FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh šikmého pásového dopravníku

Design inclined belt conveyor

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Vít KAHOUN

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Ondřej Štoček

PROHLÁŠENÍ

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

V Praze dne 6. června 2019 ……..

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Ondřeji Štočkovi za odborné rady při návrhu této práce. Dále děkuji své rodině za trpělivost a podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Vít KAHOUN	
Název BP:	Návrh šikmého pásového dopravníku	
Anglický název:	Design inclined belt conveyor	
Rok:	2019	
Studijní program:	B2341 Strojírenství	
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP:	Ing. Ondřej Štoček	
Bibliografické údaje:	počet stran	63
	počet obrázků	60
	počet tabulek	2
	počet příloh	2

Klíčová slova: Pásový dopravník, dopravní pás, válečková stolice, pohon dopravníku, napínací zařízení, příhradový nosník, štěrk

Keywords: Belt conveyor, conveyer belt, idler, drive of conveyer, tension systém, truss beam, gravel

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem šikmého pásového dopravníku pro přepravu kopaného štěrku dle zadaných parametrů. Je zde proveden jeho funkční výpočet dle normy ČSN 26 3102 spolu s ČSN ISO 5048. Bakalářská práce obsahuje i popis jednotlivých konstrukčních částí dopravníku, kontrolní výpočet rámu, řešení pohonu dopravníku a návrh mechanického napínání pásu. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

Abstract:

Bachelor thesis focuses on the constructional design of the inclined belt conveyor given over the transport of the rinsed gravel by the assigned parameters. It's functional calculation according to the norm ČSN 26 3102 together with ČSN ISO 5048 is performer. The bachelor thesis includes the description of individual constructional parts of belt conveyor, the checking calculation of the frame, solution of the belt's conveyor drive and a suggestion of the mechanical tightening of the belt. It is enclosed drawing documentary materials with this thesis.

OBSAH

1. Úvod 1
1.1. Pásové dopravníky 1
1.2. Rozdělení pásových dopravníků 1
1.3. Schéma pásového dopravníku 2
2. Konstrukční prvky pásového dopravníku 3
2.1. Dopravní pás 3
2.1.1. Ocelokordový pás 3
2.1.2. Pryžotextilní pás 3
2.1.3. Pryžové pásy podle druhu pryžových krycích vrstev 4
2.1.4. Příklady výrobců dopravních pásů 5
2.1.5. Volba dopravního pásu pro daný dopravník 8
2.2. Dopravníkové válečky 8
2.2.1. Druhy a způsob použití dopravníkových válečků 9
2.3. Válečkové stolice 10
2.3.1. Druhy a způsoby použití válečkových stolic 11
2.3.2. Volba válečkových stolic pro daný dopravník 12
2.4. Poháněcí stanice 13
2.5. Vratná stanice 14
2.6. Nosná konstrukce 15
2.6.1. Rám dopravníku 15
2.6.2. Stojiny dopravníku 15
2.7. Čištění pásu 16
2.7.1. Vnější stěrač pásu 17
2.7.2. Vnitřní stěrač 17
3. Funkční výpočet pásového dopravníku 18
3.1. Úhel sklonu dopravníku 18
3.2. Délka dopravníku 18
3.3. Rychlost dopravního pásu 18
3.4. Sypný úhel 19
3.5. Šířka pásu, průřez náplně pásu 19
3.6. Hlavní odpory 22
3.6.1. Hmotnost dopravovaného materiálu, připadající na 1 m délky pásu q_1 22
3.6.2. Hmotnost 1 m^2 pásu q_2 22
3.6.3. Tíhová síla od rotujících částí válečků na 1 m délky transportéru pro horní větev 22
3.6.4. Tíhová síla od rotujících částí válečků na 1 m délky transportéru pro dolní větev 23
3.6.5. Hlavní odpor O_H 23
3.7. Vedlejší odpory 24
3.7.1. Odpor v násypce S_N 24
3.7.2. Ohybový odpor S_{OC} 24
3.7.3. Odpor v ložiskách nepoháněcích bubnů 24
3.7.4. Výsledný předběžný vedlejší odpor 25

3.8. Přídavné odpory 25
3.8.1. Odpor k překonání dopravní výšky 25
3.8.2. Odpor vzniklý vychýlením bočních válečků z roviny kolmé k ose dopravníku o 1,5° 25
3.8.3. Odpor čističů pásu 25
3.8.4. Odpor shrnovače materiálu s pásu 25
3.8.5. Výsledný předběžný přídavný odpor 25
3.9. Výsledný odpor v horní a dolní větvi dopravníku 26
3.10. Stanovení výkonu motoru 26
3.11. Výpočet jednobubnového pohonu 26
3.12. Napínací síla 28
3.12.1. Dopravník s pohonem na přepadávacím konci 28
3.12.2. Dopravník s pohonem na podávacím konci 29
3.13. Kontrolní výpočty 30
3.13.1. Podrobný výpočet ohybového odporu 30
3.13.2. Skutečný průřez náplně pásu po zvolení pohonu 30
3.13.3. Skutečné teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 $m.s^{-1}$ 30
3.13.4. Skutečné dopravované množství materiálu po zvolení pohonu 31
4. Kontrolní výpočty konstrukčního řešení 31
4.1. Spojité zatížení 31
4.1.1. Hmotnost přepravovaného materiálu 31
4.1.2. Hmotnost dopravního pásu 31
4.1.3. Hmotnost válečkových stolic horní větve 32
4.1.4. Hmotnost válečkových stolic spodní větve 32
4.1.5. Hmotnost příhradového konstrukce 32
4.1.6. Celková hmotnost 33
4.1.7. Výpočet spojitého zatížení 34
4.2. MKP analýza rámu dopravníku 34
4.2.1. Výsledný průhyb konstrukce 35
4.2.2. Výsledné napětí σ_x v konstrukci 35
4.3. Analytický výpočet rámu dopravníku 36
4.3.1. Výpočet reakčních sil v podporách 36
4.3.2. Výpočet sil v prutech 39
4.4. Bezpečnost *k* tyče U140 44
4.5. Bezpečnost *k* tyče L 60x8 44
4.6. Bezpečnost *k* vzpěrné stability tyče L 60x8 44
4.6.1. Štíhlost tyče L 60x8 44
4.6.2. Mezní štíhlost tyče L 60x8 45
4.6.3. Určení oblasti vzpěru tyče L 60x8 45
4.7. Kontrolní výpočet napínacího mechanismu 46
4.7.1. Volba napínací matice a závitové tyče 46
4.7.2. Síla působící v ose závitové tyče 46
4.7.3. Kontrola napínací matice 47
4.7.4. Kontrola závitové tyče 47

4.8. Kontrola hřídele poháněného bubnu 48
4.8.1. Smykové napětí na hřídeli 48
4.8.2. Kontrola spojení hřídele s pohonem 48
4.9. Kontrola ložisek 49
4.9.1. Uložení hnaného bubnu 49
4.9.2. Uložení hnacího bubnu 50
5. Závěr 53
Seznam použité literatury 54
Seznam zkratek a symbolů 55
Seznam obrázků 60
Seznam tabulek 62
Seznam příloh 63

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je provést funkční výpočet pásového dopravníku dle normy ČSN 26 3102 spolu s ČSN ISO 5048 a navrhnout konstrukční řešení stroje.

1.1. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným zařízením v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky nebo rovinnou plochou. Jsou vhodné pro dopravu jak kusovitých, tak sypkých materiálů, a to ve směru vodorovném, šikmém a ve speciálních případech i strmém a svislém.[4]

1.2. Rozdělení pásových dopravníků

Dle literatury [4] mohou být pásové dopravníky:

- stabilní
- pojízdné
- přenosné

Rozdělení podle materiálu, z kterého je zhotoven pás:

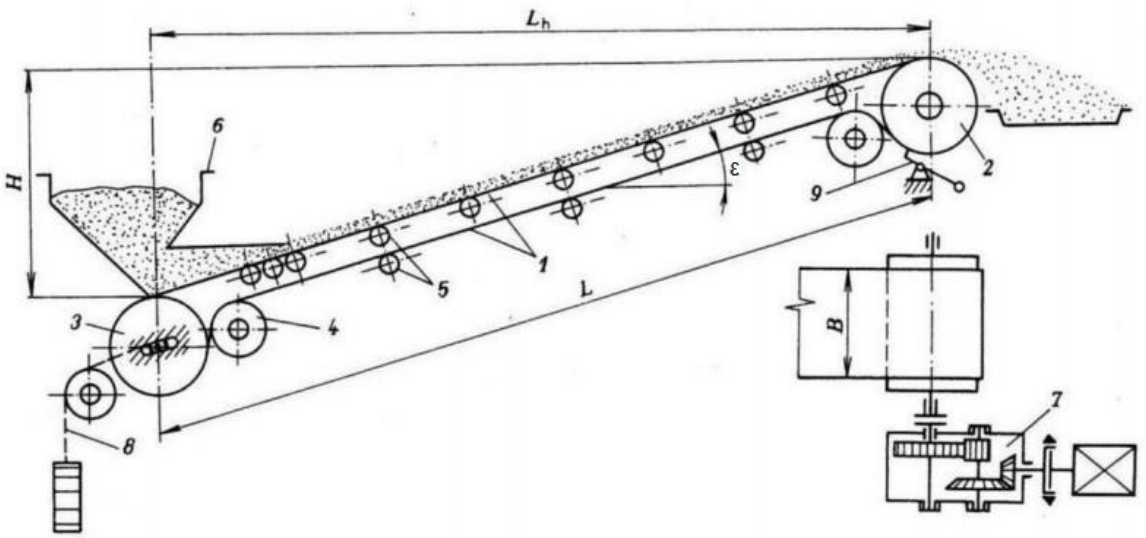
- dopravníky s pryžovými pásy
- dopravníky s PVC pásy
- dopravníky s ocelovými pásy
- dopravníky s pletivovými pásy

Rozdělení podle sklonu a tvaru dopravní trasy:

- pásové dopravníky vodorovné
- pásové dopravníky šikmé
- pásové dopravníky lomené

V této bakalářské práci je proveden návrh šikmého stabilního pásového dopravníku s pryžotextilním pásem.

1.3. Schéma pásového dopravníku



obr. 1.: Schéma pásového dopravníku [5].

1) dopravní pás
2) poháněcí buben
3) vratný a napínací buben
4) vodící buben
5) podpěrné válečky
6) násypka
7) poháněcí stanice
8) napínání vratného bubnu
9) čistící škrabák

L – délka dopravníku [m]
L_h – dopravní vzdálenost [m]
H – dopravní výška[m]
B – šířka pásu[m]
ε – sklon dopravníku [°]

2. Konstrukční prvky pásového dopravníku

2.1. Dopravní pás

Pás pracuje ve složitých podmínkách a je vystaven největšímu opotřebení ze všech součástí dopravníku. Volba správného typu pásu a znalost jeho vlastností mají rozhodující vliv na konstrukci dopravníku a jeho úspěšný provoz. Je tedy pochopitelné, že ze strany uživatelů je snaha používat pouze pásy, které mají jisté, zkouškami dokázané vlastnosti. Důležitost veškerých veličin, zjištěných při zkouškách, není z pohledu projektanta dopravníku vždy stejná. Zajímají ho především vlastnosti jako namáhání pásu, jeho deformace a životnost. [4]

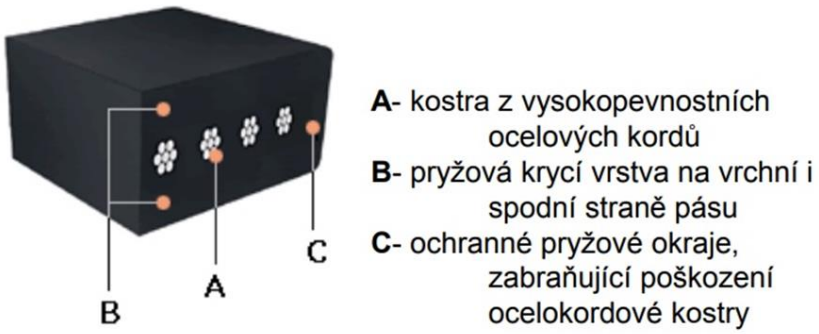
2.1.1. Ocelokordový pás

a) Konstrukce pásu

Ocelokordová kostra je složena z vysokopevnostních ocelových kordů (obr. 2) s různými průměry v závislosti na pevnosti. Pásy jsou dodávány v pevnostních řadách od 1000 N/mm do 5000 N/mm a v šířkách od 750 do 2400 mm. [7]

b) Krycí vrstva

Pro různé podmínky provozu existuje široká škála pryžových krycích vrstev. Vhodný výběr druhu krycí vrstvy zaručuje spolehlivost a dlouhou životnost dopravního pásu.



obr. 2.: Řez ocelokordovým pásem [6]

c) Použití

Dopravní pásy ocelokordové se používají při dálkové pásové dopravě, v lomech, docích, skládkách, elektrárnách, cementárnách, dolech apod.[7]

2.1.2. Pryžotextilní pás

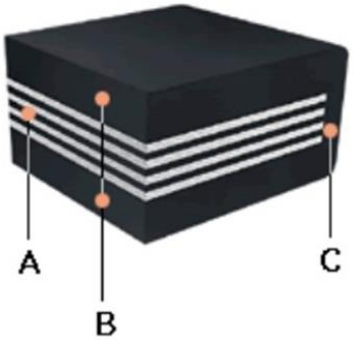
a) Konstrukce pásu

Dopravní pryžotextilní pásy jsou tvořeny nosnou kostrou z polyamidu (P) nebo polyesteru (EP) s 1 až 6 vložkami (obr. 3). Pásy s polyamidovou kostrou mají vysokou elasticitu, pevnost v tahu a vysokou odolnost vůči průrazům. Pásy s polyamidovou kostrou mají vysoký modul pružnosti s malou průtažností, a také dobrou teplotní stabilitu. Nosná

kostra je chráněna pryžovou krycí vrstvou a ochranným okrajem. Pásy jsou vyráběny v pevnostních řadách od 200 N/mm do 3500 N/mm a v šířkách od 400 do 2400 mm.[7]

b) Krycí vrstva

Pro různé provozní podmínky existuje široká škála pryžových krycích vrstev. Vhodný výběr druhu krycí vrstvy zaručuje spolehlivost a dlouhou životnost dopravního pásu.



A- textilní kostra složená z polyamidových (P), nebo polyesterových (EP) vložek

B- pryžová krycí vrstva na vrchní i spodní straně pásu

C- ochranné pryžové okraje, zabraňující poškození textilní kostry

obr. 3.: Řez pryžotextilním pásem [6]

c) Použití

Dopravní pásy jsou používány při přepravě sypkého a kusovitého materiálu zejména v těžebním průmyslu (povrchové a hlubinné doly, kamenolomy, štěrkovny, cementárny, pískovny), zpracovatelském průmyslu (ocelárny, sklárny, cihelny), v energetice, stavebnictví, zemědělství apod. [7]

2.1.3. Pryžové pásy podle druhu pryžových krycích vrstev

a) Oděruvzdorné pásy

NL – oděruvzdorné pásy
Y – oděruvzdorné pásy, jakost odpovídá DIN 22102
ML – pásy s velkou odolností proti oděru
X – pásy s mimořádnou odolností proti oděru, jakost odpovídá DIN 22102
W – pásy odolnější než typ X, jakost odpovídá DIN 22102
N17 – pásy velmi odolné proti oděru, jakost odpovídá BS 490
M24 – pásy mimořádné odolné proti oděru, jakost odpovída BP 490
Grade 2 – oděruvzdorné pásy, jakost odpovídá normě RMA
Grade 1 – vysoce oděruvzdorné pásy, jakost odpovídá požadavkům RMA [8]

b) Samozhášecí pásy pro doly

S – samozhášecí a antistatické pásy s ochrannou krycí vrstvou nebo bez ní pro použití v dolech

K – samozhášecí a antistatické pásy s ochranou krycí vrstvou určené pro doly

Oba dva typy odpovídají požadavkům DIN 22102, DIN 22103, DIN 22104[8]

c) Pásy odolné proti vysokým teplotám

T1 – tepluvzdorné pásy. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 100 °C, krátkodobě až do 120 °C, pro vnější teploty od -25 °C do 60 °C.

T2 – tepluvzdorné pásy. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 125 °C, krátkodobě až do 150 °C, pro vnější teploty od -25 °C do 60 °C.

T3 – tepluvzdorné pásy. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 150 °C, krátkodobě až do 180 °C, pro vnější teploty od -25 °C do 60 °C.

Všechny tři typy odpovídají ISO 4195-1 a ISO 4195-2[8]

d) Pásy částečně odolné proti olejům, tukům a zvýšené teplotě

T – teplotně odolné pásy. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 100 °C, částečně odolné vůči olejům a tukům. Vnější teplota od -20 °C do 60 °C. [8]

e) Pásy odolné vůči olejům a tukům

MOR – středně odolný vůči olejům a tukům. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 60 °C. Vnější teplota od -20 °C do 60 °C.

