



# 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 - TOLERANČNÍ ANALÝZA

BELT CONVEYOR - TOLERANCE ANALYSIS

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Man

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger

BRNO 2019

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Lukáš Man**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger**  
Akademický rok: 2018/19

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 – toleranční analýza**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Výpočtový návrh pásového dopravníku s toleranční analýzou na vybraných parametrech.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Funkční výpočet pásového dopravníku.

Toleranční analýza vybraných parametrů potřebných pro návrh pásového dopravníku.

#### **Seznam doporučené literatury:**

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá toleranční analýzou součinitelů vstupujících do výpočtu dálkového pásového dopravníku pro přepravu mokrého písku. Práce obsahuje kritickou rešerši obdobných pásových dopravníků pro dálkovou dopravu a popis hlavních částí dálkové pásové dopravy. Dále je v práci obsažen výpočet dle normy ČSN ISO 5048 a norem na ni navazujících.

## KLÍČOVÁ SLOVA

dopravník, pásový dopravník, toleranční analýza, mokrý písek.

## ABSTRACT

The Thesis deals with the tolerance analysis of the factors entering the long-distance belt conveyor of wet sand transport. The Thesis contains a critical research of similar belt conveyors of long-distance transport and a description of main parts of long-distance belt transport. Furthermore, the Thesis includes a calculation according to CSN ISO 5048 and all the standards related to this standard.

## KEYWORDS

conveyor, belt conveyor, tolerance analysis, wet sand.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAN, L. *Pásový dopravník – toleranční analýza* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117701>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lukáš Zeizinger.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

.....

Lukáš Man

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Lukáši Zeizingerovi, za jeho cenné rady a odbornou pomoc při vypracování této bakalářské práce. Poděkování patří také mé rodině, které bych chtěl poděkovat za podporu a trpělivost při studiu.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Pásové dopravníky pro dálkovou dopravu .....	11
1.1 Hadicový pásový dopravník .....	11
1.2 Lano-pásový dopravník .....	12
2 Pásový dopravník a jeho části .....	14
2.1 Pásový dopravník .....	14
2.2 Hlavní části pásového dopravníku .....	15
2.2.1 Poháněcí stanice .....	15
2.2.2 Vratná stanice .....	16
2.2.3 Napínací stanice .....	16
2.2.4 Střední část pásového dopravníku .....	17
2.2.5 Dopravníkový pás .....	18
2.2.6 Čistič pásu .....	18
3 Výpočty pásového dopravníku .....	19
3.1 Funkční výpočty .....	19
3.1.1 Dopravní rychlost .....	20
3.1.2 Šířka pásu dopravníku .....	20
3.1.3 Dynamický sypaný úhel .....	22
3.1.4 Celková plocha průřezu náplně pásu .....	22
3.1.5 Ověření správnosti výpočtu 1. ....	23
3.1.6 Maximální dopravní výkon dopravníku .....	23
3.1.7 Požadovaný dopravní výkon .....	23
3.1.8 Ověření správnosti výpočtu 2. ....	23
3.1.9 Volba dopravníkového pásu .....	24
3.2 Pohybové odpory pásového dopravníku .....	25
3.2.1 Hlavní odpory .....	25
3.2.2 Vedlejší odpory .....	28
3.2.3 Přídavné hlavní odpory .....	33
3.2.4 Přídavné vedlejší odpory .....	34
3.2.5 Odpor k překonání dopravní výšky .....	36
3.3 Hnací síla a potřebný výkon .....	37
3.3.1 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu .....	37
3.3.2 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku .....	37
3.3.3 Síly v pásu .....	38
4 Vyhodnocení výpočtů .....	42



---

4.1	Provozní výkon poháněcího motoru v závislosti na součinitelích.....	42
4.2	Kontrola pásu v tahu v závislosti na volbě hnacího bubnu.....	46
	Závěr.....	47
	Použité informační zdroje.....	48
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	49
	Seznam obrázků.....	52
	Seznam tabulek.....	53
	Seznam grafů .....	54

## ÚVOD

Přeprava materiálů v nepříznivém terénu na vzdálenosti větší, než pár desítek či stovek metrů vyžaduje značné úsilí a náklady. Pomocí pásové dopravy lze ušetřit energii, čas, ale také snížit náklady na pozemní práce a předávací stanice. Současně se tímto způsobem přispívá k ochraně životního prostředí v důsledku nižších emisí CO<sub>2</sub> a nižšího hluku v porovnání s kamionovou nebo železniční dopravou.

Cílem této bakalářské práce je provést funkční výpočet pásového dopravníku pro dálkovou dopravu mokrého písku s dopravovaným množstvím 500 tun/hod, dopravní vzdáleností 140 metrů a dopravní výškou 12 metrů. Za pomoci toleranční analýzy součinitelů vstupujících do výpočtu určit, jakým způsobem ovlivní jejich volba výsledný provozní výkon poháněcího motoru a pevnostní kontroly dopravníkového pásu. Pro výpočet byly po dohodě s vedoucím práce použity standardně používané komponenty, jako jsou válečkové stolice nebo dopravníkový pás.

# 1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY PRO DÁLKOVOU DOPRAVU

Dálková pásová doprava je nenahraditelná při dopravě převážně těžebních materiálů v povrchových dolech, z koryt řek a jezer, kdy je materiál dopravován z místa, kde je těžen do jeho zpracovatelského centra. Dále se využívá při přemísťování skrývky nebo ukládání popelovin například v elektrárnách. [2][5][9][13]

Hlavní rysy dálkové pásové dopravy jsou:

- doprava materiálu na vzdálenost stovek metrů až několika kilometrů,
- robustnější konstrukce než u technologických dopravníků ve výrobních halách firem,
- vysoké dopravní rychlosti,
- vysoká dopravní výkonnost,
- nepřetržitý provoz,
- vysoce výkonné pohonné jednotky, mnohdy i v řádech megawatt.

Mezi největší výhody dálkové pásové dopravy patří:

- plynulost dopravy materiálu,
- schopnost překonat i vysoká stoupání a nerovnosti terénu,
- relativně nízké provozní náklady,
- zajištění vysoké produktivity práce.

Pro dálkovou pásovou dopravu se nejčastěji používá:

- konvenční pásový dopravník,
- hadicový (trubkový) pásový dopravník,
- lano-pásový dopravník.

## 1.1 HADICOVÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

První alternativou náhrady pásového dopravníku je hadicový pásový dopravník. Jeho konstrukce zamezuje případným problémům týkající se možného spádu materiálu z dopravníkového pásu, omezení úhlu dopravy nebo také horizontální a vertikální zatačky při dopravě. Délka těchto dopravníků se pohybuje v řádech stovek metrů až jednotek kilometrů.

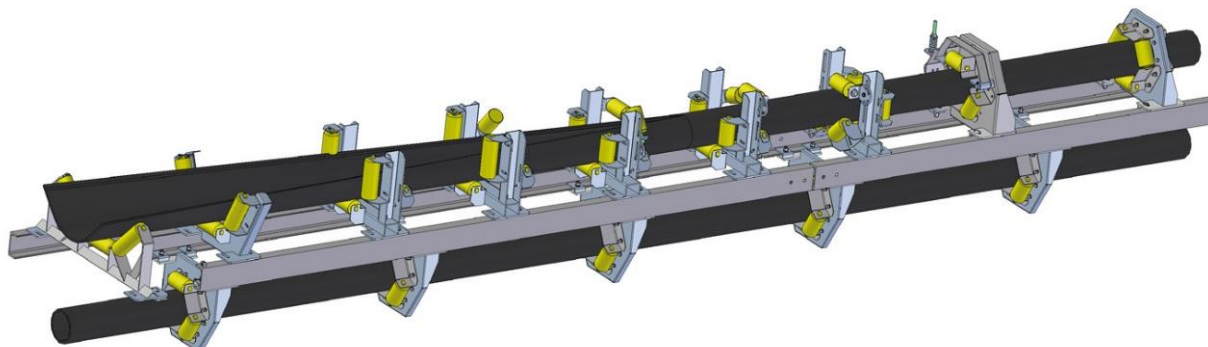
Podobně jako u konvenčních pásových dopravníků, je dopravovaný materiál nanášen na rozvinutý dopravníkový pás, který se zde ale postupně pomocí tvarovaných válečkových stolic skruhuje do tvaru hadice (trubky). Na konci, v místě výsypu materiálu se pás opět rozvine a opouští dopravník přes výsypný buben. Ve speciálních případech je možnost materiál dopravovat i ve vratné větvi dopravníku.[5][8]

Mezi výhody tohoto dopravníku patří:

- uzavřená doprava materiálu a tím zamezení jeho ztráty nebo znečištění okolí,
- zvýšená plocha styku materiálu a pásu, oproti konvenčním dopravníkům lze díky tomu dosáhnout vyššího stoupání až o 50 %,
- menší zástavbové rozměry při stejné kapacitě,
- materiál je při přepravě krytý pásem a není ovlivněn okolním prostředím.

Nevýhodami hadicového pásového dopravníku jsou:

- větší počet válečků, což znamená i vyšší odpory proti pohybu a náročnější údržbu,
- dražší pořizovací cena,
- namáhání dopravníkového pásu při jeho otáčení.



*Obr. 1 Hadicový (trubkový) pásový dopravník [8].*

## 1.2 LANO-PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Druhou možností nahrazení pásového dopravníku je využití lano-pásového dopravníku, který se nejvíce používá v povrchových dolech, při dopravní délce v řádech stovek metrů.

Dopravovaný materiál je zde přepravován na speciálním dopravníkovém páse, který je podepírán dvojicí nekonečných, tažných, ocelových lan. Na začátku a konci dopravníku jsou volně se otáčející vratné bubny a lano je po celé délce podpíráno podpěrnými kladkami. Pás se pohybuje díky tření mezi pásem a lany, a je vyztužen čtvercovými lišty většinou z pružinové oceli, které jsou zalité uvnitř pásu.[5][10]

Výhody lano-pásového dopravníku:

- tišší chod oproti ostatním dopravníkům,
- menší pohybové odpory z důvodu menšího počtu rotujících prvků,
- vhodný do členitého terénu s využitím jednoho pohonu.

Nevýhody:

- náročná konstrukce,
- vyšší investiční náklady,
- větší zástavbové prostory.



