



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

DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

LONG-DISTANCE BELT CONVEYANCE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Stanislav Kulich

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Stanislav Kulich**
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:

Dálková pásová doprava

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh dálkové pásové dopravy o dopravovaném množství 3000 t/h.
Délka dopravníku 350 m.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.
Celková sestava zařízení.

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

Cílem mé bakalářské práce byla kritická rešerše zařízení obdobných dálkové pásové dopravě. Největší důraz je však kladen na metodu dálkové pásové dopravy. Následuje podrobný popis jednotlivých komponentů zařízení. Dále se zabývá funkčním výpočtem dle zadání bakalářské práce a pevnostní kontrolou vybraných prvků. Poslední kapitolou je návrh a zdůvodnění použitých komponentů dle výsledků výpočtů pro tento typ pásového dopravníku. Součástí práce je návrh celkové sestavy zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásová doprava, Dálková pásová doprava, Manipulace s materiálem, Logistika

ABSTRACT

The purpose of my bachelor thesis was a research of devices similar to long-distance belt transport. However, the greatest emphasis is placed on the long-distance belt transport method. Following is a detailed description of each component of the device. Furthermore, it deals with functional calculation according to the assignment of bachelor thesis and strength check of selected elements. The last chapter is a proposal and justification of used components according to the results of calculations for this type of belt conveyor. Part of the thesis is the design of the overall device assembly.

KEYWORDS

Belt conveyor, Long-distance belt conveyor, Material handling, Logistics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KULICH, S. *Dálková pásová doprava*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí diplomové 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 23. května 2019

.....

Stanislav Kulich



OBSAH

Úvod	9
1 PÁSOVÁ DOPRAVA	11
2 DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA	13
2.1 Horizontální zatačení pásového dopravníku	14
2.2 Vertikální zatačení pásového dopravníku	14
2.3 Jednotlivé prvky dálkové pásové dopravy	15
3 OSTATNÍ MOŽNOSTI DÁLKOVÉ PŘEPRAVY	25
3.1 Trubková pásová doprava	25
3.2 Silniční doprava	25
4 PŘEPRAVOVANÉ MATERIÁLY	27
4.1 Sypké látky	27
4.2 Kusové materiály	27
4.3 Materiál dle zadání pro výpočet BP	27
5 FUNKČNÍ VÝPOČET	29
5.1 Zadané hodnoty a základní výpočty	29
5.2 Hlavní odpory	34
5.3 Vedlejší odpory	36
5.4 Přídavné hlavní odpory	39
5.5 Přídavné vedlejší odpory	39
5.6 Odpor k překonání dopravní výšky	41
5.7 Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu	42
5.8 Požadovaný výkon motoru	42
5.9 Provozní výkon	42
6 SÍLY V PÁSU	43
6.1 Maximální obvodová hnací síla	43
6.2 Potřebný tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	43
6.3 Nejmenší tahová síla pro horní větev	44
6.4 Nejmenší tahová síla pro dolní větev	44
6.5 Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben	44
6.6 Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	45
7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET	46
7.1 Pevnostní kontrola pásu	46
7.2 Výpočet hřídele hnacího bubnu	47
7.3 Výpočet hřídele hnaného bubnu	51
7.4 Výpočet trvanlivosti ložiska hnaného bubnu	55



8	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	57
8.1	Pás pásového dopravníku.....	57
8.2	Válečkové stolice pásového dopravníku.....	58
8.3	Válečky pásového dopravníku.....	59
8.4	Hnací a hnaný buben.....	59
8.5	Čistič pásu.....	60
8.6	Elektromotor válečkového dopravníku.....	60
8.7	Napínací zařízení	60
9	ZÁVĚR.....	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	65
	Seznam příloh.....	70

ÚVOD

Jednou z nejpoužívanějších metod dopravy především sypkého materiálu jsou v dnešní době pásové dopravníky, a to díky svým přednostem jako jsou například velká dopravní hmotnost, přizpůsobivost konstrukce, využití v mnoha odvětvích například těžkém nebo potravinářském průmyslu, aj. Koncepce pásového dopravníků zůstává během let stejná, mění se pouze komponenty, které zvyšují produktivitu, životnost nebo maximální možné zatížení dopravníku. Délky dálkových pásových dopravníků, kterých se tato bakalářská práce týká primárně, dosahují délek až v řádu kilometrů a přepravované množství se pohybuje až v tisících tun za hodinu. S těmito parametry se jedná o nepřekonatelný typ přepravy pro dlouhodobé použití. Nejčastější uplatnění najdou při povrchové těžbě. Jejich využití je však omezeno na vodorovnou až mírně skloněnou dopravu. S použitím profilovaných pásů může však fungovat i při větším stoupání.

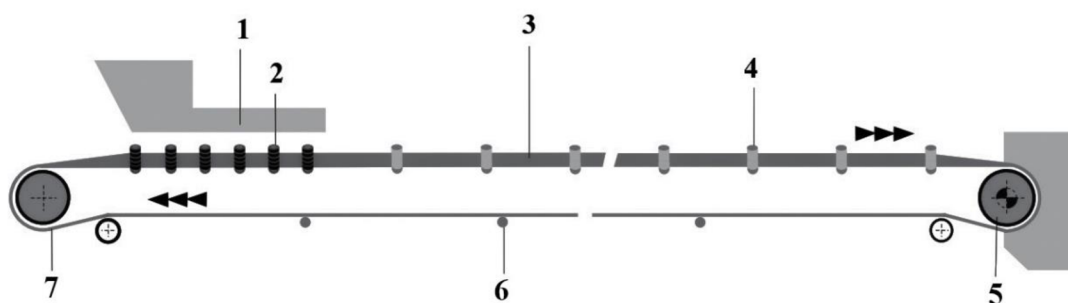
Obsah této práce by měl nastínit problematiku dopravy materiálů se specializací na dálkové pásové dopravníky. Součástí je také funkční a pevnostní výpočet dle zadání a výběr vhodných komponentů pro celkovou sestavu zařízení.

Bakalářská práce je členěna do 9 základních kapitol. Kapitola 1 uvádí do problematiky pásové dopravy. Další kapitolu tvoří dálková pásová doprava s uvedením jednotlivých komponent. Kapitola 3 se zabývá dalšími možnostmi přepravy na dlouhé vzdálenosti. Přepravované materiály jsou samostatnou kapitolou číslo 4. Funkční výpočet dle zadání bakalářské práce se nachází v kapitole 5. V kapitola 6 jsou dále pevnostní výpočty komponent. Zdůvodnění výběru jednotlivých komponent a možného řešení celkové koncepce je součástí kapitoly číslo 8. Poslední 9. kapitolou je závěr této práce.



1 PÁSOVÁ DOPRAVA

Pásové dopravníky jsou zařízení spadající do kategorie kontinuální tedy nepřetržitě dopravy. Vyznačují se tažným elementem, kterým je dopravní pás. Jedná se o univerzální, ekologické a efektivní řešení problematiky přepravy a manipulace s materiálem. Většinou zde mluvíme o přepravě sypkých materiálů, ale také o přesunu balíků či kufrů na letišti a dále pak i potravin na páse v supermarketu. Obyčejný, jednoduchý dopravník se skládá z dopravního pásu, hnacího a hnaného bubnu, válečků, pohonné stanice, rámu a napínacího zařízení (viz obrázek 1.1). Pás je napnut mezi hnacím a hnaným bubnem a tvoří tak uzavřenou smyčku. Hnací buben je spojen s pohonnou stanicí a následně se třením přenáší rotační pohyb na translační pohyb pásu. Osy bubnů jsou na sebe rovnoběžné. Válečky, jež jsou součástí válečkové stolice tvořící rám dopravníku, podírají pás mezi bubny na koncích dopravníku. Napínací zařízení jakéhokoliv typu zajišťuje adekvátní napětí v páse pro zajištění správné funkčnosti zařízení. Tyto a další komponenty jsou popsány v dalších kapitolách. [5, 9, 2, 7]



Obrázek 1.1 Pásový dopravník: 1) Násypka c) Dopadové válečky 3) Pás dopravníku 4) Hladké válečky 5) Hnací buben 6) Vratné válečky 7) Hnaný buben [20]

Základní rozdělení pásovéch dopravníků dle konstrukčního řešení

- Stabilní

Stabilní dopravníky jsou používány pro potravinářský, chemický a farmaceutický průmysl, avšak setkáváme se s nimi i v jiných odvětvích industriálního sektoru. Jejich délky se pohybují do desítek metrů a jsou stavěny pro daný technologický úkon.

- Pojízdné a přenosné

Přenosné dopravníky používáme například na stavbách a jejich délka zpravidla nepřesahuje deset metrů. Manipulaci s nimi zajišťuje malá konstrukce se snímatelnými pojezdovými koly.

- Přestavitelné

Přestavitelné dopravníky nacházejí svou použitelnost například při těžbě nerostných surovin a vzhledem k faktu, že se skládají z jednotlivých segmentů, a tím pádem nejsme limitováni jejich délkou, mohou dosahovat až dvaceti kilometrů. Tato zařízení můžeme také označovat jako dálkové pásové dopravníky. [2]

2 DÁLKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

Dlouhé pásové dopravníky jsou nejefektivnějším, ekonomickým, účinným a čím dál více používaným způsobem přepravy na dlouhé vzdálenosti. Vzhledem k potřebám jednadvacátého století po surovinách, ze kterých se dále vyrábí všechno kolem nás, je lidstvo nuceno k těžbě spojené s dalšími prvky manipulace a úpravy materiálů (ať už třeba cementu, jež je součástí betonu, uhlí, které zpracováváme mimo jiné pro výrobu energie nebo mědi, která je nepostradatelnou součástí elektroniky.) Bez těchto věcí se nyní už neobejdeme a při vzrůstající tendenci ekonomiky je vyvoláván tlak na zpracování většího a většího množství materiálu, stoupají nároky na vzdálenost přepravy a na kvantitu, čímž se kladou větší požadavky i na další zařízení v průběhu tohoto procesu. Tento fakt podporuje výzkum a vývoj pro tvorbu nových řešení nebo úprav těch stávajících pro zvýšení efektivity práce a snížení nákladů. Dnešní nejdelší dopravníky měří přes dvacetí kilometrů, do budoucna se plánují i čtyřicet kilometrů. [1, 4, 6]

Zvyšováním nároků na kvalitu přepravy roste i jejich cena, a tak jsou prováděny studie pro snížení celkové spotřeby energie, která logicky ztenčí i nákladovost. K nižší spotřebě energie pomůže snížení tření válečků na stolicích, provedení mezi stolicemi, správná geometrie, převýšení a primární a sekundární odpory. Podíl těchto položek na celkové síle pohonu se mění dle použití dopravníku, nicméně ve všech případech nelze zanedbat jedinou složku. [4]

Výhody

Výhody, mezi které patří dlouhá životnost a spolehlivost, jsou nyní testovány simulacemi s použitím matematických modelů pro zajištění těchto vlastností pro dané typy návrhů řešení. Dynamické modely mohou zobrazovat například tvoření rázů na pásu, rychlost, zrychlení nebo působící síly. Při správném navržení, mohou zařízení fungovat až roky s drobnou údržbou nebo opravami. Vzdálenost, trasa ani přepravovaný materiál nejsou v dnešní době překážkou. Dva nejvíce flexibilní typy pásové dopravy jsou trubková doprava a doprava ve více válečkových stolicích.

Nevýhody

Se zvyšováním vzdálenosti pásových dopravníků začínají přicházet problémy. Už samotný start zařízení způsobuje změny v napětí pásu a šubání s ním. O to větší problém nastává při startu zakřivených dopravníků. (Mezi nevýhody pásové dopravy s vodorovným pásem také patří možné rozfoukání materiálu, a tím znečištění prostředí, pro zatočení je třeba speciálních překladišť, což zvyšuje cenu, degraduje materiál, zvyšuje prašnost a ničí použité komponenty. [3])

2.1 HORIZONTÁLNÍ ZATÁČENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Při použití pásových dopravníků na dlouhé vzdálenosti dojde dříve nebo později k potřebě vyhnout se překážce nebo z jiných důvodů změnit směr trasy dopravníku.