OR – odolný vůči olejům a tukům. Přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 60 °C. Vnější teplota od -15 °C do 60 °C. [8]

2.1.4. Příklady výrobců dopravních pásů

a) Dopravní pásy Sava

Společnost Sava vyvíjí a vyrábí širokou škálu pryžových výrobků, které jsou určeny pro různá odvětví průmyslu, a to již od roku 1920. Výrobky se používají ve stavebním, těžebním a tiskařském průmyslu, ve výrobě a při provozu dopravních prostředků – od motocyklů a skútrů až po průmyslové a zemědělské stroje, jakož i v ekologickém zabezpečení a při záchranářských akcích. [9]

Nabídka dopravních pásů:

- vícevložkové dopravní pásy
- nehořlavé dopravní pásy
- olejivzdorné dopravní pásy
- tepelně odolné dopravní pásy
- ripcheck dopravní pásy
- elevátorové dopravní pásy
- kluzné dopravní pásy
- supergrip, finegrip a noppen dopravní pásy
- trubkové dopravní pásy
- chevron dopravní pásy

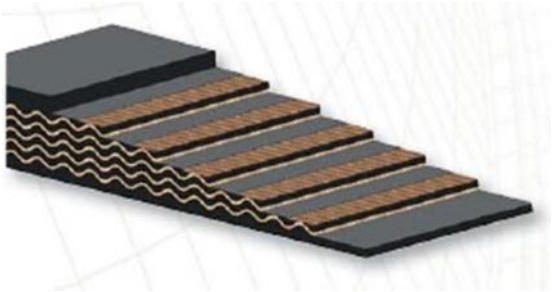
Vícevložkové dopravní pásy:

Využívají se v technologii pásové dopravy materiálu. Díky konstrukci a kvalitě nosných vložek jsou tyto pásy známy pro svou spolehlivost a dlouhou životnost ve všech

průmyslových odvětvích, buď pro všeobecné využití, nebo při zacházení s materiálem s ostrými hranami a s extrémně hrubým materiálem. [9]

Konstrukce vícesložkových dopravních pásů:

- Vícesložkové provedení EP (podélně polyester + příčně polyamid) (obr. 4)
- Speciální pryžová vrstva s vysokou přilnavostí
- Vysoce odolná vrstva vůči oděru



obr. 4.: Řez vícevložkovým pásem společnosti Sava [9]

TYPY VRSTEV						
	Y	X	W	WH	WL	SUPRA WL
UPLATNĚNÍ	vysoká odolnost vůči oděru pro všeobecné použití	vysoká odolnost vůči oděru pro těžké použití	vysoká odolnost vůči oděru pro mimořádně drsné materiály	pro přepravování mimořádně drsných a extrémně ostrých materiálů	pro přepravování mimořádně drsných materiálů nebo opotřebení následkem čištění (REA-gypsum)	pro přepravu extrémě abrazivního materiálu
ABRAZE	< 130 mm^3	< 120 mm^3	< 90 mm^3	< 90 mm^3	< 55 mm^3	< 35 mm^3
TVRDOST	60 +/- 5 Sh°A	65 +/- 5 Sh°A	62 +/- 5 Sh°A	75 +/- 5 Sh°A	62 +/- 5 Sh°A	62 +/- 5 Sh°A
OKOLNÍ TEPLOTA	-50°C … +60°C	-50°C … +60°C	-50°C … +60°C	-50°C … +60°C	-50°C … +60°C	-50°C … +60°C

obr. 5.: Typy vrstev dopravních pásů společnosti Sava [9]

Použití vícevložkových dopravních pásů:

- těžba uhlí, pískovny, štěrkovny a kamenoprůmysl
- cementárny, vápenky, betonárky
- kotelny a teplárny, spalovny, elektrárny
- silniční konstrukční stroje
- recyklační, kompostní
- dřevařský průmysl
- zemědělství
- stoupající dopravní pásy s kluzným materiálem

obr. 6.: Vícevložkový pás pro těžební průmysl [9]

b) Dopravní pásy MATADOR

Společnost VVV MOST spol. s.r.o.[10]

Nabídka dopravních pásů dle:

- pásy v šířkách 400 mm – 2400 mm
- pevnost pásů 200 N/mm – 5000 N/mm
- přesné délky pásů, spojování a montáže pásů
- pásy s kostrou polyamidovou (P)
- pásy s kostrou polyesterovou (EP)
- pásy s kostrou ocelolanovou
- krycí vrstvy podle norem DIN 22102, 22109-2, 22129, 22131

Konkrétní typy pásů MATADOR:

TransBelt

Pásy k všeobecnému použití, které jsou určeny pro přepravu sypkého a kusovitého materiálu v běžných přepravních podmínkách. Kostra je tvořena z 2-6 textilních vložek s polyamidovou (P) nebo polyesterovou tkaninou v podélném směru a polyamidových tkanin v příčném směru (EP). Vyráběny jsou v pevnostech od 200 N/mm do 3500 N/mm a v šířkách od 400 mm do 2400 mm.[10]

SteelBelt

Pásy jsou vhodné pro přepravu materiálu na velké vzdálenosti v těžkých pracovních podmínkách. Kostra je tvořená vysokopevnostními ocelovými lany uloženými v jedné rovině a obalené v pryži, která zabezpečuje dokonalé spojení horní a dolní vrstvy. Pásy mají optimální funkční schopnosti a vysokou odolnost.[10]

2.1.5. Volba dopravního pásu pro daný dopravník

Dle výpočtů byl volen pryžový dopravní pás o šířce 500 mm od společnosti GUMEX, spol. s.r.o. (obr. 7) [11]

EP 500/3 AA

Vlastnosti produktu:

- Tloušťka 9 [mm]
- Šířka 500 [mm]
- Počet vložek 3 [-]
- Tloušťka horní krycí vrstvy 4 [mm]
- Tloušťka spodní krycí vrstvy 2 [mm]
- Min. průměr hnacího válce 315 [mm]
- Obrusivost 90 [mm^3]
- Pevnost v tahu 500 [Nmm^{-1}]
- Materiál pryž
- Pracovní teplota -25/60 [°C]
- Hmotnost 6,5 [kg/bm]

obr. 7.: Řez páse EP 500/3 AA [11]

2.2. Dopravníkové válečky

Válečky vedou a podpírají dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Na 1 km délky pásového dopravníku připadá až 4 000 válečků. Požadavky kladené na válečky jsou: malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, aby nezatěžovali rám, jednoduchou konstrukci, jsou dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, musí být náležitě vyváženy a musejí být nenáročné na údržbu.[4]

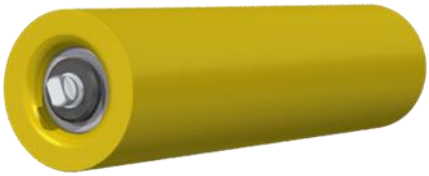
Řez válečkem moderní konstrukce je vidět na (obr. 8)

obr. 8.: Hlavní prvky dopravníkového válečku od společnosti TRANSROLL – CZ, a.s., které mají vliv na jeho funkční spolehlivost a životnost [12]

2.2.1. Druhy a způsob použití dopravníkových válečků

a) Hladké válečky

Jsou používány pro horní i dolní pražce pásových dopravníků.



obr. 9.: Hladký váleček [12]

b) Pogumované a kotoučové dopravníkové válečky

Používají se ke snížení dynamických účinků dopadů v dopadové oblasti nebo pod násypkou pásového dopravníku.

obr. 10.: Pogumovaný (vlevo) a kotoučový (vpravo) dopravníkový váleček [12]

c) Spirálové a diskové dopravníkové válečky

Používají se pro čištění dopravního pásu od zbytkového znečištění. Diskové válečky jsou použity tam, kde se lepkavé materiály lepí na pás, v korozivním/leptavém prostředí, nebo když je nežádoucí opotřebení otěrem. Spirálové válečky se používají ve stejných

podmínkách jako diskové válečky. Jejich unikátní konstrukce minimalizuje poškození pásu nahromaděným materiálem. Spirálové válečky mohou být použity pouze pro pásy pohybující se jedním směrem. [4]

obr. 11.: Spirálový (vlevo) a diskový (vpravo) dopravníkový váleček [12]

d) Strážní dopravníkové válečky

Používají se pro vyrovnání dopravního pásu při průchodu přes samostatný pražec.

obr. 12.: Strážní dopravníkový váleček [12]

2.3. Válečkové stolice

Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Typické řešení válečkové stolice pro dopravníky střední velikosti je na (obr.13c). Stolice nosných válečků se připevňují na konstrukci dopravníku. Vzdálenost (rozteč) stolic je závislá na šířce pásu, ložném profilu a druhu dopravovaného materiálu. V zatížené větvi je mezi 750 až 1 800 mm a je určena ČSN 26 3102. V místech, kde se přivádí materiál, je vzdálenost stolic menší – 450 až 600 mm. Stejně tak v místech konvexních oblouků, kde volíme rozteč stolice poloviční proti přímým úsekům.[4]

V nezatížené vratné větvi se vzdálenost stolic pohybuje okolo 3 000 mm a stolice jsou většinou jednoválečkové.[4]

Příliš velká rozteč válečkových stolic se projeví nejen velkým průvěsem pásu, ale i jeho špatnou boční stabilitou, nepříznivými dynamickými účinky, poškozením pásu zejména při dopravě materiálu větší kusovitosti a také větším potřebným příkonem dopravníku. Rozteč válečkových stolic v zatížené větvi by v žádném případě neměla být větší než 2,5 m, ve vratné větvi 6 m.[4]

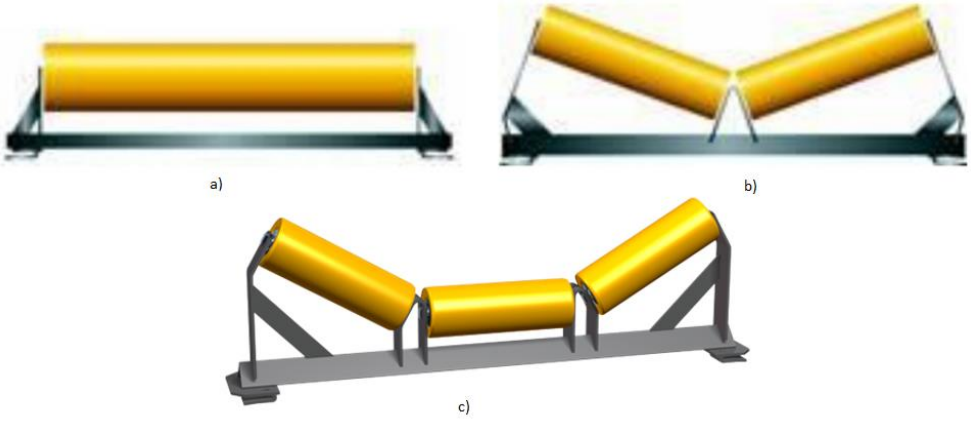
Optimální využití válečkové stolice je možné jen při stejné životnosti všech jejích součástí. Po uplynutí doby životnosti by měly všechny díly vykazovat stejný stupeň opotřebení, aby se při revizi nebo opravě dopravníku prováděla výměna kompletních stolic.[4]

Předpokladem pro stejnou životnost ložisek jedné válečkové stolice je jejich stejné zatížení. Toho však nelze při stejné délce válečků a jejich pevném uložení dosáhnout.[4]

2.3.1. Druhy a způsoby použití válečkových stolic

a) Nosné válečkové stolice

Pražce nacházející se v horní časti dopravníku. Podpírají naloženou část pásu a přepravují náklad.



obr. 13.: Nosné válečkové stolice: a) jednoválečková[6], b) dvouválečková[6], c) tříválečková [12]

b) Dopadové válečkové stolice

Mají za úkol zajistit maximální ochranu pásu. Dopadové válečky jsou v místě násypky, kde těžký materiál dopadá na pás a mohl by jej poškodit. Dopadové stolice jsou vybaveny gumovými válečky nebo kotoučovými válečky (obr. 14) vhodné šířky a odolnosti.[12]

obr. 14.: Dopadová válečková stolice s kotoučovými válečky [12]

c) Vratné válečkové stolice

Vratné stolice jsou ve spodní části dopravníku a podpírají pás při jeho návratu z vykládky.[12]

obr. 15.: Vratná stolice jednoválečková (vlevo)[12] dvouválečková (vpravo) [6]

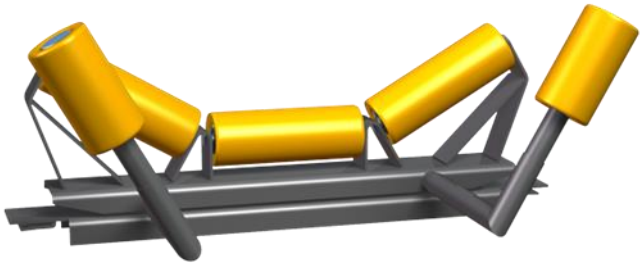
d) Girlandové válečkové stolice

Girlandové válečkové stolice podle (obr. 16) vytvářejí vhodné podmínky pro rovnoměrné zatížení jednotlivých válečků, a tím podstatně zvýšují životnost nejen válečků, ale i pásu. Kromě toho snižují hmotnost konstrukce, a tak i investičních a provozních nákladů.

obr. 16.: Girlandové stolice s hladkými válečky (vlevo) [6] a s kotoučovými válečky (vpravo) [12]

e) Tvarovací válečkové stolice

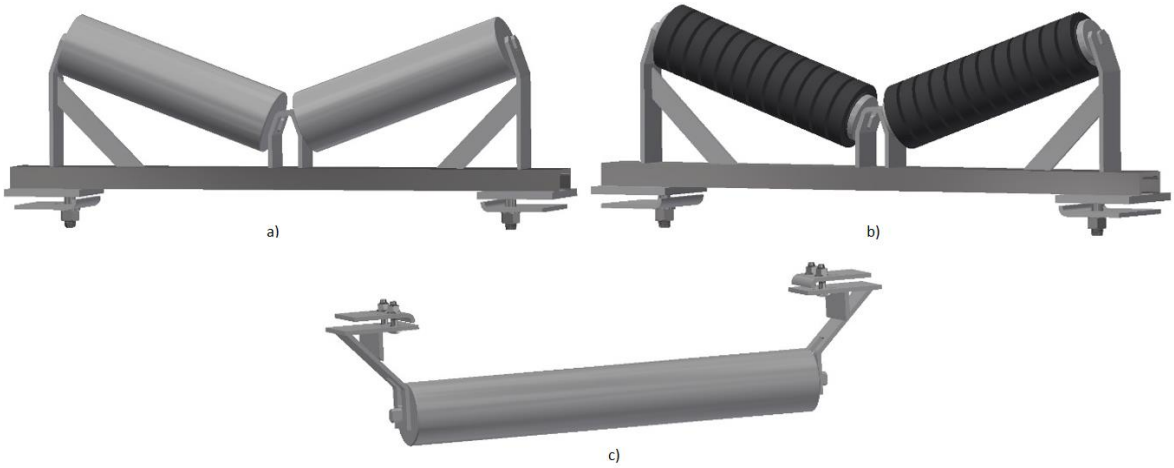
Žlabové nebo rovné pražce pomáhají udržovat pás ve středu dopravníku, kdy by dočasné nebo přechodné podmínky mohli způsobit vychýlení pásu. Dva malé postranní válečky jsou umístěny vertikálně k základnímu rámu, aby zajišťovaly samočinné vracení pásu. [12]



obr. 17.: Tvarovací válečková stolice [12]

2.3.2. Volba válečkových stolic pro daný dopravník

Pro konstrukční řešení byly po návrhovém výpočtu voleny horní dvouválečkové nosné stolice (obr. 18a), které jsou rozmístěny po celé délce horní větve dopravníku, pouze v místě přivádění materiálu jsou v délce dvou metů použity dopadové dvouválečkové stolice (obr. 18b) a ve vratné větvi jsou použity vratné jednoválečkové stolice (obr. 18c) včetně všech variant válečků, a to vše od spol. AMG – Karel Pícha, s.r.o.