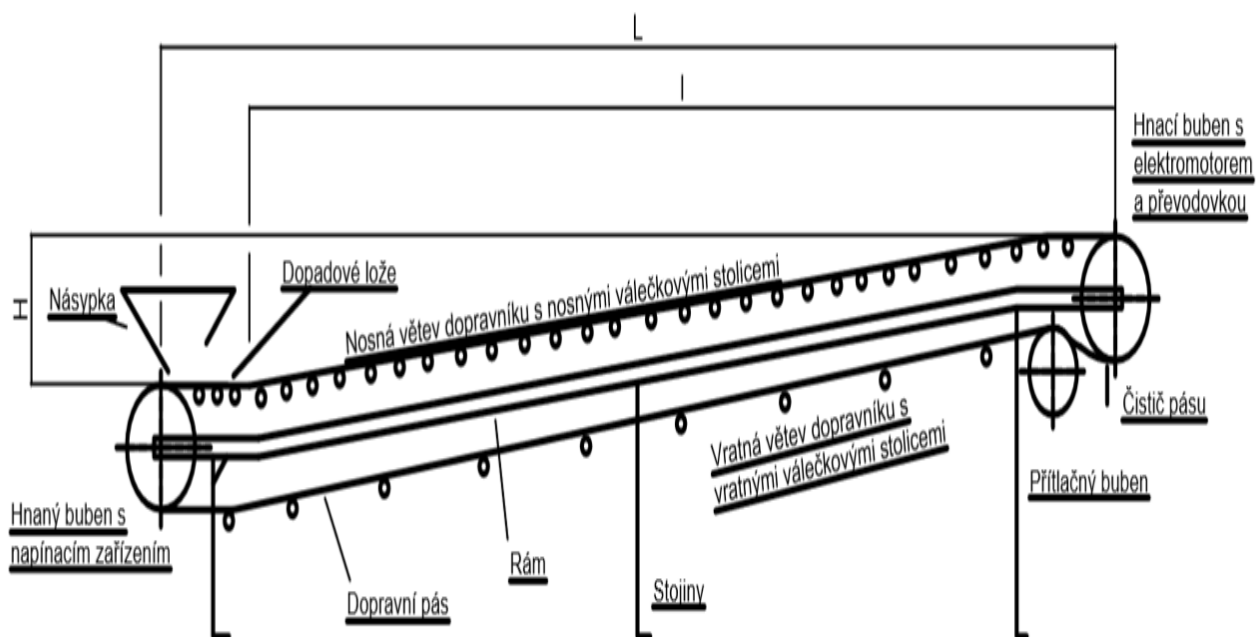
*Obr. 2 Lano-pásový dopravník [10].*

Na stejném principu jako lano-pásový dopravník pracuje řetězo-pásový dopravník, kde jsou lana nahrazena řetězy a gumový pás zachován. Vyznačuje se vysokou nosností materiálu na 1 m délky dopravníku. Ovšem tento typ dopravníku se využívá pro délku dopravy v řádech desítek metrů. [11]

## 2 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK A JEHO ČÁSTI

### 2.1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Princip pásového dopravníku spočívá v obíhání nekonečného, dopravníkového pásu přes poháněcí a vratný buben. Mezi nimi se vyskytují válečkové stolice a pásový dopravník je vybaven dalšími konstrukčními prvky, které jsou znázorněny na Obr. 3.[5][12][13]



Obr. 3 Schéma pásového dopravníku.

Pásové dopravníky se řadí k nejpoužívanějším prostředkům, kterými se dopravuje sypký materiál. Dle [5] jsou největšími výhodami použití toho dopravníku:

- vysoká dopravní rychlost a s ní související vysoký dopravní výkon,
- délka přesypů v řádech několika kilometrů,
- jednoduchá údržba,
- nízká spotřeba energie,
- možnost nakládání i vykládání dopravovaného materiálu v jakémkoliv místě.

Mezi zápory dopravníku řadíme:

- omezení sklonu dopravníku – nehodí se pro velké sklony (nad 20°), v případě použití pro vyšší sklon je nutno upravit dopravníkový pás například navulkanizováním opěrek,
- nevhodný pro dopravu horkých, lepivých a abrazivních materiálů,
- vystavení přírodním podmínkám,
- odpory způsobené vysokým počtem rotujících částí.

## 2.2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník má tyto hlavní části:

- poháněcí stanici,
- vratnou stanici,
- napínací stanici
- střední část pásového dopravníku,
- nosnou konstrukci,
- dopravníkový pás,
- přídatná příslušenství.

### 2.2.1 POHÁNĚCÍ STANICE

Pohyb pásového dopravníku je řízen poháněcí stanicí, která je umístěna v místě, kde vznikají největší tahové síly v páse. Z tohoto hlediska se umísťuje do místa přepadu dopravovaného materiálu na konci dopravníku. Pohyb pásu vychází z přenosu kroutícího momentu poháněcího bubnu, který vytváří obvodovou hnací sílu. V případě, že je zapotřebí vysoká hnací síla nemusí stačit jeden hnací buben, ale použijí se pro běh dva hnací bubny.[4][5][12]

Základem poháněcí stanice je ocelová konstrukce, na které jsou umístěny tyto komponenty:

- hnací buben,
- asynchronní motor,
- pružná spojka,
- převodovka,
- nepružná spojka (přírubová nebo zubová),
- brzda.

Náhradou může být elektrobuben, který obsahuje převodovku, spojku i motor uvnitř bubnu.

#### Hnací buben

Konstrukce bubnu je buď litá nebo svařovaná. Povrch pláště je rovný s kónickými konci nebo mírně bombírován pro lepší vedení dopravníkového pásu. Materiál povrchu bývá hladký, pogumovaný, drážkovaný nebo osazený keramickými destičkami pro dosažení co nejvýhodnějšího koeficientu smykového tření při návrhu pásového dopravníku. Příklad hnacího bubnu je znázorněn na Obr. 4. Koeficienty tření v závislosti na povrchu bubnu jsou znázorněny v Tab. 11. kap. 3.3.3.



Obr. 4 Hnací buben [13].

### 2.2.2 VRATNÁ STANICE

Ve vratné stanici je na ocelové konstrukci umístěn vratný buben a dále se zde vyskytuje násypka. Dochází zde k otáčení dopravního pásu z vratné větve do nosné a nakládání materiálu na dopravníkový pás. U krátkých pásových dopravníků je možno k napínání pásu využít vratnou stanici bez použití napínací stanice. [5]

#### Vratný buben

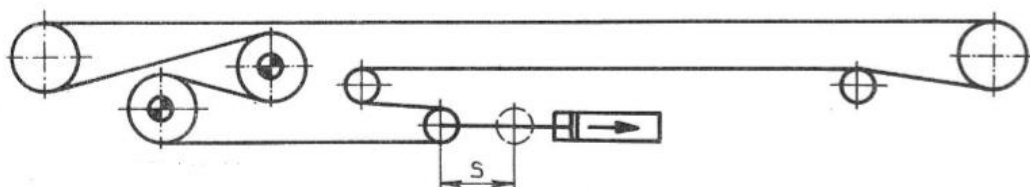
Stejně jako hnací buben, tak i vratný buben bývá hladký, pogumovaný nebo s keramickými destičkami. Je uložen ve valivých ložiskách.

### 2.2.3 NAPÍNACÍ STANICE

Pomocí napínací stanice je dopravníkový pás dopínán tak, aby bylo dosaženo dostatečné síly na hnací buben a nevznikaly ztráty od prokluzu pásu na bubnu. U dálkové pásové dopravy se napínání řeší nejčastěji pneumaticky, další alternativou je napínání závažím, hydraulické napínání nebo elektrické napínání. [5][9]

#### Pneumatické napínací zařízení

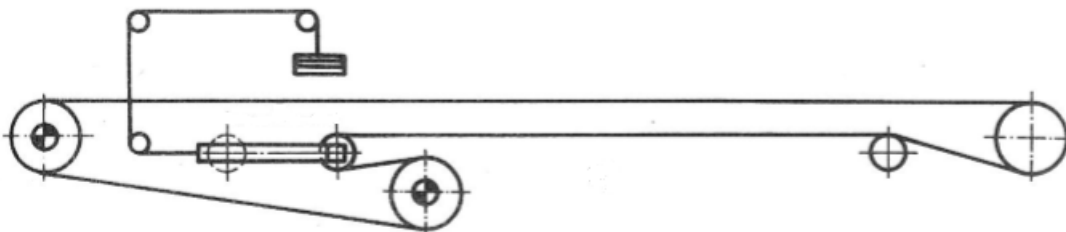
Napnutí pásu je zajišťováno tlakovým vzduchem v pneumatických válcích – jejich počet a velikost se určí podle velikost potřebné napínací síly. Princip napínání spočívá v dodání maximálního tlaku do válců ve chvíli, kdy dojde k rozběhu hnacího motoru a maximální tlak zaručí, že nedojde k prokluzu pásu na bubnu. Po rozběhu se pomocí škrťacího ventilu sníží tlak na provozní hodnotu. Největší výhodou je regulace napínací síly pomocí tlaku dodaném do válců.



Obr. 5 Napínací zařízení pneumatické [5].

#### Napínání závažím

Tento způsob napínání zaručuje konstantní napínací sílu a je často využíván právě pro delší dopravníky a pásy s textilní vložkou. Pro dálkovou dopravu se využívá hlavně uspořádání s kladkovým převodem, které je znázorněno na obrázku 6.



Obr. 6 Napínací zařízení se závažím s kladkovým převodem [5].



### Elektrické napínací zařízení

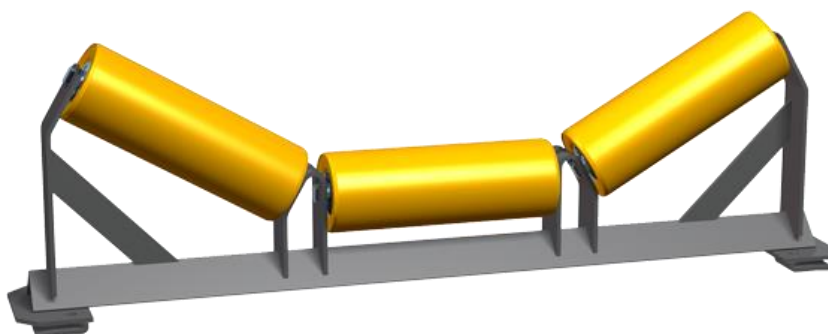
Napínání je zajištěno pomocí elektricky poháněného navijáku přes šnekový převod. Regulování napínací síly je možno ručně i automaticky. Velikost napínací síly je měněna v závislosti na aktuální velikosti tahu v pásu za pomoci siloměrné dózy a porovnání této hodnoty s požadovanou teoretickou srovnávací hodnotou. Při rozběhu je stejně jako u ostatní napínacích zařízení potřeba větší napínací síly. Výhodou tohoto napínání je dosažení velkého posuvu napínacího bubnu a jednoduchost konstrukce.

