N]	Odpor shrnovače materiálu

**ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM**

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (31)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,026^2 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 1,25}{2,5^2 \cdot 0,29^2}$$

$$F_{gL} = 7,55 \text{ N}$$

Kde:

$\mu_2$	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením [4]
$I_v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Objemová výkonnost
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Sypná hmotnost
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$l$	[m]	Délka bočního vedení násypky ... volena $l = 1,25 \text{ m}$
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu



$b_1$  [m] Světlá šířka bočního vedení

**DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI ČISTIČEM A PÁSEM**

$$A = B \cdot t_{\xi} \quad (32)$$

$$A = 0,400 \cdot 0,02$$

$$A = 0,008 \text{ m}^2$$

Kde:

$B$  [m] Šířka dopravníkového pásu  
 $t_{\xi}$  [m] Tloušťka čističe pásu

**ODPOR ČISTIČE PÁSU**

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (33)$$

$$F_r = 0,008 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,6$$

$$F_r = 240 \text{ N}$$

Kde:

$A$  [m] Dotyková plocha mezi čističem a pásem  
 $p$  [N·m<sup>2</sup>] Tlak mezi čističem pásu a pásem ... voleno dle literatury [4]  
 $p = 3 \cdot 10^4$  až  $10 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ , voleno  $p = 5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^2$   
 $\mu_3$  [-] Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu ... voleno dle literatury [4]  $\mu_3 = 0,5$  až  $0,7$ , voleno  $\mu_3 = 0,6$

**ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU**

- shrnovače není použito

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (34)$$

**3.10.5 ODPOR PRO PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (35)$$

$$F_{St} = 8,3 \cdot 3,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 285,21 \text{ N}$$

Kde:

$q_G$  [kg·m<sup>-1</sup>] Hmotnost nákladu na 1 metr délky  
 $H$  [m] Dopravní výška  
 $g$  [m·s<sup>-2</sup>] Tíhové zrychlení

**3.11 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO BUBNU**

$$P_A = F_U \cdot v \quad (36)$$

$$P_A = 705,6 \cdot 2,5$$

$$P_A = 1764 \text{ W}$$

Kde:

$F_U$	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu 3.10
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pásu

**3.12 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON MOTORU**

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (37)$$

$$P_M = \frac{1764}{0,95}$$

$$P_M = 1856,8 \text{ W}$$

Kde:

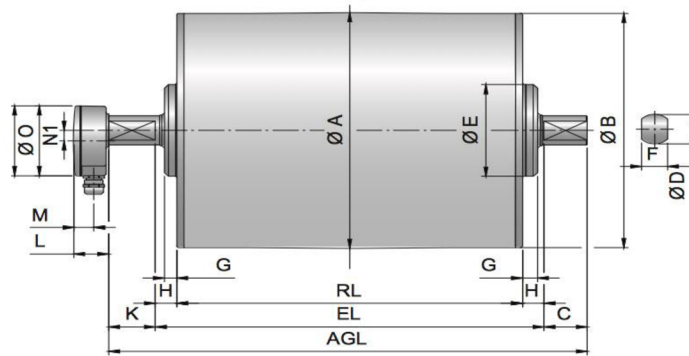
$P_A$	[W]	Potřebný provozní výkon poháněcího bubnu
$\eta$	[-]	Celková účinnost elektropohonu ... voleno dle literatury [4] $\eta = 0,85$ až $0,95$ , voleno $\eta = 0,95$

**3.12.1 VOLBA POHÁNĚCÍ STANICE**

S ohledem na výkon vypočítaný z rovnice 3.12. a kompaktnost je volen elektrobuben Rulmeca typ 220M o výkonu 2,2 kW.

Tab. 6 Vlastnosti elektrobubnu Rulmeca 220M

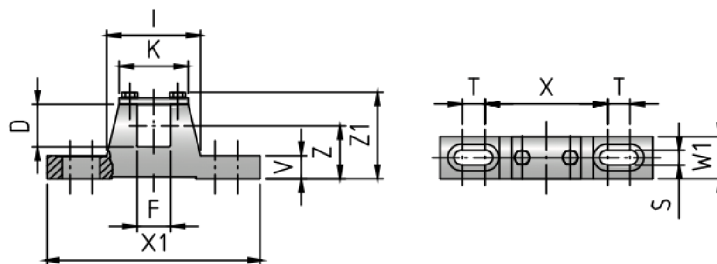
Rulmeca 220M				
Výkon [kW]	Tah pásu [N]	Stupně převodů	Rychlost pásu [m·s <sup>-1</sup> ]	Točivý moment [N·m]
2,2	837	2	2,5	90



Obr. 14 Rozměrový náčrt elektrobubny [8]

Tab. 7 Rozměry elektrobubny Rulmeca 220M

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
A	B	C	D	E	H	K	L	M	N <sub>1</sub>	O	RL	
216	20	43,5	40	100	21,5	41,5	41	24	14	105	500	58



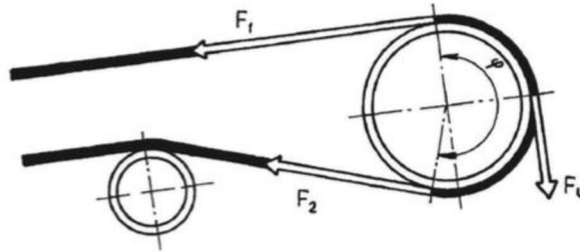
Obr. 15 Rozměrový náčrt držáku pro elektrobuben [8]

Tab. 8 Rozměry držáku pro elektrobuben 220M

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	I	K	S	T	V	W <sub>1</sub>	X	X <sub>1</sub>	Z	Z <sub>1</sub>	
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1



### 3.13 SÍLY V PÁSU



Obr. 16 Schématické znázornění tahové síly v pásu [4]

#### 3.13.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (38)$$

$$F_{Umax} = 1,7 \cdot 705,6$$

$$F_{Umax} = 1199,5 \text{ N}$$

Kde:

$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu ... voleno dle literatury $\xi = 1,3$ až $2$ , voleno $\xi = 1,7$
$F_U$	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

#### 3.13.2 PŘENOS OBOVODVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq \xi \cdot F_U \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (39)$$

$$F_{2min} \geq 1,7 \cdot 705,6 \cdot \frac{1}{e^{0,35\pi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 598 \text{ N}$$

Kde:

$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu
$F_U$	[N]	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem ... voleno dle literatury [4] $\mu = 0,35$ až $0,4$ , voleno $\mu = 0,35$
$\varphi$	[°]	Úhel opásání $\varphi = 160^\circ$ až $240^\circ$ , voleno $\varphi = 180^\circ$

#### 3.13.3 TAH V PÁSU PODLE PRŮVĚSŮ PÁSU

Nejmenší tahové síly v pásu s ohledem na omezení průvěsu mezi dvěma válečkovými stolicemi se určí z těchto vztahů:

**PRO HORNÍ VĚTEV**

$$F_{hmin} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \quad (40)$$

$$F_{hmin} \geq \frac{0,76 \cdot (3,08 + 8,3) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{hmin} \geq 530,6 \text{ N}$$

Kde:

$a_o$	[m]	Rozteč os válečků v horní větvi
$q_B$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$q_G$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	[m]	Největší dovolený průvès pásu ... voleno dle [4] (h/a) <sub>adm</sub> = 0,005 až 0,02, voleno (h/a) <sub>adm</sub> = 0,02

**PRO DOLNÍ VĚTEV**

$$F_{dmin} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} \quad (41)$$

$$F_{dmin} \geq \frac{3 \cdot 3,08 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{dmin} \geq 566,5 \text{ N}$$

Kde:

$a_u$	[m]	Rozteč os válečků v dolní větvi
$q_B$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	[m]	Největší dovolený průvès pásu

**3.13.4 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA**

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad (42)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 705,6 \cdot 1,7 \left( \frac{1}{e^{0,35\pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 1798,4 \text{ N}$$

Kde:

$F_U$	[N]	Obvodová síla potřebná na pohaněcím bubnu
$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi pohaněcím bubnem a pásem
$\varphi$	[°]	Úhel opásání



