



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

---

**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh stavebnicového pásového dopravníku**

**Design of Modular Belt Conveyor**

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D.

**Matěj Stejskal**

---

**Praha 2016**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Stejskal** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **419792**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh stavebnicového pásového dopravníku**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Modular Belt Conveyor**

Pokyny pro vypracování:

Provedte návrh stavebnicového pásového dopravníku pro vynášení materiálu z drtiče odpadu. Provedte parametrický výpočet hlavních provozních a konstrukčních parametrů pásového dopravníku. Na základě zadaných parametrů proveďte konstrukční návrh konkrétního pásového dopravníku. Vypracujte základní 2D výkresovou dokumentaci. 1. Rešerše problematiky pásových dopravníků 2. Zpracování parametrického výpočtu vč. aparátu ve zvoleném sw. 3. Koncepční návrh pásového dopravníku podle konkrétních hodnot zadání. 4. Rozpracování konstrukčního řešení vč. nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 5. Zpracování 3D modelu pásového dopravníku 6. Vypracování 2D sestavného výkresu a 2D výkresů zvolených skupin.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966 Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004 Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jiří Mrázek Ph.D.**

Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

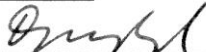
Datum zadání bakalářské práce: **11.04.2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2016**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

Neodevzdá-li student bakalářskou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

**22.4.2016**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta(ky)

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh stavebnicového pásového dopravníku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 1. června 2016

Matěj Stejskal

---

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval především Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za dobré vedení práce, cenné poznatky z teorie i praxe a vstřícnost. Dále chci poděkovat všem pedagogům z univerzity, kteří mi dodali znalosti, bez kterých bych nebyl schopen práci řešit.

---

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Matěj Stejskal</b>
Název BP:	Návrh stavebnicového pásového dopravníku
Anglický název:	Design of Modular Belt Conveyor
Rok:	2016
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 54 počet obrázků: 33 počet tabulek: 3 počet příloh 7
Klíčová slova:	dopravník, pásový, stavebnicový, modulární
Keywords:	conveyor, belt, modular
Anotace:	Obsahem této bakalářské práce je konstrukce stavebnicového pásového dopravníku. Ten slouží k vynášení plastové drti z drtiče odpadu. Konstrukce je zaměřena na jednoduchost, snadnou variabilitu rozměrů, dobrou dostupnost kupovaných dílů a snadnou výrobu vyráběných částí. Práce také obsahuje rešerši řešení dostupných na trhu a základní návrhové a kontrolní výpočty.
Abstract:	Content of the bachelor thesis is design of modular belt conveyor. The conveyor is designed for transporting PET flakes from shredder. The design focuses on simplicity, easy variability of dimensions and easy production of manufactured parts. The thesis contents research of commercially available solutions and basic design and check calculations.

---

## Obsah

1	ÚVOD.....	5
2	REŠERŠE PROBLEMATIKY .....	6
	2.1 Požadavky na řešení .....	6
	2.2 Rešerše dostupných řešení .....	6
	2.2.1 Obecný popis koncepce.....	6
	2.2.2 Řešení vybraných výrobců.....	8
3	TEORETICKÁ VÝCHODISKA.....	15
	3.1 Výpočet hlavního odporu dopravníku .....	15
	3.2 Výpočet tahů v pásu .....	15
	3.3 Výpočet napínací síly.....	16
4	VÝPOČTY NUTNÉ PRO KONSTRUKCI .....	18
	4.1 Výpočet hlavního odporu .....	18
	4.1.1 Hmotnost nákladu .....	18
	4.1.2 Hmotnost pásu .....	18
	4.1.3 Hlavní odpor .....	19
	4.2 Výpočet výkonu pohonu .....	19
	4.2.1 Výpočet rychlosti pásu a otáček hnacího bubnu .....	19
	4.2.2 Výpočet momentu na hnacím bubnu .....	21
	4.2.3 Výkon.....	21
	4.2.4 Výkon pro rozjezd .....	21
	4.3 Výpočet tahů v pásu .....	22
	4.4 Výpočet napínací síly.....	23
5	KONSTRUKČNÍ ČÁST.....	25
	5.1 Obecný popis .....	25
	5.2 Popis hlavních celků .....	26
	5.2.1 Hnací buben .....	26
	5.2.2 Vratný buben .....	27
	5.2.3 Patky a napínací mechanismus.....	28
	5.2.4 Příruba a zvon .....	29
	5.2.5 Kluzná deska.....	30
	5.2.6 Spoje a spojovací součásti .....	30
6	VOLBA A POPIS KUPOVANÝCH KOMPONENTŮ.....	33
	6.1 Dopravní pás.....	33
	6.2 Pohon.....	34

---

6.3	Konstrukční profily .....	35
6.4	Pružná spojka .....	36
6.5	Ložiska .....	37
7	KONTROLY .....	40
7.1	Kontrola šroubového spoje .....	40
7.1.1	Výpočet předpětí .....	41
7.1.2	Výpočet utahovacího momentu .....	42
7.1.3	Výpočet namáhání šroubu .....	44
7.1.4	Kontrola otlačení stykových ploch .....	46
7.2	Kontrola trvanlivosti ložisek .....	47
7.2.1	Trvanlivost ložiska 2201 E-2RS1TN9 .....	48
7.2.2	Trvanlivost ložiska 6000-2RSH .....	48
7.2.3	Trvanlivost ložiska 6201-2RSH .....	48
8	ZÁVĚR .....	49
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	50
	SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ .....	51
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	53
	SEZNAM PŘÍLOH .....	54

---



# 1 Úvod

Téma této práce bylo zadáno firmou ODES s.r.o., která se zabývá výrobou drtících, dopravních, třídících a separačních zařízení, ale i celých recyklačních linek. Firma požádala o návrh pásového dopravníku právě do jedné z takových linek, aby zjistila možnosti konstrukce vlastního dopravníku namísto koupě hotového produktu.

Dostupnost možných řešení na trhu je aktuálně velmi dobrá. Není problém vybrat si pásový dopravník, který by vyhovoval použití v lince neohledě na možnost vybrat si v několika variantách a od mnoha výrobců. Práce se tedy bude nejdříve zabývat variantami a konstrukcí některých výrobců, aby zjistila konstrukční východiska, která budou spolu s teoretickými východisky využita v samotné konstrukční části. V té bude snaha především o jednoduché a snadno rozměrově upravitelné řešení, což jsou další základní požadavky zadavatele.



## 2 Rešerše problematiky

Tato část práce obsahuje rozpis požadavků na řešení a rozbor některých na trhu dostupných řešení s ohledem na požadavky.

### 2.1 Požadavky na řešení

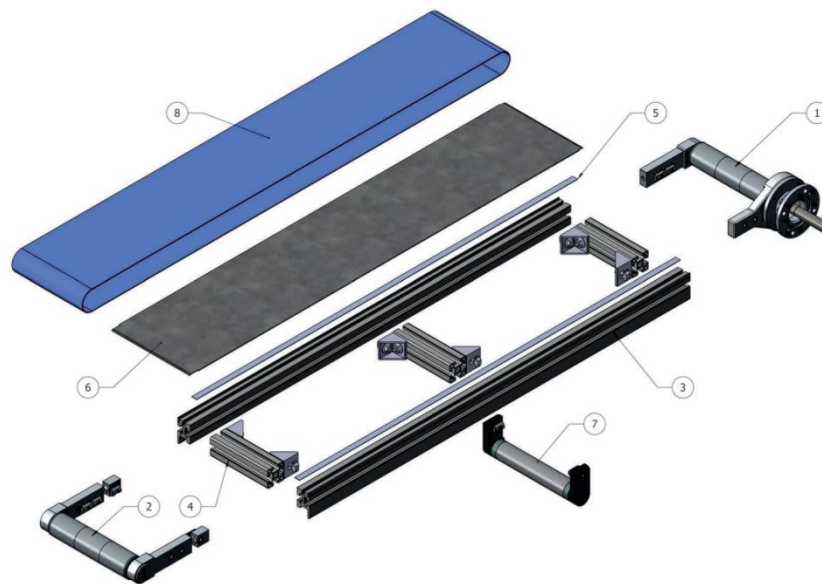
Pásový dopravník má sloužit k vodorovnému vynášení materiálu z drtiče odpadu do nedalekého zásobníku. Drtič bude sloužit k likvidaci PET lahví, proto dopravovaným materiálem bude plastová drť, která se také anglicky nazývá „PET Flakes“. Dle [10] se hustota této drti pohybuje v rozmezí 0,35-0,40 g/cm<sup>3</sup> a rozměry zrn v rozmezí 4-12 mm. Hmotnostní tok dopravované drti je 1,5 kg/s. Požadavek na maximální zatížitelnost dopravníku je 50 kg hmotnosti dopravovaného materiálu při rovnoměrném rozložení v celé jeho ploše. Rozměrové požadavky jsou dané šířkou pásu na 600 mm a délkou dopravníku na 2000 mm. Zároveň má být ovšem kladen velký důraz na snadnou modifikaci těchto rozměrů, aby se dala koncepce lehce použít i pro jiné šířky drtičů nebo jiné dopravní délky. Dopravník má být také snadno smontovatelný i demontovatelný a roli hraje samozřejmě i cena.

### 2.2 Rešerše dostupných řešení

Po širším průzkumu dostupných řešení pásových dopravníků na trhu bylo zjištěno, že se u více výrobců vyskytuje podobná koncepce, která ze všech ostatních možností nejlépe vyhovuje požadavkům na dopravník, a to hlavně z hlediska jednoduchosti. V dalším textu bude toto řešení nejdříve obecně popsáno a poté budou porovnány specifikace tohoto řešení u vybraných dodavatelů.

#### 2.2.1 Obecný popis koncepce

Pro popis stavby a komponentů této koncepce použijeme jako jejího zástupce pásový dopravník od výrobce Easy-Conveyors EBS40-D1 [11]. Jak už bylo řečeno, dopravníky tohoto typu se s velmi podobným konstrukčním řešením vyskytují i u dalších výrobců.



Obr. 2.1 - Rozklad dopravníku EBS40-D1 [11]

Popis součástí na obrázku 2.1:

1) Hnací jednotka

Skládá se vždy z hnacího bubnu, jehož průměr je jedním ze základních parametrů dopravníku. Buben je k nosným profilům připevněn pomocí upevňovacích desek, jejichž konstrukce a upevnění na nosné profily se podle výrobce dost mění. K jedné z desek je připevněn pohon (na obrázku není), přičemž způsobem tohoto upevnění a jeho umístěním se od sebe odlišují varianty dopravníků. Pohonem u těchto dopravníků zpravidla bývá převodový elektromotor se šnekovou převodovkou.

2) Vratná jednotka

Skládá se vždy z vratného bubnu a upevňovacích desek. Upevňovací desky obsahují napínací mechanismus, který je proveden pomocí šroubu. Ložiska mohou být jak u hnacího, tak u vratného bubnu uložena dle konstrukce do desek nebo do bubnů.

3) Nosné profily

Jsou většinou zhotoveny ze speciálních hliníkových profilů. Spojují hnací a hnanou jednotku a nesou kluznou desku.



- 4) Příčné profily  
Spojují nosné profily a nesou kluznou desku.
- 5) Lepicí páska  
Oboustranná lepicí páska je vhodná pro snížení hlučnosti dopravníku. Kluzná deska je vyrobena z plechu a během provozu může být zdrojem rezonujících hluků. Lepením se hlučnost značně sníží. Kluzné desky lze ovšem připevnit také šroubovým spojem do profilů.
- 6) Kluzná deska  
Je tvořena plechem, který ve spojení s nosnými a příčnými profily tvoří ložní profil. Ten je tedy mnohem jednodušší než při použití válečkových stolic, které by za cenu velkého zvýšení složitosti konstrukce pouze o trochu zmenšili odpor dopravníku. Tato konstrukce vyžaduje použití pásu se sníženým koeficientem tření, tyto pásy mají ve spodní vrstvě tkaný kord nekrytý další pryžovou vrstvou.
- 7) Podpěrný buben  
Používá se jen pro větší délky, kde hrozí průvěs pásu.
- 8) Dopravní pás  
Je hlavním tažným prvkem dopravníku. Ve většině případů je použit PVC pás, který svou ohybností poskytuje možnost použití malých průměrů bubnů a zároveň má pro možná použití dostatečnou pevnost a odolnost.

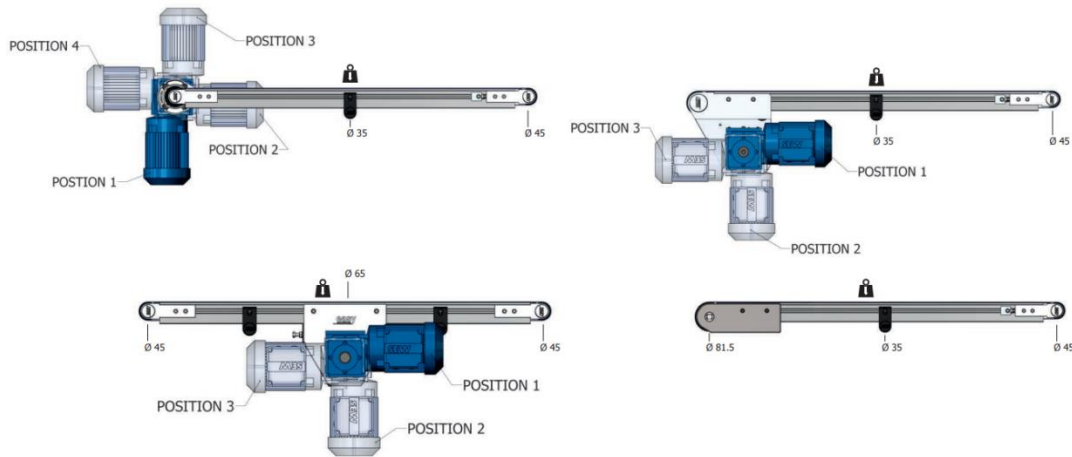
## 2.2.2 Řešení vybraných výrobců

Dále je provedena rešerše pouze tohoto typu řešení a jemu podobných u vybraných výrobců, kterými jsou Easy-Conveyors, ALUTEC K&K s.r.o. a Syskomp GmbH.