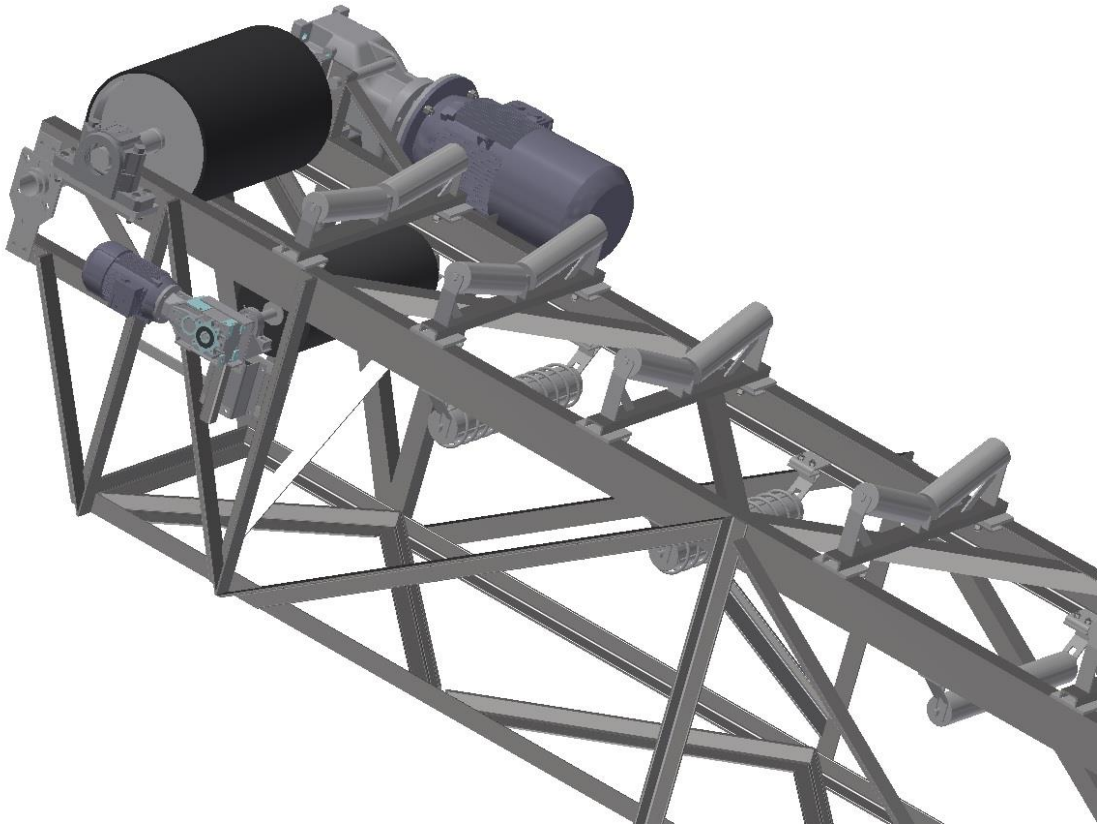
obr. 18.: Nosné válečkové stolice použité v konstrukčním řešení a) horní dvouválečková nosná stolice s hladkými válečky, b) horní dvouválečková sopadová stolice s kotoučovými válečky, c) spodní nosná stolice s hladkým válečkem. [13]

2.4. Poháněcí stanice

Bývá nejčastěji umístěna na nejvyšším místě dopravníku včetně převodovky. Tam, kde se šetří místem, případně u menších výkonů je vhodná volba elektrický buben. Přenosné a pojízdné dopravníky mohou být vybaveny spalovacími motory. U šikmých a lomených dopravníků musí být v ústrojí stavěcí brzda, aby se zamezilo, v případě výpadku proudu, zpětnému chodu.[4]

V našem případě se pohonná sestava (obr.19) pro přenos hnací síly z poháněcího bubnu na pás skládá z asynchronního elektromotoru (obr. 20) a kuželočelní převodovky (obr. 21) od společnosti TOS Znojmo, a.s. [14]. Z výpočtové části plyne minimální potřebný výkon, který byl následně navýšen na 11 kW.

Hnací buben, nakupovaný od společnosti GTK, spol. s.r.o.[15], je pro zvýšení součinitele tření opatřen pryžovým drážkovaným obložením.



obr. 19.: Poháněcí stanice

Elektromotor (brzdový)

4 pólové, synchronní otáčky 1500 min^{-1} / **4-pole, synchronous speed 1500 min^{-1}** / *Vierpolige Motoren, synchrone Drehzahl 1500 min^{-1}*

Typ Type Typ		výkon power output Leistung	otáčky speed Drehungen	jmenovitý proud nominal current Nennstrom	jmenovitý moment rated moment Nenmoment	účiník power factor Leistungsfactors	účinnost efficiency Wirkungsgrad	poměr ratio Verhältnis		J	hmotnost weight Gewicht
		kw	min^{-1}	A	Nm	cos φ	η %	I_A/I_n	M_A/M_n	kg × m^2	kg
132M	4	7,50	1455	15,10	49,0	0,82	87,5	6,7	3,2	0,0240	56,0
160M	4	11,00	1460	21,50	72,0	0,84	88,5	6,3	2,9	0,0400	76,0
160L	4	15,00	1460	28,50	98,0	0,84	90,0	7,2	2,8	0,0520	

obr. 20.: Asynchronní elektromotor-parametry [14]

Převodovka

Typ převodovky / **Type of gearbox** / *Typ des Getriebes*

P_1 [kW]	i	50 Hz n_2 [min^{-1}]	50 Hz M_2 [Nm]	50 Hz S_f	📖	F_r [N]
11,0						
	17,4	84,1	1147	1,9	KTM 63	14200
	19,1	76,5	1261	1,8	KTM 63	13800
	20,7	70,4	1370	0,9	KTM 53	5800

obr. 21.: Kuželočelní převodovka-parametry [14]

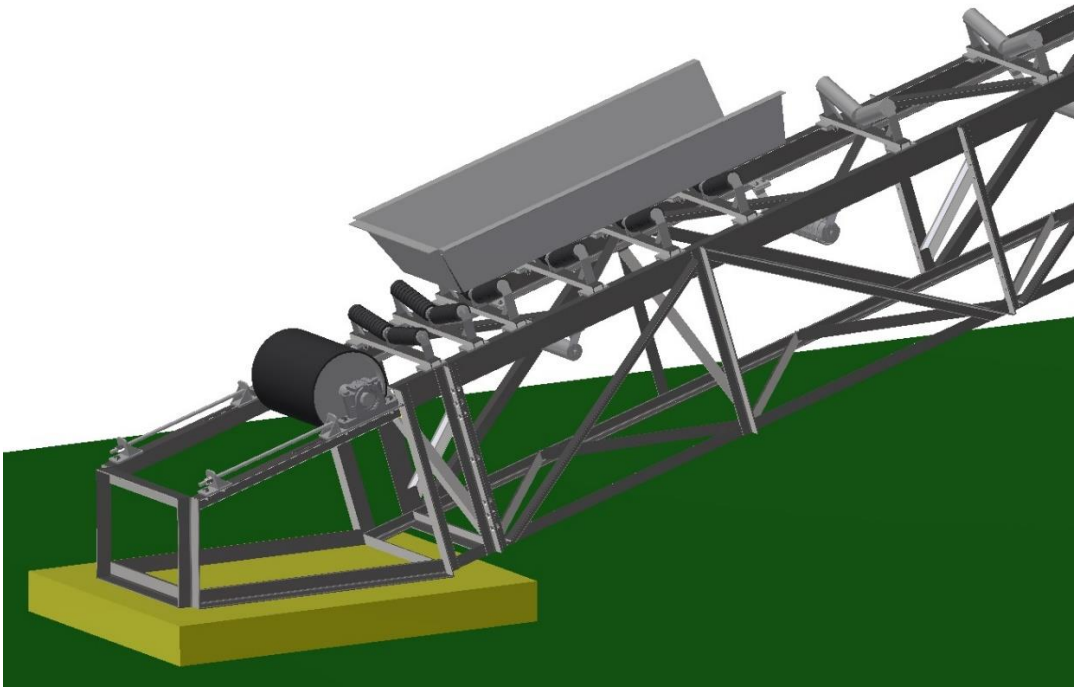
2.5. Vratná stanice

Vratná stanice tvoří samostatnou ocelovou konstrukci, na které je umístěn poháněný buben od společnosti GTK, spol. s.r.o.[15] a tuhé napínací ústrojí. V místě přivádění materiálu je umístěna násypka o délce 2 m. Celé toto konstrukční řešení můžeme vidět na (obr. 22).

Správným napnutím dopravního pásu se zajišťuje přenos sil z poháněcího bubnu na pás a omezuje se průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi. V našem případě je zvoleno tuhé napínací ústrojí za pomoci šroubů.

Napínání se provádí pohybem vratného bubnu. Přitom je nutné dbát na to, aby nedošlo k šikmému postavení bubnu proti podélné ose dopravníku, které by vedlo k nerovnoměrnému, jednostrannému vytahování pásu a jeho sbíhání s válečků. Napnutí pásu se určuje pouze odhadem a musí být již za klidu takové, aby se vyhovělo přenosu sil na hnacím bubnu za chodu a zejména při rozběhu dopravníku.[4]

Výhody tohoto řešení jsou hlavně v jeho jednoduchosti, a tedy i ceně. Kvůli zadané délce dopravníku je nutné jej opatřit některým z možných zařízení pro korekci pohybu pásu. Například vhodnou změnou nastavení válečku.



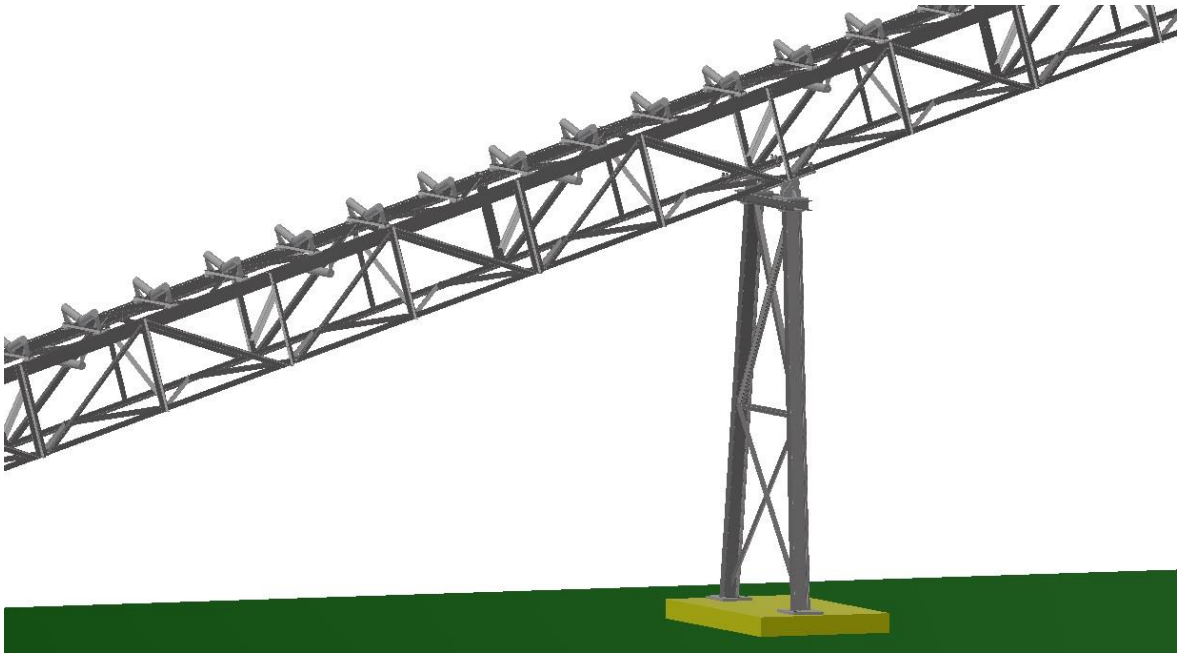
obr. 22.: Vratná stanice

2.6. Nosná konstrukce

Na nosné konstrukci jsou uloženy ostatní součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství. Nosná konstrukce zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, dynamické síly vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, nevyváženými hmotami bubnů a válečků apod., jakož i reakce v místech jeho uložení.[4]

2.6.1. Rám dopravníku

Pro zachycení statických a dynamických sil byla konstruována příhradová konstrukce 1000 mm vysoká, svařovaná z ocelových profilů U140 a L60x60x8 (obr. 23).

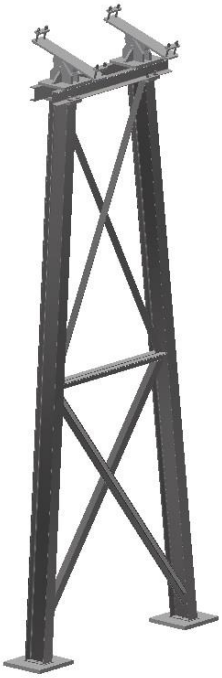


obr. 23.: Rám dopravníku

2.6.2. Stojiny dopravníku

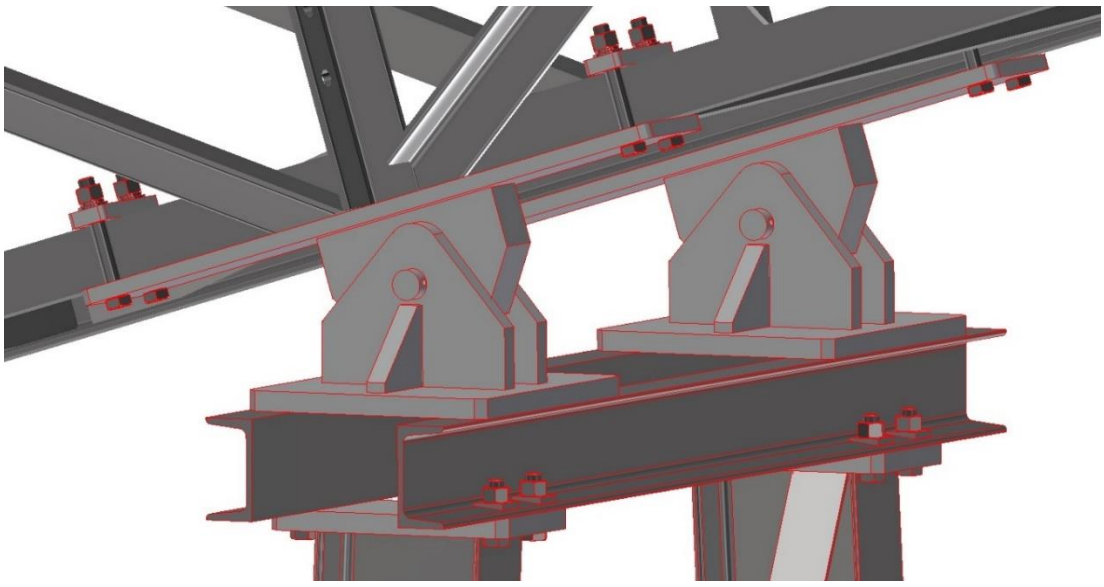
Rám dopravníku je podpírán třemi stojinami o výšce 4,1 m (obr. 24), 8,4 m a 12,7 m, které jsou svařované z profilů I180 a L60x60x8. Na spodní části stojiny je navařen 20 mm tlustý podstavný plech s dírami pro šrouby k ukotvení stojiny do betonové základny. Takováto konstrukce zajišťuje lepší stabilitu a odolávání bočnímu větru.

Dle EN 10025 použit materiál S235JR, dodavatel RAVEN CZ a.s.[17]



obr. 24.: Stojina dopravníku 4,1 m

Spojení mezi stojinami a rámem dopravníku zajištěn pomocí závěsu, který je přišroubován k rámu skrz čep uložen v kyvné konzole stojiny (obr. 25)



obr. 25.: Závěs

2.7. Čištění pásu

Ve vratné větvi se na podpěrných válečcích odvaluje strana pásu, na které se před tím dopravoval materiál. Zbytky materiálu, které na pásu ulpěly, pak znečišťují válečky, nečistoty na válečcích zatvrdnou a způsobují vybočení pásu ve vratné větvi.[4]

U pásů znečištěných silně ulpívajícími materiály, jako je jíl apod., používá se ve vratné větvi kotoučových válečků.

2.7.1. Vnější stěrač pásu

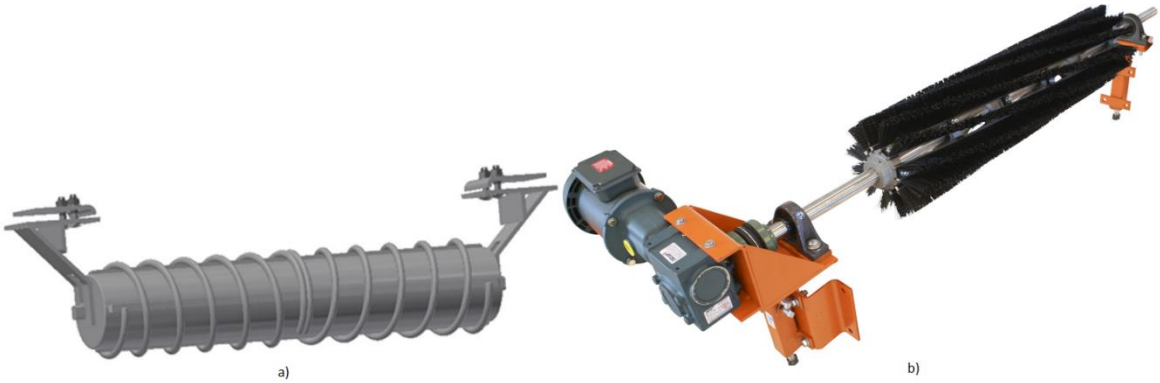
Pro konstrukční řešení byl volen čelní stěrač QC1 Cleaner PD (obr.26) od spol. Martin Engineering [16].