#### **2.2.4 STŘEDNÍ ČÁST PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU**

Střední část pásového dopravníku se nachází mezi poháněcí stanicí a vratnou stanicí. Slouží k vedení dopravníkového pásu. Skládá se z horní nosné větve s nosnými válečkovými stolicemi, dolní vratné větve s vratnými válečkovými stolicemi, nosnou konstrukcí a stojinami. [3][5][7]

#### Horní nosná větev s nosnými válečkovými stolicemi

Nejběžnějším provedením horní nosné větve je tříválečková stolice na Obr. 7, dále se používá dvouválečková stolice nebo jednoválečková. U tříválečkové stolice je největší výhodou zvýšení průřezu náplně pásu čímž se dá zvýšit dopravní výkon a také se zlepšuje vedení dopravníkového pásu.



*Obr. 7 Tříválečková nosná stolice tvaru U [7].*

#### Dolní vratná větev s vratnými válečkovými stolicemi

V dolní větvi se využívá jednoválečková nebo pro lepší vedení pásu dvouválečková stolice ve tvaru V. Obvykle jsou válečky vyráběny z jakostních ocelových trubek a s průběžnou osou, která je uložena v ložiskách.

Válečky můžeme dělit podle jejich funkce na:

- hladké válečky,
- pogumované válečky,
- dopadové válečky,
- plastové válečky,
- strážní válečky,
- diskové válečky (samočistící),
- spirálové válečky (samočistící).

Rozteč válečkových stolic v horní větvi je z hlediska přenosu materiálu menší než ve vratné větvi, kdy válečky v dolní větvi nejsou namáhány tak velkým zatížením.

### 2.2.5 DOPRAVNÍKOVÝ PÁS

Dopravníkový pás obíhá okolo hnacího a hnaného bubnu, nese materiál po celé délce dopravníku a je extrémně namáhán tahovými silami, dopravovaným materiálem, ohybem pásu na bubnech a ve stolicích a v neposlední řadě okolním prostředím. Pásky musí být dostatečně oděruvzdorné u abrazivních materiálů a mít vysokou životnost, protože jejich výměna je velmi náročná.

Konstrukce dopravníkových pásů je složená z nosné kostry tvořené textilními vložkami nebo polyamidem nebo kombinací obou, dále ho tvoří ochranná pogumovaná krycí vrstva a gumové okraje.[5][6][14]

Dle [14], podle materiálu jsou dopravníkové pásky rozděleny tímto způsobem:

- A. S kostrou
  - a. Textilní
    - i. Pryžové
      - 1. Hladké
      - 2. Žebrované
      - 3. profilové
    - ii. PVC
      - 1. Hladké
      - 2. Žebrované
  - b. Ocelovou
    - i. Ocelolanové
    - ii. Ocelopryžové
  - c. Speciální – osinkové
- B. Bez kostry
  - a. Textilní
  - b. Ocelové
  - c. Pletivové

### 2.2.6 ČISTIČ PÁSU

Důležitou částí jsou i čističe pásu, které musí očistit nosnou stranu dopravníkového pásu předtím, než pás naběhne na spodní vratnou větev dopravníku. Převážně u vlhkých a lepivých materiálů by došlo k nalepení nečistot na válečky a tím se zvýšil odpor proti pohybu těchto válečků a opotřebení dopravníkového pásu. Proto se čističe pásu umísťují na začátek vratné větve, tj. za hnací buben. [5]

Čističe pásu můžeme použít:

- a) z měkké gumy přitlačovaný závažím k hnacímu bubnu,
- b) rotační čistič složený z válcových kartáčů nebo ocelových šroubovic.

### 3 VÝPOČTY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Zadané parametry:

- objemový dopravní výkon:  $I_v = 500 \text{ tun} \cdot \text{h}^{-1} = 0,0882 \text{ m}^3 \cdot \text{s}$ ,
- dopravní vzdálenost:  $L = 140 \text{ m}$ ,
- dopravní výška:  $H = 12 \text{ m}$ .

Výpočet pásového dopravníku dle [1].

#### 3.1 FUNKČNÍ VÝPOČTY

Úhel sklonu dopravníku:

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L} [^\circ] \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{12}{140} = 4,917^\circ$$

$$\delta = 4,917^\circ$$

Tab. 1 Mechanicko-fyzikální parametry vybraných sypkých hmot [2].

Materiál	Sypná hmotnost $\rho$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	Dynamický sypný úhel $\Theta$ [°]	Největší úhel sklonu dopravníku $\delta_{max}$
Bauxit	1100 až 1400	10 až 15	15
Břidlice lámaná	1440 až 1600	10	18
Cement sypaný	1200 až 1400	5	5
Kámen drcený	1500 až 2100	15	15
<b>Písek mokrý</b>	<b>1800 až 2100</b>	<b>10 až 15</b>	<b>15 až 18</b>
Písek suchý	1300 až 1600	10 až 15	12 až 15
Škvára	1200 až 1500	10 až 15	18
Štěrkopísek	1700 až 1950	18	-
Vápenec drcený	1360 až 1440	15	15

V Tab. 1, je vidět, že pro daný materiál – Písek mokrý je maximální sklon dopravníku  $15^\circ$  až  $18^\circ$ . Vypočítaná hodnota  $4,917^\circ$  vyhovuje parametrům dopravovaného materiálu.

### 3.1.1 DOPRAVNÍ RYCHLOST

Tab. 2 Doporučené hodnoty dopravní rychlosti materiálů [5].

Materiál	Charakteristický materiál	Rychlost: $v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	
		Od	Do
Lehký	Obilní zrno, slad, šrot	2,5	4
Neodírající, drobný	Drobné uhlí, cukr, cement, písek, rašelina	1,6	3,2
Ostrohranný, odírající, drobný a střední	Drobný koks, štěrk, kamenivo, strusky, hlušina	1,25	2,5
Neodírající v kusech	Uhlí, řepa, škrob, kusová sůl	1,6	2,5
Odírající v kusech a kusový	Hrubý štěrk, ruda, kámen, struska, vápno, hlušina, uhlí	1,25	2
	Těžké uhlí pro podzemní dobývání		3,2
Ztrácející rozbíjením jakost	Tříděné uhlí	0,8	1,6

*Písek je dle*

Tab. 2, zařazen mezi neodírající, drobný materiál. Pro který je doporučena rychlost mezi  $1,6$  až  $3,2 m \cdot s^{-1}$ . Byla zvolena rychlost dopravníku  $1,6 m \cdot s^{-1}$ .

### 3.1.2 ŠÍŘKA PÁSU DOPRAVNÍKU

Šířka pásu se volí podle výpočtu teoretického průřezu náplně pásu viz rovnice 3.1.2, sypného úhlu materiálu a tvaru nosné větve válečkové stolice. Byla zvolena tříválečková stolice dle[3].

Teoretický průřez náplně pásu:

$$S_t = \frac{Q}{\rho \cdot v} [m^2] \quad (2)$$

$$S_t = \frac{500\,000}{3\,600 \cdot 2\,000 \cdot 1,6} = 0,0434 m^2$$

$$S_t = 0,0434 \text{ m}^2$$

kde:

$\rho$  – objemová hmotnost [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],  $\rho = 2\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,

$v$  – dopravní rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Tab. 3 Hodnoty teoretického průřezu náplně pásu pro volbu pásu [5]

Tříválečková stolice – sklon válečků $\lambda = 30^\circ$					
Vodorovný pás – KORÝTKOVÝ	B [mm]	800	1000	1200	1400
	Sypný úhel $\alpha$ [°]	Teoretický průřez materiálu $S_t$ [ $\text{m}^2$ ]			
	15	0,059	0,096	0,141	0,196
	20	0,065	0,106	0,156	0,216
	25	0,072	0,117	0,171	0,238
	30	0,079	0,128	0,188	0,261
	35	0,087	0,141	0,206	0,286
	40	0,096	0,155	0,228	0,315

Za pomoci výpočtu teoretického průřezu náplně pásu a volby tříválečkové nosné stolice byly z Tab. 3, zvoleny následující parametry:

- šířka dopravního pásu:  $B = 800 \text{ mm}$ ,
- sklon válečků stolice:  $\lambda = 30^\circ$ ,
- sypný úhel:  $\alpha = 20^\circ$ .

Využitelná ložná šířka pásu:

Pro tříválečkovou stolici a šířku pásu  $B \leq 2m$  platí:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \text{ [m]} \quad (3)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,8 - 0,05 = 0,67 \text{ m}$$

$$b = 0,67 \text{ m}$$

kde:

B – šířka dopravního pásu [m], B = 0,8 m.

### 3.1.3 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha [^\circ] \quad (4)$$

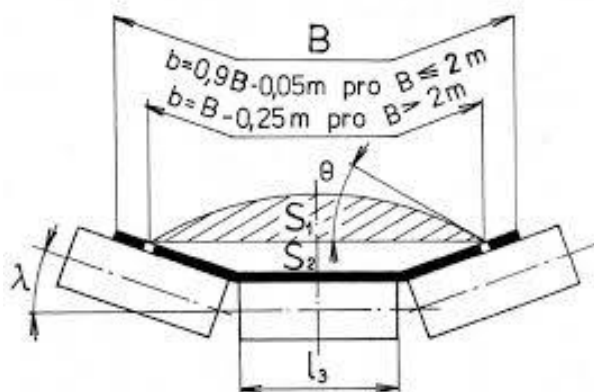
$$\theta = 0,75 \cdot 20 = 15^\circ$$

$$\theta = 15^\circ$$

kde:

$\alpha$  – sypný úhel [°],  $\alpha = 20^\circ$ .

### 3.1.4 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 8 Nosná tříválečková stolice s průřezem náplně pásu [1].

Celková plocha průřezu náplně pásu se vypočítá sečtením horní a dolní části průřezu, které se vypočítají podle [1].