### 2.2.2.1 Řešení Easy-Conveyors

Pásové dopravníky tohoto výrobce se vyznačují právě rysy popsanými výše, přičemž jsou vyráběny v mnoha variantách, které se liší hlavně umístěním pohonu a průměrem bubnů. Na obrázku 2.2 jsou vidět varianty umístění pohonu, ze kterých si může zákazník vybrat podle potřeby a prostorových možností. Pohon může být tedy

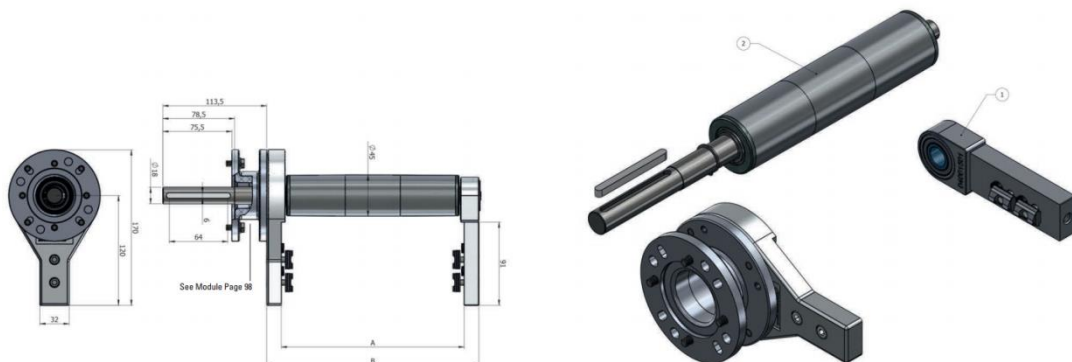
umístěn jednoduše přímo na hnací buben přes přírubu nebo může být přes řemen umístěn pod dopravník. Je také možné umístit ho kamkoliv mezi bubny, přičemž tato varianta vyžaduje přidání dalšího bubnu, který bude hnací. Pohon může být také umístěn přímo do bubnu.



Obr. 2.2 - Varianty umístění pohonů [11]

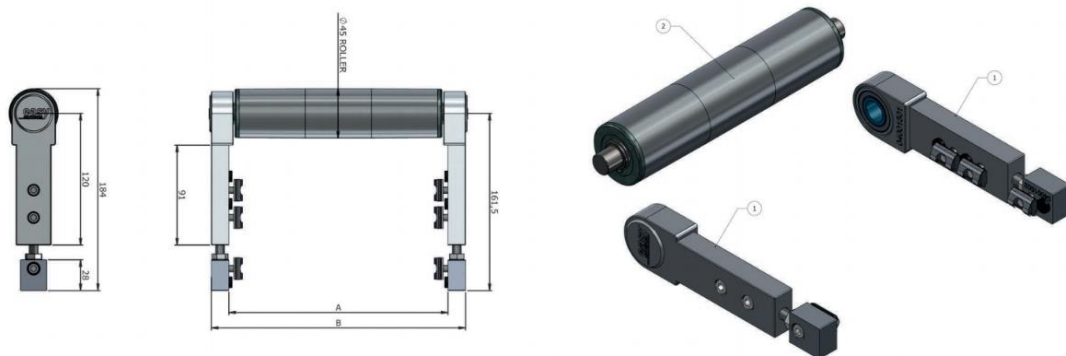
Zadané požadavky na dopravník nijak nevymezují prostorové možnosti, ani neobsahují specifické instrukce pro umístění pohonu, a proto by nejlepší volbou bylo nejjednodušší řešení s přímým připojením pohonu k bubnu přes přírubu. Rešerše se proto dále zabývá pouze tímto způsobem připevnění motoru. Následně použité obrázky, ze kterých jsou patrná některá specifika tohoto výrobce, se týkají právě základního typu s nejjednodušším umístěním pohonu a s průměrem bubnů 45 mm (viz obr.2.1).

Na obrázku 2.3 je provedení hnací jednotky s hnacím bubnem, přírubou pro upevnění pohonu a upevňovacími deskami, ve kterých jsou uložena ložiska.



Obr. 2.3 - Provedení hnací jednotky Easy-Conveyors [11]

Na dalším obrázku 2.4 je zobrazena vratná jednotka, kde je vidět provedení upevňovacích desek s napínacím mechanismem pomocí šroubu, který pohybuje celou deskou, a opět uložení ložisek v deskách, které jsou k nosnému profilu připevněny pomocí šroubů a speciálních T-matic. Co ovšem není patrné z obrázku 2.3 ani z obrázku 2.4, je přesné provedení bubnů. Ze staženého 3D modelu a z popisu materiálů se ovšem dá vyvodit, že hliníkový buben je dutý a prochází jím ocelová hřídel jdoucí na obrázku 2.3 přímo do motoru, přičemž obě části jsou spojeny víčky na čelech bubnu.



Obr. 2.4 - Provedení vratné jednotky Easy-Conveyors [11]

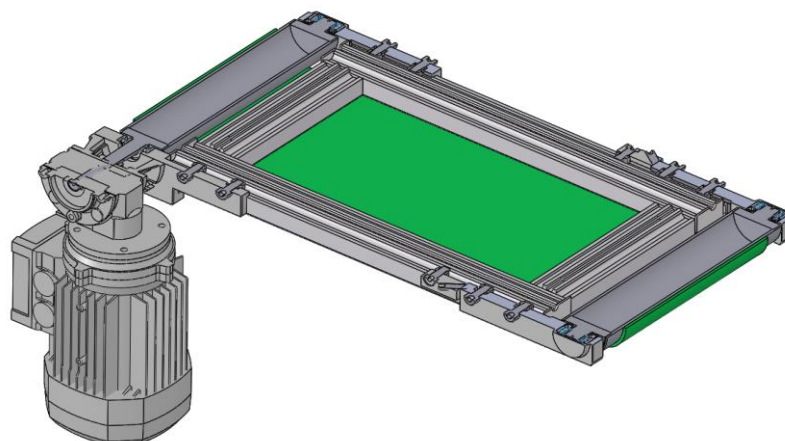
Z posledního obrázku 2.5 týkajícího se tohoto dopravníku je patrné provedení ložného profilu jako kluzné desky v podobě plechu, který je k nosným profilům připevněn pomocí oboustranné lepicí pásky. Je vidět také tvar nosného profilu, jehož přesné parametry výrobce neudává, ale pravděpodobně se jedná o profil vyráběný speciálně pro tuto aplikaci. Příčné profily vypadají jako běžně dostupné profily. Pás, který není na obrázku zobrazen, nabízí výrobce ve třech materiálech a to PVC, PU a silikon.



Obr. 2.5 - Provedení nosné části Easy-Conveyors [11]

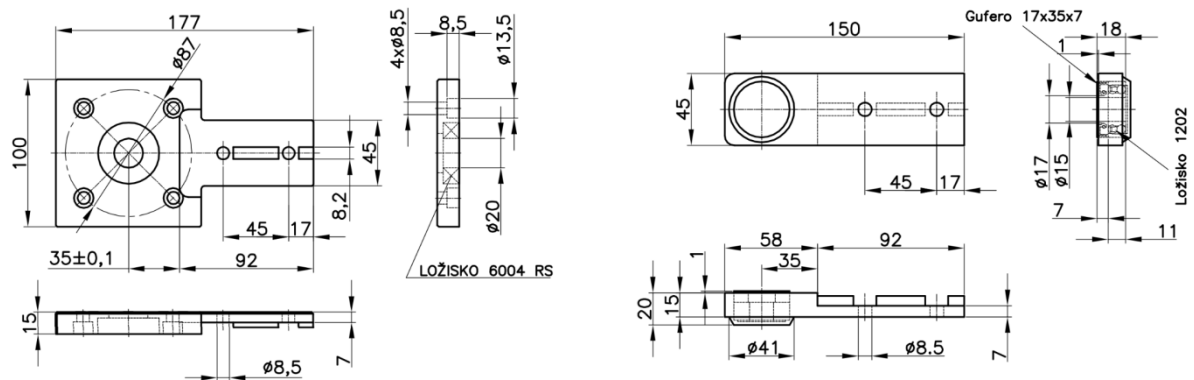
#### 2.2.2.2 Řešení ALUTEC K&K s.r.o.

Podobné řešení nabízí i firma ALUTEC K&K s.r.o., jejíž varianty pásových dopravníků se opět rozlišují dle průměru bubnů a stejných možností umístění pohonu jako u Easy-Conveyors. Jako nejvhodnější zástupce byl zvolen dopravník s průměrem bubnu 50mm a s pohonem upevněným přímo na hnací buben pomocí příruby, stejně jako v předchozím případě. Na obrázku 2.6 je 3D model tohoto základního typu v podélném řezu, který byl stažen ze stránek dodavatele [12]. Z tohoto obrázku je zřetelně vidět velká podobnost s předchozím řešením. Opět je dopravník tvořen nosnými profily, které spojují jednotlivé upevňovací desky s ložisky, ve kterých jsou uloženy bubny. Zde je patrné, že bubny jsou opět duté, ale tentokrát není hřídel průchozí.

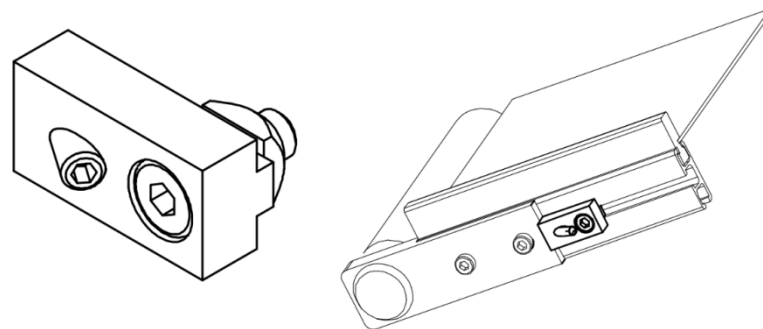


Obr. 2.6 - Základní typ pásového dopravníku ALUTEC K&K s.r.o. [12]

Na obrázku 2.7 je výkres upevňovací desky s přírubou (vlevo) a upevňovací desky (vpravo). Opět je vidět uložení ložisek v deskách s tím, že u upevňovací desky bez příruby je dokonce použit hřídelový těsnící kroužek. Upevnění desek je provedeno opět z boku profilů pomocí šroubů a T-matic s možností podélného pohybu. Dále na obrázku 2.8 se nachází napínák (vlevo), který je k dopravníku připevněn šroubem a T-maticí, jak je vidět na obrázku 2.8 vpravo, a posouvá upevňovací deskou pomocí stavěcího šroubu.

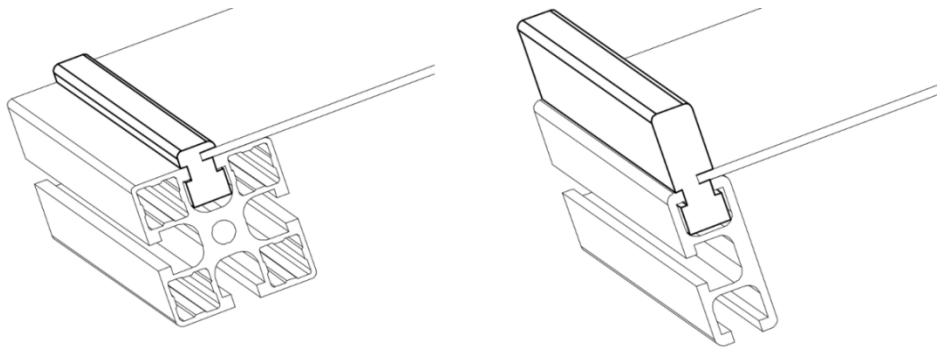


Obr. 2.7 - Upevňovací desky ALUTEC K&K s.r.o. [12]



Obr. 2.8 - Napínací mechanismus ALUTEC K&K s.r.o. [12]

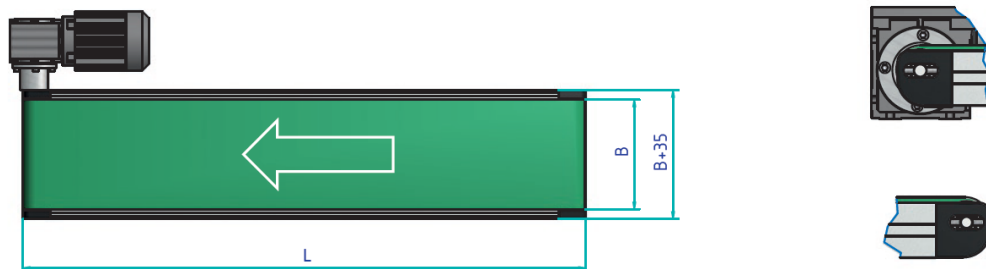
Obrázek 2.9 zobrazuje možnosti uchycení kluzné desky k nosným profilům pomocí speciálního profilu pro tuto aplikaci. Tento profil je ve dvou variantách, přičemž varianta na obrázku vpravo v sobě zároveň zahrnuje bočnici. Ze stejného obrázku je vidět tvar použitých nosných profilů, které se dají bez problémů najít v katalogu profilů dodavatele a jsou běžně dostupné.



Obr. 2.9 - Způsoby upevnění kluzné desky ALUTEC K&K s.r.o. [12]

### 2.2.2.3 Řešení Syskomp GmbH

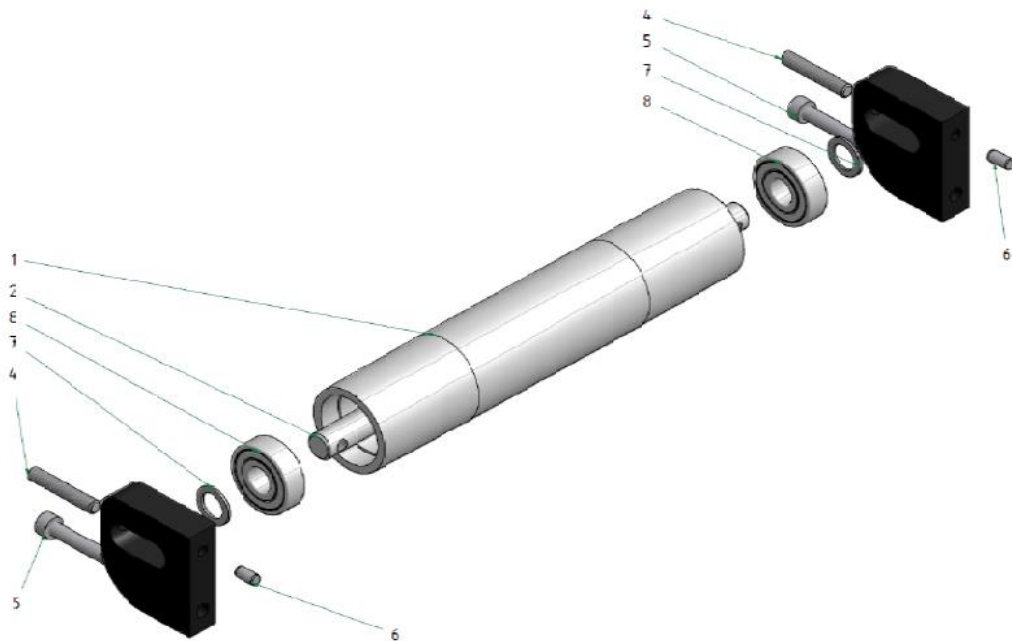
Opět podobné řešení nabízí výrobce Syskomp GmbH. Rozdělení dopravníků je znovu podle průměru bubnů a umístění pohonu. Přesto mají dopravníky této firmy svoje poměrně značná specifika. Jedná se hlavně o jednoznačně nejjednodušší provedení upevňovacích desek, které jsou navíc k nosným profilům připevněné na čele nikoliv z boku, jak je patrné na obrázku 2.10 vpravo. Desky jsou uchycené pomocí šroubu jdoucího do profilu a kolíku, což je vidět na obrázku 2.11.