**3.13.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU**

Podmínka:

$$F_{Dp} \geq F_{max} \quad (43)$$

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max}$$

$$300 \cdot 400 \geq 1798,4$$

$$120000 \text{ N} \geq 1798,4 \text{ N} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$R_{mp}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Pevnost pásu v tahu ... dle kapitoly 3.4 <i>Tab. 1</i> $R_{mp} = 300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
$B$	[m]	Šířka dopravníkového pásu
$F_{max}$	[N]	Největší tahová síla

**3.13.6 TAHOVÁ SÍLA V NOSNÉ VĚTVI**

$$F_1 \approx F_{max} \quad (44)$$

$$F_1 \approx 1798,4 \text{ N}$$

Kde:

$F_{max}$	[N]	Největší tahová síla
-----------	-----	----------------------

**3.13.7 TAHOVÁ SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI**

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \quad (45)$$

$$F_2 = \frac{1798,4}{e^{0,35\pi}}$$

$$F_2 = 598,9 \text{ N}$$

Kde:

$F_1$	[N]	Tahová síla v nosné větvi
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\varphi$	[°]	Úhel opásání

**3.13.8 VELIKOST NAPÍNACÍ SÍLY**

$$F_{nap} = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) \quad (46)$$

$$F_{nap} = 2 \cdot (598,9 - 3,08 \cdot 3,5 \cdot 9,81)$$

$$F_{nap} = 986,3 \text{ N}$$

Kde:

$F_2$	[N]	Tahová síla ve vratné větvi
-------	-----	-----------------------------



$q_B$	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	Hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$H$	$[\text{m}]$	Dopravní výška
$g$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení

### 3.13.9 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (47)$$

$$F_C = 1798,4 + 598,9$$

$$F_C = 2397,3 \text{ N}$$

Kde:

$F_1$	$[\text{N}]$	Tahová síla v nosné větvi
$F_2$	$[\text{N}]$	Tahová síla ve vratné větvi

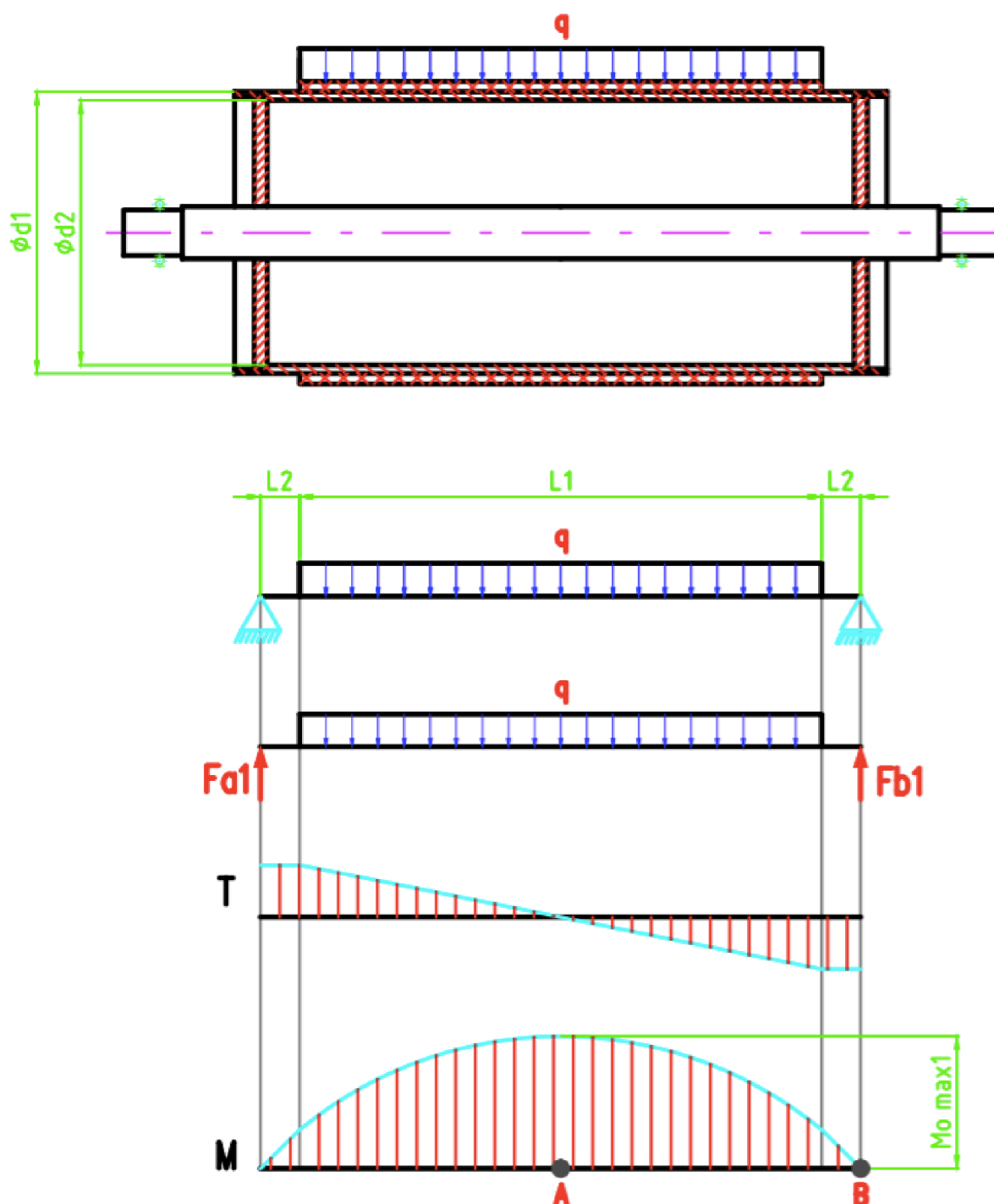


## 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Tento pevnostní výpočet se týká hnaného bubnu a osy hnaného bubnu, ze kterého určíme bezpečnost pro dané konstrukční řešení.

### 4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HANÉHO BUBNU

#### 4.1.1 PRŮBĚH VVÚ NA BUBNU



Obr. 17 Znáznornění VVÚ na hnaném bubnu



#### 4.1.2 VOLBA MATERIÁLU PLÁŠTĚ HANÉHO BUBNU

Materiál pro buben je dle je 11 353 ČSN 42 5715. Buben je zatěžován střídavým ohybem => dovolené napětí  $\sigma_{o\text{dov}1} = 70 - 105$  MPa dle [10]. Voleno  $\sigma_{o\text{dov}1} = 70$  MPa.

#### 4.1.3 URČENÍ SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ NA BUBNU

$$q = \frac{F_c}{L_1} \quad (48)$$

$$q = \frac{2397,3}{0,4}$$

$$q = 5993 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$F_c$	[N]	Výsledná síla působící na buben
$L_1$	[m]	Délka liniového zatížení

#### 4.1.4 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA BUBNU

$$\sum T = 0$$

$$F_{b1} = q \cdot L_1 - F_{a1} \quad (49)$$

$$F_{b1} = 5993 \cdot 0,4 - 1198,6$$

$$F_{b1} = 1198,6 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu B.

$$\sum M_{oB} = 0$$

$$F_{a1} \cdot (L_2 + L_1 + L_2) - q \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right) = 0 \quad (50)$$

$$F_{a1} = \frac{q \cdot L_1 \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_2\right)}{(L_2 + L_1 + L_2)}$$

$$F_{a1} = \frac{5993 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,03\right)}{(0,03 + 0,4 + 0,03)}$$

$$F_{a1} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$q$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Spojité liniové zatížení
$L_1$	[m]	Délka liniového zatížení
$L_2$	[m]	Vzdálenost od pásu ke středu podpěry víka bubnu

**4.1.5 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA BUBNU (BOD A)**

$$M_{o \max 1} = F_{a1} \cdot \left( L_2 + \frac{L_1}{2} \right) - q \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \frac{L_1}{4} \quad (51)$$

$$M_{o \max 1} = 1198,6 \cdot \left( 0,03 + \frac{0,4}{2} \right) - 5993 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \frac{0,4}{4}$$

$$M_{o \max 1} = 155,8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$F_{a1}$	[N]	Reakční síla působící na plášť hnaného bubnu
$L_2$	[m]	Vzdálenost od pásu ke středu podpěry víka bubnu
$L_1$	[m]	Délka liniového zatížení