Výpočet horní části průřezu:

$$S_1 = [l_3 + (b - l_3) \cdot \cos\lambda]^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}\theta}{6} [m^2] \quad (5)$$

$$S_1 = [0,315 + (0,67 - 0,315) \cdot \cos 30^\circ]^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 15^\circ}{6} = 0,0173 m^2$$

$$S_1 = 0,0173 m^2$$

Výpočet dolní části průřezu:

$$S_2 = \left[ l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos\lambda \right] \cdot \left[ \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \sin\lambda \right] [m^2] \quad (6)$$

$$S_2 = \left[ 0,315 + \frac{(0,67 - 0,315)}{2} \cdot \cos 30^\circ \right] \cdot \left[ \frac{(0,67 - 0,315)}{2} \cdot \sin 30^\circ \right] = 0,0379 m^2$$

$$S_2 = 0,0379 \text{ m}^2$$

Celkový průřez náplně pásu:

$$S = S_1 + S_2 [\text{m}^2] \quad (7)$$

$$S = 0,0173 + 0,0379 = 0,0552 \text{ m}^2$$

$$S = 0,0552 \text{ m}^2$$

### 3.1.5 OVĚŘENÍ SPRÁVNOSTI VÝPOČTU 1.

Správnost návrhového výpočtu pásového dopravníku se ověří porovnáním teoretického průřezu náplně pásu s jeho vypočítanou hodnotou. Přičemž vypočítaná hodnota by měla být vyšší než teoretická, podle vztahu (8).

$$S_t < S \quad (8)$$

$$0,0434 \text{ m}^2 < 0,0552 \text{ m}^2$$

### 3.1.6 MAXIMÁLNÍ DOPRAVNÍ VÝKON DOPRAVNÍKU

$$Q_{max} = S \cdot v \cdot k \cdot \rho [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

$$Q_{max} = 0,0552 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 2000 = 176,64 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{max} = 176,64 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

k – součinitel sklonu [-], jelikož je dopravovaná hmota podávána na vodorovnou část pásu pak k = 1.

### 3.1.7 POŽADOVANÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q = \frac{I_v \cdot 1000}{3600} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10)$$

$$Q = \frac{500 \cdot 1000}{3600} = 138,89 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q = 138,89 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 3.1.8 OVĚŘENÍ SPRÁVNOSTI VÝPOČTU 2.

Druhý způsob ověření správnosti návrhového výpočtu, spočívá v porovnání požadovaného dopravního výkonu s maximálním dopravním výkonem dle vztahu (11).

$$Q < Q_{max} \quad (11)$$

$$138,89 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} < 176,64 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výsledné hodnoty splňují podmínku správnosti výpočtu.

### 3.1.9 VOLBA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Pro další výpočet je nutné vybrat vhodný dopravníkový pás, který bude vyhovovat požadovaným parametrům pásového dopravníku. Na základě těchto hodnot a po konzultaci s vedoucím práce byl vybrán běžně využívaný pryžový dopravníkový pás oděruvzdorný EP 500/3 AA. Jeho specifické parametry jsou uvedeny v Tab. 4. Na Obr. 9 je vidět navržený dopravníkový pás.

Tab. 4 Technické parametry dopravníkového pásu [6].

Šířka [mm]	Tloušťka [mm]	Hmotnost [kg/bm]	Minimální průměr hnacího válce [mm]	Max. Obrusivost [mm <sup>3</sup> ]	Pevnost v tahu [N/mm]	Pracovní teplota [°C]
800	9	9,7	315	90	500	-25 až +60

Hmotnost 1 m<sup>2</sup> pásu:  $m_B = 12,125 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$



Obr. 9 Pryžový dopravníkový pás EP 500/3 AA – GUMEX spol. s.r.o. [6].

Hmotnost 1 m dopravníkového pásu  $q_B$

$$q_B = m_B \cdot B \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (12)$$

$$q_B = 12,125 \cdot 0,8 = 9,7 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

$$q_B = 9,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



### 3.2 POHYBOVÉ ODPORY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pohyb pásového dopravníku je omezen celou řadou odporů, které jsou podstatné pro určení potřebného pohonu dopravníku. Odpory můžeme rozdělit na:

- Hlavní odpory  $F_H$ ,
- Vedlejší odpory  $F_N$ ,
- Přídavné hlavní odpory  $F_{S1}$ ,
- Přídavné vedlejší odpory  $F_{S2}$ ,
- Odpor k překonání dopravní výšky  $F_{St}$ .

#### 3.2.1 HLAVNÍ ODPORY

Nejvíce výpočet hlavních odporů závisí na délce dopravníku a velikosti svislých sil, které jsou vyvolány pohybujícími se součástmi. Pro pásový dopravník délky větší než 80 m, je do výpočtu zahrnován součinitel C dle [1].

$$F_H = f \cdot C \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos\delta] [N] \quad (13)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 1,643 \cdot 140 \cdot 9,81 \cdot [8,7 + 3,3 + (2 \cdot 9,7 + 110,31) \cdot \cos 4,917] [N]$$

$$F_H = 6\,375,09\,N$$

kde:

$f$  – globální součinitel tření [-],  $f = 0,02$  – určeno dle [1],

$C$  – součinitel pro dopravníky větších vzdáleností os bubnů [-], viz (14),

$L$  – délka dopravníku [m],  $L = 140$  m,

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ],  $g \cong 9,81 m \cdot s^{-2}$ ,

$q_{RO}$  – hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku [ $kg \cdot m^{-1}$ ], viz (15),

$q_{RU}$  – hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku [ $kg \cdot m^{-1}$ ], viz (16),

$q_B$  – hmotnost 1 m dopravníkového pásu [ $kg \cdot m^{-1}$ ], viz (12),

$q_G$  – hmotnost nákladu na 1 m délky pásu [ $kg \cdot m^{-1}$ ], viz (17),

#### Součinitel C

Tento součinitel se přidává k výpočtům odporů u dopravníků o délce  $L$  větší než 80 m, z důvodu toho, že většina vedlejších odporů působí jen v určitých místech dopravníku a nepůsobí po celé jeho délce. Jeho hodnota se vypočte dle vztahu (14).

$$C = \frac{L + L_0}{L} [-] \geq 1,02 \quad (14)$$

$$C = \frac{140 + 90}{140} = 1,643 \geq 1,02$$

$$C = 1,643 \geq 1,02$$

kde:

$L_0$  – přídatná délka [m], je obecně v intervalu 70 m až 100 m – zvolená délka  $L_0 = 90$  m.

Velikost součinitele  $C$ , je omezena podmínkou, že velikost musí být větší nebo rovna hodnotě 1,02, je splněna, tudíž je přídatná délka zvolena správně.

#### Volba parametrů nosných válečků

Pro dopravní pás je potřeba zvolit délku válečků horní nosné větve a spodní vratné větve dopravníku.

Dle [3], byly navrženy válečky pro horní i spodní větve s normalizovanými rozměry a pomocí katalogu [7] určeny potřebné výpočtové parametry:

- délka středního válečku horní tříválečkové stolice:  $l_3 = 315$  mm,
- průměr válečků horní větve:  $D_{vh} = 108$  mm,
- označení – váleček hladký 108 x 315 / 6204,
- délka válečku spodní dvouválečkové stolice:  $l_s = 465$  mm,
- průměr válečků spodní větve:  $D_{vs} = 89$  mm,
- označení – váleček hladký 89 x 465 / 6204.

Katalogové hmotnosti rotujících částí válečků použité pro další výpočty jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5 Hmotnost rotujících částí válečků [7].

Hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve [kg/ks]	$m_{RO} = 2,9$
Hmotnost rotujících částí 1 válečku dolní větve [kg/ks]	$m_{RU} = 3,3$

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve  $q_{RO}$

$$q_{RO} = \frac{n_O \cdot m_{RO}}{a_O} [kg \cdot m^{-1}] \quad (15)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 2,9}{1} = 8,7 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_{RO} = 8,7 kg \cdot m^{-1}$$

kde:

$n_O$  – počet válečků v tříválečkové stoličce horní větve dopravníku,  $n_O = 3$ ,

$a_O$  – rozteč válečků v horní větvi dopravníku,  $a_O = 1 m$ , dle [5] by měla být rozteč v rozmezí 0,75 m – 1,8 m. Zvolená rozteč je 1 m.

Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve  $q_{RU}$

$$q_{RU} = \frac{n_U \cdot m_{RU}}{a_U} [kg \cdot m^{-1}] \quad (16)$$

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot 3,3}{2} = 3,3 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_{RU} = 3,3 kg \cdot m^{-1}$$

kde:

$n_U$  – počet válečků v dvouválečkové stoličce dolní větve dopravníku,  $n_U = 2$ ,

$a_U$  – rozteč válečků v dolní větvi dopravníku,  $a_U = 2 m$ , dle [5].

Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu  $q_G$

$$q_G = \frac{l_v \cdot \rho}{v} [kg \cdot m^{-1}] \quad (17)$$

$$q_G = \frac{0,0882 \cdot 2000}{1,6} = 110,31 kg \cdot m^{-1}$$

$$q_G = 110,31 kg \cdot m^{-1}$$

### 3.2.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

Vedlejší odpory jsou nedílnou součástí většiny pásových dopravníků. Oproti hlavním odporům nepůsobí po celé délce dopravníku, ale jen v jednotlivých částech. Dle [1], je jejich velikost dána rovnicí (18).

- setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování,
- tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování,
- ohybu pásu na bubnech,
- v ložiskách bubnu (neuvažujeme pro poháněcí bubny).

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_1 + F_t \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_N = 282,4 + 165,34 + 66,75 + 22,5 \text{ [N]}$$

$$F_N = 536,99 \text{ N}$$

kde:

$F_{bA}$  – odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování [N], viz. (19),

$F_f$  – odpory tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování [N], viz. (20),

$F_1$  – odpory ohybu pásu na bubnech [N], viz. (24),

$F_t$  – odpory v ložiskách bubnu (neuvažujeme pro poháněcí bubny) [N], viz (27).

Odpory setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování  $F_{bA}$

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_{bA} = 0,0882 \cdot 2000 \cdot (1,6 - 0) = 282,4 \text{ N}$$

$$F_{bA} = 282,4 \text{ N}$$

kde:

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

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování  $F_f$

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad [N] \quad (20)$$

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot 0,0882^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 0,261}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,434^2} = 165,34 \text{ N}$$

$$F_f = 165,34 \text{ N}$$

kde:

$\mu_2$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi [-], dle [1] se tato hodnota pohybuje v rozmezí od 0,5 do 0,7. Pro toleranční analýzu bylo počítáno v celém rozsahu, viz Tab. 6.

Tab. 6 Závislost velikosti vedlejších odporů na součiniteli  $\mu_2$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_2$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Velikost odporů $F_f$ [N]	165,34 N	178,56 N	191,79 N	205,02 N	218,24 N	231,47 N

$I_v$  – objemový dopravní výkon [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ], rovnice (21),

$l_b$  – urychlovací délka [m], rovnice (22),

$b_1$  – světlá šířka bočního vedení [m], rovnice (23).