Obr. 2.10 - Základní typ pásového dopravníku Syskomp GmbH [25]

Na obrázku 2.11 je vratný buben, který je dutý a prochází jím hřídel. Skrze ní prochází na krajích stavěcí šrouby, které drží v deskách a slouží jako napínací mechanismus, který je zvláštní tím, že desky se vůbec nepohybují. Dalším specifikem je uložení ložisek do bubnu, což umožňuje jednak jednoduchou konstrukci desek a také možnost použít zmíněný napínací mechanismus. Profil je speciálního tvaru, jak je vidět na obrázku 2.12.





Obr. 2.11 - Základní vratná jednotka Syskomp GmbH [25]



Obr. 2.12 - Řez dopravníkem Syskomp GmbH [25]

### 3 Teoretická východiska

Tato kapitola se zabývá základní potřebnou teorií výpočtů pásových dopravníků dle literatury a norem.

#### 3.1 Výpočet hlavního odporu dopravníku

Jako východisko pro výpočet odporu použijeme již zastaralou, ale teoreticky stále platící normu ČSN 26 3102 [5]. Vztah z ní použitý je v této práci upraven, aby jeho výsledek vycházel v jednotkách Newton. Hlavní odpor v sobě zahrnuje urychlování dopravovaného materiálu, dopravního pásu a válečků stolic. Následující vztah platí pro pásové dopravníky kratší než 70m s válečkovou stolicí.

$$O_H = f \cdot L \cdot [(q_{DM} + 2 \cdot q_P) \cdot \cos \varepsilon + q_{RH} + q_{RD}] [N] \quad (3-1)$$

Kde:  $O_H$ [N] je hlavní odpor dopravníku

$f$  [-] je globální součinitel tření

$L$ [m] je délka dopravníku

$\varepsilon$ [°] je sklon dopravníku

$q_{DM}$ [N/m] je tíhová síla dopravovaného materiálu na jeden metr

$q_P$ [N/m] je tíhová síla jednoho metru pásu

$q_{RH/D}$ [N/m] jsou síly od rotujících válečků na jeden metr větve

#### 3.2 Výpočet tahu v pásu

Tahy v pásu se počítají z Eulerova vztahu pro vláknové tření, který definuje poměr tahu ve větvi nabíhající na hnací buben ve větvi sbíhající z hnacího bubnu.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \alpha} [-]$$

Kde:  $T_1$ [N] tah ve větvi pásu nabíhající na buben

$T_2$  [N] tah ve větvi pásu sbíhající z bubnu

$\mu$ [-] je součinitel tření mezi bubnem a pásem

$\alpha$ [rad] je úhel opásání pásu na bubnu



Celkový odpor  $O_C$  se rovná rozdílu tahů, z čehož vyplývá vztah:

$$O_C = T_1 - T_2 = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) [N] \quad (3-2)$$

Z něho plynou vzorce pro výpočty obou tahů:

$$T_1 = O_C \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} [N] \quad (3-3)$$

$$T_2 = O_C \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} [N] \quad (3-4)$$

Tahy ve větvi nabíhající i sbíhající z vratného bubnu se berou přibližně stejné jako tah ve větvi sbíhající z hnacího bubnu, pokud zde nejsou nějaké další zdroje odporů, jako například válečkové stolice.

### 3.3 Výpočet napínací síly

Vyvození napínací síly je velmi důležité pro správný přenos hnací síly z bubnu na pás. Základní vztah pro vodorovný dopravník dle normy [5]:

$$Z = 2 \cdot T_2 [N] \quad (3-5)$$

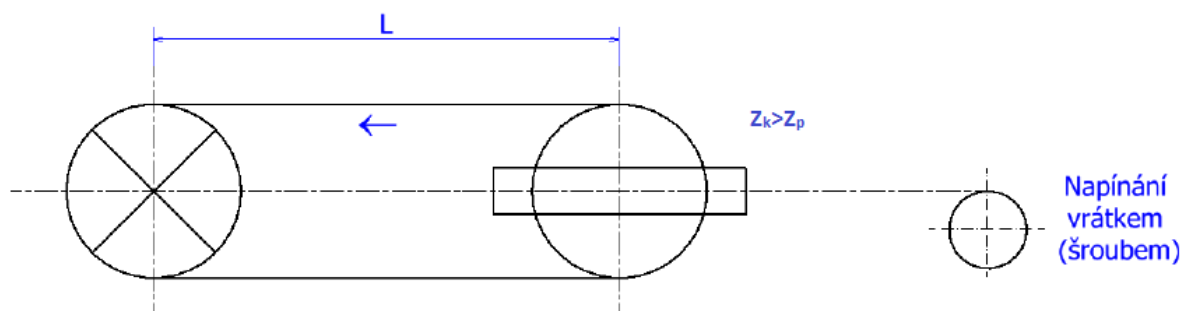
Kde:  $Z[N]$  je napínací síla

Norma dále doporučuje vynásobení této síly bezpečností 1,1. Jak ale upozorňuje [1], není takto jednoduchý výpočet vždy správný a měla by se mu věnovat větší pozornost. Určitě by mělo být rozlišeno, jakým způsobem je napínací síla vyvozována a podle toho postupovat.

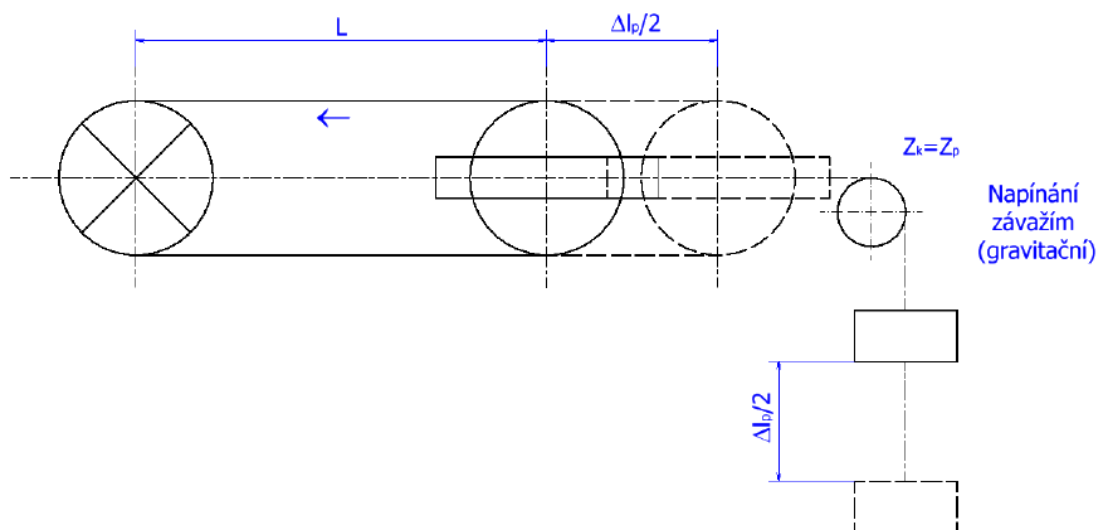
Způsoby napínání jsou:

- a) Vrátkem  
-napínání je provedeno pomocí šroubu a napínací buben po rozběhu nezmění svou polohu
- b) Závažím  
-napínání je provedeno pomocí zavěšeného závaží a napínací buben po rozběhu mění svoji polohu

Důležité je také rozlišovat napínací sílu za klidu  $Z_k$  a napínací sílu za pohybu  $Z_p$ . Rozběhnutí dopravníku vždy způsobí změnu tahových sil v pásu a tím pádem změnu délky pásu. U napínání závažím je tato změna délky okamžitě kompenzována, protože závaží posune napínací buben, a tak opět vyvozuje potřebnou napínací sílu a platí  $Z_k=Z_p$  jak můžeme vidět na obrázku 3.2. U napínání vrátkem, které je vidět na obrázku 3.1, toto ovšem neplatí. Rozběh opět způsobí protažení pásu, ale napínací buben toto nekompensuje, a tak dojde k poklesu napínací síly a může dojít až k prokluzu pásu. Platí tedy  $Z_k>Z_p$ . Tomuto je nutno předejít tím, že se napínací síla zvýší o hodnotu, která způsobí stejné protažení pásu, jako by způsobil rozběh dopravníku, a tak se protažení při rozběhu eliminuje a nedojde k výraznému snížení napínací síly a případnému prokluzu.



Obr. 3.1 - Napínání vrátkem [1]



Obr. 3.2 - Napínání závažím [1]

## 4 Výpočty nutné pro konstrukci

V této kapitole jsou provedeny výpočty potřebné k následné volbě komponentů a konstrukci dopravníku.

### 4.1 Výpočet hlavního odporu

Pro výpočet hlavního odporu  $O_H[N]$  nepoužijeme vztah z normy, který počítá s odpory rotujících válečků na válečkových stolicích, které na našem dopravníku nejsou. Místo toho použijeme vztah, který počítá pouze s třecí silou vznikající mezi kluznou deskou a pásem. Pás je přitlačován k desce vlastní hmotností a hmotností dopravovaného materiálu.

#### 4.1.1 Hmotnost nákladu

Maximální zatížení dopravníku je stanoveno zadáním. Tuto hodnotu je nutné vynásobit zadaným koeficientem přetížení a získáme výpočtové zatížení pro stanovení hlavního odporu.

$$m_N = m_{NZ} \cdot k_m \text{ [kg]} \quad (4-1)$$

$$m_N = 50 \cdot 1,5 \text{ [kg]} \quad (4-2)$$

$$m_N = 75 \text{ [kg]} \quad (4-3)$$

Kde:  $m_{NZ} = 50 \text{ [kg]}$  je zadaná maximální hmotnost nákladu

$k_m = 1,5 \text{ [-]}$  je zadaný koeficient přetížení

#### 4.1.2 Hmotnost pásu

Pro výpočet hlavního odporu stanovíme hmotnost pásu nad kluznou deskou z plochy kluzné desky a hmotnosti pásu udané výrobcem.

$$m_p = m_{p1m} \cdot B \cdot L \text{ [kg]} \quad (4-4)$$

$$m_p = 2,9 \cdot 0,6 \cdot 2 \text{ [kg]} \quad (4-5)$$

$$m_p = 3,48 \text{ [kg]} \quad (4-6)$$



Kde:  $m_{p1m}$ [kg] je hmotnost jednoho čtverečného metru pásu udaná výrobcem

$B$ [m] je šířka pásu ze zadání

$L$ [m] je délka dopravníku ze zadání

#### 4.1.3 Hlavní odpor

$$O_H = f_1 \cdot g \cdot (m_N + m_P) [N] \quad (4-7)$$

$$O_H = 0,6 \cdot 9,81 \cdot (75 + 3,48) [N] \quad (4-8)$$

$$O_H = 462 [N] \quad (4-9)$$

Kde:  $O_H$ [N] je hlavní odpor

$f_1 = 0,6$  [-] je součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou a je dán výrobcem

$g = 9,81$  [m/s<sup>2</sup>] je gravitační zrychlení

$m_N = 75$  [kg] je hmotnost nákladu vypočítaná (4-3)

$m_P = 3,48$  [kg] je hmotnost pásu nad kluznou deskou vypočítaná (4-6)

## 4.2 Výpočet výkonu pohonu

Minimální výkon pohonu stanovíme z momentu, který musí vyvinout hnací buben na překonání odporů, a z jeho otáček. Hlavní odpor, který je počítán (4-9), je zaokrouhlen na 500[N] pro pokrytí odporů z ohybu pásu a odporů z ložisek. Minimální výkon elektromotoru je dále zvýšen koeficientem pro bezproblémové rozjíždění a provoz dopravníku.