**4.1.6 MODUL PŘUŽEZU V OHYBU (BOD A)**

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (d_1^4 + d_2^4)}{32 \cdot d_1} \quad (52)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (0,216^4 + 0,203^4)}{32 \cdot 0,216}$$

$$W_{o1} = 0,0002175 \text{ m}^3$$

Kde:

$d_1$	[m]	Průměr hnaného bubnu
$d_2$	[m]	Vnitřní průměr bubnu

**4.1.7 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA BUBNU (BOD A)**

$$\sigma_{o \max 1} = \frac{M_{o \max 1}}{W_{o1}} \quad (53)$$

$$\sigma_{o \max 1} = \frac{155,8}{0,0002175}$$

$$\sigma_{o \max 1} = 0,716 \text{ Mpa}$$

Kde:

$M_{o \max 1}$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě A
$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu v bodě A

**4.1.8 BEZPEČNOST K MSP (BOD A)**

$$k_{o1} = \frac{\sigma_{o \text{ dov } 1}}{\sigma_{o \max 1}} \quad (54)$$

$$k_{o1} = \frac{70}{0,716}$$

$$k_{o1} = 97,7$$

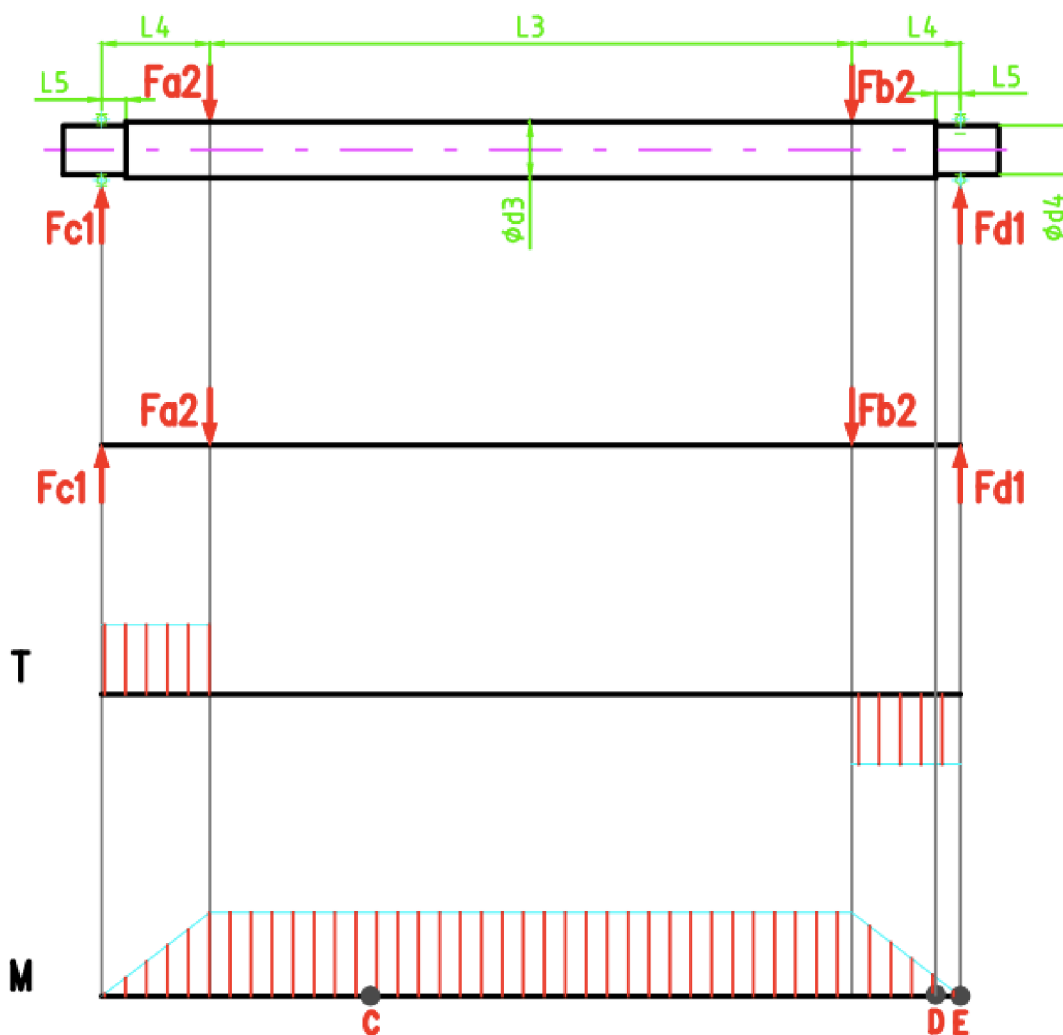


Kde:

$\sigma_{o\ do v 1}$  [MPa] Dovolené napětí v ohybu  
 $\sigma_{o\ max 1}$  [MPa] Maximální ohybové napětí na bubnu v bodě A

## 4.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

### 4.2.1 PRŮBĚH VVÚ OSY HANÉHO BUBNU



Obr. 18 Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu

### 4.2.2 VOLBA MATERIÁLU OSY HANÉHO BUBNU

Materiál pro osu je volen 11 373. Osa bubnu je namáhána střídavým ohybem => dovolené napětí  $\sigma_{o\ do v 2} = 70 - 105$  MPa dle [10]. Voleno  $\sigma_{o\ do v 2} = 70$  MPa

### 4.2.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$F_{a2} = F_{a1} \quad (55)$$

$$F_{a2} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$F_{a1}$  [N] Reakční síla působící na plášť hnaného bubnu



$$F_{b2} = F_{b1} \quad (56)$$

$$F_{b2} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$F_{b1}$  [N] Reakční síla působící na plášť hnaného bubnu

$$\sum T = 0$$

$$F_{c1} - F_{a2} - F_{b2} + F_{d1} = 0 \quad (57)$$

$$F_{d1} = 1198,6 + 1198,6 - 1198,6$$

$$F_{d1} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$F_{c1}$  [N] Reakční síla v ložisku  
 $F_{a2}$  [N] Síla namáhající osu hnaného bubnu  
 $F_{b2}$  [N] Síla namáhající osu hnaného bubnu  
 $F_{d1}$  [N] Reakční síla v ložisku

Momentová podmínka k bodu E.

$$\sum M_{oE} = 0$$

$$F_{c1} \cdot (L_4 + L_3 + L_4) - F_{a2} \cdot (L_3 + L_4) - F_{b2} \cdot L_4 = 0 \quad (58)$$

$$F_{c1} = \frac{1198,6 \cdot (0,46 + 0,0775) + 1198,6 \cdot 0,0775}{(0,0775 + 0,46 + 0,0775)}$$

$$F_{c1} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$F_{c1}$  [N] Reakční síla v ložisku  
 $L_3$  [m] Vzdálenost mezi reakčními silami  $F_{a2}$  a  $F_{b2}$   
 $L_4$  [m] Vzdálenost síly od podpory ložiska  
 $F_{a2}$  [N] Síla namáhající osu hnaného bubnu

#### 4.2.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA OSE (BOD C)

$$M_{o \max 2} = F_{c1} \cdot \left( L_4 + \frac{L_3}{4} \right) - F_{a2} \cdot \frac{L_3}{4} \quad (59)$$

$$M_{o \max 2} = 1198,6 \cdot \left( 0,0775 + \frac{0,46}{4} \right) - 1198,6 \cdot \frac{0,46}{4}$$

$$M_{o \max 2} = 92,9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



#### 4.2.5 MODUL PŘŮŘEZU V OHYBU (BOD C)

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (60)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32}$$

$$W_{o2} = 0,0000063 \text{ m}^3$$

Kde:

$d_3$  [m] Průměr osy hnaného bubnu v bodě C

#### 4.2.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA OSE (BOD C)

$$\sigma_{o \max 2} = \frac{M_{o \max 2}}{W_{o2}} \quad (61)$$

$$\sigma_{o \max 2} = \frac{92,9}{0,0000063}$$

$$\sigma_{o \max 2} = 14,8 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{o \max 2}$  [N·m<sup>-1</sup>] Maximální ohybový moment v bodě C  
 $W_{o2}$  [m<sup>3</sup>] Modul průřezu v ohybu v bodě C