Pro konvenční pásový dopravník máme dvě možnosti:

- Překladní stanice - tedy věž, do které je materiál přiveden jedním dopravníkem, který končí právě u této stanice, materiál je přesypán na další dopravník v jiném směru, než byl předchozí a pokračuje dál. Použití těchto stanic však není výhodné, ať už pro cenu překladní stanice, zvýšení opotřebení pásů, zvýšení prašnosti, aj.
- Zatáčení samotným pásovým dopravníkem - při horizontálním zatáčení dochází v oblouku k nerovnoměrným délkám na vnitřku a vnějšku oblouku, což vzhledem k tuhosti pásu není ve skutečnosti možné. Toto je jedním z důvodů, proč jsou válečkové stolice v oblouku nakloněné pod úhlem a ne zcela vodorovné. Naklonění stolice se pohybuje mezi pěti až patnácti stupni v závislosti na poloměru oblouku a napětí pásu. Stolice je nakloněna směrem ze středu kružnice, a to především proto, aby se pás udržel v stolici. Pokud by totiž byl směr stolice opačný, pás by měl tendenci „vyjet“ ze stolice. Pro zajištění pásu ve správné pozici jsou navíc použity strážní válečky po vnitřní straně oblouku. Výpočet minimálního rádiusu pro horizontální oblouky lze vypočítat jako

$$R = 900 \cdot B \quad (1)$$

kde B je šířka pásu. Je však doporučeno použít co největší rádius zároveň se širšími válečky než obvykle při naklánění pásu.

2.2 VERTIKÁLNÍ ZATÁČENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Při stoupání či klesání samotným pásovým dopravníkem dochází stejně jako u horizontálních oblouků k nestejněměrnému obvodu poloměru. Při stoupání dochází ke konkávnímu zakřivení pásu a při rovnání pásu zpět do původního vodorovného směru ke konvexnímu zakřivení. To způsobují zvýšená namáhání v pásu v těchto místech. Dále dochází ke zvýšení tahových sil na vnější straně ohybu a jejich snížení na vnitřní straně, přičemž ale celkové napětí v pásu zůstává stejné. Pro zvýšení efektivity zařízení a životnosti pásu jsou také doporučeny minimální rádiusy pro vertikální zakřivení pásu.

U konkávního ohybu dochází pod silou materiálu, pásu a gravitačních sil ke stlačení pásu na válečky, avšak při nezátženém stavu by mohlo dojít ke zvednutí pásu od válečkové stolice díky napětí v pásu. Rádius by tedy měl být volen tak, aby nedošlo k samovolné zvednutí pásu, avšak menší rádius je možné použít, pokud je samovolné zvednutí pásu přijatelné. Pro zajištění maximální výšky mohou být použity válečky, které zamezí zvednutí pásu. Doporučen je minimální rádius 45 metrů u konkávního ohybu, dle normy IS 11592.

U konvexního rádiusu dochází stejně jako u konkávního ke spojení váhy pásu a nákladu, ale k problému se samovolným zvedáním pásu zde nedochází. V tomto případě se setkáváme se zvýšením tlaku na válečky, proto zde mohou být stolice umístěny s menší roztečí pro větší rozložení působících sil. Rozteč válečků by měla být zmenšena zhruba o 50% oproti normální a počet válečkových stolic se zkrácenou roztečí by měl být minimálně tři pro jeden rádius. Na okrajích pásu dochází k většímu namáhání než na jeho středu v důsledku konstrukce. I v tomto případě by měl být dodržen minimální rádius, který by neměl být menší než

$$R = 12 \cdot B \quad (2)$$

kde B je šířka pásu pro stolicu pod úhlem 30° v místě ohybu, dle normy [19]. Někteří výrobci pásů sami doporučují hodnotu rádiusů pro různé šířky pásů a úhly válečkových stolic. [1]

2.3 JEDNOTLIVÉ PRVKY DÁLKOVÉ PÁSOVÉ DOPRAVY

Tato kapitola se zabývá jednotlivými komponenty tvořícími kompletní pásový dopravník. Jejich účel, popis a dělení je konkrétně v dalších podkapitolách. Tyto prvky se vyrábí v různých šířkách, libovolných délkách a s rozdílnými mechanickými vlastnostmi.

2.3.1 PÁSY

Jedná se o nosnou část dopravníku, jejíž výběr je velmi důležitý. Tento prvek přepravuje materiál, působí na něj vnější i vnitřní síly ať při nakládání materiálu na pás, rozběhu dopravníku, nebo během jeho chodu. [1, 2]

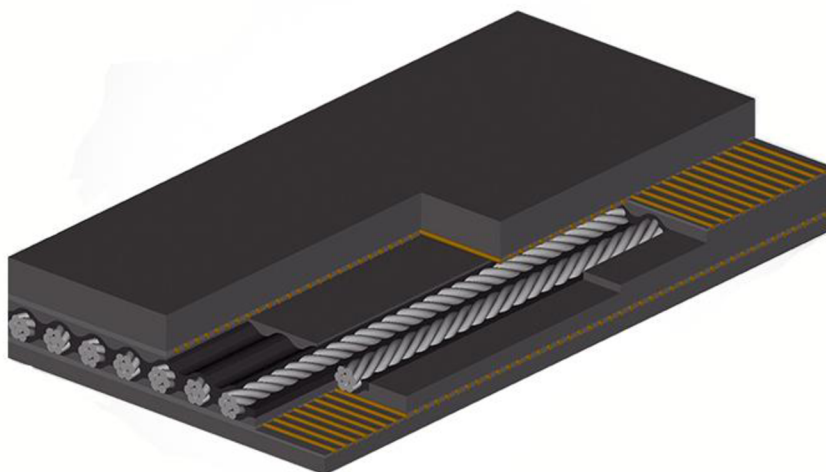
Pásy dělíme podle jejich struktury na :

- Hladké dopravní pásy – mezi tyto pásy řadíme nejčastěji používané:
 - dopravní pásy pro všeobecné použití

Jedná se o pásy bez vložky a s vložkou textilní. Textilní vložka zajistí potřebnou pevnost pásu a je nejčastěji vyráběna z bavlny, ale také z nylonu, polyesteru a dalších. Tento druh pásů je používán v běžných přepravních podmínkách

- ocelokordové

V gumovém pásu jsou ocelová lana pro zvýšení jeho pevnosti (viz obrázek 2.1). S rostoucí šířkou pásu se zvětšuje průměr lana, rozteč lan vůči sobě i minimální krycí vrstva. Pro své vlastnosti jsou ocelokordové pásy používány především v dálkové pásové dopravě.



Obrázek 2.1 Řez ocelokordovým pásem [21]

- Další typy pásů - s upravenými mechanickými vlastnostmi pro specifická použití patří: dopravní pásy určené do podzemí a ohnivzdorné, na přepravu olejových a mastných materiálů, pro ekologickou přepravu, do nízkých teplot, pro přepravu chemikálií (kyseliny a zásady), tepluvzdorné, ohnivzdorné.

Výše uvedené rozdělení pásů je čerpáno z katalogu výrobce dopravních pásů Matador, který se při rozdělování inspiroval možnými podmínkami, v nichž je pás použit. [12]

- Nejčastější základní profily dopravních pásů
 - V - profil
 - U - profil
 - s bočními vlnovci a příčkami

Rozdělení profilových dopravních pásů dle katalogu společnosti VVV Most s.r.o. [10]. Typů profilů, rozměrů a dalších parametrů je dle šířek pásů i variant modelů nepřeborné množství. [11]

Pásy se skládají z horní vrstvy, kostry a spodní vrstvy. Tloušťka pásu je součtem těchto tří částí. Jak horní tak i spodní vrstva pásu je vyráběna z gumy, přičemž horní vrstva bývá obvykle tlustší než spodní, jelikož se jedná o stranu, která je v kontaktu s materiálem. Kostra slouží ke zvýšení pevnosti v tahu, absorbuje nárazy materiálu a zajišťuje tuhost. Kostry jsou vyráběny buď textilní, nebo ocelokordové. Textilní kostry jsou používány pro kratší vzdálenosti, pouze pro dálkové dopravníky jsou používány ocelokordové, jež jsou tvořeny řadou ocelových lan, které zajišťují dostatečnou pevnost v tahu. Ocelová lana jsou pletená a ošetřena proti korozi pro dlouhou životnost. [1]

2.3.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

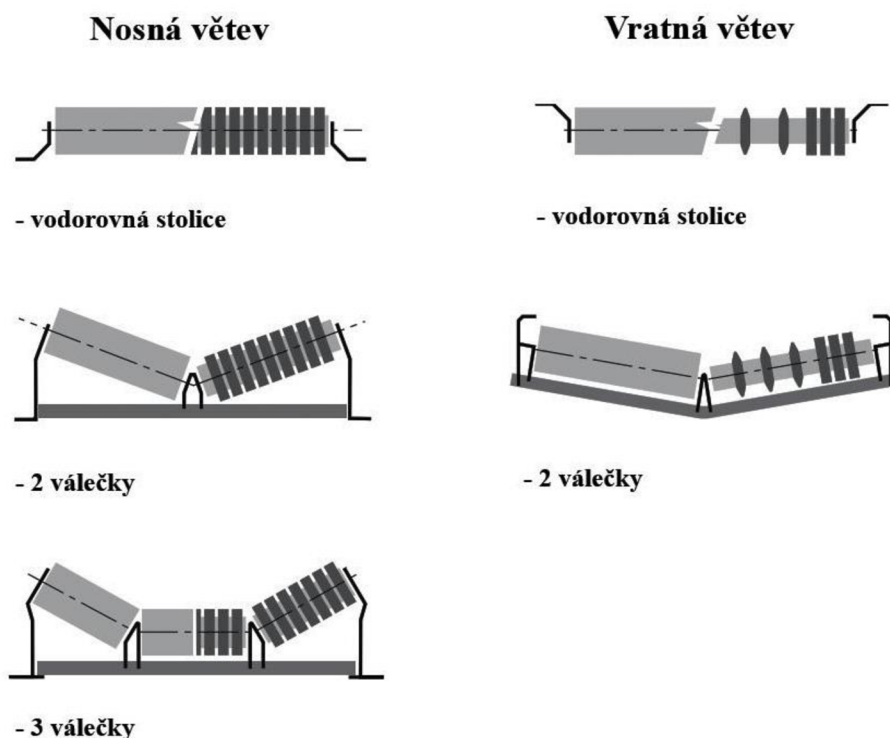
Válečkové stolice jsou podpěrným rámem, na kterém jsou umístěny otočné válečky, po nichž se pás pohybuje. Tato stolice podpírá pás po celé jeho délce mezi napínacím a hnacím bubnem (začátkem a koncem dopravníku). Dále také tvaruje pás dle typu stolice a pomáhá se seřízením směru běhu pásu. Úhel válečkových stolic k horizontální rovině je určen na základě teoretického průřezu náplně na pásu, šířky pásu, sypného úhlu přepravovaného materiálu a počtu válečkových stolic. Následující rozdělení je doplněno obrázkem 2.2.

Dělení válečkových stolic podle počtu válečků na stolici:

- Jedno válečkové - Ty používáme pro malé dopravníky, zejména pak pro balíkovou přepravu nebo u vratných stolic s úzkým pásem.
- Dvou válečkové - S těmi se v praxi setkáváme u širších pásů ať už vratných, nebo nosných.
- Tří válečkové – Nalezneme u přepravy velkého množství materiálu s nejširšími pásy.

Dělení válečkových stolic podle užití

- Nosné – Nosná stolice nese zatížení nosné větve dopravního pásu do konstrukce dopravníku. [13]
- Vratné – Vratná stolice slouží k podepření pásu dopravníku bez materiálu. [1]



Obrázek 2.2 Druhy válečkových stolic [20]

- Girlandova stolice

Další možností je tzv. Girlandova stolice, která nemá otočné válečky pevně usazené v rámu, ale jsou spojené jeden s druhým. Počet válečků je nejčastěji tři. K rámu jsou připevněny pouze na koncích tohoto řetězce. Použití je obvykle v nosné větvi dopravníku. Válečky jsou gumové nebo plastové. [1]

Výhody

Díky své konstrukci se Girlandova stolice lépe přizpůsobí nerovnoměrnému zatížení a při horizontálním zatáčení dochází k automatickému posunu materiálu na vnější stranu zatačky, a proto není třeba rám naklánět nebo používat strážní válečky. Dále je pružná a její výměna je také jednodušší než u konvenčních pevných pražců. Lano má životnost až 600 milionů otáček. Výhodou tohoto řešení je navíc i nižší hmotnost, méně použitých ložisek a menší opotřebení rámu. [1, 14]

Nevýhody

Mají však podobné problémy jako pevná válečková stolice, a to zejména průrazy a destrukce tratě dopravníku. [15] Dále se zde setkáváme až s dvojnásobným odporem proti otáčení a větším opotřebením v místech kloubů. [2]

2.3.3 VÁLEČKY

Válečky jsou pohyblivou rotační součástí umístěnou na válečkové stoličce. Skládají se z těla, osy, ložisek, těsnění a otvoru pro odvod vzduchu. Vykonávají otáčivý pohyb kolem své osy, díky kterému snižují odpor zabraňující chodu pásu. Ideálními vlastnostmi válečků jsou především minimální odpor otáčení, dlouhá životnost a odolnost vůči okolnímu prostředí.