### 4.2.1 Výpočet rychlosti pásu a otáček hnacího bubnu

Tento výpočet vychází ze vztahu pro výpočet potřebného obsahu průřezu náplně pro výpočet šířky pásu.

$$S_p = \frac{Q_m}{v \cdot \rho} [m^2] \quad (4-10)$$

Kde:  $S_p$ [m<sup>2</sup>] je potřebný obsah průřezu náplně dle [4]

$Q_m$ [kg/s] je hmotnostní tok dopravovaného materiálu

$v$  [m/s] je rychlost pásu

$\rho$ [kg/m<sup>3</sup>] je hustota dopravovaného materiálu

Výška náplně by z hlediska konstrukce bočnic neměla přesáhnout 60mm. Při vyšší náplni by se výrazně a zbytečně zvětšila výška bočnic. Proto je volena nižší výška náplně a tak je při znalosti šířky pásu znám průřez náplně a hustota i hmotnostní tok materiálu. Tím pádem je poslední neznámá ve vztahu rychlost pásu. Nejdříve je spočítán obsah průřezu náplně při předpokladu obdélníkového plnění mezi bočnicemi.

$$S = B \cdot h [m^2] \quad (4-11)$$

$$S = 0,6 \cdot 0,05 [m^2] \quad (4-12)$$

$$S = 0,03 [m^2] \quad (4-13)$$

Kde:  $S[m^2]$  je reálný obsah průřezu náplně

$B=0,6[m]$  je zadaná šířka pásu

$h=0,05[m]$  je volená výška náplně

Dále může být upravením vztahu (4-10) spočítána rychlost pásu.

$$v = \frac{Q_m \cdot k_p}{S \cdot \rho} [m/s] \quad (4-14)$$

$$v = \frac{1,5 \cdot 1,5}{0,03 \cdot 400} [m/s] \quad (4-15)$$

$$v = 0,188 [m/s] \quad (4-16)$$

Kde:  $v[m/s]$  je rychlost pásu

$Q_m=1,5[kg/s]$  je zadaný hmotnostní tok

$k_p=1,5[-]$  je volený koeficient plnění pro zamezení vypadávání materiálu přes bočnice při nerovnoměrném plnění

$\rho=400[kg/m^3]$  je hustota dopravovaného materiálu dle [10]

Z této rychlosti jsou dopočítány otáčky hnacího bubnu potřebné pro výpočet výkonu pohonu.



$$n = \frac{60 \cdot \frac{v}{r}}{2 \cdot \pi} [\text{min}^{-1}] \quad (4-17)$$

$$n = \frac{60 \cdot \frac{0,188}{0,025}}{2 \cdot \pi} [\text{min}^{-1}] \quad (4-18)$$

$$n = 71,8 [\text{min}^{-1}] \quad (4-19)$$

Kde:  $n[\text{min}^{-1}]$  jsou potřebné otáčky hnacího bubnu

$r=0,025[\text{m}]$  je poloměr hnacího bubnu volený dle pásu v konstrukční kapitole

#### 4.2.2 Výpočet momentu na hnacím bubnu

$$M = O_C \cdot r [\text{Nm}] \quad (4-20)$$

$$M = 500 \cdot 0,025 [\text{Nm}] \quad (4-21)$$

$$M = 12,5 [\text{Nm}] \quad (4-22)$$

Kde:  $O_C=500[\text{N}]$  je celkový odpor ze zaokrouhleného hlavního odporu

#### 4.2.3 Výkon

$$P' = \frac{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n}{60} [\text{W}] \quad (4-23)$$

$$P' = \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,5 \cdot 71,8}{60} [\text{W}] \quad (4-24)$$

$$P' = 94 [\text{W}] \quad (4-25)$$

Kde:  $P'[\text{W}]$  je minimální potřebný výkon pro pohyb dopravníku

$M=12,5[\text{Nm}]$  je moment na hnacím bubnu počítaný (4-22)

$n=71,8[\text{min}^{-1}]$  jsou otáčky hnacího bubnu počítané (4-19)

#### 4.2.4 Výkon pro rozjezd

$$P = P' \cdot k_r [\text{W}] \quad (4-26)$$

$$P = 94 \cdot 1,5 [\text{W}] \quad (4-27)$$

$$P = 141 [\text{W}] \quad (4-28)$$

Kde:  $k_r[-]$  je koeficient pro rozjezd



### 4.3 Výpočet tahů v pásu

Tahy v pásu na straně hnacího bubnu za jeho provozu jsou spočítány pomocí Eulerova vztahu pro vláknové tření. Tahy v pásu na straně vratného bubnu jsou brány jako stejné jako tah v pásu ve větvi sbíhající z hnacího bubnu.

$$T_1 = O_c \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} [\text{N}] \quad (4-29)$$

$$T_1 = 500 \cdot \frac{e^{\pi \cdot 0,8}}{e^{\pi \cdot 0,8} - 1} [\text{N}] \quad (4-30)$$

$$T_1 = 544 [\text{N}] \quad (4-31)$$

$$T_2 = O_c \cdot \frac{1}{e^{\pi \cdot 0,8} - 1} [\text{N}] \quad (4-32)$$

$$T_2 = 500 \cdot \frac{1}{e^{\pi \cdot 0,8} - 1} [\text{N}] \quad (4-33)$$

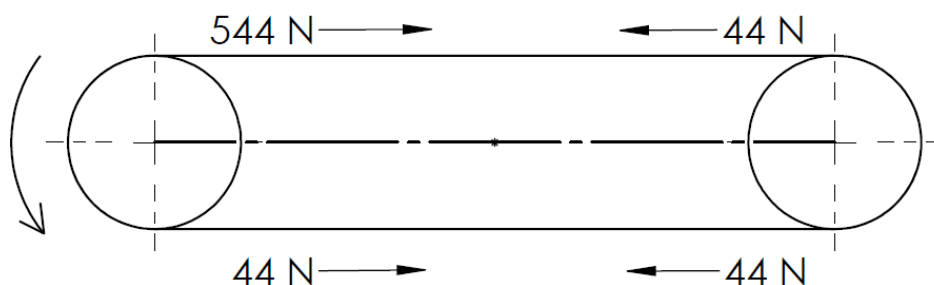
$$T_2 = 44 [\text{N}] \quad (4-34)$$

Kde:  $T_1$ [N] tah ve větvi pásu nabíhající na hnací bubnu

$T_2$  [N] tah ve větvi pásu sbíhající z hnacího bubnu

$\mu=0,8[-]$  je součinitel tření mezi bubnem a pásem, zvýšený díky vroubkování na bubnu

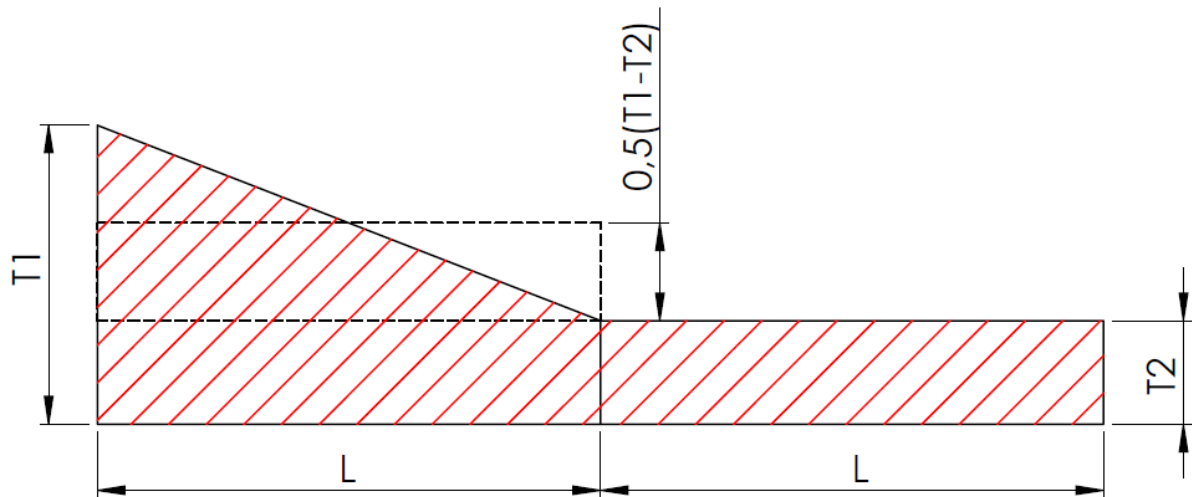
$\alpha=\pi$ [rad] je úhel opásání pásu na bubnu



Obr. 4.1 - Tahy v pásu za pohybu

## 4.4 Výpočet napínací síly

Jedná se o napínání pomocí šroubu, a tak musí být napínací síla složena jak z dvojnásobku tahu ve větvi sbíhající z hnacího bubnu, tak ze síly, která způsobí stejné prodloužení, jaké by vyvolaly v pásu spočítané tahové síly.



Obr. 4.2 - Rozložení tahů v pásu

Na obrázku 4.2 je rozložení tahových sil podél pásu. Pro zjednodušení je trojúhelníkový průběh v horní větvi pásu převeden na obdélníkový, tedy konstantní. Při působení tohoto konstantního tahu v celé délce horní větve dojde ke stejnému prodloužení jako při působení narůstajícího tahu. Nyní může být stanovena tahová síla v horní větvi pásu  $F_H$ [N] a tahová síla v dolní větvi pásu  $F_D$ [N].

$$F_H = T_2 + \frac{1}{2} \cdot (T_1 - T_2) = 44 + \frac{1}{2} \cdot (544 - 44) = 294[\text{N}] \quad (4-35)$$

$$F_D = T_2 = 44[\text{N}] \quad (4-36)$$

Dále mohou být spočítány relativní prodloužení, která tyto síly vyvolají v pásu. Není ovšem znám Youngův modul pružnosti pásu, který výrobce pásu neudává. Proto je využit jiný údaj z katalogu, a to síla potřebná k vyvození relativního prodloužení 1% značená  $F_{1\%}$ [N]. Tato síla je udána na jeden centimetr šířky pásu a je 10N/cm, což při šířce pásu 600mm činí 600N. Pomocí tohoto údaje a přímé úměry může být stanoveno relativní prodloužení horní větve  $\varepsilon_H$ [%] a relativní prodloužení dolní větve  $\varepsilon_D$ [%].

$$F_{1\%}=600[\text{N}]. \dots\dots\dots \varepsilon=1[\%]$$

$$F_H=294[\text{N}]. \dots\dots\dots \varepsilon_H=0,49[\%]$$

$$F_D=44[\text{N}]. \dots\dots\dots \varepsilon_D=0,07[\%]$$

Z těchto prodloužení lze jednoduše průměrem stanovit relativní posunutí napínacího bubnu  $\varepsilon_B$ [%], kterého musíme při napínání dosáhnout, aby nedošlo k prodloužení pásu po rozběhu. Poté se stanoví předpětí, které musí být za klidu po celé délce pásu  $F_\varepsilon$ [N] a které vyvodí právě toto posunutí bubnu. Stanoví se opět pomocí přímé úměry.

$$\varepsilon_B = \frac{\varepsilon_H + \varepsilon_D}{2} = \frac{0,49 + 0,07}{2} = 0,28[\%] \quad (4-37)$$

$$F_\varepsilon = 168[\text{N}]. \dots\dots\dots \varepsilon_B = 0,28[\%] \quad (4-38)$$

Při použití vztahu (3-5) pro výpočet napínací síly daného normou [5] je předpětí v jedné větvi pásu rovno  $T_2$ [N]. K němu je dále přičteno předpětí  $F_\varepsilon$ [N] a výsledkem je celkové předpětí v jedné větvi pásu za klidu  $F_p$ [N]. Pro získání celkové napínací síly potřebné k zamezení prokluzu pásu po rozběhu  $Z_C$ [N] se toto předpětí vynásobí dvěma. Dále se opět pomocí přímé úměry určí potřebné relativní prodloužení pásu  $\varepsilon_p$ [%] a ze známé délky dopravníku i absolutní posunutí napínacího bubnu pro vyvození napínací síly  $\Delta L$  [mm].

$$F_p = F_\varepsilon + T_2 = 168 + 44 = 212[\text{N}] \quad (4-38)$$

$$Z_C = 2 \cdot F_p = 2 \cdot 212 = 424[\text{N}] \quad (4-39)$$

$$F_p = 212[\text{N}]. \dots\dots\dots \varepsilon_p = 0,35[\%] \quad (4-40)$$

$$\Delta L = L \cdot \varepsilon_p = 2000 \cdot 0,0035 = 7[\text{mm}] \quad (4-41)$$

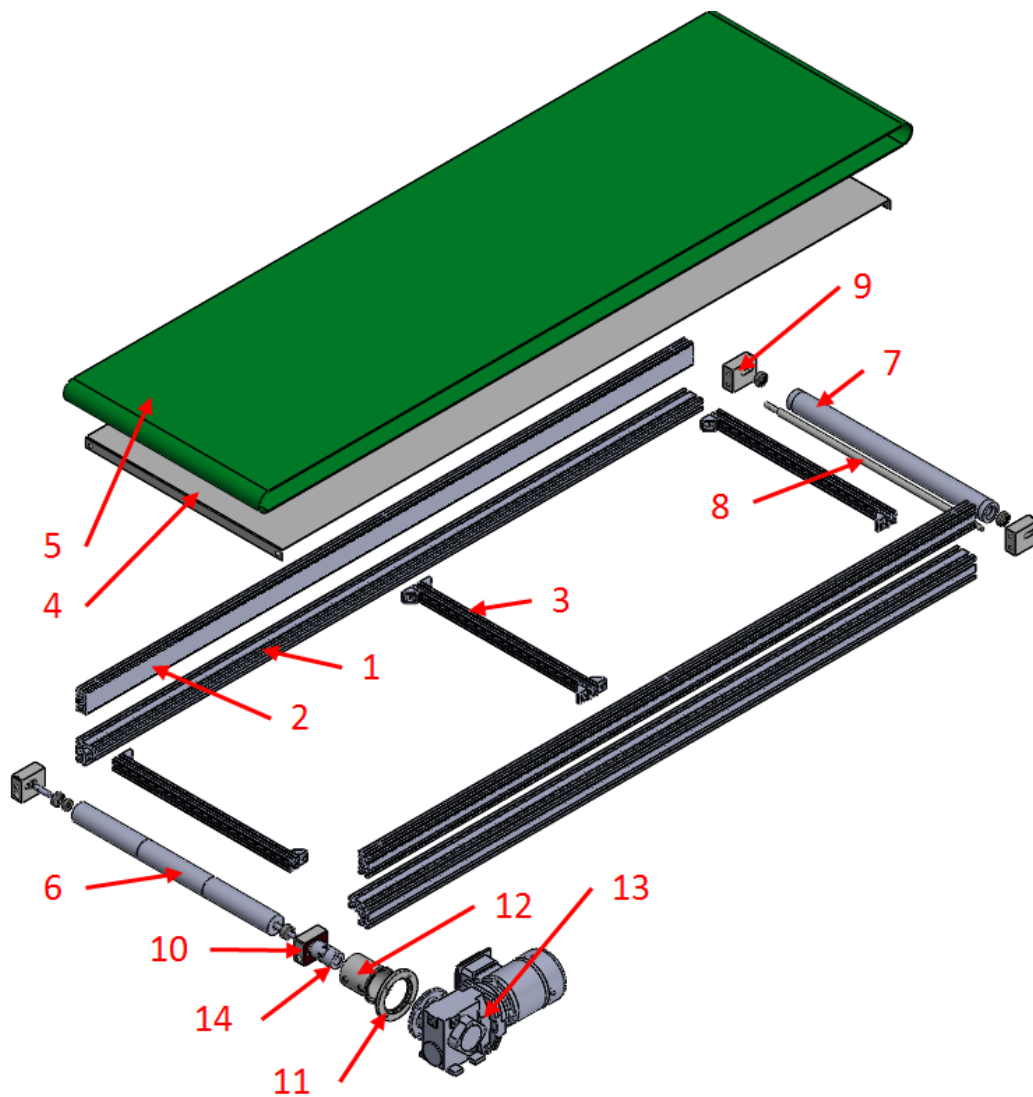
Napínací mechanismus dopravníku by tedy měl umožňovat jak snížení rozteče bubnů pro nasazování pásu, tak zvýšení rozteče minimálně o 7mm pro potřebné napnutí pásu.

## 5 Konstrukční část

Požadavkem na konstrukční řešení je jednoduchá koncepce. Rám musí být tvořen z dostupných stavebnicových prvků. Maximum dílů musí být z dostupných nakupovaných součástí. U zbývajících součástí je požadavek na co nejsnazší výrobu pomocí dostupných technologií, které lze řešit v kooperaci třískovým CNC obráběním případně plošným tvářením (ohýbáním) u plechových dílů. Koncepce konstrukčního řešení musí umožnit snadnou parametrizaci modelu v délkovém a šířkovém rozměru.

