VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO HNĚDÉ UHLÍ

BELT CONVEYOR FOR BROWN COAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — PETR BABÁČEK

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Babáček

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník pro hnědé uhlí

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for brown coal

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný materiál.
Dopravní výkon 140 000 kg.h-1.
Osová vzdálenost přesypů 30 m.
Výškový rozdíl 5 m.
Dopravovaný materiál: hnědé uhlí.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte funkční výpočet, určení hlavních rozměrů,
navrhněte pohon dopravníku a napínání pásu.
Proveďte rozbor vlastností dopravovaných materiálů.
Nakreslete sestavný výkres dopravníku, podsestavu napínacího zařízení.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P.,Kuľka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan,F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanizmy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. Ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je provést konstrukční řešení pásového dopravníku pro dopravu hnědého uhlí s dopravním výkonem 140 000 $kg.h^{-1}$, osovou vzdáleností přesypů 30 m a výškovým rozdílem přesypů 5 m.

Práce obsahuje stručný popis pásového dopravníku a jeho hlavních částí. Dále funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048. Následně byla provedena volba jednotlivých komponentů z katalogů firem. Také bylo navrženo napínací zařízení, pohon dopravníku a další potřebné konstrukční řešení dopravníku. Dále byly pevnostně spočítané součásti napínacího zařízení a v konečné fázi práce jsou rozebrány vlastnosti dopravovaného materiálu.

Práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, hnědé uhlí, dopravní pás, válečková stolice, pohon dopravníku, napínací zařízení.

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to design of a belt conveyor for transport brown coal for the transport capacity of 140,000 kg per hour and the axial distance between the drums at the both ends of 30 m and height difference of 5 m.

The thesis includes a brief description of the belt conveyor and its main parts. Functional calculation according to the current norm ČSN ISO 5048. Then a selection of the individual components was made from the company catalogues. Tensioning device, drive of conveyor and other necessary design solution of conveyor was also designed. Further, the stress analysis of the components of the tensioning device was done and the properties of the transported material are analysed in the final phase of the thesis.

The thesis is extended by the required technical drawings.

KEYWORDS

Belt conveyor, brown coal, conveyor belt, troughing set, drive of conveyor, tensioning device.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BABÁČEK, P. *Pásový dopravník pro hnědé uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 65 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2015 ……..……..……..

Petr Babáček

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady, které mi pomohly při řešení této práce a také své rodině za podporu při studiu na vysoké škole. Mé poděkování patří i panu Ing. Josefu Valovi z firmy VVV MOST za objasnění problematiky dopravních pásů.

OBSAH

Úvod 11
1 Pásové dopravníky 12
1.1 Rozdělení pásových dopravníků 12
1.2 Schéma pásového dopravníku 13
2 Hlavní části pásového dopravníku 14
2.1 Dopravní pás 14
2.1.1 Rozdělení dopravních pásů 14
2.1.2 Spojování dopravních pásů 15
2.2 Válečkové stolice 15
2.3 Poháněcí stanice 15
2.4 Napínací zařízení 16
2.5 Bubny 16
2.6 Zařízení na čistění pásu 16
2.7 Nosná konstrukce 16
3 Funkční výpočet 17
3.1 Zadané hodnoty 17
3.2 Sklon dopravníku 17
3.3 Volba rychlosti pásu dopravníku 17
3.4 Sypná hmotnost a sypný úhel dopravované hmoty 18
3.5 Teoretický průřez náplně pásu 18
3.6 Volba válečkové stolice a pásu 18
3.7 Skutečný průřez náplně pásu 18
3.7.1 Průřez horní části náplně 19
3.7.2 Průřez dolní části náplně 19
3.8 Objemový dopravní výkon 20
3.8.1 Součinitel sklonu 20
3.9 Hmotnostní dopravní výkon 20
3.10 Kontrola dopravovaného množství materiálu 21
3.11 Hlavní odpory 21
3.11.1 Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr horní větve dopravníku 21
3.11.2 Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr dolní větve dopravníku 22
3.11.3 Hmotnost jednoho metru dopravního pásu 22
3.11.4 Hmotnost nákladu na jeden metr délky dopravníku 23
3.12 Vedlejší odpory 23
3.12.1 Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování 23
3.12.2 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením násypky 24
3.12.3 Odpor ohybu pásu na bubnech 25
3.12.4 Odpor v ložiskách hnaného bubnu 25
3.13 Přídavné hlavní odpory 25

3.14 Přídavné vedlejší odpory 25
3.14.1 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením 26
3.14.2 Odpor čističe pásu 26
3.14.3 Odpor shrnovače materiálu 27
3.15 Odpor k překonání dopravní výšky 27
3.16 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu 27
3.17 Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu 27
3.18 Potřebný provozní výkon poháněcího motoru 27
3.19 Síly v pásu 28
3.19.1 Maximální obvodová hnací síla 28
3.19.2 Potřebný tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu 28
3.19.3 Omezení podle průvěsu pásu 29
3.19.4 Tah v pásu ve větvi nabíhající na buben 30
3.19.5 Tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu 30
3.19.6 Největší tahová síla v pásu 30
3.19.7 Pevnostní kontrola pásu 31
4 Konstrukční řešení pásového dopravníku 32
4.1 Válečkové stolice 32
4.1.1 Válečkové stolice v horní větvi 32
4.1.2 Válečky pro horní větev 33
4.1.3 Válečkové stolice v dolní větvi 34
4.1.4 Válečky pro dolní větev 36
4.2 Dopravní pás 37
4.3 Poháněcí stanice 38
4.4 Napínací zařízení 40
4.4.1 Ložisková jednotka 40
4.4.2 Napínací pružina 41
4.4.3 Hnaný buben 41
4.5 Čistič pásu 42
4.6 Nosná konstrukce 43
4.6.1 Nosný rám 43
4.6.2 Stojiny 43
4.7 Násypka 43
5 Pevnostní výpočty 44
5.1 Pevnostní výpočet hnaného bubnu 44
5.1.1 Síla působící ve směru osy x 44
5.1.2 Síla působící ve směru osy y 45
5.1.3 Výsledná síla působící na osu hnaného bubnu 45
5.1.4 Kontrola deformací hřídele 45
5.1.5 Průhyb hřídele 46
5.1.6 Kontrola průhybu hřídele 47

5.1.7 Úhel natočení střednice hřídele 47
5.1.8 Kontrola úhlu natočení střednice hřídele 47
5.2 Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení 48
5.2.1 Potřebná zatěžující síla pružiny 48
5.2.2 Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly 48
5.2.3 Stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém 48
5.2.4 Mezní délka pružiny při dosedu závitů 49
5.3 Kontrola napínacího šroubu na otlačení 49
5.3.1 Tlak v závitech 49
5.3.2 Kontrola šroubu na otlačení 49
5.4 Kontrola závitové tyče na vzpěr 50
5.4.1 Redukovaná délka prutu 50
5.4.2 Poloměr setrvačnosti 50
5.4.3 Štíhlost prutu 51
5.4.4 Mezní štíhlost prutu 51
5.4.5 Volba oblasti vzpěru 51
5.4.6 Kritická síla 52
5.4.7 Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu vzpěrné stability 52
5.5 Kontrola životnosti ložisek hnaného bubnu 52
6 Rozbor vlastností dopravovaného materiálu 53
6.1 Vznik uhlí 53
6.2 Hnědé uhlí 53
6.3 Vlastnosti sypkých hmot 54
6.3.1 Zrnitost sypkých hmot 54
6.3.2 soudržnost (sypnost) sypkých hmot 54
6.3.3 Objemová sypná hmotnost 55
6.3.4 Abrazivnost 55
6.3.5 Ostatní vlastnosti sypkých hmot 55
6.4 Způsob značení sypkých hmot 55
6.4.1 Příklad označení hnědého uhlí 55
Závěr 56
Použité informační zdroje 57
Seznam použitých zkratek a symbolů 59
Seznam obrázků 63
Seznam tabulek 64
Seznam příloh 65

ÚVOD

Při projektech navrhování dopravy surovin nebo hotových výrobků se upřednostňuje volba cenově nejefektivnějšího a nejproduktivnějšího řešení. Pásový dopravník je, ve srovnání s jinými systémy, považován za nejvíce ekonomickou přepravu materiálu, zvláště když vezmeme v úvahu jeho přizpůsobivost v nejrůznorodějších a nejobtížnějších podmínkách, ve kterých je schopen pracovat.

Doprava pomocí pásových dopravníků je dnes rozšířená v mnohých průmyslových odvětvích a umožňuje, již zmíněnou, vysokou produktivitu a ekonomickou efektivnost při dopravě různých druhů materiálů. Na základě těchto a jiných předností se stala pásová doprava tak významnou. Pásové dopravníky různých rozměrů a konstrukcí se uplatnily a osvědčily např. při těžbě uhlí, ve stavebnictví, v zemědělském a potravinářském průmyslu.

Navzdory těmto pozitivním ukazatelům, je nutné soustavně zvyšovat efektivitu pásové dopravy. Velký význam má věnovat pozornost dopravnímu pásu, protože právě pás představuje nejdůležitější část pásového dopravníku, a to především v oblasti snižování nákladů na jeho výrobu a nákladů na jeho údržbu.

Informace obsažené v této práci mají nastínit představu o navrhování pásových dopravníků, volbě vhodných komponentů a konstrukčních řešení stabilního pásového dopravníku.

1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení určená pro přepravu sypkých látek nebo kusového zboží. Jednou z hlavních složek dopravníku je dopravní pás, který zastává funkci jak tažného, tak také nosného orgánu pro přepravovaný materiál.

Mezi hlavní přednosti těchto dopravníků patří: vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, nízká spotřeba energie, jednoduchá konstrukce, jednoduchá obsluha a údržba a možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě.

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení jak uvádí literatura [1].

a) Podle tažného elementu

- dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- dopravníky s ocelovým pásem
- dopravníky s ocelogumovým pásem
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva

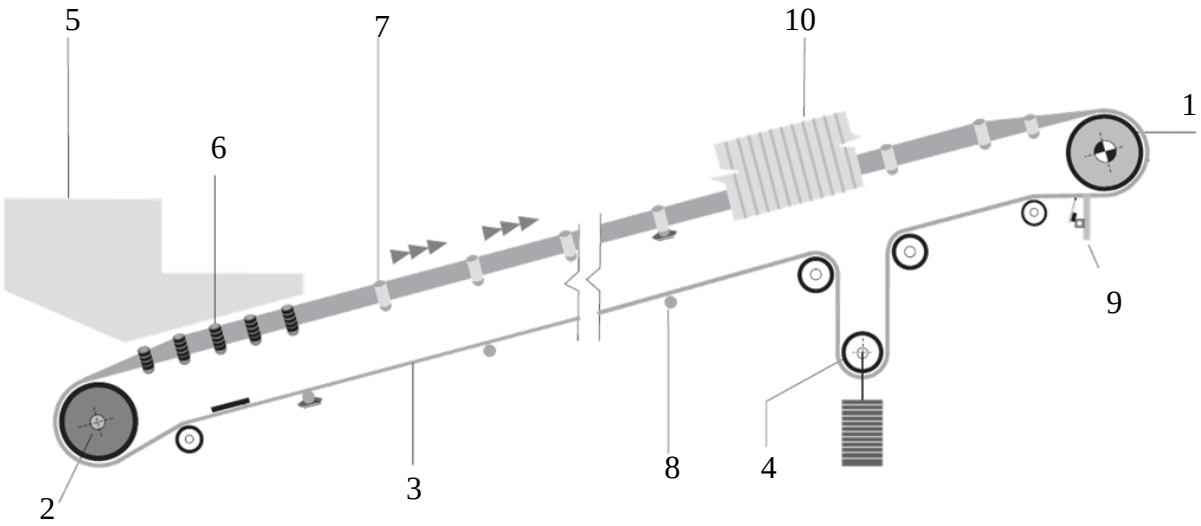
b) Podle tvaru dopravníku

- dopravníky vodorovné
- dopravníky šikmé
- dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru - kombinace konkávního a konvexního)

c) Podle provedení nosné konstrukce

- dopravníky stabilní - ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné - pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky přestavitelné - podobné jako stabilní - vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech

1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [8]; 1 - hnací buben, 2 - hnaný buben, 3 - dopravní pás, 4 -napínací zařízení, 5 - násypka, 6 - dopadové válečky horní válečkové stolice, 7 - nosné válečky horní válečkové stolice, 8 - nosné válečky dolní válečkové stolice, 9 - čistič pásu, 10 - kryt dopravníku

2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je složený z nosné kostry, horní a dolní gumové krycí vrstvy. Kostra dopravního pásu slouží na přenos tahových sil z hnacího bubnu na dopravní pás a zabezpečuje mu potřebnou pevnost. Horní krycí vrstva chrání kostru dopravního pásu z horní strany proti vnějším vlivům a přichází do styku s přepravovaným materiálem. Dolní krycí vrstva přichází do kontaktu s válečky a bubny dopravníku a jejím důležitým činitelem je její adheze s kostrou, protože zajišťuje přenos hnacího momentu z hnacího bubnu do kostry. [7]

Dopravní pás je vystaven největšímu opotřebení ze všech částí dopravníku. Správná volba typu pásu a znalost jeho vlastností mají rozhodující vliv na konstrukci dopravníku a jeho úspěšný provoz.

Protože se tato práce zabývá dopravníkem na hnědé uhlí, budou následně popsány převážně dopravní pásy, které se používají v uhelných dolech.

V hlubinných dolech se používají pásy typu S a na povrchu v uhelných tunelech, kde by hrozilo nebezpečí výbuchu uhelného prachu se používají pásy typu K. Tyto typy pásů, pod označením S a K, se nazývají „samozhášecí a antistatické pásy s ochranou krycí vrstvou určené pro doly“. Krycí vrstvy těchto pásů odpovídají standardům podle norem: DIN 22102, DIN 22103 a DIN 22104.

Pokud se jedná o běžný dopravník na povrchu, používají se pro transport uhlí nejčastěji pásy pro všeobecné použití - typu Z. Zde je již více možností při výběru krycích vrstev. Často se zde používá kategorie AA, která se vyznačuje zvýšenou odolností vůči otěru a tomu odpovídající delší životností.

2.1.1 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ

Rozdělení jak uvádí literatura [3].

a) Podle kostry

- textilní kostra - jednovložkové nebo vícevložkové
- ocelová kostra - s ocelovými lany, ocelová tkanina, ocelový pás nebo ocelové pletivo

b) Podle způsobu krytí

- krytý (s krycími vrstvami a ochrannými okraji)
- s řezanými okraji (s krycími vrstvami bez ochranných okrajů)
- nekrytý (bez krycích vrstev a ochranných okrajů)

c) Podle materiálu, který pokrývá kostru

- pryžové
- plastové
- pokryté speciálními materiály

d) Podle úpravy povrchu

- hladké
- profilované
- se zvýšenými okraji
- s vyztuženými okraji

2.1.2 SPOJOVÁNÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ

Rozhodujícím faktorem bezporuchového provozu dopravního pásu je i jeho správné spojení. Nejdůležitějšími faktory při výběru technologie spojování jsou typ pásu a použitý výztužný materiál. Neméně důležitým faktorem je i místo, kde bude pás spojovaný.

V zásadě však lze pásy spojovat vulkanizací za tepla, vulkanizací za studena a mechanickým spojením. Nejpoužívanější technologií je vulkanizace za tepla. Vulkanizace za studena a mechanické spojení nachází svoje uplatnění hlavně v provozech, kde použití vulkanizace za tepla je technicky obtížné a pracné. [3]

2.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

„Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez.“ [2] V místě násypky se používají dopadové válečky (válečky s pružícími disky). V tomto místě jsou totiž válečky i ostatní části dopravníku vystaveny obzvlášť silnému dynamickému namáhání a pružící disky, díky jejich pružné deformaci, zmaří část energie padajícího materiálu. Ve vratné větvi mohou být použity diskové válečky, které jsou používány pro čištění dopravního pásu od zbytkového znečištění.

„Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Jejich účelem je podpírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev.“ [1] Pro horní větev se nejčastěji používají korýtkové válečkové stolice, které se skládají ze dvou, tří nebo více válečků. Dolní větev bývá nejčastěji jednoválečková, výjimečně dvouválečková. Existují také samostavné válečkové stolice, které pomáhají udržovat pás ve středu dopravníku v případech, kdy by mohlo nastat vychýlení pásu.

2.3 POHÁNĚCÍ STANICE

Poháněcí stanice bývá zpravidla umístěna tak, aby zatížená větev byla tažena. Vychází to z poznatků průběhu sil v pásu. Pro pohon pásových dopravníků jsou nejčastěji používány elektromotory s převodovkou. V současné době jsou také velmi rozšířené elektrobubny, které

mají poháněcí jednotku sdruženou do kompaktního celku a uloženou uvnitř poháněcího bubnu.

Pohon může být také vyřešen např. pomocí spalovacího motoru nebo vzduchového motoru. Pohon pomocí spalovacího motoru je v současnosti používán velmi zřídka. Využití najde v místech, kde není k dispozici elektrický proud. Vzduchový motor se používá na pohon pásových dopravníků pod zemí.

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Správným napnutím dopravního pásu se zajišťuje přenos sil z poháněcího bubnu na pás a omezuje se průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi. Proto je napínací zařízení nezbytnou součástí každého dopravníku.

Napínání můžeme rozlišovat [2]:

- tuhé (pomocí šroubů nebo ručních kladkostrojů)
- s konstantní napínací silou vyvozenou závažím
- s napínací silou regulovatelnou zpravidla automaticky pomocí pneumatického válce, elektrického vrátku nebo elektrohydraulicky

2.5 BUBNY

Bubny pásových dopravníků bývají buď lité nebo svařované a jsou dimenzovány v závislosti na vlastnostech každého dopravníku. Jejich povrch může být pogumován nebo obložen keramickým obložením, což zabraňuje prokluzování pásu a zajišťuje tak spolehlivý přenos hnacích sil.

2.6 ZAŘÍZENÍ NA ČISTĚNÍ PÁSU

„Z hlediska bezporuchového provozu pásových dopravníků má rozhodující význam čištění pásu od přilepeného materiálu. Zejména ve vratné větvi se po podpěrných válečcích odvaluje strana pásu, na které se před tím dopravoval materiál.“ [2]

V praxi se můžeme setkat s různými druhy stěračů pásu, které mohou být k pásu přitlačovány závažím, pružinou nebo ručně. Pás může být také čištěn spirálovými nebo diskovými válečky použitými ve vratné větvi.

2.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Součásti dopravníku, jako jsou bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínaní pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství, jsou uloženy na nosné konstrukci. Ta zachycuje statické a dynamické síly i reakce v místech jejího uložení. [2]

3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet pásového dopravníku byl proveden dle normy ČSN ISO 5048 [6].

3.1 ZADANÉ HODNOTY

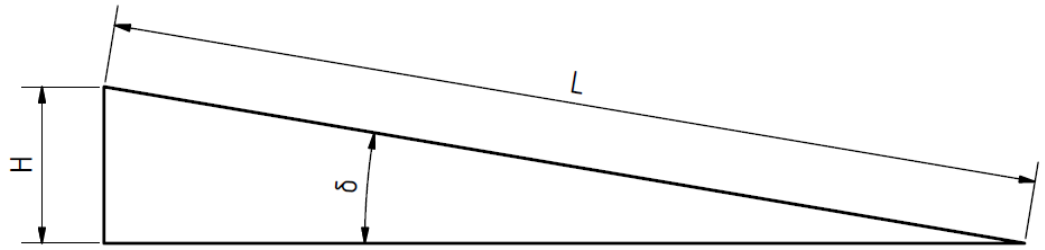
Dopravní výkon: $Q = 140\ 000\ \text{kg.h}^{-1}$

Osová vzdálenost přesypů: $L = 30\ \text{m}$

Výškový rozdíl: $H = 5\ \text{m}$

Dopravovaný materiál: hnědé uhlí

3.2 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 2 Sklon dopravníku

$$\sin\delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin\frac{H}{L} \tag{1}$$

$$\delta = \arcsin\frac{5}{30}$$

$$\delta = 9{,}6°$$

Dle literatury [1] je pro dopravovaný materiál maximální hodnota sklonu dopravníku s hladkým pásem rovna 18°. Vypočítaný úhel 9,6° tedy vyhovuje a bude použit hladký pás.

3.3 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU DOPRAVNÍKU

Jmenovitá rychlost pásu byla volena z doporučených hodnot rychlostí pro dopravovaný materiál dle literatury [1].

$$v = 2\ \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.4 SYPNÁ HMOTNOST A SYPNÝ ÚHEL DOPRAVOVANÉ HMOTY

Sypná hmotnost dopravované hmoty byla volena $\rho = 900$ kg. m^{-3} dle literatury [1].

Sypný úhel dopravované hmoty je také určen z literatury [1] a jeho hodnota je $\alpha = 20°$.

3.5 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$S_t = \frac{Q}{\rho \cdot v} \tag{2}$$

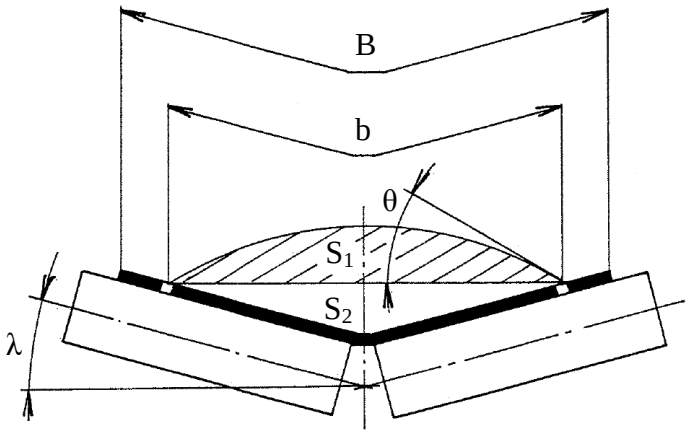
$$S_t = \frac{140000}{900 \cdot 2 \cdot 3600}$$

$$S_t = 0{,}022 \text{ m}^2$$

3.6 VOLBA VÁLEČKOVÉ STOLICE A PÁSU

Dle literatury [1] byly dle vypočítané hodnoty teoretického průřezu náplně pásu a sypného úhlu dopravované hmoty zvoleny dvouválečkové stolice s úhlem sklonu bočních válečků $\lambda = 20°$ a pás o šířce $B = 0{,}65\ m$.

3.7 SKUTEČNÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 3 Průřez náplně pásu [6]

$$S = S_1 + S_2 \tag{3}$$

$$S = 0{,}011 + 0{,}023$$

$$S = 0{,}034 \text{ m}^2$$

kde: S_1 [m^2] je průřez horní části náplně ... dle rovnice (4)
S_2 [m^2] - průřez dolní části náplně ... dle rovnice (7)

3.7.1 PRŮŘEZ HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_1 = (b \cdot \cos\lambda)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}\theta}{6} \tag{4}$$

$$S_1 = (0{,}535 \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 15}{6}$$

$$S_1 = 0{,}011 \text{ m}^2$$

kde: b [m] je využitelná ložná šířka pásu ... dle rovnice (5)
θ [°] - dynamický sypný úhel ... dle rovnice (6)

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0{,}9 \cdot B - 0{,}05 \tag{5}$$

$$b = 0{,}9 \cdot 0{,}65 - 0{,}05$$

$$b = 0{,}535 \text{ m}$$

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0{,}75 \cdot \alpha \tag{6}$$

$$\theta = 0{,}75 \cdot 20$$

$$\theta = 15°$$

3.7.2 PRŮŘEZ DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos\lambda\right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin\lambda\right) \tag{7}$$

$$S_2 = \left(\frac{0{,}535}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0{,}535}{2} \cdot \sin 20\right)$$

$$S_2 = 0{,}023 \text{ m}^2$$

3.8 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \tag{8}$$

$$I_V = 0{,}034 \cdot 2 \cdot 0{,}923$$

$$I_V = 0{,}063\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$$

kde: k $[-]$ je součinitel sklonu ... dle rovnice (9)

3.8.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \tag{9}$$

$$k = 1 - \frac{0{,}011}{0{,}034} \cdot (1 - 0{,}765)$$

$$k = 0{,}923$$

kde k_1 $[-]$ je součinitel korekce vrchlíku náplně pásu ... dle rovnice (10)

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \tag{10}$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 9{,}6 - \cos^2 15}{1 - \cos^2 15}}$$

$$k_1 = 0{,}765$$

3.9 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3600 \tag{11}$$

$$I_m = 0{,}063 \cdot 900 \cdot 3600$$

$$I_m = 204\ 982\ \mathrm{kg \cdot h^{-1}}$$

3.10 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Musí být splněna podmínka:

$$I_m \geq Q \tag{12}$$

$204\ 982\ \text{kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 140\ 000\ \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravované množství materiálu vyhovuje zadanému dopravnímu výkonu.

3.11 HLAVNÍ ODPORY

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

$$F_H = 0{,}02 \cdot 30 \cdot 9{,}81 \cdot [6{,}987 + 2{,}157 + (2 \cdot 6{,}5 + 28{,}47) \cdot \cos 9{,}6]$$

$$F_H = 294{,}394\ \text{N}$$

kde: f $[-]$ je globální součinitel tření ... volen dle normy [6] $f = 0{,}02$

g $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ - tíhové zrychlení ... $g = 9{,}81\ \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

q_{RO} $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku ... dle rovnice (14)

q_{RU} $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku ... dle rovnice (15)

q_B $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost 1 m dopravního pásu ... dle rovnice (16)

q_G $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost nákladu na 1 m délky pásu ... dle rovnice (17)

3.11.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot m_{ro} \cdot n_o + 2 \cdot m_{ri} \cdot n_i}{L} \tag{14}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 3{,}1 \cdot 28 + 2 \cdot 3{,}6 \cdot 5}{30}$$

$$q_{RO} = 6{,}987\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde: m_{ro} [kg] je hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku
... dle [12] $m_{ro} = 3{,}1$ kg
n_o [−] - počet válečkových stolic v horní větvi dopravníku
... dle konstrukce $n_o = 28$
m_{ri} [kg] - hmotnost rotujících částí dopadového válečku
... dle [13] $m_{ri} = 3{,}6$ kg
n_i [−] - počet válečkových stolic s dopadovými válečky
... dle konstrukce $n_i = 5$

3.11.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot m_{ru} \cdot n_u + 2 \cdot m_{rv} \cdot n_v}{L} \tag{15}$$

$$q_{RU} = \frac{2 \cdot 5{,}5 \cdot 9 + 2 \cdot 7{,}6 \cdot 2}{30}$$

$$q_{RU} = 2{,}157 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde: m_{ru} [kg] je hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku
... dle [14] $m_{ru} = 5{,}5$ kg
n_u [−] - počet válečkových stolic v dolní větvi dopravníku
... dle konstrukce $n_u = 9$
m_{rv} [kg] - hmotnost rotujících částí válečku v samostavné stolici
... dle [12] $m_{rv} = 7{,}6$ kg
n_v [−] - počet samostavných válečkových stolic ... dle konstrukce $n_v = 2$

3.11.3 HMOTNOST JEDNOHO METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = B \cdot m_p \tag{16}$$

$$q_B = 0{,}65 \cdot 10$$

$$q_B = 6{,}5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde: m_p [kg · m^{-2}] je hmotnost pásu ... dle [7] $m_p = 10$ kg · m^{-2}

3.11.4 HMOTNOST NÁKLADU NA JEDEN METR DÉLKY DOPRAVNÍKU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \tag{17}$$

$$q_G = \frac{0{,}063 \cdot 900}{2}$$

$$q_G = 28{,}47 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.12 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \tag{18}$$

$$F_N = 113{,}879 + 83{,}865 + 28{,}87 + 3{,}125$$

$$F_N = 229{,}738 \text{ N}$$

kde: F_{bA} [N] je odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování ... dle rovnice (19)

F_f [N] - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením násypky ... dle rovnice (20)

F_l [N] - odpor ohybu pásu na bubnech ... dle rovnice (23)

F_t [N] - odpor v ložiskách hnaného bubnu ... dle rovnice (24)

3.12.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \tag{19}$$

$$F_{bA} = 0{,}063 \cdot 900 \cdot (2 - 0)$$

$$F_{bA} = 113{,}879 \text{ N}$$

kde: v_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu

...volena $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3.12.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM NÁSYPKY

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot {I_V}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot {b_1}^2} \tag{20}$$

$$F_f = \frac{0{,}6 \cdot 0{,}063^2 \cdot 900 \cdot 9{,}81 \cdot 1}{\left(\frac{2 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0{,}503^2}$$

$$F_f = 83{,}865 \text{ N}$$

kde: μ_2 $[-]$ je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
... volen dle normy [6] $\mu_2 = 0{,}6$

l_b [m] - je urychlovací délka ... voleno $l_b = 1$ m dle rovnice (21)

b_1 [m] - světlá šířka bočního vedení ... dle rovnice (22)

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - {v_0}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \tag{21}$$

$$l_{b,min} = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}6}$$

$$l_{b,min} = 0{,}34 \text{ m}$$

kde: μ_1 $[-]$ je součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
... volen dle normy [6] $\mu_1 = 0{,}6$

Na základě vypočítané minimální urychlovací délky voleno $l_b = 1$ m.

SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda \tag{22}$$

$$b_1 = 0{,}535 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0{,}503 \text{ m}$$

3.12.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D} \tag{23}$$

$$F_l = 9 \cdot 0{,}65 \cdot \left(140 + 0{,}01 \cdot \frac{5000}{0{,}65}\right) \cdot \frac{0{,}0091}{0{,}4}$$

$$F_l = 28{,}87 \text{ N}$$

kde: F [N] je průměrný tah v pásu na bubnu ... voleno $F = 5\,000$ N

d [m] - tloušťka pásu ... dle [7] $d = 0{,}0091$ m

D [m] - průměr bubnu ... dle doporučení [7] a [8] voleno $D = 0{,}4$ m

3.12.4 ODPOR V LOŽISKÁCH HNANÉHO BUBNU

$$F_t = 0{,}005 \cdot \frac{d_0}{D} \cdot F \tag{24}$$

$$F_t = 0{,}005 \cdot \frac{0{,}05}{0{,}4} \cdot 5000$$

$$F_t = 3{,}125 \text{ N}$$

kde: d_0 [m] je průměr hřídele v ložisku ... voleno $d_0 = 0{,}05$ m

3.13 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon = 0 \text{ N} \tag{25}$$

kde: F_ε [N] je odpor vychýlených bočních válečků

Podle normy [6] se v tomto případě odpor vychýlení bočních válečků zanedbává.

