



# 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

Michal Bartoš

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Jonák

BRNO 2016

## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Michal Bartoš</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Jonák</b>
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 a konstrukční řešení pásového dopravníku s následujícími parametry:

- šířka pásu: 300 mm,
- celková délka: 6500 mm,
- dopravní výkon: 100 kg/hod,
- délka vodorovné části dopravníku: 4200 mm,
- délka a sklon šikmé části dopravníku: 2300 mm a 45°,
- materiál: papírový odpad, pásy 30x250 mm.

#### 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, skripta VUT Brno.

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

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

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIUM. 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 konstrukčním řešením pásového dopravníku pro dopravu papírového odpadu pod zadaným úhlem  $45^\circ$ , požadovaným dopravním výkonem  $100 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , šířkou pásu 300 mm a délkou dopravníku 6500 mm. Práce obsahuje rešerši a funkční výpočet pásového dopravníku dle normy ČSN ISO 5048. Jsou navrženy jednotlivé parametry a konstrukční prvky spolu s pohonem a napínacím zařízením. Dále je vyhotoven pevnostní výpočet pláště a osy hnaného bubnu a zkontrolováno napínací zařízení. Práce dále obsahuje požadovanou výkresovou dokumentaci.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, kluzná deska, dopravní pás, pohon dopravníku, napínací zařízení.

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with construction design of belt conveyor for transporting waste paper by an angle of  $45^\circ$ , the required delivery capacity  $100 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , belt width of 300 mm and 6500 mm length of the conveyor. The thesis includes a search report and function calculation of belt conveyor according to ČSN ISO 5048. There are designed individual parameters and design features, together with the drive and tensioning device. It is also drawn strength calculation of the shell axis and driven drum and controlled tensioning devices. The work also includes drawing documentation.

## KEYWORDS

Belt conveyor, slide plate, conveyor belt, drive of conveyor, tensioning device



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BARTOŠ, M. *Pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 64 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

.....

Michal Bartoš



## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinu Jonákovi za odborné rady, které mi pomohli při zpracování bakalářské práce a také své rodině za podporu při studiu na vysoké škole. Mé poděkování patří i firmě VÚK, s.r.o. za rady spojené s konstrukčním návrhem pásových dopravníků.



## OBSAH

Úvod.....	12
1 Pásové dopravníky .....	13
1.1 Rozdělení pásových dopravníků.....	13
1.2 Schéma pásového dopravníku .....	14
2 Konstrukční prvky pásového dopravníku.....	15
2.1 Dopravní pás.....	15
2.1.1 Rozdělení dopravních pásů podle konstrukce .....	15
2.1.2 Rozdělení dopravních pásů podle pracovních povrchů .....	15
2.1.3 Spojovací metody dopravních pásů .....	16
2.2 Bubny .....	17
2.2.1 Hnací buben.....	17
2.2.2 Hnaný buben.....	17
2.3 Válečky .....	17
2.4 Válečkové stolice.....	17
2.5 Napínací zařízení .....	18
2.6 Nosná konstrukce.....	18
2.7 Zařízení na čištění pásových dopravníků .....	19
3 Rozbor dopravovaného materiálu .....	20
3.1 Definice papíru .....	20
3.2 Princip výroby papíru .....	20
3.3 Rozdělení papíru podle způsobu použití .....	20
3.3.1 Papíry .....	20
3.3.2 Kartóny.....	20
3.3.3 Lepenky.....	21
4 Funkční výpočet pásového dopravníku .....	22
4.1 Zadané parametry .....	23
4.2 Maximální průřez náplně pásu .....	23
4.3 Využitelná ložná šířka pásu.....	24
4.4 Dpravovaná rychlost .....	24
4.5 Volba dopravního pásu .....	24
4.6 Volba kluzné desky.....	25
4.7 Volba podpůrných válečků ve vratné větvi.....	26
4.8 Volba hnacího bubnu .....	27
4.9 Volba hnaného bubnu .....	28
4.10 Nosný rám.....	30



4.11	Objemový dopravní výkon .....	30
4.12	Hlavní odpory .....	31
4.12.1	Hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr dolní větve dopravníku .....	32
4.12.2	Hmotnost 1 metru dopravního pásu .....	32
4.12.3	Hmotnost nákladu na 1 metr délky pásu .....	33
4.13	Vedlejší odpory .....	33
4.13.1	Odpory setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování .....	34
4.13.2	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování .....	34
4.13.3	Odpor ohybu pásu na bubnech .....	34
4.13.4	Odpor v ložiskách hnaného bubnu .....	35
4.14	Přídavné odpory .....	35
4.15	Odpory k překonání dopravní výšky .....	35
4.16	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu .....	36
4.17	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku .....	36
4.18	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru .....	36
4.18.1	Volba poháněcí stanice .....	37
4.19	Síly v pásu .....	37
4.19.1	Maximální obvodová hnací síla .....	38
4.19.2	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu .....	38
4.19.3	Omezení podle průvěsu pásu .....	38
4.19.4	Největší tahová síla .....	39
4.19.5	Pevnostní kontrola pásu .....	39
4.19.6	Tahová síla v horní větvi .....	40
4.19.7	Tahová síla v dolní větvi .....	40
4.19.8	Výsledná síla působící na buben .....	40
5	Pevnostní výpočet .....	41
5.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu .....	41
5.1.1	Průběh VVÚ na bubnu .....	41
5.1.2	Volba materiálu pláště hnaného bubnu .....	42
5.1.3	Určení spojitého zatížení na hnaném bubnu .....	42
5.1.4	Výpočet silových reakcí na hnaném bubnu .....	42
5.1.5	Maximální ohybový moment na bubnu - bod I .....	43
5.1.6	Modul průřezu v ohybu – bod I .....	43
5.1.7	Maximální ohybové napětí na bubnu – bod I .....	44
5.1.8	Kontrola ohybového napětí – bod I .....	44



5.2	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu .....	45
5.2.1	Průběh VVÚ osy hnaného bubnu .....	45
5.2.2	Volba materiálu osy hnaného bubnu .....	45
5.2.3	Výpočet silových reakcí.....	46
5.2.4	Maximální ohybový moment na ose bubnu – bod III.....	47
5.2.5	Modul průřezu v ohybu – bod III .....	48
5.2.6	Maximální ohybové napětí na ose bubnu – bod III.....	48
5.2.7	Kontrola ohybového napětí – bod III.....	48
5.2.8	Ohybový moment – bod IV.....	48
5.2.9	Modul průřezu v ohybu – bod IV .....	49
5.2.10	Ohybové napětí – bod IV .....	49
5.2.11	Maximální ohybové napětí – bod IV .....	49
5.2.12	Kontrola ohybového napětí – bod IV .....	50
5.2.13	Průhyb osy hnaného bubnu .....	50
5.2.14	maximální dovolený průhyb.....	51
5.2.15	Kontrola průhybu osy hnaného bubnu .....	51
5.3	Kontrola závitové tyče na vzpěr .....	52
5.3.1	Síla působící na závitovou tyč .....	52
5.3.2	Kvadratický moment průřezu závitové tyče.....	52
5.3.3	Plocha průřezu závitové tyče.....	52
5.3.4	Poloměr setrvačnosti.....	53
5.3.5	Redukovaná délka závitové tyče .....	53
5.3.6	Štíhlost prutu .....	53
5.3.7	Tlak v závitové tyči.....	54
5.3.8	Kontrola tlaku závitové tyče .....	54
5.4	Kontrola na otláčení v závitech závitové tyče .....	54
5.4.1	Otláčení v závitech závitové tyče .....	54
5.4.2	Kontrola tlaku závitové tyče .....	55
	Závěr .....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	58
	Seznam obrázků .....	62
	Seznam tabulek .....	63
	Seznam příloh .....	64



## ÚVOD

Pásové dopravníky jsou určeny zejména pro vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých hmot (v určitých případech i kusových materiálů nebo osob) na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti. Hlavní výhodou oproti jiným dopravním zařízením používaných v různých průmyslových odvětvích je, že mají plynulou dopravu s vysokým dopravním výkonem. Díky této skutečnosti dokáží pracovat i v rozmanitých provozních podmínkách.

Pásové dopravníky mají jako unášecí prvek nekonečně dlouhý, popřípadě dělený dopravní pás, který obíhá mezi hnacím a hnaným bubnem. Bývají doplněny o další konstrukční prvky potřebné pro provoz dopravníku, jako jsou: válečkové stolice, válečky, kluzné desky, napínací zařízení, stěrače pásu, násypka a výsypka. [1]



*Obr. 1 Příklad pásového dopravníku [13]*



# 1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení, které využívají dopravní pás jako tažný a nosný orgán přepravy materiálu. Patří mezi nejrozšířenější dopravní prostředky pro dopravu jak sypkých partikulárních materiálů, tak i kusového zboží a to ve vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i strmém či svislém směru. [2]

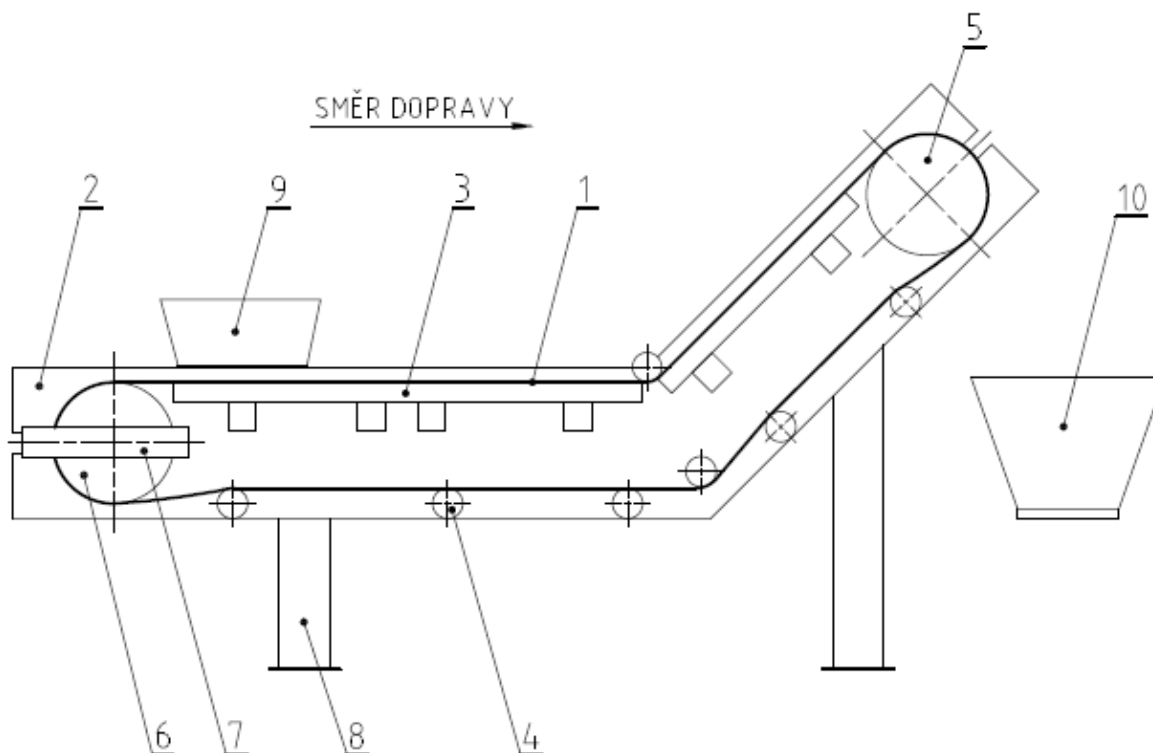
## 1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení pásovéch dopravníků dle literatury [2].

- a) Podle tažného elementu (dopravního 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 dvojí změnou směru – kombinace konkávního a konvexního).
  