### 5.1 Obecný popis

Koncepce řešení v sobě kombinuje poznatky z rešeršní části tak, aby výsledný dopravník byl co nejjednodušší, levný a zároveň spolehlivě splňoval zadané požadavky. Na obrázku 5.1 se nachází rozklad modelu konečné podoby dopravníku s pozicemi hlavních dílů. Rám dopravníku je tvořen dvěma nosnými profily (1), dvěma bočnicovými profily (2) a třemi příčnými profily (3). Na rámu je přišroubována kluzná deska (4), která tvoří ložný profil pro pás (5), který je napnutý mezi hnacím bubnem (6) a vratným bubnem (7). Vratný buben je uložen na hřídeli (8), která skrze něj prochází a je uložena do upevňovacích desek (9), které obsahují napínací mechanismus a které budeme v dalším textu označovat jako patky. Napínací patky jsou všechny stejné kromě patky u motoru (10), ve které je ložisko a v něm uložený hnací buben. K této patce je pomocí příruby (11) a zvonu (12) připevněn pohon (13), jehož hřídel je s hřídelí hnacího bubnu spojena pomocí pružné spojky (14).



Obr. 5.1 - Rozklad modelu

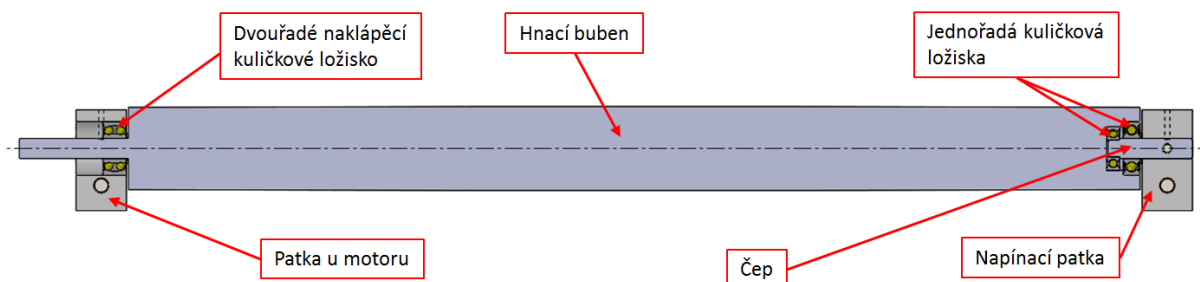
## 5.2 Popis hlavních celků

V následující kapitole jsou popsány základní konstrukční uzly včetně základních rozměrových parametrů.

### 5.2.1 Hnací buben

Průměr obou bubnů je 50mm, což odpovídá minimálnímu dovolenému průměru dle výrobce pásu. Hnací buben je plného průřezu a je vyroben z konstrukční oceli. Uprostřed má úsek s vroubkováním pro zvýšení koeficientu tření a spolehlivější přenos krouticího momentu z bubnu na pás. Okraje hnacího bubnu jsou kuželovité. Kužel nahrazuje bombírování pro středění pásu během provozu. Buben je na straně pohonu uložen v dvouřadém kuličkovém naklápěcím ložisku, které je v patce u

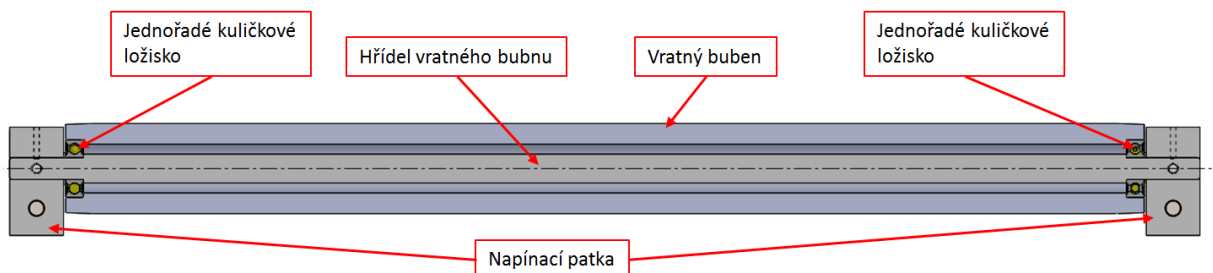
motoru. Na druhé straně jsou do bubnu uložena jednořadá kuličková ložiska dvou různých rozměrů, kterými prochází nerotační čep jdoucí do napínací patky. Použití dvou ložisek je tu voleno proto, že výrazně omezuje možnost natočení osy čepu vůči ose bubnu. Napínací síla pásu má snahu právě toto způsobovat a při použití jednoho ložiska by docházelo k maximálnímu natočení ložiska a tím k jeho brzkému opotřebení nebo destrukci. Toto složitější řešení uložení hnacího bubnu však přináší velkou výhodu. Tou je uložení ložisek do bubnu, a tím možnost výrazně zjednodušit konstrukci patek a hlavně napínacího mechanismu, který je popsán dál.



Obr. 5.2 - Řez modelem hnacího bubnu s jeho uložením

### 5.2.2 Vratný buben

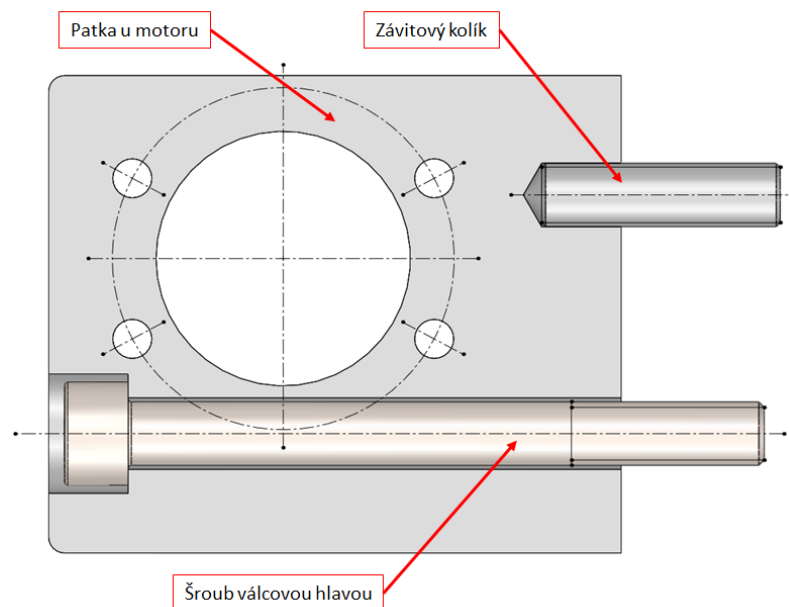
Vratný buben je opět vyroben z konstrukční oceli a je řešen jako dutý. Na krajích má opět kuželovou úpravu konců pro středění pásu stejně, jako je uvedeno u hnacího bubnu. Do napínacích patek je uložen přes nerotační hřídel, která skrze něj prochází. Na každé straně je jednořadá kuličková ložisko, uložené uvnitř bubnu a na hřídeli, která je na každé straně upevněna do napínací patky. Vůli mezi bubnem a patkami vymezuje u obou bubnů distanční podložka, která zajistí, aby nedošlo ke kontaktu patek s rotující částí.



Obr. 5.3 - Řez modelem vratného bubnu s uložením

### 5.2.3 Patky a napínací mechanismus

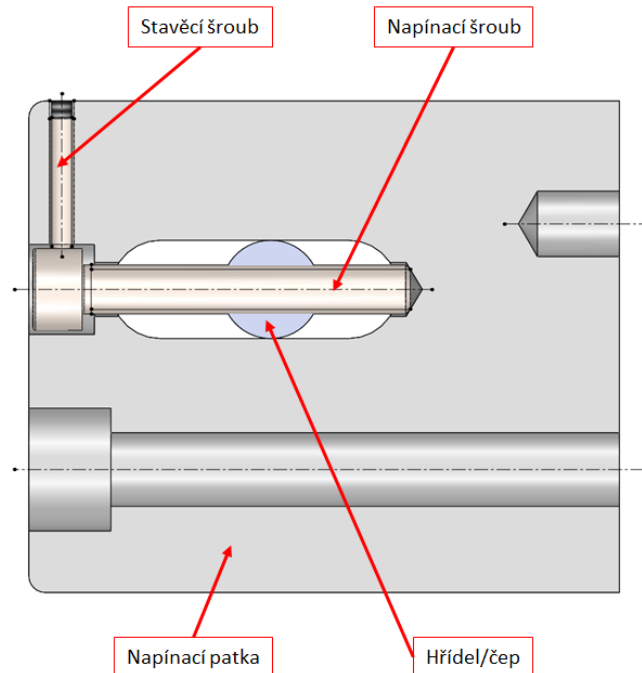
Patky jsou vyrobeny z hliníkové slitiny. Ta nevyžaduje ochranu proti korozi, polotovar je snadno dostupný a lehce obrobitelný. Součásti nejsou příliš zatěžované, proto u nich není nutné používat ocel s vyšší pevností. Jejich funkcí je spojování bubnů s rámem a hlavně napínání a centrování pásu. Patka u motoru slouží pouze k propojení rámu, bubnu a zvonu a neobsahuje napínací mechanismus. Z toho vyplývá, že u hnacího bubnu je napínání pouze na jedné straně, což slouží k naklápění bubnu a tím vyrovnávání pásu v příčném směru, který pak při správném vycentrování při provozu nevybočuje v příčném směru. Vratný buben má na každé straně napínací patku pro napínání pásu a také umožňuje vyrovnávat pás v příčném směru. Na obrázku 5.4 jsou vidět prvky spojující patky s rámem. Je to šroub s válcovou hlavou, který prochází skrz patku a je zašroubovaný do závitů v nosném profilu a dále krátká závitová tyč (závitový kolík) uložená ve válcové díře v patce a zašroubována taktéž do nosného profilu.



Obr. 5.4 - Řez modelem patky u motoru se spojovacími prvky

Napínací mechanismus je vidět na obrázku 5.5. Skládá se z drážky, ve které je vedena hřídel nebo čep se závitem, skrze který prochází napínací šroub. Ten se svým koncem opírá o díru v patce a jeho otáčením dochází k posunu hřídele nebo čepu drážkou. Délka drážky je volena tak, aby se mohla při nandávání pásu zmenšit

rozteč bubnů a zároveň, aby poskytla prostor pro napnutí pásu. Povolování napínacího šroubu je jištěno stavěcím šroubem.

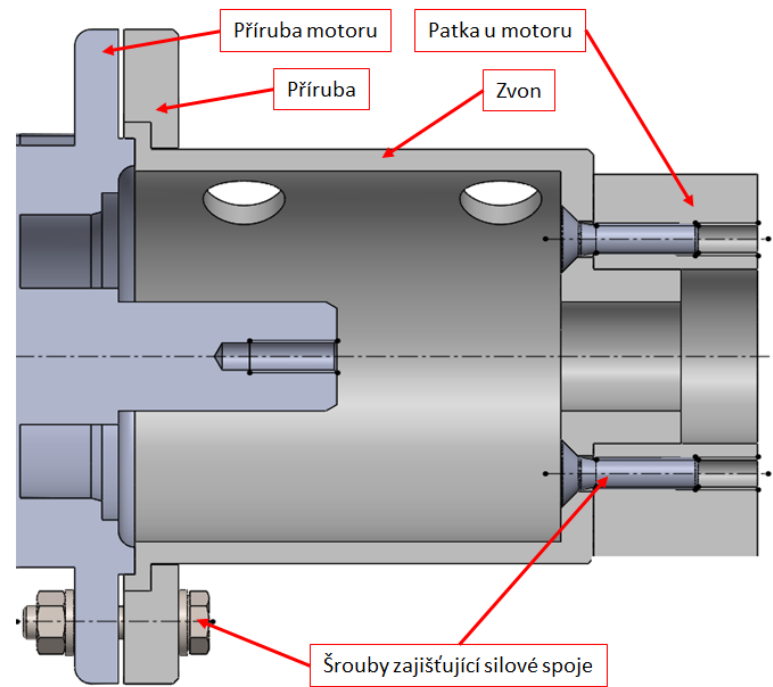


Obr. 5.5 - Řez modelem napínací patky s napínacím mechanismem

#### 5.2.4 Příruba a zvon

Kvůli spojování stejných materiálů a snížení hmotnosti konstrukce jsou příruba i zvon vyrobeny z hliníku. Součást připojující pohon k dopravníku byla rozdělena na zvon a přírubu proto, aby se dal pohon při povolení šroubů snadno otáčet kolem osy výstupního hřídele a tím polohovat. Jedná se tedy o silový spoj, kdy je zvon svíraný mezi přírubou motoru a volnou přírubou zvonu. Na druhé straně je buben uložen do patky motoru a připevněn pomocí šroubů. V případě, že by došlo k poruše a hnací buben se zasekl, tak by krouticí moment mohl překonat silový spoj v přírubě a pohon by se protočil. Proto jsou v kapitole s kontrolami vypočítány minimální utahovací momenty, aby k něčemu takovému nedošlo. Díry na zvonu slouží pro průchod šestihranných klíčů při montáži spojky.





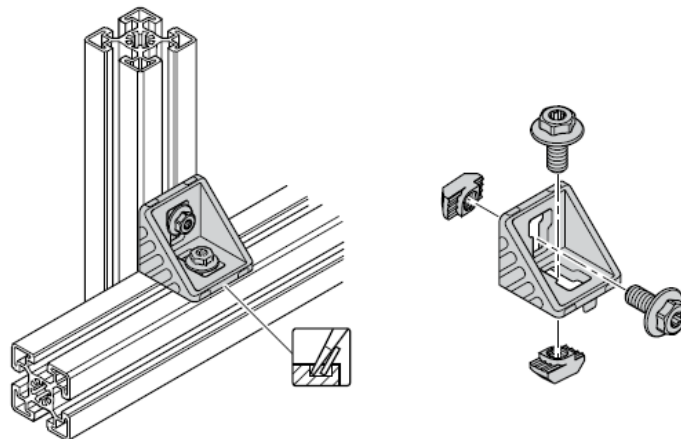
Obr. 5.6 - Řez spojením zvonu a příruby s motorem a patkou

### 5.2.5 Kluzná deska

Na kluznou desku je použit nerezový plech o tloušťce 1,5mm. Nerezová ocel je použita, protože má hladký povrch a při kontaktu s dopravním pásem menší koeficient tření. Plech je k rámu připevněn pomocí šroubů, které procházejí skrze díru v lemu do závitů v profilu. Pro snížení hlučnosti a zabránění vzniku rezonancí je plech v místech kontaktu s rámem podlepen oboustrannou lepicí páskou 3M.