3.14 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \tag{26}$$

$$F_{S2} = 20{,}966 + 180 + 0$$

$$F_{S2} = 200{,}966 \text{ N}$$

kde: F_{gL} [N] je odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením ... dle rovnice (27)

F_r [N] - odpor čističe pásu ... dle rovnice (28)

F_a [N] - odpor shrnovače pásu ... dle rovnice (30)

3.14.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot {I_V}^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot {b_1}^2} \quad (27)$$

$$F_{gL} = \frac{0{,}6 \cdot 0{,}063^2 \cdot 900 \cdot 9{,}81 \cdot 1}{2^2 \cdot 0{,}503^2}$$

$$F_{gL} = 20{,}966 \text{ N}$$

kde: l [m] je délka bočního vedení... voleno $l = 1$ m

3.14.2 ODPOR ČISTIČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (28)$$

$$F_r = 0{,}012 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0{,}3$$

$$F_r = 180 \text{ N}$$

kde: A [m^2] je dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu ... dle rovnice (29)

p [N · m^{-2}] - tlak mezi čističem pásu a pásem ... dle normy [6] $p = 5 \cdot 10^4$ N · m^{-2}

μ_3 [−] - součinitel tření mezi pásem a čističem pásu ... dle normy [6] $\mu_3 = 0{,}3$

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = W \cdot t_c \quad (29)$$

$$A = 0{,}6 \cdot 0{,}02$$

$$A = 0{,}012 \text{ m}^2$$

kde: W [m] je šířka čističe pásu... dle [18] $W = 0{,}6$ m

t_c [m] - tloušťka čističe pásu... dle [18] $t_c = 0{,}02$ m

3.14.3 ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU

$$F_a = 0 \text{ N} \tag{30}$$

Není zde použito shrnovače.

3.15 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \tag{31}$$

$$F_{St} = 28{,}47 \cdot 5 \cdot 9{,}81$$

$$F_{St} = 1\,395{,}966 \text{ N}$$

3.16 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \tag{32}$$

$$F_U = 294{,}394 + 229{,}738 + 0 + 200{,}966 + 1395{,}966$$

$$F_U = 2\,121{,}064 \text{ N}$$

3.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \tag{33}$$

$$P_A = 2121{,}064 \cdot 2$$

$$P_A = 4\,242 \text{ W}$$

3.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

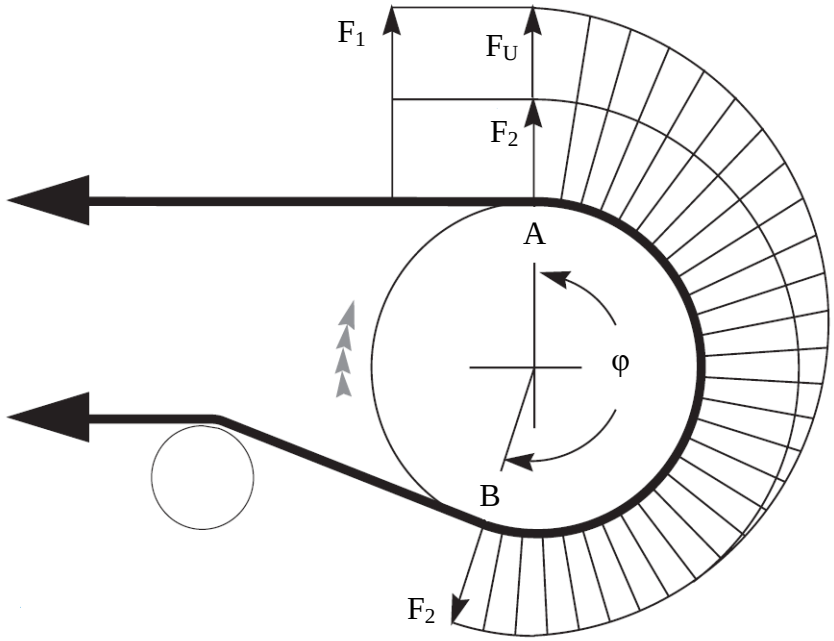
$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \tag{34}$$

$$P_M = \frac{4242}{0{,}95}$$

$$P_M = 4\,465 \text{ W}$$

kde: η_1 $[-]$ je účinnost motoru ... dle [6] a [17] voleno $\eta_1 = 0{,}95$

3.19 SÍLY V PÁSU



Obr. 4 Tahové síly působící v pásu [8]

3.19.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{U,max} = \xi \cdot F_U \tag{35}$$

$$F_{U,max} = 1{,}6 \cdot 2121{,}064$$

$$F_{U,max} = 3\ 393{,}7\ \text{N}$$

kde: ξ $[-]$ je součinitel rozběhu ... volen dle normy [6] $\xi = 1{,}6$

3.19.2 POTŘEBNÝ TAH V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

$$F_{2,min} \geq F_{U,max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \tag{36}$$

$$F_{2,min} \geq 3393{,}7 \cdot \frac{1}{e^{0{,}3 \cdot 3{,}23} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 2\ 076{,}4\ \text{N}$$

kde: e [−] je základ přirozených logaritmů

μ [−] - součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem

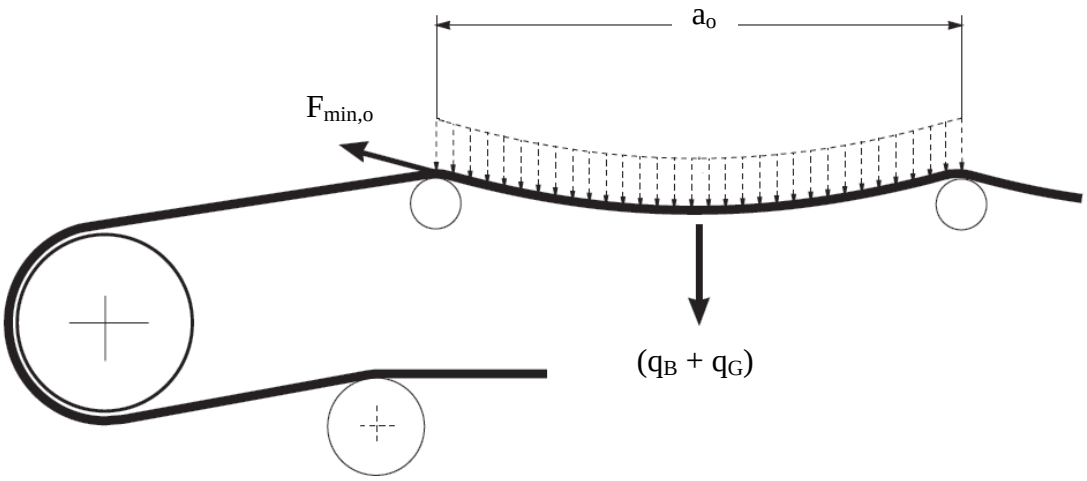
... dle normy [6] $\mu = 0{,}3$

φ [rad] - úhel opásání poháněcího bubnu

... dle konstrukce zvoleno $\varphi = 185° = 3{,}23$ rad

3.19.3 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV



Obr. 5 Průvěs pásu v horní větvi [8]

$$F_{min,o} \geq \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \tag{37}$$

$$F_{min,o} \geq \frac{0{,}95 \cdot (6{,}5 + 28{,}47) \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}02}$$

$$F_{min,o} \geq 2\,036{,}2 \text{ N}$$

kde: a_o [m] je rozteč horních válečkových stolic

... dle konstrukce a doporučení [8] voleno $a_o = 0{,}95$ m

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ [−] - dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi

... dle [6] a [8] $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0{,}02$

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{min,u} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \tag{38}$$

$$F_{min,u} \geq \frac{2{,}82 \cdot 6{,}5 \cdot 9{,}81}{8 \cdot 0{,}02}$$

$$F_{min,u} \geq 1\,123{,}5 \text{ N}$$

kde: a_u [m] je rozteč dolních válečkových stolic

... dle konstrukce a doporučení [8] voleno $a_u = 2{,}82$ m

3.19.4 TAH V PÁSU VE VĚTVI NABÍHAJÍCÍ NA BUBEN

$$F_1 = F_{U,max} \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1\right) \tag{39}$$

$$F_1 = 3393{,}7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0{,}3 \cdot 3{,}23} - 1} + 1\right)$$

$$F_1 = 5\,470{,}1 \text{ N}$$

3.19.5 TAH V PÁSU VE VĚTVI SBÍHAJÍCÍ Z BUBNU

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} \tag{40}$$

$$F_2 = \frac{5470{,}1}{e^{0{,}3 \cdot 3{,}23}}$$

$$F_2 = 2076{,}4 \text{ N}$$

3.19.6 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 = 5\,470{,}1 \text{ N} \tag{41}$$

3.19.7 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna podmínka:

$$F_{Dp} \geq F_{max} \tag{42}$$

$26\,000 \text{ N} \geq 5\,470{,}1 \text{ N}$

kde: F_{Dp} [N] je maximální dovolená tahová síla v pásu ... dle rovnice (43)

Navržený pás vyhovuje.

MAXIMÁLNÍ DOVOLENÁ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \tag{43}$$

$F_{Dp} = 40 \cdot 0{,}65 \cdot 10^3$

$F_{Dp} = 26\,000 \text{ N}$

kde: R_{mp} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] je dovolené namáhání pásu v tahu ... dle [7] $R_{mp} = 40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

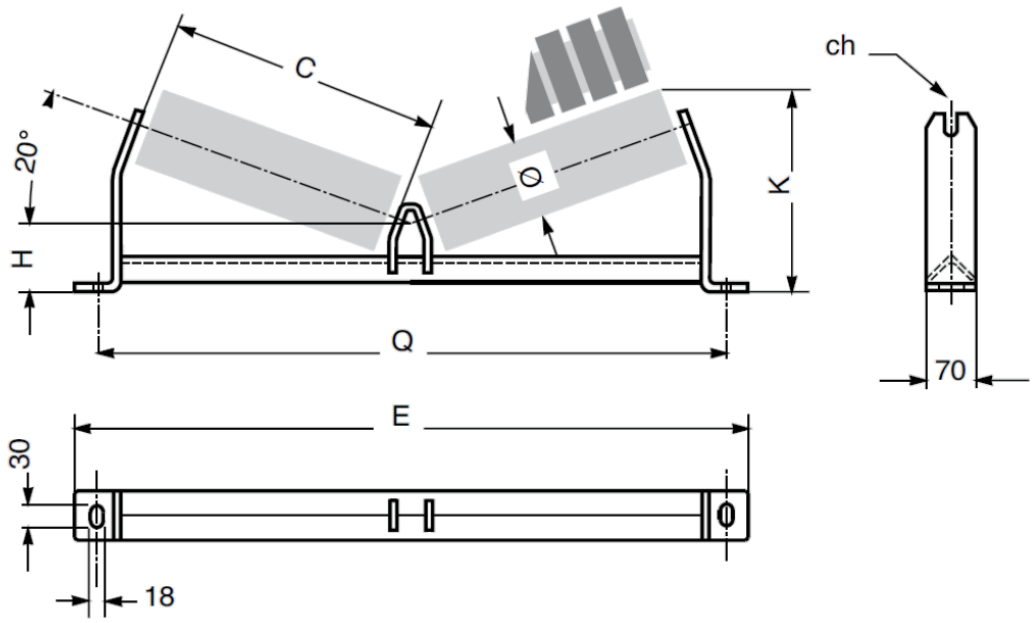
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

4.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Všechny válečkové stolice spolu s válečky byly vybrány ze sortimentu firmy Rulmeca. Tato firma patří mezi největší světové dodavatele válečků, válečkových stolic, bubnů, elektrobubnů a dalšího příslušenství pásových dopravníků.

4.1.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE V HORNÍ VĚTVI

Na základě výpočtů byla pro horní větev dopravníku vybrána dvouválečkové stolice s označením A2 S-20° [9]. Rozteč stolic byla volena dle doporučení [8] a podle konstrukce. Zvolená rozteč stolic v horní větvi je 0,95 m a v dopadové části pod násypkou 0,5 m.



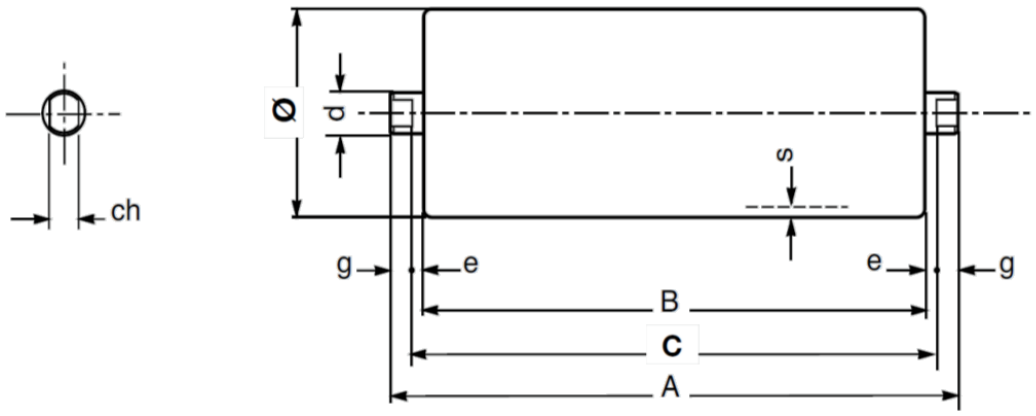
Obr. 6 Válečková stolice pro horní větev [9]

Tab. 1 Rozměry válečkové stolice pro horní větev [9]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]
	C	ch	H	K	Q	E	
650	388	14	95	285	890	950	5,6

4.1.2 VÁLEČKY PRO HORNÍ VĚTEV

V celé horní větvi, kromě oblasti nakládání materiálu, jsou použity hladké válečky s označením PSV1 89N [12].

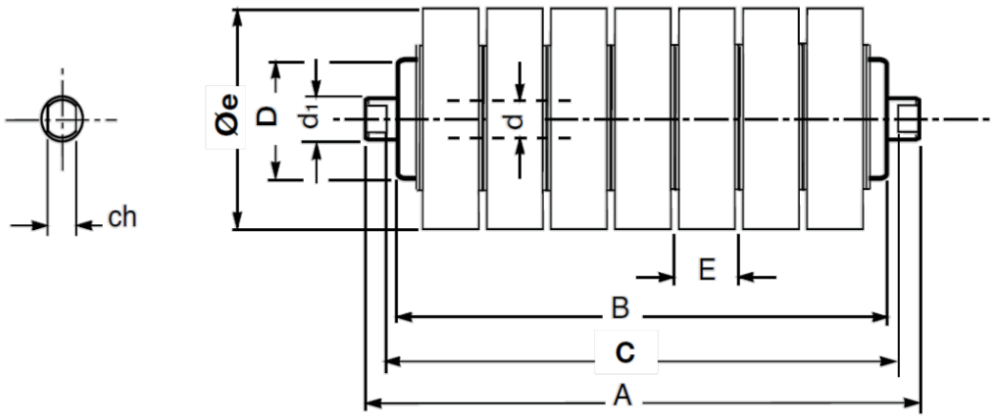


Obr. 7 Hladký váleček pro horní větev [12]

Tab. 2 Rozměry hladkého válečku pro horní větev [12]

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]	
Ø	d	ch	s	e	g	B	C	A	rotujících částí	celková
89	20	14	3	4	9	380	388	406	3,1	4,1

V oblasti nakládání materiálu jsou použity dopadové válečky s označením PSV1 89NA [13]. Tyto válečky jsou použity pro snížení dynamických účinků dopadajícího materiálu.