Typy válečků

- hladké
- pogumované
- dopadové
- strážní
- kotoučové
- diskové
- vlnkové



Obrázek 2.3 Typy válečků: zleva hladké, dopadové, diskové a strážní válečky [22]

2.3.4 BUBNY

Další nedílnou součástí pásového dopravníku jsou bubny umístěné na začátku a na konci celého zařízení, mezi nimiž je pás tvořící uzavřenou smyčku. Důležitou součástí je hřídel, u které může nastat předčasná destrukce předpětím pásu, působením váhy přepravovaného materiálu, vahou pásu a samotného bubnu, čímž dochází k jeho ohýbání a případnému lomu, proto je důležité zvolit vhodný průměr hřídele ověřený pevnostními výpočty pro konkrétně zadanou situaci. Buben by měl být před použitím staticky vyvážen. Šířky bubnů jsou standardizovány podle šířek pásů a jejich průměry jsou doporučovány výrobcem dle typu a šířky pásu. [1, 7]

Dělení bubnů:

Podle pohonu:

- Hnací – Otáčení je zajištěno pomocí poháněcí stanice připojené na buben, dochází tak ke tření mezi bubnem a pásem a k přenosu točivého momentu na pás. Vhodné zakomponování hnacího bubnu je v místě nejmenších tahových sil, tedy až na konci dopravníku, kde dochází k vysypání materiálu.
- Hnané – Nejsou připojeny k externímu zařízení a k jejich otáčení dochází třením s pásem, který je v pohybu díky hnacímu bubnu. Umisťují se na začátku dopravníku a taktéž mohou být použity jako součást napínacího zařízení. Dále je dělíme na:
 - s otočnou hřídelí
 - s pevnou hřídelí

Podle konstrukce :

- lité
- svařované

Podle povrchu:

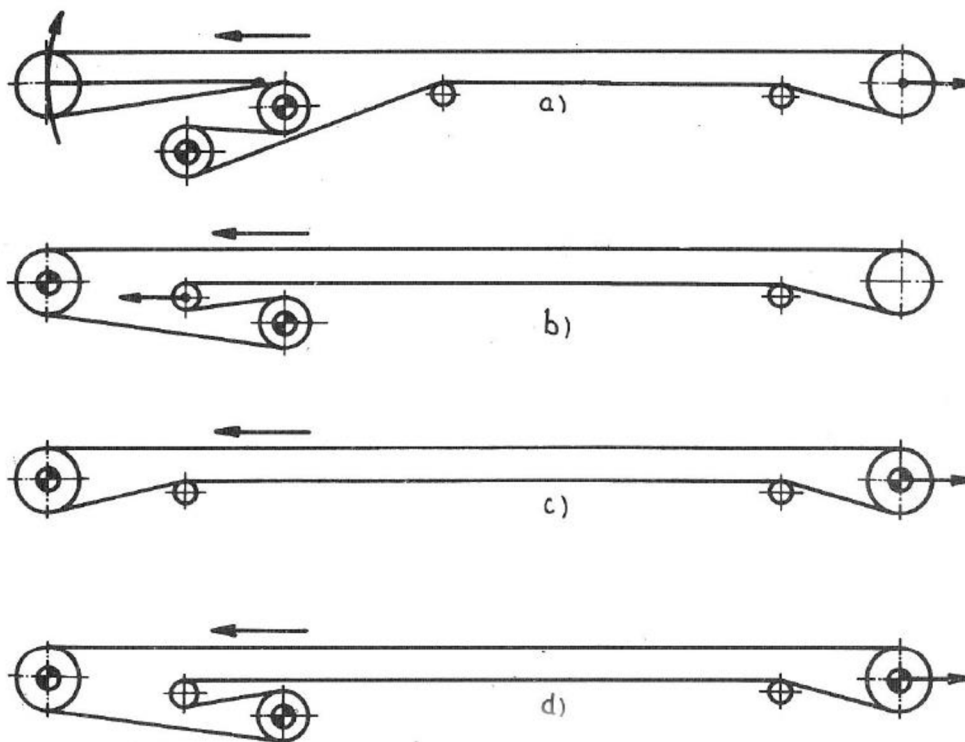
- hladké
- s drážkováním
- s použitím dalších materiálů
 - gumy
 - polyuretanu
 - keramiky

Speciální vlastnosti jednotlivých bubnů:

- Samočisticí – používají se v místech, kde dochází k usazování materiálu.
- Magnetické – umožňují oddělení kovových částic od ostatního hmoty.

Zvýšení tření

Při přenosu točivého momentu z bubnu na pás dochází v určitém bodě k prokluzu mezi komponenty, z tohoto důvodu je v některých případech nutné zvýšit tření, aby se této skutečnosti zamezilo. Ke zvýšení tření dojde úpravou povrchu bubnu nebo zvýšením úhlu opásání. Konkrétní příklady možností této metody jsou znázorněny viz obr. 2.4. [1]



Obrázek 2.4 Možnosti použití více bubnů pro zvýšení úhlu opásání [2]

2.3.5 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

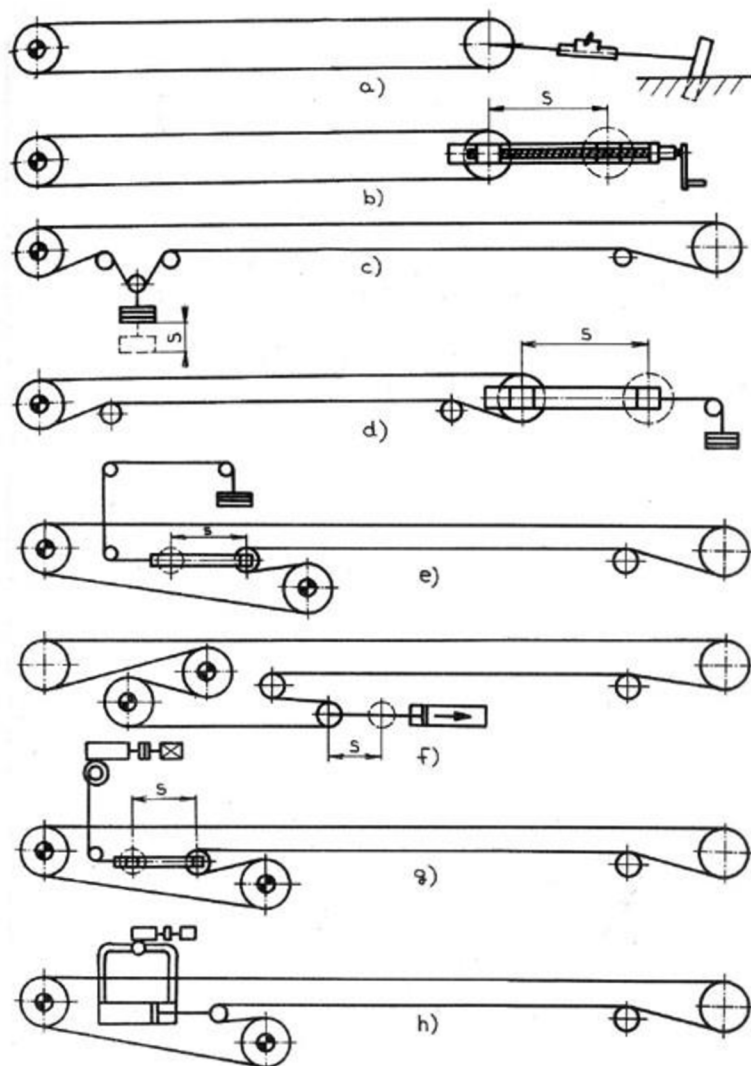
Důvodem umístění zařízení pro napnutí pásu, a tím vytvoření napětí v pásu, je zamezení prokluzu, a to nejčastěji mezi pásem a hnacím bubnem, avšak někdy může nastat situace, kdy dojde k prokluzu v jiném k tomu vhodném místě. Napínací zařízení jsou umístěna na vratné větvi dopravníku nebo na jeho začátku.

Dělení napínacích zařízení:

- Tuhá – používají se pro dopravníky kratších vzdáleností, řadíme sem například napínací šroub.
- Samočinná se závažím – setkáváme se s nimi u delších dopravníků, jsou ověřenou metodou napínání stálou silou. K napínání pásu dochází díky gravitačním silám působícím na závaží.
- Samočinná
 - Pneumatická
 - Elektrická
 - Elektrohydraulická
- Ručně regulovaná

Dělení dle polohy napínacího zařízení

- Vertikální - napínací zařízení je umístováno na vratné větvi dopravníku, je tedy nutný dostatek prostoru pod vratnou větví.
- Horizontální - napínací zařízení se umísťuje na začátku dopravníku a jeho konstrukce umožňuje větší variabilitu při nedostatku místa pod pásem, jelikož závaží může být umístěno kamkoliv dle potřeby. [1, 2]



Obrázek 2.5 Napínací zařízení: a,b) Tuhá napínací zařízení c) Vertikální samočinné napínací zařízení se závažím d,e) Horizontální samočinné napínací zařízení se závažím f,g,h) Samočinná napínací zařízení [2]

2.3.6 ČISTIČE PÁSU

Během přepravy sypkých materiálů dochází k jejich přilepování na pás dopravníku. Tento materiál není vysypán přepadem na konci dopravníku, ale pohybuje se dál s pásem. K jeho oddělení může dojít v jakémkoli místě dopravníku, a to vyschnutím nebo vibracemi, tím dochází ke špatnému hospodaření s materiálem, předčasnému opotřebení komponentů, nákladnému pozdějšímu čištění odpadlého materiálu, vyosení pásu z dráhy a dalším negativním vlivům. Z těchto důvodů je pás nutné čistit. Pro vlhké a lepkavé materiály jsou také vyráběny speciální nelepivé pásy.

Čističe jsou zařízení odstraňující usazený materiál na páse, který nebyl odebrán obvyklou metodou. Pásový dopravník přepravující sypké materiály by na začátku dolní větve měl mít minimálně jeden čistič pásu nejlépe s možností pro přidání dalších. Jeho umístění je mimo hlavní tok materiálu přepadajícího z dopravníku. Vzhledem k mnoha typům čističů pásů je doporučeno při návrhu dopravního zařízení konzultovat jeho vhodnost s výrobcem a dále uzpůsobit i místo nebo konstrukci dopravníku. Parametry pro volbu pásu jsou rychlost pásu, přepravovaný materiál, teplota a vlhkost okolního prostředí. Pro správnou funkci je nutné umístit čistič pásu v místě, kde bude tlačit proti bubnu nebo válečku, čímž se zamezí průhybu v pásu, a tím i možným rozdílům v účinnosti tohoto zařízení.

Nejčastěji je čepel přitlačena k pásu pomocí protizávaží, pružiny, stlačeného vzduchu nebo stočené gumy (viz obrázek 2.6). Čepele jsou vyráběny různých délek dle šířky pásu, jejich rozměr je však menší než šířka pásu, a to protože přepravovaná látka není v kontaktu s celou šířkou pásu dopravníku. Jelikož je čistič v přímém styku s pásem, musí být z vhodného materiálu, aby nedocházelo k předčasnému opotřebení pásu. I čističe jsou však časem opotřebeny a je nutná jejich pravidelná výměna pro umožnění správné funkčnosti. Proto je také nutný přístup umožňující jejich kontrolu, popřípadě výměnu. [1]



Obrázek 2.6 Čistič pásu [23]

2.3.7 POHÁNĚCÍ STANICE

Pro chod dopravníku je nutné minimálně jedno zařízení sloužící k pohonu, a to přenosem točivého momentu. Pohonná jednotka se obvykle skládá z následujících komponentů: elektromotor, převodovka, spojka, volnoběžka, brzda, bezpečnostní kryty a rám nesoucí celý systém. Pro dálkovou pásovou dopravu jsou však specifické dvě poháněcí stanice, a to z důvodu několikanásobného zvýšení nákladů při odstávce dopravníku při vyřazení poháněcí stanice z provozu. Cenově výhodnější je tedy umístit dva pohony. Umístěny mohou být buď oba na jedné straně (viz obr. 2.7) nebo naproti sobě.



