

Diplomová práce

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Diplomová práce

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....
podpis studenta

Adresa:
Sadová 60
Opava, 746 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PALYZA, M. Brzda důlního pásového dopravníku, Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, XX s. Diplomová práce, vedoucí Jurman J.

V úvodu této diplomové práce je shrnuto základní rozdělení zdrží a brzd používaných u zařízení pro povrchovou a hlubinnou dopravu. V další části diplomové práce jsou zpracované technické a technologické požadavky, které by měl pásový dopravník a brzda dopravníku splňovat. V koncepčním návrhu pohonu pásového dopravníku jsou zpracované varianty pohonu včetně alternativního řešení brzdy, které se v současné době používají u dopravníků pro povrchovou a hlubinnou dopravu. Ve výpočtové části jsou podle normy spočteny základní parametry dopravníku pro konstrukční návrh brzdy. Navrhnutá brzda je pak překontrolována na oteplení a životnost.

THESIS ANNOTATION

PALYZA, M. Mine belt Conveyor Brake. Ostrava: Department of production machine and arrangemen, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2010, XX p. Thesis, head: Jurman J.

At the beginning of this thesis is summarized and the basic division refrain brakes used in equipment for surface and underground transport. In the next section of the thesis preparation of technical and technological requirements, which should be a belt conveyor and conveyor drag meet. The conceptual design drive the conveyor belt drive options are processed, including alternative dispute brakes, which are currently used in conveyors for surface and underground transport. In the calculation of the standard are counted according to the basic parameters for the design of the conveyor brakes. Designed brake is then checked at warm and durability.

Obsah

1	Úvod	15
2	Základní rozdělení brzd	16
2.1	Zařízení zabraňující zpětnému chodu	16
2.1.1	Zubové zdrže	16
2.1.2	Třecí zdrže	17
2.1.3	Jednocestná ložiska	18
2.2	Brzdy	21
2.2.1	Výkonná část brzdy	21
2.2.2	Ovládací část brzdy	22
2.2.3	Lamelové brzdy	23
2.2.4	Pásové brzdy	25
2.2.5	Čelist'ové brzdy	26
2.2.6	Kotoučové brzdy	29
3	Technické a technologické požadavky	32
3.1	Technické a technologické požadavky pásového dopravníku	32
3.1.1	Technické požadavky	32
3.1.2	Technologické požadavky	32
3.2	Technické a technologické požadavky brzdy dopravníku	33
3.2.1	Technické požadavky	33
3.2.2	Technické požadavky	33
4	Koncepční návrh pohonu dopravníku včetně alternativního řešení brzdy	35
4.1	Návrh pohonu s nosným krytem	36
4.2	Návrh pohonu s nosným rámem	40
5	Výpočet pásového dopravníku	43
5.1	Vstupní parametry	43
5.2	Celková plocha průřezu náplně pásu	45
5.3	Dopravní výkon	47
5.4	Dopravní množství	47

Diplomová práce

5.5	Návrh dopravního pásu	48
5.6	Pohybové odpory pásového dopravníku	48
5.6.1	Hlavní odpory	48
5.6.2	Vedlejší odpory	51
5.6.3	Přídavné odpory	51
5.7	Návrh pohonu pásového dopravníku	53
5.7.1	Potřebný provozní výkon elektromotoru	53
5.7.2	Výpočet převodového poměru pro volbu převodovky	54
5.7.3	Návrh spojky	55
5.7.4	Skutečná dopravní rychlost, kontrola dopravního výkonu	55
5.8	Kontrola rozběhu dopravníku	56
5.8.1	Statický moment dopravníku redukováný na hřídel motoru	56
5.8.2	Dynamický moment zátěže	57
6	Konstrukční návrh brzdy	58
7	Výpočet brzdy	61
7.1	výpočet potřebné brzdě síly	61
7.2	Kontrola brzdění dopravníku	63
7.2.1	Dynamický brzděný moment	63
7.2.2	Brzděný moment potřebný k zastavení dopravníku	64
7.2.3	Brzděný moment potřebný k udržení pásu v klidu	64
8	Kontrolní výpočty	65
8.1	Kontrola čepu	65
8.2	Výpočet momentů	66
9	Kontrola brzdy na oteplení	68
9.1	Výpočet vyvozeného tepla	68
9.2	Výpočet odvedeného tepla	69
9.2.1	Výpočet množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním	69
9.2.2	Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu	72
9.2.3	Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu ..	72
9.3	Výpočet celkového odvedeného tepla	73
9.4	Kontrola obložení čelistí brzdy	74

Diplomová práce

9.5 Maximální počet zabrzdění	74
10 Závěr	76
11 Seznam použité literatury a pramenů	77
12 Přílohy	79

Seznam značek a označení

A_b	práce brzdy	[kg·m]
A_s	práce brzdy v jednotkách	[k·hod]
B	šířka dopravního pásu	[m]
b	využitelná ložná šířka pásu	[m]
b_0	šířka obložení	[mm]
C	součinitel vedlejšího odporu	[-]
C_1	součinitel vyzařování pro leskle obrobenou ocel	[-]
C_2	součinitel vyzařování pro matné oxidovanou ocel	[-]
d	vnitřní průměr brzdného kotouče	[mm]
D	průměr poháněcího bubnu	[m]
D	průměr brzdového kotouče	[mm]
D_1	průměr, na kterém působí brzdná síla	[mm]
D_K	průměr náboje	[mm]
D_v	průměr věnce	[mm]
f	globální součinitel tření	[-]
f_t	součinitel tření mezi čelisti a brzdovým kotoučem	[-]
F	brzdná síla	[N]
f_1	plocha věnce	[mm]
f_2	plocha náboje	[mm]
F_{bA}	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F_H	síla potřebná k překonání pohybových odporu dopravníku	[N]
F_1	odpor ohybu pásu na bubnu	[N]
F_{max}	maximální síla v pásu	[N]
F_{N2}	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedení	[N]
F_r	odpor čističe pásu	[N]
F_{St}	síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_t	třecí síla	[N]
F_U	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	[N]
F_{vp}	výsledná síla působící na poháněcí stanici	[N]
H	dopravní výška	[m]
$i_{př}$	převodový poměr převodovky	[-]
i_{pv}	vypočtený převodový poměr převodovky	[-]

Diplomová práce

J_B	moment setrvačnosti bubnu	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
J_M	moment setrvačnosti elektromotoru	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
J_P	moment setrvačnosti převodovky	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
J_S	moment setrvačnosti spojky	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
k	součinitel sklonu	$[-]$
k_s	statická bezpečnost proti prokluzu	$[-]$
k_1	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	$[-]$
k_B	součinitel bezpečnosti brzdy	$[-]$
k_φ	koeficient plnění	$[-]$
L	délka dopravníku	$[\text{m}]$
l_0	délka obložení	$[\text{mm}]$
L_3	délka válečku horní větve	$[\text{m}]$
L_N	minimální urychlovací délka	$[\text{m}]$
L_0	přídavná délka	$[-]$
L_{vd}	délka válečku v spodní větvi	$[\text{m}]$
L_{vh}	délka válečku v horní větvi	$[\text{m}]$
m	hmotnost	$[\text{kg}]$
M_{B1}	brzdňný moment potřebný k zastavení dopravníku	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_{B2}	moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_{DM}	dynamický moment zátěže	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
m_h	hmotnost rotujících válečku v horní větvi	$[\text{kg}\cdot\text{m}]$
M_K	kroutící moment elektromotoru	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_M	jmenovitý moment elektromotoru	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_n	jmenovité otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
m_s	hmotnost rotujících válečku ve spodní větvi	$[\text{kg}\cdot\text{m}]$
M_{SM}	statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_u	brzdňný moment odbrzdovače	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_{u1}	ubrděný moment brzdy	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
m_{vd}	hmotnost válečku v spodní větvi	$[\text{kg}]$
m_{vh}	hmotnost válečku v horní větvi	$[\text{kg}]$
M_Z	moment záběru elektromotoru	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
n	otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$
N	síla od čelisti	$[\text{N}]$
n_d	počet válečku v spodní větvi	$[-]$
n_e	počet použitých elektromotorů	$[-]$

Diplomová práce

n_h	počet válečku v horní větvi	[-]
n_{max}	maximální otáčky spojky	[min^{-1}]
n_r	počet čističů na dopravním páse	[-]
P	výkon pohonu	[kW]
P_M	jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
q	dopravní množství	[$\text{kg}\cdot\text{m}$]
q_F	měrné opotřebení pro Ferodo	[$\text{cm}^3\cdot\text{k}\cdot\text{hod}^{-1}$]
Q	opotřebení třecích ploch	[cm^3]
q_B	hmotnost dopravního pásu	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
Q_D	dpravované množství	[$\text{t}\cdot\text{hod}^{-1}$]
q_p	hmotnost 1 m dopravního pásu	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
Q_{rozdil}	kontrola dopravního výkonu	[$\text{t}\cdot\text{hod}^{-1}$]
Q_{vp}	skutečný dopravní výkon	[$\text{t}\cdot\text{hod}^{-1}$]
S	celková skutečná plocha průřezu náplně pásu	[m^2]
s_0	tloušťka obložení	[mm]
S_{1P}	plocha průřezu náplně pásu	[m^2]
S_1	leskle obrobená, čelistmi nezakrytá vnější plocha brzdového kotouče	[m^2]
S_{2P}	plocha průřezu náplně pásu	[m^2]
S_2	postranní plochy brzdového kotouče, bez vnitřní plochy věnce	[m^2]
S_3	celková plocha brzdového kotouče bez části zakrytých čelistmi	[m^2]
S_4	vnější i vnitřní plochy brzdového věnce	[m^2]
S_v	celková plocha průřezu náplně pásu	[m^2]
t	šířka brzdového kotouče	[mm]
t_1	maximální teplota pro Ferodo	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{1h}	rozteč válečku v horní větvi	[m]
t_2	teplota okolí	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{2d}	rozteč válečku v spodní větvi	[m]
t_b	doba brzdění	[s]
t_r	doba rozběhu	[s]
v	rychlost dopravy	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_i	střední rychlost plochy věnce	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_o	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
w	měrný odpor dopravníku	[-]
W	celkové odvedené teplo	[W]
W_1	množství tepla odvedeného za hodinu vyzářováním	[W]

Diplomová práce

W_2	množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu	[W]
W_3	množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu	[W]
W_c	množství vyvozeného tepla	[W]
z	počet brzdění za hodinu	[-]
z_1	maximální počet zabrzdění	[-]
β	součinitel zohledňující dynamické zatížení	[-]
ε	úhel sklonu dopravníku	[°]
η_M	účinnost elektromotoru	[%]
λ_v	úhel sklonu bočních válečku	[°]
μ	součinitel tření kov na kov	[-]
μ_B	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	[-]
ρ	sypná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻³]
ψ_d	dynamický sypný úhel černého uhlí	[°]

1 Úvod

Zařízení a prostředky, která slouží k dopravě osob nebo materiálu musí být z důvodu bezpečnosti vybaveny zařízením, které dokáže regulovat rychlost nebo daný prostředek nebo zařízení zcela zastavit. Nejrozšířenější jsou brzdy.

V důlním prostředí, kde pracují velké těžké stroje dopravující osoby nebo velká množství materiálu na velkou vzdálenost, musí být tyto zařízení vybavena účinnou brzdou, která zabrzdí dané zařízení a zamezí tak havárii nebo poškození stroje. Při dopravě materiálu pomocí pásové dopravy je nutno počítat s tím, že dojde k náhlému zastavení plně naloženého pásu následkem poruchy elektromotoru, vypnutí elektrické energie nebo jiného důvodu. Brzd se u pásových dopravníků používá jak pro směr dopravy dovrchní, tak pro dopravu úpadní, anebo u vodorovně položených pásových dopravníků s velkou dopravní rychlostí, aby se zabránilo dalšímu běhu pásu následkem setrvačnosti.

2 Základní rozdělení brzdných zařízení

Pro důlní pásové dopravníky se používají dva základní druhy zařízení pro zabrzdění dopravního pásu:

- zdrže
- brzdy

2.1 Zařízení zabraňující zpětnému chodu - zdrže

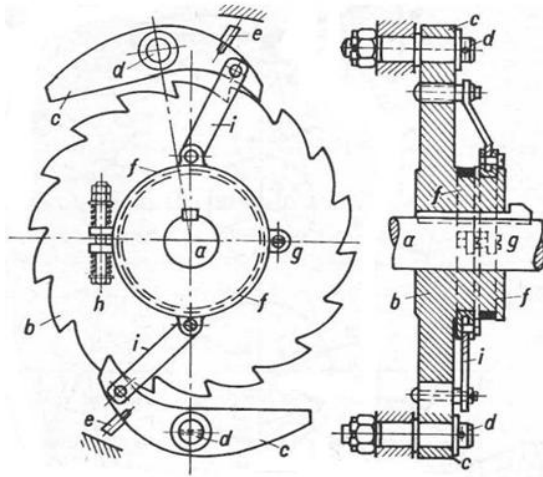
Zdrže drží břemeno v určité poloze, když přestane působit hnací síla. Používá se jich u zdvihadel, obvykle ve spojení s brzdami, které umožňují i spouštění břemene. Na rozdíl od brzd působí zdrže jen v jednom smyslu otáčení. Podle konstrukce se rozdělují na:

- Zubové
- Třecí.

Zdrže používané v důlním provozu jsou konstrukčně jednoduché. Montují se buď přímo na prodloužený hřídel hnacího bubnu, nebo na prodloužený hřídel převodového soukolí. Mají malé rozměry. Je několik způsobů konstrukčního provedení. Používají se jednořadové, tj. více válečků je uspořádáno v rohatkovém kole, které může mít 8 a více zubů, nebo se používají více řadové, kde jsou válečky uspořádány ve dvou nebo více rohatkových kolech.

2.1.1 Zubové zdrže

Zubovou zdrž tvoří v podstatě rohatka s vnějším nebo vnitřním ozubením, do které zapadá západka. Rohatka bývá ocelolitinová, západka ocelová.