- c) 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

1 – dopravní pás

2 - rám dopravníku

3 - kluzná deska

4 - podpůrný váleček ve vratné větvi

5 - hnací buben

6 - hnaný buben

7 - napínací zařízení

8 - stojina dopravníku

9 - násypka

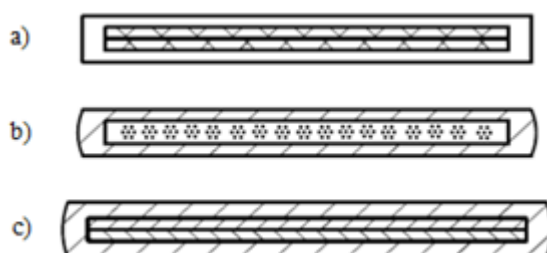
10 - výsypka



## 2 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Nosná kostra dopravního pásu je tvořena textilními vložkami z bavlny, polyamidu, popřípadě kombinací obou. Mají ochranné gumové krycí vrstvy s gumovými ochrannými okraji po obou stranách. Textilní vložky jsou vytvořeny ze vzájemně spojené tenké vrstvy z měkké pryže. Textilní kostra je chráněna před abrazivními účinky materiálu, atmosférickým poškozením a případně jiným mechanickým poškozením pomocí horní krycí vrstvy. Dolní krycí vrstva slouží k ochraně před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů. Boční vrstvy chrání před strážními válečky a zabraňují odírání vodícími lištami. [2]



Obr. 3 Řezy PVC pásu [1]

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

#### 2.1.1 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ PODLE KONSTRUKCE

Rozdělení dle literatury [2]:

- kryté, jejichž textilní kostra je krytá ochrannými vrstvami gumy ze všech stran,
- řezané, vybavené pouze horní a dolní vrstvou gumy,
- nekryté, bez ochranných vrstev měkké gumy.

#### 2.1.2 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ PODLE PRACOVNÍCH POVRCHŮ

Rozdělení dle literatury [10]:

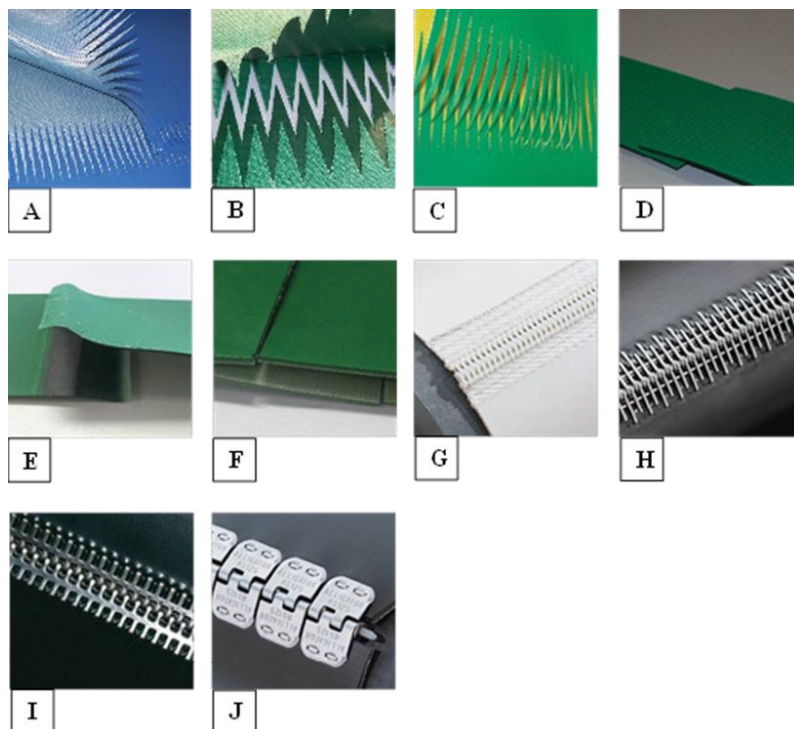
- PVC – polyvinylchlorid,
- PU – polyuretan,
- G – guma,
- SI – silikon,
- PA – polyamid,
- SILON – syntetická vyztužená plst'.



### 2.1.3 SPOJOVACÍ METODY DOPRAVNÍCH PÁSŮ

Spojovací metody dle literatury [10].

- a) Spoje na prsty:  
jedná se o nejobvyklejší způsob spojování dopravních pásů. V místě spoje je rovnoměrná tloušťka, vysoká pevnost spoje, nenarušená pružnost pásu (obr. 2, A až C).
- b) Spoje přeložením:  
lze použít u pásů z termoplastických polyuretanových materiálů, které jsou bez vložené tkaniny (obr. 2, D).
- c) Klínové broušené spoje:  
spoj broušený do klínu. Spojení se provádí pomocí lepidel. Používá se pro specifické použití dopravních pásů (obr. 2, E).
- d) Schůdkové spoje:  
využívají šikmý spoj pro zvláštní způsoby použití. Je to vícevrstvé spojení vytvořené rozdělením jednotlivých vrstev pásu. Spojení se provádí pomocí zatavení nebo lepení (obr. 2, F).
- e) Mechanické způsoby spojů:  
tento způsob spoje je určen především pro jednoduchou a rychlou výměnu pásu. Používají se plastické spirálové sponky pro zařízení s detektory kovů, mikrovlnné zařízení apod. (obr. 2, G) nebo kovové sponky galvanické, ocelové a nerezové (obr. 2, H až J).



Obr. 4 Spojovací metody dopravních pásů [10]



## 2.2 BUBNY

Bubny pásových dopravníků jsou vyráběny jako odlitky nebo svařované konstrukce. Povrch pláště bývá ve většině případů rovný s kónickými konci. Hnací bubny musí přenést vysoké obvodové síly na pás a jsou obvykle umístovány na konci dopravníku, kde dochází k přepadávání materiálu. Povrch hnacích bubnů bývá často pogumován nebo opatřen vzorkem, pro přenos vyšších výkonů a zvětšení součinitele smykového tření. Hnané bubny jsou umístěny v oblasti násypu materiálu na dopravní pás. [2]

### 2.2.1 HNACÍ BUBEN

Poháněcí síla u hnacího bubnu se přenáší na dopravní pás. Maximální tah v pásu určuje poloha hnacího bubnu, což ovlivňuje jeho cenu. Průběh síly v pásu je nejpříznivější, když je pohon dopravníku umístěn tak, aby nosná větev byla bezprostředně tažena. Pro pohon hnacího bubnu se nejčastěji používá převodovka s elektromotorem nebo elektrobuben, který se vyrábí jako sdružený, což znamená, že motor a všechny ostatní části převodu má umístěny uvnitř bubnu. [3]

### 2.2.2 HNANÝ BUBEN

Hnaný nebo taky vratný buben je obvykle součástí napínacího zařízení, jehož funkcí je měnit směr pohybu dopravního pásu. Hnané bubny jsou většinou stejného průměru jako hnací bubny. Jsou oboustranně uloženy v ložiskových domcích, které mohou být jak pevné tak pohyblivé. Pohyblivé jsou výhodné k tomu, aby mohli touto stanicí napínat pás dopravníku. Většinou jsou tyto bubny nepoháněcí, tedy nepřenášejí krouticí moment ani obvodovou sílu na dopravní pás. [1]

## 2.3 VÁLEČKY

Válečky slouží k vedení a podpírání horní i dolní větve dopravního pásu. Jsou uloženy v nosných válečkových stolicích a je od nich vyžadována vysoká spolehlivost, životnost a minimální odpory proti pohybu, které zahrnují odpory tření válečků, odpory boření dopravního pásu do válečků a odpory přetváření. Válečky rozdělujeme dle konstrukce na dva typy [1]:

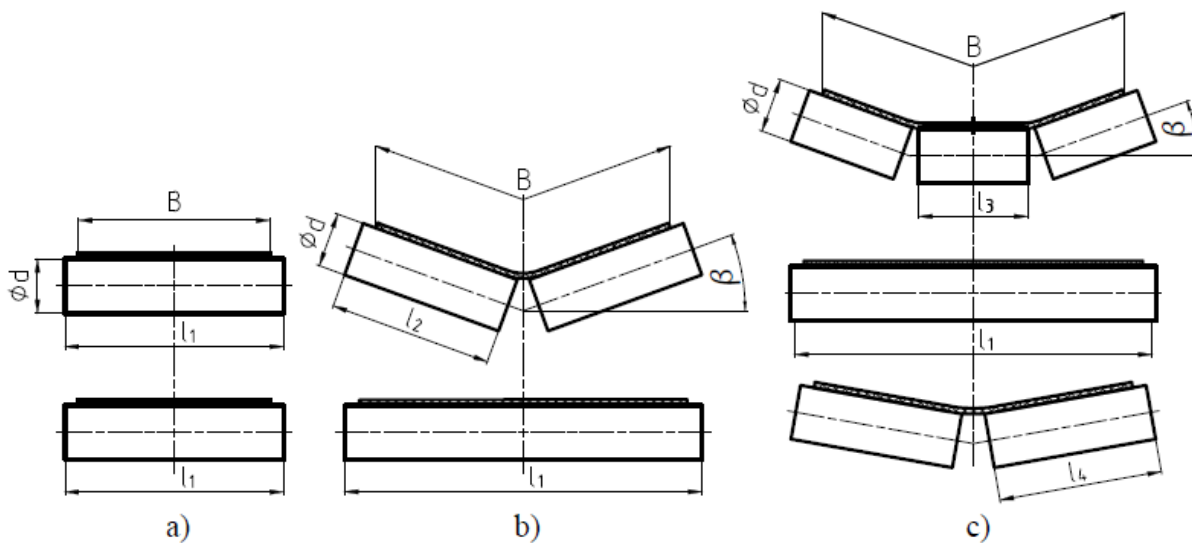
- s pevnou osou a otočným válečkem,
- s otočným čepem ve víčku a pevným ložiskovým tělesem.

## 2.4 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Úlohou válečkových stolic je podpírat dopravní pás. Válečkové stolice se skládají z nosných stolic a nosných válečků, které jsou pro různé druhy a účely použití pásových dopravníků normalizované. Nosné stolice jsou převážně z tenkostěnných profilů pro technologickou dopravu, nebo z trubkové konstrukce pro dálkovou dopravu. [1]



Uspořádání válečků může být například dle následujícího obrázku:



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

## 2.5 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení je nedílnou součástí pásového dopravníku. Napínací síla, kterou toto zařízení vyvolá, je nezbytná k vytvoření vysokého tření mezi pásem a hnacím bubnem tak, aby mohla být přenesena dostatečná tažná síla na dopravní pás. Přenos těchto sil omezuje průvės pásu mezi jednotlivými válečky. [2], [3]

Napínání pásu dle literatury [3] může být:

- tuhé (pomocí šroubů nebo ručních kladkostrojů),
- s konstantní napínací silou vyvozenou závažím,
- s napínací silou regulovanou ručně, pneumaticky, elektricky nebo elektrohydraulicky.

## 2.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

Na nosné konstrukci se nachází všechny strojní části dopravníku, jako jsou: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství. Požadavek na nosnou konstrukci je, aby zachycovala statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu a samotné konstrukce. Musí zachycovat také dynamické síly vyvolané podélným i příčným kmitáním pásu, dopravováním materiálu na pás a nevyváženými bubny a válečky. Nosná konstrukce je tvořena stojany, podélnými nosníky, válečkovými stolicemi a nosnými válečky. Stojany a podélné nosníky se vyrábí nejčastěji z trubek, ocelových profilů U, L, případně z ohnutých plechů do tvaru U nebo L, které mají nižší hmotnost než ocelové profily. [3], [1]



## 2.7 ZAŘÍZENÍ NA ČIŠTĚNÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásové dopravníky často dopravují vlhký a lepivý materiál, který na pásech, bubnech a válečcích tvoří nežádoucí znečištění. Z tohoto důvodu se používají nejčastěji stěrače pásů a bubnů, které prodlužují jejich životnost. [1]



## 3 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

### 3.1 DEFINICE PAPIŘU

Papírem se obecně rozumí poměrně tenká rovnoměrná vrstva vláken (většinou rostlinného původu) naplavená vodou na síto, zplstěná, odvodněná a usušená. [6]

### 3.2 PRINCIP VÝROBY PAPIŘU

Primární popis výroby papíru je tzv. mokrý způsob výroby. V prostředí, které obsahuje cca 99 % vody, se rozptýlí asi 1 % vláknitých a přídatných surovin. Následně se přebytečná voda odstraní, aby se mohla vlákna vzájemně proplést - „zplstít“, což zajistí pevnost a celistvost hotového papíru. Zplstování se provádí na sítích. Poté se pomocí lisování a sušení odstraní další voda. Podle tohoto principu se může papír vyrábět i ručně. V současnosti zcela převládá strojní výroba papíru, při které se odvedená voda znovu recirkuluje a dále použije k ředění, při kterém se zároveň použijí jemná vlákna, jež prošla sítím s odtékající vodou. [6]

### 3.3 ROZDĚLENÍ PAPIŘU PODLE ZPŮSOBU POUŽITÍ

Rozdělení dle literatury [6].