Objemový dopravní výkon  $I_v$

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (21)$$

$$I_v = 0,0552 \cdot 1,6 \cdot 1 = 0,0882 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$I_v = 0,0882 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Urychlovací délka  $l_b$

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} [m] \quad (22)$$

$$l_b = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \mu_1} = 0,2609 m$$

$$l_b = 0,2609 m$$

kde:

$\mu_1$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem [-], dle [1] se tato hodnota pohybuje v rozmezí od 0,5 do 0,7. Pro toleranční analýzu bylo počítáno v celém rozsahu, viz Tab. 7.

Tab. 7 Závislost velikosti vedlejších odporů a urychlovací délky na součiniteli  $\mu_1$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_1$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Urychlovací délka $l_b$ [m]	0,2609 m	0,2416 m	0,2249 m	0,2104 m	0,1976 m	0,1863 m
Velikost odporů $F_f$ [N]	165,34 N	153,09 N	142,53 N	133,34 N	125,25 N	118,09 N

Světlá šířka bočního vedení  $b_1$

$$b_1 = b \cdot \cos\alpha [m] \quad (23)$$

$$b_1 = 0,67 \cdot \cos 20 = 0,434 m$$

$$b_1 = 0,434 m$$

Odpor ohybu pásu na bubnech  $F_1$

Odpor závisí na konstrukci dopravníkového pásu. Používají se pásy s textilní vložkou nebo pásy s ocelovými kordy. Pro výpočet byl zvolen pás s textilní vložkou, viz 3.1.9. Pro tento pás se odpor vypočte dle vztahu (24).

$$F_1 = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D_{vb}} [N] \quad (24)$$

$$F_1 = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{30\,000}{0,8}\right) \cdot \frac{0,009}{0,5} = 66,75 \text{ N}$$

$$F_1 = 66,75 \text{ N}$$

kde:

$d$  – tloušťka pásu [m],  $d = 0,009 \text{ m}$ ,

$D_{vb}$  – průměr vratného bubnu [m] – dle [4], vybrán průměr vratného bubnu  $D_{vb} = 1 \text{ m}$ ,

$F$  – průměrný tah pásu na bubnu [N] – dle (25), je  $F_{min} = 14\,720,44 \text{ N}$ . Průměrný tah v pásu musí být větší než minimální, proto byla zvolena velikost 30 000 N.

#### Nejmenší tahová síla podle průvěsu pásu

Výpočet minimální tahové síly se určuje pro horní i dolní větev. Pro další výpočet se použije vyšší z hodnot.

#### Pro horní větev

$$F_{min} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (25)$$

$$F_{min} \geq \frac{1 \cdot (9,7 + 110,31) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 14\,720,44 \text{ N}$$

$$F_{min} \geq 14\,720,44 \text{ N}$$

#### Pro dolní větev

$$F_{min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (26)$$

$$F_{min} \geq \frac{2 \cdot 9,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 2\,378,93 \text{ N}$$

$$F_{min} \geq 2\,378,93 \text{ N}$$

kde:

$(h/a)_{adm}$  – dovolený relativní průvės pásu mezi stolicemi [-], - dle [1] byl zvolený průvės 0,01.

Odpor v ložiskách bubnu  $F_t$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_{vb}} \cdot F_T [N] \quad (27)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,075}{0,5} \cdot 30\,000 = 22,5\, N$$

$$F_t = 22,5\, N$$

kde:

$d_0$  – průměr hřídele v ložisku [m] – zvolen průměr hřídele  $d_0 = 0,075\, m$ ,

$F_T$  – vektorový součet tahů v pásu působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu [N],  $F_T = 30\,000\, N$ .

#### Vedlejší odpory v závislosti na součinitelích

Velikost vedlejších odporů je ovlivněna volbou součinitelů  $\mu_1$  a  $\mu_2$ . Tyto dva součinitelé jsou na sobě vzájemně závislé, jelikož se výpočty prolínají. Proto byla pro výpočet použita kombinace těchto dvou součinitelů. Zajímá nás především kombinace, kterou dosáhneme nejvyšší, a naopak nejnižší hodnoty vedlejších odporů. Tuto závislost můžeme vidět v Tab. 8.

Tab. 8 Velikost vedlejších odporů s kombinací součinitelů  $\mu_1$  a  $\mu_2$ .

Hodnota $\mu_1$ [-]	0,5	0,5	0,7	0,7	0,54	0,66	0,62
Hodnota $\mu_2$ [-]	0,5	0,7	0,5	0,7	0,66	0,54	0,58
Velikost vedlejších odporů $F_N$ [N]	536,99 N	603,11 N	489,74 N	536,99 N	573,72 N	506,91 N	526,31 N



### 3.2.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

Vyskytují se pouze u určitých typů pásových dopravníků. Dle [1], se vypočítají pomocí rovnice (28). Řadí se sem tyto odpory:

- odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu,
- odpor tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení, je-li po celé délce dopravníku.

Jelikož není boční vedení po celé délce, počítá se pouze s odporem vychýlených válečků.

Přídavné hlavní odpory  $F_{S1}$

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

$$F_{S1} = 687,92 \text{ N}$$

kde:

$F_{\varepsilon}$  – odpor vychýlených bočních válečků [N], viz. (29)

Odpor vychýlených bočních válečků  $F_{\varepsilon}$

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot L_{\varepsilon} \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos\delta \cdot \sin\varepsilon [N] \quad (29)$$

$$F_{\varepsilon} = 0,4 \cdot \mu_0 \cdot 140 \cdot (9,7 + 110,31) \cdot 9,81 \cdot \cos 4,917 \cdot \sin 2 = 687,92 \text{ N}$$

$$F_{\varepsilon} = 687,92 \text{ N}$$

kde:

$C_{\varepsilon}$  – součinitel korýtkovosti [-], dle [1] je pro sklon bočních válečků 30° roven 0,4,

$L_{\varepsilon}$  – délka dopravníku s vychýlenými válečky [m], zabraňuje vybočování pásu za chodu,

$\mu_0$  – součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem [-], kdy  $\mu_0$  je v intervalu 0,3 až 0,4,

$\varepsilon$  – úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu [°],  $\varepsilon = 2^\circ$ .

Tab. 9 Velikost přídavných hlavních odporů v závislosti na součiniteli  $\mu_0$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_0$ [-]	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4
Velikost přídavných hlavních odporů $F_{S1}$ [N]	687,92 N	733,78 N	779,64 N	825,5 N	871,37 N	917,23 N

**3.2.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY**

Řadí se zde odpory:

- čističů pásu a bubnu,
- tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení, je-li pouze v části délky dopravníku,
- shrnovače materiálu

Přídavný vedlejší odpor je dán součtem dílčích odporů, viz rovnice (30).

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

$$F_{S2} = 300 + 1200 + 316,87 = 1\,816,87\,N$$

$$F_{S2} = 1\,816,87\,N$$

kde:

$F_r$  – odpor čističů pásu [N], viz. (31)

$F_a$  – odpor shrnovače materiálu [N], viz. (33)

$F_{gL}$  – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením nebo násypkou [N], viz. (29).

Odpor čističů pásu  $F_r$

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 [N] \quad (31)$$

$$F_r = 0,012 \cdot 50\,000 \cdot \mu_3 = 300\,N$$

$$F_r = 300\,N$$

kde:

$A$  – dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu [ $m^2$ ], viz. (32),

$p$  – tlak mezi čističem pásu a pásem [ $N \cdot m^{-2}$ ], dle [1] byl určen tlak  $50\,000\,N \cdot m^{-2}$ ,

$\mu_3$  – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu [-], dle [1] volen z intervalu 0,5 až 0,7.

Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu  $A$

$$A = B_{\zeta} \cdot t_{\zeta} [m^2] \quad (32)$$

$$A = 0,8 \cdot 0,015 = 0,012\,m^2$$

$$A = 0,012\,m^2$$

kde:

$B_{\zeta}$  – šířka čističe pásu [m], musí být široký jako je šířka dopravníkového pásu,  $B_{\zeta} = 0,8 \text{ m}$ ,

$t_{\zeta}$  – tloušťka čističe pásu [m], zvolený čistič pasů s tloušťkou  $t_{\zeta} = 0,015 \text{ m}$ .

Odpor shrnovače materiálu  $F_a$

$$F_a = B \cdot k_a \text{ [N]} \quad (33)$$

$$F_a = 0,8 \cdot 1500 = 1200 \text{ N}$$

$$F_a = 1200 \text{ N}$$

kde:

$k_a$  – součinitel shrnování [ $N \cdot m^{-1}$ ], dle [1] je normálně  $1500 \text{ N} \cdot m^{-1}$ .

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením  $F_{gL}$

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \text{ [N]} \quad (34)$$

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot 0,0882^2 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 2}{1,6^2 \cdot 0,434^2} = 316,87 \text{ N}$$

$$F_{gL} = 316,87 \text{ N}$$

kde:

$l$  – délka bočního vedení [m] – zvolena délka  $l = 2 \text{ m}$ .

$b_1$  – světlá šířka bočního vedení [m] – viz (23).

Podle velikosti součinitele  $\mu_2$  se odvíjí velikost odporu tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením i celková velikost přídatných vedlejších odporů. Tuto závislost můžeme vidět v Tab. 10.

Tab. 10 Velikost přídatných vedlejších odporů v závislosti na součiniteli  $\mu_2$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_2$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Velikost přídatných vedlejších odporů $F_{S2}$ [N]	1816,87 N	1842,22 N	1867,57 N	1892,92 N	1918,27 N	1943,62 N

### 3.2.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

U šikmých pásových dopravníků s úhlem sklonu menším než  $-3^\circ$  nebo naopak větším než  $+3^\circ$  je pro dopravu materiálu potřeba překonat dopravní výšku. Dle [1] můžeme přesně určit odpor k překonání dopravní výšky daný vztahem (35).

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

$$F_{St} = 110,31 \cdot 12 \cdot 9,81 = 12\,989,42 \text{ N}$$

$$F_{St} = 12\,989,42 \text{ N}$$

### 3.3 HNACÍ SÍLA A POTŘEBNÝ VÝKON

#### 3.3.1 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Součtem všech působících odporů, které se u dopravníku vyskytují, zjistíme obvodovou hnací sílu  $F_U$ , viz rovnice (36).