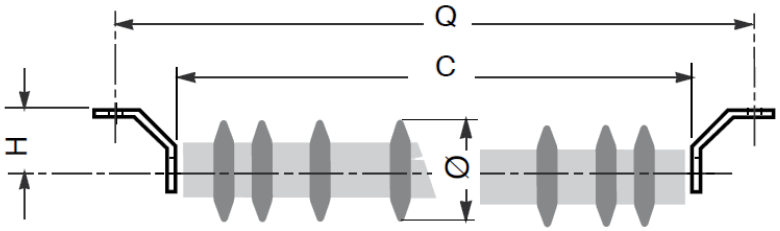
Obr. 8 Dopadový váleček v oblasti nakládání [13]

Tab. 3 Rozměry dopadového válečku v oblasti nakládání [13]

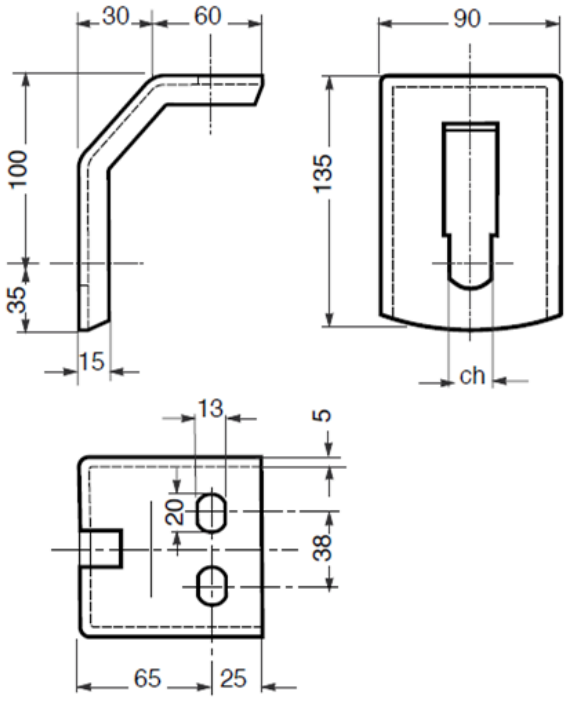
Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]	
Øe	D	d	d_1	ch	E	B	C	A	rotujících částí	celková
89	63	20	20	14	35	380	388	406	3,6	4,8

4.1.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE V DOLNÍ VĚTVI

Ve vratné větvi, kromě krajních válečkových stolic, byly zvoleny jednoválečkové stolice s označením SPT 1490 [10]. Jedná se v podstatě o dva držáky, ve kterých je nasunut váleček vratné větve. Rozteč stolic je opět volena dle doporučení [8] a podle konstrukce. Její hodnota činí 2,82 m.



Obr. 10 Válečková stolice pro dolní větev [10]

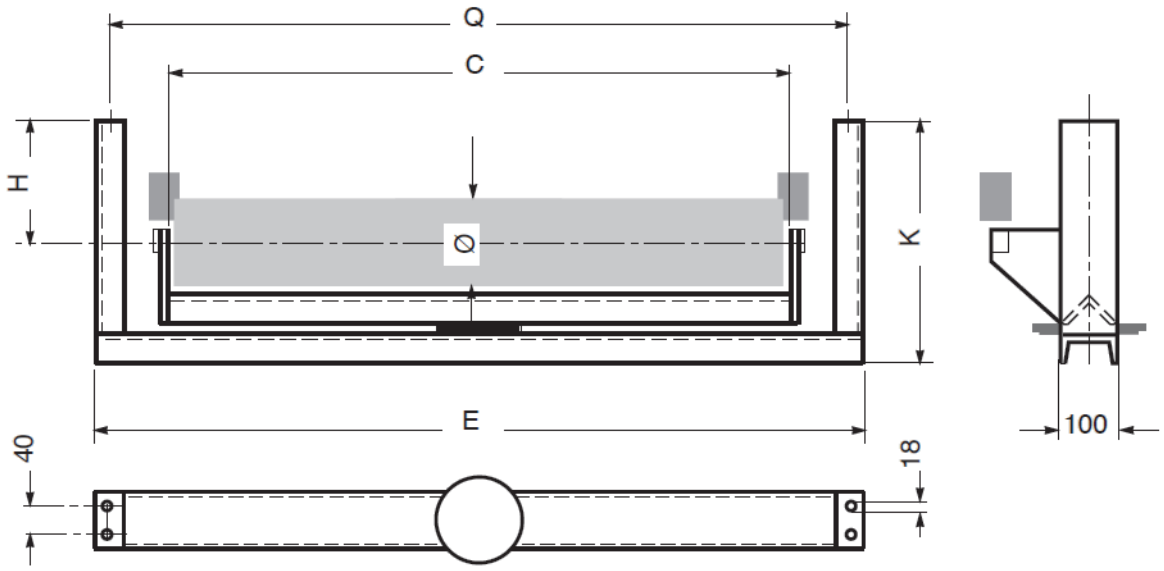


Obr. 9 Držák válečku v dolní větvi [10]

Tab. 4 Rozměry válečkové stolice pro dolní větev [10]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]				Hmotnost [kg]
	C	ch	H	Q	
650	758	14	100	890	1,5

Na krajích dolní větve u hnacího a hnaného bubnu jsou použity samostavné jednoválečkové stolice s označením Q1L [11]. Tyto stolice pomáhají udržovat pás ve středu dopravníku v případech, kdy by mohlo nastat vychýlení pásu. Nosník válečkové stolice, na kterém je umístěn váleček, je upevněn na otočném kruhu (velké ložisko), který umožňuje natáčení. Toto natáčení je omezeno na 5° ÷ 8°.



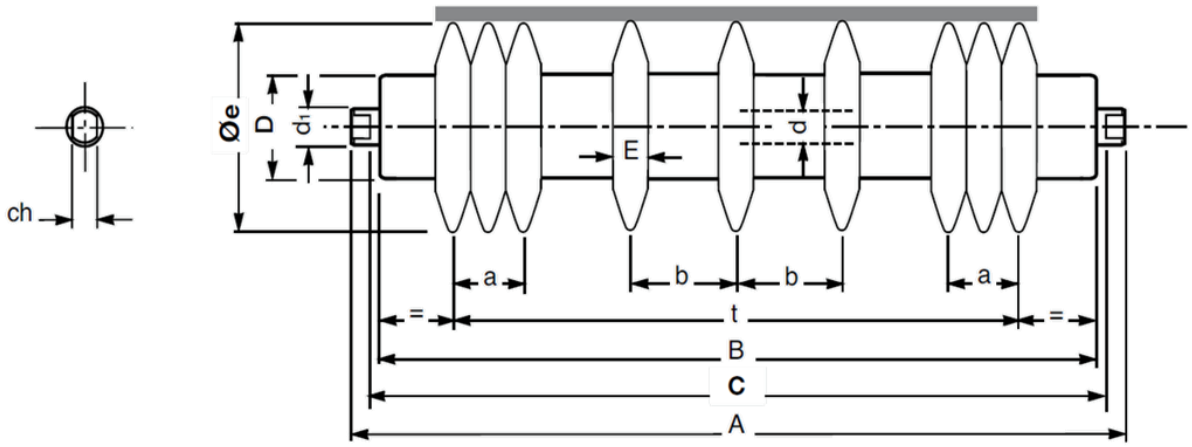
Obr. 11 Samostavná válečková stolice v dolní větvi [11]

Tab. 5 Rozměry samostavné válečkové stolice v dolní větvi [11]

Šířka pásu [mm]	Rozměry [mm]						Hmotnost [kg]
	C	ch	H	K	Q	E	
650	758	14	70	267	890	950	25,9

4.1.4 VÁLEČKY PRO DOLNÍ VĚTEV

V celé dolní větvi, kromě válečků v samostavné válečkové stolici, jsou použity diskové válečky s označením PSV1 108NG [14]. Jejich konstrukce minimalizuje poškození pásu nahromaděným materiálem a čistí dopravní pás od zbytkového znečištění.

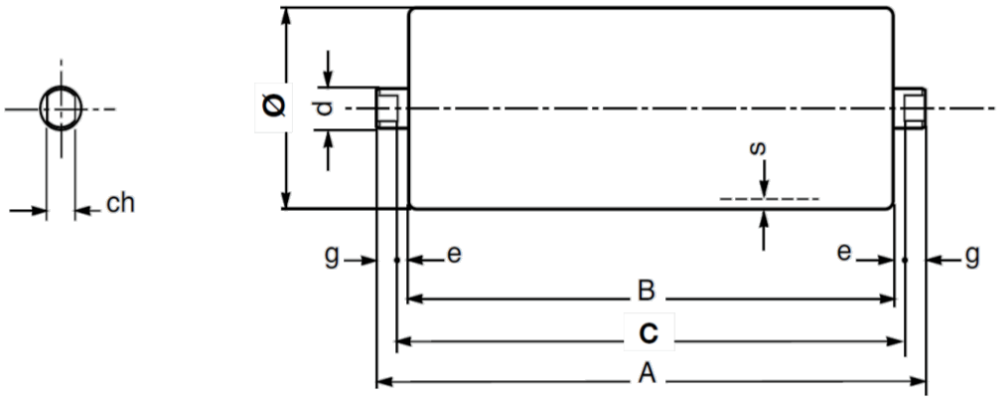


Obr. 12 Diskový váleček pro dolní větev [14]

Tab. 6 Rozměry diskového válečku pro dolní větev [14]

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]	
Øe	D	d	d_1	ch	a	b	t	E	B	C	A	rotujících částí	celková
108	63	20	20	14	50	125	600	25	750	758	776	5,5	7,4

V samostavných válečkových stolicích jsou použity hladké válečky s označením PSV1 108N [12].



Obr. 13 Hladký váleček v samostavné stolici [12]

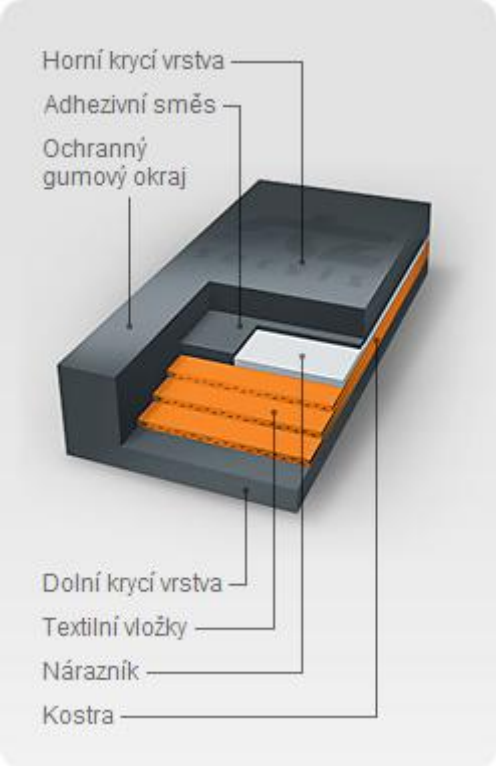
Tab. 7 Rozměry hladkého válečku v samostavné stolici [12]

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]	
Ø	d	ch	s	e	g	B	C	A	rotujících částí	celková
108	20	14	3,5	4	9	750	758	776	7,6	9,5

4.2 DOPRAVNÍ PÁS

Pro tento dopravník byl zvolen dopravní pás od firmy Matador. Společnost Matador má dlouholeté bohaté zkušenosti ve výrobě dopravních pásů a řadí se mezi přední evropské výrobce.

Byl zvolen pryžový pás pro všeobecné použití (typ Z) pod označením TransBelt [7]. Kostra zvoleného pásu je tvořena třemi textilnímu vložkami z polyesterových tkanin. Nosná kostra je chráněna krycími vrstvami kategorie AA, která je určena pro přepravu velmi abrazivního sypkého a zrnitého materiálu. Tento typ krycí vrstvy se také vyznačuje zvýšenou odolností vůči otěru. Podrobné údaje jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 14 Struktura dopravního pásu [7]

Tab. 8 Údaje o zvoleném dopravním pásu [7]

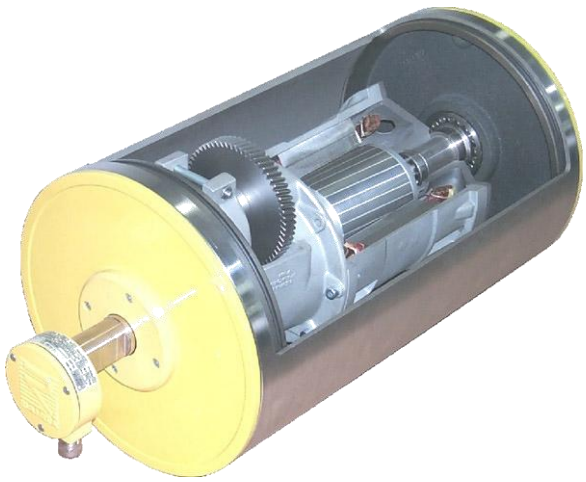
Dopravní pás EP 400/3 4+2 Z AA		
Pevnost v tahu	[N.mm^{-1}]	400
Dovolené namáhaní v tahu	[N.mm^{-1}]	40
Počet vložek	[-]	3
Tloušťka krycích vrstev	[mm]	4+2
Šířka pásu	[mm]	650
Tloušťka pásu	[mm]	9,1
Hmotnost pásu	[kg.m^{-2}]	10
Min. průměr hnacího bubnu	[mm]	315
Provozní teplota	[°C]	-25 až +60

4.3 POHÁNĚCÍ STANICE

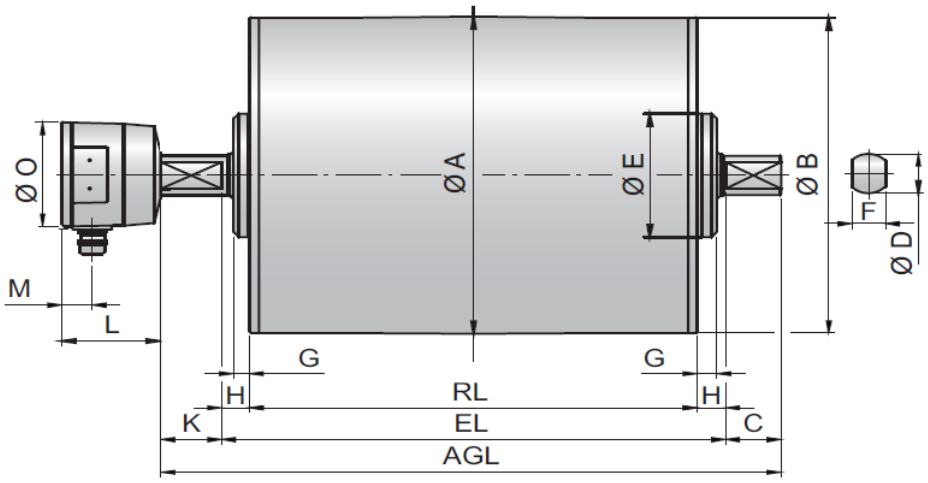
Podle vypočítaného potřebného výkonu byl zvolen k pohonu dopravníku elektrobuben od firmy Rulmeca. Vybrán byl elektrobuben typu 400M [16] o výkonu 5,5 kW s kroutícím momentem 528 Nm, který odpovídá zvolené rychlosti pásu 2 m.s^{-1}. Dle doporučení [7] a [8] byl zvolen průměr bubnu 400 mm. Povrch bubnu bude pogumován, což zabraňuje prokluzování pásu na bubnu a zajišťuje tak spolehlivý přenos hnacích sil.

Mezi hlavní přednosti tohoto pohonu patří snadná a rychlá montáž a demontáž, minimální požadavky na prostor z důvodu umístění poháněcí jednotky uvnitř poháněcího bubnu. Dále vysoká účinnost, nízká poruchovost, dlouhá životnost a úspora energie o 30% oproti klasické koncepci elektropohonu.

Rozměry zvoleného elektrobubnu jsou uvedeny v tab. 9.