Výhodou tohoto stěrače je jeho robustní základní rám, který je odolný vůči těžkým pracovním podmínkám. Díky profilu čepele udržuje nejúčinnější úhel čištění pásu a prodlužuje svoji životnost. Odolný a robustní napínač pružiny udržuje čistící tlak, přesto umožňuje snadné napínání s minimálními prostoji.[16]

obr. 26.: Vnější čelní stěrač pásu QC1 Cleaner PD [16]

2.7.2. Vnitřní stěrač

Volen je čistící kartáč (obr. 27b) od spol. Martin Engineering [16] s vlastním elektromotorem a převodovkou s takovým převodem, aby jejho obvodová rychlost byla vyšší než rychlost pásu a za ním ještě dva spirálové válečeky (obr. 27a) od spol. TRANSROLL – CZ, a.s. [12] pro případné dočištění pásu. Dle stupně znečištění můžeme tento váleček ve vratné větvi použít víckrát.



obr. 27.: Vnitřní stěrač pásu a) spirálový váleček [12], b) čistící kartáč [16]

3. Funkční výpočet pásového dopravníku

Celý návrhový výpočet provádím dle normy ČSN 26 3102[1]

3.1. Úhel sklonu dopravníku

L_h – dopravní vzdálenost [m] — zadáno L_h = 50 m

H – dopravní výška [m] — zadáno H = 15 m

ε – sklon dopravníku [°]

$$\tan \varepsilon = \frac{H}{L_h} \tag{1}$$

$$\tan \varepsilon = \frac{15}{50}$$

$$\varepsilon = 16{,}7°$$

3.2. Délka dopravníku

L – délka dopravníku [m]

$$H = L \cdot \sin \varepsilon \rightarrow L = \frac{H}{\sin \varepsilon} \tag{2}$$

$$L = \frac{15}{\sin 16{,}7°}$$

$$L = 52{,}2\ m$$

3.3. Rychlost dopravního pásu

dopravovaný materiál — zadána frakce 8/16

v – rychlost pásu [$m.s^{-1}$] — předběžně voleno

Materiál	Charakteristický materiál	Rychlosti m/s	
		od	do
lehký	obilní zrno, mláto, slad, šrot	2,5	4
neodírající, drobný	zvlhčený popílek se škvárou, drobné uhlí, cukr, cement, písek, rašelina	1,6	3,15
	hlína, jílo-hlinito-štěrková skrývka		5
ostrohranný, odírající, drobný a střední	drobný koks, štěrk, kamenivo, rudy, struska, hlušina, škvára	1,25	2,5
neodírající v kusech	uhlí, řepa, škrob, kusová sůl	1,6	2,5
odírající v kusech a kusový nad 100 m	hrubý štěrk, ruda, kámen, struska, vápno, hlušina, uhlí, koks	1,25	2
	těžné uhlí pro podzemní dobývání		3,15
ztrácející rozbíjením jakost	tříděné uhlí	0,8	1,6
Poznámka: Při převážně kusovitém materiálu je nutno volit rychlost k dolní hranici rozmezí.			

obr. 28.: Jmenovité rychlosti pro charakteristické druhy materiálu [1]

Dle tabulky na (obr. 28) volím rychlost dopravního pásu

$$v = 1{,}5\ m \cdot s^{-1} \tag{3}$$

3.4. Sypný úhel

ρ – objemová sypná hmotnost [t.m^{-3}] předběžně voleno

ψ – sypný úhel [°] dáno normou

Dopravovaný materiál		Objemová sypná hmotnost ϱ t/m³	Max. sklon transportéru ε	Sypný úhel ψ
hnědé uhlí těžené z dolů		0,8 —1,0	18°	
černé uhlí těžené z dolů		0 85—1,1	18°	
koks kusový tříděný		0,35—0,5	17°	
štěrk	kopaný	1,8 —2,0	18°	
	praný	1,8	14°	
proplástek		1,0 —1,5	18°	20°

obr. 29.: Sypné úhly a objemová sypná hmotnost pro charakteristické druhy materiálu [1]

Dle tabulky na (obr. 29) volím pro štěrk kopaný objemovou sypnou hmotnost

$$\rho = 1{,}8\ t \cdot m^{-3} \tag{4}$$

a tedy sypný úhel je

$$\psi = 20\ ° \tag{5}$$

3.5. Šířka pásu, průřez náplně pásu

Q – dopravované množství materiálu [t.h^{-1}] zadáno Q = 125 t.h^{-1}

F – celkový průřez náplně pásu [m^2]

V_1 – teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 m.s^{-1} [m^3.h^{-1}]

B – šířka pásu [mm]

Při dopravě hromadných materiálů platí vztah

$$Q = 3\,600 \cdot \rho \cdot F \cdot v = V_1 \cdot \rho \cdot v \tag{6}$$

, ze kterého se určí potřebný teoretický průřez náplně pásu

$$F = \frac{Q}{(3\,600 \cdot \rho \cdot v)} = \frac{125}{(3\,600 \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}5)} = 0{,}012\,9\ m^2 \tag{7}$$

nebo teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 m.s^{-1}

$$V_1 = \frac{Q}{(\rho \cdot v)} = \frac{125}{(1{,}8 \cdot 1{,}5)} = 46{,}3\ m^3/h \tag{8}$$

Teoretický průřez náplně na pásu F (m²)

B (mm)		400*)	500*)	650*)	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
ß (°)		20°			30°				35°		
Sypný úhel ψ (°)	15	0,012	0,019	0,034	0,059	0,096	0,141	0,196	0,279	0,356	0,442
	20	0,013	0,021	0,038	0,065	0,106	0,156	0,216	0,304	0,388	0,482
	25	0,014	0,024	0,043	0,072	0,117	0,171	0,238	0,330	0,422	0,524
	30	0,016	0,026	0,047	0,079	0,128	0,188	0,261	0,359	0,459	0,570
	35	0,018	0,029	0,052	0,087	0,141	0,206	0,286	0,391	0,499	0,620
	40	0,020	0,033	0,058	0,096	0,155	0,228	0,315	0,427	0,545	0,677

Teoretické dopravované objemové množství V_1 (m³/h) při $v = 1$ m/s

Sypný úhel ψ (°)	15	41	69	123	212	346	507	706	1003	1283	1593
	20	46	77	138	234	382	560	778	1093	1398	1735
	25	51	86	153	258	420	616	855	1189	1519	1886
	30	57	95	170	284	462	676	938	1292	1651	2050
	35	63	105	189	312	507	743	1031	1407	1797	2232
	40	71	117	210	345	559	819	1135	1536	1962	2437

*) Dvouválečkové stolice.
Poznámka: Pro jiné sklony válečků β je nutno hodnoty F a V_1 spočítat podle geometrie průřezu náplně.

obr. 30.: Tabulka pro odečtení šířky pásu [1]

Z tabulky na (obr. 30), pro sypný úhel $\psi = 20°$, teoretický průřez náplně pásu $F = 0{,}012\ 9\ m^2$ a teoretické dopravované množství $V_1 = 46{,}3\ m^3 \cdot h^{-1}$, volím šířku pásu

$$B = 500\ mm \tag{9}$$

→ volím pás korýtkový – dvouválečková stolice (obr.), pro který je nejvyšší průřez náplně pásu

$$F = 0{,}021\ m^2 \tag{10}$$

a nejvyšší dopravované množství

$$V_1 = 77\ m^3 \cdot h^{-1} \tag{11}$$

Tyto hodnoty násobím součinitelem k z důvodu dopravy ve sklonu. Součinitel k odečteme z tabulky na (obr. 31)

ε(°)	0	2	4	6	8	10	12	14
k	1	0,998	0,995	0,989	0,981	0,970	0,957	0,942

ε(°)	16	18	20	22	24	26	28	30
k	0,924	0,905	0,883	0,860	0,835	0,808	0,780	0,750

obr. 31.: Součinitel k pro dopravu ve sklonu [1]

Pro sklon dopravníku 16,7° volím

$$k = 0{,}924 \tag{12}$$

Přepočítané hodnoty

$$F = F \cdot k \tag{13}$$

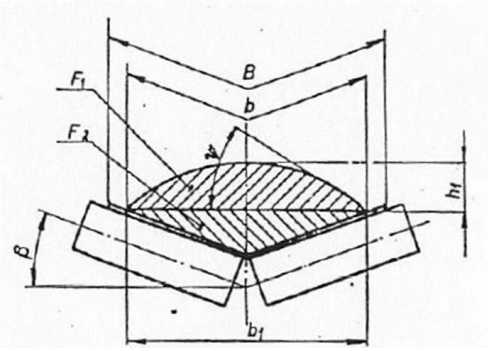
$$F = 0{,}021 \cdot 0{,}924$$

$$F = 0{,}019\,4\ m^2$$

$$V_1 = V_1 \cdot k \tag{14}$$

$$V_1 = 77 \cdot 0{,}924$$

$$V_1 = 71{,}15\ m^3 \cdot h^{-1}$$



obr. 32.: Pás korýtkový-dvouválečková stolice [1]

Využitá ložná šířka pásu

$$b = 0{,}9 \cdot B - 50 \tag{15}$$

$$b = 0{,}9 \cdot 500 - 50$$

$$b = 400\ mm$$

Průřez náplně pásu

$$F = F_1 + F_2 \tag{16}$$

$$F_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \tan\psi \cdot 10^{-6} \tag{17}$$

, kde

$$b_1 = b \cdot \cos\beta \tag{18}$$

$$b_1 = 400 \cdot \cos 20°$$

$$b_1 = 375{,}88\ mm$$

$$F_1 = \frac{1}{6} \cdot 375{,}88^2 \tan 20° \cdot 10^{-6}$$

$$F_1 = 0{,}008\,57\ m^2$$

$$F_2 = \frac{1}{4} \cdot b^2 \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \cdot 10^{-6} = \frac{10^{-6} \cdot b^2}{8} \cdot \sin 2\beta \tag{19}$$

$$\text{pro } \beta = 20° \text{ je} \tag{20}$$

$$F_2 = 0{,}08b^2 \cdot 10^{-6} \tag{21}$$

$$F_2 = 0{,}051B^2 \cdot 10^{-6}$$

$F_2 = 0{,}0127\ 5\ m^2$

$F = F_1 + F_2$
$F = 0{,}00857 + 0{,}01275$
$F = 0{,}0213\ m^2$

výsledný průřez násobím koeficientem *k*

$$F = F \cdot k \tag{22}$$
$F = 0{,}021\ 3 \cdot 0{,}924$
$F = 0{,}019\ 7\ m^2$

3.6. Hlavní odpory

Při stanovení pohybových odporů se vychází ze zatížení způsobeného hmotností dopravovaného materiálu a hmotností pásu, připadající na 1 m délky pásu.

3.6.1. Hmotnost dopravovaného materiálu, připadající na 1 m délky pásu q_1

$$m_1 = \frac{Q}{3{,}6 \cdot v} \tag{23}$$
$$m_1 = \frac{125}{3{,}6 \cdot 1{,}5}$$
$m_1 = 23{,}15\ kg \cdot m^{-1}$

$$q_1 = m_1 \tag{24}$$
$q_1 = 23{,}15\ kp \cdot m^{-1}$

3.6.2. Hmotnost 1 m² pásu q_2

Zvolil jsem pryžový dopravní pás **EP 500/3 AA** [11]

- Šířka pásu $B = 500\ mm$
- Pevnost v tahu 500 N/mm
- hmotnost 1 m² pásu $m^2 = 6{,}5\ kg$

$$q_2 = m_2 \tag{25}$$
$q_2 = 6{,}5\ kp \cdot m^{-1}$

3.6.3. Tíhová síla od rotujících částí válečků na 1 m délky transportéru pro horní větev

t_h – rozteč horních válečkových stolic [m] — předběžně voleno t_h = 1 m
G_r – tíhová síla od rotujících částí 1 válečku [kp] — voleno dle tabulky na (obr. 33)
n_h – počet válečků v horní stolici — voleno 2 válečky

$$q_{rh} = \frac{G_r \cdot n_h}{t_h} \tag{26}$$

$$q_{rh} = \frac{2{,}5 \cdot 2}{1}$$
$$q_{rh} = 5\ kp \cdot m^{-1}$$

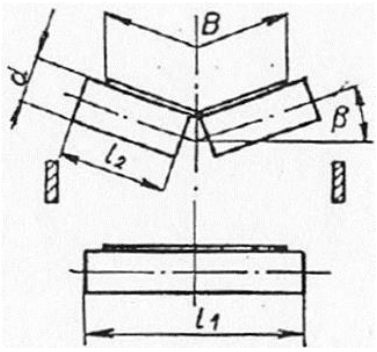
3.6.4. Tíhová síla od rotujících částí válečků na 1 m délky transportéru pro dolní větev

t_d – rozteč dolních válečkových stolic [m] — předběžně voleno t_d = 3 m
G_r – tíhová síla od rotujících částí 1 válečku [kp] — voleno dle tabulky na (obr. 33)
n_d – počet válečků v dolní stolici — voleno 1 váleček

$$q_{rd} = \frac{G_r \cdot n_d}{t_d} \quad (27)$$
$$q_{rh} = \frac{4 \cdot 1}{3}$$
$$q_{rh} = 1{,}3\ kp \cdot m^{-1}$$

B	d	l_1	G_r	l_2	G_r	l_3	G_r	l_4	G_r	β^0
400	63 / 89	500	2,6 / 3,5	250	1,7 / 2,1					
500	63 / 89	600	3,0 / 4,0	315	1,9 / 2,5	—	—	—	—	20°

obr. 33.: Tíhové síly G_r od rotujících částí jednoho hladkého válečku [1]



obr. 34.: Označení délek válečků [1]

3.6.5. Hlavní odpor O_H

$$O_H = f \cdot L \cdot [(q_1 + 2q_2) \cdot cos\ \varepsilon + q_{rh} + q_{rd}] \quad (28)$$

globální součinitel f se vypočítá ze vzorce

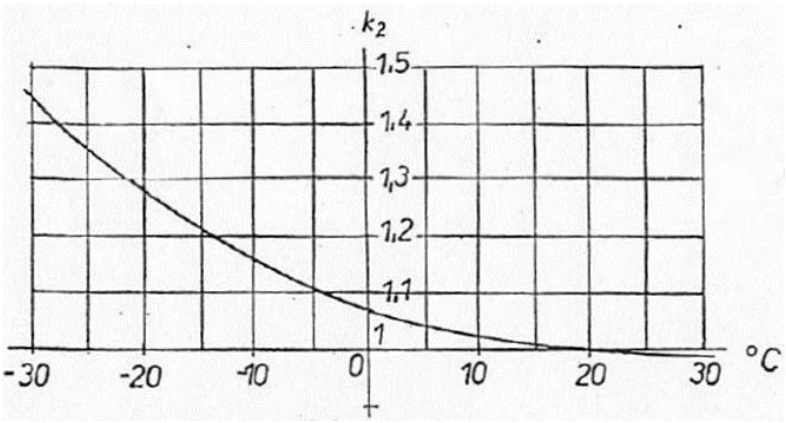
$$f = f_1 \cdot k_2 \quad (29)$$

, kde f_1 volím pro nepřesně vyrovnané transportéry v obtížných provozních podmínkách

$$f_1 = 0{,}023 \quad (30)$$

a teplotní součinitel k_2 pro teplotu -10 °C určím z diagramu na (obr. 35)

$$k_2 = 1{,}17 \quad (31)$$



obr. 35.: Teplotní součinitel k_2 [1]

a tedy

$$f = f_1 \cdot k_2$$
$$f = 0{,}023 \cdot 1{,}17$$
$$f = 0{,}027$$

$$O_H = f \cdot L \cdot [(q_1 + 2q_2) \cdot \cos\varepsilon + q_{rh} + q_{rd}]$$
$$O_H = 0{,}027 \cdot 52{,}2 \cdot [(23{,}15 + 2 \cdot 6{,}5) \cdot \cos 16{,}7° + 5 + 1{,}3]$$
$$O_H = 58{,}7\ kp$$

3.7. Vedlejší odpory

$$O_V = S_N + S_{OC} + S_{LC} \quad (32)$$

3.7.1. Odpor v násypce S_N

$$S_N = \frac{q_1 \cdot v}{g} \cdot (v - v_0)\left[1 + \frac{1000 \cdot q_1}{\rho \cdot b_n^2} \cdot \left(1 + \frac{v_0}{v}\right)\right] \quad (33)$$
$$S_N = \frac{23{,}15 \cdot 1{,}5}{9{,}81} \cdot (1{,}5 - 0)\left[1 + \frac{1000 \cdot 23{,}15}{1{,}8 \cdot 500^2} \cdot \left(1 + \frac{0}{1{,}5}\right)\right]$$

$$S_N = 5{,}58\ kp$$

3.7.2. Ohybový odpor S_{OC}

Pro předběžný výpočet volím ohybový odpor

$$S_O = 20\ kp \quad (34)$$

$$S_{OC} = S_O \cdot z_b \quad (35)$$
$$S_{OC} = 20 \cdot 1$$
$$S_{OC} = 20\ kp$$