#### 3.3.1 PAPIŘY

Papíry představují zplstěnou vrstvu malé tloušťky o plošné hmotnosti do  $150 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$  a rozdělují se na:

- tiskové papíry,
- psací a kreslicí papíry,
- potahové a předsádkové papíry,
- balicí papír,
- papíry pro elektrotechniku,
- technické a průmyslové papíry,
- hygienické papíry,
- ostatní papíry,
- speciální papíry.

#### 3.3.2 KARTÓNY

Kartón je tužší materiál, který je tvořen jednou nebo několika vrstvami o plošné hmotnosti  $150$  až  $200 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$  a rozdělují se na:

- tiskové kartóny,
- psací, kreslicí a rýsovací kartóny,
- technické a průmyslové kartóny,
- ostatní kartóny.



### 3.3.3 LEPENKY

Lepenka je silnější materiál, který vzniká spojením a slisováním většího počtu vrstev zplstěných za mokra o plošné hmotnosti od  $250 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$  do  $4000 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$  a rozděluje se na:

- ruční lepenky,
- strojní lepenky,
- slepované lepenky,
- vlnité lepenky.



## 4 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník bude umístěn jako doplňkové zařízení k slepovacímu stroji, který slouží k výrobě strojní lepenky.



*Obr. 6 Slepovací stroj*

Dlouhý pás strojní lepenky se v místě, kde bude stát pásový dopravník rozřízne na požadovaný formát a pásy o rozměrech 30 x 250 mm budou odpadávat na dopravní pás. Prostor pro umístění pásového dopravníku je na následujícím obrázku.



*Obr. 7 Prostor pro umístění pásového dopravníku*



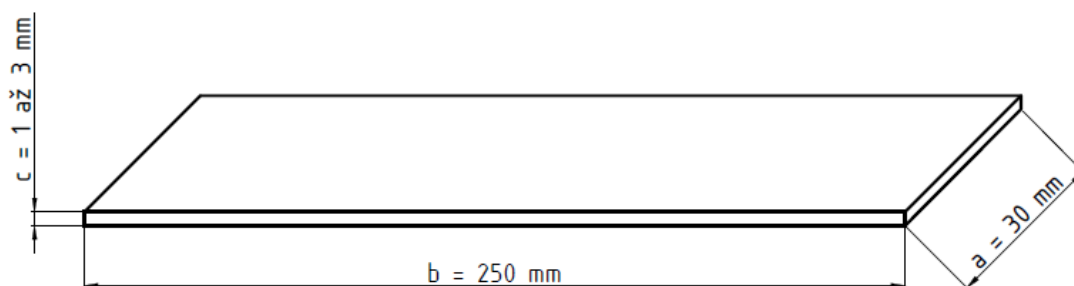
Funkční výpočet pásového dopravníku je proveden podle normy ČSN ISO 5048 [4].

#### 4.1 ZADANÉ PARAMETRY

Celková délka dopravníku:	$L = 6500 \text{ mm}$ .
Délka vodorovné části dopravníku:	$L_1 = 4200 \text{ mm}$ .
Délka šikmé části dopravníku:	$L_2 = 2300 \text{ mm}$ .
Sklon šikmé části dopravníku:	$\delta = 45^\circ$ .
Dopravní výkon:	$Q = 100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ .
Šířka pásu:	$B = 300 \text{ mm}$ .

Dopravovaný materiál: papírový odpad – pásy strojní lepenky o plošné hmotnosti  $\rho_A = 700$  až  $2000 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$  a tloušťce  $c = 1$  až  $3 \text{ mm}$ .

Rozměry jednoho dopravovaného pásu jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Obr. 8 Rozměry dopravovaného materiálu

#### 4.2 MAXIMÁLNÍ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

Průřez dopravovaného pásu strojní lepenky je brán jako ideální obdélník a pro získání maximální možné hodnoty je brána tloušťka pásu  $c = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$ .

$$S_p = b \cdot c \text{ [m}^2\text{]} \quad (1)$$

$$S_p = 0,25 \cdot 0,003$$

$$S_p = 0,00075 \text{ m}^2$$

Kde:  $b$  – délka pásu [m],

$c$  – tloušťka pásu [m].



### 4.3 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b_p = 0,9 \cdot B - 0,05 \text{ [m]} \quad (2)$$

$$b_p = 0,9 \cdot 0,3 - 0,05$$

$$b_p = 0,22 \text{ m}$$

Kde:  $B$  – šířka pásu [m].

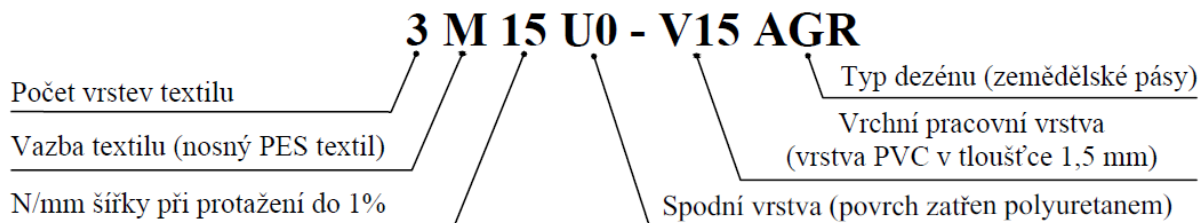
### 4.4 DOPRAVOVANÁ RYCHLOST

Rychlost slepovacího stroje se pohybuje v rozmezí  $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  až  $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . S ohledem na tuto rychlost, rozměry pásu a způsob provozu slepovacího stroje volím rychlost  $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

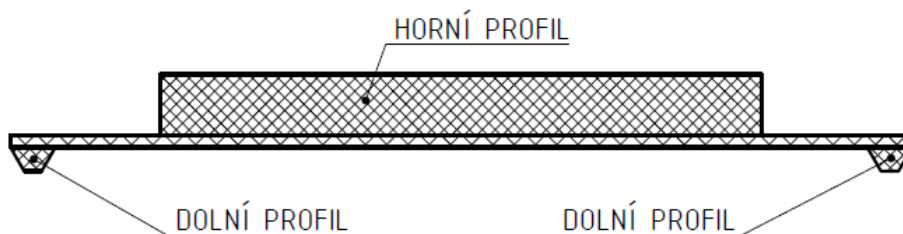
### 4.5 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Podle zadaných rozměrů a způsobu použití je volen dopravní pás od společnosti REKO s.r.o. Šířka pásu je dle zadání  $B = 300 \text{ mm}$ . [10]

Označení pásu:



Na pásu budou navulkanizovány dolní klínové profily, které budou sloužit pro vedení pásu na kluzné desce a horní polyuretanové příčné profily, které budou zabraňovat sesouvání materiálu z pásu. Průřez pásu je znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 9 Průřez pásu



Obr. 10 Horní příčný profil [10]

- Rozměry příčného profilu: 10 x 20 mm,
- nejmenší dovolená rozteč: 40 mm,
- tvrdost: 70 ShA.

Tab. 1 Vlastnosti pásu [10]

Typ		3M15 U0-V15 AGR
Barva povrchu		Zelená
Tloušťka	[mm]	4,10
Hmotnost	[kg·m <sup>-2</sup> ]	4,60
Min. průměr válců	[mm]	100
Tah pro 1 % prodloužení	[N·mm <sup>-1</sup> ]	15
Max. tažná síla	[N·mm <sup>-1</sup> ]	36
Min. teplotní odolnost	[°C]	-15
Max. teplotní odolnost	[°C]	60
Tření transportního povrchu		MF - střední
Max. výrobní šíře pásu	[mm]	3000

#### 4.6 VOLBA KLUZNÉ DESKY

Pro krátké dopravníky je možno místo podpůrných válečků použít kluznou desku. Pro jednodušší a levnější výrobu je kluzná deska dopravníku vytvořena z devíti segmentů. Každý segment kluzné desky má ohnuté kraje, aby nedocházelo k poškození pásu. Na bocích jsou vytvořeny obruby, které slouží jako vedení pro dopravní pás. Jeden segment kluzné desky je vyroben z nerezového plechu o délce 630 mm, šířce 290 mm a tloušťce 2 mm.

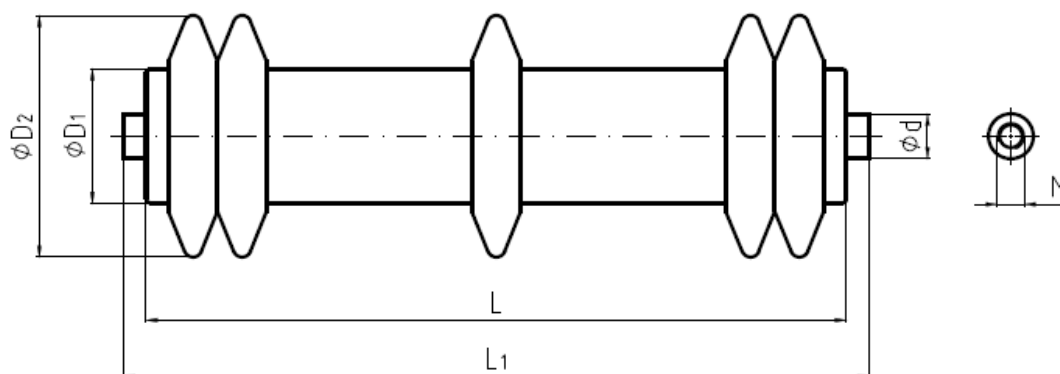


Obr. 11 Segment kluzné desky

Ke každému segmentu je ze spodní strany přivařena ocelová deska o tloušťce 10 mm. Všechny segmenty jsou přišroubovány k rámu dopravníku pomocí šroubů se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem M5 x 18 DIN 7991.

#### 4.7 VOLBA PODPŮRNÝCH VÁLEČKŮ VE VRATNÉ VĚTVI

Ve vratné větvi jsou použity diskové dopravníkové válečky od firmy AMG - Karel Pícha, s.r.o. s označením Ø108/60, které minimalizují poškození pásu a zároveň čistí dopravní pás od nečistot. Ocelové čelo obsahuje kuličkové ložisko a třídičné labyrintové těsnění. Konce hřídele jsou opatřeny vnitřním závitem. V místě lomení pásu je zvolen hladký ocelový váleček Ø60 rovněž od firmy AMG - Karel Pícha s.r.o.



Obr. 12 Dopravníkový váleček diskový [12]

Tab. 2 Základní rozměry dopravníkového válečku diskového [12]

Označení	Hmotnost	Rozměry						
		Ød	ØD <sub>1</sub>	ØD <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	M	Počet disků
		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Ø108/60	2,7	20	60	108	300	305	12	5



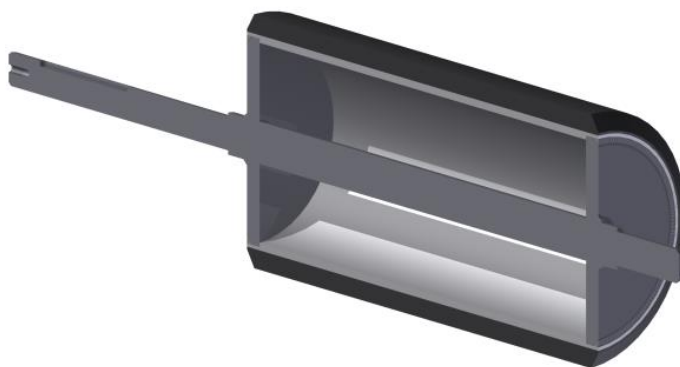
#### 4.8 VOLBA HNACÍHO BUBNU

Hnací buben je vyroben jako svařenec, který se skládá z osy, dvou čel a obvodového pláště. Osa je vyrobena z oceli S355J0 (ČSN 11 523), která je vhodná ke svařování. [9]

Čela jsou zapuštěna do bubnu obvodového pláště - trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 127 x 4,5 mm dle [11].