Obrázek 2.7 Poháněcí stanice s dvěma elektromotory [24]

Elektromotory používané v pásové dopravě jsou dle bakalářské práce studenta VUT Brno rozděleny na:

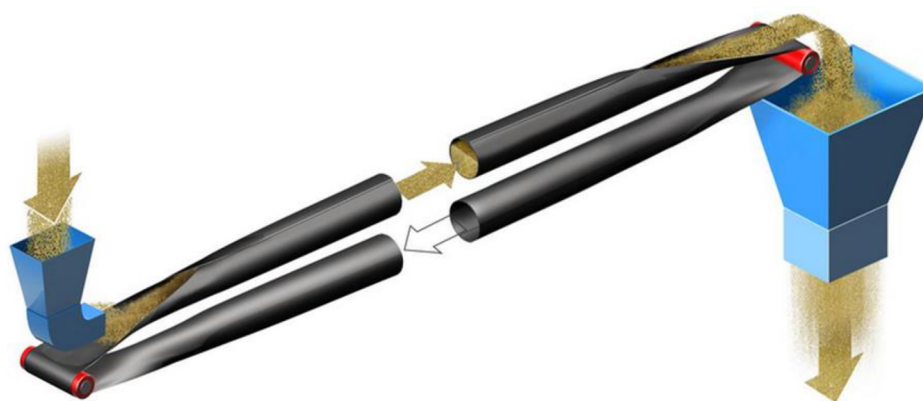
- asynchronní motor s kotvou nakrátko
- asynchronní motor s kotvou kroužkovou
- synchronní motor
- stejnosměrný motor

Pro dálkovou pásovou dopravu jsou však používány výhradně asynchronní motory vzhledem k její výkonové charakteristice, jednoduché konstrukci a spolehlivosti. Pro změnu rychlosti vstupní a výstupní hřídele se používají převodovky. Ty zpravidla dělíme na ty se šnekovým ozubením, nebo na čelní ozubená kola se šikmými zuby. [1, 16]

3 OSTATNÍ MOŽNOSTI DÁLKOVÉ PŘEPRAVY

3.1 TRUBKOVÁ PÁSOVÁ DOPRAVA

Trubková pásová doprava je použita v případech, kdy je třeba zamezit prašnosti a rozšiřování materiálu mimo pás, čímž by mohlo dojít k ohrožení životního prostředí. V místě nakládání je pás v tradičním rozpoložení, poté je speciální válečkovou stolicí zformován do uzavřené trubky s přesahem pásu, na konci dopravníku se pás opět otevírá a dochází k běžnému vysypání materiálu přes hranu vratné větve (viz obrázek 3.1). [6]



Obrázek 3.1 Schéma principu trubkové pásové dopravy [25]

Výhodou trubkové pásové dopravy jsou mimo jiné také možné větší úhly zatáčení, stoupání nebo klesání, a to až do 30° , což je vhodné při dolování a dalších průmyslových uplatněních, kde jsou třeba velká stoupání a malé poloměry zataček v úzkých prostorech při velkém průtočném množství materiálu. Dalšími výhodami jsou kompaktnější rozměry oproti konvenčním dopravníkům. Díky uzavřenému tvaru pásu nedochází k narušení přepravovaného materiálu okolním prostředím nebo meteorologickými podmínkami, a tím také odpadá nutnost zařízení zastřešovat jako u konvenční metody pásové dopravy. Materiál je navíc možné přepravovat v obou směrech dopravníku zároveň, což je další z mnoha výhod této metody přepravy. [3, 8]

3.2 SILNIČNÍ DOPRAVA

Dampr, jenž je dalším způsobem přepravy materiálu na větší vzdálenosti, je nákladní automobil se sklápěcí korbou. Dle ISO normy je dampr výhradně kolový stroj s vlastním pohonem, což v praxi není zcela pravdou, jelikož i pásová vozidla se sklápěcí korbou jsou nazývána dampry. Běžně je nakládání materiálu na otevřenou korbou zprostředkováváno jiným zařízením, jsou ale i dampry s integrovaným nakládacím zařízením. Dampry jsou diskrétním způsobem dopravy,

kdy tok materiálu není stálý ale po dávkách. Dále je oproti pásovým dopravníkům nutná aktivní obsluha, která musí být speciálně proškolená, tudíž není možný nepřetržitý provoz.

Dampry jsou vyráběny různých velikostí dle jejich využití od mini damprů používaných na zahradách až po ty největší převážející až stovky tun (viz obrázek 3.2). U těchto strojů jsou kladeny požadavky na dobrý průjezd nezpevněným terénem, čímž se zvyšují šířky a průměry kol spolu s vysokou světlou výškou vozu. Dampry také mohou být speciálně upravené pro ztížené podmínky, ve kterých pracují, a to například vyhřívanou korbou pro zamezení namrzání nebo tlustší speciálně tvarovanou korbou při nakládání kameniva, apod. [5]



Obrázek 3.2 Damper Caterpillar 797 [26]

4 PŘEPRAVOVANÉ MATERIÁLY

Přepřavovaným materiálům je třeba věnovat zvýšenou pozornost, neboť teprve na základně typu a vlastností surovin jsme schopni správně zvolit přepřavovací zařízení. Každý stroj je zcela specifický, a není tak schopen uspokojit veškeré různorodé potřeby.

4.1 SYPKÉ LÁTKY

O sypkých látkách mluvíme tehdy, kdy je přepřavováno větší množství homogenních či heterogenních prvků, které se vyznačují následnými vlastnostmi.

- Zrnitost
- Vlhkost
- Sypný úhel
- Úhel vnitřního a vnějšího tření
 - Úhel vnitřního tření
 - Úhel vnějšího tření
- Soudržnost sypkých hmot
- Napěťový stav sypkého tělesa

[2]

4.2 KUSOVÉ MATERIÁLY

O kusovou látku se jedná, manipulujeme-li s ní jako s jednotlivým kusem, který se zpravidla nedělí

- Rozměr
- Tvar
- Hmotnost

4.3 MATERIÁL DLE ZADÁNÍ PRO VÝPOČET BP

Dle zadání bakalářské práce bude pásovým dopravníkem převážena drcená žula v dopravovaném množství 3000 t/h . Hodnoty nutné pro funkční výpočet dopravníku jsou dle ČSN 26 0070 - Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních [27]. Pro Žulu drcenou, 13mm jsou dány tyto hodnoty:

Tabulka 4.1: Vlastnosti drcené žuly, 13mm

Sypná hmotnost dopravované hmoty	1280 – 1440 kg/m ³
Zrnitost	C – 27
Abrazivnost	3,00 – 5,00
Sypný úhel	$\alpha = 35^\circ$
Dynamický sypný úhel	$\sigma = 26,25^\circ$

Pro výpočet byla zvolena střední hodnota (průměr) sypné hmotnosti dopravované hmoty, a to 1360 kg/m³. Sypný úhel byl zvolen dle normy ČSN 26 0070 a dynamický sypný úhel získán výpočtem z rovnice

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (3)$$

kde α představuje sypný úhel. Pokud není hodnota dynamického sypného úhlu známá, můžeme přibližný úhel stanovit právě tímto výpočtem. [27]

Žula neboli granit je horninou obsahující křemen a živec. O její barvě rozhoduje právě živec, jehož barva může být šedá s modrým odstínem, růžovou, žlutou nebo i červenou barvou. Je jednou z nejtvrdších hornin na světě, tvrdší než například mramor. Dále patří mezi nejrozšířenější vyvřelé hlubinné horniny. Používá se jako stavební kámen pro liniové stavby, sokly pomníků nebo schody, a to díky jejímu elegantnímu vzhledu, nadčasovosti a odolnosti proti kyselým dešťům. [17, 18]

5 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet dle zadání bakalářské práce byl realizován dle ČSN ISO 5048 [28].

5.1 ZADANÉ HODNOTY A ZÁKLADNÍ VÝPOČTY

Dopravované množství:

$$Q = 3\,000 \text{ t/h} \quad (4)$$

Dopravovaná délka:

$$L_{dop.} = 350 \text{ m} \quad (5)$$

Jelikož vzdálenost $L_{dop.}$ je vzdáleností mezi násypkou a místem vysypání dopravovaného materiálu, nemůže vzdálenost os bubnů z konstrukčního hlediska být daných 350 m ale více. Pro další výpočty se vzdálenost os bubnů rovná

$$L = 360 \text{ m} \quad (6)$$

Dopravní výška:

$$H = 18 \text{ m} \quad (7)$$

Materiál: Drcená žula

Sypná hmotnost dopravované hmoty:

$$\rho = 1360 \text{ kg/m}^3 \quad (8)$$

Sypná hmotnost volena viz kapitola 4.3 tedy jako střední hodnota tabulkových hodnot.

Sypný úhel:

$$\alpha = 35^\circ \quad (9)$$

Sypný úhel drcené žuly dle [27].

Dynamický sypný úhel:

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (10)$$

$$\theta = 0,75 \cdot 35$$

$$\theta = 26,25^\circ$$

Dynamický sypný úhel vypočten dle [27].

5.1.1 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU VE SMĚRU POHYBU

$$\delta = \arcsin\left(\frac{H}{L}\right) \quad (11)$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{18}{360}\right)$$

$$\delta = 2,8660^\circ$$

Maximální sklon dopravníku pro použití hladkého pásu je 18° . Vypočtený úhel dopravníku $\delta = 2,8660^\circ$ je menší než maximální dovolený úhel, podmínka je tedy splněna. [1]

5.1.2 RYCHLOST PÁSU

$$v = 2,5 \text{ m/s} \quad (12)$$

Rychlost pásu byla volena dle doporučení [1].

5.1.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

Na základně hodnoty teoretického průřezu náplně pásu a sypného úhlu materiálu volíme typ stolice a šířku pásu. Dle [2] byla pro teoretický průřez náplně pásu vybrána stolice s úhlem $\lambda = 35^\circ$ a pás šíře $B = 1600 \text{ mm}$.

$$S_t = \frac{Q}{\rho \cdot v} \quad (13)$$

$$S_t = \frac{3 \cdot 10^6}{1360 \cdot 2,5 \cdot 3600}$$

$$S_t = 0,2450 \text{ m}^2$$

5.1.4 PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$S = S_1 + S_2 \quad (14)$$

$$S = 0,1278 + 0,2092$$

$$S = 0,3370 \text{ m}^2$$

$$S_t \leq S \quad (15)$$

$$0,2450 \leq 0,3370 = 1 \quad (16)$$

Splněna podmínka. Zvolená konfigurace typu válečkové stolice a šíře pásu zabezpečí přesun dopravovaného množství.

kde:

S_1 Průřez horní části náplně pásu dle rovnice (17) $[\text{m}^2]$

S_2 Průřez dolní části náplně pásu dle rovnice (20) $[\text{m}^2]$

Průřez horní části náplně pásu

$$S_1 = (l_3 + (b - l_3) \cos \lambda)^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad (17)$$

$$S_1 = (0,6 + (1,39 - 0,6) \cos 35)^2 \cdot \frac{\tan 26,25}{6}$$

$$S_1 = 0,1278 \text{ m}^2$$

kde:

b Ložná šířka pásu dle rovnice (18) $[m]$

l_3 Délka středního válečku dle rovnice (19) $[m]$

Využitelná ložná šířka pásu

Použitý vzorec pro výpočet využitelné ložné šířky pásu platí pro pásy širší $B \leq 2\,000\text{ mm}$.

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (18)$$

$$b = 0,9 \cdot 1,6 - 0,05$$

$$b = 1,39\text{ m}$$

kde:

B Šířka dopravního pásu $B = 1600\text{ mm}$ (voleno). Konkrétní typ pásu viz kapitola 8.1 [m]

Délka středního válečku (tříválečková stolice)

Délka středního válečku dle šířky pásu u zvoleného typu stolice dle [36]. Konkrétní typ viz kapitola 8.3

$$l_3 = 0,6\text{ m} \quad (19)$$

Průřez dolní části náplně pásu

$$S_2 = \left(l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} \cdot \cos \lambda \right) \left(\frac{b - l_3}{2} \cdot \sin \lambda \right) \quad (20)$$

$$S_2 = \left(0,6 + \frac{(1,39 - 0,6)}{2} \cdot \cos 35 \right) \left(\frac{1,39 - 0,6}{2} \cdot \sin 35 \right)$$

$$S_2 = 0,2092\text{ m}^2$$

5.1.5 SOUČINITEL SKLONU

Jelikož dopravník není vodorovný a materiál na něj dopadá pod úhlem, je nutné vypočítat součinitel sklonu k .

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (21)$$

$$k = 1 - \frac{0,1278}{0,3370} \cdot (1 - 0,9936)$$

$$k = 0,9976$$

kde:

$$k_1 \quad \text{Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu dle rovnice (22)} \quad [-]$$

Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos(\delta)^2 - \cos(\varepsilon)^2}{1 - \cos(\varepsilon)^2}} \quad (22)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos(2,8660)^2 - \cos(26,25)^2}{1 - \cos(26,25)^2}}$$

$$k_1 = 0,9936$$

5.1.6 MAXIMÁLNÍ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_{V_{max.}} = S \cdot v \cdot k \quad (23)$$

$$I_{V_{max.}} = 0,391 \cdot 2,5 \cdot 0,9976$$

$$I_{V_{max.}} = 0,9752 \text{ m}^3/\text{s}$$

5.1.7 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S_T \cdot v \cdot k \quad (24)$$

$$I_V = 0,245 \cdot 2,5 \cdot 0,9976$$

$$I_V = 0,6110 \text{ m}^3/\text{s}$$

5.1.8 NEJVĚŠTÍ HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_{V_{max.}} \cdot \varrho \cdot 3600 \quad (25)$$

$$I_m = 0,9752 \cdot 1360 \cdot 3600$$

$$I_m = 4\,774\,579,2 \text{ kg/h}$$

(26)

$$I_m \geq Q = 1$$

$$4\,774\,579,2 \geq 3\,000\,000 = 1$$

Pokud porovnáme největší hmotnostní dopravní výkon a dopravované množství zjistíme splnění podmínky. Zvolený typ válečkové stolice a šíře pásu tedy vyhovují i v tomto případě.