#### 4.2.7 BEZPEČNOST K MSP (BOD C)

$$k_{o2} = \frac{\sigma_{o \text{ dov } 2}}{\sigma_{o \max 2}} \quad (62)$$

$$k_{o2} = \frac{70}{14,8}$$

$$k_{o2} = 4,73$$

Kde:

$\sigma_{o \text{ dov } 2}$  [MPa] Dovolené napětí v ohybu  
 $\sigma_{o \max 2}$  [MPa] Maximální ohybové napětí na bubnu v bodě C

#### 4.2.8 OHYBOVÝ MOMENT (BOD D)

$$M_{o D} = F_{d1} \cdot L_5 \quad (63)$$

$$M_{o D} = 1198,6 \cdot 0,0175$$

$$M_{o D} = 21 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

$F_{d1}$  [N] Reakční síla v ložisku





$L_5$  [m]   Vzdálenost od reakční síly v ložisku k průměru

#### 4.2.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU (BOD D)

$$W_{oD} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} \quad (64)$$

$$W_{oD} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}$$

$$W_{oD} = 0,0000042 \text{ m}^3$$

Kde:

$d_4$  [m]   průměr osy hnaného bubnu v bodě D

#### 4.2.10 OHYBOVÝ NAPĚTÍ (BOD D)

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{oD}}{W_{oD}} \quad (65)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{21}{0,0000042}$$

$$\sigma_{oD} = 4,98 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{oD}$  [N·m<sup>-1</sup>]   Ohybový moment v bodě D  
 $W_{oD}$  [m<sup>3</sup>]   Modul průřezu v ohybu v bodě D

#### 4.2.11 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ (BOD D)

$$\sigma_{o \max D} = \alpha \cdot \sigma_{oD} \quad (66)$$

$$\sigma_{o \max D} = 2 \cdot 4,98$$

$$\sigma_{o \max D} = 9,96 \text{ MPa}$$

Kde:

$\alpha$  [-]   Tvarový součinitel dle literatury [10]  
 $\sigma_{oD}$  [MPa]   Ohybové napětí v bodě D

#### 4.2.12 BEZPEČNOST V MÍSTĚ NEJVĚTŠÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$k_{oD} = \frac{\sigma_{o \text{ dov}2}}{\sigma_{o \max D}} \quad (67)$$

$$k_{oD} = \frac{70}{9,96}$$

$$k_{oD} = 7$$



Kde:

$\sigma_{o\ do v 2}$  [MPa] dovolené napětí v ohybu  
 $\sigma_{o\ max D}$  [MPa] maximální ohybové napětí na ose v bodě D

### 4.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍCÍHO ZAŘÍZENÍ

#### 4.3.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŠROUB

$$F_{\xi} = \frac{F_C}{2} \quad (68)$$

$$F_{\xi} = \frac{2397,3}{2}$$

$$F_{\xi} = 1198,6 \text{ N}$$

Kde:

$F_C$  [N] Výsledná síla působící na buben

### 4.4 KONTROLA MATICE NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

#### 4.4.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ŠROUBU A MATICE

Pro napínání hnaného bubnu je volena závitová tyč M16x1,5 DIN 976 z pevnostní oceli třídy 8.8 a matice M16x1,5 ČSN EN ISO4032 z pevnostní oceli třídy 5.6. Dovolенý tlak v závitech pro danou ocel  $p_D = 70$  MPa dle literatury [10].

#### 4.4.2 TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{\xi}}{\frac{m}{p} \cdot \pi \cdot (d_{\xi}^2 - D_1^2)} \quad (69)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 1198,6}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)}$$

$$p_z = 2,83 \text{ MPa}$$

Kde:

$F_{\xi}$  [N] Síla působící na šroub  
 $m$  [mm] Výška matice  
 $p$  [mm] Rozteč závitů  
 $d_{\xi}$  [mm] Průměr závitů  
 $D_1$  [mm] Malý průměr závitu matice

#### 4.4.3 KONTROLA MATICE

$$p_D \geq p_z \quad (70)$$

$$70 \text{ MPa} \geq 2,83 \text{ MPa}$$



## 4.5 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA VZPĚR

### 4.5.1 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^4}{64} \quad (71)$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot 14,16^3}{64}$$

$$J_{min} = 1973,4 \text{ mm}^4$$

Kde:

$d_{\xi 3}$  [mm] Malý průměr šroubu

### 4.5.2 PLOCHA PRŮŘEZU NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^2}{4} \quad (72)$$

$$S_{zt} = \frac{\pi \cdot 14,16^2}{4}$$

$$S_{zt} = 157,47 \text{ mm}^2$$

Kde:

$d_{\xi 3}$  [mm] Malý průměr šroubu

### 4.5.3 POLOMĚR SETRVAČNOSTI

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_{zt}}} \quad (73)$$

$$i = \sqrt{\frac{1973,4}{157,47}}$$

$$i = 3,54 \text{ mm}$$

Kde:

$S_{zt}$  [mm<sup>2</sup>] Plocha průřezu napínacího šroubu  
 $J_{min}$  [mm<sup>4</sup>] Kvadratický moment průřezu napínacího šroubu

### 4.5.4 REDUKOVANÁ DÉLKA ŠROUBU

$$l_o = \frac{l_{\xi}}{\sqrt{2}} \quad (74)$$



$$l_o = \frac{930}{\sqrt{2}}$$

$$l_o = 657,6$$

Kde:

$l_s$  [mm] Délka napínacího šroubu

#### 4.5.5 ŠTÍHLOSTNÍ POMĚR NAPÍNACÍHO ŠROUBU

$$\lambda = \frac{l_o}{i} \tag{75}$$

$$\lambda = \frac{657,6}{3,54}$$

$$\lambda = 185,8$$

Kde:

$l_o$  [mm] Redukovaná délka napínacího šroubu  
 $i$  [mm] Poloměr setrvačnosti

#### 4.5.6 EULEROVA KRITICKÁ SÍLA

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_o^2} \tag{76}$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 2,07 \cdot 10^5 \cdot 1973,4}{657,6^2}$$

$$F_{krit} = 9323 \text{ N}$$

Kde:

$E$  [MPa] Modul pružnosti v tahu  
 $J_{min}$  [mm<sup>4</sup>] Kvadratický moment průřezu napínacího šroubu  
 $l_o$  [mm] Redukovaná délka napínacího šroubu

#### 4.5.7 BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

$$k_s = \frac{F_{krit}}{F_s} \tag{77}$$

$$k_s = \frac{9323}{1198}$$

$$k_s = 7,7$$

Kde:

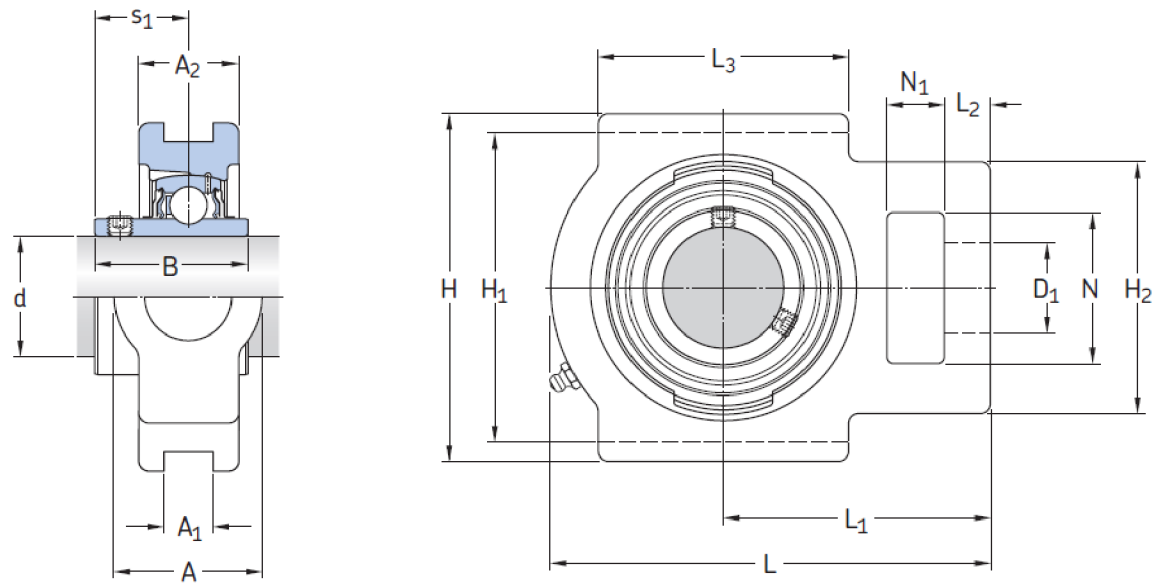
$F_{krit}$  [N] Eulerova kritická síla



$F_s$  [N] Síla působící na šroub

#### 4.6 KONTROLA LOŽISKOVÉ DOMKU

Pro napínací zařízení bylo zvoleno napínací ložiskový domek TU 35 TF s naklápěcím ložiskem YAR 207 2F.