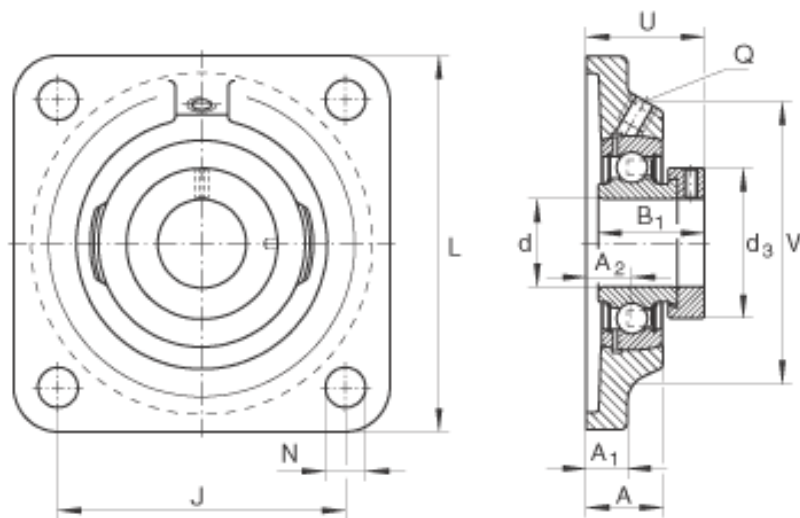
Z důvodu lepšího vedení pásu, zvětšení součinitele tření a účinnějšího přenosu výkonu mezi povrchem bubnu a spodní stranou pásu je na plášť hnacího bubnu navulkanizováno pryžové obložení od firmy GUMEX, spol. s r.o. Pryž BLACK STAR s následujícími vlastnostmi dle literatury [14]:

- výborná odolnost vůči oděru,
- odolná vůči silným zásadám,
- mírně odolná vůči kyselinám,
- pevnost v tahu  $15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ,
- tvrdost 60 ShA.



Obr. 13 Hnací buben

Hnací buben je uložen ve dvou ložiskových domcích od firmy INA s označením PCF20, které jsou přišroubovány čtyřmi šrouby k rámu dopravníku. V ložiskových domcích jsou využita kuličková ložiska.



Obr. 14 Základní rozměry ložiskového domku PCF20 [15]

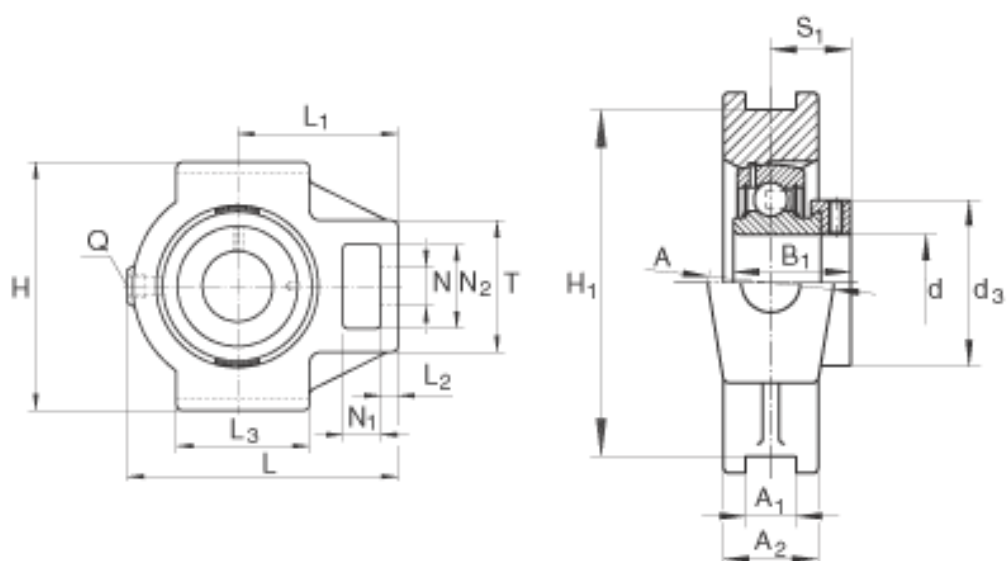
Tab. 3 Základní parametry ložiskového domku PCF20 [15]

Označení	Hmotnost	Hlavní rozměry						
		d	J	L	A	N	U	d <sub>3</sub>
		[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
PCF20	0,55	20	63,5	86	20	11,5	34	33

#### 4.9 VOLBA HNANÉHO BUBNU

Pro zvolenou konstrukci je hlavním úkolem hnaného bubnu napínání a vedení dopravního pásu. Je vyroben podle stejného technologického postupu jako hnací buben.

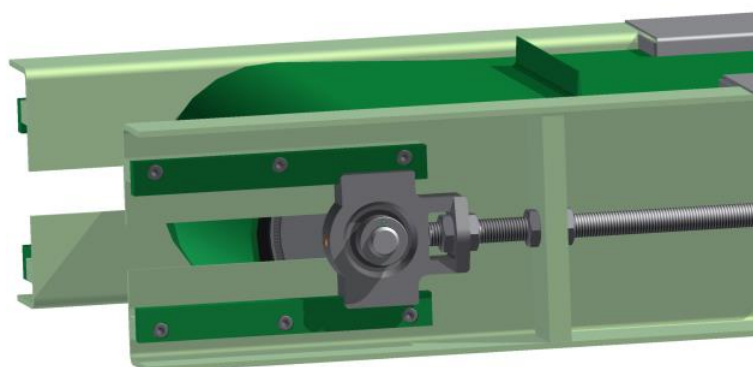
Hnaný buben je uložen ve dvou ložiskových domcích od firmy INA s označením PTUE20. V ložiskových domcích jsou využita kuličková ložiska. Ložiskové domky jsou uloženy ve vodicích lištách, které jsou přišroubovány k rámu dopravníku. Napínání se uskutečňuje pomocí utahování matic na závitové tyči, což posouvá hnaný buben. Napínání pásu se provádí odhadem rovnoměrně po obou stranách tak, aby nedošlo ke zkřížení hnaného bubnu. Napínací mechanismus je umístěn na vnější straně rámu dopravníku, což umožňuje jednoduchou montáž a případnou výměnu jeho částí. Zajištění mechanismu proti samovolnému pohybu je provedeno pomocí kontra matice.



Obr. 15 Základní rozměry ložiskového domku PTUE20 [15]

Tab. 4 Základní parametry ložiskového domku PTUE20 [15]

Označení	Hmotnost [kg]	Hlavní rozměry						
		d [mm]	H [mm]	H <sub>1</sub> [mm]	A [mm]	N [mm]	L [mm]	d <sub>3</sub> [mm]
PTUE20	0,83	20	90	76	37	19	94,5	33



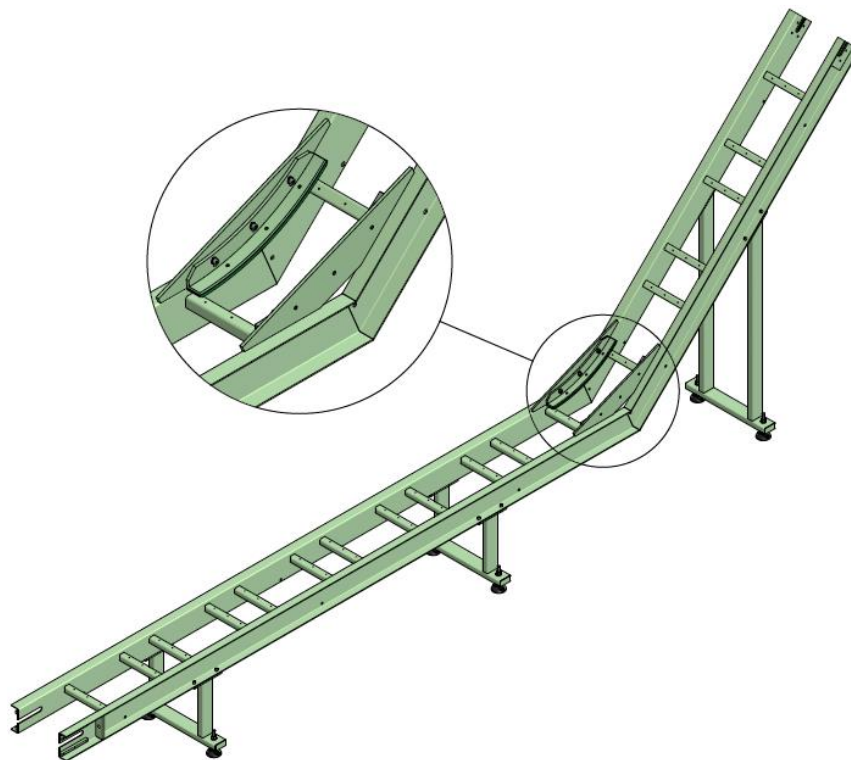
Obr. 16 Napínací mechanismus



#### 4.10 NOSNÝ RÁM

Bočnice rámu jsou zhotoveny z normalizovaných ohýbaných „U“ profilů 162 x 55 x 4 mm a jsou vzájemně provázány s normalizovanými ocelovými profily uzavřenými s čtvercovým průřezem o rozměrech 40 x 4 mm. Dopravní pás se v místě zlomu bude opírat o svařovaný element opatřený kluzným plastem znázorněným v detailu na následujícím obrázku.

Stojiny dopravníku se skládají z normalizovaných ocelových profilů uzavřených s obdélníkovým průřezem o rozměrech 80 x 40 x 3 mm EN 10219 dle [11] se zaslepenými boky. Pro vyrovnání terénních nerovností mají stojiny nastavitelné nivelační nohy, které se zajišťují pomocí matic.



Obr. 17 Nosný rám dopravníku

#### 4.11 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

Za účelem stanovení velikosti zatížení je uvažováno dopravování nekonečně dlouhého pásu ze strojní lepenky. Vzhledem k použití navulkanizovaných profilů na pásu je součinitel sklonu volen  $k = 1$ .

$$I_V = S_p \cdot v \cdot k \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (3)$$

$$I_V = 0,00075 \cdot 0,5 \cdot 1$$

$$I_V = 0,000375 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$



Kde:  $S_p$  – maximální průřez náplně pásu [ $\text{m}^2$ ],

$v$  – dopravovaná rychlost [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ],

$k$  – součinitel sklonu [-].

#### 4.12 HLAVNÍ ODPORY

Vzorec pro výpočet hlavních odporů dle literatury [4].

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos\delta] [N] \quad (4)$$

Na tomto pásovém dopravníku nejsou v horní větvi použity nosné válečky, ale kluzná deska. Z tohoto důvodu je hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr horní větve dopravníku  $q_{RO}$  rovna nule. Globální součinitel tření  $f$  je ve výpočtu nahrazen součinitelem tření mezi dopravním pásem a kluznou deskou.

Hlavní odpory jsou dále počítány pro vodorovnou a šikmou část dopravníku zvlášť.

$$F_H = F_{H1} + F_{H2} [N] \quad (5)$$

$$F_H = f \cdot L_1 \cdot g \cdot [q_{RU1} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos(0)] + f \cdot L_2 \cdot g \cdot [q_{RU2} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos(45)]$$

$$F_H = 0,2 \cdot 4,2 \cdot 9,81 \cdot [1,93 + (2 \cdot 1,52 + 1,5) \cdot \cos(0)] + \\ + 0,2 \cdot 2,3 \cdot 9,81 \cdot [2,35 + (2 \cdot 1,52 + 1,5) \cdot \cos(45)]$$

$$F_H = 78,4 N$$

Kde:  $f$  – součinitel tření mezi dopravním pásem a kluznou deskou [-], dle výrobce pásu

$$f = 0,2 [10],$$

$L_1$  – délka vodorovné části dopravníku [m],

$L_2$  – délka šikmé části dopravníku [m],

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ],

$q_{RU1}, q_{RU2}$  – hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr dolní větve dopravníku [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ],

$q_B$  – hmotnost 1 metru dopravního pásu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ],

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

$\delta$  – úhel sklonu dopravníku [ $^\circ$ ].