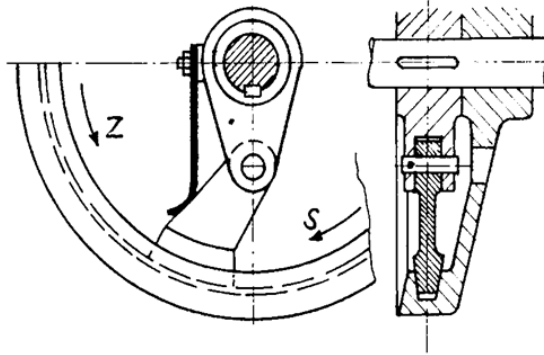
Obrázek 1. Zubová zdrž [1]

U znázorněné zdrže (Obrázek 1.) zabírá západka buď vlastní tíhou, nebo tlakem pružiny do mezery mezi zuby rohatky a přitlačuje se k boku zubu ve směru proti smyslu otáčení. V opačném směru otáčení západka klouže po zubech rohatky a umožňuje její otáčení. Konstrukčně musí být docíleno toho, aby západka co nejrychleji zapadla do zubů rohatky, i když předtím byla v jakékoliv poloze

2.1.2 Třecí zdrže

Sestávají z kotouče a třecí západky neokrouhlého tvaru, která přitlačením a tím vyvolaným třením na obvodu kotouče vyvodí záchytnou sílu ve směru klesání břemene (Obrázek 2.). Protože v tomto případě západka přichází do záběru stále větším poloměrem, stoupá i tlak mezi kotoučem a západkou a tím vyvolaný třecí moment. Záběr západky může být vnější nebo vnitřní. Obvykle na obvodu třecího kotouče je klínová drážka pro docílení větší třecí síly, než je při rovných plochách (za jinak stejných podmínek).

Těchto zdrží se používá nejčastěji pro menší břemena ve spojení s brzdami. Aby hřídel byl méně namáhán ohybem, umísťují se dvě západky proti sobě. Mají méně náhlý záběr než ozubené zdrže; mezi třecí západkou a kotoučem však vznikají větší třecí síly.



Obrázek 2. Třecí zdrž [1]

2.1.3 Jednocestná ložiska

Zařízení zabraňující zpětnému chodu nahrazují volnoběžné spojky a pojistná zařízení. Používají se do maximálního krouticího momentu 300 kNm při nesouososti hřídele s vnějšími částmi až 0,8 mm. Tvarová tělíska, která jsou umístěna mezi vnějším a vnitřním kroužkem vytvoří při zpětném chodu sevření, které vede ke zvýšení brzdné tuhosti během zablokování celého systému. Toto má příznivý vliv na dynamické charakteristiky celého systému v počáteční fázi blokování. Hlavní použití těchto zařízení se očekává především u poháněcích stanic pásových dopravníků používaných v úklonech. Použité mohou být taktéž jak u hřeblových dopravníků, tak u všech dalších typů kde je potřeba zabránit zpětnému chodu dopravníků. Tato ložiska mohou být také použity jako zátěžné spojky.

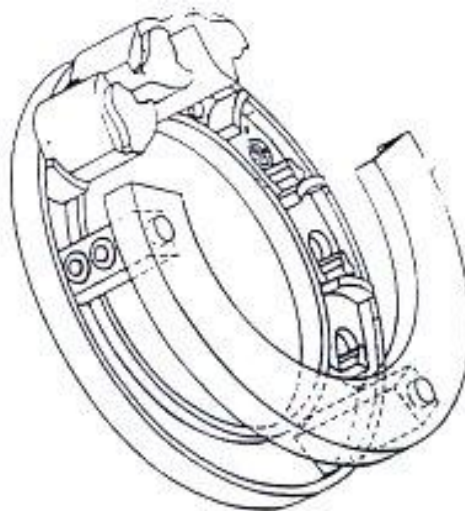


Obrázek 3 Jednocestné ložisko [14]

Použitím jednocestného ložiska se konstrukce stává tužší s minimálními náklady na provoz zařízení. Vnitřní kroužek jednocestného ložiska s vnější drážkou pro brzdu je lisovaný na konec hřídele převodovky, zatímco vnější kroužek je opatřen spojením s tělesem převodovky buď přímo, nebo přes přírubu.

Během provozu, při otáčení hřídele, dochází k rozkývání tělísek směrem k vnější drážce jednocestného ložiska z důvodu odstředivé síly a to vede k natočení tělísek brzdy, bez kontaktu s drážkou.

Zapínání a vypínání, stejně jako krátká používaná doba a četnost nemá vliv na opotřebení, protože je jednocestné ložisko mazáno olejem z převodovky. Brzdné tělíska jsou prakticky bez kontaktu s kovovými součástmi zejména při nízkých rychlostech.

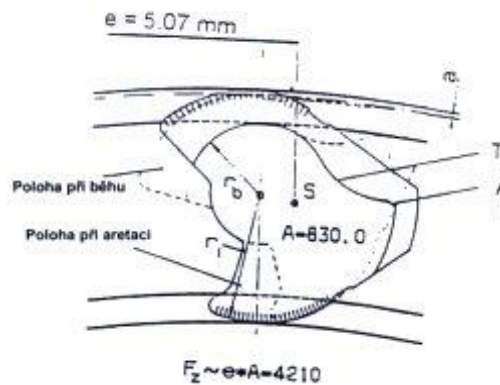


Obrázek 4 Řez jednocestným ložiskem [14]

Výhody jednocestných ložisek:

- Velmi jednoduchá konstrukce
- Minimální nároky na prostor v konstrukci stroje při maximální tuhosti
- Téměř žádné opotřebení – odpadá údržba zařízení
- Zajištěna tuhost konstrukce
- Možnost použití i v prostředí s velkými teplotními rozdíly

- Přizpůsobitelnost k velkým hřídelovým výchytkám v ložisku



Obrázek 5 Uchycení brzdného tělíska jednocestného ložiska [14]

Speciální konstrukce tvaru brzdného tělíska je důležitá pro rozběh zařízení. Vnější obvod má poloměr r_b v dotykové ploše s vnitřním poloměrem konstrukce, které jsou soustředné s vnitřními brzdnými tělisky o poloměru r_j . Tento tvar přenáší odstředivou sílu, která působí na brzdná tělíska a přenáší se až na konstrukci ložiska, přičemž ve stejný okamžik je umožněno otáčení brzdných tělísek. Otáčení způsobené odstředivou silou je omezeno narážkou, která je na obvodu a také působí na vnitřní poloměr konstrukce kroužků, při skloněných brzdných těliscích v uvolněné pozici.

Výhody zdrží:

- spolehlivost
- konstrukční jednoduchost
- minimální údržba
- malé rozměry
- tuhost konstrukce

Nevýhody zdrží:

- působí jen v jednom smyslu otáčení
- není možnost regulace brzdného procesu

2.2 Brzdy

Lze charakterizovat jako základní bezpečnostní části těžních a důlních strojů. Z hlediska jejich funkce je lze rozdělit na:

- Jízdní brzdy, sloužící k zabrzdění navíjecích nebo unášecích orgánů těžních strojů za normálního provozu.
- Pojistné brzdy, sloužící k zabrzdění navíjecích nebo unášecích orgánů těžních strojů v případě možného vzniku nebezpečí havárie.
- Stavěcí brzdy, slouží k zajištění volných bubnů nebo bobin u bubnových nebo bobinových těžních strojů, při změně těžního patra nebo dopravní hloubky.

Z konstrukčního hlediska jsou brzdy více či méně složitý celek (podle druhu stroje a účelu, jemuž slouží), který se obvykle dělí na dvě části:

- Výkonnou část, která slouží k přímému působení na navíjecí nebo unášecí orgán a vyvolání potřebného brzdného účinku.
- Ovládací část, která je zdrojem síly k dosažení a řízení tohoto účinku.

2.2.1 Výkonná část brzdy (vlastní brzda)

Působí na brzdící plochy vytvořené na navíjecím nebo unášecím orgánu těžního nebo důlního stroje. Brzdící plochy jsou buď mezi kruhové, tzv. brzdový disk nebo jsou válcové, tzv. brzdový buben. Podle objektu působení výkonné části brzdy se pak rozlišují na brzdy diskové a brzdy bubnové.

Bubnové brzdy se podle provedení základních funkčních elementů výkonné části dělí na:

- Brzdy pásové, které se používají pouze výjimečně u strojů a zařízení pro ostatní způsob dopravy.
- Brzdy čelist'ové, které jsou nejpoužívanější.

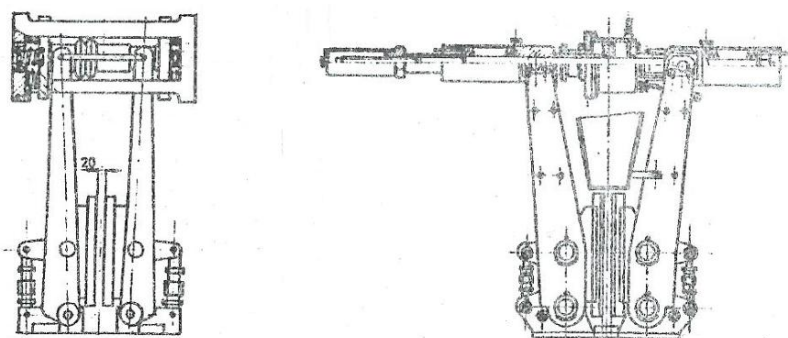
2.2.2 Ovládací část brzdy

Je zdrojem síly potřebné velikosti pro výkonnou část brzdy. Podle druhu energie, z níž je potřebná velikost brzdě síly získávána, se rozlišují na:

- Brzdy závažové nebo pružinové, které využívají potenciální energie mechanických součástí, tj. pružin nebo závaží.
- Brzdy pneumatické nebo hydraulické, využívají tlakové energie stlačeného vzduchu nebo tlakového oleje.
- Brzdy elektrické, které pomocí různých elektrických zařízení využívají elektrické energie.

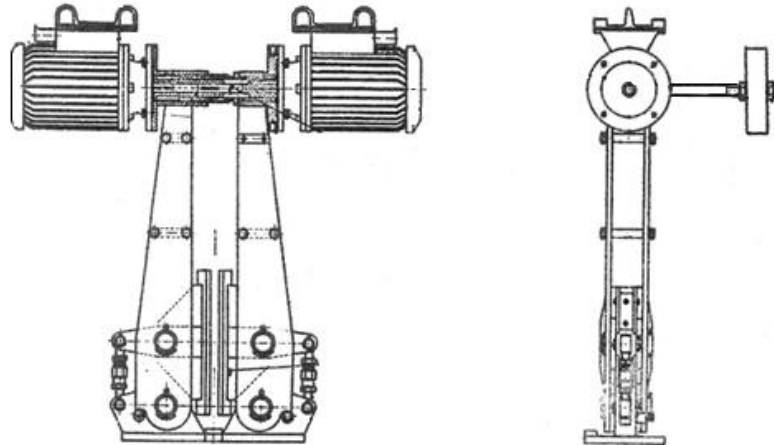
Podle způsobu realizace přeměny energie v potřebnou velikost brzdě síly se brzdy rozlišují na:

- Brzdy přímočinné, u nichž je brzdě síla vyvolána přímým působením tlaku vzduchu, oleje nebo elektrické energie.
- Brzdy odlehčovací, u nichž je velikost brzdě síly, vyvolané závažím nebo pružinami, řízena odlehčováním pomocí tlakové energie vzduchu nebo hydraulického oleje (Obrázek 6.).



Obrázek 6. Pružinová hydraulická odlehčovací disková brzda [2]

- Brzdy odlehčovací, u nichž je velikost brzdě síly, vyvolané závažím nebo pružinami, řízena odlehčováním pomocí elektrické energie (Obrázek 7.).



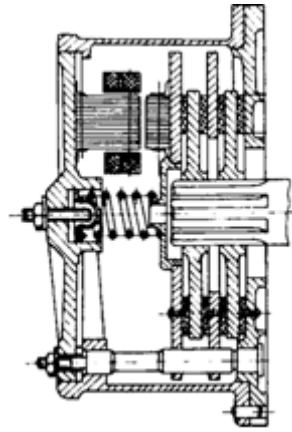
Obrázek 7 Závažová elektricky řízená disková odlehčovací brzda [2]

Brzd se používá u pásových dopravníků jak pro směr dovrchní, tak pro dopravu úpadní, anebo u vodorovně položených pásových dopravníků s velkou dopravní rychlostí, aby se zabránilo dalšímu běhu následkem setrvačnosti. Část spojky mezi motorem a převodovou skříní, sedící na hřídeli převodové skříně, se opatří brzdovým kotoučem, na který působí čelist brzdy opatřené nehořlavým povlakem. U dopravy pryžovým pásem se používá brzd:

- lamelových
- pásových
- čelistových
- kotoučových.

2.2.3 Lamelové brzdy

Brzdící moment je vyvozován osovým tlakem na plochy lamel. Lamely jsou k sobě přitlačované osovou silou vyvozenou tlakem pružin, silou šneku, pomocným šroubem apod. Lamely jsou nasazeny na drážkovaném hřídeli nebo peru a střídají se s volně otočnými lamelami.



Obrázek 8. Lamelová brzda [1]

Podle způsobu zachycení volných lamel působí brzda buď v obou směrech otáčení, nebo jen v jednom směru. Princip činnosti lamelových brzd (Obrázek 8.) se liší dle způsobů konstrukce brzd, které mohou být v provedení:

- elektromagnetická lamelová brzda

Lamely jsou přitlačovány centrální pružinou a uvolňovány elektromagnetem. Volné lamely jsou proti otočení zajištěny pojistným čepem vsazeným do víka skříně. Brzda je nečinná při zapnutí proudu do elektromagnetu, kdežto při vypnutí účinkuje. Proto se používá pro oba směry točení.

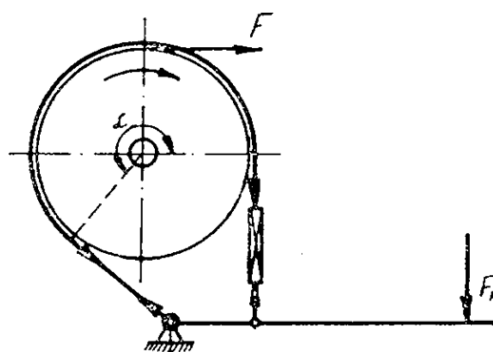
- spouštěcí lamelová brzda

Volné lamely tvoří rohatky, do jejichž zubů zapadají západky. Jestliže jsou lamely k sobě přitlačovány osovou silou, pak v jednom směru otáčení hřídele brzda funguje, ale při opačném směru otáčení hřídele západky nebrání v otáčení, proto brzda neúčinkuje.