Obr. 15 Řez elektrobubnem Rulmeca [16]

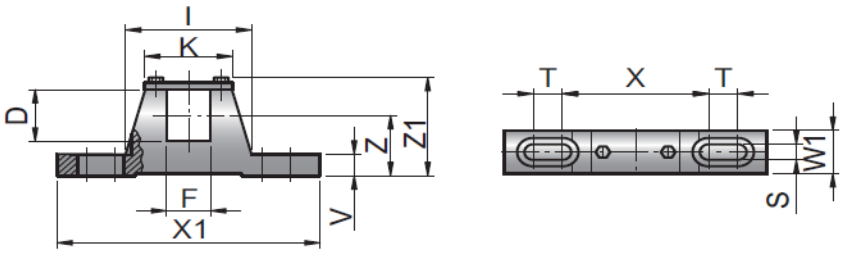


Obr. 16 Elektrobuben 400M [16]

Tab. 9 Rozměry elektrobubnu 400M [16]

Rozměry [mm]														
RL	EG	AGL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	O
750	800	900	404	400	50	60	194	45	23	25	50	131	46	165

Elektrobuben je přišroubován ke konstrukci dopravníku pomocí kotvících závěsů přímo od výrobce elektrobubnu [16].



Obr. 17 Kotvící závěsy elektrobubnu [16]

Tab. 10 Rozměry kotvících závěsů elektrobubnu [16]

Rozměry [mm]											
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1
60	45	132	90	18	30	25	50	150	270	70	115

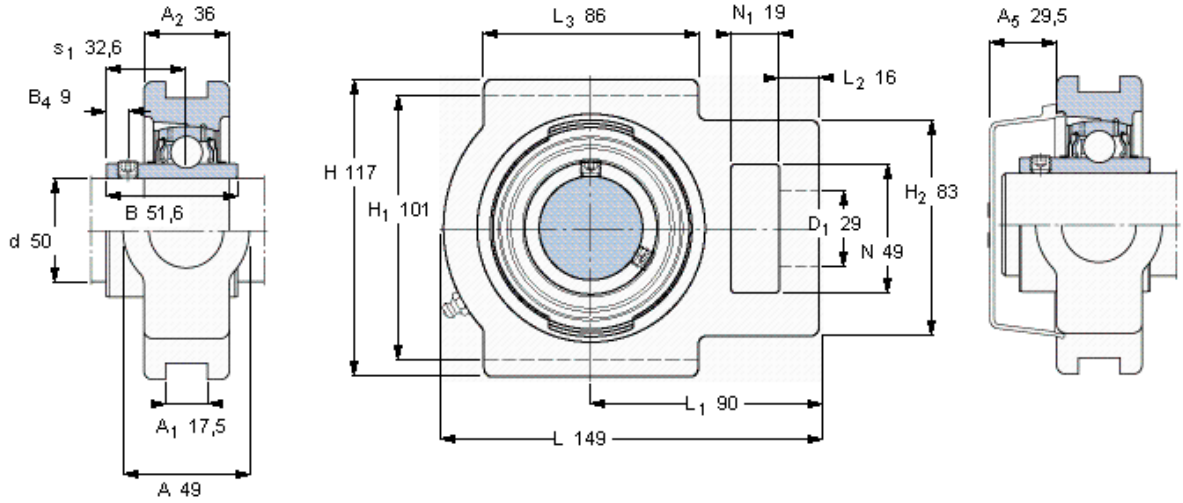
4.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

V mém případě bylo zvoleno napínání pásu pomocí dvou šroubů. Pro nastavení správného předpětí jsou použity dvě tlačné pružiny. Tyto pružiny jsou umístěny na trnu, na kterém je barevně vyznačen pracovní rozsah pružiny. Pracovní rozsah pružiny je vyznačen zelenou barvou. Pokud se bude pružina blížit ke konci pracovního rozsahu, objeví se žlutá barva. V takovém případě je vhodné opět dotáhnout šrouby. Pokud by se tak nestalo, objeví se, po překročení žluté barvy, barva červená. Aby nedošlo k přílišnému předpětí, je červeně nalakován i druhý konec trnu. Z bezpečnostního hlediska jsou na koncích trnů přišroubovány matice, které zabraňují, při náhlém prasknutí pásu, vyletění pružiny z trnu a tím chrání osoby v blízkosti dopravníku od případného zranění.

Obrázek konstrukčního řešení napínacího zařízení je umístěn v příloze.

4.4.1 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Pro uložení hnaného bubnu jsou použity dvě napínací ložiskové jednotky od firmy SKF s označením TU 50 TF [20]. Napínací zařízení posouvá tyto ložiskové jednotky usazené ve vodících lištách a tím dochází k nastavení potřebné napínací síly pásu. Vodící lišty jsou bodově přivařeny k U profilům, které jsou součástí rámu stroje.



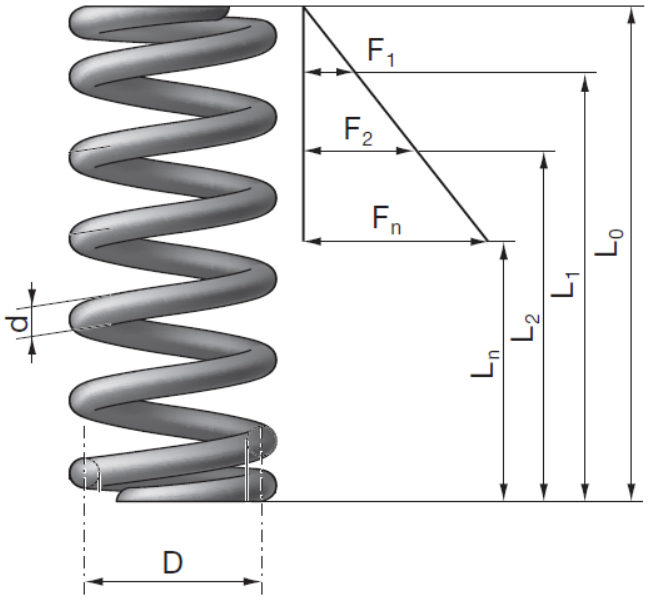
Obr. 18 Napínací ložisková jednotka SKF TU 50 TF [20]

Tab. 11 Údaje o zvolené ložiskové jednotce [20]

Ložisková jednotka	Těleso	Ložisko	Základní hodnoty zatížení [kN]	
			dynamické C	statické C_0
TU 50 TF	TU 510 M	YAR 210-2F	35,1	23,2

4.4.2 NAPÍNACÍ PRUŽINA

Pro napínání jsou zvoleny dvě tlačné pružiny od firmy Hennlich [19].



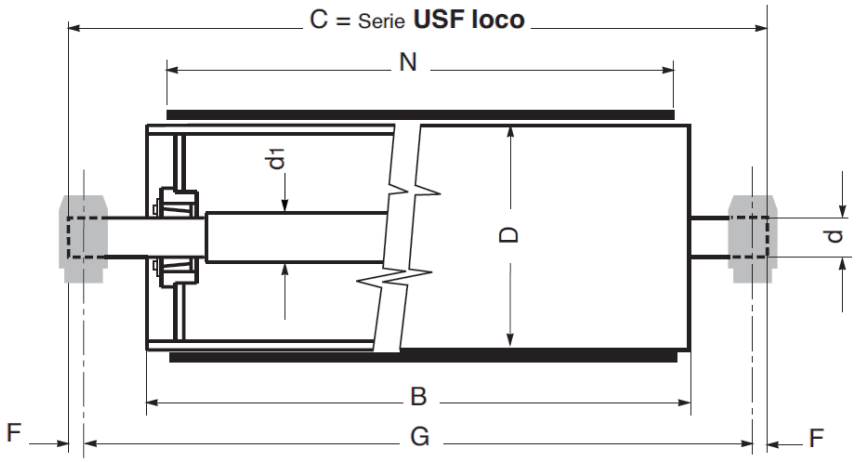
Obr. 19 Tlačná pružina Hennlich [19]

Tab. 12 Údaje o zvolené pružině [19]

Tlačná pružina Hennlich			
Průměr drátu	[mm]	d_p	9
Střední průměr pružiny	[mm]	D_p	39,7
Délka pružiny ve stavu volném	[mm]	L_0	252
Délka pružiny ve stavu plně zatíženém	[mm]	L_n	167,7
Počet činných závitů	[-]	n	15
Celkový počet závitů	[-]	n_t	16
Tuhost pružiny	[N.mm^{-1}]	k_p	67,3
Síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém	[N]	F_{pn}	5672

4.4.3 HNANÝ BUBEN

Hnaný buben byl zvolen z katalogu firmy Rulmeca. Byl zvolen buben konstrukčně takový, který je určen pro napínání pásu a je uložen v napínacích ložiskových jednotkách. V katalogu je označován jako USF [15].



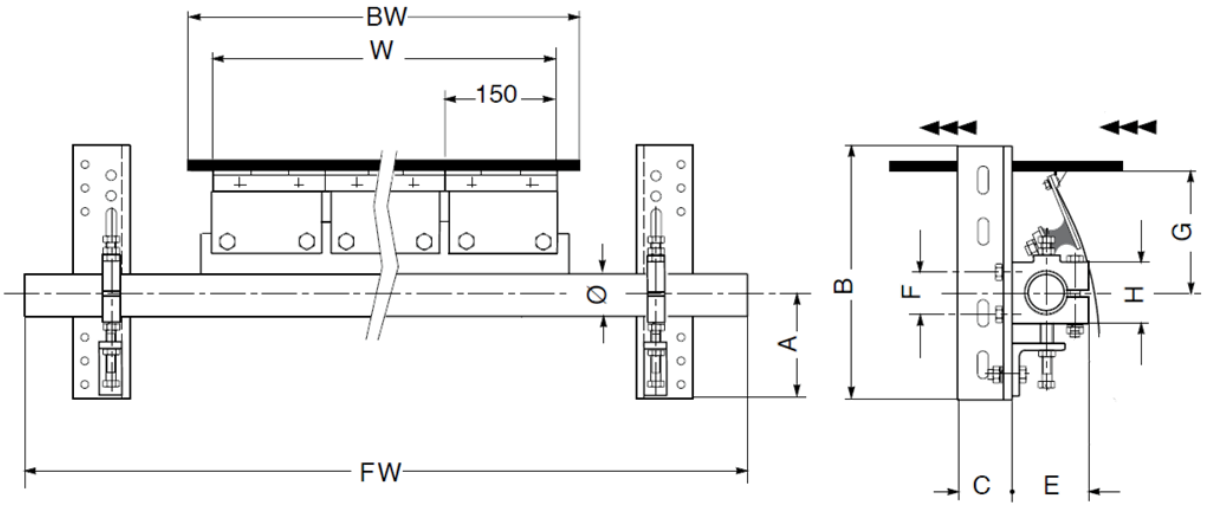
Obr. 20 Hnaný buben [15]

Tab. 13 Rozměry hnaného bubnu [15]

Rozměry [mm]								Hmotnost [kg]
N	D	B	d	C	d_1	F	G	
650	400	750	50	960	65	25	910	100

4.5 ČISTIČ PÁSU

K čištění pásu je použit stěrač pásu od firmy Rulmeca typu P [18]. Tento stěrač je složen z více škrabek namontovaných nezávisle na pružných podporách. Toto řešení zajišťuje nepřetržité a efektivní čištění pásu.



Obr. 21 Stěrač pásu [18]

Tab. 14 Rozměry stěrače pásu [18]

Rozměry [mm]											
BW	W	FW	A min.	A max.	B	C	Ø	E	F	G	H
650	600	1200	120	200	320	70	54	98	56	154	80

4.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

4.6.1 NOSNÝ RÁM

Pro rám dopravníku byla navržena příhradová konstrukce z válcovaných ocelových profilů U a L. Hlavním nosníkem příhradové konstrukce je profil U 160/A, na kterém jsou umístěny jak válečkové stolice horní větve, tak válečkové stolice dolní větve. Na koncích U profilů jsou navařeny patky, pomocí kterých se jednotlivé profily k sobě přišroubují.

Aby byla zabezpečena požadovaná rozteč mezi profily U 160/A, budou na pár místech navařeny výztuhy z profilu U 65/A. Z důvodu zmenšení průhybů rámu mezi stojinami, je hlavní nosník zpevněn příhradovou konstrukcí z L profilů. Konkrétně byl použit profil L 50x50x6 a v podélném směru dopravníku profil L 70x70x7.

Toto řešení, včetně způsobu spojení jednotlivých segmentů, je zobrazeno v příloze.

4.6.2 STOJINY

Rám dopravníku je podpírán celkem třemi stojinami, které jsou k nosnému rámu přišroubovány osmi šrouby. Stojiny jsou tvořeny profily U220/A a vyztuženy jsou příhradovou konstrukcí složenou z čtvercových trubek TR 4HR 100x5 a TR 4HR 80x5. Pro větší stabilitu se stojiny směrem dolů mírně rozšiřují a u posledních dvou stojin je provedeno zavětrování, pro zpevnění dopravníku v podélném směru, pomocí vzpěr složených ze svařených trubek.

4.7 NÁSYPKA

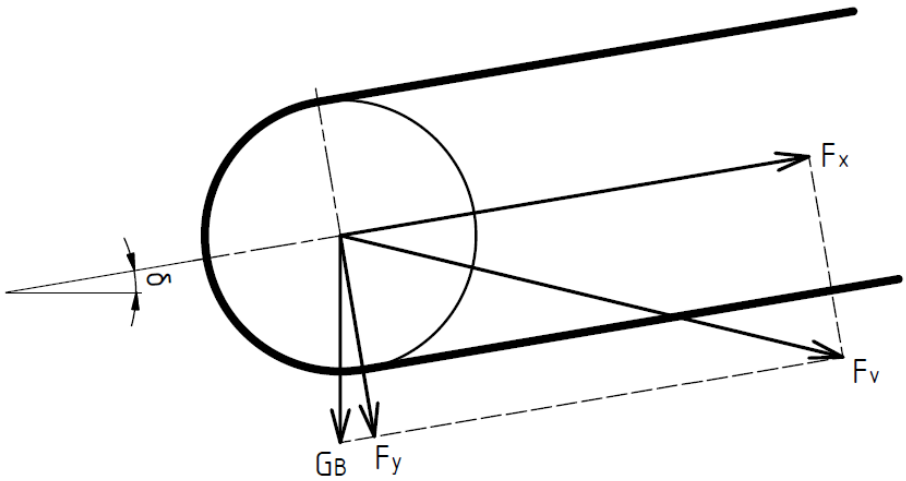
Navržená násypka je tvořena plechy spojenými do vhodného tvaru. Násypka je dlouhá jeden metr a součástí násypky je boční vedení o délce také jeden metr. Boční vedení slouží k usměrnění dopravovaného materiálu na pásu. Násypka je ve spodní části zúžena na požadovanou šířku a opatřena pásy pryže, pro zamezení kontaktu plechů násypky a dopravního pásu.

Provedené konstrukční řešení je opět zobrazeno v příloze.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HNANÉHO BUBNU

Byl proveden zjednodušující pevnostní výpočet, který je doporučován výrobcem bubnu [8]. Pokud bude výpočet splňovat dané podmínky, lze zvolený buben použít.