**4.12.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ PŘIPADAJÍCÍCH NA 1 METR DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU**

Následující výpočet je rovněž rozdělen pro vodorovnou a šikmou část dopravníku.

$$q_{RU1} = \frac{q_1 \cdot p_1}{L_1} [kg \cdot m^{-2}] \quad (6)$$

$$q_{RU1} = \frac{2,7 \cdot 3}{4,2}$$

$$q_{RU1} = 1,93 kg \cdot m^{-2}$$

Kde:  $q_1$  – hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi vodorovné části dopravníku [kg],

$p_1$  – počet válečků v dolní větvi vodorovné části dopravníku [-],

$L_1$  – délka vodorovné části dopravníku [m].

$$q_{RU2} = \frac{q_2 \cdot p_2}{L_2} [kg \cdot m^{-2}] \quad (7)$$

$$q_{RU2} = \frac{2,7 \cdot 2}{2,3}$$

$$q_{RU2} = 2,35 kg \cdot m^{-2}$$

Kde:  $q_2$  – hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi šikmé části dopravníku [kg],

$p_2$  – počet válečků v dolní větvi šikmé části dopravníku [-],

$L_2$  – délka šikmé části dopravníku [m].

**4.12.2 HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU**

Hmotnost 1 m<sup>2</sup> dopravního pásu  $m_p = 4,60 kg \cdot m^{-2}$ , kterou udává výrobce je zvětšena o 10 % z důvodu navulkanizovaných profilů na pásu.

$$q_B = 1,10 \cdot m_p \cdot B [kg \cdot m^{-1}] \quad (8)$$

$$q_B = 1,10 \cdot 4,60 \cdot 0,3$$

$$q_B = 1,52 kg \cdot m^{-1}$$

Kde:  $m_p$  – hmotnost 1 m<sup>2</sup> dopravního pásu [kg·m<sup>-2</sup>] dle [10]  $m_p = 4,60 kg \cdot m^{-2}$ ,

$B$  – šířka dopravního pásu [m].



#### 4.12.3 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

Pro získání maximální možné hodnoty je brána nejvyšší hodnota plošné hmotnosti strojní lepenky  $\rho_A = 2000 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2} = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$  a nejmenší tloušťka pásu  $c = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$ .

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho_A}{v \cdot c} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (9)$$

$$q_G = \frac{0,000375 \cdot \frac{2}{0,001}}{0,5}$$

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

Kde:  $I_V$  – objemový dopravní výkon [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\rho_A$  – plošná hmotnost strojní lepenky [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ],

$c$  – tloušťka pásu [m],

$v$  – dopravovaná rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

#### 4.13 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t [N] \quad (10)$$

$$F_N = 0,375 + 0 + 17,7 + 3,5$$

$$F_N = 21,6 \text{ N}$$

Kde:  $F_{bA}$  – odpory setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování [N],

$F_f$  – odpory tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N],

$F_l$  – odpor ohybu pásu na bubnech [N],

$F_t$  – odpor v ložiskách bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu [N].



#### 4.13.1 ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

Pro získání maximální možné hodnoty je brána nejvyšší hodnota plošné hmotnosti strojní lepenky  $\rho_A = 2000 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2} = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$  a nejmenší tloušťka pásu  $c = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$ .

$$F_{bA} = I_V \cdot \frac{\rho_A}{c} \cdot (v - v_0) \text{ [N]} \quad (11)$$

$$F_{bA} = 0,000375 \cdot \frac{2}{0,001} \cdot (0,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 0,375 \text{ N}$$

Kde:  $I_V$  – objemový dopravní výkon [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\rho_A$  – plošná hmotnost strojní lepenky [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ],

$c$  – tloušťka pásu [m],

$v$  – dopravovaná rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$v_0$  – složka rychlosti bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

#### 4.13.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování se nepočítá, protože z hlediska povahy dopravovaného materiálu je tento odpor zanedbatelný, proto  $F_f = 0 \text{ N}$ .

#### 4.13.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D} \text{ [N]} \quad (12)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,3 \cdot \left( 140 + 0,01 \cdot \frac{3000}{0,3} \right) \cdot \frac{0,0041}{0,15}$$

$$F_l = 17,7 \text{ N}$$

Kde:  $F$  – průměrný tah pásu na bubnu [N], zvoleno  $F = 3000 \text{ N}$ ,

$B$  – šířka dopravního pásu [m],

$d$  – tloušťka pásu [m],

$D$  – průměr vratného bubnu [m].

**4.13.4 ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU**

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F_T \text{ [N]} \quad (13)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,02}{0,15} \cdot 3000$$

$$F_t = 3,5 \text{ N}$$

Kde:  $d_0$  – průměr hřídele v ložiskách [m],

$D$  – průměr vratného bubnu [m],

$F_T$  – vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu [N], zvoleno  $F = 3000 \text{ N}$ .

**4.14 PŘÍDAVNÉ ODPORY**

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením se nepočítá, protože z hlediska povahy dopravovaného materiálu je tento odpor zanedbatelný. Ve zvolené konstrukci nejsou použity boční válečky, čističe pásu ani shrnovače materiálu, proto se přídatné odpory rovnají nule.

$$F_s = F_{S1} + F_{S2} = F_\varepsilon + F_{gL} + F_r + F_a \text{ [N]} \quad (14)$$

$$F_s = 0 \text{ N}$$

Kde:  $F_{S1}$  – přídatné hlavní odpory [N],

$F_{S2}$  – přídatné vedlejší odpory [N],

$F_\varepsilon$  – odpor vychýlených bočních válečků [N],

$F_{gL}$  – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením [N],

$F_r$  – odpor čističů pásu [N],

$F_a$  – odpor shrnovače materiálu [N].

**4.15 ODPORY K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{ST} = q_G \cdot H \cdot g \text{ [N]} \quad (15)$$

$$F_{ST} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 9,81$$

$$F_{ST} = 23,5 \text{ N}$$



Kde:  $q_G$  – hmotnost nákladu na 1 metr délky pásu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ],  
 $H$  – dopravní výška [m], dáno dle konstrukce  $H = 1,6 \text{ m}$ ,  
 $g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ].

#### 4.16 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_S + F_{ST} \text{ [N]} \quad (16)$$

$$F_U = 78,4 + 21,6 + 0 + 23,5$$

$$F_U = 123,5 \text{ N}$$

Kde:  $F_H$  – hlavní odpory [N],  
 $F_N$  – vedlejší odpory [N],  
 $F_S$  – přídavné odpory [N],  
 $F_{ST}$  – odpory k překonání dopravní výšky [N].

#### 4.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

$$P_A = F_U \cdot v \text{ [W]} \quad (17)$$

$$P_A = 123,5 \cdot 0,5$$

$$P_A = 61,75 \text{ W}$$

Kde:  $F_U$  – potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu [N],  
 $v$  - dopravovaná rychlost [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

#### 4.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \text{ [W]} \quad (18)$$

$$P_M = \frac{61,75}{0,95}$$

$$P_M = 65 \text{ W}$$



Kde:  $P_A$  – potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku [W],

$\eta_1$  – účinnost motoru [-], dle literatury [4] se volí mezi  $\eta_1 = 0,85$  až  $0,95$ , zvoleno  $\eta_1 = 0,95$ .

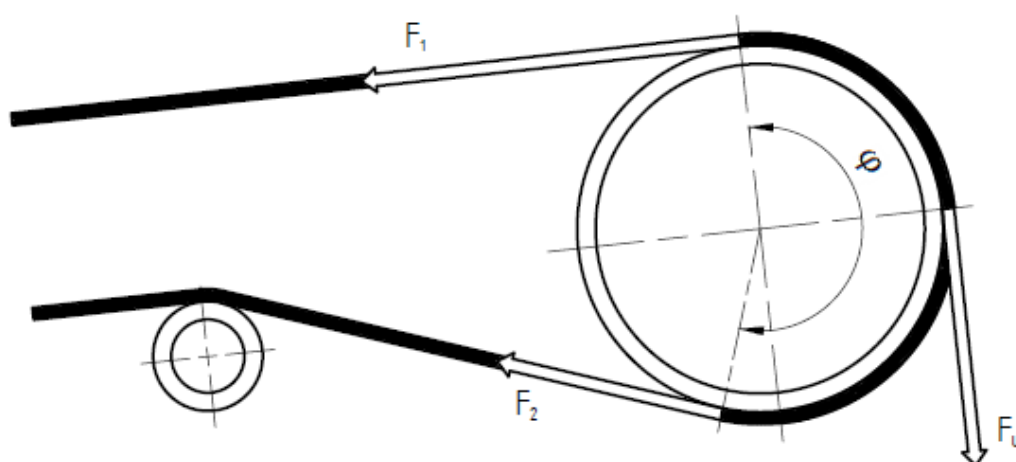
#### 4.18.1 VOLBA POHÁNĚCÍ STANICE

Z důvodu zanedbání výpočtu odporu lomení pásu z vodorovného na šikmý směr v nosné i vratné větví je potřeba zvětšit požadovaný provozní výkon pohonu pásového dopravníku. Je zvolen motor s převodovkou od firmy SEW-EURODRIVE s označením SA37DRS71S4 s výkonem  $0,37 \text{ kW}$  a krouticím momentem  $47 \text{ N} \cdot \text{m}$ , který odpovídá zvolené rychlosti pásu  $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a otáčkám  $61 \text{ min}^{-1}$ . Zajištění pohonu proti pohybu v axiálním směru je provedeno pomocí pojistného kroužku, podložky a šroubu, který je zašroubován do hřídele hnaného bubnu. [16]



Obr. 18 Pohon dopravníku [16]

#### 4.19 SÍLY V PÁSU



Obr. 19 Tahové síly působící v pásu [4]



#### 4.19.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U [N] \quad (19)$$

$$F_{Umax} = 2 \cdot 123,5$$

$$F_{Umax} = 247 N$$

Kde:  $\xi$  – součinitel rozběhu [-], dle literatury [4] se volí mezi  $\xi = 1,3$  až 2, zvoleno  $\xi = 2$ ,

$F_U$  – potřebná obvodočná síla na poháněcím bubnu [N].

#### 4.19.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} [N] \quad (20)$$

$$F_{2min} \geq 247 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,23} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 151 N$$

Kde:  $F_{Umax}$  – maximální obvodočná hnací síla [N],

$\mu$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-], dle výrobce pásu [10]  
 $\mu = 0,3$ ,

$\varphi$  – úhel opásání poháněcího bubnu [°], dáno dle konstrukce  $\varphi = 185^\circ = 3,23$  rad.

#### 4.19.3 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

##### NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI

V horní větvi je použita kluzná deska místo válečků, proto nedochází k průvěsu pásu a tato síla se nepočítá.

##### NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot (h/a)_{adm}} [N] \quad (21)$$

$$F_{min} \geq \frac{1,5 \cdot 1,52 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{min} \geq 139,8 N$$



Kde:  $a_u$  – rozteč os válečků v dolní větvi [m],

$q_B$  – hmotnost 1 m dopravního pásu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$ ],

$g$  – tíhové zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ],

$(h/a)_{adm}$  – největší dovolený průvès pásu [m], dle literatury [4] se volí mezi  $(h/a)_{adm} = 0,005$  až  $0,02$ , zvoleno  $(h/a)_{adm} = 0,02$ .

#### 4.19.4 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) [N] \quad (22)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 123,5 \cdot 2 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,23} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 398 \text{ N}$$

Kde:  $F_U$  – potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu [N],

$\xi$  – součinitel rozběhu [-],

$\mu$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-],

$\varphi$  – úhel opásání poháněcího bubnu [ $^\circ$ ].

#### 4.19.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna tato podmínka:

$$F_{DOV} \geq F_{max} [N] \quad (23)$$

$$T_{max} \cdot B \geq F_{max}$$

$$36 \cdot 300 \geq 398$$

$$10800 \text{ N} \geq 398 \text{ N} \Rightarrow \text{VYHOVUJE.}$$

Kde:  $F_{DOV}$  – maximální dovolená tahová síla v pásu [N],

$F_{max}$  – největší tahová síla [N],

$T_{max}$  – maximální tahová síla [ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ ], dle literatury [10]  $T_{max} = 36 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ,

$B$  – šířka pásu [m].

**4.19.6 TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI**

$$F_1 \approx F_{max} [N] \quad (24)$$

$$F_1 \approx 398 N$$

Kde:  $F_{max}$  – největší tahová síla [N].