Jsou-li účinkem osové síly lamely na sebe přitlačovány, pak v jednom směru otáčení hřídele brzda účinkuje, kdežto v druhém směru západky nebrání v otáčení, proto brzda neúčinkuje.

2.2.4 Pásové brzdy

Vyvozuji brzdící moment přitlačení pásu na obvod kotouče (Obrázek 9.). Pásových brzd se používá při velkém výkonu a velkých úklonech až 25°. Obvykle se zde používá způsob brzdění použitím elektromagnetu. Proud protéká vinutím cívek elektromagnetu, který přitahuje kotvu, na které je připevněn brzdící pás. Jakmile se proud přeruší, přestane působit elektromagnet, uvolní kotvu a brzdící pás ihned zabrzdí. Účinnost brzdy se dá řídit různými způsoby jako perem, pákou nebo závažím. Dokud elektromagnet opět nepřitáhne kotvu, brzda stále zůstává v záběru.



Obrázek 9. Schéma pásové brzdění [4]

Pásové brzdy můžeme rozdělit:

- jednoduchá
- součtová
- diferenciální

Výhody pásových brzd:

- jednoduchá konstrukce

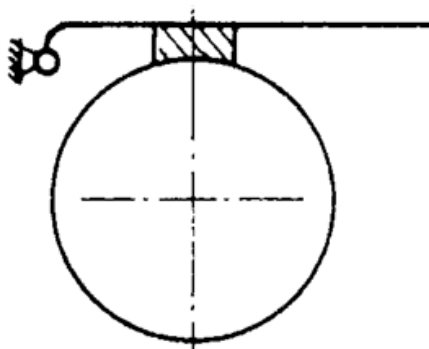
Nevýhody pásových brzd:

- namáhají hřídel s brzdícím kotoučem na ohyb
- nemají plynulý záběr

2.2.5 Čelistové brzdy

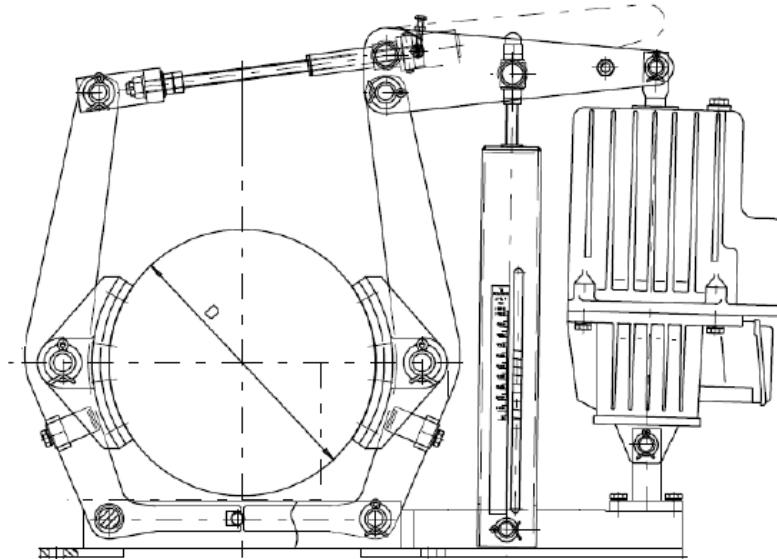
Čelistové brzdy vyvozují brzdící účinek přitlačováním čelisti na obvod brzdného kotouče. Mohou být jedno čelistové nebo dvou čelistové.

Jedno čelistová brzda (Obrázek 10.) se používá poměrně zřídka, neboť jednostranný tlak namáhá hřídel ohybem a proto je vhodná jen pro malé brzděné momenty.



Obrázek 10. Schéma jedno čelistové brzdy [3]

Dvou čelistové brzda odstraňuje namáhání hřídele jednostranným tlakem použitím dvou čelistí proti sobě. Při elektrickém pohonu se tlak vyvozuje závažím nebo tlakem pružiny a uvolňuje se pomocí elektromagnetu nebo elektrohydraulického odbrzdovače (Eldro, ELHY), který se uvádí v činnost současně při zapnutí proudu pro elektromotor. Brzdy čelistové se používají při velkém dopravním výkonu a malých sklonech pásového dopravníku do 10°. Nejvíce se u čelistových brzd používá elektro - hydraulické zařízení Eldro (Obrázek 11.).



Obrázek 11. Čelist'ová brzda s Eldrem [16]

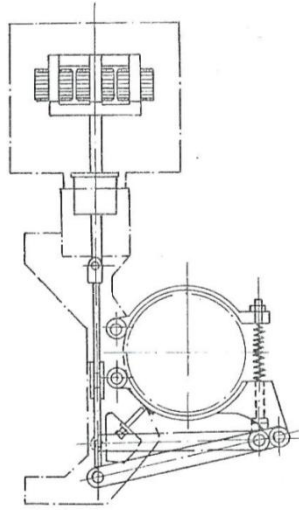
Eldro se skládá odstředivého čerpadla, olejem naplněnou skříň s pístem a s motorem. Při zapojení motoru tlačí čerpadlové kolo, které se nachází pod pístem, do prostoru pod pístem a zvedá takto píst i pístnici. Síla, vyvolaná pístem, se přenáší na mechanismus dvou čelist'ové brzdy a uvolní brzdu. Po vypnutí motoru se zabrzdí čerpadlové kolo olejem, píst klesne do své původní polohy následkem působení závaží anebo tahu pera a čelisti brzdy zabrzdí brzdící kotouč.



Obrázek 12. Čelist'ová brzda s brzdovým bubnem [15]

Diplomová práce

U jiného provedení čelist'ové brzdy způsobí brzdové magnety (Obrázek 13.) uvolnění čelistí pomocí křivkových kotoučů, které jsou uspořádány na obou koncích hřídele a které svým otáčivým pohybem působí na spínací mechanismus brzdy.



Obrázek 13. Čelist'ová brzda s magnety [2]

Chceme-li zabrzdit, musí se odpojit motor. Protože zastavením elektromotoru klesne točivý moment na nulu, dochází ke změně směru točení motoru a hřídele s křivkovými kotouči a umožní se tak pokles křivkových čelistí, které jsou ještě přitlačovány vlastní hmotností elektromotoru.

Výhody čelist'ových brzd:

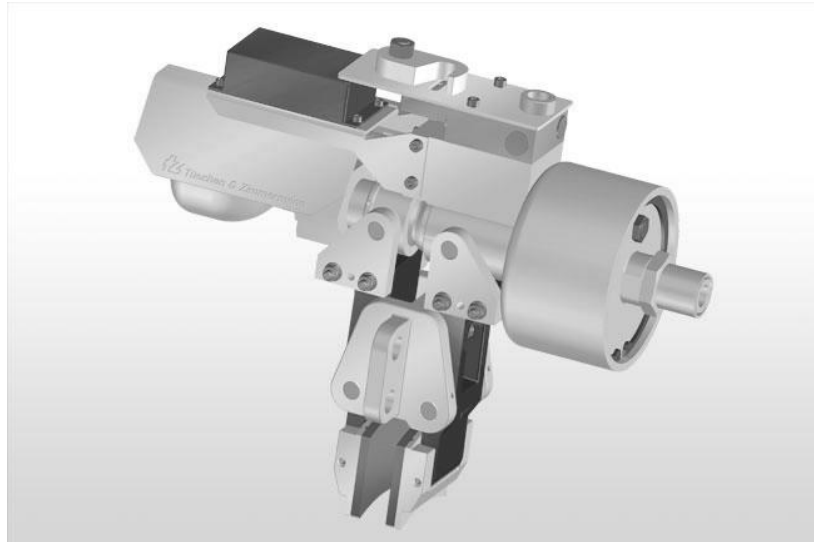
- odstraňuje namáhání hřídele jednostranným tlakem
- použití pro velkém dopravním výkonu

Nevýhody čelist'ových brzd:

- použití pouze pro malé sklony pásových dopravníků
- složitá konstrukce pákového mechanismu čelistí
- velké zastavovací rozměry

2.2.6 Kotoučové brzdy

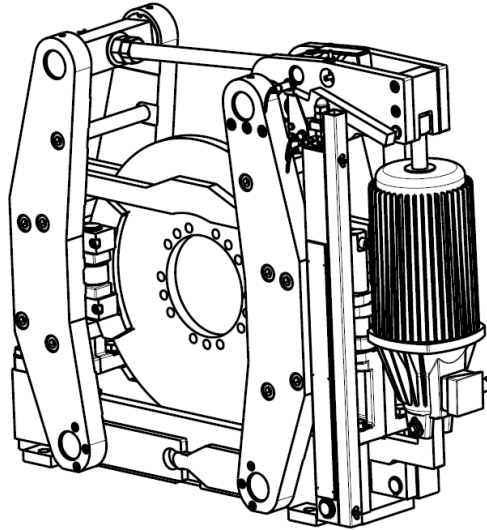
Kotoučové brzdy pracují na stejném principu jako brzdy čelist'ové, kde vyvozují brzdicí účinek přitlačováním čelisti na brzdový kotouč, který je nasazený na hřídeli, kterou potřebujeme brzdit. Oproti čelist'ovým brzdám mají mnohem větší třecí plochu a tím i větší brzdný moment. Jejich konstrukce je jednodušší, mívají menší rozměry.



Obrázek 14. Kotoučová brzdy s pneumatickým válcem [11]

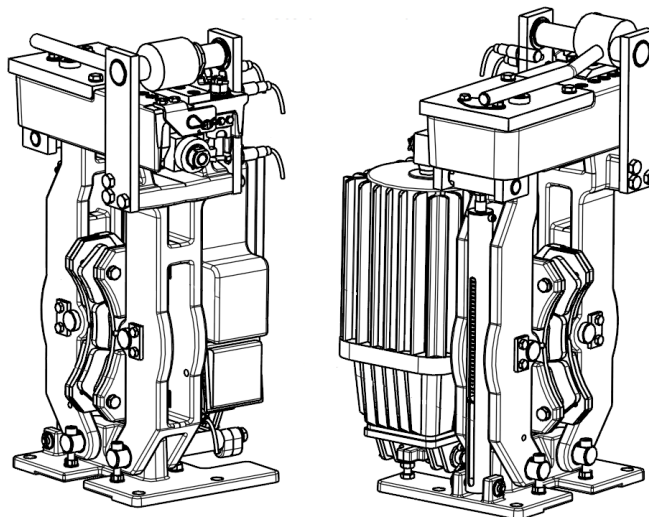
V dnešní době jsou hodně používané. Jsou méně náročné na potřebný montážní prostor, mají větší účinnost, k brzdění dochází na bočních plochách brzdového kotouče. Mohou být jedno čelist'ové nebo dvou čelist'ové.

Přítlačná síla je většinou vyvozena pomocí pneumatických válců (Obrázek 14.) nebo hydraulických válců (Obrázek 15.) na čelisti brzdy, kde je obložení.



Obrázek 15. Kotoučová brzda se dvěma čelistmi [16]

Kotoučové brzdy mají velké využití jak v průmyslu, tak v dopravě. Používají se pro různé typy dopravníků (pásové, hřeblové, ad.) při dopravě materiálu nebo pro jeřáby (Obrázek 16.).



Obrázek 16. Kotoučová brzda jeřábu [16]

Výhody kotoučových brzd:

- malé rozměry konstrukce
- malé nároky na zastavovací rozměry
- velká brzdná plocha a větší účinnost
- jednoduchá a konstrukce
- použití pro velké výkony a sklony dopravníku

Shrnutí:

Ze všech výše uvedených typů je kotoučová brzda v kombinaci s jednocestným ložiskem nejlepší volba jako brzdny systém pro pásový dopravník. Proto po konzultaci se svým vedoucím diplomové práce se budu dále zabývat kotoučovou brzdou.

3 Technické a technologické požadavky

3.1 Technické a technologické požadavky pásového dopravníku

3.1.1 Technické požadavky

Jsou určeny zadáním mojí bakalářské práce:

- šířka dopravního pásu 1 200 mm

Další technické parametry volím po konzultaci se svým vedoucím:

- délka dopravníku 300 m
- rychlost dopravního pásu $3,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- sklon dopravníku 10°

3.1.2 Technologické požadavky

Dopravní výkon: dopravník musí být schopen přemístit určité množství materiálu za časovou jednotku. Materiál se nesmí při násypu na začátek dopravního pásu hromadit, ale musí být plynule odnášet dopravním pásem až k výsypné hlavě na konci pásového dopravníku.

Bezpečnostní kryty: pásový dopravník musí být opatřen bezpečnostními kryty, které chrání pracovníky před nebezpečím úrazu od rotujících a pohyblivých částí pásového dopravníku. Všechny kryty musí být namontovány před uvedením dopravníku do provozu a během provozu nesmí být demontovány.

Napnutí dopravního pásu: pásový dopravník musí být vybaven napínacím zařízením, které neustále napíná dopravní pás při dopravě rubaniny na páse. Napnutí pásu při dopravě umožňuje správnou funkci dopravního pásu a zvyšuje jeho životnost.

Diplomová práce

Protipožární zařízení: pásový dopravník musí být vybaven protipožárním zařízením, které slouží k zabezpečení pásového dopravníku proti nepřipustným vysokým teplotám v poháněcí stanici, které mohou vzniknout třením pásu na hnacích bubnech při prokluzu. Funkce protipožárního zařízení spočívá v tom, že po ohřátí prvků pohonu sálavým teplem dojde k zastavení dopravníku.

Ovládání: celé zařízení je sice plně automatizované, ale musí umožňovat řízení ve více režimech, tj. automatickém, poloautomatickém a ručním. Ovládací skříně pásového dopravníku musí být v jiskrově bezpečném a provedení.

Povrchová úprava zařízení: konstrukce by měla být bez ostrých hran, o které by se mohla zranit obsluha. Zařízení je opatřeno kvalitním nátěrem s odolným lakem, který zajišťuje korozivzdornost a tím chrání životnost důležitých součástí v agresivním důlním prostředí.

Pevnostní dimenze zařízení: pásový dopravník bude nepřetržitě pracovat 24 hodin 5 dnů v týdnu po dobu několika let, proto je nezbytné, aby zařízení bezchybně pracovalo a nevyžadovalo časté opravy. Zařízení proto má pevnou a tuhou konstrukci, která zajistí dlouhou životnost zařízení.

3.2 Technické a technologické požadavky brzdy dopravníku

3.2.1 Technické parametry brzdy

Jsou dány vypočtenými parametry dopravníku v kapitole 7. Výpočet brzdy.