5.2 HLAVNÍ ODPORY

Hlavní odpory zahrnují rotační odpory válečků v dolní i horní větvi, odpory způsobené zamačkávaním válečků do pásu a jeho opakovaným ohybem. Závisí především na délce dopravníku, který je v tomto případě $L = 360 \text{ m}$. [28]

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot (q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta) \quad (27)$$

$$F_H = 0,03 \cdot 360 \cdot 9,81 \cdot (27,64 + 10,4 + (2 \cdot 38,24 + 332,38) \cdot \cos(2,8660))$$

$$F_H = 47\,293,98 \text{ N}$$

kde:

f	Globální součinitel tření	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku dle rovnice (28)	[kg/m]
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku dle rovnice (29)	[kg/m]
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu dle rovnice (30)	[kg/m]
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu dle rovnice (31)	[kg/m]

5.2.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot m_{RO} \cdot n_o + 3 \cdot m_{RI} \cdot n_i}{L} \quad (28)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 11,7 \cdot 276 + 3 \cdot 17,63 \cdot 5}{360}$$

$$q_{RO} = 27,64 \text{ kg/m}$$

kde:

m_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku dle vybrané komponenty viz kapitola 8.3 [Příloha IV.]	[kg]
n_o	Počet obyčejných válečků v horní stolici (dle konstrukce)	[-]
m_{RI}	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku dle vybrané komponenty viz kapitola 8.3 [Příloha IV.]	[kg]
n_i	Počet dopadových válečků v horní stolici (dle konstrukce)	[-]

5.2.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot m_{RU} \cdot n_u}{L} \quad (29)$$

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot 20,8 \cdot 90}{360}$$

$$q_{RU} = 10,4 \text{ kg/m}$$

kde:

m_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku dle vybrané komponenty viz kapitola 8.3 [Příloha IV.]	[kg]
n_u	Počet válečků v dolní stolici (dle konstrukce)	[-]

5.2.3 HMOTNOST 1 M DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = B \cdot m_p \quad (30)$$

$$q_B = 1,6 \cdot 23,9$$

$$q_B = 38,24 \text{ kg/m}$$

kde:

m_p	Hmotnost na m^2 pásu dle katalogu [14]	[kg]
-------	--	------

5.2.4 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{l_V \cdot \rho}{v} \quad (31)$$

$$q_G = \frac{0,6110 \cdot 1360}{2,5}$$

$$q_G = 332,38 \text{ kg/m}$$

5.3 VEDLEJŠÍ ODPORY

Vedlejší odpory zahrnují odpory tření a setrvačných sil při urychlování dopravované hmoty v místě nákladu, odpor tření boční stěny násypky, odpor ložisek bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu a odpor ohybu pásu na bubnu. Tyto odpory nepůsobí po celé délce dopravníku. [28]

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (32)$$

$$F_N = 2077,40 + 591,14 + 214,83 + 61,00$$

$$F_N = 2\,944,37 \text{ N}$$

kde:

F_{ba}	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a vykládání dle rovnice (33)	[N]
----------	--	-----

F_f	Odpor tření v oblasti urychlování mezi hmotou a bočním vedením dle rovnice (34)	[N]
-------	---	-----

F_l	Odpor z ohybu dopravního pásu na bubnech dle rovnice (37)	[N]
F_t	Odpor v ložiskách bubnu dle rovnice (38)	[N]

5.3.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A VYKLÁDÁNÍ MATERIÁLU

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (33)$$

$$F_{bA} = 0,6110 \cdot 1360 \cdot (2,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 2\,077,40\text{ N}$$

kde:

v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu (voleno)	[m/s]
-------	--	-------

5.3.2 ODPOR TŘENÍ V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ MEZI HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (34)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,6110^2 \cdot 1360 \cdot 9,81 \cdot 0,5309}{\left(\frac{2,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 1,3106^2}$$

$$F_f = 591,14\text{ N}$$

kde:

μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi dle normy [28]	[-]
l_b	Urychlovací délka dle rovnice (35)	[m]
b_1	Světlá šířka bočního vedení dle rovnice (36)	[m]

Urychlovací délka

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (35)$$

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

$$l_b = 0,5309 \text{ m}$$

kde:

μ_1 Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem dle normy [28] [–]

Světlá šířka bočního vedení

$$b_1 = b \cdot \cos(\lambda) \quad (36)$$

$$b_1 = 1,6 \cdot \cos(35^\circ)$$

$$b_1 = 1,3106 \text{ m}$$

5.3.3 ODPOR Z OHYBU DOPRAVNÍHO PÁSU NA BUBNECH

Rozdílné konstrukce pásů mají odlišné velikosti odporů z ohybu. Následující rovnice platí pro pásy s ocelovými kordy, jelikož právě takový je při tomto zadání použit.

$$F_l = 12 \cdot B \cdot \left(200 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D} \quad (37)$$

$$F_l = 12 \cdot 1,6 \cdot \left(200 + 0,01 \cdot \frac{61000}{1,6}\right) \cdot \frac{0,0154}{0,8}$$

$$F_l = 214,83 \text{ N}$$

kde:

F Průměrný tlak v pásu na buben (voleno) [N]

d Tloušťka pásu dle [14] [m]

D Průměr bubnu dle doporučení [14] [m]

5.3.4 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F \quad (38)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,16}{0,8} \cdot 61000$$

$$F_t = 61,00 \text{ N}$$

kde:

d_0 Průměr hřídele v ložisku (voleno) [m]

5.4 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (39)$$

$$F_{S1} = 0$$

kde:

F_ε Odpor vychýlených bočních válečků dle normy [28] se v tomto případě zanedbává [N]

5.5 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

Přídavné vedlejší odpory zahrnují odpor tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení mimo oblast urychlování, odpor čističů pásů a bubnů a odpor shrnovačů dopravované hmoty z pásu. Jednotlivé komponenty nemusí být součástí dopravníku a působení těchto sil je pouze místní.

$$F_{S2} = F_{gl} + F_r + F_a \quad (40)$$

$$F_{S2} = 1391,85 + 1440 + 0$$

$$F_{S2} = 2\,831,85 \text{ N}$$

kde:

F_{gl}	Odpor mezi hmotou a bočním vedením mimo oblast urychlování dle rovnice (41)	[N]
F_r	Odpor čističů pásu dle rovnice (42)	[N]
F_a	Odpor shrnovače pásu dle rovnice (44)	[N]

5.5.1 ODPOR MEZI HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM MIMO OBLAST URYCHLOVÁNÍ

$$F_{gl} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot g \cdot \varrho \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (41)$$

$$F_{gl} = \frac{0,6 \cdot 0,6110^2 \cdot 9,81 \cdot 1360 \cdot 5}{2,5^2 \cdot 1,3106^2}$$

$$F_{gl} = 1\,391,85\text{ N}$$

kde:

l	Délka bočního vedení (voleno)	[m]
-----	-------------------------------	-----

5.5.2 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (42)$$

$$F_r = 0,08 \cdot 40000 \cdot 0,45$$

$$F_r = 1\,440\text{ N}$$

kde:

A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu dle rovnice (43)	[m ²]
p	Tlak mezi čističem pásu a pásem dle normy [28]	[N/m ²]
μ_3	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu dle normy [28]	[–]

Plocha čističe pásu

$$A = W \cdot t_c \quad (43)$$

$$A = 1,35 \cdot 0,05$$

$$A = 0,08 \text{ m}^2$$

kde:

W Šířka čističe pásu dle [31] [m]

t_c Tloušťka čističe pásu (erudovaná hodnota) [m]

5.5.3 ODPOR SHRNOVAČE PÁSU

$$F_a = 0 \text{ N} \quad (44)$$

V tomto případě není použito shrnovače.

5.6 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Odpor k překonání dopravní výšky, je způsobený stoupáním nebo klesáním dopravované hmoty u nakloněných dopravníků. Při stoupání je hodnota odporu kladná, při klesání záporná. Jako jediný z odporů se dá zcela přesně vypočítat.

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (45)$$

$$F_{St} = 332,38 \cdot 18 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 58\,691,66 \text{ N}$$

5.7 POTŘEBNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Potřebná obvodová síla je součtem všech pohybových odporů. Této síly je třeba dosáhnout na poháněcím bubnu, aby se dal dopravník do pohybu.

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (46)$$

$$F_U = 47293,98 + 2944,37 + 0 + 2831,85 + 58691,66$$

$$F_U = 111\,761,86\,N$$

5.8 POŽADOVANÝ VÝKON MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (47)$$

$$P_M = \frac{279\,404,65}{0,95}$$

$$P_M = 294\,110,16\,W$$

Požadovaný výkon motoru s ohledem na účinnost 95 % vychází přes 294kW. Minimální výkon poháněcího motoru je tedy volen nejbližší vyšší konkrétně 315 kW.

kde:

$$\eta_1 \quad \text{Účinnost dle normy [28]} \quad [-]$$

5.9 PROVOZNÍ VÝKON

$$P_A = F_U \cdot v \quad (48)$$

$$P_A = 111\,761,86 \cdot 2,5$$

$$P_A = 279\,404,65\,W$$

6 SÍLY V PÁSU

6.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax.} = \xi \cdot F_U \quad (49)$$

$$F_{Umax.} = 1,6 \cdot 111\,761,86$$

$$F_{Umax.} = 178\,818,97\, N$$

kde:

$$\xi \quad \text{Součinitel rozběhu dle normy [28]} \quad [-]$$

6.2 POTŘEBNÝ TAH V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

Pro přenos obvodové síly F_U z bubnu na pás je třeba udržovat tahovou sílu $F_{2min.}$.

$$F_{2min.} = F_{Umax.} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (50)$$

$$F_{2min.} = 178\,818,97 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,142} - 1}$$

$$F_{2min.} = 114\,141,27\, N$$

kde:

$$e \quad \text{Základní přirozený logaritmus} \quad [-]$$

$$\mu \quad \text{Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem dle normy [28]} \quad [-]$$

$$\varphi \quad \text{Úhel opásání poháněcího bubnu dle konstrukce zvoleno } \varphi = 180^\circ = 3,142 \text{ rad} \quad [\text{radiány}]$$

6.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{min.o} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (51)$$

$$F_{min.o} \geq \frac{1,28 \cdot (38,24 + 332,38) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{min.o} \geq 29\,086,26\,N$$

kde:

a_o	Rozteč horních válečkových stolic dle doporučení [7]	[m]
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi dle normy [28]	[-]

6.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{min.u} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (52)$$

$$F_{min.u} \geq \frac{4,00 \cdot 38,24 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{min.u} \geq 9\,378,36\,N$$

kde:

a_u	Rozteč dolních vlečkových stolic dle doporučení [7]	[m]
-------	---	-----

6.5 TAH V PÁSU VE VĚTVI NABÍHAJÍCÍ NA BUBEN

$$F_1 = F_{Umax.} \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (53)$$

$$F_1 = 178\,818,97 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,142} - 1} + 1 \right)$$

$$F_1 = 292\,960,24\,N$$

6.6 TAH V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \quad (54)$$

$$F_2 = \frac{292\,960,24}{e^{0,3 \cdot 3,142}}$$

$$F_2 = 114\,141,27 \text{ N}$$

Jelikož se

$$F_{2min.} = F_2 \quad (55)$$

bude potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu přenesena bez prokluzu pásu.

7 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Upřesnění zadání pevnostních výpočtů bylo dle vedoucího práce pana Ing. Lukáše Zeizingera specifikováno na pevnostní výpočet hřídele na hnacím bubnu, hnaném bubnu a výpočet trvanlivosti ložiska hnaného bubnu.