**4.19.7 TAHOVÁ SÍLA V DOLNÍ VĚTVI**

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} [N] \quad (25)$$

$$F_2 = \frac{398}{e^{0,3 \cdot 3,23}}$$

$$F_2 = 151 N$$

Kde:  $F_1$  – tahová síla v horní větvi [N],

$\mu$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-],

$\varphi$  – úhel opásání poháněcího bubnu [°].

**4.19.8 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN**

$$F_C = F_1 + F_2 [N] \quad (26)$$

$$F_C = 398 + 151$$

$$F_C = 549 N$$

Kde:  $F_1$  – tahová síla v horní větvi [N],

$F_2$  – tahová síla v dolní větvi [N].

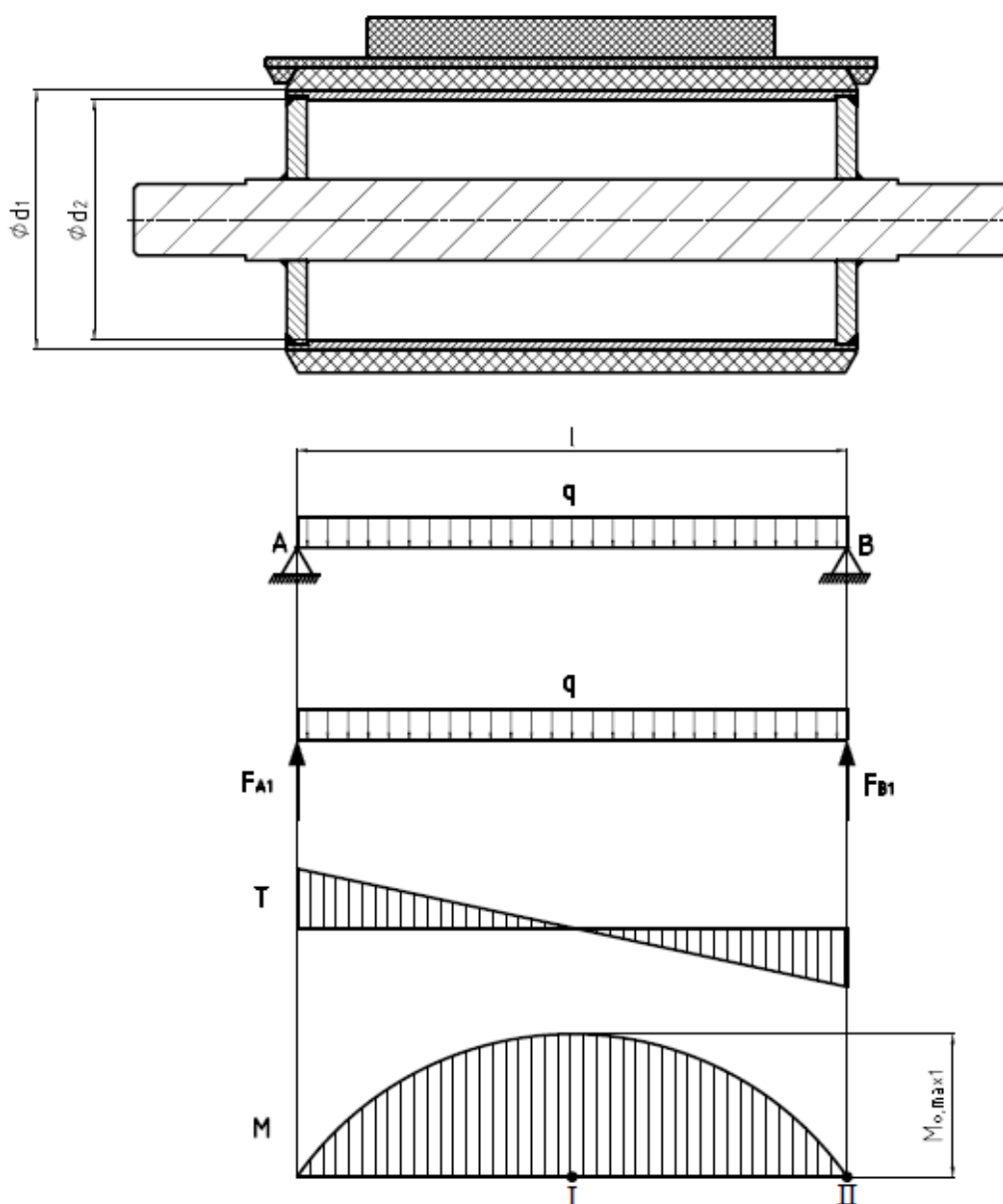


## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Pevnostní výpočet je zaměřen na hnaný buben a na osu hnaného bubnu, ze kterého se spočítá maximální ohybové napětí a porovná se s dovoleným napětím v ohybu pro zvolené konstrukční řešení.

### 5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HANÉHO BUBNU

#### 5.1.1 PRŮBĚH VVÚ NA BUBNU



Obr. 20 Průběh VVÚ na hnaném bubnu



### 5.1.2 VOLBA MATERIÁLU PLÁŠTĚ HANANÉHO BUBNU

Plášť bubnu je vyroben z trubky bezešvé hladké kruhové, ČSN 42 5715.01, rozměr 127 x 4,5 mm, ČSN 11 353 dle [11]. Buben je namáhán střídavým ohybem. Dovolené napětí pro daný materiál je dle literatury [8]  $\sigma_{o,dov1} = 50$  až 75 MPa. Zvoleno  $\sigma_{o,dov1} = 50$  MPa.

### 5.1.3 URČENÍ SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ NA HANANÉM BUBNU

$$q = \frac{F_c}{l} [N \cdot m^{-1}] \quad (27)$$

$$q = \frac{549}{0,28}$$

$$q = 1960,7 N \cdot m^{-1}$$

Kde:  $F_c$  – výsledná síla působící na buben [N],

$l$  – délka liniového zatížení [m].

### 5.1.4 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA HANANÉM BUBNU

$$\sum T = 0$$

$$F_{B1} = q \cdot l - F_{A1} [N] \quad (28)$$

$$F_{B1} = 1960,7 \cdot 0,28 - 274,5$$

$$F_{B1} = 274,5 N$$

Kde:  $q$  – spojité liniové zatížení [ $N \cdot m^{-1}$ ],

$l$  – délka liniového zatížení [m],

$F_{A1}$  – reakční síla působící na plášť hnaného bubnu [N].

**MOMENTOVÁ PODMÍNKA K BODU II**

$$\sum M_{o,II} = 0$$

$$F_{A1} \cdot l - q \cdot l \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad (29)$$

$$F_{A1} = \frac{q \cdot l^2}{2 \cdot l} = \frac{q \cdot l}{2} [N]$$

$$F_{A1} = \frac{1960,7 \cdot 0,28}{2}$$

$$F_{A1} = 274,5 N$$

Kde:  $F_{A1}$  – reakční síla působící na plášť hnaného bubnu [N],

$l$  – délka liniového zatížení [m],

$q$  – spojitě liniové zatížení [ $N \cdot m^{-1}$ ].

**5.1.5 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA BUBNU - BOD I**

$$M_{o,max1} = \frac{q \cdot l^2}{8} [N \cdot m] \quad (30)$$

$$M_{o,max1} = \frac{1960,7 \cdot 0,28^2}{8}$$

$$M_{o,max1} = 19,2 N \cdot m$$

Kde:  $q$  – spojitě liniové zatížení [ $N \cdot m^{-1}$ ],

$l$  – délka liniového zatížení [m].

**5.1.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU – BOD I**

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{32 \cdot d_1} [m^3] \quad (31)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (0,127^4 - 0,118^4)}{32 \cdot 0,127}$$

$$W_{o1} = 0,00005 m^3$$

Kde:  $d_1$  – průměr hnaného bubnu [m],

$d_2$  – vnitřní průměr hnaného bubnu [m].

**5.1.7 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA BUBNU – BOD I**

$$\sigma_{o,max1} = \frac{M_{o,max1}}{W_{o1}} [Pa] \quad (32)$$

$$\sigma_{o,max1} = \frac{19,2}{0,00005}$$

$$\sigma_{o,max1} = 384000 Pa = 0,384 MPa$$

Kde:  $M_{o,max1}$  – maximální ohybový moment na bubnu v bodě I [N · m],

$W_{o1}$  – modul průřezu v ohybu v bodě I [m<sup>3</sup>].

**5.1.8 KONTROLA OHYBOVÉHO NAPĚTÍ – BOD I**

$$\sigma_{o,dov1} \geq \sigma_{o,max1} [MPa] \quad (33)$$

$$50 MPa \geq 0,384 MPa \Rightarrow \text{VYHOVUJE.}$$

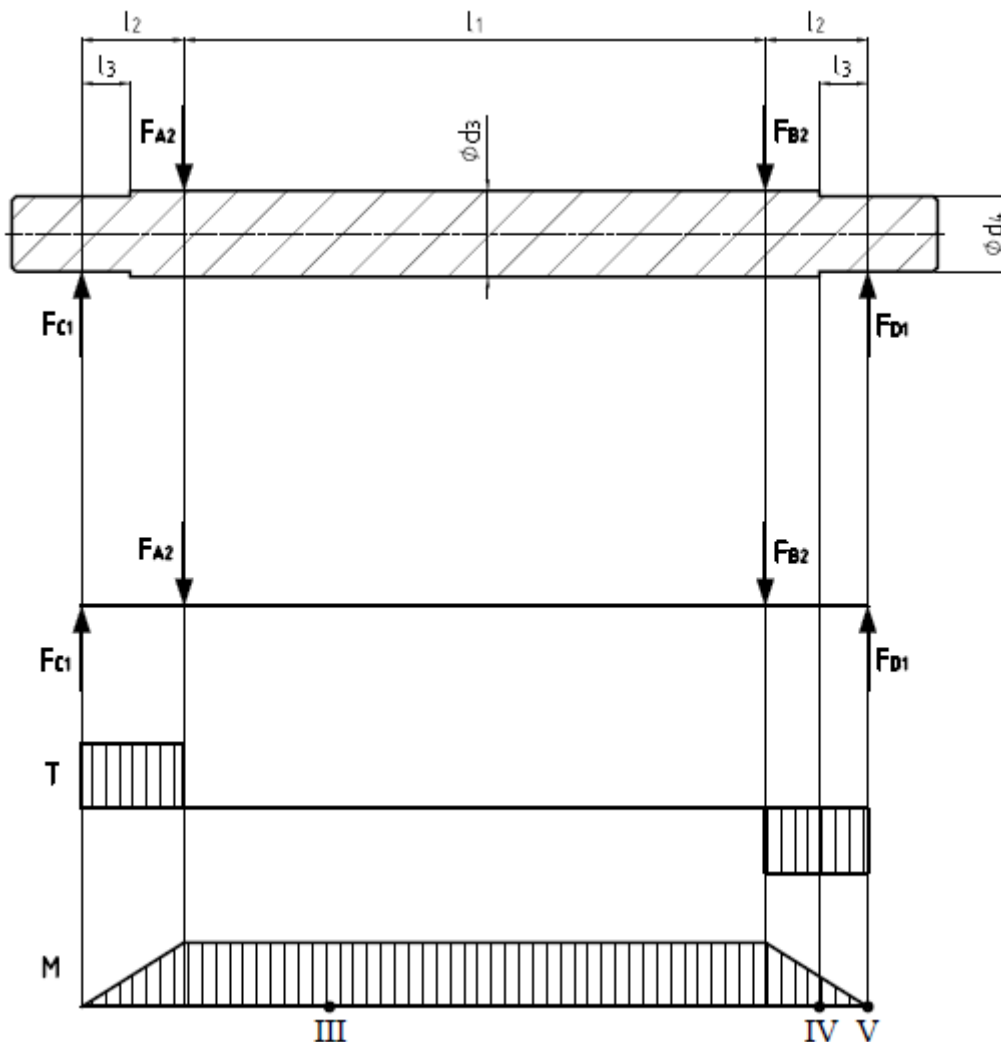
Kde:  $\sigma_{o,dov1}$  – dovolené napětí v ohybu [MPa],

$\sigma_{o,max1}$  – maximální ohybové napětí na bubnu v bodě I [MPa].