Velikost obvodové hnací síly  $F_U$

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} [N] \quad (36)$$

$$F_U = 6\,375,09 + 536,99 + 687,92 + 1\,816,87 + 12\,989,42 = 22\,406,29 N$$

$$F_U = 22\,406,29 N$$

#### 3.3.2 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Potřebný výkon je dán součinem velikosti obvodové hnací síly a rychlostí dopravníkového pásu, viz rovnice (37).

$$P_A = F_U \cdot v [W] \quad (37)$$

$$P_A = F_U \cdot 1,6 = 35\,850,04 [W]$$

$$P_A = 35\,850,04 W$$

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru  $P_M$

Z vypočítaného potřebného provozního výkonu pohonu a účinnosti převodů dále určíme potřebný výkon poháněcího motoru. Dle [1], je pro hnaný pásový dopravník dán rovnicí (38).

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} [W] \quad (38)$$

$$P_M = \frac{P_A}{0,85} = 42\,176,51 [W]$$

$$P_M = 42\,176,51 W$$

kde:

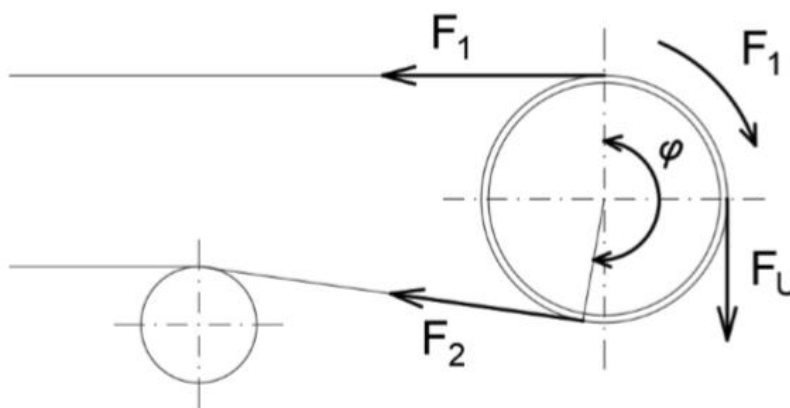
$\eta_1$  – účinnost převodů pro hnané dopravníky [-], dle [1] z rozmezí 0,85 až 0,95, byla zvolena hodnota 0,85.

### 3.3.3 SÍLY V PÁSU

V dopravníkovém páse působí tahové síly, které se vyskytují po celé délce. Tyto síly by měly být co nejmenší, tak aby byly co nejméně namáhány veškeré části pásového dopravníku. Dle [1], jsou závislé na mnoha aspektech:

- trase pásového dopravníku,
- počtu a uspořádání poháněcích bubnů,
- charakteristikách hnacích a brzdných systémů,
- druhu a uspořádání napínacích zařízení pásu,
- případu zatížení dopravníku: rozběhu, ustáleném provozu, brzdění, zastavení, a to nenaloženého nebo plně nebo částečně naloženého.

Tahy v pásu dále musí být alespoň tak velké, aby obvodové hnací síly byly z hnacího bubnu přenášeny bez prokluzu třením. Zároveň musí být tah v pásu tak velký, aby mezi válečkovými stolicemi nedocházelo k průvěsu pásu. Grafické znázornění sil je vyobrazeno na Obr. 10.



Obr. 10 Tahové síly v páse [1].

#### Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu $F_{2,min}$

Síla  $F_2$  slouží pro správný přenos obvodové síly  $F_U$ , na dopravníkový pás. Její hodnotu vypočítáme dle vztahu (39).

$$F_{2,min} \geq F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad [N] \quad (39)$$

$$F_{2,min} \geq 29\,128,15 \cdot \frac{1}{e^{0,45 \cdot 3,142} - 1} = 9\,360,07 \text{ N}$$

$$F_{2,min} \geq 9\,360,07 \text{ N}$$

Pro  $\mu = 0,05$  je pak velikost  $F_{2,min} = 171\,228,65 \text{ N}$ .

kde:

$F_{U,max}$  – maximální obvodová hnací síla [N], při rozběhu nebo brzdění plně zatíženého dopravníku, viz rovnice (40),

$\mu$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [-], daný Tab. 11. Pro výpočet kontroly pásu, byly zvoleny hodnoty součinitele s nejnižším součinitelem tření, tj.  $\mu = 0,05$  a s nejvyšším součinitelem tření  $\mu = 0,45$ . Tyto dvě hodnoty byly zvoleny pro určení pevnosti pásu při chodu dopravníku za příznivého stavu, a naopak nepříznivého stavu.,

$\varphi$  – úhel opásání poháněcího bubnu [rad], v rozmezí 2,8 až 4,2 ( $160^\circ$  až  $240^\circ$ ), zvolen úhel opásání  $180^\circ = 3,142$  rad.

Tab. 11 Součinitel tření  $\mu$ , mezi poháněcími bubny a pryžovým pásem [1].

Stav stykových ploch	Součinitel tření, $\mu$ , jako funkce obložení bubnu			
	Hladký ocelový buben	Pryžové obložení, šípové drážky	Polyuretanové obložení, šípové drážky	Keramické obložení, šípové drážky
Suché	0,35-0,4	0,4-0,45	0,35-0,4	0,4-0,45
Čisté a mokré (voda)	0,1	0,35	0,35	0,35-0,4
Mokré a znečištěné (jíl nebo hlína)	0,05-0,1	0,25-0,3	0,2	0,35

Maximální obvodová hnací síla na poháněcím bubnu  $F_{U,max}$

$$F_{U,max} = F_U \cdot \xi [N] \quad (40)$$

$$F_{U,max} = 22\,406,29 \cdot 1,3 = 29\,128,15 \text{ N}$$

$$F_{U,max} = 29\,128,15 \text{ N}$$

kde:

$\xi$  – součinitel rozběhu [-], dle [1] je součinitel rozběhu volen v rozmezí 1,3 až 2. Při rozběhu pásového dopravníku je obvodová síla větší než za ustáleného chodu, proto je do výpočtu zahrnut součinitel rozběhu, aby se tento fakt zohlednil. Pro určení ovlivnění maximální obvodové síly, byl součinitel volen v celém rozsahu jeho intervalu. Výsledná závislost na tomto součiniteli je vidět v Tab. 12 Tab. 1.

Tab. 12 Maximální obvodová hnací síla v závislosti na součiniteli rozběhu.

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\xi$ [-]	1,3	1,44	1,58	1,72	1,86	2
Maximální obvodová hnací síla $F_{U,max}$ [N]	29 128,15	32 265,03	35 401,91	38 538,79	41 675,67	44 812,55

Omezení podle průvěsu pásu

- Nejmenší tahová síla pro horní větev

$$F_{hmin} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (41)$$

$$F_{hmin} \geq \frac{1 \cdot (9,7 + 110,31) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 14\,720,44\, N$$

$$F_{hmin} \geq 14\,720,44\, N$$

- Nejmenší tahová síla pro dolní větev

$$F_{dmin} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} [N] \quad (42)$$

$$F_{dmin} \geq \frac{2 \cdot 9,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01} = 2\,379,59\, N$$

$$F_{dmin} \geq 2\,379,59\, N$$

kde:

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$  – dovolený relativní průvěs pásu mezi stolicemi [-], dle [1] zvolen průvěs 0,01.



Největší tahová síla v pásu  $F_{max}$ 

Největší možná tahová síla nastane v případě, že součinitel rozběhu bude nejvyšší možný tj.  $\xi = 2$ , a součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem naopak nejnižší, tedy  $\mu = 0,05$ .

$$F_{max} = F_1 = F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) [N] \quad (43)$$

$$F_{max} = F_1 = 22\,406,29 \cdot 2 \cdot \left( \frac{1}{e^{0,05 \cdot 3,142} - 1} + 1 \right) = 308\,241,24 \text{ N}$$

$$F_{max} = F_1 = 308\,241,24 \text{ N}$$

Kontrola pevnosti pásu v tahu

$$R_{mp} \cdot B \geq F_{max} \quad (44)$$

$$500\,000 \cdot 0,8 \geq 308\,241,24$$

$$400\,000 \geq 308\,241,24$$

kde:

$R_{mp}$  – pevnost pásu v tahu [N/m] dle Tab. 4.

Podmínka pro výpočet pevnosti pásu v tahu je splněna pro maximální tahovou sílu v pásu. Této síly je možno dosáhnout při rozběhu dopravníku s nejvyšším součinitelem rozběhu a zároveň při součiniteli tření mezi poháněcím bubnem a pásem, který se rovná nejhorším možným podmínkám běhu pásového dopravníku s hodnotou  $\mu = 0,05$ . Z Tab. 11 můžeme vyčíst, že nejhorší stav stykových ploch s obložením bubnu, nastane v případě kontaktu hladkého ocelového bubnu a mokřými nebo znečištěnými stykovými plochami.

Při volbě nižšího součinitele rozběhu nebo lepší konstrukci hnacího bubnu nebo lepších podmínkách chodu dopravníku se kontrola pevnosti pásu v tahu bude pouze zlepšovat.

## 4 VYHODNOCENÍ VÝPOČTŮ

### 4.1 PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELÍCH

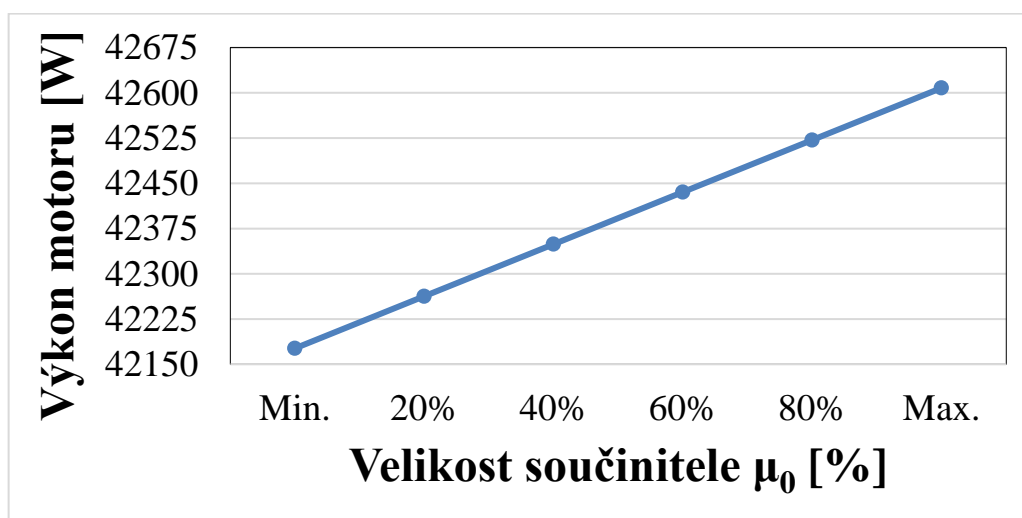
Výpočet provozního výkonu poháněcího motoru  $P_M$ , ovlivňují během výpočtu součinitelé:

- $\mu_0$  – součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem,
- $\mu_1$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem,
- $\mu_2$  – součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi,
- $\mu_3$  – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu.