3.2.2 Technické požadavky

Zastavení dopravníku v požadovaném čase: brzda musí mít takovou brzdnu sílu, aby zastavila plně naložený pásový dopravník o určité rychlosti pásu v požadovaném časovém rozmezí. To se pohybuje u velkých pásových dopravníků od 5 do 8 sekund.

Diplomová práce

Zabezpečení proti zpětnému chodu pásu: při zabrzdění a zastavení pásového dopravníku musí brzda zůstat v sepnuté poloze a zamezit tomu, aby se plně naložený dopravní pás rozjel zpět. To platí u dovrchní dopravy pásovými dopravníky.

Manipulace na páse: brzda musí být sepnuta při manipulaci na dopravním páse, při opravách nebo výměně součástí na pásovém dopravníku, aby nehrozilo jeho rozjetí při náhodném spuštění nebo opětovné dodávce elektrické energie.

Oteplení brzdy: při tření čelistí o brzdny kotouč se vzniká teplo. Brzdové destičky upevněné na rameně čelisti proto musí odolávat vysokým teplotám, které při brždění vznikají. Teplo se odvádí jednak vyzařováním a jednak přestupem do okolního vzduchu. Brzdový kotouč je proto opatřen vnitřními otvory pro zajištění chlazení.

Spolehlivá práce v prašném prostředí: v prašném prostředí hlubinného dolu musí brzda vždy spolehlivě fungovat. Proto by měla mít jednoduchou konstrukci měla by být nenáročná na údržbu. Důležité je také, aby jednotlivé části brzdy byly dobře utěsněny proti vnikání prachu vzniklých při těžbě.

Minimální rozměry: konstrukce brzdy by měla mít malé rozměry vzhledem ke své zástavbě do sestavy pohonu pásového dopravníku, aby nezabírala velký prostor.

4 Koncepční návrh pohonu dopravníku včetně alternativního řešení brzdy

Aby mohl pásový dopravník plnit svou funkci, pro kterou byl navržen, musí mít vlastní poháněcí stanici, která uvádí do pohybu dopravní pás. Pohyb pásu se realizuje pomocí poháněcích bubnů, které jsou spojeny s pohonem pásového dopravníku. Poháněcí stanice se pro pásové důlní dopravníky realizuje jako dvou bubnová, u které nabíhá pás na jeden buben znečištěnou stranou a na druhý čistou stranou. Poháněcí stanice může být vybavena až 4 ks pohonů. V případě, že se montuje jen jeden pohon (pro dopravníky o malém výkonu), montuje se na hnací buben blíže k výložníku (čistá strana pásu).

Pohon se montuje na rám poháněcí stanice, který je sestaven ze svařovaného rámu a příčných elementů. Pohon pásového dopravníku se skládá z následujících základních stavebních jednotek:

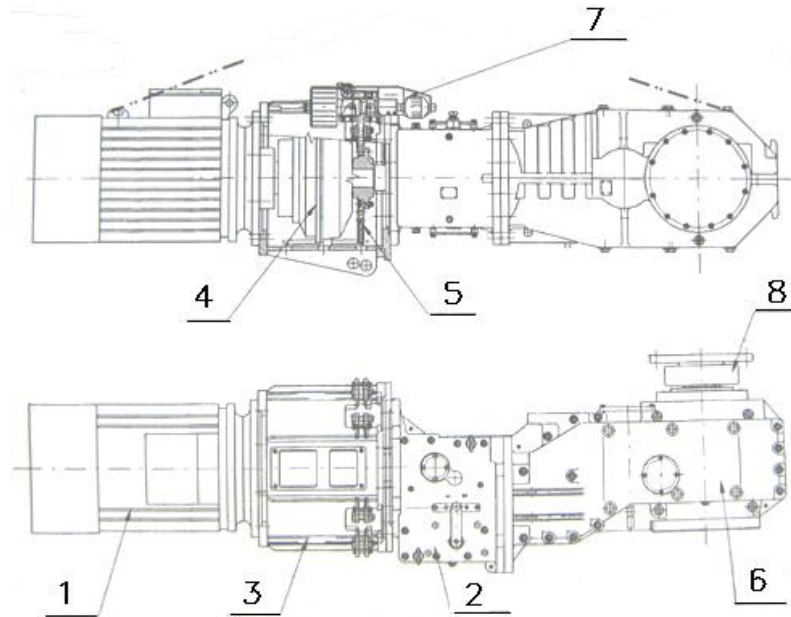
Motor + Spojka + Převodovka

Pohon pásového dopravníku je také opatřen brzdovou jednotkou, která je určena jako provozní a bezpečnostní brzda pro pásové dopravníky. Pro pohon pásových dopravníků se užívají dva typy brzd, a to brzdy čelist'ová a brzdy kotoučová, ve starších provedení pohonu lamelové. Volba brzdy je dána sestavením pohonu.

Koncepční návrh pohonu vychází z uspořádání motoru, spojky a převodovky. Pohon může být poskládán takto:

4.1 Návrh pohonu s nosným krytem

Přírubový elektromotor je připojen přes nosný kryt k převodovce a tvoří jakoby jeden celek, který se pak přimontuje na rám poháněcí stanice (Toto řešení pohonu je použito firmou OSTROJ a.s. Opava) [8].



Obrázek 17. Pohon dopravníku s nosným krytem (Ostroj a.s.) [12]

- 1 - elektromotor,
- 2 – převodovka,
- 3 – nosný kryt,
- 4 – spojka,
- 5 – brzdový kotouč
- 6 – převodovka,
- 7 – brzda,
- 8 – přírubová spojka

Elektromotor - poháněcí stanice musí být vybavena elektromotory, které mají certifikaci, pokud jsou použity v podzemních prostorách. Pro toto uspořádání pohonu se používá přírubový elektromotor, který se pomocí šroubů připevní na přírubu nosného krytu. Elektromotor je chlazen vzduchem a je připojen ke spojce (hydrodynamické nebo pružné).

Převodovka – u tohoto uspořádání se používá kombinace dvou převodovek, dvoustupňové jednorychlostní kuželočelní převodovky, která se vyrábí ve dvou provedeních a to s tukovou náplní nebo olejovou náplní a jednostupňová dvourychlostní převodovky. Změna převodového poměru se provádí řazením ruční pákou při zastaveném

stroji. Vstupní hřídel převodovky je řešen pro montáž spojky (hydrodynamické nebo prožné) a brzdového kotouče.

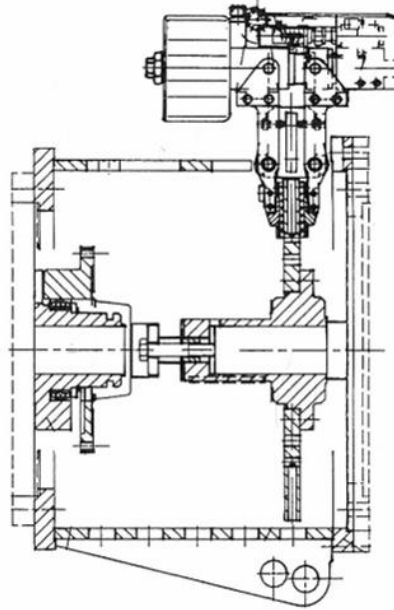
Nosný kryt - slouží jako spojovací nosný článek mezi elektromotorem a převodovkou. Uvnitř nosného krytu je spojka (hydrodynamická nebo pružná) a brzdový kotouč upevněný na vstupním hřídeli převodovky. Na nosný kryt se montuje brzdová jednotka. Nosný kryt je opatřen úchytem pro připojení k rámu poháněcí stanice, větracími a kontrolními otvory se snímatelnými kryty, sloužící též pro doplňování a výměnu náplně hydraulické spojky.

Spojka - používá se dvou druhů spojek, hydrodynamické spojky a pružné spojky. Spojka je ukryta v nosném krytu.

Brzdový kotouč - se montuje na vstupní hřídel převodovky. Brzdový kotouč se používá ve dvou variantách, a to s přírubovým hřídelem, který se montuje při použití hydrodynamické spojky. Je opatřen vnitřními otvory pro zajištění chlazení. Brzdový kotouč plný se montuje při použití pružné spojky.

Brzda – je kotoučová a montuje se na nosný kryt. Je vybavena automatickým seřizováním brzdových destiček při jejich opotřebení. Brzdná síla je vyvozena tlakem dusíkové náplně v tlakovém akumulátoru. Brzdy se odbrzdí tlakem vzduchu. Pro hlídání rozevření čelistí musí být brzdová jednotka vybavena čidlem, které je součástí automatiky.

Přírubová spojka – slouží k připojení celého pohonu na hřídel hnacího válce.

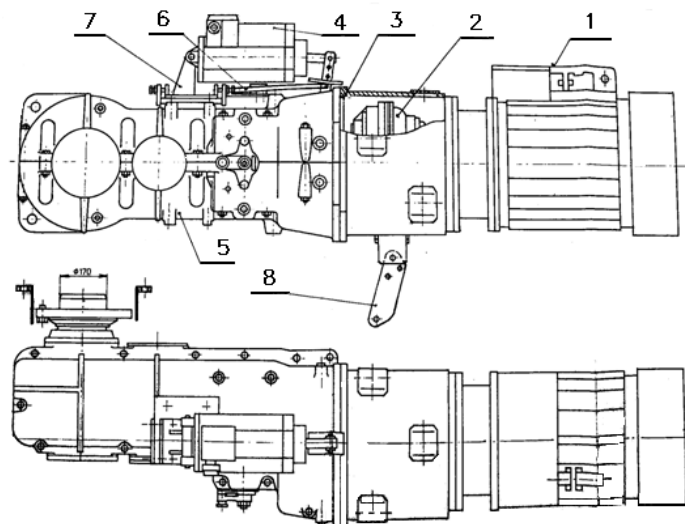


Obrázek 18. Brzda pásového dopravníku od firmy Ostroj a.s. [12]

Podobná konstrukce pohonu dopravníku s ELHY je skoro stejná jako výše uvedená konstrukce pohonu, jen se liší převodovkou a brzdou.

Pohon se skládá z těchto částí:

- 1 – elektromotor
- 2 – spojka
- 3 – nosný kryt
- 4 – válec (ELHY)
- 5 – převodovka
- 6 – čidlo odbrzdění
- 7 – držák pneumatického válce (ELHY)
- 8 – podpěra



Obrázek 19. Pohon dopravníku s ELHY [11]

Nosný kryt – je umístěn mezi elektromotor a převodovku. Ve spodní části nosného krytu jsou nálitky se šrouby, sloužící k uchycení podpěry pohonu.

Elektrohydraulické ovládací zařízení ELHY – na horní části převodovky je pomocí stavitelného držáku uchycen elektrohydraulický přístroj ELHY nebo pneumatický dvojčinný válec sloužící k vyvození brzděné síly nebo k odtlačení pohyblivého kotouče lamelové brzdy. Zdvíhací tyč přístroje je čepově spojena s ovládací pákou brzdy.

Převodovka – u tohoto provedení pohonu se používá třístupňová dvourychlostní převodovka s kuželovým převodem na druhém stupni. Má dvě řadící čelní soukolí, přesouvaná řadící pákou s aretací v každé poloze. Na vstupním hřídeli převodovky je namontovaná lamelová brzda, jejíž ovládací páka je vyvedena otvorem v skříni převodovky nahoru. Převodovka a pohon jsou vyráběny v provedení pravém a levém.

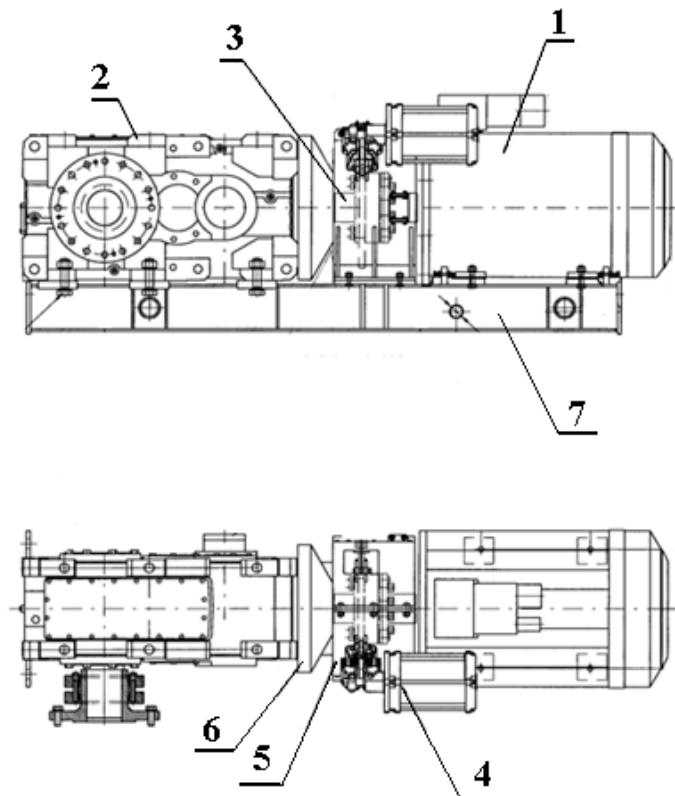
Podpěra – je připevněna ke spodní části nosného krytu, pomocí níž se kotví pohon k rámu poháněcí stanice.

Toto uspořádání pohonu je kompaktní s tuhou konstrukcí, snadno přepravitelné. Nevýhoda tohoto provedení spočívá v tom, že při výměně spojky nebo brzdného kotouče, nebo při opravách a údržbě je nutno demontovat celý elektromotor a nosný kryt.

Pohonu dopravníku s ELHY je už málo rozšířen a používá se u starších typů pásových dopravníků. Nevýhodou této varianty pohonu je lamelová brzda umístěna na hřídeli převodovky, kde je špatně dostupná z hlediska výměny nebo oprav.

4.2 Návrh pohonu s nosným rámem

Elektromotor je společně s převodovkou a nosným krytem připevněn na ocelový nosný rám, který se pak přimontuje na rám poháněcí stanice.



Obrázek 20. Pohon s nosným rámem [11]

- 1 - elektromotor,
- 2 - převodovka,
- 3 - spojka,
- 4 - pneumatická brzda,
- 5 - kryt spojky,
- 6 - ventilátor převodovky,
- 7 - nosný rám

Elektromotor – poháněcí stanice musí být vybavena elektromotory, které mají certifikaci, pokud jsou použity v podzemních prostorách. U tohoto řešení je použit patkový elektromotor, který se pomocí šroubů připevní na nosný rám.