## 5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

### 5.2.1 PRŮBĚH VVÚ OSY HANÉHO BUBNU



Obr. 21 Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu

### 5.2.2 VOLBA MATERIÁLU OSY HANÉHO BUBNU

Pro osu hnaného bubnu je zvolen materiál ČSN 11 523. Osa bubnu je namáhána střídavým ohybem. Dovolené napětí pro daný materiál je dle literatury [8]  $\sigma_{o,dov2} = 70$  až  $105$  MPa. Zvoleno  $\sigma_{o,dov2} = 70$  MPa.



### 5.2.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$F_{A2} = F_{A1} [N] \quad (34)$$

$$F_{A2} = 274,5 N$$

Kde:  $F_{A1}$  – reakční síla působící na plášť hnaného bubnu [N].

$$F_{B2} = F_{B1} [N] \quad (35)$$

$$F_{B2} = 274,5 N$$

Kde:  $F_{B1}$  – reakční síla působící na plášť hnaného bubnu [N].

$$\sum T = 0$$

$$F_{C1} - F_{A2} - F_{B2} + F_{D1} = 0 \quad (36)$$

$$F_{D1} = F_{A2} + F_{B2} - F_{C1} [N]$$

$$F_{D1} = 274,5 + 274,5 - 274,5$$

$$F_{D1} = 274,5 N$$

Kde:  $F_{C1}$  – reakční síla v ložisku [N],

$F_{A2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N],

$F_{B2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N],

$F_{D1}$  – reakční síla v ložisku [N].

**MOMENTOVÁ PODMÍNKA K BODU IV**

$$\sum M_{o,IV} = 0$$

$$F_{C1} \cdot (l_2 + l_1 + l_2) - F_{A2} \cdot (l_1 + l_2) - F_{B2} \cdot l_2 = 0 \quad (37)$$

$$F_{C1} = \frac{F_{A2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{B2} \cdot l_2}{(l_2 + l_1 + l_2)} [N]$$

$$F_{C1} = \frac{274,5 \cdot (0,27 + 0,048) + 274,5 \cdot 0,048}{(0,048 + 0,27 + 0,048)}$$

$$F_{C1} = 274,5 \text{ N}$$

Kde:  $F_{C1}$  – reakční síla v ložisku [N],

$l_1$  – vzdálenost mezi reakčními silami  $F_{A2}$  a  $F_{B2}$  [m],

$l_2$  – vzdálenost síly od podpory ložiska [m],

$F_{A2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N],

$F_{B2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N].

**5.2.4 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT NA OSE BUBNU – BOD III**

$$M_{o,max2} = F_{C1} \cdot \left( l_2 + \frac{l_1}{4} \right) - F_{A2} \cdot \frac{l_1}{4} [N \cdot m] \quad (38)$$

$$M_{o,max2} = 274,5 \cdot \left( 0,048 + \frac{0,27}{4} \right) - 274,5 \cdot \frac{0,27}{4}$$

$$M_{o,max2} = 13,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:  $F_{C1}$  – reakční síla v ložisku [N],

$l_1$  – vzdálenost mezi reakčními silami  $F_{A2}$  a  $F_{B2}$  [m],

$l_2$  – vzdálenost síly od podpory ložiska [m],

$F_{A2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N].



### 5.2.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU – BOD III

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} [m^3] \quad (39)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 0,025^3}{32}$$

$$W_{o2} = 0,0000015 m^3$$

Kde:  $d_3$  – průměr osy hnaného bubnu v bodě III [m].

### 5.2.6 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA OSE BUBNU – BOD III

$$\sigma_{o,max2} = \frac{M_{o,max2}}{W_{o2}} [Pa] \quad (40)$$

$$\sigma_{o,max2} = \frac{13,2}{0,0000015}$$

$$\sigma_{o,max2} = 8800000 Pa = 8,8 MPa$$

Kde:  $M_{o,max2}$  – maximální ohybový moment v bodě III [ $N \cdot m$ ],

$W_{o2}$  – modul průřezu v ohybu v bodě III [ $m^3$ ].

### 5.2.7 KONTROLA OHYBOVÉHO NAPĚTÍ – BOD III

$$\sigma_{o,dov2} \geq \sigma_{o,max2} [MPa] \quad (41)$$

$70 MPa \geq 8,8 MPa \Rightarrow$  VYHOVUJE.

Kde:  $\sigma_{o,dov2}$  – dovolené napětí v ohybu [MPa],

$\sigma_{o,max2}$  – maximální ohybové napětí na bubnu v bodě III [MPa].

### 5.2.8 OHYBOVÝ MOMENT – BOD IV

$$M_{o,IV} = F_{D1} \cdot l_3 [N \cdot m] \quad (42)$$

$$M_{o,IV} = 274,5 \cdot 0,022$$

$$M_{o,IV} = 6 N \cdot m$$



Kde:  $F_{D1}$  – reakční síla v ložisku [N],

$l_3$  – vzdálenost reakční síly v ložisku k průměru  $d_3$  [m].

### 5.2.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU – BOD IV

$$W_{o,IV} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} [m^3] \quad (43)$$

$$W_{o,IV} = \frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}$$

$$W_{o,IV} = 0,0000008 m^3$$

Kde:  $d_4$  – průměr osy hnaného bubnu v bodě IV [m].

### 5.2.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ – BOD IV

$$\sigma_{o,IV} = \frac{M_{o,IV}}{W_{o,IV}} [Pa] \quad (44)$$

$$\sigma_{o,IV} = \frac{6}{0,0000008}$$

$$\sigma_{o,IV} = 7500000 Pa = 7,5 MPa$$

Kde:  $M_{o,IV}$  – ohybový moment v bodě IV [ $N \cdot m$ ],

$W_{o,IV}$  – modul průřezu v ohybu v bodě IV [ $m^3$ ].

### 5.2.11 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ – BOD IV

$$\sigma_{o,max IV} = \alpha \cdot \sigma_{o,IV} [MPa] \quad (45)$$

$$\sigma_{o,max IV} = 2 \cdot 7,5$$

$$\sigma_{o,max IV} = 15 MPa$$

Kde:  $\alpha$  – tvarový součinitel [-], dle literatury [8]  $\alpha = 2$ ,

$\sigma_{o,IV}$  – ohybové napětí v bodě IV [MPa].



### 5.2.12 KONTROLA OHYBOVÉHO NAPĚTÍ – BOD IV

$$\sigma_{o,dov2} \geq \sigma_{o,maxIV} [MPa] \quad (46)$$

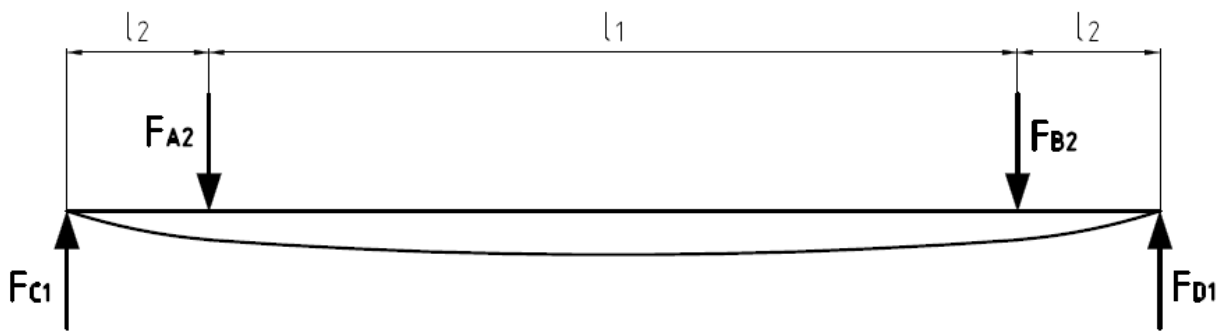
70 MPa  $\geq$  15 MPa  $\Rightarrow$  VYHOVUJE.

Kde:  $\sigma_{o,dov2}$  – dovolené napětí v ohybu [MPa],

$\sigma_{o,maxIV}$  – maximální ohybové napětí na ose bubnu v bodě IV [MPa].

### 5.2.13 PRŮHYB OSY HANÉHO BUBNU

Výpočet průhybu je proveden dle literatury [7].



Obr. 22 Průhyb osy hnaného bubnu [7]

$$y = \frac{F_{A2} \cdot l_2}{24 \cdot E \cdot J} \cdot (3 \cdot (l_2 + l_1 + l_2)^2) - 4 \cdot l_2^2 [mm] \quad (47)$$

$$y = \frac{274,5 \cdot 48}{24 \cdot 2,07 \cdot 10^5 \cdot 19174,8} \cdot (3 \cdot (48 + 270 + 48)^2 - 4 \cdot 48^2)$$

$$y = 0,054 \text{ mm}$$

Kde:  $F_{A2}$  – síla namáhající osu hnaného bubnu [N],

$l_1$  – vzdálenost mezi reakčními silami  $F_{A2}$  a  $F_{B2}$  [mm],

$l_2$  – vzdálenost síly od podpory ložiska [mm],

$E$  – modul pružnosti v tahu [MPa], dle literatury [7]  $E = 2,07 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ,

$J$  – kvadratický moment průřezu osy hnaného bubnu [mm<sup>4</sup>].

**KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU OSY HANÉHO BUBNU**

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} [mm^4] \quad (48)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 25^4}{64}$$

$$J = 19174,8 \text{ mm}^4$$

Kde:  $d_3$  – průměr osy hnaného bubnu v bodě III [m].

**5.2.14 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ PRŮHYB**

Dovolený průhyb je spočítán dle literatury [7].

$$y_{max} = \frac{l_2 + l_1 + l_2}{3000} [mm] \quad (49)$$

$$y_{max} = \frac{48 + 270 + 48}{3000}$$

$$y_{max} = 0,122 \text{ mm}$$

Kde:  $l_1$  – vzdálenost mezi reakčními silami  $F_{A2}$  a  $F_{B2}$  [mm],

$l_2$  – vzdálenost síly od podpory ložiska [mm].

**5.2.15 KONTROLA PRŮHYBU OSY HANÉHO BUBNU**

$$y_{max} \geq y [mm] \quad (50)$$

$0,122 \text{ mm} \geq 0,054 \text{ mm} \Rightarrow$  VYHOVUJE.

Kde:  $y_{max}$  – maximální dovolený průhyb [mm],

$y$  – průhyb osy hnaného bubnu [mm].



### 5.3 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA VZPĚR

Výpočet je proveden dle literatury [7].

#### 5.3.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ZÁVITOVOU TYČ

$$F_{\xi} = \frac{F_c}{2} [N] \quad (51)$$

$$F_{\xi} = \frac{549}{2}$$

$$F_{\xi} = 274,5 N$$

Kde:  $F_c$  – výsledná síla působící na buben [N].

#### 5.3.2 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^4}{64} [mm^4] \quad (52)$$

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot 13,546^4}{64}$$

$$J_{min} = 1652,8 mm^4$$

Kde:  $d_{\xi 3}$  – malý průměr závitu šroubu [mm].

#### 5.3.3 PLOCHA PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$A = \frac{\pi \cdot d_{\xi 3}^2}{4} [mm^2] \quad (53)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}$$

$$A = 144,2 mm^2$$

Kde:  $d_{\xi 3}$  – malý průměr závitu šroubu [mm].



### 5.3.4 POLOMĚR SETRVAČNOSTI

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} \text{ [mm]} \quad (54)$$

$$i = \sqrt{\frac{1652,8}{144,2}}$$

$$i = 3,4 \text{ mm}$$

Kde:  $J_{min}$  - kvadratický moment průřezu závitové tyče [ $\text{mm}^4$ ],

$A$  - plocha průřezu závitové tyče [ $\text{mm}^2$ ].

### 5.3.5 REDUKOVANÁ DÉLKA ZÁVITOVÉ TYČE

$$l_0 = \frac{l_s}{\sqrt{2}} \text{ [mm]} \quad (55)$$

$$l_0 = \frac{280}{\sqrt{2}}$$

$$l_0 = 198 \text{ mm}$$

Kde:  $l_s$  – délka závitové tyče [mm].

### 5.3.6 ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \text{ [-]} \quad (56)$$

$$\lambda = \frac{198}{3,4}$$

$$\lambda = 58,2$$

Kde:  $l_0$  – redukovaná délka závitové tyče [mm],

$i$  – poloměr setrvačnosti [mm].