3.7.3. Odpor v ložiskách nepoháněcích bubnů

Pro předběžný výpočet volím pro jeden buben

$$S_L = 10\ kp \quad (36)$$

a tedy pro jeden nepoháněcí buben

$$S_{LC} = S_L \cdot z_b \quad (37)$$

$$S_{LC} = 10 \cdot 1$$
$$S_{LC} = 10\ kp$$

3.7.4. Výsledný předběžný vedlejší odpor

$$O_V = S_N + S_{OC} + S_{LC}$$
$$O_V = 5{,}58 + 20 + 10$$
$$O_V = 35{,}58\ kp$$

3.8. Přídavné odpory

$$O_P = S_Z + S_{VV} + S_C + S_{SP} \quad (38)$$

3.8.1. Odpor k překonání dopravní výšky

$$S_Z = \frac{Q \cdot H}{3{,}6 \cdot v} \quad (39)$$
$$S_Z = \frac{125 \cdot 15}{3{,}6 \cdot 1{,}5}$$
$$S_Z = 347{,}2\ kp$$

3.8.2. Odpor vzniklý vychýlením bočních válečků z roviny kolmé k ose dopravníku o 1,5°

$$S_{VV} = 0{,}01 \cdot n_{VV} \cdot q_2 \cdot \cos\varepsilon \quad (40)$$
$$S_{VV} = 0{,}01 \cdot 5 \cdot 6{,}5 \cdot \cos 16{,}7°$$
$$S_{VV} = 0{,}31\ kp$$

3.8.3. Odpor čističů pásu

$$S_C = z_c \cdot 0{,}02 \cdot B \quad (41)$$

Pro předběžný výpočet odporu volím počet čističů

$$z_c = 3 \quad (42)$$
$$S_C = 3 \cdot 0{,}02 \cdot 500$$
$$S_C = 30\ kp$$

3.8.4. Odpor shrnovače materiálu s pásu

$$S_{SP} = 0{,}12 \cdot B \quad (43)$$
$$S_{SP} = 0{,}12 \cdot 500$$
$$S_{SP} = 60\ kp$$

3.8.5. Výsledný předběžný přídavný odpor

$$O_P = S_Z + S_{VV} + S_C + S_{SP}$$
$$O_P = 347{,}2 + 0{,}31 + 30 + 60$$
$$O_P = 437{,}51\ kp$$

3.9. Výsledný odpor v horní a dolní větvi dopravníku

Je součtem všech dílčích odporů a je roven obvodové síle na poháněcím bubnu dopravníku.

$$P = O_H + O_V + O_P \tag{44}$$

$$P = 58{,}7 + 35{,}58 + 437{,}56$$

$$P = 531{,}84\ kp$$

3.10. Stanovení výkonu motoru

η – účinnost poháněcí stanice — předběžně volím η = 0,85

$$N = \frac{P \cdot v}{102 \cdot \eta} \tag{45}$$

$$N = \frac{531{,}84 \cdot 1{,}5}{102 \cdot 0{,}85}$$

$$N = 9{,}2\ kW$$

Tato hodnota udává potřebný výkon motoru při plném zatížení a ustálení chodu dopravníku. Není uvažován rozběh plně naloženého dopravníku, u něhož je nutno překonat záběrový moment motoru, zejména u dálkových dopravníků.

3.11. Výpočet jednobubnového pohonu

α – úhel opásání — předběžně voleno α = 180°

μ – součinitel tření — voleno dle tabulky na (obr. 36)

Poměr tahů v pásu T_1 ve větvi nabíhající na poháněcí buben k tahu T_2 ve větvi sbíhající s bubnu, při úhlu opásání α a součiniteli tření μ je

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\alpha\mu} \tag{46}$$

Rozdíl tahů v pásu se rovná obvodové hnací síle, která se přenáší z bubnu na pás

$$P = T_1 - T_2 = T_2 \cdot (e^{\alpha\mu} - 1) \tag{47}$$

po dosazení

$$T_1 = P\frac{e^{\alpha\mu}}{e^{\alpha\mu} - 1} = P\left[1 + \frac{1}{e^{\alpha\mu} - 1}\right] \tag{48}$$

$$T_2 = P\frac{1}{e^{\alpha\mu} - 1} \tag{49}$$

Stav stykových ploch	Součinitel tření, μ, jako funkce obložení bubnu			
	hladký ocelový buben	pryžové obložení, šípové drážky	polyuretanové obložení, šípové drážky	keramické obložení, šípové drážky
suché	0,35–0,4	0,4–0,45	0,35–0,4	0,4–0,45
čisté a mokré (voda)	0,1	0,35	0,35	0,35–0,4
mokré a znečištěné (jíl nebo hlína)	0,05–0,1	0,25–0,3	0,2	0,35

obr. 36.: Součinitel tření μ [2]

Plášť bubnu volím s obložením pryžovým a šípové drážky, povrch bubnu mokrý a znečištěný, a tedy součinitel tření dle tabulky z (obr. 36)

$$\mu = 0{,}3 \tag{50}$$

Tab. 12. HODNOTY $\frac{1}{e^{\alpha\mu}-1}$

μ	Úhel opásání $\alpha°$						
	160	180	210	240	270	300	330
0,1	3,106	2,710	2,260	1,922	1,660	1,455	1,283
0,2	1,339	1,143	0,925	0,763	0,639	0,541	0,462
0,3	0,763	0,639	0,500	0,405	0,322	0,262	0,216
0,4	0,486	0,398	0,300	0,230	0,179	0,140	0,111
0,5	0,329	0,262	0,190	0,140	0,105	0,079	0,059

obr. 37.: Hodnoty $\frac{1}{e^{\alpha\mu}-1}$ pro různé úhly opásání [1]

Pro zvolený úhel opásání $\alpha = 180°$ a součinitel tření $\mu = 0{,}3$ odečtu z tabulky na (obr. 37)

$$\frac{1}{e^{\alpha\mu}-1} = 0{,}639 \tag{51}$$

$$T_1 = P\frac{e^{\alpha\mu}}{e^{\alpha\mu}-1} = P\left[1+\frac{1}{e^{\alpha\mu}-1}\right]$$

$$T_1 = 531{,}84[1+0{,}5]$$

$$T_1 = 797{,}76\ kp$$

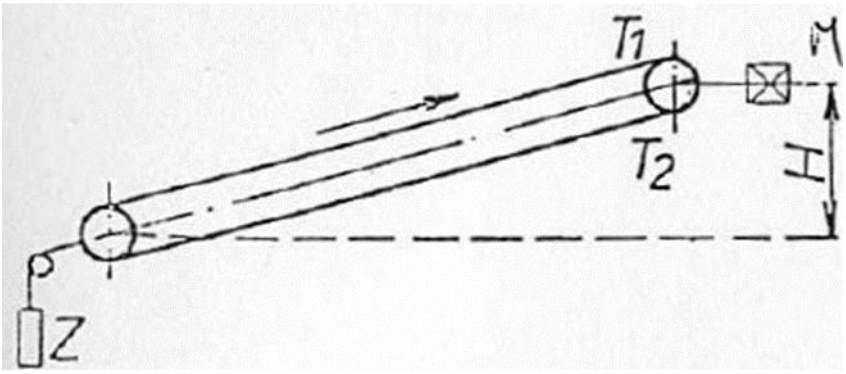
$$T_2 = P\frac{1}{e^{\alpha\mu}-1}$$

$$T_2 = 531{,}84 \cdot 0{,}5$$

$$T_2 = 265{,}92\ kp$$

3.12. Napínací síla

3.12.1. Dopravník s pohonem na přepadávacím konci



obr. 38.: Schéma-pohon na přepadávacím konci [1]

$$Z = 2(T_2 - q_2 \cdot H) \tag{52}$$

$$Z = 2(265{,}92 - 6{,}5 \cdot 15)$$

$$Z = 336{,}84\ kp$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat, vypočtenou napínací sílu zvětším o doporučených 10 %

, pak

$$Z = 370{,}52\ kp$$

S navýšenou napínací silou je třeba znovu přepočítat tahové síly v pásu

$$T_1 = \frac{Z}{2} + P + q_2 \cdot H \tag{53}$$

$$T_1 = \frac{370{,}52}{2} + 531{,}84 + 6{,}5 \cdot 15$$

$$T_1 = 814{,}6\ kp$$

$$T_2 = \frac{Z}{2} + q_2 \cdot H \tag{54}$$

$$T_2 = \frac{370{,}52}{2} + 6{,}5 \cdot 15$$

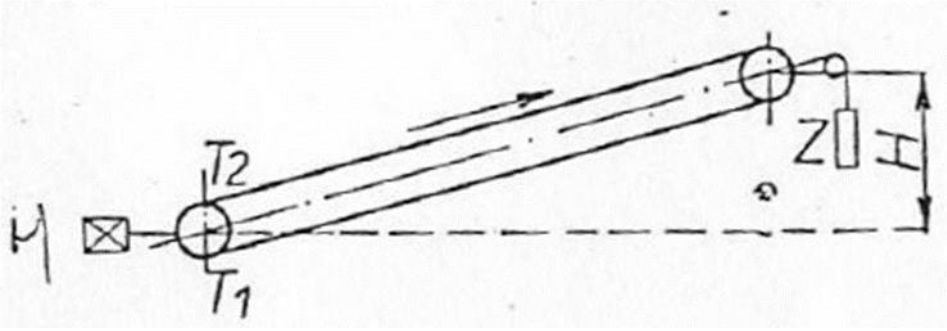
$$T_2 = 282{,}76\ kp$$

Kontrola pevnosti pásu

$$T = 100 \cdot 500 = 50\,000\ kp > 818{,}5\ kp = T_1 \tag{55}$$

Navržený pás vyhovuje.

3.12.2. Dopravník s pohonem na podávacím konci



obr. 39.: Schéma-pohon na podávacím konci [1]

$$Z = 2(T_1 + q_2 \cdot H) \tag{56}$$

$$Z = 2(797{,}76 + 6{,}5 \cdot 15)$$

$$Z = 1\,790{,}52\ kp$$

Aby bylo bezpečně zajištěno, že pás nebude prokluzovat vypočtenou napínací sílu zvětším o doporučených 10 %

, pak

$$Z = 1\,969{,}57\ kp$$

S navýšenou napínací silou je třeba znovu přepočítat tahové síly v pásu

$$T_2 = \frac{Z}{2} - P - q_2 \cdot H \tag{57}$$

$$T_2 = \frac{1\,969{,}57}{2} - 531{,}84 - 6{,}5 \cdot 15$$

$$T_1 = 355{,}45\ kp$$

$$T_2 = \frac{Z}{2} + q_2 \cdot H \tag{58}$$

$$T_1 = \frac{1\,969{,}57}{2} - 6{,}5 \cdot 15$$

$$T_1 = 887{,}29\ kp$$

Kontrola pevnosti pásu

$$T = 100 \cdot 500 = 50\,000\ kp > 887{,}29\ kp = T_1 \tag{59}$$

Navržený pás vyhovuje.

Pro konstrukční řešení úlohy jsem vybral variantu s pohonem na přepadávacím konci dopravníku z důvodů, že u této varianty je zatížená větev větví taženou a příznivějšího rozložení tahových sil v pásu.

3.13. Kontrolní výpočty

3.13.1. Podrobný výpočet ohybového odporu

T – střední hodnota tahu v pásu na bubnu [kp] — vypočteno T = 1467,88 kp
t – tloušťka pásu [mm] — zvoleno t = 9 mm
D – průměr bubnu [mm] — zvoleno D = 400 mm

$$S_o' = \left(1{,}5 + \frac{T}{B}\right) \cdot \frac{t \cdot B}{3D} \tag{60}$$

$$S_o' = \left(1{,}5 + \frac{1467{,}88}{500}\right) \cdot \frac{9 \cdot 500}{3 \cdot 400}$$

$$S_o' = 16{,}63\ kp < 20\ kp = S_o$$

V předběžném výpočtu jsem zvolil větší hodnotu ohybového odporu, než je výsledný po podrobném přepočítání, a protože jsem na straně bezpečnosti, nemusím celý návrhový výpočet přepočítávat.

3.13.2. Skutečný průřez náplně pásu po zvolení pohonu

v – rychlost pásu [m.s^{-1}] — dáno pohonem v = 1,6 m.s^{-1}
Q – dopravované množství materiálu [t.h^{-1}] — zadáno Q = 125 t.h^{-1}

$$F_{(v=1,6)} = \frac{Q}{3\,600 \cdot \rho \cdot v} \tag{61}$$

$$F_{(v=1,6)} = \frac{125}{3\,600 \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}6}$$

$$F_{(v=1,6)} = 0{,}012\,1\ m^2 < 0{,}012\,9\ m^2 = F$$

3.13.3. Skutečné teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 m.s^{-1}

v – rychlost pásu [m.s^{-1}] — dáno pohonem v = 1,6 m.s^{-1}
Q – dopravované množství materiálu [t.h^{-1}] — zadáno Q = 125 t.h^{-1}

$$V_{1(v=1,6)} = \frac{Q}{\rho \cdot v} \tag{62}$$

$$V_{1(v=1,6)} = \frac{125}{1{,}8 \cdot 1{,}6}$$

$$V_{1(v=1,6)} = 43{,}4\ m^3 \cdot h^{-1} < 46{,}3\ m^3 \cdot h^{-1} = V_1$$

3.13.4. Skutečné dopravované množství materiálu po zvolení pohonu

v – rychlost pásu [m.s^{-1}] dáno pohonem v = 1,6 m.s^{-1}

Q – dopravované množství materiálu [t.h^{-1}] zadáno Q = 125 t.h^{-1}

$$Q_{(v=1,6)} = 3\,600 \cdot \rho \cdot F \cdot v \tag{63}$$

$$Q_{(v=1,6)} = 3\,600 \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}012\,1 \cdot 1{,}6$$

$$Q_{(v=1,6)} = 125{,}45\ \text{t/hod} > 125\ \text{t/hod} = \text{Q}$$

Výsledné skutečné dopravované množství materiálu se liší o 0,36 % od požadovaného množství ze zadání. Z tohoto důvodu není potřeba dále návrhový výpočet upravovat.

4. Kontrolní výpočty konstrukčního řešení

4.1. Spojité zatížení

Ve výpočtu není zahrnuta hmotnost spojovacího materiálu.

4.1.1. Hmotnost přepravovaného materiálu

m_1 – hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m pásu [kg.m^{-1}]

vypočteno m_1 = 23,15 kg (23)

L – délka dopravníku [m] vypočteno L = 52,2 m (2)

m_m – hmotnost přepravovaného materiálu [kg]

$$m_m = m_1 \cdot L \tag{64}$$

$$m_m = 23{,}15 \cdot 52{,}2$$

$$m_m = 1\,208{,}43\ kg$$

4.1.2. Hmotnost dopravního pásu

m_2 – hmotnost 1 m^2 pásu [kg.m^{-1}] dáno dle m_2 = 6,5 kg

L_p – délka dopravního pásu [m] dáno konstrukčně L_p = 105,7 m

m_{pas} – hmotnost dopravního pásu [kg]

$$m_{pas} = \frac{m_2}{2} \cdot L_p \tag{65}$$

$$m_{pas} = \frac{6{,}5}{2} \cdot 105{,}7$$

$$m_{pas} = 343{,}53\ kg$$

4.1.3. Hmotnost válečkových stolic horní větve

Volena dvouválečková stolice dle katalogu spol. AMG – Karel Pícha, s.r.o. Vzhledem k tomu, že v katalogu není daná hmotnost konstrukce stolice, pro výpočet hmotnosti jsem použil program Inventor.

h_{sh} – hmotnost konstrukce válečkové stolice horní větve [kg] dáno konstrukčně $h_{sh} = 9$ kg
h_{vh} – hmotnost válečku horní větve [kg] dáno dle $h_{vh} = 3{,}43$ kg
n_{sh} – počet válečkových stolic horní větve [-] dáno konstrukčně $n_{sh} = 63$
m_{hv} – hmotnost válečkových stolic horní větve [kg]

$$m_{hv} = [h_{sh} + (h_{vh} \cdot 2)] \cdot n_{sh} \tag{66}$$
$$m_{hv} = [9 + (3{,}43 \cdot 2)] \cdot 63$$
$$m_{hv} = 999{,}18\ kg$$

4.1.4. Hmotnost válečkových stolic spodní větve

Dle katalogu spol. AMG – Karel Pícha, s.r.o. volen váleček hladký pr. 89 / 600 / 6204. Hmotnost konstrukce držáku válečku jsem spočítal pomocí programu Inventor.