Výpočet byl proveden tak, že všechny součinitele byly navoleny na nejnižší hranici. Poté byl zvyšován první součinitel  $\mu_0$  od nejnižší hodnoty 0,3 až do 0,4. Zaznamenané hodnoty výkonu zapsány do tabulky a následně vykresleny do grafu. Ovlivnění výkonu motoru součinitelem  $\mu_0$  je znázorněno v Tab. 13 a Graf 1. Můžeme vidět, že s rostoucím součinitelem nám lineárně stoupá i požadovaný výkon motoru.

Tab. 13 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na  $\mu_0$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_0$ [-]	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4
Provozní výkon poháněcího motoru $P_M$ [W]	42 176,51	42 262,84	42 349,17	42 435,5	42 521,82	42 608,15

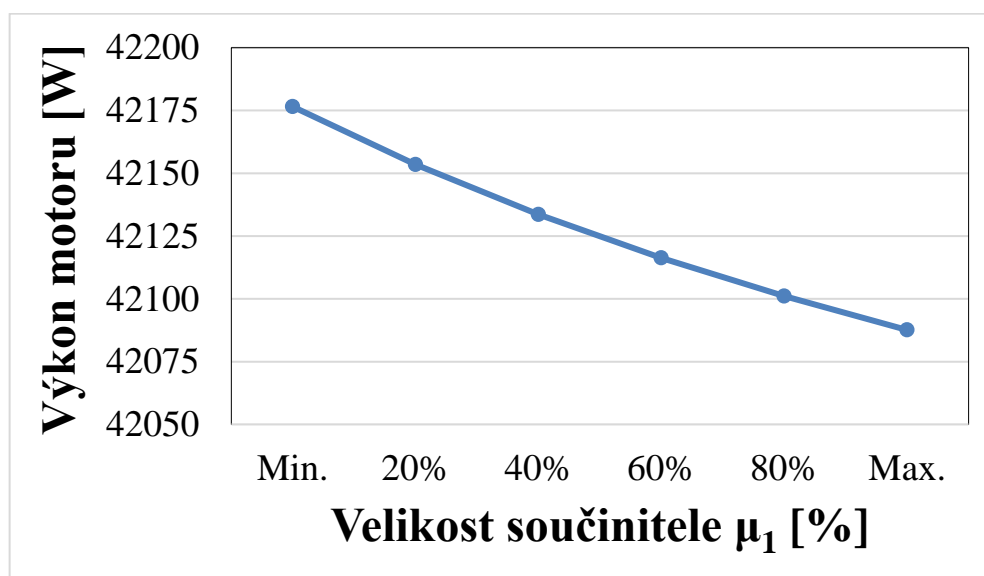


Graf 1 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli  $\mu_0$ .

Jako další byl měněn součinitel  $\mu_1$ , který se vyskytuje u výpočtu vedlejších odporů. S rostoucím součinitelem se nám snižuje velikost požadovaného výkonu, jak je patrné z Tab. 14 a Graf 2.

Tab. 14 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na  $\mu_1$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_1$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Provozní výkon poháněcího motoru $P_M$ [W]	42 176,51	42 153,46	42 133,59	42 116,28	42 101,07	42 087,6

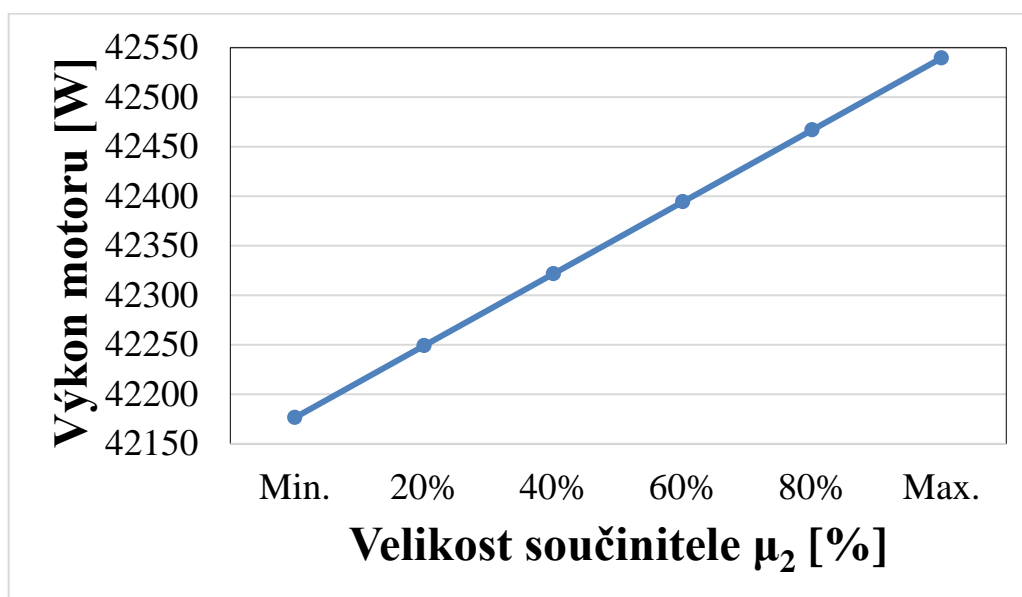


Graf 2 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli  $\mu_1$ .

Třetím měněným součinitelem byl součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi  $\mu_2$ . Zde požadovaný výkon motoru opět narůstal lineárně s rostoucím součinitelem. Znázorněno v Tab. 15 a Graf 3.

Tab. 15 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na  $\mu_2$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_2$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Provozní výkon poháněcího motoru $P_M$ [W]	42 176,51	42 249,13	42 321,74	42 394,36	42 466,97	42 539,59

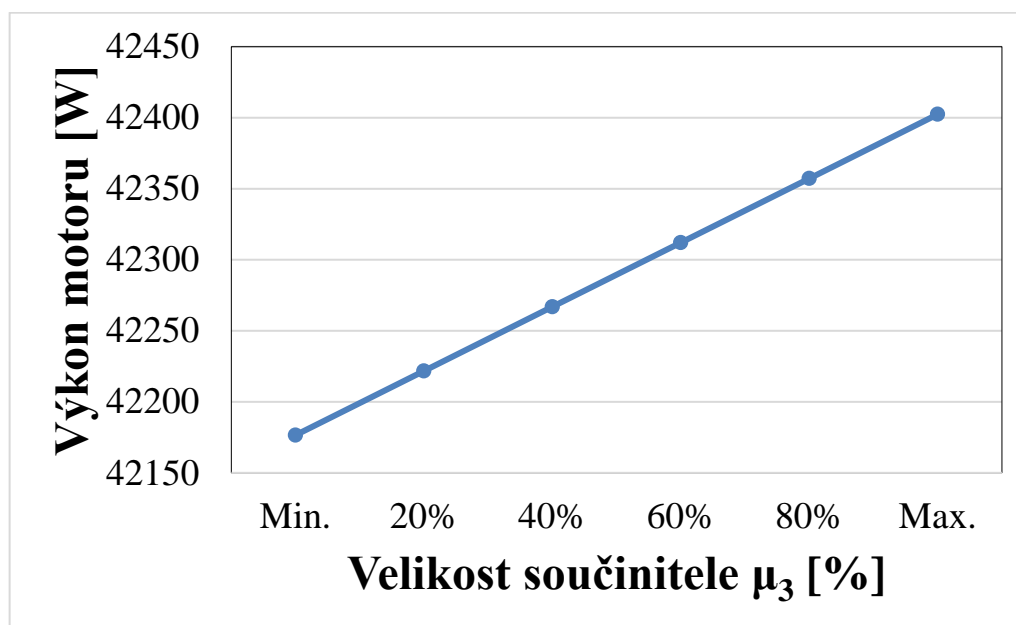


Graf 3 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli  $\mu_2$ .

Posledním měněným součinitelem, který ovlivňuje výpočet výkonu poháněcího motoru je  $\mu_3$ . Vyskytuje se u čističe pásu tedy u přídatných vedlejších odporů a jeho průběh je opět lineárně rostoucí, viz Tab. 16, Graf 4.

Tab. 16 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na  $\mu_3$ .

Velikost součinitele [%]	Minimum	20 %	40 %	60 %	80 %	Maximum
Hodnota $\mu_3$ [-]	0,5	0,54	0,58	0,62	0,66	0,7
Provozní výkon poháněcího motoru $P_M$ [W]	42 176,51	42 221,69	42 266,87	42 312,04	42 357,22	42 402,4



Graf 4 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli  $\mu_3$ .

V Tab. 17, jsou znázorněny kombinace součinitelů, kterými se dosáhne nejnižšího požadovaného provozního výkonu poháněcího motoru, a naopak nejvyššího výkonu.

Tab. 17 Nejnižší a nejvyšší požadovaný výkon motoru.

	Velikost součinitele [-]	
	Součinitel $\mu_0$	0,3
Součinitel $\mu_1$	0,7	0,5
Součinitel $\mu_2$	0,5	0,7
Součinitel $\mu_3$	0,5	0,7
Provozní výkon poháněcího motoru [W]	42 087,59	43 197,11

Zde můžeme vidět, že pro naše vstupní hodnoty lze volbou součinitelů při výpočtu dálkové pásové dopravy dosáhnout rozdílu více než 1 kW pro provozní výkon poháněcího motoru.

## 4.2 KONTROLA PÁSU V TAHU V ZÁVISLOSTI NA VOLBĚ HNACÍHO BUBNU

Největší tahová síla v pásu byla vypočtena na hodnotu  $F_{max} = 308\,241,24\text{ N}$ . Pro toleranční analýzu byly následně ve výpočtu měněny hodnoty součinitele rozběhu a součinitele tření mezi hnacím bubnem a pásem. Pro standardně zvolený pás o šířce  $B = 0,8\text{ m}$ , s dovoleným namáháním pásu v tahu  $\sigma_{dov} = 500\text{ N/mm}$ , můžeme v Tab. 18 vidět, že pás vyhovuje pro různé obložení bubnů dané Tab. 11.

Tab. 18 Závislost největší tahové síly v pásu na volbě hnacího bubnu.