##### Dimensions

d	A	$A_1$	$A_2$	B	$D_1$	H	$H_1$	$H_2$	L	$L_1$	$L_2$	$L_3$	N	$N_1$	$s_1$
---	---	-------	-------	---	-------	---	-------	-------	---	-------	-------	-------	---	-------	-------

mm

35	37	13,5	30	42,9	22	103	89	64	129	78	12	64	38	17	25,4
----	----	------	----	------	----	-----	----	----	-----	----	----	----	----	----	------

Obr. 19 Rozměry ložiskového domku [11]



## Input parameters

<b>F<sub>r</sub></b> Radial load	1.1986 kN
<b>F<sub>a</sub></b> Axial load	0 kN
<b>n<sub>i</sub></b> Rotational speed of the inner ring	238.2 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	20 °C
<b>η<sub>c</sub> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	Slight-typical contamination (open bearing/light dirt ingress)
<b>Grease used in the bearing</b>	VT307
<b>Viscosity at 40 °C</b>	190.0 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100 °C</b>	15.0 mm <sup>2</sup> /s

## Result

<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life	>1000000 hour
<b>a<sub>SKF</sub></b> SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	8.64
<b>κ</b> Viscosity ratio	14.3
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	1.2 kN
<b>η<sub>c</sub></b> Factor for contamination level	0.2
<b>v<sub>1</sub></b> Required kinematic viscosity for κ=1	56.2 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life	671400 hour
<b>C/P</b> Load ratio	21.2

Obr. 20 SKF Bearing calculator [12]

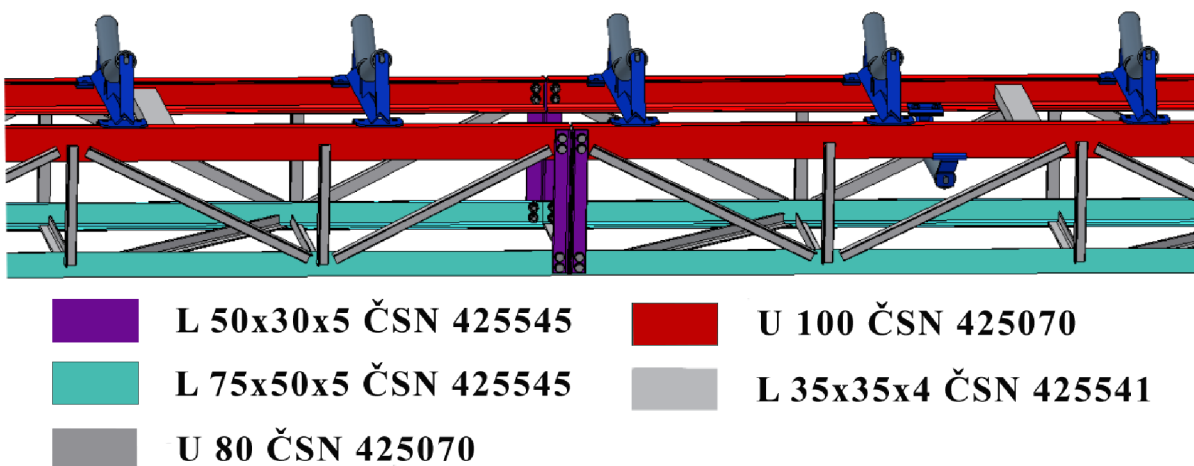
Výpočet byl proveden dle SKF Bearing calculator. V online programu byla vyčíslena trvanlivost ložiska o hodnotě přesahující 670 000 hodin.



## 5 KONSTRUKČNÍ PRVKY A DALŠÍ KOMPONENTY

### 5.1 KONSTRUKCE RÁMU

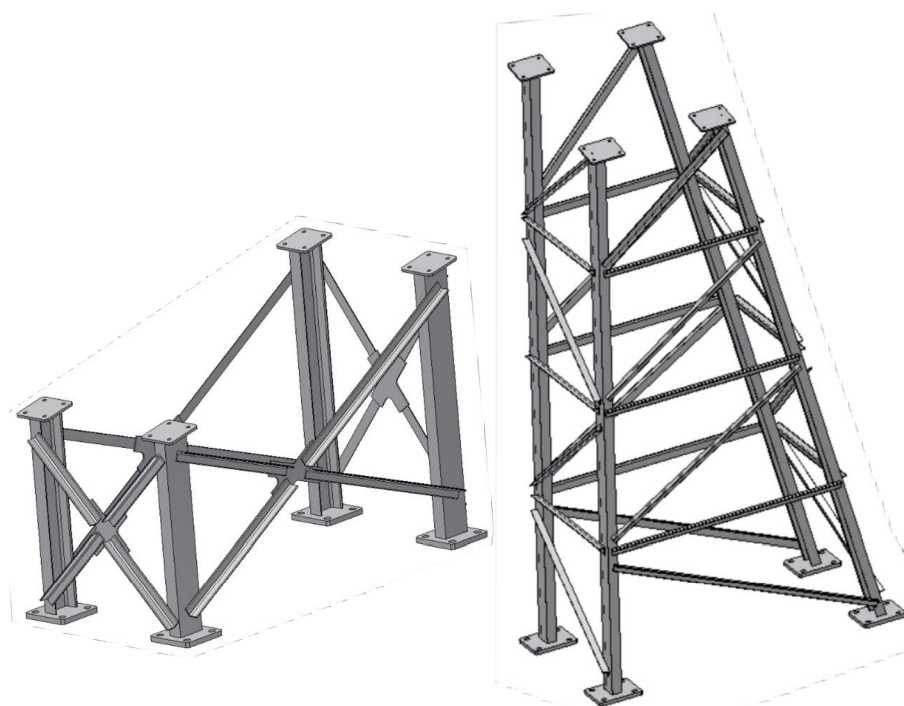
Hlavní nosná část dopravníku je tvořena normalizovanými profily U 100 ČSN 425570 [10] o délkách 3x6,2 m, které jsou válcované za tepla z materiálu 11 373. Segmenty jsou k sobě přišroubovány pomocí vzpěry, která se poté svaří.



Obr. 21 Konstrukce rámu a volba materiálu

### 5.2 KONSTRUKCE STOJIN

Stojiny dopravníku se skládají z normalizovaných U a L profilů. Nohy tvoří profil U 120 ČSN 425570, pro větší stabilitu stojin jsou vyztuženy profily L 40x5 425541.