7.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$F_{Dp} \geq \max\{F_1, F_2\} \quad (56)$$

$$F_{Dp} \geq F_1$$

$$2\,560\,000 \geq 292\,960,24 = 1$$

Úspěšné splnění podmínky kontroly pevnosti pásu v tahu.

kde:

$$F_{Dp} \quad \text{Maximální dovolená tahová síla v pásu dle rovnice (57)} \quad [N]$$

Maximální dovolená tahová síla v pásu

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \quad (57)$$

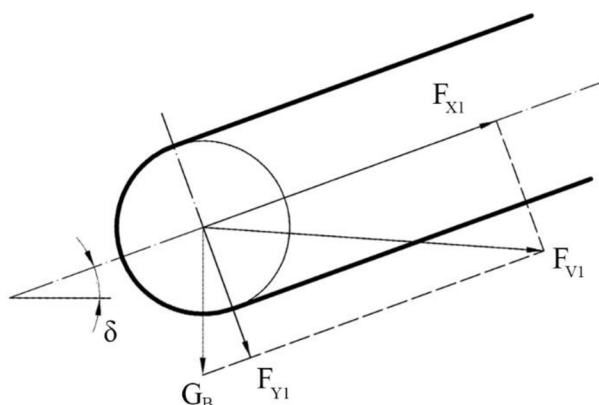
$$F_{Dp} = 1\,600 \cdot 1,6 \cdot 10^3$$

$$F_{Dp} = 2\,560\,000 \text{ N}$$

kde:

$$R_{mp} \quad \text{Dovolené namáhání v tahu dle katalogu [14]} \quad [N/mm]$$

7.2 VÝPOČET HŘÍDELE HNACÍHO BUBNU



Obrázek 7.1 Rozbor sil působících na bubnu

Výsledná síla působící na osu hnacího bubnu

$$F_{V1} = \sqrt{F_{X1}^2 + F_{Y1}^2} \quad (58)$$

$$F_{V1} = \sqrt{406\,978,88^2 + 2\,449,43^2}$$

$$F_{V1} = 406\,986,25 \text{ N}$$

kde:

F_{X1} Síla působící na hnací bubnu v ose X dle rovnice (59) [N]

F_{Y1} Síla působící na hnací bubnu v ose Y dle rovnice (62) [N]

Síly působící ve směru osy X

$$F_{X1} = F_{C1} - G_{B1} \cdot \sin \delta \quad (59)$$

$$F_{X1} = 407\,101,51 - 2\,452,5 \cdot \sin 2,8660$$

$$F_{X1} = 406\,978,88 \text{ N}$$

kde:

F_{C1} Celková síla namáhající buben dle rovnice (60) [N]

G_{B1} Tíhová síla hnacího bubnu dle rovnice (61) [N]

Celková síla namáhání

$$F_{C1} = F_1 + F_2 \quad (60)$$

$$F_{C1} = 292\,960,24 + 114\,141,27$$

$$F_{C1} = 407\,101,51 \text{ N}$$

Tíhová síla bubnu

$$G_{B1} = m_{B1} \cdot g \quad (61)$$

$$G_{B1} = 250 \cdot 9,81$$

$$G_{B1} = 2\,452,5 \text{ N}$$

kde:

m_{B1} Hmotnost hnacího bubnu (voleno) [kg]

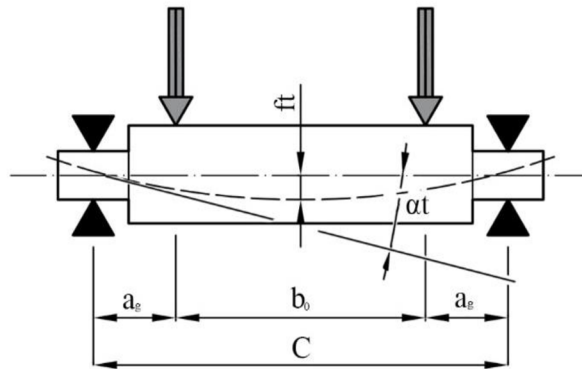
Síly působící ve směru osy Y

$$F_{Y1} = G_{B1} \cdot \cos \delta \quad (62)$$

$$F_{Y1} = 2\,452,5 \cdot \cos 2,8660$$

$$F_{Y1} = 2\,449,43 \text{ N}$$

1..1 KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE



Obrázek 7.2 Zobrazení průhybu a úhlu natočení hřídele

Průhyb hřídele

$$f_t = \frac{F_{V1} \cdot a_{g1}}{24 \cdot E \cdot J_{01}} \cdot \left[3 \cdot (b_{01} + 2 \cdot a_{g1})^2 - 4 \cdot a_{g1}^2 \right] \quad (63)$$

$$f_t = \frac{\frac{406\,986,25}{2} \cdot 150}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816,34} \cdot \left[3 \cdot (1\,700 + 2 \cdot 150)^2 - 4 \cdot 150^2 \right]$$

$$f_t = 0,9184$$

kde:

a_{g1}	Vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu (voleno)	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	[MPa]
J_{01}	Kvadratický moment průřezu hřídele hnacího bubnu dle rovnice (64)	[mm ⁴]
b_{01}	Vzdálenost mezi podpěrami pláště bubnu (voleno)	[mm]

Kvadratický moment průřezu hřídele

$$J_{01} = \frac{\pi \cdot D_{01}^4}{64} \quad (64)$$

$$J_{01} = \frac{\pi \cdot 200^4}{64}$$

$$J_{01} = 78\,539\,816,34 \text{ mm}^4$$

kde:

$$D_{01} \quad \text{Průměr hřídele hnacího bubnu } D_{01} = 200 \text{ mm} \quad [\text{mm}]$$

Kontrola průhybu hřídele

$$ft \leq \frac{C_1}{2000} \quad (65)$$

$$0,9184 \leq \frac{2\,000}{2\,000}$$

$$0,9184 \leq 1$$

Průhyb hřídele vyhovuje meznímu stavu.

kde:

$$C_1 \quad \text{Základní vzdálenost mezi středy ložisek (voleno)} \quad [\text{mm}]$$

1..2 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

$$\alpha t_1 = \frac{\frac{F_{V1}}{2}}{2 \cdot E \cdot J_{01}} \cdot a_{g1} \cdot (C_1 - a_{g1}) \quad (66)$$

$$\alpha t_1 = \frac{\frac{406\,986,25}{2}}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816,34} \cdot 150 \cdot (2000 - 150)$$

$$\alpha t_1 = 0,0016 \text{ rad}$$

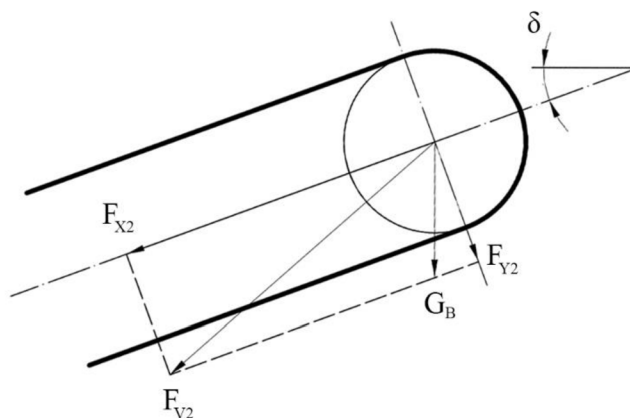
Kontrola úhlu natočení střednice hřídele

$$\alpha t_1 \leq \frac{1}{500} \quad (67)$$

$$0,0016 \leq \frac{1}{500}$$

$$0,0016 \leq 0,0020$$

Úhel natočení střednice hřídele vyhovuje meznímu stavu.

7.3 VÝPOČET HŘÍDELE HNANÉHO BUBNU

Obrázek 7.3 Rozbor sil působících na hnaný buben

Výsledná síla působící na osu hnaného bubnu

$$F_{V2} = \sqrt{F_{X2}^2 + F_{Y2}^2} \quad (68)$$

$$F_{V2} = \sqrt{407\,199,61^2 + 1\,959,55^2}$$

$$F_{V2} = 407\,204,32 \text{ N}$$

kde:

F_{X2} Síla působící na hnaný buben v ose X dle rovnice (69) [N]

F_{Y2} Síla působící na hnaný buben v ose Y dle rovnice (71) [N]

Síly působící ve směru osy X

$$F_{X2} = F_{C1} + G_{B2} \cdot \sin \delta \quad (69)$$

$$F_{X2} = 407\,101,51 + 1\,962 \cdot \sin 2,8660$$

$$F_{X2} = 407\,199,61 \text{ N}$$

kde:

G_{B2} Tíhová síla hnaného bubnu dle rovnice (70) [N]

Tíhová síla bubnu

$$G_{B2} = m_{B2} \cdot g \quad (70)$$

$$G_{B2} = 200 \cdot 9,81$$

$$G_{B2} = 1\,962 \text{ N}$$

kde:

m_{B2} Hmotnost hnaného bubnu (voleno) [kg]

Síly působící ve směru osy Y

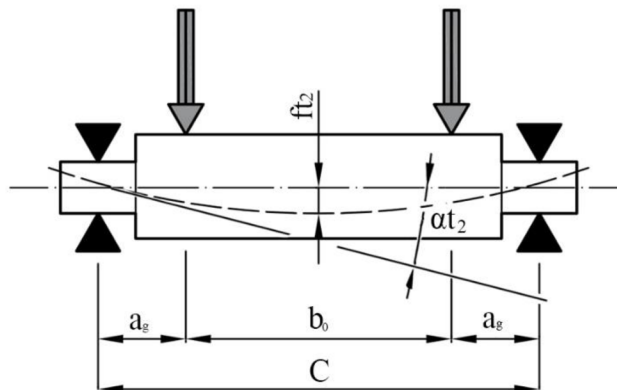
$$F_{Y2} = G_{B2} \cdot \cos \delta \quad (71)$$

$$F_{Y2} = 1\,962 \cdot \cos 2,8660$$

$$F_{Y2} = 1\,959,55 \text{ N}$$

1..3 KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE

Průhyb hřídele



Obrázek 7.4 Zobrazení průhybu a úhlu natočení hřídele

$$ft_2 = \frac{\frac{F_{V2}}{2} \cdot a_{g1}}{24 \cdot E \cdot J_{02}} \cdot \left[3 \cdot (b_{01} + 2 \cdot a_{g1})^2 - 4 \cdot a_{g1}^2 \right] \quad (72)$$

$$ft_2 = \frac{\frac{407\,204,32}{2} \cdot 150}{24 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816,34} \cdot \left[3 \cdot (1\,700 + 2 \cdot 150)^2 - 4 \cdot 150^2 \right]$$

$$ft_2 = 0,9189$$

kde:

$$J_{02} \quad \text{Kvadratický moment průřezu hřídele dle rovnice (73)} \quad [mm^4]$$

Kvadratický moment průřezu hřídele

$$J_{02} = \frac{\pi \cdot D_{02}^4}{64} \quad (73)$$

$$J_{02} = \frac{\pi \cdot 200^4}{64}$$

$$J_{02} = 78\,539\,816,34 \, mm^4$$

kde:

D_{02} Průměr hřídele hnaného bubnu (voleno) [mm]

Kontrola průhybu hřídele

$$ft_2 \leq \frac{C_1}{2000} \quad (74)$$

$$0,9189 \leq \frac{2\,000}{2\,000}$$

$$0,9189 \leq 1$$

Průhyb hřídele vyhovuje meznímu stavu.

1..4 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

$$\alpha t_2 = \frac{\frac{F_{V2}}{2}}{2 \cdot E \cdot J_{02}} \cdot a_{g1} \cdot (C_1 - a_{g1}) \quad (75)$$

$$\alpha t_2 = \frac{\frac{407\,204,32}{2}}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 78\,539\,816,34} \cdot 150 \cdot (2000 - 150)$$

$$\alpha t_2 = 0,0016 \text{ rad}$$

Kontrola úhlu natočení střednice hřídele

$$\alpha t_2 \leq \frac{1}{500} \quad (76)$$

$$0,0016 \leq \frac{1}{500}$$

$$0,0016 \leq 0,0020$$

Úhel natočení střednice hřídele vyhovuje meznímu stavu.

Jelikož se jedná o návrh zařízení, které nemá přesně specifikované všechny parametry od výrobce, budou nahrazeny erudovanými rozměry. Tyto parametry jsou konkrétně:

$m_{B1}, a_{g1}, b_{01}, D_{01}, m_{B2}, D_{02}, C_1$. Z tohoto důvodu je nutné na výsledky pohlížet s rezervou a počítat s tím, že se změnou parametrů dojde i ke změně výsledků pevnostních výpočtů.

7.4 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA HANÉHO BUBNU

Ložisko hnaného bubnu bude podléhat menší životnosti než ložisko hnacího bubnu a to díky menšímu průměru bubnu a tím větším otáčkám za minutu. Z tohoto důvodu je uveden pevnostní výpočet bubnu hnaného. Pro ložisko hřídele hnaného bubnu byl zvolen ložiskový domek SNL 3244 G [Příloha VII.], osazený soudečkovým ložiskem 23244 CCK/W33 s pouzdrům AOH 2344 [Příloha VI.].