Převodovka – u tohoto řešení je použita kuželočelní dvoustupňová převodovka, která je stejně jako elektromotor připevněna na nosný rám.

Spojka – je pružná s možností výměny pružného členu bez nutnosti demontáže elektromotoru. Na přírubu spojky na straně elektromotoru se připevňuje brzdový kotouč.

Pneumatická brzda – se připevňuje na kryt spojky pomocí šroubů. Brzdná síla je vyvozena pneumatickým válcem. Odbřždění brzdy se provádí tlakem vzduchu o určitém tlaku. Pro hlídání rozevření čelistí musí být brzdová jednotka vybavena čidlem, které je součástí automatiky

Kryt spojky – se stejně jako elektromotor a převodovka připevňuje šrouby na nosný rám. Na kryt se pak připevní pomocí šroubů pneumatická brzda.

Ventilátor – se používá pro chlazení elektromotoru i převodovky

Nosný rám – slouží jako nosná platforma pro celý pohon dopravníku. Na nosný rám se upevňuje elektromotor, převodovka a kryt spojky. Celý rám se pak připevňuje na rám poháněcí stanice.

Toto uspořádání pohonu je snadno demontovatelné a přepravitelné díky tomu, že všechny díly pohonu jsou upevněny na nosném rámu. Výhodou tohoto provedení pohonu pásového dopravníku je snadná výměna brzdového kotouče, spojky, resp. jejího pružného členu a také snadný přístup při opravách a údržbě, protože nemusíme demontovat elektromotor, ale jen nosný kryt.

5 Výpočet pásového dopravníku

DLE ČSN ISO 5048

5.1 Vstupní parametry

Délka dopravníku	$L = 300 \text{ m}$
Průměrný úklon dopravníku	$\varepsilon = 10^\circ$
Šířka dopravního pásu	$B = 1,2 \text{ m}$
Rychlost dopravy	$v = 3,15 \text{ m.s}^{-1}$
Sypná hmotnost dopravovaného materiálu	$\rho = 1\,100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

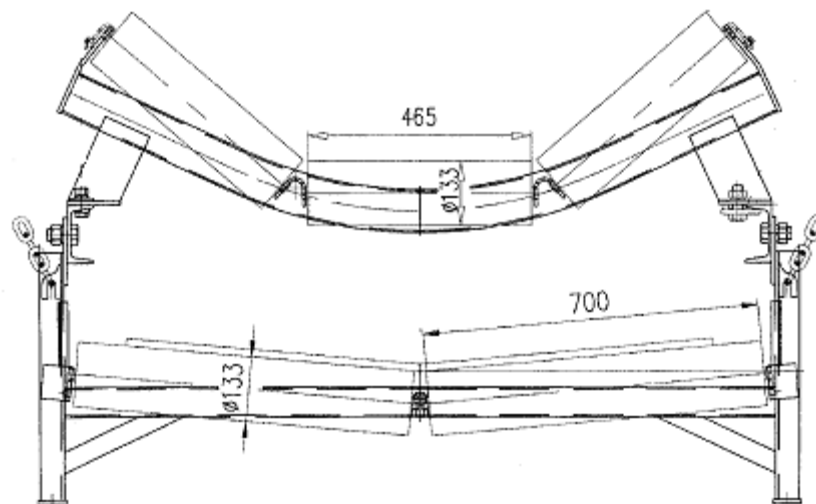
Dopravník bude pracovat v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a uhlénoho prachu.

Pro dopravní šířku dopravního pásu $B = 1,2 \text{ m}$ a dopravu kusovitého materiálu se používají válečkové stolice s tří válečkovým uspořádáním pro horní větev dopravního pásu a dvou válečkové uspořádání pro spodní větev dopravního pásu.

Pro toto uspořádání volím válečky s kaleným pláštěm typu F-133x465-6204 pro horní větev. Pro spodní větev válečkové stolice volím válečky typu F-133x670-6204 od firmy TRANZA a.s. [17].

Tabulka 1 Parametry válečků a článku tratě [17]

počet válečku v horní větvi	$n_h = 3 [-]$
délka válečku v horní větvi	$L_{vh} = 0,465 [m]$
průměr válečku v horní větvi	$d_h = 0,133 [m]$
hmotnost válečku v horní větvi	$m_{vh} = 6,9 [kg]$
rozteč válečku v horní větvi	$t_1 = 1,25 [m]$
počet válečku v spodní větvi	$n_d = 2 [-]$
délka válečku v spodní větvi	$L_{vd} = 0,67 [m]$
průměr válečku v spodní větvi	$d_s = 0,133 [m]$
hmotnost válečku v spodní větvi	$m_{vd} = 9,4 [kg]$
rozteč válečku v spodní větvi	$t_2 = 3,75 [m]$
úhel sklonu bočních válečku	$\lambda_v = 30 [deg]$



Obrázek 21. Článek tratě s uspořádáním válečků [11]

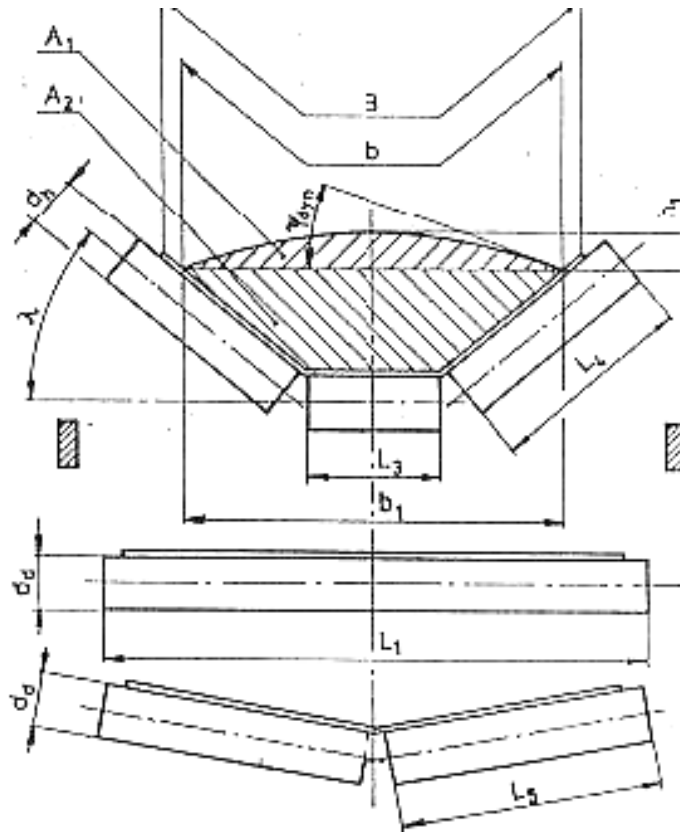
Využitelná ložná šířka pásu b [m]

$$\text{pro } B \leq 2 \quad \text{je} \quad b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (1)$$

$$b = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 = 1,03 \text{ [m]}$$

5.2 Celková plocha průřezu náplně pásu S_v [m]

Celková plocha průřezu náplně pásu (Obrázek 22) závisí na využitelné šířce pásu b [m], která je funkcí šířky dopravního pásu B [m], na uspořádání válečků v horní větvi pásu a na dynamickém sypném úhlu materiálu ψ_d .



Obrázek 22. Schéma plochy průřezu náplně pásu [10]

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot \left(-\cos \lambda_v \right) \quad (2)$$

$$b_1 = 1,03 \cdot \cos 30 + 0,465 \cdot \left(-\cos 30 \right) = \underline{\underline{0,954 \text{ m}}}$$

Pro celkovou plochu průřezu náplně pásu pro tři válečkové uspořádání pásového dopravníku se používá vztah:

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

$$S_v = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d + \frac{1}{4} \cdot \left(b_1^2 - L_3^2 \right) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v \quad (3)$$

$$S_v = \frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 18 + \frac{1}{4} \cdot \left(0,954^2 - 0,465^2 \right) \cdot \operatorname{tg} 30$$

$$S_v = \underline{\underline{0,149 \text{ m}^2}}$$

Dynamický sypný úhel černého uhlí ψ_d ($15^\circ \div 20^\circ$), volím $\psi_d = 18^\circ$ dle literatury [10].

Při dopravě v úklonu se hodnota celkové plochy průřezu náplně pásu S násobí součinitelem úklonu k , který se určí ze vztahu:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_v} \cdot \left(-k_1 \right) \quad (4)$$

kde k_1 je součinitel korekce vrchlíku náplně pásu dle literatury [10] a určí se ze vztahu:

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right)^{0,5} \quad (5)$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 10 - \cos^2 18}{1 - \cos^2 18} \right)^{0,5} = \underline{\underline{0,826}}$$

Součinitel korekce k_1 dosadíme do vztahu (5) pro součinitele úklonu

$$k = 1 - \frac{\frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d}{S_v} \cdot \left(-k_1 \right) \quad (6)$$

$$k = 1 - \frac{\frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 18}{0,149} \cdot (-0,826)$$

$$k = \underline{\underline{0,943}}$$

Celková skutečná plocha průřezu náplně pásu S [m²]

$$S = S_v \cdot k \tag{7}$$

$$S = 0,149 \cdot 0,943$$

$$S = \underline{\underline{0,1405}} \text{ [m}^2\text{]}$$

5.3 Dopravní výkon Q_D [t/hod]

Dopravní výkon určuje množství materiálu, které přepraví pásový dopravník za časovou jednotku. Určí se ze vztahu:

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot k_\phi \cdot \rho \cdot v \tag{8}$$

Kde koeficient plnění pásu volím $k_\phi = 0,8$ [-] dle literatury [10].

$$Q = 3,6 \cdot 0,1405 \cdot 0,8 \cdot 1100 \cdot 3,15$$

$$Q = \underline{\underline{1402,077}} \text{ [t} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

5.4 Dopravní množství q [kg/m]

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \tag{9}$$

$$q = \frac{1402,077}{3,6 \cdot 3,15} = 123,639 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}$$

5.5 Návrh dopravního pásu

Dopravní pás bude použit pro dopravu rubaniny, respektivě pro dopravu černého uhlí o měrné hmotnosti $\rho = 1\,100 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$. Proto musí mít pevnější a odolnější. Volím dopravní pás Stomil Wolbrom GTP EP 1400/ 4 4+3 [20].

Tabulka 1 Parametry dopravního pásu [20]

šířka dopravního pásu	$B = 1,2 \text{ [m]}$
hmotnost dopravního pásu	$q_B = 18 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
dovolené namáhání pásu v tahu	$\sigma_{dov} = 1\,250 \text{ [N/mm]}$

5.6 Pohybové odpory pásového dopravníku

Obvodová hnací síla F potřebná na poháněcím bubnu pásového dopravníku se rovná celkovému pohybovému odporu dopravníku. Ten je dán součtem hlavních, vedlejších a přídatných odporů.

$$F = F_H + F_{bA} + F_P \quad (10)$$

Kde: F_H hlavní odpory [N]
 F_V vedlejší odpory [N]
 F_P přídatné odpory [N]

5.6.1 Hlavní odpory

Hlavní odpory působí po celé délce dopravníku v obou větvích dopravního pásu a zahrnují rotační odpory válečků, odpory způsobené vmačkáváním válečků do pásu a opakovaný ohyb dopravního pásu.

Síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku F_H [N]

$$F_H = w \cdot L \cdot g \cdot (k \cdot q_p + q) \cdot \cos \varepsilon + m_v \cdot g \quad (11)$$

Pro dopravníky delší než 80 m se měrný pohybový odpor dopravníku stanoví ze vztahu:

$$w = C \cdot f \quad (12)$$

Součinitel vedlejšího odporu C [-].

Součinitel tření f (0,018;0,025), volím $f = 0,02$ dle literatury [10].

$$C = \frac{L + L_0}{L} \geq 1,02 \quad (13)$$

Přídavná délka dopravníku L_0 se volí v rozmezí 70 až 100 m. Vzhledem k délce dopravníku $L = 300$ m volím $L_0 = 80$ m.

$$C = \frac{300 + 80}{300} = 1,266 \quad 1,266 \geq 1,02$$

$$w = C \cdot f = 1,266 \cdot 0,02 = 0,0253$$

Hmotnost 1 m dopravního pásu q_p [kg/m]

$$q_p = B \cdot q_B \quad (14)$$

$$q_p = 1,2 \cdot 18$$

$$q_p = \underline{\underline{21,6 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-1}]}}}$$

Měrná hmotnost rotujících částí válečků m_v je dána součtem hmotností válečků horní a spodní větve stolice pásového dopravníku (Tabulka 1). Já jsem zvolil tři válečkové uspořádání v horní větvi a dvou válečkové ve spodní (Obrázek 21).

$$m_v = m_{vh} + m_{vs} = \frac{m_h \cdot n_{vh}}{t_1} + \frac{m_s \cdot n_{vs}}{t_2} \quad (15)$$

$$m_v = \frac{6,9 \cdot 3}{1,25} + \frac{9,4 \cdot 2}{3,75} = 16,56 + 5,013$$

$$m_v = \underline{\underline{21,573 \text{ [g} \cdot \text{m}^{-1}]}}}$$

Vypočtenou měrnou hmotnost rotujících částí válečků dosadíme do vztahu (11).

$$F_H = w \cdot L \cdot g \cdot \left[\rho \cdot q_p + q \right] \cos \varepsilon + m_v \cdot g$$

$$F_H = 0,0253 \cdot 300 \cdot 9,81 \cdot \left[21,6 + 123,639 \right] \cos 10^\circ + 21,573 \cdot 9,81$$

$$F_H = \underline{\underline{13\,840,036 \text{ [N]}}}}$$

Síla potřebná k překonání dopravní výšky F_{st} [N]

$$F_{st} = \pm q \cdot H \cdot g \tag{16}$$

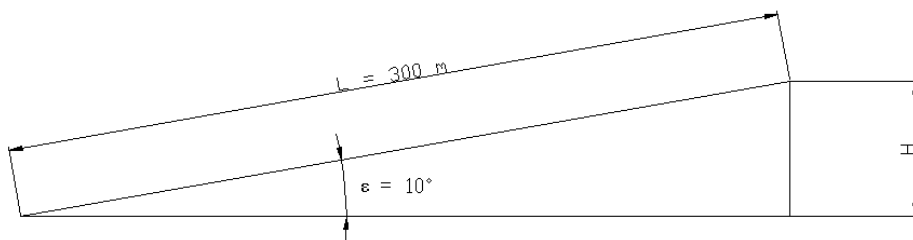
$$F_{st} = \pm q \cdot H \cdot g = 123,639 \cdot 52,09 \cdot 9,81$$

$$F_{st} = \underline{\underline{56\,516,921 \text{ [N]}}}}$$

Dopravní výšku určím z délky dopravníku L a sklonu ε .