Obr. 22 Rozbor sil působících na osu hnaného bubnu

5.1.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY X

$$F_x = F_C - G_B \cdot \sin \delta \tag{44}$$

$$F_x = 7546{,}5 - 981 \cdot \sin 9{,}6$$

$$F_x = 7\,383{,}1 \text{ N}$$

kde: F_C [N] je celková síla namáhající buben ... dle rovnice (45)

G_B [N] - tíhová síla bubnu ... dle rovnice (46)

CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \tag{45}$$

$$F_C = 5470{,}1 + 2076{,}4$$

$$F_C = 7\,546{,}5 \text{ N}$$

TÍHOVÁ SÍLA BUBNU

$$G_B = m_B \cdot g \tag{46}$$

$$G_B = 100 \cdot 9{,}81$$

$$G_B = 981 \text{ N}$$

kde: m_B [kg] je hmotnost bubnu ... dle [15] $m_B = 100$ kg

5.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY Y

$$F_y = G_B \cdot \cos\delta \tag{47}$$

$$F_y = 981 \cdot \cos 9{,}6$$

$$F_y = 966{,}9 \text{ N}$$

5.1.3 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OSU HNANÉHO BUBNU

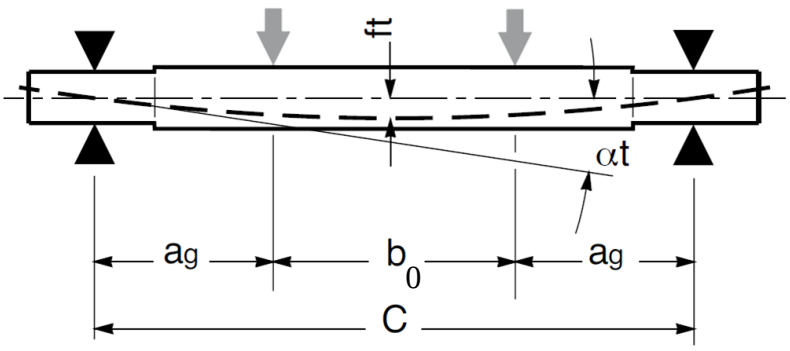
$$F_V = \sqrt{{F_x}^2 + {F_y}^2} \tag{48}$$

$$F_V = \sqrt{7383{,}1^2 + 966{,}9^2}$$

$$F_V = 7\,446{,}1 \text{ N}$$

5.1.4 KONTROLA DEFORMACÍ HŘÍDELE

Celý výpočet proveden podle [8].



Obr. 23 Zobrazení průhybu a úhlu natočení střednice hřídele [8]

5.1.5 PRŮHYB HŘÍDELE

$$ft = \frac{\frac{F_V}{2} \cdot a_g}{24 \cdot E \cdot J_0} \cdot \left[3 \cdot \left(b_0 + 2 \cdot a_g\right)^2 - 4 \cdot {a_g}^2\right] \tag{49}$$

$$ft = \frac{\frac{7446{,}1}{2} \cdot 100}{24 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 876240{,}5} \cdot [3 \cdot (710 + 2 \cdot 100)^2 - 4 \cdot 100^2]$$

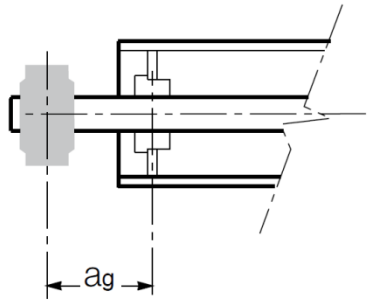
$$ft = 0{,}206 \text{ mm}$$

kde: a_g [mm] je vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu ... $a_g = 100$ mm

E [MPa] - modul pružnosti v tahu ... $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ MPa

J_0 [mm^4] - kvadratický moment průřezu hřídele ... dle rovnice (50)

b_0 [mm] - vzdálenost mezi podpěrami pláště bubnu ... $b_0 = 710$ mm



Obr. 24 Zobrazení vzdálenosti a_g [8]

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU HŘÍDELE

$$J_0 = \frac{\pi \cdot {D_0}^4}{64} \tag{50}$$

$$J_0 = \frac{\pi \cdot 65^4}{64}$$

$$J_0 = 876\,240{,}5 \text{ mm}^4$$

kde: D_0 [mm] je průměr hřídele ... $D_0 = 65$ mm

5.1.6 KONTROLA PRŮHYBU HŘÍDELE

Musí být splněna podmínka dle [8]:

$$ft \leq \frac{C}{2000} \tag{51}$$

$0{,}206 \text{ mm} \leq 0{,}455 \text{ mm}$

kde: C [mm] je vzdálenost mezi středy ložisek ... dle [15] $C = 910$ mm

Průhyb hřídele vyhovuje meznímu stavu.

5.1.7 ÚHEL NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

$$\alpha t = \frac{\frac{F_V}{2}}{2 \cdot E \cdot J_0} \cdot a_g \cdot \left(C - a_g\right) \tag{52}$$

$$\alpha t = \frac{\frac{7446{,}1}{2}}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 876240{,}5} \cdot 100 \cdot (910 - 100)$$

$\alpha t = 0{,}00082 \text{ rad}$

5.1.8 KONTROLA ÚHLU NATOČENÍ STŘEDNICE HŘÍDELE

Musí být splněna podmínka dle [8]:

$$\alpha t \leq \frac{1}{500} \tag{53}$$

$0{,}00082 \text{ rad} \leq 0{,}002 \text{ rad}$

Úhel natočení střednice hřídele vyhovuje meznímu stavu.

5.2 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Údaje o zvolené pružině viz kap. 4.4.2.

5.2.1 POTŘEBNÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA PRUŽINY

$$F_p = \frac{F_C}{2} \tag{54}$$

$$F_p = \frac{7546{,}5}{2}$$

$$F_p = 3\ 773{,}3\ \text{N}$$

5.2.2 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY K VYVOZENÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY

$$y_p = \frac{F_p}{k_p} \tag{55}$$

$$y_p = \frac{3773{,}3}{67{,}3}$$

$$y_p = 56{,}1\ \text{mm}$$

kde: k_p [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] je tuhost pružiny ... dle [19] $k_p = 67{,}3\ \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$

5.2.3 STLAČENÍ PRUŽINY VE STAVU PLNĚ ZATÍŽENÉM

$$y_n = \frac{F_{pn}}{k_p} \tag{56}$$

$$y_n = \frac{5672}{67{,}3}$$

$$y_n = 84{,}3\ \text{mm}$$

kde: F_{pn} [N] je síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém
... dle [19] $F_{pn} = 5672\ \text{N}$

5.2.4 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDU ZÁVITŮ

$$L_e = d_p \cdot n_t \tag{57}$$

$$L_e = 9 \cdot 16$$

$$L_e = 144 \text{ mm}$$

kde: d_p [mm] je průměr drátu pružiny ... dle [19] $d_p = 9$ mm
n_t [−] - celkový počet závitů ... dle [19] $n_t = 16$

5.3 KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

Výpočet proveden dle literatury [4].

5.3.1 TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{pn}}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot \left({d_s}^2 - {D_1}^2\right)} \tag{58}$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 5672}{\frac{21{,}5}{3} \cdot \pi \cdot (24^2 - 20{,}752^2)}$$

$$p_z = 6{,}93 \text{ MPa}$$

kde: m [mm] je výška matice ... dle [4] $m = 21{,}5$ mm
P [mm] - rozteč závitu ... dle [4] $P = 3$ mm
d_s [mm] - velký průměr závitu šroubu ... dle [4] $d_s = 24$ mm
D_1 [mm] - malý průměr závitu matice ... dle [4] $D_1 = 20{,}752$ mm

5.3.2 KONTROLA ŠROUBU NA OTLAČENÍ

Musí být splněna podmínka:

$$p \leq p_D \tag{59}$$

$6{,}93 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$

kde: p_D [MPa] je dovolený tlak v závitech
... dle [4] pro zvolenou pevnostní třídu šroubu 5.8 je $p_D = 90$ MPa

Namáhání napínacího šroubu vyhovuje na otlačení.

5.4 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA VZPĚR

Výpočet proveden dle literatury [5].

5.4.1 REDUKOVANÁ DÉLKA PRUTU

$$l_{red} = \frac{l_s}{\sqrt{2}} \tag{60}$$

$$l_{red} = \frac{1100}{\sqrt{2}}$$

$$l_{red} = 777{,}8 \text{ mm}$$

kde: l_s [mm] je délka závitové tyče ... dle konstrukce $l_s = 1\,100$ mm

5.4.2 POLOMĚR SETRVAČNOSTI

$$i = \sqrt{\frac{J_s}{S_s}} \tag{61}$$

$$i = \sqrt{\frac{8367{,}2}{324{,}3}}$$

$$i = 5{,}08 \text{ mm}$$

kde: J_s [mm^4] je kvadratický moment průřezu závitové tyče ... dle rovnice (62)

S_s [mm^2] - plocha průřezu závitové tyče ... dle rovnice (63)

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$J_s = \frac{\pi \cdot {d_3}^4}{64} \tag{62}$$

$$J_s = \frac{\pi \cdot 20{,}319^4}{64}$$

$$J_s = 8\,367{,}2 \text{ mm}^4$$

kde: d_3 [mm] je malý průměr závitu šroubu ... dle [4] $d_3 = 20{,}319$ mm

PLOCHA PRŮŘEZU ZÁVITOVÉ TYČE

$$S_s = \frac{\pi \cdot {d_3}^2}{4} \tag{63}$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot 20{,}319^2}{4}$$

$$S_s = 324{,}3 \text{ mm}^2$$

5.4.3 ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_s = \frac{l_{red}}{i} \tag{64}$$

$$\lambda_s = \frac{777{,}8}{5{,}08}$$

$$\lambda_s = 153{,}1$$

5.4.4 MEZNÍ ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{Re}} \tag{65}$$

$$\lambda_m = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5}{400}}$$

$$\lambda_m = 72$$

kde: E [MPa] je modul pružnosti v tahu ... $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ MPa

Re [MPa] - mez kluzu... pro zvolenou pevnostní třídu šroubu 5.8 je $Re = 400$ MPa

5.4.5 VOLBA OBLASTI VZPĚRU

$$\lambda_s > \lambda_m \tag{66}$$

$$153{,}1 > 72$$

K porušení dochází v oblasti pružného vzpěru, bude použit Eulerův vztah pro vzpěrnou stabilitu.

5.4.6 KRITICKÁ SÍLA

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_s}{{l_{red}}^2} \tag{67}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 8367{,}2}{777{,}8^2}$$

$$F_{kr} = 28\,664{,}4 \text{ N}$$

5.4.7 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F_p} \tag{68}$$

$$k_v = \frac{28664{,}4}{3773{,}3}$$

$$k_v = 7{,}6$$

5.5 KONTROLA ŽIVOTNOSTI LOŽISEK HNANÉHO BUBNU

Pro zvolené ložisko YAR 210-2F (viz kap. 4.4.1) byl proveden výpočet jeho trvanlivosti pomocí výpočtového programu od SKF [21]. Výpočet od SKF bere v úvahu i úroveň znečištění okolím a hodnota trvanlivosti ložisek činí $L_{10} = 193\,800$ h.

6 ROZBOR VLASTNOSTÍ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

6.1 VZNIK UHLÍ

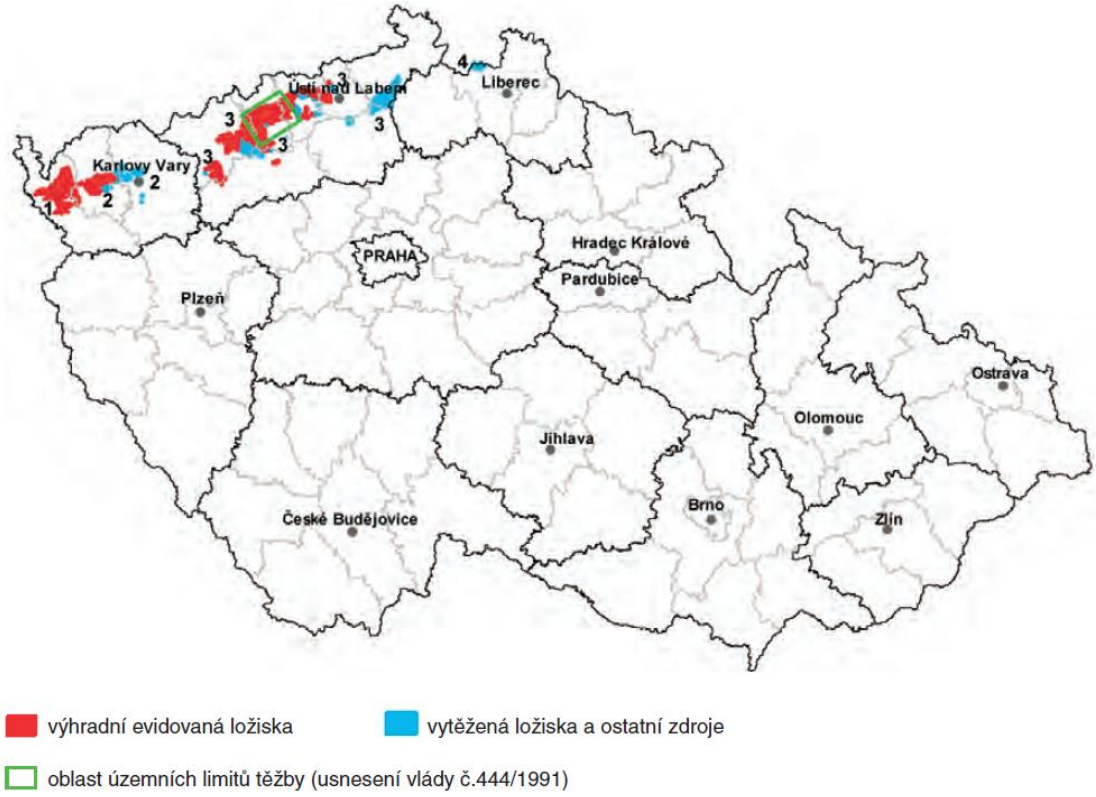
Uhlí je hořlavá hornina, která je složena především z uhlíku, vodíku a kyslíku. Uhlí vzniklo rozkladem zbytků rostlin a živočichů, kteří žili před miliony let. Pozvolným uhelnatěním této organické hmoty, za nedokonalého přístupu vzduchu při vlhkém a teplém podnebí, pozbývaly tyto látky vodík a kyslík, vytvářely uhlík a ztrácely rostlinou strukturu. Tomuto biochemickému procesu se říká tzv. rašelinění a výsledným produktem je rašelina. S rostoucím tlakem a teplotou působící na rašelinu, postupně vznikaly různé druhy uhlí, a to z důvodu "vymačkávání" vody z rašeliny a obohacováním rašeliny o uhlík. Tento proces se nazývá prouhelňování. Stádia prouhelňování jsou postupně: rašelina, lignit, hnědé uhlí, černé uhlí a antracit. Kvalita uhlí závisí především na obsahu uhlíku a platí, že čím větší množství uhlíku, tím kvalitnější uhlí. Z procesu prouhelňování tedy vyplývá, že nejkvalitnějším uhlím je antracit. [27]

Tab. 15 Vlastnosti základních typů uhlí [28]

Typ uhlí	Obsah uhlíku [%]	Obsah kyslíku [%]	Obsah vodíku [%]	Výhřevnost [$MJ.kg^{-1}$]
Rašelina	50 - 60	33 - 40	4,5 - 6	< 14,7
Lignit	< 65	19 - 33	< 6	14,7 - 17,0
Hnědé uhlí	65 - 69	10 - 19	< 6	17,0 - 24,4
Černé uhlí	69 - 92	10 - 2	< 5	24,4 - 32,6
Antracit	86 - 98	< 2	< 3	> 32,6

6.2 HNĚDÉ UHLÍ

Hnědé uhlí je hnědé až černohnědé barvy a bývá uloženo nehluboko pod povrchem. Díky tomu se dá těžit skrývkou (povrchovým způsobem) a těžba je proto levná. Hnědé uhlí je energetická surovina, ze které je možné jeho spalováním získat energii. Hnědé uhlí je dokonce nejvýznamnějším zdrojem při výrobě elektrické energie v České republice. Evidovaná ložiska hnědého uhlí v ČR se nacházejí ve čtyřech pánvích, přičemž v současnosti jsou těžena v sokolovské a severočeské pánvi. Dalšími uhelnými pánvemi jsou chebská a česká část žitavské pánve. [27]



Obr. 25 Uhelné pánve [29]; 1 - chebská pánev, 2 - sokolovská pánev, 3 - severočeská pánev, 4 - česká část žitavské pánve

6.3 VLASTNOSTI SYPKÝCH HMOT

Nedůsledná znalost sypkých hmot může narušit funkčnost celého přepravního řetězce s následnými ekonomickými ztrátami. Z hlediska správného výběru přepravního zařízení jsou nejdůležitější fyzikálně-mechanické vlastnosti sypkých hmot a mezi tyto vlastnosti patří především: zrnitost, sypnost, objemová sypná hmotnost a abrazivost.