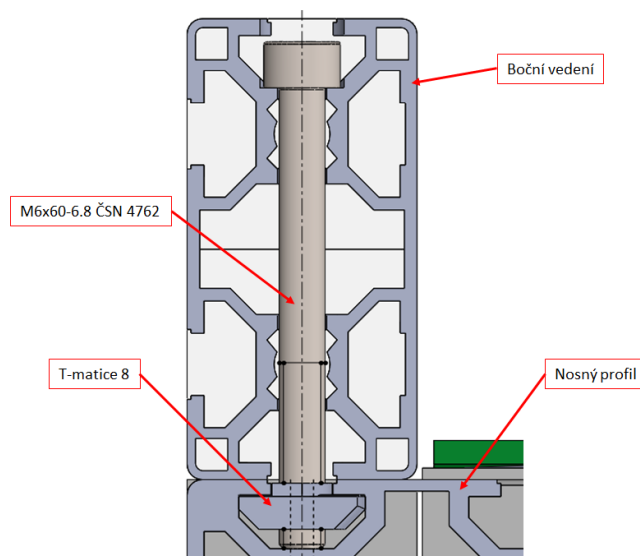
### 5.2.6 Spoje a spojovací součásti

Spojení nosných a příčných profilů je provedeno pomocí k tomu určených úhelníků 30x30 od firmy Bosch Rexroth, spol. s r.o., která vyrábí taktéž samotné profily. Úhelníky jsou k profilu přišroubovány pomocí šroubu M6x14 DIN 7984 a T-matice velikosti 8.



Obr. 5.7 - Ukázka připevnění úhelníku pomocí šroubů DIN 914 a T-matic

Připevnění bočního vedení k nosnému profilu je uskutečněno pomocí šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6x60-6.8 ČSN 4762 a T-matice velikosti 8. Toto spojení vyžaduje vrtání zahloubení do profilu bočního vedení, ale šroub je díky tomu skryt v profilu.



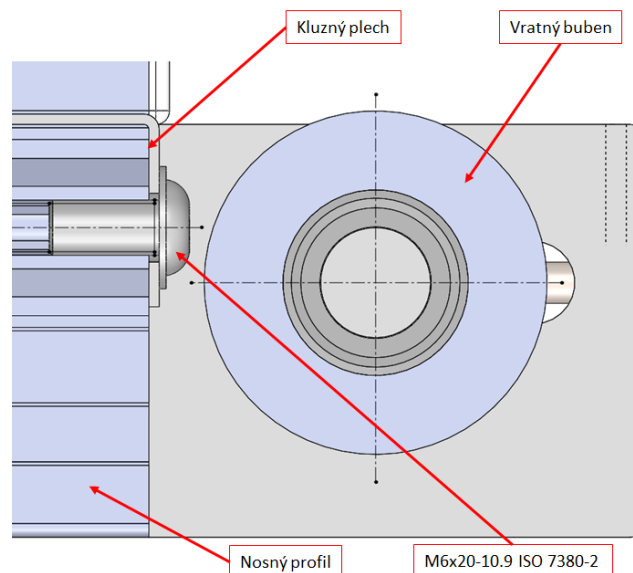
Obr. 5.8 - Detail modelu spojení bočního vedení s nosným profilem

Připojení patek k nosnému profilu bylo již popsáno v podkapitole popisující patky. Je provedeno pomocí šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M8x80-6.8 ČSN 4762 a závitového kolíku vyrobeného ze závitové tyče M8-30 DIN 976.

Napínací mechanismus zobrazený na obrázku 5.5 se sestává z napínacího šroubu, na který je použit šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M6x40-10.9 ČSN 4762 a stavěcího šroubu M3x16-14H.

Spojení zvonu s patkou u motoru je dobře vidět na obrázku 5.6 a je provedeno pomocí šroubů s kuželovou hlavou M6x20-10.9 DIN 7991. Tyto šrouby jsou voleny pro úsporu místa, a tím pádem zmenšení délky zvonu. Ten je k motoru připojen silovým spojem, kdy je přitlačován přírubou zvonu, která je s přírubou motoru spojena pomocí šroubu s šestihrannou hlavou M6x30-10.9 ČSN 4014.

Šrouby použité na přišroubování kluzného plechu k nosným profilům jsou šrouby s čočkovou hlavou M6x20-10.9 ISO 7380-2. Tyto šrouby jsou voleny pro jejich malou výšku hlavy, aby se daly bubny co nejvíce povolit, tedy posunout směrem k rámu, a při tom by stále mezi bubnem a šroubem byla vůle.



Obr. 5.9 - Spojení kluzného plechu s nosným profilem při největším povolení bubnu

## 6 Volba a popis kupovaných komponentů

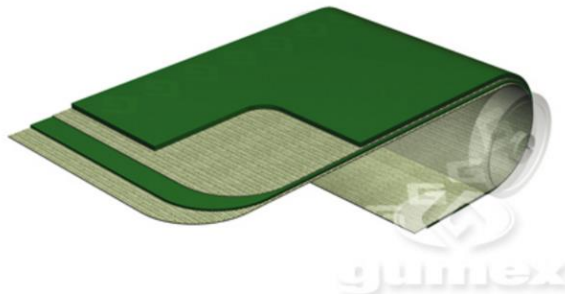
Následující část práce se zabývá volbou kupovaných komponentů dopravníku, jejich vlastnostmi a důvody jejich volby.

### 6.1 Dopravní pás

Dopravní pás je hlavním tažným prvkem dopravníku a zároveň přichází nejvíce do kontaktu s dopravovaným materiálem. Proto je důležité hledět na jeho pevnost v tahu a odolnost, která v tomto případě nemusí být zvlášť vysoká. Často je také důležité hledět na chemickou odolnost pásu při přepravě chemicky aktivních nebo znečištěných látek, čímž se v tomto případě není třeba zabývat. Zvolen byl dopravní pás z PVC od tuzemského výrobce GUMEX, spol. s.r.o. s označením GS220/R. Jeho maximální zatížení by dle vlastností vypsanych níže nemělo překročit 1200N, což je splněno, protože největší síla působící na pás vypočítaná (4-31) je nižší. Vyhovuje tedy jak pevnostně, tak i dalšími vlastnostmi, jako je obnažená spodní vložka pro provoz na kluzné desce a vhodnost pro přepravu plastů a jiných drobných dílů.

Výrobce uvádí následující vlastnosti [13]:

- šířka: 600mm
- síla: 2,4mm
- minimální průměr bubnu: 50mm
- hmotnost: 3,6kg/m<sup>2</sup>
- PVC pás, antistatický, částečně odolný vůči minerálním olejům a tukům, vhodný pro přepravu balených potravin, dřeva, pilin, štěpků, plastů
- na spodní straně obnažená vložka - určeno pro provoz na kluzné desce
- počet vložek: 2
- pracovní zatížení na 1 % prodloužení: 10 N/mm šířky
- maximální pracovní zatížení: 20N/mm šířky
- vrchní strana: PVC vrstva síly 0,7 mm
- konstrukce pásu: příčně tuhý (není vhodný pro dopravníky s korýtkovým profilem)



Obr. 6.1 - Dopravní pás GS220/R [13]

## 6.2 Pohon

Jako pohon je volen převodový elektromotor se šnekovou převodovkou, stejně jako u výrobců zmíněných v rešerši. Ten má velký rozsah převodových poměrů a výstupní hřídel převodovky je kolmo na hřídel motoru, což umožňuje lepší prostorové uspořádání. Konkrétně byl vybrán převodový motor SK 02404 VF – 63L/4 od firmy NORD-Poháněcí technika s.r.o. Je volen motor s výkonem nejbližším vyššímu výkonu vypočítanému (4-28). Dále je volen převodový poměr tak, aby byly výstupní otáčky pohonu co nejbližší otáčkám vypočítaným (4-19).

### Asynchronní čtyřpólový motor 63L/4:

Jmenovitý výkon:  $P_N = 0,18 \text{ kW}$

Jmenovité otáčky:  $n_N = 1390 \text{ min}^{-1}$

Jmenovitý moment:  $M_N = 1,24 \text{ Nm}$

Napětí: 230/400V, 50Hz

Proud: 0,68 A

Krytí: IP 55

Hmotnost: 13 kg

### Šneková převodovka SK 02040 VF:

Převodový poměr:  $i = 19,56$

Výstupní otáčky:  $n_{OUT} = 70 \text{ min}^{-1}$

Výstupní moment:  $M_{OUT} = 20 \text{ Nm}$

Účinnost:  $\eta = 81 \%$  (katalog neuváděl – dopočítáno)



Obr. 6.2 - Převodový elektromotor SK 02404 VF – 63L/4 [14]

### 6.3 Konstrukční profily

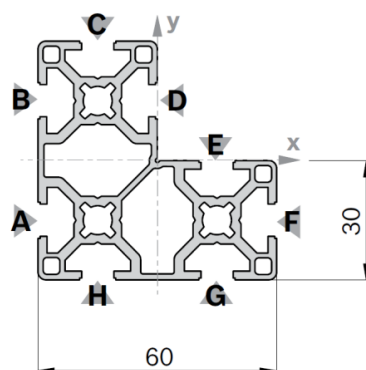
Mezi konstrukční profily patří nosné profily, příčné profily a profily bočnicí. Nosné a příčné profily spojují ostatní části dopravníku a spolu s kluznou deskou tvoří ložný profil pásu. Profily bočnicí zamezují vypadávání transportovaného materiálu do stran dopravníku. Protože se tento dopravník nebude vyrábět sériově, není možné z cenových důvodů volit vlastní tvar profilu, jak činí někteří výrobci zmínění v rešerši. Proto jsou voleny běžně dostupné profily od firmy Bosch Rexroth, spol.s.r.o. [15]. Materiál všech profilů je hliníková slitina EN AW 6060. Jako nosný je volen profil 30x30x60 s katalogovým číslem 3 842 993 016, který má vhodný tvar pro uložení kluzné desky. Navíc nabízí možnost zakončení se závity, které poslouží k připevnění upevňovacích desek.

#### 30x60x60

$A = 8,2 \text{ cm}^2$   
 $I_x = 26,2 \text{ cm}^4$   
 $I_y = 26,2 \text{ cm}^4$   
 $W_x = 7,6 \text{ cm}^3$   
 $W_y = 7,6 \text{ cm}^3$   
 $m = 2,2 \text{ kg/m}$



19189

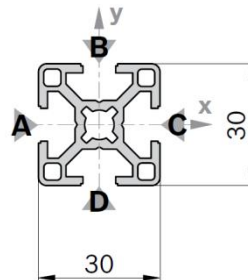


Obr. 6.3 - Tvar a vlastnosti nosného profilu [15]

Jako příčný profil je volen jednoduchý profil 30x30 s katalogovým číslem 3 842 990 720, který postačuje pro spojení nosných profilů a podporu kluzné desky.

**30x30**

$$\begin{aligned} A &= 3,1 \text{ cm}^2 \\ I_x &= 2,8 \text{ cm}^4 \\ I_y &= 2,8 \text{ cm}^4 \\ W_x &= 1,8 \text{ cm}^3 \\ W_y &= 1,8 \text{ cm}^3 \\ m &= 0,9 \text{ kg/m} \end{aligned}$$



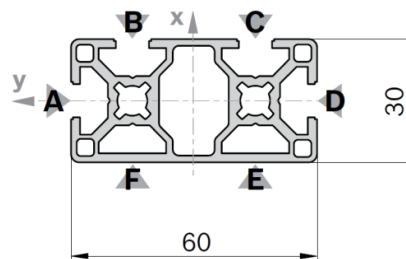
19178

Obr. 6.4 - Tvar a vlastnosti příčného profilu [15]

Jako profil bočnice byl zvolen profil 30x60 4N s katalogovým číslem 3 842 993 420, který se vyznačuje jednou ze svých stran zcela bez drážek, což je dobře vzhledem k zamezení vnikání dopravovaného materiálu do profilu. Rychlost pásu byla vypočítána tak, aby náplň pásu nepřepadávala přes tyto bočnice.

**30x60 4N**

$$\begin{aligned} A &= 5,8 \text{ cm}^2 \\ I_x &= 20,2 \text{ cm}^4 \\ I_y &= 5,5 \text{ cm}^4 \\ W_x &= 6,7 \text{ cm}^3 \\ W_y &= 3,8 \text{ cm}^3 \\ m &= 1,6 \text{ kg/m} \end{aligned}$$



19188

Obr. 6.5 - Tvar a vlastnosti profilu bočnice [15]

## 6.4 Pružná spojka

Pružná spojka má za úkol přenesení krouticího momentu z hřídele pohonu na hřídel hnacího bubnu. Je volena pružná spojka TRASCO od dodavatele Haberkorn Ulmer s.r.o., která vyhovuje svými možnostmi připojovacích rozměrů a svojí schopností přenést požadovaný krouticí moment spočítaný (4-22).

Spojka má pro námi zvolenou velikost 19/24 a typ pružného členu 64 Shore D následující parametry [16]:

Jmenovitý krouticí moment:  $T_{KN} = 21 \text{ Nm}$

Maximální krouticí moment:  $T_{Kmax} = 42 \text{ Nm}$

Maximální otáčky:  $n_{max} = 14\,000 \text{ min}^{-1}$



Obr. 6.6 - Pružná spojka TRASCO[17]

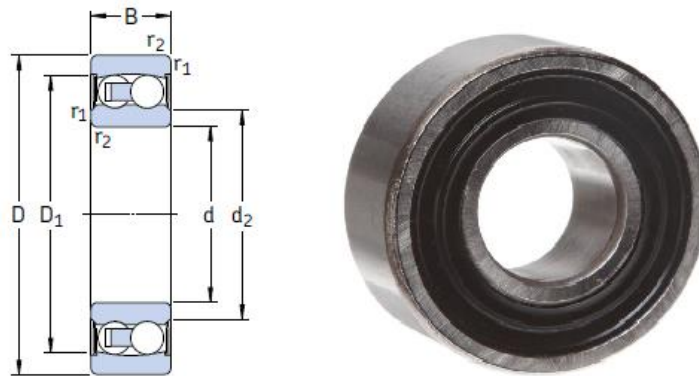
## 6.5 Ložiska

Všechna použitá ložiska jsou od společnosti SKF CZ a.s. [18] a všechna jsou opatřena těsněním, protože nejsou žádným jiným způsobem chráněna před okolními nečistotami z důvodu jednoduchosti konstrukce. Ložisko na hnacím bubnu u pohonu je jako jediné uložené v upevňovací desce a je voleno dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko 2201 E-2RS1TN9, které umožňuje úhlové vychýlení až  $2,5^\circ$ , což je velmi důležité z důvodu naklápění celého bubnu kvůli vycentrování pásu.