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L} \tag{17}$$

$$\sin \varepsilon = \sin \varepsilon \cdot L = \sin 10^\circ \cdot 300 = 52,09 \text{ m}$$



Obrázek 23. Schéma pro určení dopravní výšky

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L} \quad \sin \varepsilon = \sin \varepsilon \cdot L = \sin 10^\circ \cdot 300 = 52,09 \text{ m}$$

5.6.2 Vedlejší odpory

Vedlejší odpory působí u všech pásových dopravníků, ale jen v určitém místě. Zahrnují odpory pro urychlování dopravovaného materiálu v násypce, tření materiálu o stěnu násypky, odpor ohýbání pásu na bubnech.

Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování F_{bA} [N]

$$F_{bA} = q \cdot v \cdot (v - v_0) \quad (18)$$

$$F_{bA} = 123,639 \cdot 3,15 \cdot (3,15 - 0)$$

$$F_{bA} = \underline{\underline{1\,226,808 \text{ [N]}}}$$

Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0$ [m/s]

Odpor ohybu pásu na bubnu

$$F_l = 500 - 1\,500 \text{ N} \quad \text{volím } F_l = 1\,000 \text{ N}$$

$$F_l = 1\,000 \cdot 4 = 4\,000 \text{ N}$$

5.6.3 Přídavné odpory

Odpor čističe pásu F_r [N]

$$F_r = (200 \div 400) \cdot B \cdot n_r \quad (19)$$

$$F_r = 400 \cdot 1,2 \cdot 2$$

$$F_r = \underline{\underline{960 \text{ [N]}}}$$

Počet čističů na dopravním páse $n_r = 2$ [-] volím podle literatury [8]

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování F_{N2} [N]

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v+v_0}{2}\right) \cdot b_1^2} \quad (20)$$

Minimální urychlovací délka L_N [m]

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \quad (21)$$

Kde součinitel tření mezi dopravovaným mat. a bočním vedením μ_B (0,5;0,7), volím $\mu_B = 0,6$ dle literatury [10]

$$L_N = \frac{3,15^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$L_N = \underline{\underline{0,843 \text{ [m]}}}$$

Po určení minimální urychlovací délky dosadím do vztahu (20)

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v+v_0}{2}\right) \cdot b_1^2}$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 123,639^2 \cdot 3,15^2 \cdot 9,81 \cdot 0,843}{1100 \cdot \left(\frac{3,15+0}{2}\right)^2 \cdot 0,954^2}$$

$$F_{N2} = \underline{\underline{303,061 \text{ [N]}}}$$

Obvodová síla potřebná na poháněcí bubnu F_U [N]

- je součet všech vedlejších odporů

$$F_U = F_H + F_{st} + F_{bA} + F_l + F_r + F_{N2} \quad (22)$$

$$F_U = 13\,828,123 + 56\,516,921 + 1\,226,808 + 4 \cdot 1\,000 + 960 + 303,061$$

$$F_U = \underline{\underline{76\,834,913 \text{ N}}}$$

5.7 Návrh pohonu pásového dopravníku

5.7.1 Potřebný provozní výkon elektromotoru

Potřebný příkon poháněcí stanice v závislosti na tom, je-li obvodová síla kladná nebo záporná se určí ze vztahu pro $F_U > 0$

$$P = \frac{F_U \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (23)$$

Celková účinnost poháněcí stanice η , je dána součinem účinností jednotlivých částí pohonu a bývá v rozmezí 0,8 až 0,9 dle literatury [10]. Volím účinnost pohonu $\eta = 0,85$.

$$P_M = \frac{F_U \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = \frac{76\,834,913 \cdot 3,15}{10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_M = \underline{\underline{284,741 \text{ kW}}}$$

Určení příkonu 1 elektromotoru P_M [kW]

$$P_M \geq \frac{P}{n_e} \quad (24)$$

$$P_M \geq \frac{284,741}{2}$$

$$P_M \geq \underline{\underline{142,37 \text{ kW}}}$$

Volím trojfázový asynchronní motor s kotvou na krátko v nevýbušném provedení řady 1MJ7 z katalogu firmy SIEMENS s.r.o. [18] pro dvoumotorový pohon pásového dopravníku o výkonu 2 x 160 kW, jehož parametry jsou uvedeny v (Tabulka 2).

Tabulka 2 Parametry elektromotoru [18]

jmenovitý výkon	$P = 160 [kW]$
jmenovité otáčky	$n_M = 1488 [\text{min}^{-1}]$
jmenovitý moment	$M_M = 1030 [\text{N.m}]$
moment záběru	$M_Z = 2678 [\text{N.m}]$
moment setrvačnosti	$J_M = 3,2 [\text{kg.m}^2]$
účinnost elektromotoru	$\eta_M = 95,7 [\%]$
hmotnost	$m = 1060 [\text{kg}]$

5.7.2 Výpočet převodového poměru pro volbu převodovky

Po volbě elektromotoru musím pro pohon dopravníku zvolit potřebnou převodovku s potřebným převodovým poměrem i_{pv} [-], abych mohl přenést výkon motoru na hnací válec poháněcí stanice.

$$i_{pv} = \frac{n_M \cdot \pi \cdot D_b}{v \cdot 60} \quad (25)$$

Kde průměr hnacího bubnu D_b volím podle literatury [8].

$$i_{pv} = \frac{1488 \cdot \pi \cdot 0,92}{3,15 \cdot 60}$$

$$i_{pv} = \underline{\underline{22,755 \quad []}}$$

Na základě výpočtu převodového poměru volím kuželočelní třístupňovou převodovku typu BHC od firmy MOTOR-GEAR s.r.o. [13].

Diplomová práce

Tabulka 3 Parametry převodovky [13]

jmenovitý výkon	$P = 160 [kW]$
převodový poměr	$i_{pv} = 22,3 [-]$
vstupní otáčky	$n_{pv} = 1500 [1 \cdot \text{min}^{-1}]$
moment setrvačnosti	$J_{pv} = 0,0694 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

5.7.3 Návrh spojky

Hřídel elektromotoru a převodovky musí být spojena spojkou pro přenos momentu na hnací buben. Na spojce bude zároveň upevněn brzdný kotouč. Volím pružnou spojkou ASD 004 od firmy FENA sp. z o. [19].

Tab. č. Parametry spojky [19]

maximální otáčky	$n_{max} = 2\ 100 [1 \cdot \text{min}^{-1}]$
moment setrvačnosti	$J_{sp} = 0,62 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
hmotnost	$m = 44,5 [\text{kg}]$

5.7.4 Skutečná dopravní rychlost, kontrola dopravního výkonu

Když znám potřebný převodový poměr i_{pv} a převodový poměr převodovky i_p , Určím skutečnou rychlost pásu $v_{sk} [m \cdot s]$

$$v_{sk} = \frac{i_{pv}}{i_p} \cdot v \quad (26)$$

$$v_{sk} = \frac{22,755}{22,3} \cdot 3,15$$

$$v_{sk} = 3,214 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Skutečný dopravní výkon Q_{vp} [t/hod]

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S \cdot k_{\varphi} \cdot \rho \cdot v \quad (27)$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot 0,1405 \cdot 0,8 \cdot 1100 \cdot 3,15$$

$$Q_{vp} = \underline{\underline{1430,564 \text{ [} \cdot h^{-1} \text{]}}}$$

Kontrola dopravního výkonu $Q_{rozdíl}$ [%]

$$Q_{rozdíl} = \left(1 - \frac{Q_D}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 \quad (28)$$

$$Q_{rozdíl} = \left(1 - \frac{1402,077}{1430,564}\right) \cdot 100$$

$$Q_{rozdíl} = \underline{\underline{1,992 \text{ [} \cdot \text{]}}}$$

5.8 Kontrola rozběhu dopravníku

Je nutné stanovit statický a dynamický moment zátěže a tyto momenty porovnat se záběrným momentem elektromotoru, abychom zjistili, zda nám navržený pohon rozběhne pásový dopravník.

5.8.1 Statický moment dopravníku redukováný na hřídel motoru M_{SM} [Nm]

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F_U \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} \quad (29)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{2} \cdot 76\,834,913 \cdot 0,5 \cdot 0,92 \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 22,3}$$

$$M_{SM} = \underline{\underline{932,315 \text{ [} N \cdot m \text{]}}}$$

Počet použitých elektromotorů $n_e = 2$

5.8.2 Dynamický moment zátěže $M_{DM} [N \cdot m]$

$$M_{DM} = \left[\left(\underbrace{J_G + 2 \cdot q_p + m_v}_{\text{}} \right) \frac{L \cdot D_b}{2 \cdot \eta_p \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D} \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} + \right] \cdot \frac{v}{t_r} \quad (30)$$

$$+ n_p \cdot \left[\frac{2 \cdot \left(\underbrace{J_p + J_s + J_m}_{\text{}} \right)}{D \cdot \eta_p} \cdot i_p \right]$$

Kde $\sum J_b$ - celkový moment setrvačnosti hnacích, převáděcích výsypných, vratných a napínacích bubnů [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] podle literatury [8].

$$M_{DM} = \left[\left(\underbrace{23,639 + 2 \cdot 21,6 + 21,753}_{\text{}} \right) \frac{300 \cdot 0,92}{2 \cdot 0,85 \cdot 22,3} + \frac{2 \cdot \sum 263}{0,92} \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 22,3} + \right] \cdot \frac{3,15}{15}$$

$$+ 2 \cdot \left[\frac{2 \cdot \left(\underbrace{0,0694 + 0,62 + 3,2}_{\text{}} \right)}{0,92 \cdot 0,85} \cdot 22,3 \right]$$

$$M_{DM} = \underline{\underline{387,23 \text{ [N} \cdot \text{m}]}}$$

Kontrola rozběhu

Součet dynamického a statického momentu pásového dopravníku musí být menší, než je záběrný moment zvoleného elektromotoru, aby se nám pásový dopravník rozběhl.

$$M_z > M_{SM} + M_{DM} \quad (31)$$

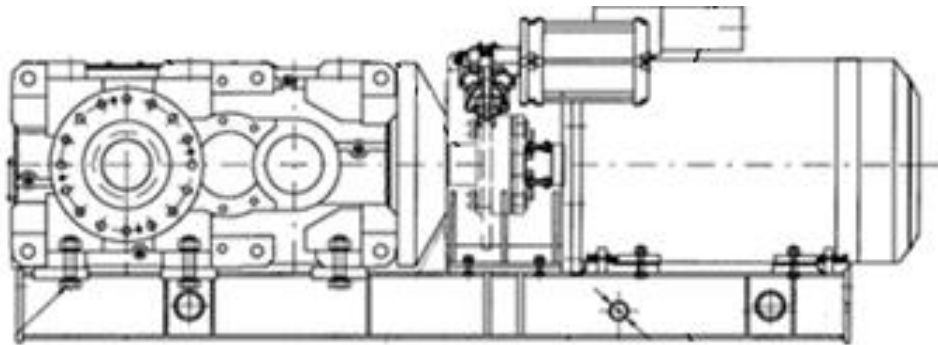
$$2678 > 932,315 + 387,23$$

$$2678 > 1283,142$$

Podmínka pro rozběh pásového dopravníku vyhovuje.

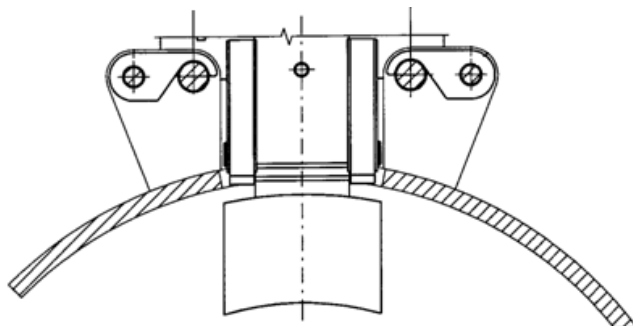
6 Konstrukční návrh

Při návrhu brzdy se budu řídit uspořádáním pohonu dopravníku (Obrázek 24)., který je složen z elektromotoru, převodovky a spojky, na které je připevněný brzdný kotouč. Nad spojkou je připevněn kryt, který chrání spojku před poškozením a taky chrání obsluhu před rotujícími součástmi. A právě na tento kryt bude připevněna brzda.



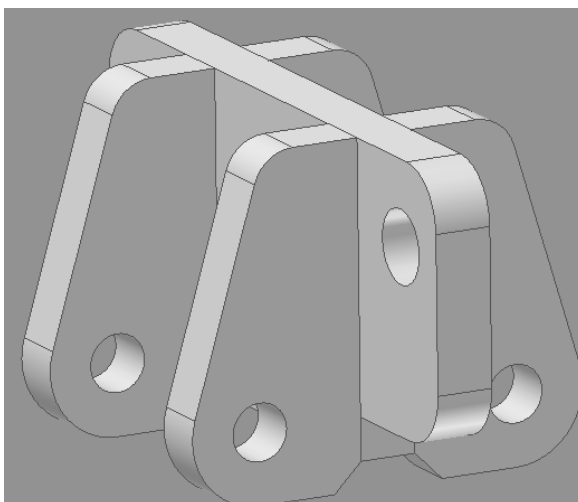
Obrázek 24 Pohon dopravníku [11]

Kryt je připevněn k nosnému rámu šrouby a skládá se z dvou částí, které se také spojují pomocí šroubů. Na horní části krytu je pak vyřezaný otvor, kterým se prostrčí čelisti brzdy. (Obrázek). Brzda se na kryt nasadí mezi úchyty na krytu a otvory v úchytech a držáku brzdy se prostrčí šrouby. Na úchyt se pak ještě dávají podložky s háčkem, které se nasadí na šroub v druhém oku úchyty. Zobáčky podložek se pak zachytí o šroub mezi držákem brzdy a úchyty, které jsou navařeny na krytu



Obrázek 25 Schéma usazení brzdy mezi úchyty [11]

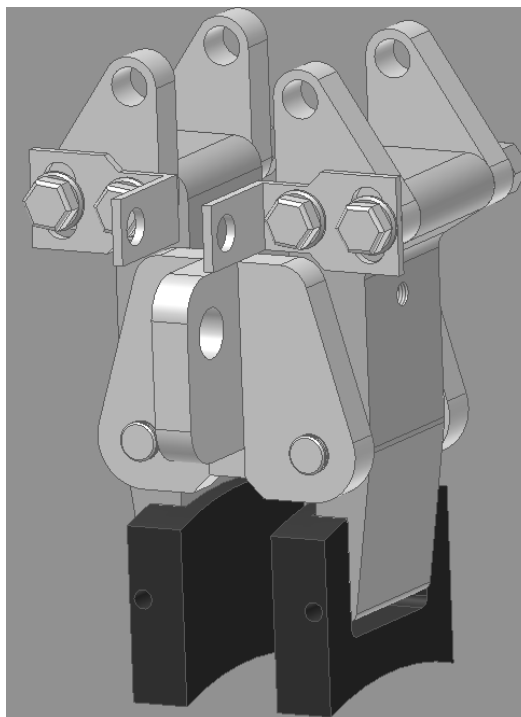
Samotná brzda se skládá z držáku brzdy, který je vlastně nosný rám brzdy a vsazuje se mezi úchyty na krytu a čelisti brzdy, na kterých je připevněno brzdné obložení. Držák brzdy (obrázek 25) tvoří svařovaná konstrukce. Na opracovanou desku s otvory pro prostrčení šroubů jsou kolmo přivařeny menší opracované ocelové desky, které slouží pro kloubové uchycení ramen brzdy pomocí čepu.