Trvanlivost ložisek hnaného bubnu v hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (77)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 59,683} \cdot 1\,818,16$$

$$L_{10h} = 507\,726,86 \text{ h}$$

kde:

n	Otáčky hnaného bubnu dle rovnice (80)	$ot \cdot min^{-1}$
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska hnaného bubnu dle rovnice (78)	[mm]

Základní trvanlivost ložiska hnaného bubnu

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 \quad (78)$$

$$L_{10} = \left(\frac{2\,485 \cdot 10^3}{203\,602,16} \right)^3$$

$$L_{10} = 1\,818,16 \text{ otáček}$$

kde:

C	Dynamická únosnost ložiska, dle [příloha VI.], $C = 2\,485 \text{ kN}$	[N]
P_r	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení dle rovnice (79)	[N]

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_r = \frac{F_{V2}}{2} \quad (79)$$

$$P_r = \frac{407\,204,32}{2}$$

$$P_r = 203\,602,16 \text{ N}$$

Otáčky hnaného bubnu

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad (80)$$

$$n = \frac{6,25}{2\pi}$$

$$n = 0,995 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 59,683 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

$$\omega \quad \text{Úhlová rychlost hnaného bubnu dle rovnice (81)} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Úhlová rychlost hnaného bubnu

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2} \quad (81)$$

$$\omega = \frac{0,4 \cdot 2,5}{0,4^2}$$

$$\omega = 6,25 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$$r \quad \text{Poloměr hřídele hnaného bubnu dle rovnice (82)} \quad [\text{mm}]$$

Poloměr hřídele hnaného bubnu

$$r = \frac{D_{02}}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ mm} \quad (82)$$

8 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výpočet pásového dopravníku je dle normy ČSN ISO 5048 [28]. Při výpočtu pásového dopravníku dle zadání byly z rozmezí hodnot součinitelů voleny vždy vyšší hodnoty, a to z důvodu použití pásového dopravníku v povrchovém dole s celoročním provozem. Na základě těchto podmínek provozu jsou očekávány vyšší součinitele všech hodnot.

Celková sestava zařízení se tedy bude skládat z pásu, horní a dolní válečkové stolice, horních dopadových, horních hladkých a dolních hladkých válečků, hnacího bubnu, hnaného bubnu, čističe pásu, podpěrných bubnů, poháněcí stanice a napínacího zařízení. Rychlost pásového dopravníku byla zvolena 2,5 m/s, což odpovídá průměrné rychlosti doporučené pro podmínky dle zadní bakalářské práce.

8.1 PÁS PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Z důvodu předpokladu vysokých tahových sil působících na pás byl zvolen pás s ocelokordovým jádrem, které je typické pro použití u dálkových pásových dopravníků. Vzhledem k vlastnostem přepravovaného materiálu byl zvolen obyčejný gumový pás, jehož šíře pásu byla zvolena z normalizovaných rozměrů, a to na základě Průřezu náplně pásu (15). Konkrétně byl vybrán pás firmy Matador typ ST 1600 6+4 Y [Příloha I.], jehož vlastnosti jsou uvedeny viz tabulka 8.1. Tento typ pásu je vhodný pro vápenky, cementárny, důlní průmysl, těžbu a úpravu surovin a další. Pás je dále dle pevnostních výpočtů vhodný pro použití v tomto případě.

Tabulka 8.1: Vlastnosti pásu Matador ST 1600 6+4 Y [Příloha I.]

Šířka pásu	1600 mm
Hmotnost pásu	23,9 kg/m ²
Tloušťka horní gumové vrstvy	6 mm
Tloušťka dolní gumové vrstvy	4 mm
Pevnost v tahu	1600 N/mm
Počet ocelových kordů	104
Průměr kordu	5,4 mm
Rozestup kordů	15 mm
Tažnost	400 %
Obrusivost	150 mm ³

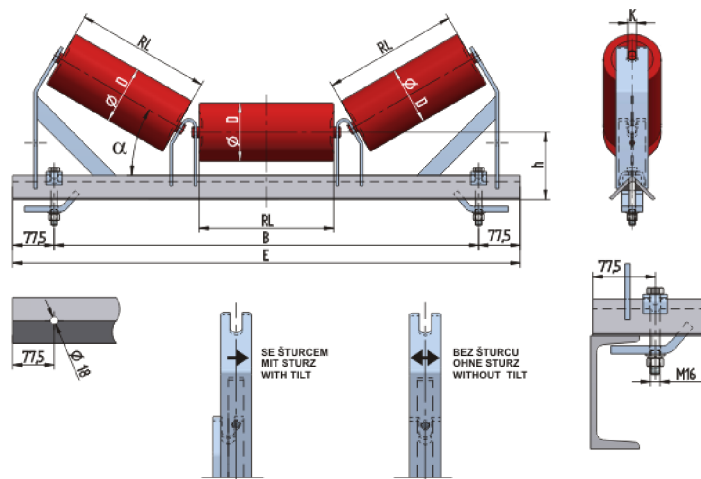
8.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Horní válečková stolice

Na základě teoretického průřezu náplně pásu a sypného úhlu materiálu byla pro horní větev zvolena tříválečková stolice s úhlem

$$\lambda = 35^\circ \quad (83)$$

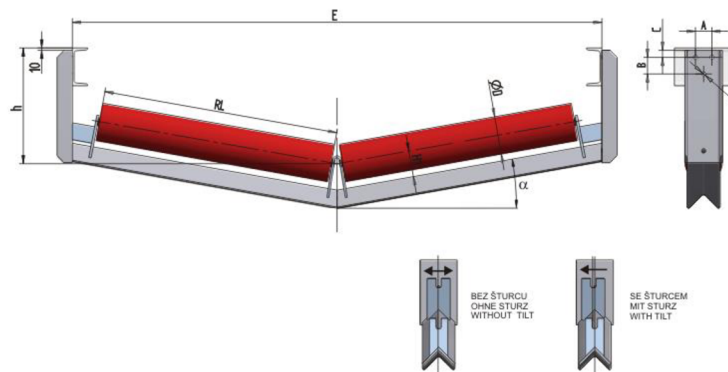
v kombinaci s pásem šíře 1600mm. Na základě těchto údajů byla vybrána stolice od firmy GTK, typ VAL10 (VAL1016035175). [Příloha II.]



Obrázek 8.1 Horní tříválečková stolice firmy GTK typ VAL10 [34]

Dolní válečková stolice

Dle výrobce je pro zvolenou šíři pásu jako dolní válečková stolice vhodná dvouválečková stolice. Ta byla taktéž zvolena od firmy GTK, a to z řady UL 12, konkrétně (UL1216010475). [Příloha III.]

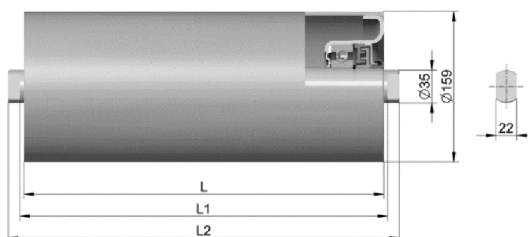


Obrázek 8.2 Dolní dvouválečková stolice firmy GTK typ UL12 [35]

8.3 VÁLEČKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Válečky v hlavní stolici pásového dopravníku

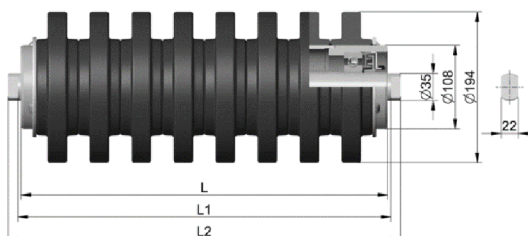
Volbou pro horní tříválečkovou stolicí byly nosné hladké válečky firmy TransRoll průměru 159mm a délky 600mm, typ 159x600/6308. Celkový počet těchto válečků v horní stolici je 276. Jedná se o válečky hladké. Průměr a délka všech válečků byla volena dle tabulek TransRoll. Vybrané válečky jsou uvedeny v katalogu výrobce a součástí práce jako [Příloha IV.].



Obrázek 8.3 Hladký váleček [29]

Dopadové válečky v hlavní stolici pásového dopravníku

Dopadových válečků bude v horní stolici 5 řad od firmy TransRoll průměru 194/108mm a délce 600mm, typ 194/108x600/6308. Válečky jsou pogumované a díky menšímu rozchodu válečkových stolic sníží zatížení vznikající dopadem materiálu na pás.



Obrázek 8.4 Dopadový váleček [29]

Válečky v dolní větvi pásového dopravníku

Válečky pro dolní větev byly voleny od firmy TransRoll. Váleček je pogumovaný vlnovací. Vnější průměr je 194mm a vnitřní 108mm. Typ 194/108x900/6308.

8.4 HNACÍ A HNANÝ BUBEN

Hnací buben

Hnací buben od firmy Jimway Enterprise Co., Ltd byl volen o průměru 1000 mm s pogumováním a šíří 1 800 m. Průměr pásu je dle doporučení průměr výrobce pásu [Příloha I.]. Po provedení pevnostních výpočtů vyšel jako minimální průměr hřídele hnacího bubnu

$D_{01} = 200mm$. Hnací i hnaný buben jsou vyráběny na zakázku dle specifikací zákazníka, bližší specifikace tudíž není určena. [33]

Hnaný buben

Hnaný buben, je od stejné firmy jako hnací a to o průměru 800 mm s pogumováním a šíří $1\ 800\text{ mm}$. Minimální průměr hřídele hnaného bubnu vyšel stejně jako u bubnu hnacího tedy $D_{02} = 200mm$.

8.5 ČISTIČ PÁSU

Při zhodnocení všech faktorů použití pásového dopravníku, byli navrženy dva čističe pásu. Umístění prvního čističe typu C1UDS-160 [31] od firmy Roller je hned za místem přepadu materiálu. Přítlačné zařízení čističe na pás je součástí prodávaného komponentu. Jeho úkolem je odstranění největších usazenin. Druhý čistič, také od firmy Roller typ SRTS-160 [32] je umístěn před hnaným bubnem za začátku dopravníku. Jedná se o bezúdržbové zařízení, pohlcující vibrace a hluk. Kombinace těchto dvou čističů by měla pás dostatečně zbavit zbytků materiálu a zlepšit tak účinnost a živostnost zařízení.

8.6 ELEKTROMOTOR VÁLEČKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Dle rovnice (47) je minimální požadovaný výkon motoru 295 kW . Jako elektromotor byl vybrán motor Siemens řady 1LE56 IE3 dosahující výkonu až 500 kW [příloha V.]. Jedná se o nízkonapěťový trojfázový asynchronní elektromotor s litinovou kotrrou, určený pro náročné pracovní podmínky. Elektromotor je součástí pohonného zařízení se všemi jeho částmi. Řešení pohonného zařízení není úkolem této bakalářské práce.

8.7 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

Jako napínací zařízení pro toto zadání bylo zvoleno napínací zařízení se závažím. Toto zařízení je osvědčenou metodou napínání a zaručuje konstantní velikost teoreticky určené napínací síly. Bylo zvoleno pro jednoduchost konstrukce, která je vhodná pro použití v těžkých podmínkách, a přesto vhodná i pro delší dopravníky. Konkrétní řešení napínacího zařízení není součástí zadání bakalářské práce, a proto není dále specifikováno.

9 ZÁVĚR

Přeprava sypkých látek na dlouhé vzdálenosti je složitý a nákladný logistický proces. Při navrhování typu přepravy je nutné porovnat všechny aspekty použitého zařízení. Tato bakalářská práce se soustředí především na dálkovou pásovou dopravu, u které kriticky hodnotí výhody jako např. nižší finanční náklady, dlouhou životnost, spolehlivost nebo flexibilitu a její nevýhody. Oproti klasické pásové dopravě jsou komponenty uzpůsobeny vyšším nárokům spojeným s větší vzdáleností i dopravní hmotností. Mezi další možnosti přepravy na větší vzdálenosti popsány v práci jsou silniční a trubková pásová doprava.

Další kapitolou je výpočet dle normy ČSN ISO 5048, na základě kterého jsou voleny vhodné komponenty celkové sestavy zařízení a dále pevnostní výpočty vybraných součástí dopravníku. Při pevnostních výpočtech hřidelí hnacího a hnaného bubnu, bylo použito erudovaných hodnot a s tímto je nutné na výsledky nahlížet. Přepravovaným materiálem je drcená žula dopravovaná na vzdálenost 350 m o převýšení 18 m. Zvolená rychlost zařízení byla stanovena na 2,5 m/s, aby byla zajištěna minimální přepravní hmotnost 3 000 t/h. Součástí této kapitoly je zdůvodnění použitých komponent, mezi které patří pás, horní a dolní válečkové stolice, horní dopadové, horní hladké a dolní hladké válečky, hnací buben, hnaný buben, čističe pásu, podpěrné bubny, poháněcí stanice a napínací zařízení. Pás byl vybrán od firmy Matador šíře 1 600 mm, tříválečkové stolice od firmy GTK s úhlem $\lambda = 35^\circ$, válečky od firmy TransRoll a asynchronní elektromotor značky Siemens s maximálním výkonem 500 kW. Jedná se o prvotřídní komponenty vyráběné specializovanými společnostmi, čímž je zaručena maximální účinnost, životnost a servisní podpora.