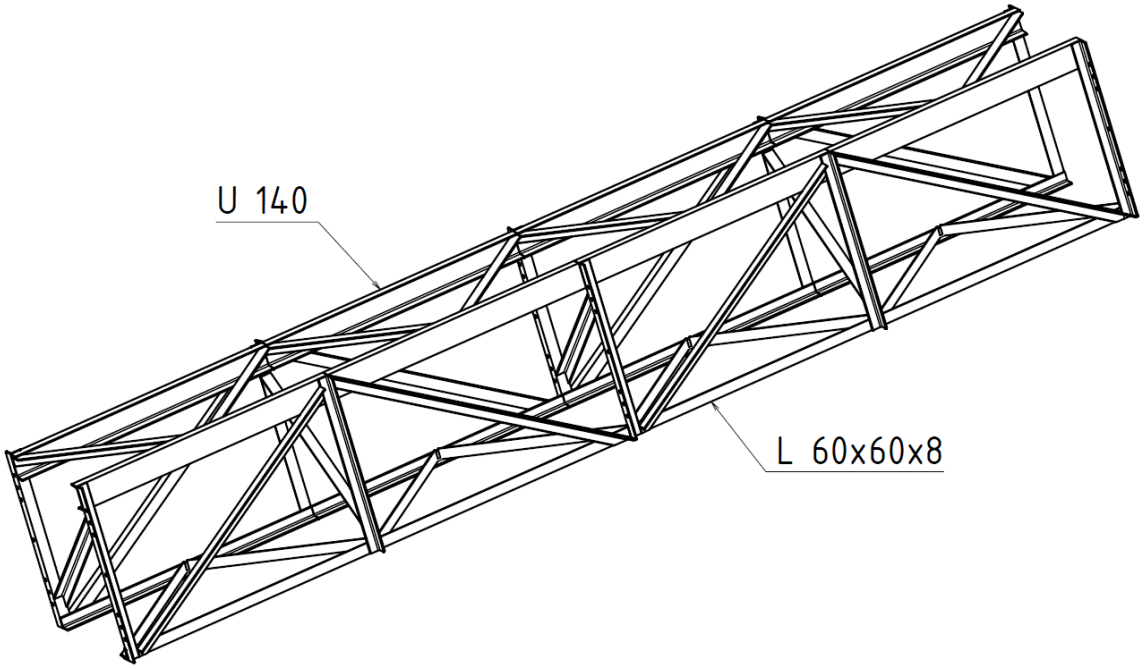
h_{ss} – hmotnost konstrukce držáku válečku [kg] dáno konstrukčně $h_{ss} = 2{,}3$ kg
h_{vs} – hmotnost válečku spodní větve [kg] dáno dle $h_{vs} = 5{,}94$ kg
n_{ss} – počet válečkových stolic spodní větve [-] dáno konstrukčně $n_{ss} = 18$
m_{sv} – hmotnost válečkových stolic horní větve [kg]

$$m_{sv} = (h_{ss} + h_{vs}) \cdot n_{sh} \tag{67}$$
$$m_{sv} = (2{,}3 + 5{,}94) \cdot 18$$
$$m_{sv} = 148{,}32\ kg$$

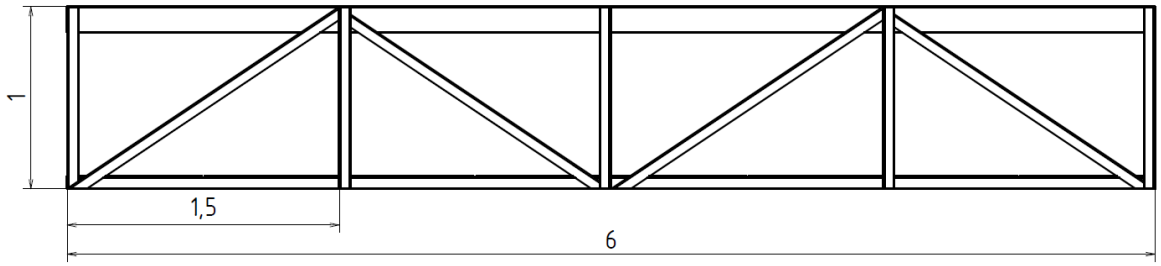
4.1.5. Hmotnost příhradového konstrukce

Příhradová konstrukce je složena z osmi segmentů o délce 6 m (obr. 40) a koncové části. Každý segment je tvořen dvěma příhradovými nosníky. Konstrukce je svařena z tyčí profilového průřezu U140 a L 60x60x8. Dle EN 10025 použit materiál S235JR, dodavatel RAVEN CZ a.s.[17]

Výpočet hmotnosti příhradového nosníku a koncové části jsem provedl v programu Inventor.



obr. 40.: Konstrukce segmentu příhradové konstrukce



obr. 41.: Konstrukce příhradového nosníku

m_{nos} – hmotnost segmentu nosníku [kg] dáno konstrukčně m_{nos} =581 kg
n_{seg} – počet segmentů příhradové konstrukce [-] dáno konstrukčně n_{seg} = 8
m_{kc} – hmotnost koncové časti konstrukce [kg] dáno konstrukčně m_{kc} = 460 kg
m_{pk} – hmotnost příhradové konstrukce [kg]

$$m_{pk} = (m_{nos} \cdot n_{seg}) + m_{kc} \tag{68}$$

$$m_{pk} = (581 \cdot 8) + 460$$

$$m_{pk} = 5\,108\ kg$$

4.1.6. Celková hmotnost

m_{pk} – hmotnost příhradové konstrukce [kg] vypočteno m_{pk} = 5 108 kg (68)
m_{hv} – hmotnost válečkových stolic horní větve [kg] vypočteno m_{hv} = 999,18 kg (66)
m_{sv} – hmotnost válečkových stolic spodní větve [kg] vypočteno m_{sv} = 148,32 kg (67)
m_{pas} – hmotnost dopravního pásu [kg] vypočteno m_{pas} = 343,53 kg (65)
m_m – hmotnost přepravovaného materiálu [kg] vypočteno m_m = 1 208,43 kg (64)
m_c – celková hmotnost [kg]

$$m_c = m_m + m_p + m_{sv} + m_{hv} + m_{pk} \quad (69)$$

$$m_c = 1\,208{,}43 + 343{,}53 + 148{,}32 + 999{,}18 + 5\,108$$

$$m_c = 7\,807{,}46\ kg$$

4.1.7. Výpočet spojitého zatížení

Celkové spojité zatížení od dopravovaného materiálu, dopravního pásu, válečkových stolic a příhradové konstrukce působící na příhradové nosníky.

m_c – celková hmotnost [kg] — vypočteno m_c = 7 807,46 kg (69)

L – délka dopravníku [m] — vypočteno L = 52,2 m (2)

$$q_{c2} = \frac{m_c \cdot g}{L} \quad (70)$$

$$q_{c2} = \frac{7\,807{,}46 \cdot 9{,}81}{52{,}2}$$

$$q_{c2} = 1468\ N \cdot m^{-1}$$

Celkové tíhové zatížení je rozloženo na dva příhradové nosníky.

$$q_c = \frac{\frac{m_c \cdot g}{L}}{2} \quad (71)$$

$$q_c = \frac{\frac{7\,807{,}46 \cdot 9{,}81}{52{,}2}}{2}$$

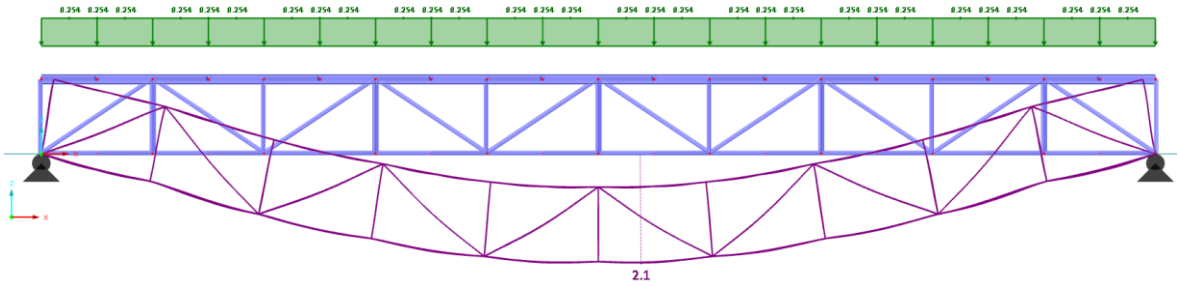
$$q_c = 734\ N \cdot m^{-1}$$

4.2. MKP analýza rámu dopravníku

K analýze jsem použil program RFEM pro statické výpočty metodou konečných prvků. Konstrukce rámu je nahrazena zjednodušeným modelem. Jednotlivé linie modelu jsem nadefinoval jako ocelové profily tak, aby odpovídaly reálnému modelu. Veškeré uzly jsou definovány jako dokonale tuhé.

Pro analýzu jsem zvolil část rámu mezi podporou 1 a podporou 2. Rám je zatížen vlastní vahou konstrukce a celkovým tíhovým zatížením vypočítaném v (71) od kterého jsem odečetl tíhu vlastní váhy konstrukce počítanou v (68), protože program si ji definuje sám dle modelu. Podpory jsou nahrazeny čtyřmi kloubovými podporami ve spodních rohových uzlech, jak je vidět na (obr. 43).

4.2.1. Výsledný průhyb konstrukce

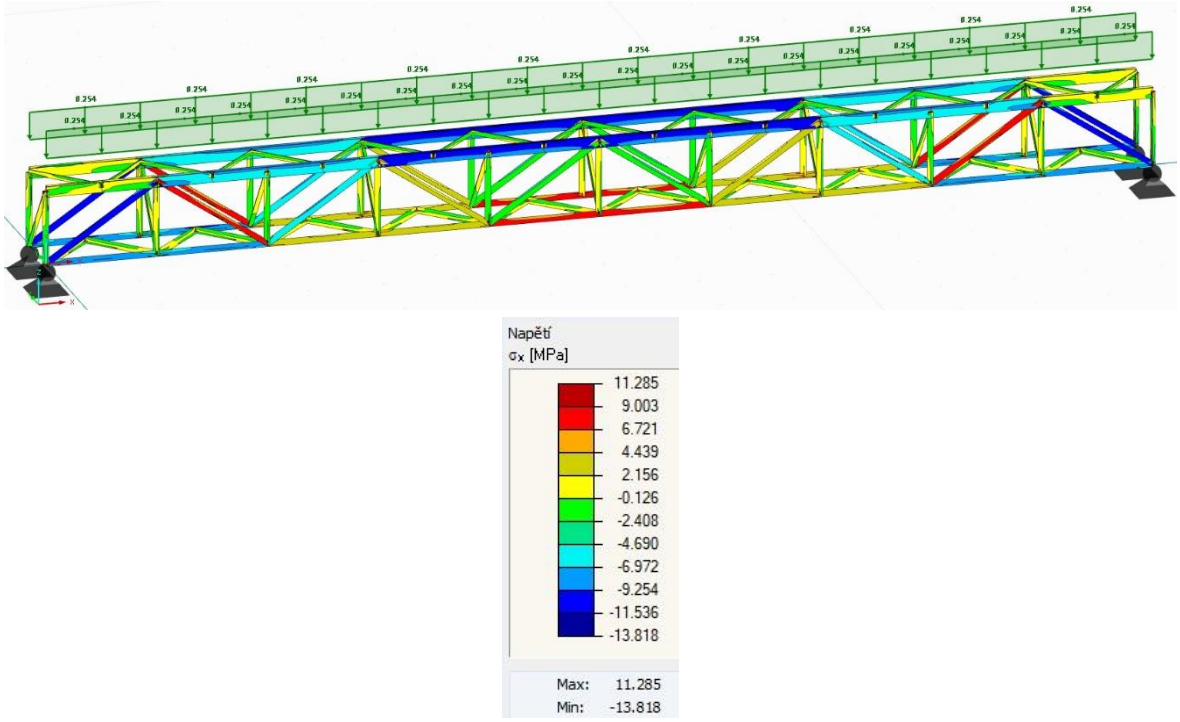


obr. 42.: Průhyb příhradové konstrukce

Výsledný maximální průhyb konstrukce, při zatížení vlastní vahou dle modelu a spojitým zatížením q = 0,254 N.m, je roven -2,1 mm. Na (obr. 42) je průhyb zobrazen v několikanásobném měřítku kvůli lepšímu vykreslení výsledku.

4.2.2. Výsledné napětí σ_x v konstrukci

Při stejném zatížení jako v předešlé kapitole jsem v programu analyzoval pomocí grafického zobrazení napětí v prutech (obr. 43).



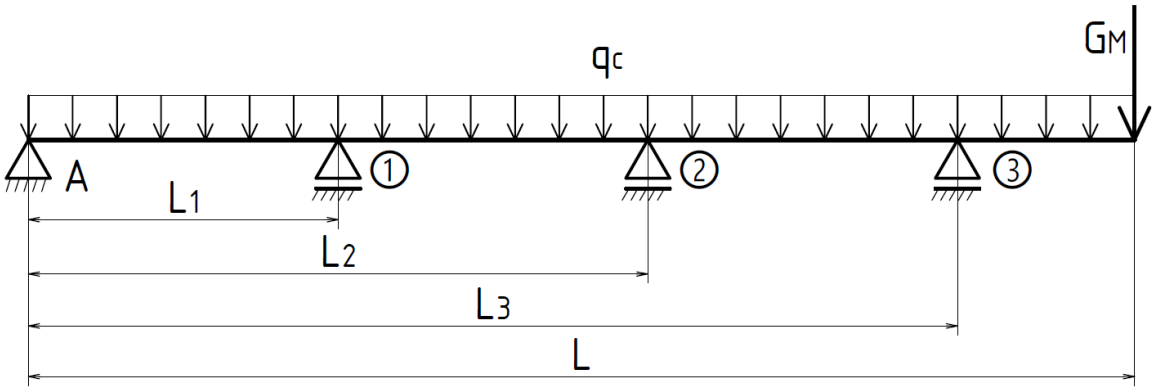
obr. 43.: Napětí v příhradové konstrukci

Dle barevného spektra můžeme rozlišit různá napětí v prutech. Je patrné, že v konstrukci rámu je maximální tahové napětí: 11,285 MPa ve středu spodního pásu a maximální tlakové napětí: 13,818 MPa ve středu horního pásu. Pevnostní kontrolu a bezpečnost takto zatížených prutů zkontroluji v následujících kapitolách.

4.3. Analytický výpočet rámu dopravníku

4.3.1. Výpočet reakčních sil v podporách

Výpočet reakčních sil v podporách dopravníku provádím na zjednodušené úloze, která je dvakrát staticky neurčitá, pomocí Mohrova integrálu.



obr. 44.: Zjednodušený nosník pro výpočet reakčních sil v podporách

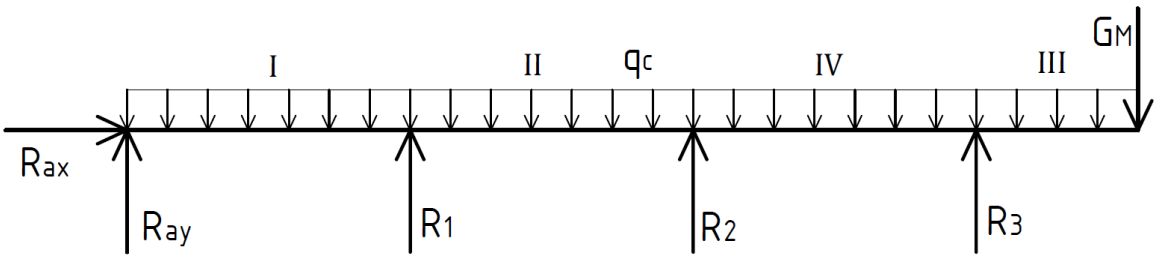
Zjednodušená úloha:

- úloha obecná rovinná
- úloha statická neurčitá
- příhradový nosník spojitě zatížen
- dopravník podepřen třemi stojinami

L_1 – vzdálenost stojiny 1 od osy hnaného bubnu [m] dáno konstrukčně L_1 = 15,5 m
L_2 – vzdálenost stojiny 2 od osy hnaného bubnu [m] dáno konstrukčně L_1 = 30,5 m
L_3 – vzdálenost stojiny 3 od osy hnaného bubnu [m] dáno konstrukčně L_1 = 45,5 m
L – délka dopravníku [m] vypočteno L = 52,2 m (2)
G_M – tíhová síla poháněcí stanice [N] dáno konstrukčně G_M = 1 825 N
R_1 – reakční síla ve stojině 1 [N]
R_2 – reakční síla ve stojině 2 [N]
R_3 – reakční síla ve stojině 3 [N]
R_{ax} – reakční síla v podpoře A ve směru x [N]
R_{ay} – reakční síla v podpoře A ve směru y [N]
M_o – ohybový moment od vnějších sil [N.m]
m_o – ohybový moment od jednotkové síly [N.m]

a) Rovnovážné rovnice

Uvolnění



obr. 45.: Uvolnění nosníku

$$x: R_{ax} = 0 \tag{72}$$

$$y: R_{ay} + R_1 + R_2 + R_3 - G_M - q_c \cdot L = 0 \tag{73}$$

$M_{o②}$:

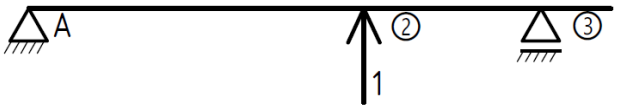
$$R_{ay} \cdot L_2 + R_1 \cdot (L_2 - L_1) - R_3 \cdot (L_3 - L_2) + G_M \cdot (L - L_2) - q_c L \cdot \left(L_2 - \frac{L}{2}\right) = 0 \tag{74}$$

b) Deformační podmínky

Protože je úloha dvakrát staticky neurčitá, volím dvě deformační podmínky, které vychází z konstrukčního řešení, a to že v místech ① a ② bude nulový průhyb nosníku.