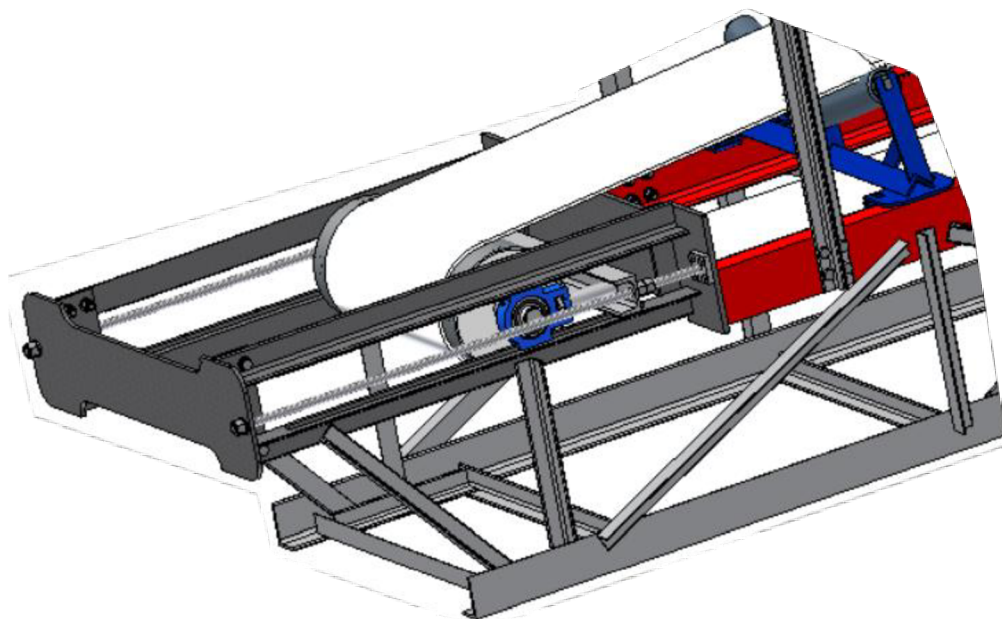


Obr. 22 Stojiny

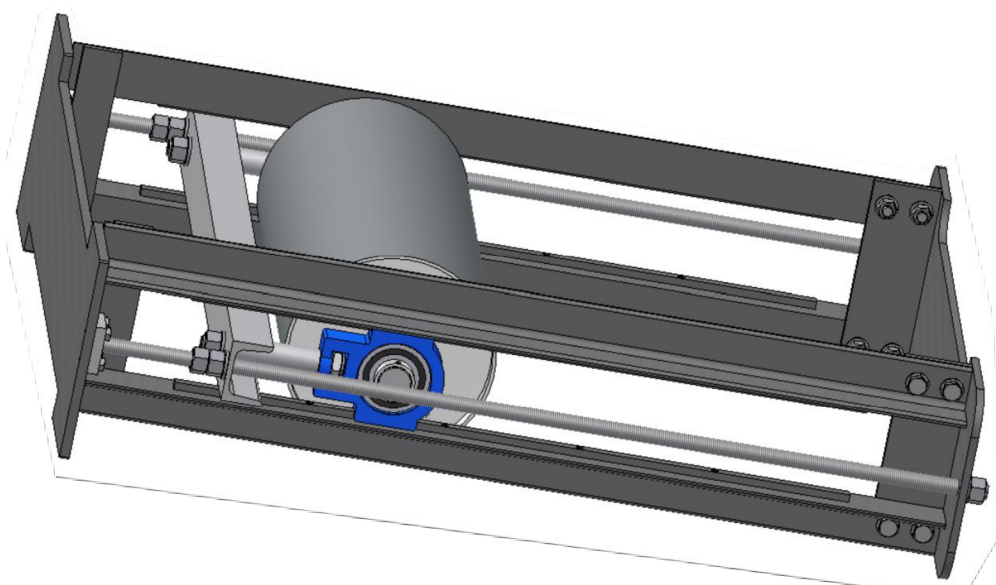


### 5.3 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínání hnaného bubnu je řešeno pomocí napínacích ložiskových domků od firmy SKF, které jsou při napínání vedeny ve vodících lištách. Vodící lišty jsou přišroubovány k nosnému profilu. Napínání pásu je prováděno pomocí utahování matice na závitové tyči, která posouvá hnaný buben ve směru dráhy. Napnutí pásu je určováno odhadem. Napínací mechanismus je navržen, tak aby bylo možné vyměnit jeho hlavní části a umožnit jednoduchou montáž. Při napínání dbáme, aby nedošlo ke zkřížení bubnu.



Obr. 23 Napínací stanice



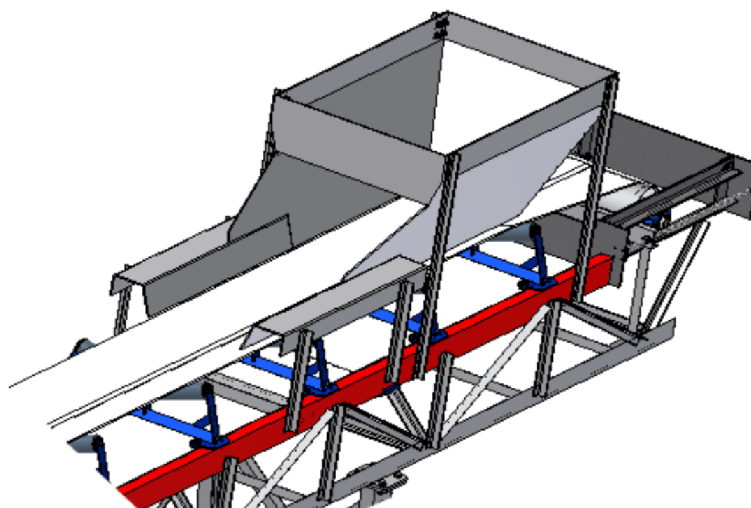
Obr. 24 Detail napínací stanice





## 5.4 NÁSYPKA

Pro tento dopravník, bylo zvoleno konstrukční řešení násypky tohoto typu.



*Obr. 25 Násypka*

## 5.5 STĚRAČ PÁSU

Z důvodu dopravy obilního zrna je volen stěrač pásu od firmy AB Technology typu CJ PU FDA. Tento čelní stěrač vyniká jednoduchou konstrukcí, která zaručuje výbornou kvalitu stírání. Tělo je vyrobeno z otěruvzdorného pružného polyuretanu, který zabezpečuje přítlak vůči pásu. [13]

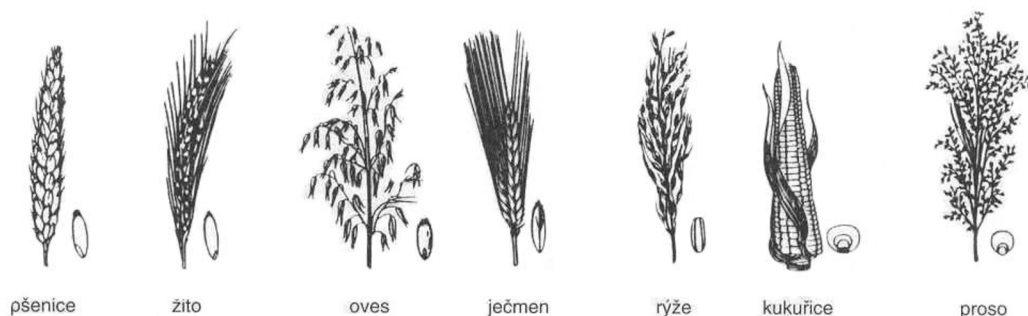


*Obr. 26 Čistič pásu[13]*



## 6 ROZBOR VLASTNOSTÍ DOPRAVOVANÝCH MATERIÁLŮ

Obiloviny jsou jedny ze základních surovin pro výrobu potravin. Jsou to semena jednoletých ušlechtilých travin. Mezi nejběžnější řadíme pšenici, žito, oves, ječmen, rýži, kukuřici, proso a pohanku. Především jsou využívány pro lidskou spotřebu, například z pšenice a žita se vyrábí mouka. Ječmen je základní obilovinou používanou pro výrobu sladu v pivovarnickém průmyslu. Výše uvedené obiloviny se užívají jako krmivo pro hospodářská zvířata. [14]



Obr. 27 Typy obilovin [15]