Rozměry			Únosnost		Max. otáčky
d	D	B	C	$C_0$	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[ $\text{min}^{-1}$ ]
12	32	14	6,2	1,4	16000

Tab.1 – Základní parametry ložiska 2201 E-2RS1TN9 [18]



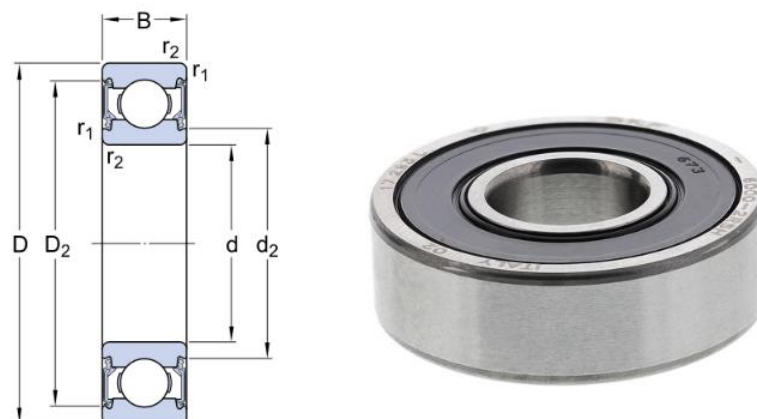


Obr. 6.7 - Ložisko 2201 E-2RS1TN9 [18]

Uvnitř hnacího bubnu na opačné straně než je umístěn pohon jsou dvě ložiska na společném čepu, který pokračuje do napínacího mechanismu. Důvod použití dvou ložisek je popsán v konstrukční části práce. Menší z použitých ložisek má označení 6000-2RSH a větší 6201-2RSH, které je zároveň použito na obou koncích vratného bubnu.

Rozměry			Únosnost		Max. otáčky
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min <sup>-1</sup> ]
10	26	8	4,8	2	19000

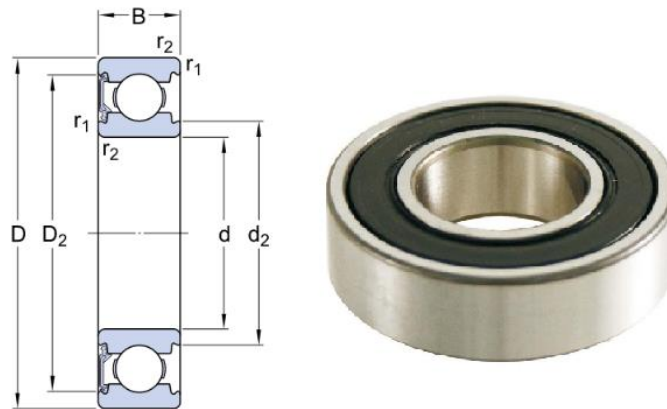
Tab.2 – Základní parametry ložiska 6000-2RSH [18]



Obr. 6.8 - Ložisko 6000-2RSH [18]

Rozměry			Únosnost		Max. otáčky
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	n
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[min <sup>-1</sup> ]
12	32	10	7,3	3,1	16000

Tab.3 – Základní parametry ložiska 6201-2RSH [18]



Obr. 6.9 - Ložisko 6201-2RSH [18]

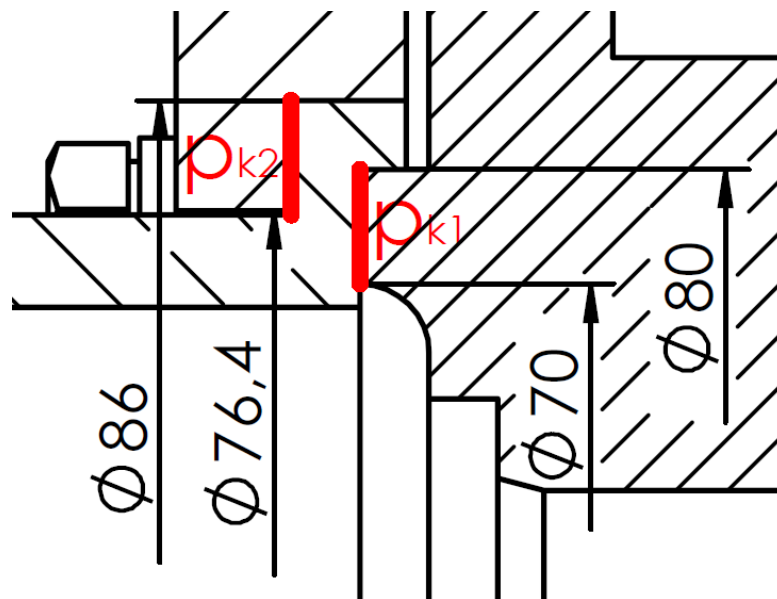
## 7 Kontroly

V této kapitole jsou provedeny základní kontrolní výpočty pro vybraný šroubový spoj a životnosti ložisek.

### 7.1 Kontrola šroubového spoje

V následující kapitole je řešena kontrola silového spoje zvonu s motorem a šroubového spoje, který toto silové spojení zajišťuje. Při výpočtu vycházím z nejméně nepříznivé situace havarijního stavu, při kterém by došlo k zablokování hnací hřídele. Potom by silový spoj byl zatěžován plným reakčním momentem pohonu. Požadavek na spoj je, aby dokázal tomuto havarijnímu stavu odolat.

Toto spojení je provedeno pomocí šroubů s šestihrannou hlavou M6x30-10.9 ČSN 4014, které je třeba zkontrolovat na kombinované namáhání od předpětí a utahovacího momentu. Dále se kontroluje kontaktní tlak mezi zvonem a přírubou zvonu a mezi zvonem a přírubou motoru.



Obr. 7.1 - Detail spojení zvonu a příruby motoru s vyznačením kontrolovaných ploch

### 7.1.1 Výpočet předpětí

Předpětí musí být tak vysoké, aby při případné poruše a zaseknutí hnacího hřídele krouticí moment pohonu nezpůsobil protočení motoru. Nejdříve je spočítána síla, která by v takovém případě působila na středním průměru příruby motoru.

$$d_{sp} = \frac{d_{max} + d_{min}}{2} [mm] \quad (7-1)$$

$$d_{sp} = \frac{80 + 70}{2} [mm] \quad (7-2)$$

$$d_{sp} = 75 [mm] \quad (7-3)$$

$$F_k = \frac{M_k \cdot k_m}{\frac{d_{sp}}{2}} [N] \quad (7-4)$$

$$F_k = \frac{20 \cdot 1,5}{\frac{75 \cdot 10^{-3}}{2}} [N] \quad (7-5)$$

$$F_k = 800 [N] \quad (7-6)$$

Kde:  $F_k[N]$  je síla, kterou působí krouticí moment v místě středního průměru příruby motoru

$d_{sp}[mm]$  je střední průměr příruby motoru

$M_k=20[Nm]$  je krouticí moment na výstupu motoru

$k_m=1,5[-]$  je volená bezpečnost krouticího momentu

Dále je spočítána minimální síla, kterou musí být zvon přitlačován k přírubě motoru, aby výše spočítaná síla nepřekonala tření mezi součástmi.

$$F_N = \frac{F_k}{f_3} [N] \quad (7-7)$$

$$F_N = \frac{800}{0,35} [N] \quad (7-8)$$

$$F_N = 2286 [N] \quad (7-9)$$

Kde:  $F_N[N]$  je síla pro zamezení prokluzu součástí

$f_3=0,35[-]$  je součinitel tření mezi hliníkem a ocelí [9]

Tato síla se rozdělí mezi čtyři šrouby a vyjde předpětí jednoho šroubu.

$$F_{1š} = \frac{F_N}{4} [N] \quad (7-10)$$

$$F_{1š} = \frac{2286}{4} [N] \quad (7-11)$$

$$F_{1š} = 571 [N] \quad (7-12)$$

Kde:  $F_{1š}[N]$  je předpětí jednoho šroubu

### 7.1.2 Výpočet utahovacího momentu

Utahovací moment se skládá z momentu pro vyvození potřebné osově síly (předpětí) a z třecího momentu pod maticí.

#### Moment pro vyvození osově síly

Nejdříve výpočet potřebných úhlů.

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} [-] \quad (7-13)$$

$$\tan \gamma = \frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 5,35} [-] \quad (7-14)$$

$$\tan \gamma = 0,0595 [-] \quad (7-15)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \gamma = 3,40 [^\circ] \quad (7-16)$$

Kde:  $\gamma[^\circ]$  je úhel stoupání závitu dle [8]

$i=1[-]$  je počet chodů závitu [20]

$P=1[\text{mm}]$  je rozteč závitu [20]

$d_2=5,35[\text{mm}]$  je střední průměr závitu M6 dle [20]

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma [-] \quad (7-17)$$

$$\tan \beta_n = \tan 30 \cdot \cos 3,4 [-] \quad (7-18)$$

$$\tan \beta_n = 0,576 [-] \quad (7-19)$$

$$\beta_n = \tan^{-1} \beta_n = 29,96 [^\circ] \quad (7-20)$$

Kde:  $\beta_n[^\circ]$  je úhel boku závitu v normálním řezu dle [8]

$\beta=30[^\circ]$  je úhel boku závitu dle [20]

$$\tan \varphi' = \frac{f_2}{\cos \beta_n} [-] \quad (7-21)$$

$$\tan \varphi' = \frac{0,31}{\cos 29,96} [-] \quad (7-22)$$

$$\tan \varphi' = 0,358 [-] \quad (7-23)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \varphi' = 19,7 [^\circ] \quad (7-24)$$

Kde:  $\varphi'[^\circ]$  je třecí úhel v závitu dle [8]

$f_2=0,31[-]$  je součinitel tření mezi ocelí a ocelí dle [9]

Nyní se může spočítat moment potřebný k vyvození osově síly.

$$M_1 = F_{1s} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') [Nm] \quad (7-25)$$

$$M_1 = 571 \cdot \frac{5,35 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(3,4 + 19,7) [Nm] \quad (7-26)$$

$$M_1 = 0,65 [Nm] \quad (7-27)$$

Kde:  $M_1[Nm]$  je moment potřebný k vyvození osově síly dle [8]

$F_{1s}=571[N]$  je předpětí jednoho šroubu spočítané (7-12)

$d_2=5,35[mm]$  je střední průměr závitu M6 dle [20]

$\gamma=3,4[^\circ]$  je úhel stoupání závitu vypočítaný (7-16)

$\varphi'19,7[^\circ]$  je třecí úhel v závitu vypočítaný (7-24)

### Třecí moment pod maticí

$$M_2 = F_{1s} \cdot f_2 \cdot \frac{d_w}{2} [Nm] \quad (7-28)$$

$$M_2 = 571 \cdot 0,31 \cdot \frac{8,9 \cdot 10^{-3}}{2} [Nm] \quad (7-29)$$

$$M_2 = 0,79 [Nm] \quad (7-30)$$



Kde:  $M_2$ [Nm] je třecí moment pod hlavou šroubu dle [21]

$d_w=8,9 \cdot 10^{-3}$ [m] je rozměr matice vzatý z [20]

$F_{1š}=571$ [N] je předpětí jednoho šroubu spočítané (7-12)

$f_2=0,31$ [-] je součinitel tření mezi ocelí a ocelí dle [9]

### Celkový utahovací moment

$$M_u = M_1 + M_2 [Nm] \quad (7-31)$$

$$M_u = 0,65 + 0,79 [Nm] \quad (7-32)$$

$$M_u = 1,44 [Nm] = 1440 [Nmm] \quad (7-33)$$

Kde:  $M_u$ [Nm] je celkový utahovací moment

### 7.1.3 Výpočet namáhání šroubu

#### Namáhání tahem

$$S_3 = \pi \cdot \frac{d_3^2}{4} [mm^2] \quad (7-34)$$

$$S_3 = \pi \cdot \frac{4,77^2}{4} [mm^2] \quad (7-35)$$

$$S_3 = 17,9 [mm^2] \quad (7-36)$$

Kde:  $S_3$ [mm<sup>2</sup>] je plocha jádra šroubu

$d_3=4,77$ [mm] je průměr jádra šroubu dle [20]

$$\sigma_t = \frac{F_{1š}}{S_3} [MPa] \quad (7-37)$$

$$\sigma_t = \frac{571}{17,9} [MPa] \quad (7-38)$$

$$\sigma_t = 31,9 [MPa] \quad (7-39)$$

Kde:  $\sigma_t$ [MPa] je tahové napětí ve šroubu



### Namáhání krutem

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} [mm^3] \quad (7-40)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 4,77^3}{16} [mm^3] \quad (7-41)$$

$$W_k = 21,7 [mm^3] \quad (7-42)$$

Kde:  $W_k [mm^3]$  je průřezový modul šroubu v krutu

$$\tau_k = \frac{M_u}{W_k} [MPa] \quad (7-43)$$

$$\tau_k = \frac{1440}{21,7} [MPa] \quad (7-44)$$

$$\tau_k = 66,4 [MPa] \quad (7-45)$$

Kde:  $\tau_k [MPa]$  je napětí v krutu ve šroubu

### Redukované napětí a bezpečnost

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} [MPa] \quad (7-46)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{31,9^2 + 2^2 \cdot 66,4^2} [MPa] \quad (7-47)$$

$$\sigma_{red} = 136,6 [MPa] \quad (7-48)$$

Kde:  $\sigma_{red} [MPa]$  je redukované napětí v šroubu

$\alpha=2[-]$  je koeficient pro výpočet redukovaného napětí pomocí hypotézy  $T_{max}$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [-] \quad (7-49)$$

$$k = \frac{900}{136,6} [-] \quad (7-50)$$

$$k = 6,6 [-] \quad (7-51)$$

Kde:  $k[-]$  je bezpečnost spoje vůči mezi kluzu

$R_e=900 [MPa]$  je mez kluzu šroubu třídy 10.9



#### 7.1.4 Kontrola otláčení stykových ploch

##### Tlak mezi zvonem a přírubou motoru

$$S_{k1} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{2m}^2 - d_{1m}^2) [mm^2] \quad (7-52)$$

$$S_{k1} = \frac{\pi}{4} \cdot (80^2 - 70^2) [mm^2] \quad (7-53)$$

$$S_{k1} = 1178 [mm^2] \quad (7-54)$$

Kde:  $S_k [mm^2]$  je kontaktní plocha

$d_{1m}=70 [mm]$  je malý průměr příruby motoru

$d_{2m}=80 [mm]$  je velký průměr příruby motoru

$$p_{k1} = \frac{F_N}{S_k} [MPa] \quad (7-55)$$

$$p_{k1} = \frac{2286}{1178} [MPa] \quad (7-56)$$

$$p_{k1} = 1,9 [MPa] \quad (7-57)$$

Kde:  $p_{k1} [MPa]$  je kontaktní tlak

$F_N=2286 [N]$  je síla pro zamezení prokluzu součástí spočítaná (7-9)

##### Tlak mezi zvonem a přírubou zvonu

Nejdříve je spočtena kontaktní plocha z rozměrů na obrázku 2.

$$S_{k2} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{2z}^2 - d_{1p}^2) [mm^2] \quad (7-58)$$

$$S_{k2} = \frac{\pi}{4} \cdot (86^2 - 76,4^2) [mm^2] \quad (7-59)$$

$$S_{k2} = 1224 [mm^2] \quad (7-60)$$

Kde:  $S_{k2} [mm^2]$  je kontaktní plocha

$d_{1p}=76,4 [mm]$  je malý průměr příruby zvonu

$d_{2z}=86 [mm]$  je velký průměr zvonu



$$p_{k2} = \frac{F_N}{S_k} [MPa] \quad (7-61)$$

$$p_{k2} = \frac{2286}{1224} [MPa] \quad (7-62)$$

$$p_{k2} = 1,9 [MPa] \quad (7-63)$$

Kde:  $p_{k2}$ [MPa] je kontaktní tlak

$F_N=2286$ [N] je síla pro zamezení prokluzu součástí spočítaná (7-9)

Oba kontaktní tlaky jsou menší než dovolený tlak pro hliníkové slitiny stanovený dle [23] na 30MPa.