obr. 46.: Zavedení jednotkové síly pro deformační podmínku 1

$$v_① = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_{(l)} M_{oj}(x_i) \cdot m_{oj}(x_i)\, dx = 0 \tag{75}$$



obr. 47.: Zavedení jednotkové síly pro deformační podmínku 2

$$v_② = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_{(l)} M_{oj}(x_i) \cdot m_{oj}(x_i)\, dx = 0 \tag{76}$$

c) Momentové rovnice od vnějších sil pro Mohrův integrál

zleva

$pole\ I \rightarrow x_1 \in \langle 0\,;L_1\rangle$

$$M_{oI} = R_{ay} \cdot x_1 - \frac{q_c \cdot x_1^2}{2} \tag{77}$$

$pole\ II \rightarrow x_2 \in \langle 0\,;(L_2 - L_1)\rangle$

$$M_{oII} = R_{ay} \cdot (L_1 + x_2) + R_1 \cdot x_2 - \frac{q_c \cdot (L_1 + x_2)^2}{2} \tag{78}$$

zprava

$pole\ III \rightarrow x_3 \in \langle 0\,;(L-L_3)\rangle$

$$M_{oIII} = -G_M \cdot x_3 - \frac{q_c \cdot x_3^2}{2} \tag{79}$$

$pole\ IV \rightarrow x_4 \in \langle 0\,;(L_3-L_2)\rangle$

$$M_{oIV} = -G_M \cdot [(L-L_3)+x_4] + R_3 \cdot x_4 - \frac{q_c \cdot [(L-L_3)+x_4]^2}{2} \tag{80}$$

d) Momentové rovnice od jednotkové síly pro Mohrův integrál

$v_{①} = 0$

uvolnění nosníku

obr. 48.: Uvolnění nosníku

$$m_{o③}: 1 \cdot (L_3 - L_1) + r_a \cdot L_3 = 0 \tag{81}$$

$$r_a = -0{,}66 \tag{82}$$

$$m_{oA}: -1 \cdot L_1 - r_3 \cdot L_3 = 0 \tag{83}$$

$$r_3 = -0{,}34 \tag{84}$$

zleva

$pole\ I \rightarrow x_1 \in \langle 0\,;L_1\rangle$

$$m_{oI} = r_a \cdot x_1 \tag{85}$$

$pole\ II \rightarrow x_2 \in \langle 0\,;(L_2-L_1)\rangle$

$$m_{oII} = r_a \cdot (L_1 + x_2) + 1 \cdot x_2 \tag{86}$$

zprava

$pole\ III \rightarrow x_3 \in \langle 0\,;(L-L_3)\rangle$

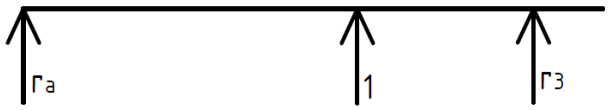
$$m_{oIII} = 0 \tag{87}$$

$pole\ IV \rightarrow x_4 \in \langle 0\,;(L_3-L_2)\rangle$

$$m_{oIV} = r_3 \cdot x_4 \tag{88}$$

$v_{②} = 0$

uvolnění nosníku



obr. 49.: Uvolnění nosníku

$$m_{o③}: 1 \cdot (L_3 - L_2) + r_a \cdot L_3 = 0 \quad (89)$$

$$r_a = -0{,}33 \quad (90)$$

$$m_{oA}: -1 \cdot L_2 - r_3 \cdot L_3 = 0 \quad (91)$$

$$r_3 = -0{,}67 \quad (92)$$

zleva

$$pole\ I \rightarrow x_1 \in \langle 0\,;L_1\rangle$$

$$m_{oI} = r_a \cdot x_1 \quad (93)$$

$$pole\ II \rightarrow x_2 \in \langle 0\,;(L_2 - L_1)\rangle$$

$$m_{oII} = r_a \cdot (L_1 + x_2) \quad (94)$$

zprava

$$pole\ III \rightarrow x_3 \in \langle 0\,;(L - L_3)\rangle$$

$$m_{oIII} = 0 \quad (95)$$

$$pole\ IV \rightarrow x_4 \in \langle 0\,;(L_3 - L_2)\rangle$$

$$m_{oIV} = r_3 \cdot x_4 \quad (96)$$

e) Vlastní výpočet reakčních sil

Po dosazení do rovnic (73), (74), (75) a (76) vzniknou čtyři lineárně závislé rovnice o čtyřech neznámých, ze kterých jsem získal výsledné reakce v podporách.

Tab. 1.: Vypočtené velikosti reakčních sil v podporách

podpora	reakční síla [N]
R_a	4 736
R_1	12 010
R_2	10 761
R_3	11 720

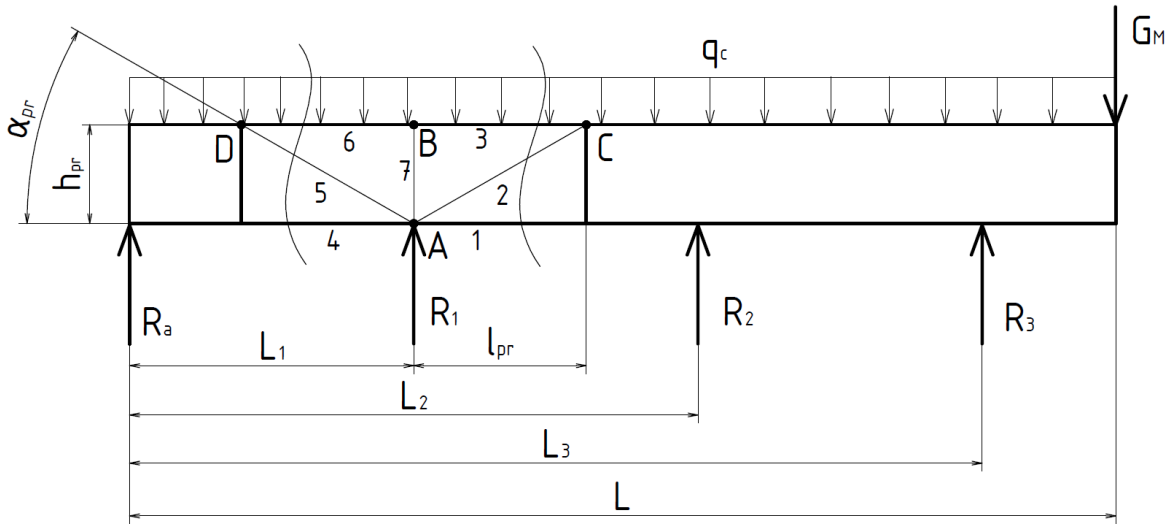
4.3.2. Výpočet sil v prutech

α_{pr} – úhel mezi dvěma L-profily příhradového nosníku [°] dáno konstrukčně $\alpha_{pr} = 37°$

h_{pr} – výška příhradového nosníku [m] dáno konstrukčně $h_{pr} = 1$ m

l_{pr} – vzdálenost mezi dvěma příčnými L-profily [m] dáno konstrukčně $l_{pr} – 1{,}5$ m

$_{1-7}$ – indexy označující jednotlivé pruty [-]



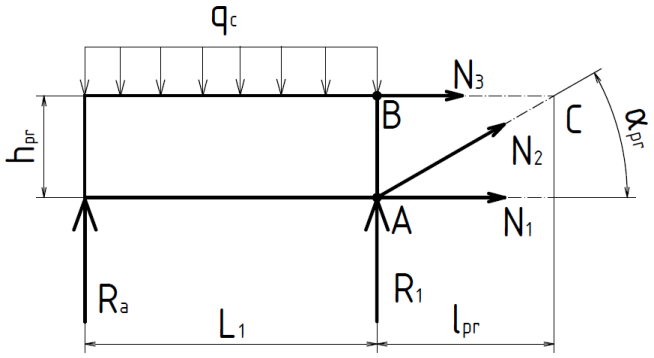
obr. 50.: Myšlený řez příhradovým nosníkem

a) Výpočet sil v prutech 1–3

N_1 – síla působící v prutu 1 [N]

N_2 – síla působící v prutu 2 [N]

N_3 – síla působící v prutu 3 [N]



obr. 51.: Zobrazení sil v prutech 1-3

$$\sum M_{oA} = 0$$

$$-R_a \cdot L_1 + q_c \cdot \frac{L_1^2}{2} - N_3 \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_3 = \frac{-R_a \cdot L_1 + q_c \cdot \frac{L_1^2}{2}}{h_{pr}} \quad (97)$$

$$N_3 = \frac{-4\,736 \cdot 15{,}5 + 734 \cdot \frac{15{,}5^2}{2}}{1}$$

$$N_3 = 14\,763{,}75\ N$$

$$\sum M_{oC} = 0$$

$$-R_a \cdot (L_1 + l_{pr}) + q_c \cdot \frac{(L_1 + l_{pr})^2}{2} + N_1 \cdot h_{pr} - R_1 \cdot l_{pr} = 0$$

$$N_1 = \frac{R_a \cdot (L_1 + l_{pr}) - q_c \cdot \frac{(L_1 + l_{pr})^2}{2} + R_1 \cdot l_{pr}}{h_{pr}} \quad (98)$$

$$N_1 = \frac{4\,736 \cdot 17 - 734 \cdot \frac{17^2}{2} + 12\,010 \cdot 1{,}5}{1}$$

$$N_1 = -7\,536\ N$$

$$\sum M_{oB} = 0$$

$$-R_a \cdot L_1 + q_c \cdot \frac{L_1^2}{2} + N_1 \cdot h_{pr} + N_{2x} \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_{2x} = \frac{R_a \cdot L_1 - q_c \cdot \frac{L_1^2}{2} - N_1 \cdot h_{pr}}{h_{pr}} \quad (99)$$

$$N_{2x} = \frac{4736 \cdot 15{,}5 - 734 \cdot \frac{15{,}5^2}{2} + 7\,536 \cdot 1}{1}$$

$$N_{2x} = -7\,227{,}75\ N$$

$$N_2 = \frac{N_{2x}}{\cos \alpha_{pr}} \quad (100)$$

$$N_2 = \frac{-7\,227{,}75}{\cos 37°}$$

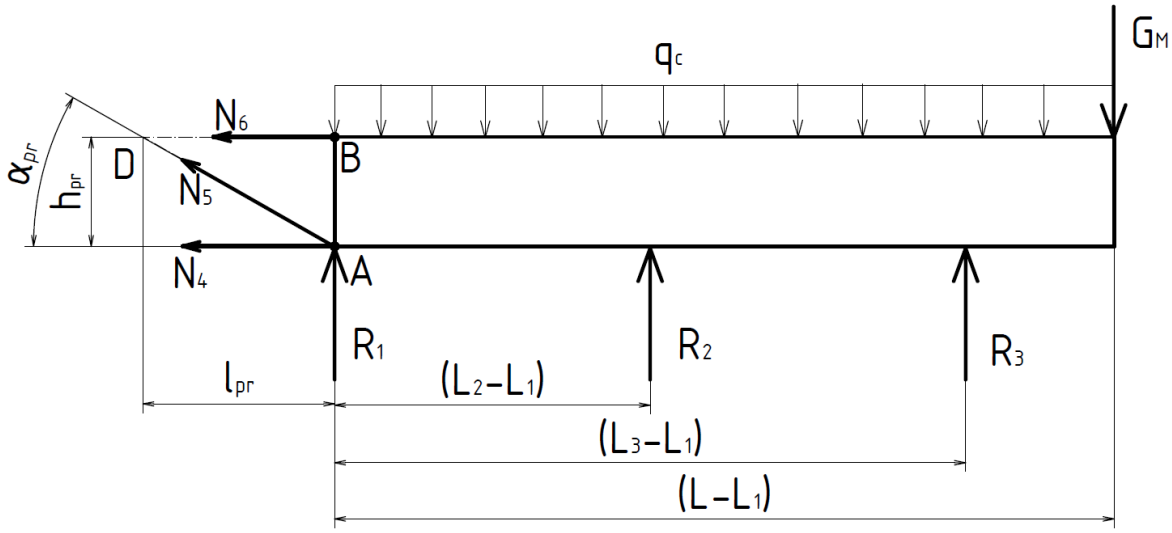
$$N_2 = -9\,050\ N$$

b) Výpočet sil v prutech 4-6

N_4 – síla působící v prutu 4 [N]

N_5 – síla působící v prutu 5 [N]

N_6 – síla působící v prutu 6 [N]



obr. 52.: Zobrazení sil v prutech 4-6

$$\sum M_{oA} = 0$$

$$-G_M \cdot (L - L_1) + R_3 \cdot (L_3 - L_1) + R_2 \cdot (L_2 - L_1) - q_c \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2} + N_6 \cdot h_{pr} = 0$$

$$N_6 = \frac{G_M \cdot (L - L_1) - R_3 \cdot (L_3 - L_1) - R_2 \cdot (L_2 - L_1) + q_c \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2}}{h_{pr}} \quad (101)$$

$$N_6 = \frac{1\,825 \cdot 36{,}7 - 11\,720 \cdot 30 - 10\,761 \cdot 15 + 734 \cdot \frac{(36{,}7)^2}{2}}{1}$$

$$N_6 = 48\,271\ N$$

$$\sum M_{oD} = 0$$

$$-N_4 \cdot h_{pr} + R_1 \cdot l_{pr} + R_2 \cdot (L_2 - L_1 + l_{pr}) + R_3 \cdot (L_3 - L_1 + l_{pr}) - G_M \cdot (L - L_1 + l_{pr})$$

$$-q_c \cdot \frac{(L - L_1 + l_{pr})^2}{2} = 0$$

$$N_4 = \frac{R_1 \cdot l_{pr} + R_2 \cdot (L_2 - L_1 + l_{pr}) + R_3 \cdot (L_3 - L_1 + l_{pr}) - G_M \cdot (L - L_1 + l_{pr})}{h_{pr}}$$

$$\frac{-q_c \cdot \frac{(L - L_1 + l_{pr})^2}{2}}{h_{pr}} \quad (102)$$

$$N_4 = \frac{12\,010 \cdot 1{,}5 + 10\,761 \cdot 16{,}5 + 11\,720 \cdot 31{,}5 - 1\,825 \cdot 38{,}2 - 734 \cdot \frac{(38{,}2)^2}{2}}{1}$$

$$N_4 = -40\,504{,}6\ N$$

$$\sum M_{oB} = 0$$

$$-N_4 \cdot h_{pr} - N_{5x} \cdot h_{pr} + R_2 \cdot (L_2 - L_1) + R_3 \cdot (L_3 - L_1) - G_M \cdot (L - L_1)$$

$$-q_c \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2} = 0$$

$$N_{5x} = \frac{-N_4 \cdot h_{pr} + R_2 \cdot (L_2 - L_1) + R_3 \cdot (L_3 - L_1) - G_M \cdot (L - L_1)}{h_{pr}}$$

$$\frac{-q_c \cdot \frac{(L - L_1)^2}{2}}{h_{pr}} \qquad (103)$$

$$N_{5x} = \frac{40\,504{,}6 \cdot 1 + 10\,761 \cdot 15 + 11\,720 \cdot 30 - 1\,825 \cdot 36{,}7 - 734 \cdot \frac{(36{,}7)^2}{2}}{1}$$

$$N_{5x} = -7\,766{,}5\ N$$

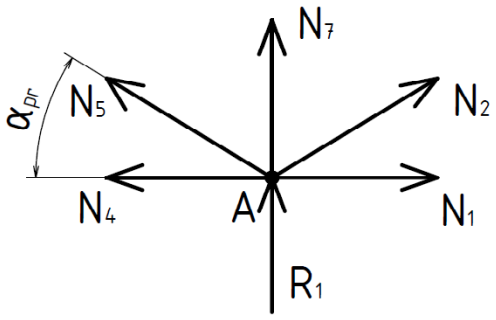
$$N_5 = \frac{N_{5x}}{\cos \alpha_{pr}} \qquad (104)$$

$$N_5 = \frac{-7\,766{,}5}{\cos 37°}$$

$$N_5 = -9\,724{,}7\ N$$

c) Výpočet síly v prutu 7

N_7 – síla působící v prutu 7 [N]



obr. 53.: Zobrazení síly v prutu 7

$$N_7 + R_1 + N_2 \cdot \sin \alpha_{pr} - N_5 \cdot \sin \alpha_{pr} = 0$$

$$N_7 = -\left[R_1 + \sin \alpha_{pr} \cdot (N_2 + N_5)\right] \qquad (105)$$

$$N_7 = -[12\,010 + \sin 37° \cdot (-18\,774{,}7)]$$

$$N_7 = 711\ N$$

Tab. 2.: Vypočtené velikosti sil v prutech

Označení	Velikost síly [N]	Způsob získání hodnoty
N_1	-7 536	vypočteno (65)
N_2	-9 050	vypočteno (67)
N_3	14 763,75	vypočteno (64)
N_4	-40 504,6	vypočteno (69)
N_5	-9 724,7	vypočteno (71)
N_6	48 271	vypočteno (68)
N_7	711	vypočteno (72)