6.3.1 ZRNITOST SYPKÝCH HMOT

Zrnitost je dána rozměry a tvary zrn. Sypké hmoty jsou složeny z různých velikostí zrn a proto při její klasifikaci vycházíme z mezních hodnot rozměrů zrn. Tříděné sypké hmoty mají poměr nejmenšího a největšího zrna rovný nebo menší 2,5 ($d_{max}/d_{min} \leq 2{,}5$). U netříděné sypké hmoty je poměr větší než 2,5 ($d_{max}/d_{min} > 2{,}5$).

6.3.2 SOUDRŽNOST (SYPNOST) SYPKÝCH HMOT

Soudržnost je dána vzájemným silovým působením mezi jednotlivými zrny a je charakterizována sypným úhlem. Sypný úhel je obecně úhel, který svírá vodorovná rovina s povrchovou přímkou sypného kuželu. Rozeznáváme dva základní sypné úhly a to: statický (bez pohybu nasypaného materiálu) a dynamický (s působícími vibracemi na materiál).

6.3.3 OBJEMOVÁ SYPNÁ HMOTNOST

Objemová sypná hmotnost sypaného materiálu je podíl hmotnosti vyjádřené v kg a příslušného objemu v m^3.

6.3.4 ABRAZIVNOST

Abrazivnost je vlastnost sypkých hmot, která způsobuje odírání povrchu vlastních částic a obrušování povrchu dopravního zařízení, se kterým přichází do styku. Abrazivnost záleží na tvrdosti, tvaru a velikosti zrn sypké hmoty.

6.3.5 OSTATNÍ VLASTNOSTI SYPKÝCH HMOT

Podle druhu materiálu můžeme narazit i na další vlastnosti, jako např. zápalnost, plasticita, nakypřivost, prašnost, výbušnost, lepivost, drobivost, korozivnost nebo škodlivost tvorbou plynů a par.

6.4 ZPŮSOB ZNAČENÍ SYPKÝCH HMOT

Označování sypkých hmot udává norma ČSN 26 0070 [30], která klasifikuje více než 500 druhů sypkých hmot. Při označování sypkých hmot se jako první údaj po názvu sypké hmoty uvádí sypná hmotnost. V případě, kde je uvedeno rozmezí hodnot, používá se průměrná hodnota a zaokrouhluje se na celé kilogramy.

Jako druhý údaj se píše klasifikační znak sypké hmoty, který se skládá z více vlastností a to: rozměru zrn, sypnosti, abrazivnosti a obecné vlastnosti sypké hmoty. Rozměr zrn je uveden jako první v této skupině a značí se velkými písmeny (A, B, C, D_1, D_2 a E) od velmi jemného zrna (A) po hrubě zrnité až nepravidelné. Sypnost, značená jako druhá ve skupině, se stanoví z funkce sypnosti a sypných úhlů. Značí se arabskými číslicemi 1 až 4 a to od velmi volně sypkých (1) do málo sypkých až vazkých hmot (4). Abrazivnost, označená na třetím místě ve skupině, se určí podle součinitele abrazivity a označuje se číslicemi od 5 do 7, kde číslo 5 značí málo abrazivní hmotu a číslo 7 nadměrně abrazivní. Obecné vlastnosti označené jako čtvrté ve skupině mohou být vlastnosti uvedené v kap. 6.3.5 nebo další vlastnosti, které je nutné při výběru dopravního zařízení uvažovat. Tyto vlastnosti označujeme písmeny F až Z.

6.4.1 PŘÍKLAD OZNAČENÍ HNĚDÉHO UHLÍ

Hnědé uhlí těžené $-\ 900\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}} -\ \mathrm{D_1}\ 35\ \mathrm{Q}$

ZÁVĚR

Výsledkem této práce je konstrukční návrh pásového dopravníku pro dopravu hnědého uhlí. Na základě zadaných parametrů byl vypracován funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048, který byl proveden pomocí programu Mathcad 14, aby nedošlo kvůli zaokrouhlování k nepřesnému výpočtu. Dle vypočítaných hodnot byly určeny základní rozměry pásového dopravníku a provedena volba jednotlivých komponentů dopravníku z katalogů firem. Z výpočtů vzešel i požadovaný výkon pohonu a jako pohon dopravníku byl zvolen elektromotor od firmy Rulmeca. Vybrán byl z důvodu jeho četných výhod, což jsou např. snadná montáž a demontáž, vysoká účinnost, nízká poruchovost, dlouhá životnost, úspora energie oproti klasické koncepci elektromotoru atd. Většina komponentů byla taktéž vybrána od firmy Rulmeca, z důvodu jejího širokého sortimentu a bohatých zkušeností s touto problematikou, což dávají jasně najevo zveřejněnými dokumenty pro návrh dopravníku, dostupné z jejich webových stránek, které by klidně mohly nahradit samotnou normu.

Velká pozornost byla také věnována správné volbě dopravního pásu, protože právě pás představuje nejdůležitější část pásového dopravníku. Zvolený pás od firmy Matador by měl pro daný dopravník a pro dané provozní podmínky vyhovovat. Volba byla totiž provedena na doporučení odborníků z praxe a při volbě byla brána v úvahu délka pásu a případné trvalé prodloužení pásu, takže byl volen pás s pevností o řád vyšší, než by se běžně použil.

Z konstrukčního hlediska bylo navrženo napínací zařízení a nosná konstrukce. Napínání pásu bylo v mém případě provedeno pomocí dvou šroubů a pro nastavení správného předpětí jsou použity dvě tlačné pružiny s barevně lakovaným trnem, kde trn je nalakován dle výpočtů stlačení pružiny. Toto řešení se vyznačuje hlavně svou jednoduchostí. Všechny součásti napínacího zařízení jsou pevnostně spočítány a vyhovují daným podmínkám.

Nosná konstrukce dopravníku byla navržena jako příhradová konstrukce z válcovaných ocelových profilů. Nechybí zde ani jednoduché zavětrování celé konstrukce. Veškeré konstrukční řešení dopravníku byly navrženy pomocí 3D modelování v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Z celého vymodelovaného dopravníku byly také provedeny požadované výkresové dokumentace, které jsou přiloženy k této práci.

Na závěr práce byl vypracován rozbor vlastností dopravovaného materiálu, kde jsou uvedeny jak obecné informace o hnědém uhlí, tak informace o klasifikaci a označování sypkých hmot.

Pro vyhotovení této práce jsem využil uvedené informační zdroje, své znalosti získané předchozím studiem a rady získané od vedoucího práce.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1988. 277 s.

[2] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.

[3] ŠTROFFEK, Eduard. *Dopravné pásy v priemysle*. 1. vyd. Košice: Štroffek, 1995. 192 s. ISBN 80-967325-0-1.

[4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

[5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

[6] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 s.

[7] Matador Conveyor Belts. *Technická príručka*. Púchov: Continental Matador Rubber. 27s.

[8] Rulmeca. *Technical information* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/1%20technical_information.pdf

[9] Rulmeca. *Upper carrying troughing set* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/4/transoms_and_frames/22/upper_carrying_troughing_set

[10] Rulmeca. *Return sets* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/4/transoms_and_frames/21/return_sets

[11] Rulmeca. *Self-centralising troughing sets* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/4/transoms_and_frames/20/self-centralising_troughing_sets

[12] Rulmeca. *PSV rollers* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/1/rollers/4/psv

[13] Rulmeca. *Impact rollers* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/1/rollers/9/impact_rollers

[14] Rulmeca. *Return rollers with rings* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/1/rollers/8/return_rollers_with_rings

[15] Rulmeca. *Pulleys (machined and discs)* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmecacorp.com/Conveyor_Idler_Roller_catalog/Pages_253_268_from_Complete_Idler_Roller_Catalog-4.pdf

[16] Rulmeca. *Motorized pulley 400* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_%E2%80%93_bulk/76/motorized_pulley_400l,_400m_&_400h

[17] Rulmeca. *Motoriz. pulley: Installation manual* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/installation%20manual.pdf

[18] Rulmeca. *Belt cleaners* [online]. 2013 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/trasporto_a_nastro/3/accessories/17/belt_cleaners

[19] Hennlich. *Tlačné pružiny z pružinové oceli* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_deltatone_reduce.pdf

[20] SKF. *Napínací ložiskové jednotky Y* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=213101050&imperial=false

[21] SKF. *SKF Bearing Calculator* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://webtools.skf.com/BearingCalc/submitCalculation.action?null&etac_specification_method=0&etac=&Fr=3.723&Fa=0&ni=95,493&temp=20&oil_system=12&grease=VT307

[22] Ferona. *Sortimentní katalog* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php

[23] VVV MOST. *Prodej dopravních pásů Matador* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.vvvmost.cz/prodej-dopravnich-pasu-matador/

[24] Rulmeca. *Motorized Pulley CAD Drawings* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.rulmecacorp.com/Motorized_Pulley_Drawings.html

[25] PART Community. *2D and 3D CAD models: Manufacturer catalogs* [online]. 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://b2b.partcommunity.com/portal/portal/b2b/CAD+CATALOGS#!prjpathinfo=rulmeca

[26] Fabory. *Čtvercové (klínové) podložky* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.fabory.com/cs/Spojovac%C3%AD-materi%C3%A1l/Podlo%C5%BEky-%26-O-krou%C5%BEky/%C4%8Ctvercov%C3%A9-(kl%C3%ADnov%C3%A9)-podlo%C5%BEky/c/010705

[27] TRÁVNÍČEK, T. *Využití fosilních paliv v České republice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 55 s. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studium/zaverecne-prace?action=detail&zp_id=64491&fid=4&rok=&typ=&jazyk=&text=hn%C4%9Bd%C3%A9+uhl%C3%AD&hl_klic_slova=1&hl_abstrakt=0&hl_nazev=0&hl_autor=0&str=1

[28] JIRÁSEK, Jakub a Martin VAVRO. *Využití uhlí* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/vyuziti_uhli.html

[29] Česká geologická služba. *Surovinové zdroje ČR - nerostné suroviny* [online]. Praha: Česká geologická služba, 2014 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.geology.cz/extranet/publikace/online/surovinove-zdroje/SUROVINOVE-ZDROJE-CESKE-REPUBLIKY-2014.pdf

[30] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 20 s.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m^2]	dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_g	[mm]	vzdálenost mezi středem ložiska a podpěrou pláště bubnu
a_o	[m]	rozteč horních válečkových stolic
a_u	[m]	rozteč dolních válečkových stolic
B	[m]	šířka dopravního pásu
b	[m]	využitelná ložná šířka pásu
b_0	[mm]	vzdálenost mezi podpěrami pláště bubnu
b_1	[m]	světlá šířka bočního vedení
C	[mm]	vzdálenost mezi středy ložisek
d	[m]	tloušťka pásu
D	[m]	průměr bubnu
d_0	[m]	průměr hřídele v ložisku
D_0	[mm]	průměr hřídele
D_1	[mm]	malý průměr závitu matice
d_3	[mm]	malý průměr závitu šroubu
d_p	[mm]	průměr drátu pružiny
D_p	[mm]	střední průměr pružiny
d_s	[mm]	velký průměr závitu šroubu
e	[-]	základ přirozených logaritmů
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	globální součinitel tření
F	[N]	průměrný tah v pásu na bubnu
F_1	[N]	tah v pásu ve větvi nabíhající na buben
F_2	[N]	tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
$F_{2,min}$	[N]	potřebný tah v pásu ve větvi sbíhající z bubnu
F_a	[N]	odpor shrnovače pásu
F_{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_C	[N]	celková síla namáhající buben
F_{Dp}	[N]	maximální dovolená tahová síla v pásu
F_f	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením násypky
F_{gL}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	hlavní odpory

F_{kr}	[N]	kritická síla
F_l	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}	[N]	největší tahová síla v pásu
$F_{min,o}$	[N]	nejmenší tahová síla pro horní větev
$F_{min,u}$	[N]	nejmenší tahová síla pro dolní větev
F_N	[N]	vedlejší odpory
F_p	[N]	potřebná zatěžující síla pružiny
F_{pn}	[N]	síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém
F_r	[N]	odpor čističe pásu
F_{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	odpor v ložiskách hnaného bubnu
ft	[mm]	průhyb hřídele
F_U	[N]	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
$F_{U,max}$	[N]	maximální obvodová hnací síla
F_V	[N]	výsledná síla působící na osu hnaného bubnu
F_x	[N]	síla působící ve směru osy x
F_y	[N]	síla působící ve směru osy y
F_ε	[N]	odpor vychýlených bočních válečků
g	[m.s^{-2}]	tíhové zrychlení
G_B	[N]	tíhová síla bubnu
$(h/a)_{adm}$	[-]	dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
H	[m]	výškový rozdíl
i	[mm]	poloměr setrvačnosti
I_m	[kg.h^{-1}]	hmotnostní dopravní výkon
I_V	[m^3.s^{-1}]	objemový dopravní výkon
J_0	[mm^4]	kvadratický moment průřezu hřídele
J_s	[mm^4]	kvadratický moment průřezu závitové tyče
k	[-]	součinitel sklonu
k_1	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_p	[N.mm^{-1}]	tuhost pružiny
k_v	[-]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu vzpěrné stability

L	[m]	osová vzdálenost přesypů
l	[m]	délka bočního vedení
L_0	[mm]	délka pružiny ve stavu volném
L_{10}	[h]	trvanlivost ložiska
l_b	[m]	urychlovací délka
$l_{b,min}$	[m]	minimální urychlovací délka
L_e	[mm]	mezní délka pružiny při dosedu závitů
L_n	[mm]	délka pružiny ve stavu plně zatížením
l_{red}	[mm]	redukovaná délka prutu
l_s	[mm]	délka závitové tyče
m	[mm]	výška matice
m_B	[kg]	hmotnost bubnu
m_p	[kg]	hmotnost pásu
m_{ri}	[kg]	hmotnost rotujících částí dopadového válečku
m_{ro}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v horní větvi dopravníku
m_{ru}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi dopravníku
m_{rv}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v samostavné stolici
n	[-]	počet činných závitů
n_i	[-]	počet dopadových válečkových stolic
n_o	[-]	počet válečkových stolic v horní větvi dopravníku
n_t	[-]	celkový počet závitů
n_u	[-]	počet válečkových stolic v dolní větvi dopravníku
n_v	[-]	počet samostavných válečkových stolic
p	[N.m^{-2}]	tlak mezi čističem pásu a pásem
P	[mm]	rozteč závitu
P_A	[W]	potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitech
P_M	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
p_z	[MPa]	tlak v závitech
Q	[kg.h^{-1}]	dopravní výkon
q_B	[kg.m^{-1}]	hmotnost 1 m dopravního pásu
q_G	[kg.m^{-1}]	hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
q_{RO}	[kg.m^{-1}]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větve dopravníku

q_{RU}	[kg.m^{-1}]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větve dopravníku
Re	[MPa]	mez kluzu
R_{mp}	[N.mm^{-1}]	dovolené namáhání pásu v tahu
S	[m^2]	skutečný průřez náplně pásu
S_1	[m^2]	průřez horní části náplně
S_2	[m^2]	průřez dolní části náplně
S_s	[mm^2]	plocha průřezu závitové tyče
S_t	[m^2]	teoretický průřez náplně
t_c	[m]	tloušťka čističe pásu
v	[m.s^{-1}]	rychlost pásu
v_0	[m.s^{-1}]	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
W	[m]	šířka čističe pásu
y_n	[mm]	stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém
y_p	[mm]	potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly
α	[°]	sypný úhel
αt	[rad]	úhel natočení střednice hřídele
δ	[°]	úhel sklonu dopravníku
η_1	[-]	účinnost motoru
θ	[°]	dynamický sypný úhel
λ	[°]	úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic
λ_m	[-]	mezní štíhlost prutu
λ_s	[-]	štíhlost prutu
μ	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a 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
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg.m^{-3}]	sypná hmotnost dopravované hmoty
φ	[rad]	úhel opásání poháněcího bubnu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [8] 13
Obr. 2 Sklon dopravníku 17
Obr. 3 Průřez náplně pásu [6] 18
Obr. 4 Tahové síly působící v pásu [8] 28
Obr. 5 Průvěs pásu v horní větvi [8] 29
Obr. 6 Válečková stolice pro horní větev [9] 32
Obr. 7 Hladký váleček pro horní větev [12] 33
Obr. 8 Dopadový váleček v oblasti nakládání [13] 33
Obr. 9 Držák válečku v dolní větvi [10] 34
Obr. 10 Válečková stolice pro dolní větev [10] 34
Obr. 11 Samostavná válečková stolice v dolní větvi [11] 35
Obr. 12 Diskový váleček pro dolní větev [14] 36
Obr. 13 Hladký váleček v samostavné stolici [12] 36
Obr. 14 Struktura dopravního pásu [7] 37
Obr. 15 Řez elektrobubnem Rulmeca [16] 38
Obr. 16 Elektrobuben 400M [16] 39
Obr. 17 Kotvící závěsy elektrobubnu [16] 39
Obr. 18 Napínací ložisková jednotka SKF TU 50 TF [20] 40
Obr. 19 Tlačná pružina Hennlich [19] 41
Obr. 20 Hnaný buben [15] 42
Obr. 21 Stěrač pásu [18] 42
Obr. 22 Rozbor sil působících na osu hnaného bubnu 44
Obr. 23 Zobrazení průhybu a úhlu natočení střednice hřídele [8] 45
Obr. 24 Zobrazení vzdálenosti a_g [8] 46
Obr. 25 Uhelné pánve [29] 54