## 7.2 Kontrola trvanlivosti ložisek

Kontroly na trvanlivost jsou podrobena všechna tři ložiska v hnacím bubnu za podmínek provozu dopravníku při maximálním zatížení. Toto zatížení odpovídá součtu tahů v dolní i horní větvi pásu. Síla je mezi ložiska rozdělena tak, že osamoceně dvouřadá ložisko zachycuje polovinu a dvě jednořadá ložiska, která jsou u sebe na druhé straně, zachycují každé po čtvrtině síly.

$$F_b = T_1 + T_2 [N] \quad (7-64)$$

$$F_b = 544 + 44 [N] \quad (7-65)$$

$$F_b = 588 [N] \quad (7-66)$$

Kde:  $F_b$ [N] je síla působící na hnací buben

$T_1=544$ [N] tah ve větvi pásu nabíhající na hnací buben spočítaný (4-31)

$T_2=44$  [N] tah ve větvi pásu sbíhající z hnacího bubnu spočítaný (4-34)

### 7.2.1 Trvanlivost ložiska 2201 E-2RS1TN9

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (7-67)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{6,2}{\frac{0,588}{2}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} [\text{hod}] \quad (7-68)$$

$$L_{10h} = 2176995 [\text{hod}] \quad (7-69)$$

Kde:  $L_{10h}$ [hod] je trvanlivost ložiska v hodinách dle [24]

$C$ [kN] je základní dynamická únosnost dle vlastností ložiska

$P$ [kN] je zatížení ložiska

$n=70$ [min<sup>-1</sup>] jsou otáčky hnacího bubnu dle zvoleného pohonu

$p=3$ [kN] je mocnitel pro kuličková ložiska dle [24]

### 7.2.2 Trvanlivost ložiska 6000-2RSH

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (7-70)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{4,8}{\frac{0,588}{4}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} [\text{hod}] \quad (7-71)$$

$$L_{10h} = 8289387 [\text{hod}] \quad (7-72)$$

### 7.2.3 Trvanlivost ložiska 6201-2RSH

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (7-73)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{7,3}{\frac{0,588}{4}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 70} [\text{hod}] \quad (7-74)$$

$$L_{10h} = 29158641 [\text{hod}] \quad (7-75)$$

Přepočteno na roky provozu vydrží ložisko 2201 E-2RS1TN9 248 let, ložisko 6000-2RSH 946 let a ložisko 6201-2RSH 3328 let. Životnost všech použitých ložisek je nadmíru postačující.

## 8 Závěr

Po průzkumu na trhu dostupných řešení, vytvoření základní představy o konstrukci a získání základních teoretických znalostí problematiky pásových dopravníků, byl proveden návrh řešení dopravníku zadaného firmou ODES s.r.o. Ta požadovala především jednoduchost, možnost snadné změny šíře a délky a nízkou cenu. K splnění těchto požadavků přispěly hlavně následující kroky.

Použití široce dostupných profilů umožňuje rozměrovou variabilitu a nižší cenu oproti speciálně vyráběným profilům. Uložení ložisek do bubnů umožňuje konstrukci na obrábění velice jednoduchých patek s napínacím mechanismem, což opět snižuje cenu a zlepšuje rozměrovou variabilitu. Minimalizace vyráběných součástí opět snižuje výrobní náklady.

Tento konkrétní dopravník je navržen pro hmotnostní tok materiálu 1,5kg/s, ale díky výpočtům pro maximální zatížitelnost 50kg je použitelný i pro větší hmotnostní toky. Při použití materiálu se stejnou hustotou by se pouze muselo zvýšit boční vedení, což se dá udělat velmi snadno přiroubováním dalších profilů.

Toto konstrukční řešení je vytvořeno ve 3D jako plně parametrický model. Změna délky a šířky dopravníku je velmi snadná včetně navazujících výkresů. Zadavatel tímto může velmi rychle zajistit výrobu dopravníku a pružně tím reagovat na přání svých zákazníků. Dostupnost nakupovaných dopravníků bývá cca 3-4týdny, zadavatel díky vlastní zásobě materiálu může libovolný dopravník v šířkách 100-600mm a délkách 500-6000mm dodat do cca týdne.

Tím že se zadavatel rozhodl vyrobit první prototypový kus určený k testovacímu provozu, je potvrzeno, že práce splnila svůj účel.



## Seznam použité literatury

- [1] MRÁZEK, Jiří. Pásové dopravníky. Praha: ČVUT, 2012.
- [2] POLÁK, Jaromír. Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [4] DRAŽAN, František. Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní. Praha: ČVUT, 1983.
- [5] ČSN 26 3102 Pásové transportéry, 1971
- [6] ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými válečky; Výpočet výkonu a tahových sil
- [7] Hrabovský, L.: Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I. VŠB-TU Ostrava, 2004
- [8] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [9] MechGuru [online]. [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <http://blog.mechguru.com/>
- [10] CONSENT: PET FLAKES [online]. [cit. 2016-06-04]. Dostupné z: [http://www.consent.ae/PET/pet\\_008.htm](http://www.consent.ae/PET/pet_008.htm)
- [11] Easy-Conveyors [online]. [cit. 2016-06-03]. Dostupné z: <http://www.easy-conveyors.com/en>
- [12] ALUTEK K&K s.r.o. [online]. [cit. 2016-06-04]. Dostupné z: <http://www.aluteckk.cz/>
- [13] GUMEX, spol. s.r.o. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/>
- [14] NORD-Poháněcí technika s.r.o. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/cz/hp\\_home\\_CZ.jsp](https://www.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp)
- [15] Bosch Rexroth, spol. s r.o. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/home/index>
- [16] Haberkorn Ulmer s.r.o. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/>
- [17] TYMA CZ, s.r.o. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/>
- [18] SKF CZ a.s. [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [19] Ehlinik.cz [online]. [cit. 2016-06-06]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/>
- [20] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [21] Technické výpočty [online]. [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <http://www.technickevypocty.cz/>
- [22] SEPS: ČMS I. [online]. [cit. 2016-06-08]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/%C4%8CMS1>
- [23] Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 110kW [online]. [cit. 2016-06-09]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=17775](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17775)
- [24] ZKL: Určení velikosti ložiska [online]. [cit. 2016-06-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#54>
- [25] Syskomp GmbH [online]. [cit. 2016-06-10]. Dostupné z: <http://www.syskomp.de/>



## Seznam zkratk a symbolů

B	[m]	šířka pásu
$d_{sp}$	[mm]	střední průměr příruby motoru
$F_k$	[N]	síla, kterou působí krouticí moment
$F_N$	[N]	síla pro zamezení prokluzu součástí
$F_b$	[N]	síla působící na hnací buben
$F_{1š}$	[N]	předpětí jednoho šroubu
f	[-]	globální součinitel tření
$f_1$	[-]	součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou
$f_2$	[-]	součinitel tření mezi ocelí a ocelí
g	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška náplně
i	[-]	počet chodů závitu
k	[-]	bezpečnost spoje vůči mezi kluzu
$k_m$	[-]	zadaný koeficient přetížení
$k_p$	[-]	koeficient plnění
$k_r$	[-]	koeficient pro rozjezd
$L_{10h}$	[hod]	trvanlivost ložiska v hodinách
L	[m]	délka dopravníku
M	[Nm]	moment na hnacím bubnu
$M_k$	[Nm]	krouticí moment na výstupu motoru
$M_1$	[Nm]	moment potřebný k vyvození osově síly
$M_2$	[Nm]	třecí moment pod hlavou šroubu
$M_u$	[Nm]	celkový utahovací moment
$m_{NZ}$	[kg]	zadaná maximální hmotnost nákladu
$m_N$	[kg]	hmotnost nákladu
$m_P$	[kg]	hmotnost pásu nad kluznou deskou



$m_{p1m}$	[kg]	hmotnost jednoho čtverečného metru pásu
$n$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	otáčky hnacího bubnu
$O_H$	[N]	hlavní odpor dopravníku
$p_k$	[MPa]	kontaktní tlak
$P$	[W]	výkon pro pohyb dopravníku
$q$	[N/m]	tíhová síla na jeden metr dopravníku
$Q_m$	[kg/s]	hmotnostní tok dopravovaného materiálu
$r$	[m]	poloměr hnacího bubnu
$S$	[ $\text{m}^2$ ]	reálný obsah průřezu náplně
$S_p$	[ $\text{m}^2$ ]	potřebný obsah průřezu náplně
$T_1$	[N]	tah ve větvi pásu nabíhající na bubnu
$T_2$	[N]	tah ve větvi pásu sbíhající z bubnu
$v$	[m/s]	rychlost pásu
$W_k$	[ $\text{mm}^3$ ]	průřezový modul šroubu v krutu
$Z$	[N]	napínací síla
$\alpha$	[rad]	úhel opásání pásu na bubnu
$\beta_n$	[ $^\circ$ ]	úhel boku závitu v normálním řezu
$\beta$	[ $^\circ$ ]	úhel boku závitu
$\gamma$	[ $^\circ$ ]	úhel stoupání závitu
$\varepsilon$	[ $^\circ$ ]	sklon dopravníku
$\varphi'$	[ $^\circ$ ]	třecí úhel v závitu
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu ve šroubu
$\sigma_t$	[MPa]	tahové napětí ve šroubu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí v šroubu
$\rho$	[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	hustota dopravovaného materiálu
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi bubnem a pásem

## Seznam obrázků

Obr. 2.1 - Rozklad dopravníku EBS40-D1 [11].....	7
Obr. 2.2 - Varianty umístění pohonů [11] .....	9
Obr. 2.3 - Provedení hnací jednotky Easy-Conveyors [11].....	9
Obr. 2.4 - Provedení vratné jednotky Easy-Conveyors [11] .....	10
Obr. 2.5 - Provedení nosné části Easy-Conveyors [11].....	11
Obr. 2.6 - Základní typ pásového dopravníku ALUTEC K&K s.r.o. [12] .....	11
Obr. 2.7 - Upevňovací desky ALUTEC K&K s.r.o. [12].....	12
Obr. 2.8 - Napínací mechanismus ALUTEC K&K s.r.o. [12].....	12
Obr. 2.9 - Způsoby upevnění kluzné desky ALUTEC K&K s.r.o. [12] .....	13
Obr. 2.10 - Základní typ pásového dopravníku Syskomp GmbH [25].....	13
Obr. 2.11 - Základní vratná jednotka Syskomp GmbH [25] .....	14
Obr. 2.12 - Řez dopravníkem Syskomp GmbH [25] .....	14
Obr. 3.1 - Napínání vrátkem [1].....	17
Obr. 3.2 - Napínání závažím [1] .....	17
Obr. 4.1 - Tahy v pásu za pohybu .....	22
Obr. 4.2 - Rozložení tahů v pásu.....	23
Obr. 5.1 - Rozklad modelu .....	26
Obr. 5.2 - Řez modelem hnacího bubnu s uložením .....	27
Obr. 5.3 - Řez modelem vratného bubnu s uložením .....	27
Obr. 5.4 - Řez modelem patky u motoru se spojovacími prvky .....	28
Obr. 5.5 - Řez modelem napínací patky s napínacím mechanismem .....	29
Obr. 5.6 - Řez spojením zvonu a příruby s motorem a patkou.....	30
Obr. 5.7 - Ukázka připevnění úhelníku pomocí šroubů DIN 7984 a T-matic .....	31
Obr. 5.8 - Detail modelu spojení bočního vedení s nosným profilem .....	31
Obr. 5.9 - Spojení kluzného plechu s nosným profilem při největším povolení bubnu.....	32
Obr. 6.1 - Dopravní pás GS220/R [13] .....	34
Obr. 6.2 - Převodový elektromotor SK 02404 VF – 63L/4 [14] .....	35
Obr. 6.3 - Tvar a vlastnosti nosného profilu.....	35
Obr. 6.4 - Tvar a vlastnosti příčného profilu .....	36
Obr. 6.5 - Tvar a vlastnosti profilu bočnice .....	36
Obr. 6.6 - Pružná spojka TRASCO[17].....	37
Obr. 6.7 - Ložisko 2201 E-2RS1TN9 [18].....	38
Obr. 6.8 - Ložisko 6000-2RSH [18] .....	38
Obr. 6.9 - Ložisko 6201-2RSH [18] .....	39
Obr. 7.1 - Detail spojení zvonu a příruby motoru s vyznačením kontrolovaných ploch .....	40





## Seznam příloh

Příloha 1: Výkres sestavy – Pásový dopravník

Příloha 2: Výrobní výkres – Napínací patka

Příloha 3: Výrobní výkres – Patka u motoru

Příloha 4: Výrobní výkres – Čep

Příloha 5: Výrobní výkres – Zvon

Příloha 6: Výrobní výkres – Příruba zvonu

Příloha 7: Kusovník – Pásový dopravník