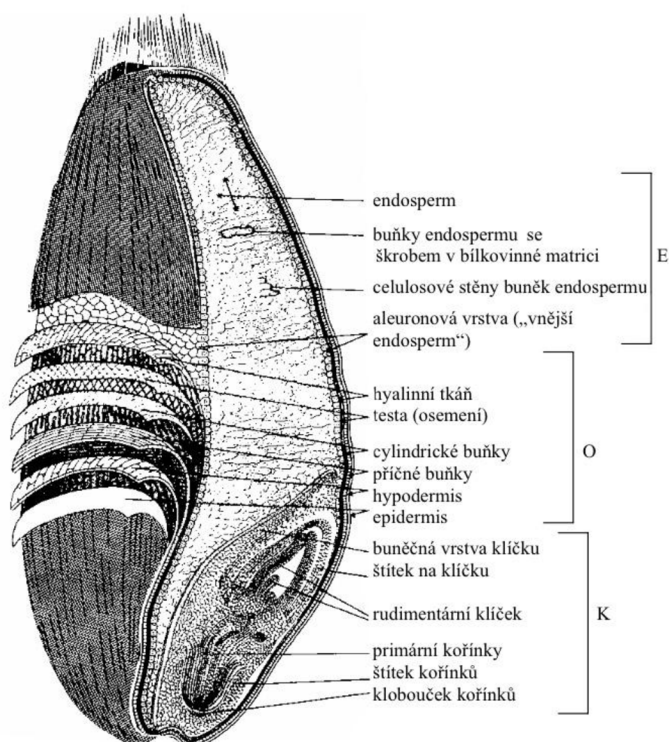
### 6.1 USPOŘADANÍ OBILNÉHO ZRNA

Skladba zrna všech obilovin je zhruba shodná, zrna se liší především tvarem, velikostí a podílem jednotlivých vrstev. Charakteristika obilovin závisí na tvaru zrna, zda zrno má pluchy nebo je nahé. Rozměry zrna se mohou lišit i pro stejný druh obiloviny v závislosti na odrůdě, klimatických podmínkách v dané lokalitě (dešťové srážky, sluneční osvit, nadmořská výška, teplotní profil, kvalita půdy a dodržování technických postupů při hnojení). [16]

O rozdílnostech ve velikostech zrn nás informuje následující tabulka, která je založena na základě praktického sledování údajů o zrnech. Tabulka uvádí rozsah zjištěných hmotností tisíce zrn (HTZ) a průměrnou zjištěnou hmotnost HTZ.

Tab. 9 Rozdíly ve velikostech a hmotnostech tisíce zrn různých obilovin [16]

Obiloviny	Rozsah délky [mm]	Rozsah šířky [mm]	Rozsah HTZ [g]	Průměrná HTZ [g]
Pšenice	5 – 8	2,5 - 4,5	27 - 48	37
Žito	4,5 – 10	1,5 - 3,5	15 - 40	21
Oves	6 – 13	1,0 - 4,5	---	32
Ječmen	8 – 14	1,0 - 4,5	32 - 36	35
Rýže	5 – 10	1,5 – 5,0	---	27
Kukuřice	8 – 17	5,0 - 15,0	150 - 600	324
Proso	3 – 5	2,0 - 5,0	8 - 50	28



Obr. 28 Podélný řez pšeničným zrnem [16]

E) vrstva do mouky O) vrstva přicházející při mletí do otrub K) odstraněno s klíčkem

Nejvrchnější vrstvy mají za úkol chránit zrna před mechanickým poškozením, vniknutím vody a škodlivých látek. Jsou tvořeny především celulosou a bobtnajícími materiály. Vnější barevný vzhled zrna určují podpovrchové vrstvy, které nesou v buňkách barviva. Další vrstvy obsahují polysacharidické látky, které jsou schopny do jisté míry vázat vodu. Také způsobují bobtnání, čímž přispívají k udržení rovnováhy vlhkosti zrna. Tyto vrstvy vytváří houževnatou vrstvu, která při mletí zrna přichází do otrub. [16]

## 6.2 SKLADOVANÍ OBILÍ

Skladování obilí po sklizni slouží k udržení zrna v dobré kondici, tj. k zachování veškerého mlékárenského a pekárenského potenciálu pro dlouhou dobu skladování. Obilí se skladuje a postupně se vydává k mlynářskému zpracování, některé části až do další sklizně. Úlohou obilného zrna je také stát se zárodkem nové rostliny. [16]

Charakteristika skladované obilní hmoty:

Charakteristika provedena dle [17].

- a) Obilí suché, posklizňové nevyrovnané
  - vlhkost 15%, teplota se zvyšuje důsledkem „dýchání obilovin“
  - pravidelná kontrola a ošetřování AV chladnějším vzduchem nebo přehazováním
- b) Obilí suché, teplé
  - vlhkost 15%, teplota 15-25 °C
  - vyžaduje postupné zchlazování AV, chlazení účinnější při větším rozdílu teplot
  - celková doba skladování by měla být omezena na 6 měsíců
- c) Obilí vlhké, ve sklizňové kvalitě



- vlhkost 17%, teplota do 25 °C
- aktivním větráním lze dosáhnout i bez použití horkovzdušného dosoušení
- d) Obilí vlhké
  - vlhkost 17 až 19 %, teplota do 25 °C
  - doba uskladnění max. 7 týdnů
  - možno volby, zda se bude obilí přednostně chladit, či sušit
- e) Obilí o maximálních vlhkostech
  - vlhkost 20 až 25%, teplota do 25 °C
  - doba uskladnění max. 3 týdnů
  - vlhkost snížíme současně probíhajícím chlazením

### 6.3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

Fyzikální vlastnosti dle literatury [14].

- a) Sypkost
  - je vlastnost obilné masy se samovolně pohybovat po nakloněné rovině
  - umožňuje snadné přemísťování a moderní dopravu zrna
  - je charakterizována úhlem sklonu (úhel, který svírá s vodorovnou podložkou) a úhlem tření (nejmenší úhel, při němž se začne zrno samovolně pohybovat po nakloněné rovině)
  - vlhkost snižuje sypkost
- b) Samotřídění
  - schopnost obilné masy ztrácet během dopravy a manipulace homogenitu
  - je způsobena sypkostí a odlišnými vlastnostmi jednotlivých složek obilné masy
- c) Plnost a kyprost
  - dána podílem mezizrnového vzduchu
  - plnost obilné masy je určena poměrem objemu pevných složek k celkovému objemu
  - kyprost je dána rozdílem mezi celkovým objemem a plností, kolísá v rozmezí 35 – 70%
- d) Tepelná vodivost
  - schopnost předávat si vzájemně teplo bez jejich přemísťování
  - probíhá vedením nebo prouděním mezizrnového vzduchu
  - koeficient tepelné vodivosti obilné masy kolísá 0,14 – 0,23 W · m<sup>-1</sup> · K<sup>-1</sup> (považujeme ho za tepelný izolátor)
- e) sorpční schopnost
  - schopnost poutat vodní páry a plyny různých látek



## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro dopravu obilního zrna. Podle zadaných parametrů výkonu, osové vzdálenosti, výškového rozdílu a dopravovaného materiálu byl vypracován funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048. Pomocí výpočtů byly zvoleny základní parametry pásového dopravníku s potřebným výkonem motoru. Analyzovala se pevnostní kontrola osy hnaného bubnu, poté následovala kontrola napínacího zařízení a v závěru se provedl rozbor vlastností dopravovaného materiálu.

Konstrukční řešení pásového dopravníku bylo koncipováno jako svařovaná konstrukce z několika segmentů a kde jsou voleny komponenty od jednotlivých výrobců. Byl zvolen elektrobuben od firmy Rulmeca s výkonem 2,2 kW, válečkové stolice a válečky od firmy Transroll, dopravníkový pás od firmy Tech plasty a čističe pásu od AB Technology.

Práce dále obsahuje výkresovou dokumentaci, která se skládá ze sestavného výkresu, výkres osy hnaného bubnu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Bratislava: Alfa, 1979, 454 p. Česká matice technická (Series), čís. spisu 351.
- [2] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s. ISBN 1524
- [3] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 9788024820804.
- [4] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [5] Dopravní pásy. *Tech plasty*. [online]. [2014] [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.techplasty.cz/dopravni-pasy-esbelt>
- [6] Válečky a girlandové stolice pro pásovou dopravu. *Transroll*. [online]. [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-cesky-finale-6bf75.pdf?redir>
- [7] Motorized pulley motors. Rulmeca. [online]. [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/4%20Tables\\_220M%20&%20220H.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/4%20Tables_220M%20&%20220H.pdf)
- [8] Motorized pulley motors. Rulmeca. [online]. [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: [http://download.rulmeca.it/catalogo/serie\\_eng/3%20Drawings\\_220M%20&%20220H.pdf](http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_220M%20&%20220H.pdf)
- [9] Trubka bezešvá hladká kruhová. *Ferona*. [online]. © 2004-2015 [cit. 2015-03-07]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33448>
- [10] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [11] SKF: *Ložiskové jednotky*. [online]. [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>
- [12] SKF: *SKF Bearing Calculator*. [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectCalculation.action#>
- [13] Abtechnology.cz [online]. [cit. 2015-4-12] Dostupné z: <http://www.abtechnology.cz/index.php/produkty/sterace-dopravnich-pasu/>
- [14] KUČEROVÁ, Jindřiška. *Technologie cereálií*. 1. vyd. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2004, 141 s. ISBN 80-7157-811-8.
- [15] SsssCZ [online]. 2006 [cit. 2015-05-10]. Obiloviny. Dostupné z: <http://www.ssss.cz/files/kpucebncice/p/pv/1/druhyobilovi.htm>