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rozměry válečkové stolice pro horní větev [9] 32
Tab. 2 Rozměry hladkého válečku pro horní větev [12] 33
Tab. 3 Rozměry dopadového válečku v oblasti nakládání [13] 34
Tab. 4 Rozměry válečkové stolice pro dolní větev [10] 35
Tab. 5 Rozměry samostavné válečkové stolice v dolní větvi [11] 35
Tab. 6 Rozměry diskového válečku pro dolní větev [14] 36
Tab. 7 Rozměry hladkého válečku v samostavné stolici [12] 37
Tab. 8 Údaje o zvoleném dopravním pásu [7] 38
Tab. 9 Rozměry elektrobubnu 400M [16] 39
Tab. 10 Rozměry kotvících závěsů elektrobubnu [16] 39
Tab. 11 Údaje o zvolené ložiskové jednotce [20] 40
Tab. 12 Údaje o zvolené pružině [19] 41
Tab. 13 Rozměry hnaného bubnu [15] 42
Tab. 14 Rozměry stěrače pásu [18] 43
Tab. 15 Vlastnosti základních typů uhlí [28] 53

SEZNAM PŘÍLOH

Konstrukční řešení pásového dopravníku

Napínací zařízení	I
Vrchní část dopravníku	I
Způsob spojení profilů	II
Násypka s bočním vedením	II
Pásový dopravník	III

Výkresová dokumentace

0-PD/SSZ-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/4
0-PD/SSZ-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	2/4
0-PD/SSZ-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	3/4
0-PD/SSZ-00/00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	4/4
1-PD/SSZ-01/01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	výkres sestavy	1/3
1-PD/SSZ-01/01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	2/3
1-PD/SSZ-01/01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	3/3

CD

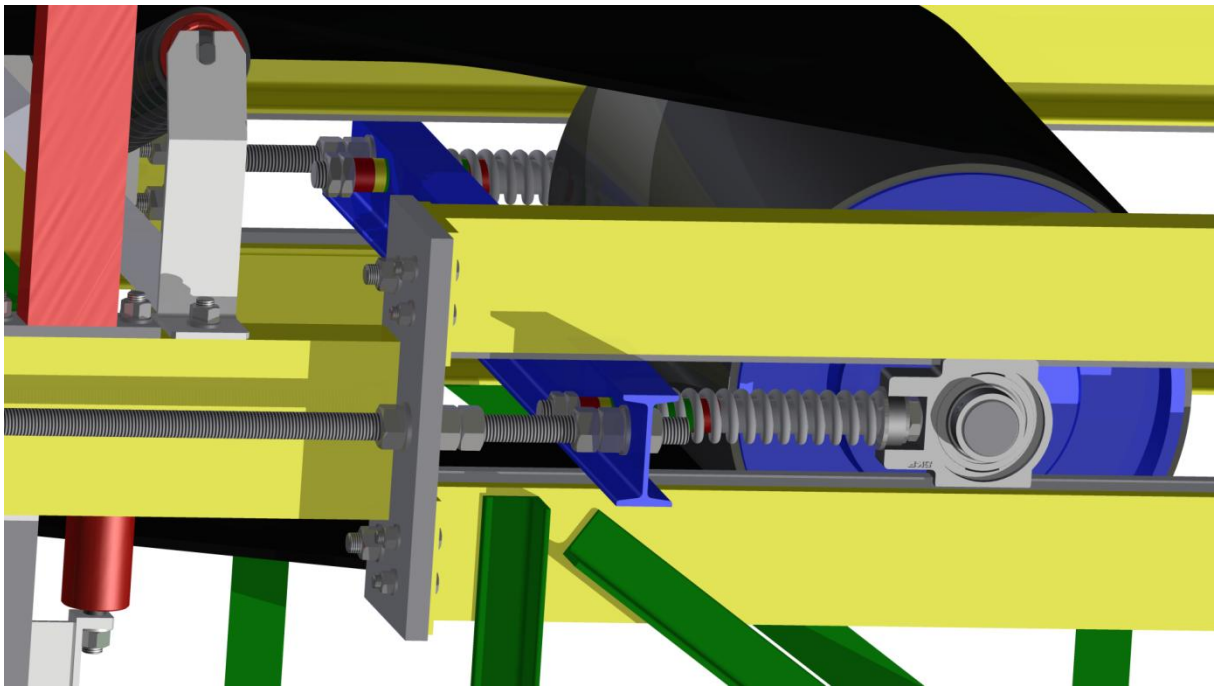
Elektronická verze bakalářské práce

Výkresová dokumentace

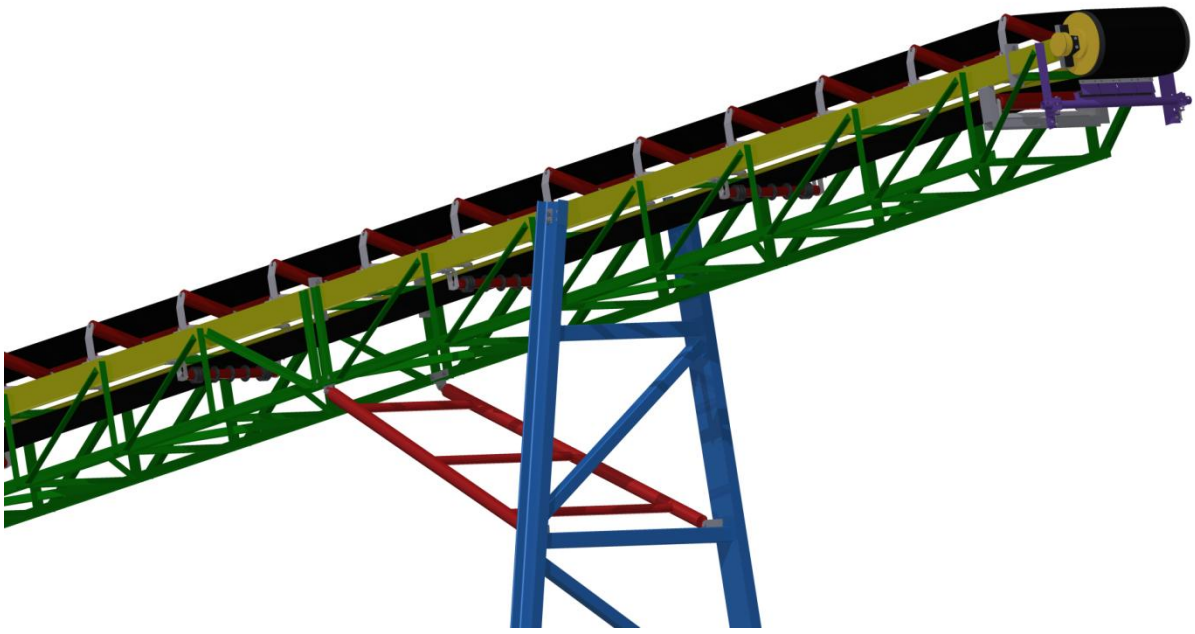
3D model

Výpočty

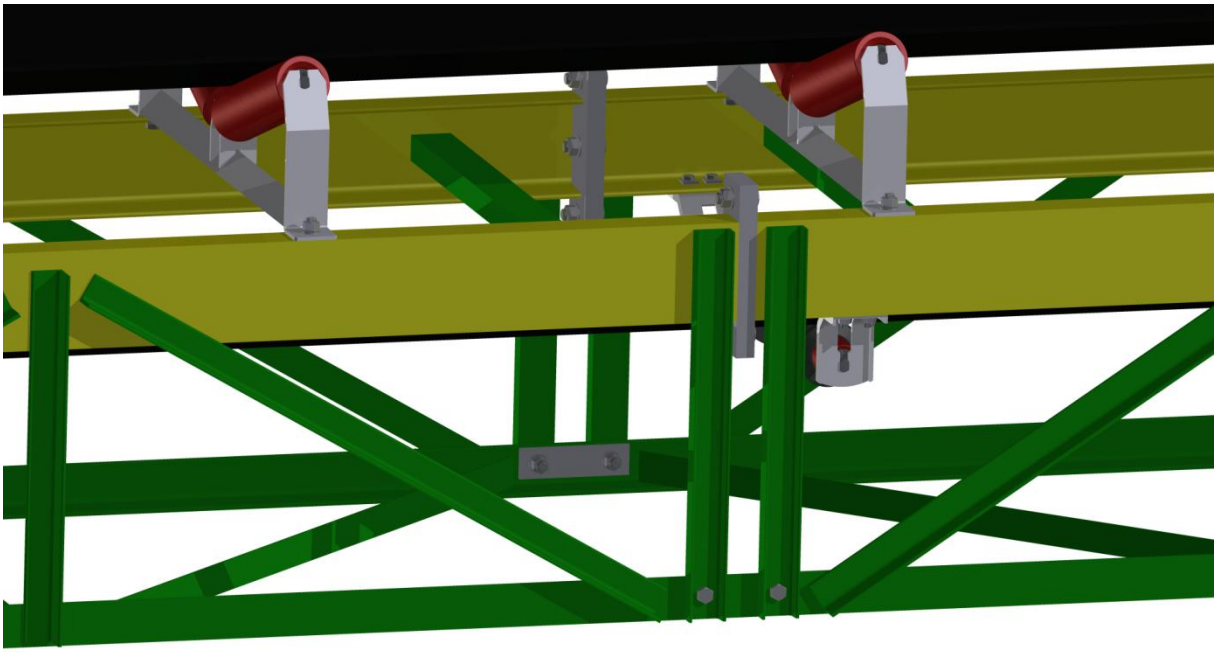
KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



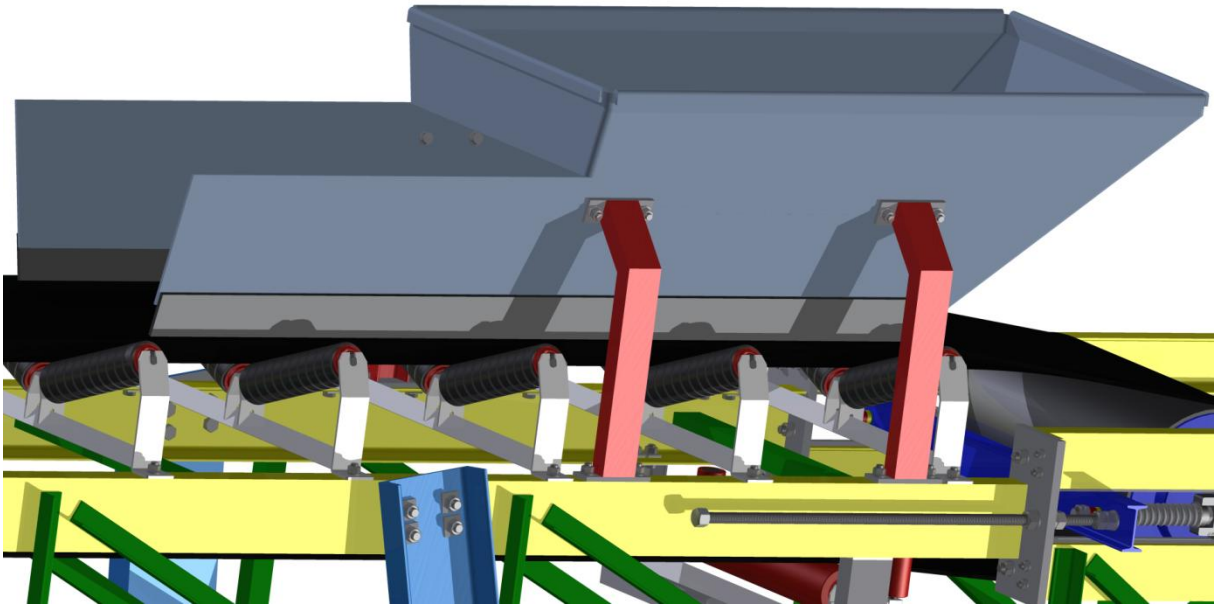
Napínací zařízení



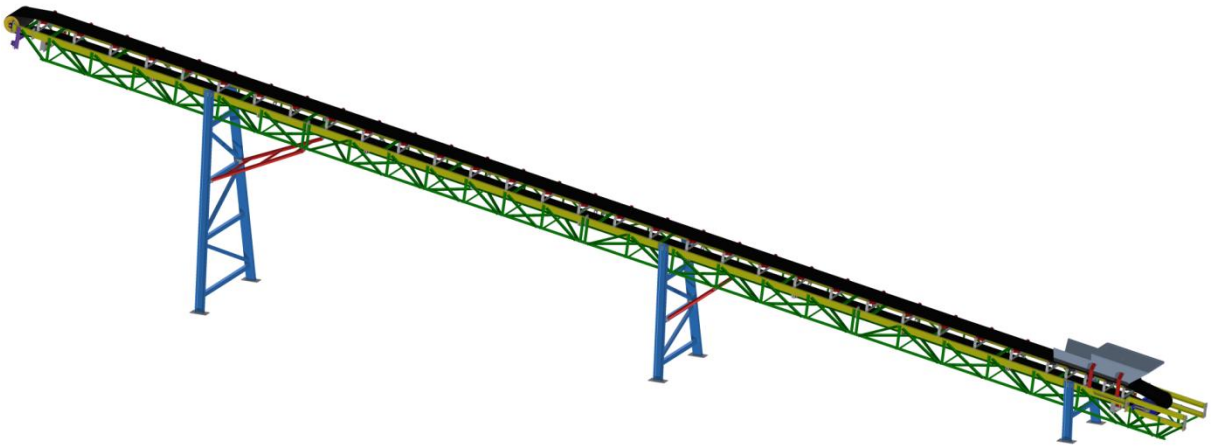
Vrchní část dopravníku



Způsob spojení profilů



Násypka s bočním vedením



Pásový dopravník