Obrázek 25 Držák brzdy

Na tento držák se připevní pomocí čepů ramena brzdy (Obrázek 26). Na konci ramen jsou pak kloubově uloženy čelisti, na jejichž vnitřních stranách je připevněno brzdné obložení. Na horní část ramen brzdy se pomocí šroubů připevní ještě dvojice menších ramen s otvory, které slouží pro uchycení pístní tyče pneumatického válce, který rozevívá a zavírá čelisti brzdy. Pneumatický válec je v podstatě uchycen na ramenech brzdy a není dále nijak podepírán. Pneumatický válec je napojen na rozvod stlačeného vzduchu.

Na boční stranu ramen brzdy se pak připevňují držáky čidla brzdy napojené na automatiku dopravníku, které signalizují, zda je brzda sevřená. Na vnější straně ramen brzdy jsou pak nastavitelné dorazy, kterými určuje velikost sevření čelisti brzdy.



Obrázek 26 Pákový mechanismus brzdy

7 Výpočet brzdy

7.1 Výpočet potřebné brzdě síly

Abychom mohli pásový dopravník účinně zabrzdit v požadovaném čase, potřebujeme znát sílu, jakou musí čelisti brzdy působit na brzdový kotouč.

Výpočet kroutícího momentu

$$M_{u1} = \frac{P}{\omega} \quad (32)$$

$$M_{u1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$M_{u1} = \frac{160\,000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1488}{60}}$$

$$M_{u1} = \underline{\underline{1026 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

Když znám záběrový moment elektromotoru M_Z a průměr brzdného kotouče D , určím obvodovou sílu, která působí na brzděm kotouči.

$$F_0 = \frac{M_Z}{\frac{D}{2}} \quad (33)$$

$$F_0 = \frac{2\,678}{\frac{0,271}{2}}$$

$$F_0 = \underline{\underline{9\,881,918 \text{ N}}}$$

Potřebná přitlačná síla, která nám bude přitlačovat čelist brzdy na povrch brzdového kotouče se pak určí ze vztahu podle literatury [11].

$$F_p = \frac{F_0}{f} \quad (34)$$

$$F_p = \frac{9\,881,918}{0,6}$$

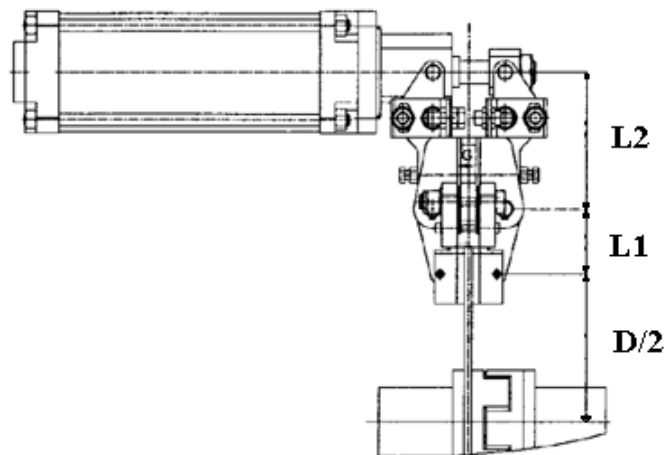
$$F_p = \underline{\underline{16\,469,856\text{ N}}}$$

Kde: f ... koeficient tření mezi plochami ocel – ferodo je $f = (0,5 - 0,6)$, volím 0,6 podle literatury [11]

Po určení potřebné přitlačné síly čelistí na kotouč je nutné určit potřebnou sílu, kterou bude vyvozovat pneumatický válec. Přitlačná síla působící na kotouč je vyvozována přes pákový mechanismus, proto přitlačná síla válce bude nižší.

$$F_v = \frac{\left[\left(\frac{F_p}{2} \right) \cdot L_1 \right]}{L_2} \quad (35)$$

Kde: L_1 a L_2 ... délka ramen pákového mechanismu je volena podle ústní konzultace a podle literatury [11].



Obrázek 24. Schéma pákového mechanismu brzdy [11]

$$F_v = \frac{\left[\left(\frac{16\,469,856}{2} \right) \cdot 0,08 \right]}{0,18}$$

$$F_v = \underline{\underline{3\,659,97\, N}}$$

7.2 Kontrola brzdění dopravníku

Spočítáním přítláčné síly jsme určili, jakou silou budeme potřebovat pro brzdění kotouče. Dále vypočítám brzdné momenty pro zastavení dopravníku a udržení dopravníku v klidu.

7.2.1 Dynamický brzdný moment M_{DB} [N.m]

$$M_{DB} = \left[\begin{array}{l} \left(m_G + 2 \cdot q_p + m_v \right) \cdot \frac{L \cdot D_b}{2 \cdot \eta_p \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D} \cdot \frac{1}{\eta_p \cdot i_p} + \\ + n_p \cdot \frac{2 \cdot \left(J_p + J_s + J_m \right)}{D \cdot \eta_p} \cdot i_p \end{array} \right] \cdot \frac{v}{t_b} \quad (36)$$

$$M_{DB} = \left[\begin{array}{l} \left(23,639 + 2 \cdot 21,6 + 21,753 \right) \cdot \frac{300 \cdot 0,92}{2 \cdot 0,85 \cdot 22,3} + \frac{2 \cdot \sum 263}{0,92} \cdot \frac{1}{0,85 \cdot 22,3} + \\ 2 \cdot \frac{2 \cdot \left(0,0694 + 0,62 + 3,2 \right)}{0,92 \cdot 0,85} \cdot 22,3 \end{array} \right] \cdot \frac{3,15}{5}$$

$$M_{DB} = \underline{\underline{1\,161,697\, N \cdot m}}$$

Pracuje-li dopravník v úklonu (od $\pm 5^\circ$) je vhodné provést kontrolu brzd. Kontroluje se brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku M_{B1} a brzdný moment potřebný pro udržení dopravního pásu v klidu M_{B2} . Potřebné vztahy pro výpočet momentů jsou dle literatury [11]:

7.2.2 Brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku M_{B1} [N.m]

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \left[M_{DB} - (0,7 \cdot F_H + F_{st} + F_{bA} + F_l + F_r + F_{N2}) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_p}{i_p} \right] \cdot k_b \quad (37)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{2} \left[1\,161,697 - \left(\begin{array}{l} 0,7 \cdot 13\,828,123 + 56\,516,921 + 1\,226,808 + \\ + 4 \cdot 1\,000 + 960 + 303,061 \end{array} \right) \cdot 0,5 \cdot 0,92 \cdot \frac{0,85}{22,3} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B1} = \underline{\underline{-940,566 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

7.2.3 Brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu M_{B2} [N.m]

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \left[(0,7 \cdot F_H + F_{st} - F_{bA} - F_l - F_r - F_{N2}) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_p}{i_p} \right] \cdot k_b \quad (38)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2} \left[\left(\begin{array}{l} -0,7 \cdot 13\,828,123 + 56\,516,921 - 1\,226,808 - \\ - 4 \cdot 1\,000 - 960 - 303,061 \end{array} \right) \cdot 0,5 \cdot 0,92 \cdot \frac{0,85}{22,3} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B2} = \underline{\underline{530,569 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

8 Kontrolní výpočty

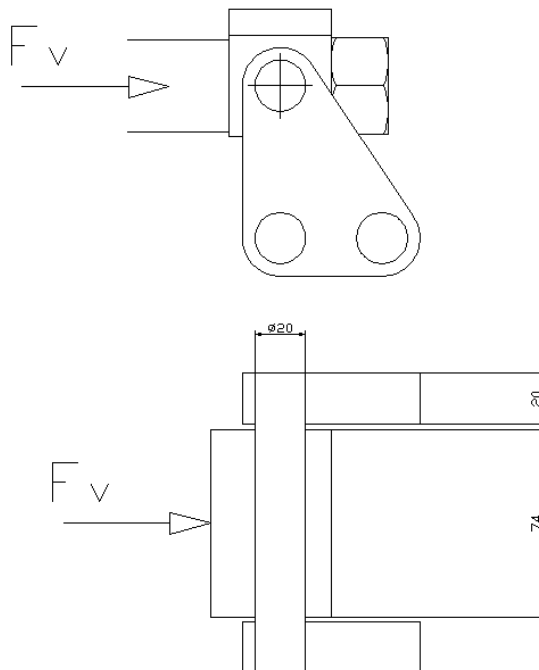
8.1 Kontrola čepu

Průměr čepu $d_{\text{č}} = 20 \text{ mm}$

délka kloubové hlavy $l = 75 \text{ mm}$

šířka táhla $s = 20 \text{ mm}$

Pro ocel 11 523 je dovolený měrný tlak $p_{DOV} = 80 \text{ MPa}$ a dovolené napětí ve střihu $\tau_{SD} = 40 \text{ MPa}$ dle literatury [9].



Obrázek 27 Schéma uchycení táhla a ramena brzdy

Kontrola na otláčení v táhle

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{DOV} \quad (39)$$

$$p = \frac{F_v}{2 \cdot d_{\text{č}} \cdot l} = \frac{3659,97}{2 \cdot 20 \cdot 20} = \underline{\underline{4,57 \text{ MPa}}} \quad (40)$$

$p \leq p_{DOV}$ podmínka vyhovuje.

Kontrola na otláčení v čepu

$$p = \frac{F_V}{d_t \cdot l} = \frac{3659,97}{20 \cdot 75} = \underline{\underline{2,43 \text{ MPa}}} \quad (41)$$

 $p \leq p_{Dov}$ podmínka vyhovuje.

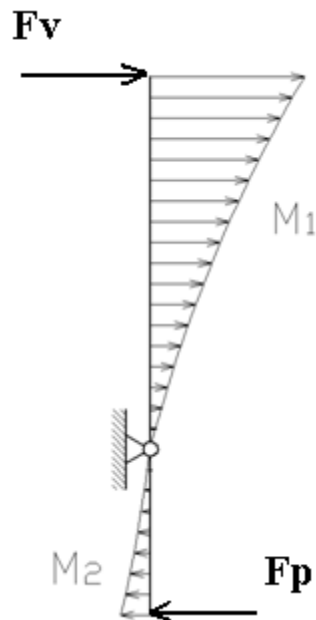
Kontrola na střih

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \quad (42)$$

$$\tau_s = \frac{F_V}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_\varepsilon^2}{4}} = \frac{3659,97}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = \underline{\underline{5,82 \text{ MPa}}} \quad (43)$$

 $\tau_s \leq \tau_{DS}$ Podmínka vyhovuje.

8.2 Výpočet momentů



Obrázek 28 Schéma ohybových momentů

$$M_{O1} = F_V \cdot l_1 \quad (44)$$

$$M_{O1} = 3659,97 \cdot 0,18 = \underline{\underline{658,79 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$$M_{O2} = F_P \cdot l_2 \quad (45)$$

$$M_{O2} = 16469,856 \cdot 0,08 = \underline{\underline{1317,58 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

9 Kontrola brzdy na oteplení

Brzdy, které musí mít značný brzdící výkon při často se opakujícím a déle trvajícím brzdění je nutno vždy kontrolovat na oteplení. Brzdění se uskutečňuje třením čelistí o brzdový kotouč. Při tření vzniká teplo, které musí být schopen brzdový kotouč odvést jednak vyzařováním a jednak přestupem do okolního vzduchu.

9.1 Výpočet vyvozeného tepla

Teplo, které se při brzdění skutečně vyvine, se určí z práce brzdy, která se podle [5] vypočte.

$$A_b = M_{ul} \cdot \varpi \cdot t_b \cdot \frac{1}{2} \quad (46)$$

Ubrzděný moment, který je brzda schopná vyvinout na kotouč, je

$$M_{ul} = F \cdot f \cdot D \quad (47)$$

$$M_{ul} = 3\,659,97 \cdot 0,6 \cdot \frac{0,64}{2}$$

$$M_{ul} = \underline{\underline{702,714 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

- výpočet úhlové rychlosti

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (48)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1488}{60}$$

$$\omega = \underline{\underline{155,82 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Doba brzdění t_b kotoučových brzd pro pásové dopravníky se pohybuje v rozmezí 5 až 8 sekund. Po doporučení volím $t_b = 5 \text{ s}$.

$$A_b = 702,714 \cdot 155,82 \cdot 5 \cdot \frac{1}{2}$$

$$A_b = \underline{\underline{273\,742,238 \text{ kg} \cdot \text{m}}}$$

Množství vyvozeného tepla při určitém brzdění za hodinu se podle literatury[5] vypočte ze vztahu

$$W_c = \frac{A_b}{427} \cdot z \quad (49)$$

kde: z ... počet brzdění za 1 hodinu. Pro pásový dopravník volím po konzultaci se svým vedoucí 2 zabrzdění.

$$W_c = \frac{273\,742,238}{427} \cdot 2$$

$$W_c = \underline{\underline{1282,165 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}}$$

Jelikož je tento výpočet prováděn podle starší literatury [5], musím výslednou hodnotu přepočítat na současně používané jednotky soustavy SI. Přepočet na watty:

$$W_c = 1\,282,165 \cdot 1,163 = \underline{\underline{1\,491,158 \text{ W}}}$$

9.2 Výpočet odvedeného tepla

Odvedené teplo je teplo, které je brzdový kotouč schopen odvést pomocí ploch. Odvod tepla probíhá vyzařováním, přestupem do vzduchu za klidu a přestupem do vzduchu při pohybu.