- [16] Příhoda J., Skřivan P., Hrušková M.: *Cereální chemie a technologie I: cereální chemie, mlýnská technologie, technologie výroby těstovin*. 1. vyd. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, Praha 2004. ISBN 80-7080-530-7
- [17] *Úroda*. . [online]. 2001 [cit. 2015-03-27]. Dostupné z: <http://uroda.cz/doporuceni-pro-oseetrovani-a-skladovani-zrna-obilnin/>





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[m]	největší dovolený průvės pásu
A	[m <sup>2</sup> ]	dotyková plocha mezi čističem a pásem
$a_o$	[m]	rozteč os válečků v horní větvi
$a_u$	[m]	rozteč os válečků v dolní větvi
b	[m]	využitelná šířka pásu
B	[m]	šířka dopravníkového pásu
b	[m]	využitelná šířka pásu
$b_1$	[m]	světlá šířka bočního vedení
$C_\varepsilon$	[-]	součinitel korýtkovosti
d	[m]	tloušťka pásu
$d_1$	[m]	průměr hnaného bubnu
$D_1$	[mm]	malý průměr závitů matice
$d_2$	[m]	vnitřní průměr bubnu
$d_3$	[m]	průměr osy hnaného bubnu C
$d_4$	[m]	průměr hřidelového konce hnaného bubnu
$d_4$	[m]	průměr osy hnaného bubnu v bodě D
$d_\xi$	[mm]	průměr závitů
$d_{\xi 3}$	[mm]	malý průměr šroubu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	globální součinitel tření
$F_1$	[N]	tahová síla v nosné větvi
$F_2$	[N]	tahová síla vratné větvi
$F_a$	[N]	odpor shrnovače materiálu
$F_{a1}$	[N]	reakční síla působící na plášť hnaného bubnu
$F_{a2}$	[N]	síla namáhající osu hnaného bubnu
$F_{b1}$	[N]	reakční síla působící na plášť hnaného bubnu
$F_{b2}$	[N]	síla namáhající osu hnaného bubnu
$F_{bA}$	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
$F_C$	[N]	Výsledná síla působící na buben
$F_{c1}$	[N]	reakční síla v ložisku
$F_{d1}$	[N]	reakční síla v ložisku
$F_{DP}$	[N]	Dovolená síla v pásu





$sF_f$	[N]	odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
$F_{gL}$	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_H$	[N]	hlavní odpory
$F_{krit}$	[N]	eulerova kritická síla
$F_L$	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{max}$	[N]	největší tahová síla
$F_N$	[N]	vedlejší odpory
$F_{nap}$	[N]	velikost napínací síly
$F_r$	[N]	odpor čističe pásu
$F_{S1}$	[N]	přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
$F_{\xi}$	[N]	síla na působící šroub
$F_t$	[N]	odpor v ložiskách hnaného bubnu
$F_U$	[N]	obvodová síla
$F_{Umax}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_{\varepsilon}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$H$	[m]	Dopravní výška
$i$	[mm]	poloměr setrvačnosti
$I_v$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemová výkonnost
$J_{min}$	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu napínacího šroubu
$k$	[-]	součinitel sklonu
$k_1$	[-]	součinitel korekce vrchlíku
$k_{o1}$	[-]	bezpečnost k MSP v bodě A
$k_{o2}$	[-]	bezpečnost k MSP v bodě C
$k_{oD}$	[-]	bezpečnost k MSP v bodě D
$k_s$	[N]	bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability
$L$	[m]	Osová vzdálenost mezi bubny
$l$	[m]	délka bočního vedení násypky
$L_1$	[m]	délka liniového zatížení
$L_2$	[m]	vzdálenost od pásu ke středu podpěry víka bubnu
$L_3$	[m]	vzdálenost mezi reakčními silami $F_{a2}$ a $F_{b2}$



$L_4$	[m]	vzdálenost síly od podpory ložiska
$L_5$	[m]	vzdálenost od reakční síly v ložisku k průměru ???
$l_b$	[m]	urychlovací délka
$l_o$	[mm]	redukovaná délka napínacího šroubu
$l_\xi$	[mm]	délka napínacího šroubu
$m$	[mm]	výška matice
$M_{oD}$	$[N \cdot m^{-1}]$	ohybový moment v bodě D
$M_{omax1}$	$[N \cdot m^{-1}]$	maximální ohybový moment na bubnu v bodě A
$M_{omax2}$	$[N \cdot m^{-1}]$	maximální ohybový moment v bodě C
$M_{oB}$	$[N \cdot m^{-1}]$	ohybový moment v bodě B
$M_{oE}$	$[N \cdot m^{-1}]$	ohybový moment v bodě E
$m_p$	[kg]	hmotnost pásu
$p$	$[N \cdot m^2]$	tlak mezi čističem pásu a pásem
$P$	[mm]	rozteč závitů
$P_1$	[-]	počet válečkových stolic v horní větvi
$P_2$	[-]	počet válečkových stolic v dolní větvi
$P_A$	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího bubnu
$P_M$	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího bubnu
$Q$	$[kg \cdot h^{-1}]$	Dopravní výkon
$q$	$[N \cdot m^{-1}]$	spojité zatížení na bubnu
$q_1$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků horní větvi
$q_2$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků dolní větvi
$q_B$	$[kg \cdot m^{-1}]$	hmotnost 1 metru délky dopravního pásu
$q_G$	$[kg \cdot m^{-1}]$	hmotnost nákladu na 1 metr délky
$q_{RO}$	$[kg \cdot m^{-1}]$	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v horní větvi
$q_{RU}$	$[kg \cdot m^{-1}]$	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v dolní větvi
$Q_{skut}$	$[kg \cdot h^{-1}]$	skutečné dopravované množství
$R_{mp}$	$[N \cdot mm^{-1}]$	pevnost pásu v tahu
$S$	$[m^2]$	plocha průřezu dopravovaného materiálu
$S_1$	$[m^2]$	plocha vrchlíku
$S_2$	$[m^2]$	plocha korýtky
$S_T$	$[m^2]$	teoretická plocha průřezu dopravovaného materiálu
$S_{zt}$	$[mm^2]$	plocha průřezu napínacího šroubu



$t_{\xi}$	[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
$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě A
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě C
$W_{oD}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě D
$\alpha$	[°]	sypný úhel materiálu
$\beta$	[°]	úhel sklonu bočních válečků
$\delta$	[°]	úhel sklonu dopravníku
$\varepsilon$	[°]	úhel vychýlení osy válečků
$\eta$	[-]	celková účinnost elektropohonu
$\theta$	[°]	dynamický sypný úhel dopravované hmoty
$\lambda$	[-]	štíhlostní poměr
$\mu_1$	[-]	součinitel tření mezi materiálem a pásem
$\mu_2$	[-]	součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením
$\mu_3$	[-]	součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
$\sigma_{oD}$	[MPa]	ohybové napětí v bodě D
$\sigma_{o\text{dov}1}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{o\text{dov}2}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{o\text{max}1}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na bubnu v bodě A
$\sigma_{o\text{max}2}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na bubnu v bodě C
$\sigma_{o\text{max}D}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na ose v bodě D
$\xi$	[-]	součinitel rozběhu
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	sypná hmotnost
$\varphi$	[°]	úhel opásání



## SEZNAM PŘÍLOH

P1 Konstrukce 3D Modelu

### Seznam výkresové dokumentace

Výkres sestavy PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Výkres svarku HNANÝ BUBEN

Výkres výrobní HNANÝ BUBEN

### Další přílohy

CD s elektronickou verzí bakalářské práce a výkresy ve formátu PDF.

Dne 27.5.2015 zpracoval Michal Kovář.



P1 Konstrukce 3D Modelu