Obložení hnacího bubnu / stykové plochy	Hladký ocelový buben / mokré a znečištěné	Hladký ocelový buben / čisté a mokré	Polyuretanové obložení / mokré, znečištěné	Pryžově obložený / mokré a znečištěné	Polyuretanové obložení / suché	Keramické obložení / suché
Velikost součinitele tření bubnu $\mu$ [-]	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45
Největší tahová síla v pásu $F_{max}$ [N]	308 241,24	166 201,96	96 049,79	73 416,68	62 636,62	59 212,65

## ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je na základě odborné literatury vypracovaná kritická rešerše pásových dopravníků využívaných pro dálkovou dopravu materiálů a vyznačení jejich hlavních kladů a záporů. Dále je v práci podrobněji popsán pásový dopravník využitý pro dopravu mokrého písku a popis důležitých částí pásového dopravníku.

Hlavní část práce je věnována funkčnímu výpočtu podle normy ČSN ISO 5048 a normám přiřazeným této normě jako je ČSN ISO 1536, ČSN ISO 1537 a další. Důraz byl kladený převážně na součinitele vstupující do výpočtu, ale také výběr podstatných komponent, jako je dopravníkový pás, válečkové stolice nebo hnací buben. Volba těchto komponent a součinitelů nám přímo ovlivňuje výsledné hodnoty výpočtu.

Pro toleranční analýzu byl důležitý výsledný požadovaný provozní výkon hnacího bubnu a kontrola zvoleného dopravníkového pásu. Hodnoty vstupující do výpočtu byly rozděleny dle uvedených parametrů a výpočet dopravníku několikrát zopakován. Výchozí hodnoty byly zaznamenány do tabulek, ze kterých byly následně vykresleny grafy závislostí.

Zadání práce bylo splněno v plném rozsahu a je z něj patrné, že volba součinitelů a komponent dálkových pásových dopravníků není zanedbatelná.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 5048. Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [2] POLÁK, J.-PAVLISKA, J.-SLÍVA, A. DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ I. ES VŠBTECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001.
- [3] ČSN ISO 1537. Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot.: Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Válečky. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [4] ČSN ISO 1536. Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot.: Pásové dopravníky s korýtkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Bubny. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [5] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 277 s. ISBN 1524.
- [6] GUMEX: Dopravníkové pásy [online]. [Citace 20.4.2019]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/ep-5003-aa-pryzovy-dopravnikovy-pas-01887080>
- [7] TRANSROLL.CZ: Válečková stolice [online]. [Citace 20.4.2019]. Dostupné z: [http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog\\_cz\\_2015-10-0a9fb.pdf?redir](http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir)
- [8] Kešner a.s.: Pásový dopravník trubkový [online]. [Citace 20.4.2019]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/pasovy-dopravnik-trubkovy-pdt/>
- [9] POLÁK, Jaromír, BAILOTTI Karel, PAVLISKA Jiří a HRABOVSKÝ Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení II, Skriptum VŠB-TU Ostrava, 2003.*
- [10] JLV INDUSTRIES PTY LTD: Lano-pásový dopravník [online]. [Citace 20.4.2019]. Dostupné z: <https://www.jlv.com.au/cable-belt-conveyors.html>
- [11] DEOS technology s.r.o.: Řetězo-pásový dopravník [online]. [Citace 5.5.2019]. Dostupné z: [https://www.deostech.cz/elevatory\\_dopravniky/retezove\\_dopravniky](https://www.deostech.cz/elevatory_dopravniky/retezove_dopravniky)
- [12] OSTROJ a.s.: Základní části pásových dopravníků [online]. [Citace 5.5.2019]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/zakladni-casti-pasovych-dopravniku>
- [13] GTK, spol s.r.o.: Pásové dopravníky [online]. [Citace 5.5.2019]. Dostupné z: <https://www.gtktuplesy.cz/index.php?page=program&language=cz>
- [14] ČSN 26 0378. *Dopravní pásy s textilní kostrou. Základní ustanovení.* Praha: Český normalizační institut, 1991.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_0$	[m]	Rozteč horních válečkových stolic
$a_u$	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
$b$	[m]	Ložná šířka pásu; využitelná šířka pásu
$b_1$	[m]	Světlá šířka bočního vedení
$B$	[m]	Šířka dopravního pásu
$B_{\zeta}$	[m]	Šířka čističe pásu
$C$	[-]	Součinitel (vedlejších odporů)
$C_{\varepsilon}$	[-]	Součinitel korýtkovosti
$d$	[m]	Tloušťka pásu
$d_0$	[m]	Průměr hřídele v ložisku
$D$	[m]	Průměr bubnu
$D_{vb}$	[m]	Průměr vratného bubnu
$e$	[-]	Základ přirozených logaritmů
$f$	[-]	Globální součinitel tření
$F$	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
$F_1$	[N]	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben
$F_2$	[N]	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
$F_{2,min}$	[N]	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu
$F_a$	[N]	Odpor shrnovače materiálu
$F_{bA}$	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
$F_{gL}$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením nebo násypkou
$F_f$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
$F_{dmin}$	[N]	Nejmenší tahová síla pro dolní větev
$F_{hmin}$	[N]	Nejmenší tahová síla pro horní větev
$F_H$	[N]	Hlavní odpory
$F_{max}$	[N]	Největší tah v pásu
$F_{min}$	[N]	Nejmenší tah v pásu
$F_N$	[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]	Odpor k překonání dopravní výšky
$F_t$	[N]	Odpory v ložiskách bubnu
$F_T$	[N]	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu
$F_U$	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu (bubnech)
$F_{U,max}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
$F_\varepsilon$	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
$g$	$[m/s^2]$	Tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvės pásu mezi válečkovými stolicemi
$H$	[m]	Dopravní výška
$I_v$	$[m^3/s]$	Objemový dopravní výkon
$K$	[-]	Součinitel sklonu
$k_a$	$[N/m]$	Součinitel shrnování
$l$	[m]	Délka bočního vedení
$l_3$	[m]	Délka středního válečku (tříválečková stolice)
$l_b$	[m]	Urychlovací délka
$L$	[m]	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
$L_0$	[m]	Přídavná délka dopravníku
$L_\varepsilon$	[m]	Délka dopravníku s vychýlenými válečky
$m_{R0}$	$[kg/ks]$	Hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve
$m_{RU}$	$[kg/ks]$	Hmotnost rotujících částí 1 válečku dolní větve
$n_O$	$[ks]$	Počet válečků v tříválečkové stolici horní větve dopravníku
$n_U$	$[ks]$	Počet válečků v dvouválečkové stolici dolní větve dopravníku
$p$	$[N/m^2]$	Tlak mezi čističem pásu a pásem
$P_A$	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
$P_M$	[W]	Provozní výkon poháněcího motoru
$q_b$	$[kg/m]$	Hmotnost 1 m dopravního pásu
$q_G$	$[kg/m]$	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
$q_{RO}$	$[kg/m]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku
$q_{RU}$	$[kg/m]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku

$Q$	[kg/s]	Požadovaný dopravní výkon
$Q_{max}$	[kg/s]	Maximální dopravní výkon
$R_{mp}$	[N/m]	Pevnost pásu v tahu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez náplně pásu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Horní část průřezu náplně pásu
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Dolní část průřezu náplně pásu
$S_t$	[m <sup>2</sup> ]	Teoretický průřez náplně pásu
$t_{\zeta}$	[m]	Tloušťka čističe pásu
$v$	[m/s]	Rychlost pásu
$v_0$	[m/s]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$\alpha$	[°]	Sypný úhel
$\delta$	[°]	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
$\varepsilon$	[°]	Úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu
$\eta$	[-]	Účinnost
$\Theta$	[°]	Dynamický sypný úhel (dpravované hmoty)
$\lambda$	[°]	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
$\mu$	[-]	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\mu_0$	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
$\mu_1$	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
$\mu_2$	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
$\mu_3$	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
$\xi$	[-]	Součinitel rozběhu
$\varrho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Sypná hmotnost dopravované hmoty
$\varphi$	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Hadicový (trubkový) pásový dopravník [8]. .....	12
Obr. 2 Lano-pásový dopravník [10]. .....	13
Obr. 3 Schéma pásového dopravníku. ....	14
Obr. 4 Hnací buben [13]. .....	15
Obr. 5 Napínací zařízení pneumatické [5]. .....	16
Obr. 6 Napínací zařízení se závažím s kladkovým převodem [5]. .....	16
Obr. 7 Tříválečková nosná stolice tvaru U [7]. .....	17
Obr. 8 Nosná tříválečková stolice s průřezem náplně pásu [1]. .....	22
Obr. 9 Pryžový dopravníkový pás EP 500/3 AA – GUMEX spol. s.r.o. [6]. .....	24
Obr. 10 Tahové síly v páse [1]. .....	38

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Mechanicko-fyzikální parametry vybraných sypkých hmot [2].	19
Tab. 2 Doporučené hodnoty dopravní rychlosti materiálů [5].	20
Tab. 3 Hodnoty teoretického průřezu náplně pásu pro volbu pásu [5].	21
Tab. 4 Technické parametry dopravníkového pásu [6].	24
Tab. 5 Hmotnost rotujících částí válečků [7].	26
Tab. 6 Závislost velikosti vedlejších odporů na součiniteli $\mu_2$ .	29
Tab. 7 Závislost velikosti vedlejších odporů a urychlovací délky na součiniteli $\mu_1$ .	30
Tab. 8 Velikost vedlejších odporů s kombinací součinitelů $\mu_1$ a $\mu_2$ .	32
Tab. 9 Velikost přídatných hlavních odporů v závislosti na součiniteli $\mu_0$ .	33
Tab. 10 Velikost přídatných vedlejších odporů v závislosti na součiniteli $\mu_2$ .	35
Tab. 11 Součinitel tření $\mu$ , mezi poháněcími bubny a pryžovým pásem [1].	39
Tab. 12 Maximální obvodová hnací síla v závislosti na součiniteli rozběhu.	40
Tab. 13 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na $\mu_0$ .	42
Tab. 14 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na $\mu_1$ .	43
Tab. 15 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na $\mu_2$ .	44
Tab. 16 Velikost provozního výkonu poháněcího motoru v závislosti na $\mu_3$ .	45
Tab. 17 Nejnižší a nejvyšší požadovaný výkon motoru.	46
Tab. 18 Závislost největší tahové síly v pásu na volbě hnacího bubnu.	46

## SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli $\mu_0$ .....	42
Graf 2 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli $\mu_1$ .....	43
Graf 3 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli $\mu_2$ .....	44
Graf 4 Závislost provozního výkonu poháněcího motoru na součiniteli $\mu_3$ .....	45