9.2.1 Výpočet množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním

Množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním se podle literatury [5] vypočte dle vztahu

$$W_1 = C_1 \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2 \cdot \left[\left(\frac{273+t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+t_2}{100} \right)^4 \right] \quad (50)$$

Kde: C1...volím 1,3 podle literatury [5]

C2...volím 4,3 podle literatury [5]

t1...pro ferodo =100°C

t2...teplota okolí = 25°C

Plocha nezakrytá vnější část brzdového kotouče S₁:

Parametry brzdného kotouče:

vnější průměr kotouče D = 640 mm

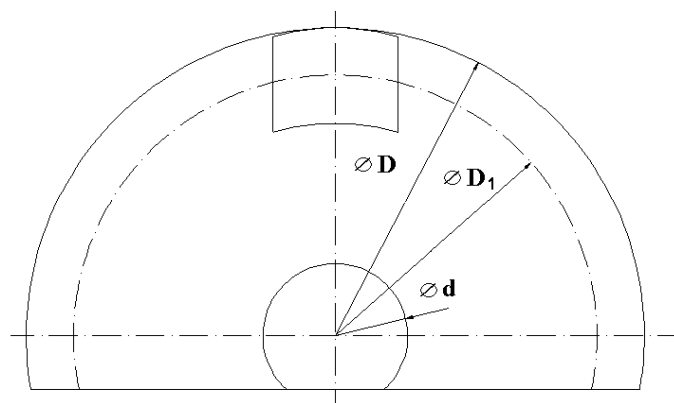
vnitř průměr kotouče d = 150 mm

středová kružnice brzdné síly ve středu čelistí D₁ = 542 mm

tloušťka kotouče t = 30 mm

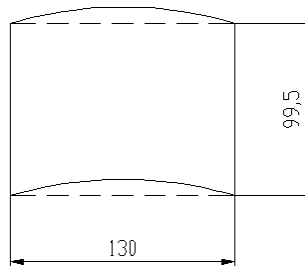
- plocha kotouče

$$S_K = \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi = \frac{64^2 - 15^2}{4} \cdot \pi = \underline{\underline{0,304 \text{ m}^2}} \quad (51)$$



Obrázek 25. Rozměrové schéma brzdného kotouče

- plocha čelisti brzdy



Obrázek 26. Rozměrové schéma čelisti brzdy

$$S_{cb} = b \cdot h = 0,13 \cdot 0,0995 = \underline{\underline{0,012935 \text{ m}^2}} \quad (52)$$

- pak plocha nezakrytá vnější část brzdového kotouče

$$S_1 = S_K - S_{cb} = 0,304 - 0,012985 = \underline{\underline{0,291065 \text{ m}^2}} \quad (53)$$

Plocha postranní brzdového kotouče S_2 :

$$S_2 = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot 0,32 \cdot 0,03 = \underline{\underline{0,0603 \text{ m}^2}} \quad (54)$$

$$W_1 = (3 \cdot 0,58226 + 4,3 \cdot 0,0603) \cdot \left[\left(\frac{273+100}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+25}{100} \right)^4 \right]$$

$$W_1 = \underline{\underline{116,568 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}}$$

Množství tepla odvedeného za hodinu vyzařováním musím opět přepočítat.

$$W_1 = 116,568 \cdot 1,163 = \underline{\underline{135,569 \text{ W}}}$$

Při odvádění tepla přestupem do okolního vzduchu je třeba rozeznávat dobu klidu a dobu chodu pásového dopravníku. Doba chodu odpovídá poměrné pracovní době (zatěžování) a možno volit dobu chodu brzdy pásového dopravníku s lehkým, středním a těžkým provozem.

9.2.2 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu

Množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu za klidu vypočtu podle literatury [5] dle vztahu:

$$W_2 = \alpha_1 \cdot S_3 \cdot (t_1 - t_2) \cdot \varepsilon \quad (55)$$

Kde: α_1 ... součinitel přestupu tepla při volném proudění vzduchu, podle [5] je

$$\alpha_1 = 5 \text{ [kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C h]}$$

ε ... doba chodu dopravníku pro těžký provoz 40%, proto $\varepsilon = 0,4$ [5]

Celková plocha brzděného kotouče bez částí zakrytých obložení S_3 :

$$S_3 = \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi \cdot 2 + 2 \cdot \pi \cdot R \cdot t - 2 \cdot b \cdot h \quad (56)$$

$$S_3 = \frac{0,64^2 - 0,15^2}{4} \cdot \pi \cdot 2 + 2 \cdot \pi \cdot 0,32 \cdot 0,03 - 2 \cdot 0,13 \cdot 0,0995$$

$$S_3 = \underline{\underline{0,643 \text{ m}^2}}$$

$$W_2 = 5 \cdot 0,643 \cdot (100 - 25) \cdot 0,4$$

$$W_2 = \underline{\underline{144,675 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}}$$

$$\text{Opět přepočítám } W_2 = 144,675 \cdot 1,163 = \underline{\underline{168,25 \text{ W}}}$$

9.2.3 Výpočet množství tepla odvedeného přestupem do vzduchu při pohybu

Teplu, které se odvede přestupem do vzduchu při pohybu, vypočtu podle literatury [5] dle vztahu

$$W_3 = \varepsilon \cdot (t_1 - t_2) \cdot 6,14 \cdot \left[S_4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot f_1 \cdot v_f^{0,78} \right] \quad (57)$$

Vnější i vnitřní plochy brzdového kotouče S_3 :

$$S_3 = \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi \cdot 2 + 2 \cdot \pi \cdot R \cdot t + 2 \cdot \pi \cdot r \cdot t \quad (58)$$

$$\frac{0,64^2 - 0,15^2}{4} \cdot \pi \cdot 2 + 2 \cdot \pi \cdot 0,32 \cdot 0,03 + 2 \cdot \pi \cdot 0,075 \cdot 0,03 = \underline{\underline{0,6824 \text{ m}^2}}$$

postranní plochy brzdového kotouče f_1

$$f_1 = \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi = \frac{0,64^2 - 0,15^2}{4} \cdot \pi = \underline{\underline{0,304 \text{ m}^2}} \quad (59)$$

$$W_3 = 0,4 \cdot (100 - 25) \cdot 6,14 \cdot \left[0,6824 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,64 \cdot 1488}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot 0,304 \cdot 19,088^{0,78} \right]$$

$$W_3 = \underline{\underline{3\,805,49 \text{ kcal} \cdot \text{hod}^{-1}}}$$

$$\text{Opět přepočítám } W_3 = 3\,805,49 \cdot 1,163 = \underline{\underline{4\,425,78 \text{ W}}}$$

9.3 Výpočet celkového odvedeného tepla

Celkové odvedené teplo, které je kotouč schopen odvést, dostanu sečtením výsledku z rovnic

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (60)$$

$$W = 135,569 + 168,25 + 4\,425,78 = \underline{\underline{4\,729,603 \text{ W}}}$$

Musí platit podmínka, že množství odvedeného tepla musí být větší, než množství tepla, které vznikne při brzdění.

$$W_c < W \quad (61)$$

$$1282,165 < 4\,729,603$$

9.4 Kontrola obložení čelistí brzdy

Kontrola životnosti obložení

Životnost obložení se dá přibližně vyjádřit celkovým počtem zabrzdění z rovnice podle Niemanna uvedenou v literatuře [5].

$$z = \frac{Q}{q \cdot A_s} \quad (62)$$

Kde: q ... je měrné opotřebení pro Ferodo z [5] $q = 0,2 \text{ cm}^3/\text{k.h}$

Výpočet opotřebení třecích ploch

- opotřebení obložení určím z jeho objemu

$$Q = 2 \cdot b_0 \cdot l_0 \cdot s_0 \quad (63)$$

$$Q = 2 \cdot 0,13 \cdot 0,0995 \cdot 0,01$$

$$Q = \underline{\underline{0,0002587 \text{ m}^3 = 258,7 \text{ cm}^3}}$$

9.5 Maximální počet zabrzdění

Pro tento výpočet musím přepočítat práci brzdy při každém zabrzdění A_b [kg.m] na práci A_s [k.h]. Jestliže $1 [k \times h] = 75 \times 60 \times 60 = 270000 \text{ kg m}$ bude práce brzdy v hodinových koních.

$$A_s = \frac{A_b}{270\,000} \quad (64)$$

$$A_s = \frac{273\,742,238}{270\,000} = \underline{\underline{1,013 \text{ k} \cdot \text{h}}}$$

Životnost obložení brzdy

$$z = \frac{258,7}{0,2 \cdot 1,013}$$

$$z = \underline{\underline{1\,276,9}}$$

- životnost brzdy při počtu 2 zastavení za hodinu

$$\frac{z}{2} = \frac{1\,276,9}{2} = \underline{\underline{638,45 \text{ hodin}}}$$

Při práci pásového dopravníku a brzdy v dole na 2 směny po 6 hodinách je trvanlivost obložení brzdy 53,2 dnů.

10 Závěr

Zadání diplomové práce bylo zpracovat konstrukční návrh brzdy důlního pásového dopravníku pro šířku pásu 1 200 mm.

V úvodní části diplomové práce jsem zpracoval stručný přehled a popis používaných zdrží a brzd, které se používají pro brzdění transportních zařízení, včetně pásových dopravníků.

V další části své práce jsem zpracoval koncepční návrh pohonu pásového dopravníku, kde jsem popsal dva koncepční návrhy, které se uplatňují v konstrukci poháněcí stanice pásového dopravníku. Jedná se o koncepci s nosným krytem, kde je elektromotor spojen s přírubovou převodovkou pomocí nosného krytu a tvoří jeden celek. Druhý mnou popsaný koncepční návrh je pohon s nosným rámem, kde je elektromotor a převodovka upevněn na rám. Tento koncepční návrh jsem vyhodnotil jako konstrukčně jednodušší a pro tento návrh jsem navrhl kotoučovou brzdu.

Při návrhu jsem postupoval dle výpočtu normy ČSN ISO4058 pásové dopravníky a tím zjistil potřebné parametry pásového dopravníku, podle kterých navrhnu parametry brzd. Dopravník je poháněn dvěma pohony pro použití v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a úhelného prachu výkonu 160 kW s dopravním výkonem 1 400 t/hod. Poté jsem provedl kontrolu dopravníku na rozběh.

Při konstrukčním návrhu brzdy jsem vycházel z již funkčních brzd použitých v praxi. Navrhl jsem držák a uchycení ramen kotoučové brzdy. Poté jsem spočetl potřebnou přitlačnou sílu a potřebnou sílu vyvozenou pneumatickým válcem. Na konec výpočtu jsem brzdu spočetl na oteplení.

Kotoučová brzda je navržena pro brzdění pásového dopravníku o určitých parametrech. Konstrukce brzdy však umožňuje použití i na jiné dopravníky s rozdílnými parametry nebo použití i pro jiné aplikace než je pásový dopravník

11 Seznam použité literatury a pramenů

- [1] POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení*. Ostrava : VŠB-TU, 2001. 120 s.
- [2] JAROMÍR, Polák. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. Ostrava : VŠB-TU, 1984. 391 s.
- [3] HLISNIKOVSÝ, Josef. *Doprava v hornictví*. Ostrava : VŠB-TU, 1970. 301 s.
- [4] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha : SNTL/ALFA, 1979. 198 s.
- [5] REMTA, František; KUPKA, Ladislav. *Jeřáby 1. díl*. Praha : SNTL, 1956. 620 s.
- [6] POLÁK, Jaromír; VOJTEK, Zdeněk. *Dopravní pásy*. 1. Vyd. Praha : FATRA, 1999. 93 s.
- [7] CVEKL, Z.; JANOVSÝ, L. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno : ČVUT, 1986. 286 s.
- [8] Dopravník pásový DP1201/1 Návod k použití 6. vydání Ostroj Opava, a.s. Divize důlní stroje
- [9] Leinveber J.; Vávra P.: *Strojnické tabulky*, třetí doplněné vydání Albra, Úvaly 2006; ISBN 80-7361-033-7
- [10] ČSN ISO5048 “Pásové dopravníky s nosnými válečky” Výpočty výkonu a tahových sil; účinnost od března 1994
- [11] firemní literatura MOPOK MH s.r.o.
- [12] Firemní literatura Ostroj a.s. Opava

Diplomová práce

- [13] *Motorgear* [online]. 2008 [cit. 2010-04-11]. Prevodovky-kuzelocelni. Dostupné z WWW: <www.motorgear.cz/prevodovky-kuzelocelni-rh-rv>.
- [14] *flexo.cz* [online]. 2005 [cit. 2010-03-12]. jednocestne-loziska. Dostupné z WWW: <<http://www.flexco.cz/cz/index.php?id=lozisko&np=Jednocestn>>.
- [15] *Jbrakes* [online]. 2002 [cit. 2010-03-25]. Thurster drum bake. Dostupné z WWW: <<http://www.jbrakes.com/>>.
- [16] *SIBRE* [online]. 2001 [cit. 2010-02-24]. Produkte-trommelbremsen. Dostupné z WWW: <<http://www.sibre.de/wDeutsch/produkte/trommelbremsen.php>>.
- [17] Transa a.s. Válečky a válečkové stolice, www.transa.cz
- [18] Siemens a.s., Trojfázové nevýbušné asynchronní motory nakrátko, www.siemens.cz
- [19] www.FENA.pl
- [20] *Fttwolbrom* [online]. 2000 [cit. 2010-04-09]. Katalog-wyrobow. Dostupné z WWW: <<http://www.fttwolbrom.com.pl/katalog-wyrobow,84.html>>.

12 Přílohy

Výkresová dokumentace

SN2KIV01-01	Sestava pohonu dopravníku
SN2KIV01-02	Sestava brzdy s krytem
SN2KIV01-02-01	Sestava držáku brzdy
SN2KIV01-02-02	Dílenský výkres ramene brzdy
SN2KIV01-02-03	Dílenský výkres čelisti brzdy