Jelikož dle rovnice (56) vychází  $\lambda = 58,2$  kontroluje se závitová tyč pouze na prostý tlak.



### 5.3.7 TLAK V ZÁVITOVÉ TYČI

$$p = \frac{4 \cdot F_{\xi}}{\pi \cdot d_{\xi}^2} [MPa] \quad (57)$$

$$p = \frac{4 \cdot 274,5}{\pi \cdot 16^2}$$

$$p = 1,4 MPa$$

Kde:  $F_{\xi}$  – síla působící na závitovou tyč [N],

$d_{\xi}$  – průměr závitu [mm].

### 5.3.8 KONTROLA TLAKU ZÁVITOVÉ TYČE

$$p_D \geq p [MPa] \quad (58)$$

$$70 MPa \geq 1,4 MPa \Rightarrow \text{VYHOVUJE.}$$

Kde:  $p_D$  – dovolený tlak v závitech [MPa], dle literatury [8]  $p_D = 70 MPa$ ,

$p$  – tlak v závitové tyči [MPa].

## 5.4 KONTROLA NA OTLAČENÍ V ZÁVITECH ZÁVITOVÉ TYČE

### 5.4.1 OTLAČENÍ V ZÁVITECH ZÁVITOVÉ TYČE

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{\xi}}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d_{\xi}^2 - D_1^2)} [MPa] \quad (59)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 274,5}{\frac{8}{2} \cdot \pi \cdot (16^2 - 13,835^2)}$$

$$p_z = 1,4 MPa$$

Kde:  $F_{\xi}$  – síla působící na závitovou tyč [N],

$m$  – výška matice [mm],

$P$  – rozteč závitu [mm],

$d_{\xi}$  – průměr závitu [mm],

$D_1$  – malý průměr závitu matice [mm].

**5.4.2 KONTROLA TLAKU ZÁVITOVÉ TYČE**

$$p_D \geq p_z \text{ [MPa]} \quad (60)$$

$$70 \text{ MPa} \geq 1,4 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{VYHOVUJE.}$$

Kde:  $p_D$  – dovolený tlak v závitech [MPa], dle literatury [8]  $p_D = 70 \text{ MPa}$ ,

$p_z$  – tlak v závitech závitové tyče [MPa].



## ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh pásového dopravníku pro dopravu papírového odpadu. Byla vypracována řešená v oblasti pásových dopravníků spolu s rozбором dopravovaného materiálu. Na základě zadaných parametrů byl proveden funkční výpočet dle normy ČSN ISO 5048. Podle vypočtených hodnot byly vybrány z katalogů firem jednotlivé konstrukční prvky a zvoleny potřebné parametry pásového dopravníku. Samotná konstrukce pásového dopravníku byla navržena dle požadavků zákazníka.

Byl proveden pevnostní výpočet hnaného bubnu spolu s maximálním průhybem osy hnaného bubnu a následnou kontrolou napínacího zařízení. Napínací mechanismus byl umístěn na vnější straně rámu dopravníku pro jednoduchou montáž a případnou výměnu jeho částí.

Součástí práce je výkresová dokumentace, která se skládá z výkresu sestavy pásového dopravníku a výrobních výkresů hnaného bubnu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem: vysokoškolská učebnice*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979.
- [4] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [5] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení, Pro posluchače bakalářského studia VUT FSI v Brně*. [PDF dokument].
- [6] KOČMAN, Jiří Hynek. *Médium papír*. Vyd. 1. Brno: VUTIUM, 2000. ISBN 80-214-1551-7.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK (eds.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [9] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [10] REKO. *Katalog REKO 2015* [online]. 2015 [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: <http://www.reko-sro.cz/>
- [11] FERONA, a.s. *Sortimentní katalog* [online]. 2016 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>
- [12] AMG Karel Pícha, s.r.o. *Technické listy* [online]. 2016 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.amgpicha.cz/>
- [13] Htech cz s. r. o. *Htech* [online]. 2012 [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: <http://cze.htech.cz/produkty/12/dopravniky>
- [14] GUMEX, spol. s r.o. *Gumex* [online]. 2015 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/>
- [15] SCHAEFFLER. *Housing Units* [online]. 2016 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.cz/>
- [16] SEW-EURODRIVE. *Produkty a inovace* [online]. 2015 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(h/a)_{adm}$	[m]	největší dovolený průvės pásu
A	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu závitové tyče
a	[mm]	šířka pásku
$a_u$	[m]	rozteč os válečků v dolní větvi
B	[mm]	šířka pásu
b	[mm]	délka pásku
$b_p$	[m]	využitelná ložná šířka pásu
c	[mm]	tloušťka pásku
D	[m]	průměr vratného bubnu
d	[m]	tloušťka pásu
$d_0$	[m]	průměr hřídele v ložiskách
$D_1$	[mm]	malý průměr závitu matice
$d_1$	[m]	průměr hnaného bubnu
$d_2$	[m]	vnitřní průměr hnaného bubnu
$d_3$	[m]	průměr osy hnaného bubnu v bodě III
$d_4$	[m]	průměr osy hnaného bubnu v bodě IV
$d_s$	[mm]	průměr závitu
$d_{s3}$	[mm]	malý průměr závitu šroubu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	průměrný tah pásu na bubnu
f	[-]	součinitel tření mezi dopravním pásem a kluznou deskou
$F_1$	[N]	tahová síla v horní větvi
$F_{2min}$	[N]	přenos obvodové síly na poháněcím bubnu
$F_a$	[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]	odpory setrvačných sil v oblasti nakládání a v oblasti urychlování
$F_c$	[N]	výsledná tahová síla působící na buben
$F_{C1}$	[N]	reakční síla v ložisku
$F_{D1}$	[N]	reakční síla v ložisku



$F_{DOV}$	[N]	maximální dovolená tahová síla v pásu
$F_f$	[N]	odpory tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
$F_{gL}$	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_H$	[N]	hlavní odpory
$F_{H1}$	[N]	hlavní odpory pro vodorovnou část dopravníku
$F_{H2}$	[N]	hlavní odpory pro šikmou část dopravníku
$F_l$	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{max}$	[N]	největší tahová síla
$F_{min}$	[N]	nejmenší tahová síla pro dolní větev
$F_N$	[N]	vedlejší odpory
$F_r$	[N]	odpor čističů pásu
$F_S$	[N]	přídavné odpory
$F_{S1}$	[N]	přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	přídavné vedlejší odpory
$F_{ST}$	[N]	odpory k překonání dopravní výšky
$F_{\xi}$	[N]	síla působící na závitovou tyč
$F_T$	[N]	vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu
$F_t$	[N]	odpor v ložiskách bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu
$F_U$	[N]	potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{Umax}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
$F_{\epsilon}$	[N]	odpor vychýlených bočních válečků
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$H$	[m]	dopravní výška
$i$	[mm]	poloměr setrvačnosti
$I_V$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	objemový dopravní výkon
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu osy hnaného bubnu
$J_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu závitové tyče
$k$	[-]	součinitel sklonu
$L$	[mm]	celková délka dopravníku
$l$	[m]	délka liniového zatížení
$l_0$	[mm]	redukovaná délka závitové tyče
$L_1$	[mm]	délka vodorovné části dopravníku



$l_1$	[m]	vzdálenost mezi reakčními silami $F_{A2}$ a $F_{B2}$
$L_2$	[mm]	délka šikmé části dopravníku
$l_2$	[m]	vzdálenost síly od podpory ložiska
$l_3$	[m]	vzdálenost reakční síly v ložisku k průměru $d_3$
$l_\xi$	[mm]	délka závitové tyče
$m$	[mm]	výška matice
$M_{o,IV}$	[N · m]	ohybový moment v bodě IV
$M_{o,max1}$	[N · m]	maximální ohybový moment na bubnu v bodě I
$M_{o,max2}$	[N · m]	maximální ohybový moment v bodě III
$m_p$	[kg · m <sup>-2</sup> ]	hmotnost 1 m <sup>2</sup> dopravního pásu
$P$	[mm]	rozteč závitu
$p$	[MPa]	tlak v závitové tyči
$p_1$	[-]	počet válečků v dolní větvi vodorovné části dopravníku
$p_2$	[-]	počet válečků v dolní větvi šikmé části dopravníku
$P_A$	[W]	potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak v závitech
$P_M$	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
$p_z$	[MPa]	tlak v závitech závitové tyče
$Q$	[kg · h <sup>-1</sup> ]	dopravní výkon
$q$	[N · m <sup>-1</sup> ]	spojité liniové zatížení
$q_1$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi vodorovné části dopravníku
$q_2$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi šikmé části dopravníku
$q_B$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	hmotnost 1 metru dopravního pásu
$q_G$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	hmotnost nákladu na 1 metru délky pásu
$q_{RU1,2}$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr dolní větve dopravníku
$q_{RO}$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	hmotnost rotujících částí válečků připadajících na 1 metr horní větve dopravníku
$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	maximální průřez náplně pásu
$T_{max}$	[N · mm <sup>-1</sup> ]	maximální tahová síla
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	dopravovaná rychlost
$v_0$	[m · s <sup>-1</sup> ]	složka rychlosti bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu
$W_{o,IV}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě IV



$W_{o1}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě I
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě III
$y$	[mm]	průhyb osy hnaného bubnu
$y_{max}$	[mm]	maximální dovolený průhyb
$\alpha$	[-]	tvarový součinitel
$\delta$	[°]	sklon šikmé části dopravníku
$\lambda$	[-]	štíhlost prutu
$\xi$	[-]	součinitel rozběhu
$\rho_A$	[g · m <sup>-2</sup> ]	plošná hmotnost strojní lepenky
$\sigma_{o,dov1}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{o,dov2}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{o,IV}$	[MPa]	ohybové napětí v bodě IV
$\sigma_{o,max1}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na bubnu v bodě I
$\sigma_{o,max2}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na bubnu v bodě III
$\sigma_{o,maxIV}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na ose bubnu v bodě IV
$\varphi$	[°]	úhel opásání poháněcího bubnu
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Příklad pásového dopravníku [13] .....	12
Obr. 2 Schéma pásového dopravníku .....	14
Obr. 3 Řezy PVC pásu [1].....	15
Obr. 4 Spojovací metody dopravních pásů [10] .....	16
Obr. 5 Základní typy válečkových stolic [5] .....	18
Obr. 6 Slepovací stroj.....	22
Obr. 7 Prostor pro umístění pásového dopravníku .....	22
Obr. 8 Rozměry dopravovaného materiálu .....	23
Obr. 9 Průřez pásu.....	24
Obr. 10 Horní příčný profil [10] .....	25
Obr. 11 Segment kluzné desky .....	26
Obr. 12 Dopravníkový váleček diskový [12] .....	26
Obr. 13 Hnací buben .....	27
Obr. 14 Základní rozměry ložiskového domku PCF20 [15] .....	28
Obr. 15 Základní rozměry ložiskového domku PTUE20 [15] .....	29
Obr. 16 Napínací mechanismus .....	29
Obr. 17 Nosný rám dopravníku .....	30
Obr. 18 Pohon dopravníku [16].....	37
Obr. 19 Tahové síly působící v pásu [4] .....	37
Obr. 20 Průběh VVÚ na hnaném bubnu .....	41
Obr. 21 Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu .....	45
Obr. 22 Průhyb osy hnaného bubnu [7] .....	50



## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vlastnosti pásu [10].....	25
Tab. 2 Základní rozměry dopravníkového válečku diskového [12] .....	26
Tab. 3 Základní parametry ložiskového domku PCF20 [15] .....	28
Tab. 4 Základní parametry ložiskového domku PTUE20 [15] .....	29



## SEZNAM PŘÍLOH

KONSTRUKCE 3D MODELU

I

VÝKRES SESTAVY (1/4)	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1-3PSSZ-00
SEZNAM POLOŽEK (2/4)	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1-3PSSZ-00
SEZNAM POLOŽEK (3/4)	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1-3PSSZ-00
SEZNAM POLOŽEK (4/4)	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1-3PSSZ-00
VÝKRES SVARKU	HNANÝ BUBEN	3-3PSSZ-04
VÝROBNÍ VÝKRES	HNANÝ BUBEN	3-3PSSZ-04-10



## KONSTRUKCE 3D MODELU