Celková sestava zařízení je zpracována v příloze formou schématu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHAH, K: P. Construction and Maintenance of Belt Conveyors for Coal and Bulk Material Handling Plants [online]. 2017 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://practicalmaintenance.net/wp-content/uploads/Construction-and-Maintenance-of-Belt-Conveyors-for-Coal-and-Bulk-Material-Handling-Plants.pdf>
- [2] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [3] Advances in conveyor technology. Beumer Group [online]. [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: https://www.beumergroup.com/uploads/tx_bbbrochures/BEUMER_WP_Conveyor_Advances.pdf
- [4] ALSPAUGH, M. A. Latest Developments in Belt Conveyor Technology [online]. In: . 2004 [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/238729084_Latest_Developments_in_Belt_Conveyor_Technology
- [5] Dopravní a manipulační prostředky. Univerzita České Budějovice, 2010.
- [6] Belt Conveyor Long Distance Haulage Solutions [online]. In: . [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: http://www.krupprobins.com/Publications/literature/pdf/1021_conveyors.pdf
- [7] BRÁZDA, R., J. VYLETĚLEK, P. GÜNTHER, K. SKÁCEL, J. GRABEC a J. ŽALČÍK. Dopravní systémy v průmyslových podnicích. Druhé revidované. 2017. ISBN 978-80-248-3257-9.
- [8] CONTI PIPE High-Speed Closed-Trough Belt Conveyor Systems for especially tight curves and high productivity [online]. 2015 [cit. 2019-02-02]. Dostupné z: <https://www.contitech.de/getmedia/7672bdb4-5b4a-4445-9dcc-05595af76ca5/CBG9016-En-Conti-Pipe.pdf>
- [9] KAROLEWSKI B, LIGOCKI P. Modelling of long belt conveyors. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2014; 16 (2): 179–187.
- [10] VVV MOST, spol. s.r.o. Dopravní pásy [online]. In: . [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://www.vvvmost.cz/files/KATALOGY-HLAVNI/01---Dopravni-pasy.pdf>
- [11] In: SAWATECH. Conveyor Belts [online]. Birografika Bori, 2016 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: http://www.savatech.eu/pdf/transport/Ang_Katalog_Web.pdf
- [12] In: Matador Conveyer Belts [online]. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: https://www.matador-belts.com/pages/downloads/download/catalogue_conveyor-belts_sk-en-ru.pdf
- [13] I-TEC [online]. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <http://i-tes.com/docs/definice-a-nazvoslovi/nosna-valeckova-stolice-43>
- [14] Sandvik. Conveyor Component Performance with Responsibility [online]. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <https://www.rocktechnology.sandvik/globalassets/products/conveyor-components/pdf/conveyor-components-application-brochure-and-offering.pdf>
- [15] ŠAMÁREK, Jan. Konstrukční řešení bezprašného přesypového místa Mechanical Design of Dust-free Transfer Point. Ostrava, 2014. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní. Vedoucí práce Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.
- [16] KRYŠKA, Martin. POHONY PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ. Brno, 2015. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Doc. Ing. JIŘÍ

MALÁŠEK, Ph.D.

- [17] Žula [online], poslední aktualizace 8. listopadu 2018 15:26 [cit. 21. 5. 2019], Wikipedie. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%BDula>
- [18] Kamenolom Prosečnice: ABAKRON s.r.o. [online]. 2019 [cit. 2019-02-05]. Dostupné z: <http://www.lomprosecnice.cz/cz/zula-uzitecne-informace-wp000009.html>
- [19] [IS 11592. Selection and Design of Belt Conveyors: Code of Practice. MANAK BHAVAN, 2000.]
- [20] In: RULMECA: BULK HANDLING [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: https://www.rulmecca.com/en/products_bulk/catalogue/1/belt_conveying/1/rollers
- [21] In: CONTINENTAL: Reinforced conveyor belts [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://www.contitech.de/en-gl/Solutions/Conveyor-Belt-Systems/Material-handling/Steel-Cord-Conveyor-Belts/Products/Product-range/Reinforced-conveyor-belts>
- [22] In: GTK tupesy: Výrobní program: Válečky [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/index.php?page=valecky&language=cz>
- [23] In: Martin-eng: Cleaner, Safer, More Productive Material Handling Since 1944 [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: https://www.martin-eng.com/content/product_category/463/conveyor-belt-cleaners
- [24] In: OVERLAND CONVEYOR COMPANY, INC: How to buy Intermediate Drives [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.overlandconveyor.com/consulting/conveyor-consulting-services/intermediate-drives.aspx>
- [25] In: OVERLAND CONVEYOR COMPANY, INC: How to buy Pipe Conveyors [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.overlandconveyor.com/consulting/conveyor-consulting-services/pipe-conveyor.aspx>
- [26] World Largest Dump truck BelAZ 75710 Vs World largest Haul Truck Caterpillar 797f: Interesting Facts. In: AerMech [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://aermech.com/world-largest-dump-truck-belaz-75710-vs-world-largest-haul-truck-caterpillar-797f-interesting-facts/>
- [27] ČSN 26 0070 (260070): Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních. 1994.
- [28] ČSN ISO 5048 (263102): Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil. 1995.
- [29] TRANSROLL - CZ, a.s, výrobky, dopravníkové válečky, katalog [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir
- [30] MOTOR-GEAR, produkty, elektromotory Siemens, řady 1LE5, [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/files/files/235-1LE5-2017-CZ.PDF>
- [31] Jimway Enterprise Co., Ltd. Conveyor Belt Cleaners, Primary Belt Cleaner, Heavy-Duty Cartridge Precleaner, [online]. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://www.roller.com.tw/products/Cartridge-Precleaner>
- [32] Jimway Enterprise Co., Ltd. Conveyor Belt Cleaners, Secondary Belt Cleaner, Torsion-Spring Secondary Cleaner, [online]. [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://www.roller.com.tw/products/Torsion-Spring-Secondary-Cleaner>

- [33] Jimway Enterprise Co., Ltd. Products, Conveyor Pulleys, Drum Pulley, [online]. [cit. 2019-05-04].. Dostupné z: <https://www.roller.com.tw/products/Drum-Pulley>
- [34] In: GTK tupesy: Výrobní program: Válečkové stolice: VAL10 [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=VAL10&language=cz>
- [35] In: GTK tupesy: Výrobní program: Válečkové stolice: UL12 [online]. [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <https://www.gktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=UL12&language=cz>
- [36] ČSN ISO 1537 (261102): Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot. Pásové dopravníky s korytkovým dopravním profilem (jiné než přenosné). Válečky. 1993.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
a_{g1}	Vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu	[mm]
a_o	Rozteč horních válečkových stolic	[m]
a_u	Rozteč dolních vlečkových stolic	[m]
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	[m ²]
b	Ložná šířka pásu	[m]
b_{01}	Vzdálenost mezi podpěrami pláště bubnu	[mm]
b_1	Světlá šířka bočního vedení	[m]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_1	Základní vzdálenost mezi středy ložisek	[mm]
d	Tloušťka pásu	[m]
d_0	Průměr hřídele v ložisku	[m]
D	Průměr bubnu	[m]
D_{01}	Průměr hřídele hnacího bubnu	[mm]
D_{02}	Průměr hřídele hnaného bubnu	[mm]
e	Základní přirozený logaritmus	[–]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
f	Globální součinitel tření	[–]
F	Průměrný tlak v pásu na buben	[N]
F_1	Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben	[N]
F_2	Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
$F_{2min.}$	Potřebný tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu	[N]
F_a	Odpor shrnovače pásu	[N]

F_{ba}	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a vykládání	[N]
F_{C1}	Celková síla namáhající buben	[N]
F_{Dp}	Maximální dovolená tahová síla	[N]
F_f	Odpor tření v oblasti urychlování mezi hmotou a bočním vedením	[N]
F_{gl}	Odpor mezi hmotou a bočním vedením mimo oblast urychlování	[N]
F_H	Hlavní odpory	[N]
F_l	Odpor z ohybu dopravního pásu na bubnech	[N]
$F_{max.}$	Největší tah v pásu	[N]
$F_{min.o}$	Nejmenší tahová síla pro horní větev	[N]
$F_{min.u}$	Nejmenší tahová síla pro dolní větev	[N]
F_{min}	Nejmenší tah v pásu	[N]
F_N	Vedlejší odpory	[N]
F_r	Odpor čističů pásu	[N]
F_S	Přídavné odpory	[N]
F_{S1}	Přídavné hlavní odpory	[N]
F_{S2}	Přídavné vedlejší odpory	[N]
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	[N]
F_T	Vektorový součet tahů v pásu, působících na buben a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	[N]
F_t	Odpor v ložiskách bubnu	[N]
F_U	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu (bubnech)	[N]
$F_{Umax.}$	Maximální obvodová hnací síla	[N]
F_{V1}	Výsledná síla působící na osu hnacího bubnu	[N]
F_{V2}	Výsledná síla působící na osu hnaného bubnu	[N]
F_{X1}	Síla působící na hnací buben v ose X	[N]

F_{X2}	Síla působící na hnaný buben v ose X	[N]
F_{Y1}	Síla působící na hnací buben v ose Y	[N]
F_{Y2}	Síla působící na hnaný buben v ose Y	[N]
F_{ε}	Odpor vychýlených bočních válečků	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
G_{B1}	Tíhová síla hnacího bubnu	[N]
G_{B2}	Tíhová síla hnaného bubnu	[N]
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi	[-]
H	Dopravní výška	[m]
I_V	Objemový dopravní výkon	[m ³ /s]
$I_{Vmax.}$	Maximální objemový dopravní výkon	[m ³ /s]
I_m	Největší hmotnostní dopravní výkon	[kg/h]
J_{01}	Kvadratický moment průřezu hřídele hnacího bubnu	[mm ⁴]
J_{02}	Kvadratický moment průřezu hřídele	[mm ⁴]
k	Součinitel sklonu	[-]
k_1	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	[-]
l	Délka bočního vedení	[m]
l_3	Délka středního válečku (tříválečková stolice)	[m]
l_b	Urychlovací délka	[m]
L	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)	[m]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska hnaného bubnu	[mm]
$L_{dop.}$	Dopravní vzdálenost materiálu	[m]
m_p	Hmotnost na m ² pásu	[kg]
m_{B1}	Hmotnost hnacího bubnu	[kg]
m_{B2}	Hmotnost hnaného bubnu	[kg]

m_{RI}	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku	[kg]
m_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku	[kg]
m_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku	[kg]
n	Otáčky hnaného bubnu	[ot/min]
n_o	Počet obyčejných válečků v horní stolici	[–]
n_i	Počet dopadových válečků v horní stolici	[–]
n_u	Počet válečků v dolní stolici	[–]
p	Tlak mezi čističem pásu a pásem	[N/m ²]
P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	[W]
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	[W]
P_r	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
Q	Dopravované množství	[kg/h]
q_B	Hmotnost 1 m dopravního pásu	[kg/m]
q_G	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu	[kg/m]
q_{RO}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku	[kg/m]
q_{RU}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku	[kg/m]
r	Poloměr hřídele hnaného bubnu	[mm]
R_{mp}	Dovolené namáhání v tahu	[N/mm]
S	Průřez náplně pásu	[m ²]
S_1	Horní průřez náplně pásu	[m ²]
S_2	Dolní průřez náplně pásu	[m ²]
S_t	Minimální průřez náplně pásu	[m ²]
t_c	Tloušťka čističe pásu	[m]
t_p	Tloušťka pásu	[m]

v	Rychlost pásu	[m/s]
v_0	Počáteční rychlost pásu ve směru jeho pohybu	[m/s]
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m/s]
W	Šířka čističe pásu	[m]
α	Sypný úhel	[stupně]
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	[stupně]
η_1	Účinnost	[-]
θ	Dynamický sypný úhel (doprovávané hmoty)	[stupně]
λ	Úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic	[stupně]
μ	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	[-]
μ_0	Součinitel tření mezi nosnými válečky s pásem	[-]
μ_1	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem	[-]
μ_2	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi	[-]
μ_3	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	[-]
ξ	Součinitel rozběhu	[-]
ϱ	Sypná hmotnost dopravované hmoty	[kg/m ³]
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	[radiány]
ω	Úhlová rychlost hnaného bubnu	[rad/s]

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha I. Katalog pásů – firma Matador
- Příloha II. Technická specifikace dopravníkové stolice VAL10 – firma GTK, spol. s.r.o.
- Příloha III. Technická specifikace dopravníkové stolice UL12 – firma GTK, spol. s.r.o.
- Příloha IV. Katalog válečků – firma TRANSROLL – CZ, a.s.
- Příloha V. Katalog elektromotorů řady 1LE5 – firma Siemens AG
- Příloha VI. Technická specifikace ložiska 23244 CCK/W33+AOH 2344 – firma AB SKF
- Příloha VII. Technická specifikace ložiskového domku SNL 3244 G – firma AB SKF
- Příloha VIII. Výkresová dokumentace - Sestava dálkového pásového dopravníku