4.4. Bezpečnost *k* tyče U140

N_6 – síla působící v prutu 6 [N] — vypočteno N_6 = 48 271 N (68)
Re_{235} – mez kluzu materiálu S235JR [MPa] — dáno Re_{235} = 230 MPa [3]
S_{U140} – plocha průřezu tyče U140 [mm^2] — dáno S_{U140} = 2 040 mm^2 [3]
k_{U140} – bezpečnost *k* tyče U140 [-]

$$k_{U140} = \frac{Re_{235} \cdot S_{U140}}{N_6} \tag{106}$$

$$k_{U140} = \frac{230 \cdot 2\,040}{48\,271}$$

$$k_{U140} = 9{,}72$$

4.5. Bezpečnost *k* tyče L 60x8

N_4 – síla působící v prutu 4 [N] — vypočteno N_4 = -40 504,6 N (69)
S_{L60x8} – plocha průřezu tyče L60x8 [mm^2] — dáno S_{L60x8} = 2 040 mm^2
K_{U140} – bezpečnost *k* tyče U140 [-]

$$k_{L60x8} = \frac{Re_{235} \cdot S_{L60x8}}{N_4} \tag{107}$$

$$k_{L60x8} = \frac{230 \cdot 902}{40\,504{,}6}$$

$$k_{L60x8} = 5{,}12$$

4.6. Bezpečnost *k* vzpěrné stability tyče L 60x8

4.6.1. Štíhlost tyče L 60x8

Délka L-profilu 60x8 v němž působí osová síla N_5 je 1780 mm.

l_{r60x8} – redukovaná délka tyče L 60x8 [mm] — dáno konstrukčně l_{r60x8} = 890 mm
J_{60x8} – kvadratický průřez tyče L 60x8 [mm^4] — dáno J_{60x8} = 292 300 mm^4 [3]
λ_{t60x8} – štíhlost tyče L 60x8 [-]

$$\lambda_{tL60x8} = \frac{l_{r60x8}}{\sqrt{\frac{J_{60x8}}{S_{L60x8}}}} \tag{108}$$

$$\lambda_{tL60x8} = \frac{890}{\sqrt{\frac{292\ 300}{902}}}$$

$$\lambda_{tL60x8} = 49{,}4$$

4.6.2. Mezní štíhlost tyče L 60x8

E – modul pružnosti v tahu [MPa] dáno E = 210 000 MPa

λ_{t60x8} – štíhlost tyče L 60x8 [-]

$$\lambda_{M60x8} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re_{235}}} \tag{109}$$

$$\lambda_{M60x8} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210\ 000}{230}}$$

$$\lambda_{M60x8} = 95$$

4.6.3. Určení oblasti vzpěru tyče L 60x8

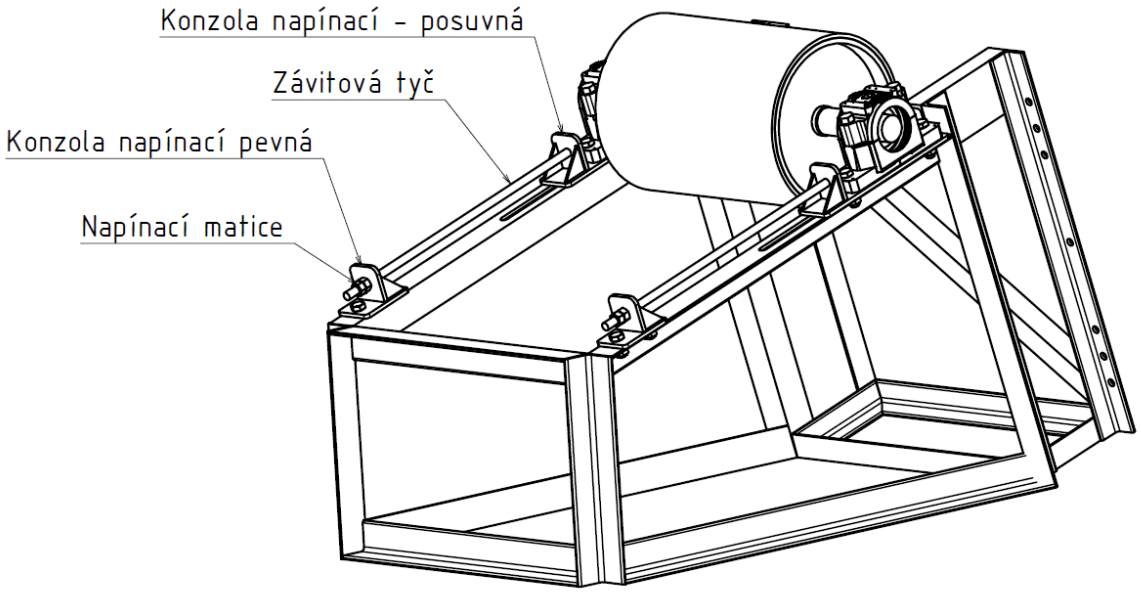
$$\lambda_{t60x8} \leq \lambda_{M60x8} \tag{110}$$

$$49{,}4 < 95$$

Vzhledem k velikosti λ_{t60x8} je tyč L 60x8 namáhána prostým tlakem a z výpočtů v kapitole 4.6.1 je dostatečně dimenzována. Z toho vyplývá, že v tomto případě nedojde ke vzpříčení.

Z vypočtených hodnot bezpečnosti nejvíce namáhaných prutů příhradové konstrukce v kapitole 4.4 a 4.5 lze usoudit, že konstrukce je dostatečně naddimenzována. Kvůli možným vlivům okolního prostředí, jako je déšť sníh a silnější poryvy větru, bych už menší průřezy profilů nevolil, aby byla zajištěna dostatečná tuhost celé konstrukce.

4.7. Kontrolní výpočet napínacího mechanismu



obr. 54.: Napínací mechanismus

4.7.1. Volba napínací matice a závitové tyče

Zvolil jsem závitovou tyč M20x1,5 dle DIN 975 – 8.8.

Dle [3] je dovolený tlak v závitech p_{Dt} = 150 MPa, mez kluzu materiálu σ_{kt} = 640 MPa a pevnost v tahu R_m = 800 MPa.

p_{Dt} – dovolený tlak v závitech závitové tyče [MPa]

σ_{kt} – mez kluzu materiálu závitové tyče [MPa]

Zvolil jsem matici M20x1,5 ISO 4032 – 06. Pevnostní třída dle ČSN EN ISO 898-1 6.8.

Dle [3] je dovolený tlak v závitech p_{Dm} = 110 MPa.

p_{Dm} – dovolený tlak v závitech matice [MPa]

4.7.2. Síla působící v ose závitové tyče

Z – potřebná napínací síla [kp] vypočteno Z = 370,52 kp

F_{os} – síla působící v ose závitové tyče [N]

$$F_{os} = \frac{Z \cdot g}{2} \quad (111)$$

$$F_{os} = \frac{370{,}52 \cdot 9{,}81}{2}$$

$$F_{os} = 1\,817{,}4\ N$$

4.7.3. Kontrola napínací matice

m – výška matice [mm] dáno m = 18 mm [3]
P_z – rozteč závitu matice [mm] dáno P_z = 1,5 mm [3]
d_2 – střední průměr závitu matice [mm] dáno d_2 = 19,026 mm [3]
d_3 – malý průměr závitu závitové tyče [mm] dáno d_3 = 18,16 mm [3]
H_1 – nosná výška závitu matice [mm] dáno H_1 = 0,812 mm [3]
σ_D – dovolené napětí [MPa] dáno σ_D = 320 MPa [3]
p_{Dm} – dovolený tlak v závitech matice [MPa] dáno p_{Dm} = 110 MPa [3]
p_z – tlak v závitech matice [MPa]
σ_{tt} – tahové napětí v závitové tyči [MPa]

$$p_z = \frac{F_{os}}{\frac{m}{P_z} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \tag{112}$$

$$p_z = \frac{1\,817{,}4}{\frac{18}{1{,}5} \cdot \pi \cdot 19{,}026 \cdot 0{,}812}$$

$$p_z = 3{,}12\ MPa$$

$$p_z \leq p_{Dm} \tag{113}$$

$$3{,}12 < 110$$

Závity matice M20x1,5 pevnostně vyhovují.

4.7.4. Kontrola závitové tyče

$$\sigma_{tt} = \frac{F_{os}}{S_3} \tag{114}$$

$$\sigma_{tt} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_{tt} = \frac{1817{,}4}{\frac{\pi \cdot 18{,}16^2}{4}}$$

$$\sigma_{tt} = 7\ MPa$$

$$\sigma_{tt} \leq \sigma_D \tag{115}$$

$$7 < 320$$

Závitová tyč vyhovuje pevnostní kontrole s dostatečnou bezpečností.

4.8. Kontrola hřídele poháněného bubnu

d_h – průměr hřídele poháněcího bubnu [mm]	dáno konstrukčně d_h = 60 mm
h_p – výška pera [mm]	dáno h_p = 11 mm [3]
b_p – šířka pera [mm]	dáno b_p = 18 mm [3]
l_p – délka pera [mm]	voleno l_p = 80 mm
M – toč. moment pohonu [N.m]	dáno M = 1 261 N.m
τ_D – dovolené smykové napětí [MPa]	dáno τ_D = 105 MPa [3]
p_D – dovolené tlakové napětí [MPa]	voleno p_D = 110 MPa [3]
τ_h – smykové napětí na hřídeli [MPa]	
p_{o1} – tlak na boky jednoho pera [MPa]	
p_{o2} – tlak na boky dvou per [MPa]	

4.8.1. Smykové napětí na hřídeli

$$\tau_h = \frac{M}{W_k} \tag{116}$$

$$\tau_h = \frac{M \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}}$$

$$\tau_h = \frac{1\,261 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 60^3}{16}}$$

$$\tau_h = 29{,}73\ MPa$$

$$\tau_h \leq \tau_D \tag{117}$$

$$29{,}73 < 105$$

Hřídel vyhovuje pevnostním podmínkám.

4.8.2. Kontrola spojení hřídele s pohonem

Moment přenášen pomocí dvou per **18e7 x 11 x 80 ČSN 02 2562**

$$p_{o1} = \frac{4 \cdot M}{d_h \cdot h \cdot (l_p - b_p)} \tag{118}$$

$$p_{o1} = \frac{4 \cdot 1\,261\,000}{60 \cdot 11 \cdot (80 - 18)}$$

$$p_{o1} = 123{,}26\ MPa$$

$$p_{o2} = \frac{p_{o1}}{2} \tag{119}$$

$$p_{o2} = \frac{123{,}26}{2}$$

$$p_{o2} = 61{,}63\ MPa$$

$$p_{o2} < p_D \tag{120}$$

$$61{,}63 < 110$$

Použitá pera vyhovují pevnostní kontrole na otlačení.
Kontrolu na střih pera není potřeba provádět, protože šířka pera b = 18 mm a na střih se kontrolují pera do šířky b = 8 mm.

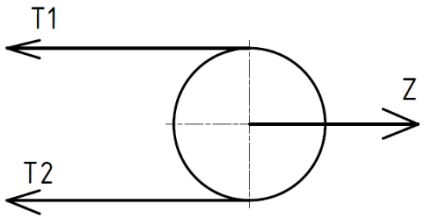
4.9. Kontrola ložisek

G_M – tíhová síla poháněcí stanice [N] — dáno konstrukčně G_M = 1 825 N
M – toč. moment pohonu [N.m] — dáno M = 1 261 N.m
e_1 – rameno na kterém působí síla F_p [m] — dáno konstrukčně e_1 = 0,142 m
F_p – přídavná síla od toč. momentu pohonu [N]
C – základní dynamická únosnost [N]
C_0 – základní statická únosnost [N]

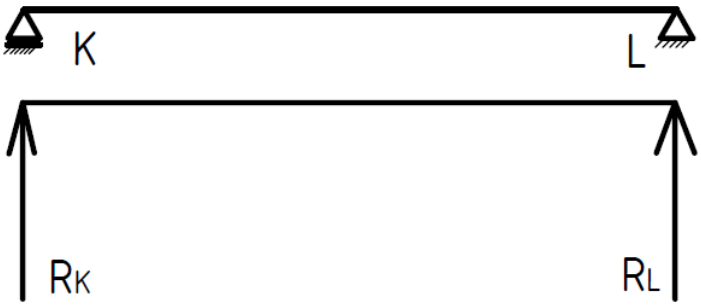
4.9.1. Uložení hnaného bubnu

Voleny naklápěcí kuličková ložiska **SKF 1215 K** [18]
C = 39 000 N
C_0 = 15 600 N

a) Reakční síly v uložení



obr. 55.: Tahové síly působící na hnaný buben



obr. 56.: Vzniklé reakce v uložení od tahových sil

Ložiska jsou namáhána pouze radiální silou od tahových sil v pásu a napínací síly.

$$R_K = R_L = \left(\frac{T_1 + T_2 - Z}{2}\right) \cdot g \tag{121}$$

$$R_K = R_L = \left(\frac{814{,}6 + 282{,}76 - 370{,}52}{2}\right) \cdot 9{,}81$$

$$R_K = R_L = 3\,565{,}15\ N$$

b) Dynamická únosnost ložiska

$$F_e = R_K = R_L = 3\,565{,}15\ N$$

$$C^* = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{hod} \cdot n_b \cdot 60}{10^6}} \tag{122}$$

$$C^* = 3\,565{,}15 \cdot \sqrt[3]{\frac{30\,000 \cdot 76{,}5 \cdot 60}{10^6}}$$

$$C^* = 18\,410\ N$$

$$C^* \leq C \tag{123}$$

$$18\,410 < 39\,000$$

Navržené ložisko SKF 1215 K vyhovuje.

Na natočení ložiska není třeba kontrolovat z důvodu použití naklápěcích ložisek.

4.9.2. Uložení hnacího bubnu

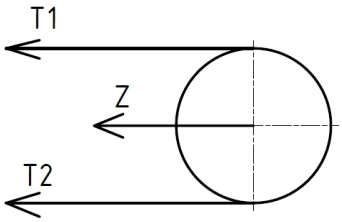
Voleny naklápěcí kuličková ložiska **SKF 2315 K** [18]

C = 124 000 N

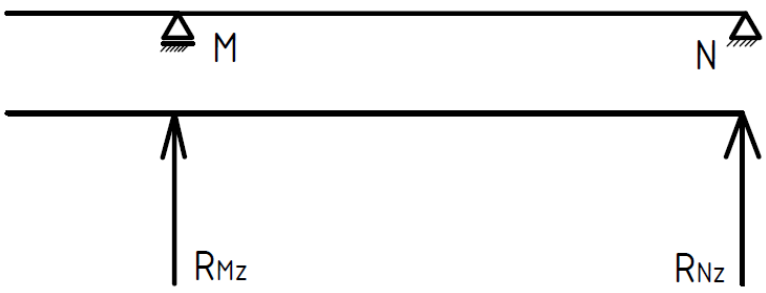
C_0 = 43 000 N

a) Reakční síly v uložení

Ložiska jsou namáhána radiální silou od tahové a napínací síly v pásu, silou od točivého momentu a vlastní tíhou pohonu.



obr. 57.: Tahové síly působící na hnací buben

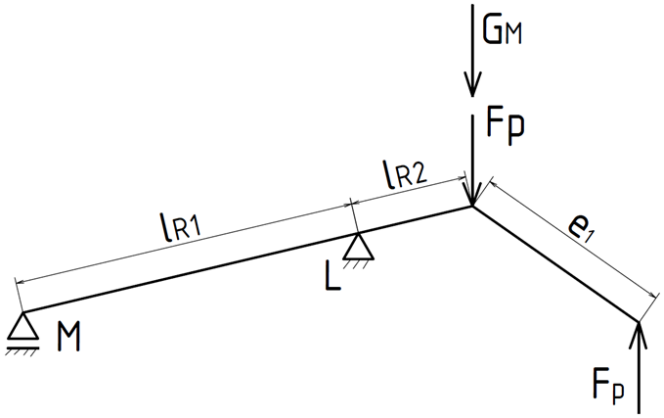


obr. 58.: Vzniklé reakce v uložení od tahových sil ve směru z

$$R_{Mz} = R_{Nz} = \left(\frac{T_1 + T_2 + Z}{2}\right) \cdot g \tag{124}$$

$$R_{Mz} = R_{Nz} = \left(\frac{814{,}6 + 282{,}76 + 370{,}52}{2}\right) \cdot 9{,}81$$

$$R_{Mz} = R_{Nz} = 7\,200\ N$$



obr. 59.: Schéma zobrazení působení vlastní tíhy a točivého momentu pohonu na ložiska

$$F_M = F_p + G_M \tag{125}$$

$$F_p = \frac{M}{e_1} \tag{126}$$

$$F_p = \frac{1\,261}{0{,}142}$$

$$F_p = 8\,880{,}3\ N$$

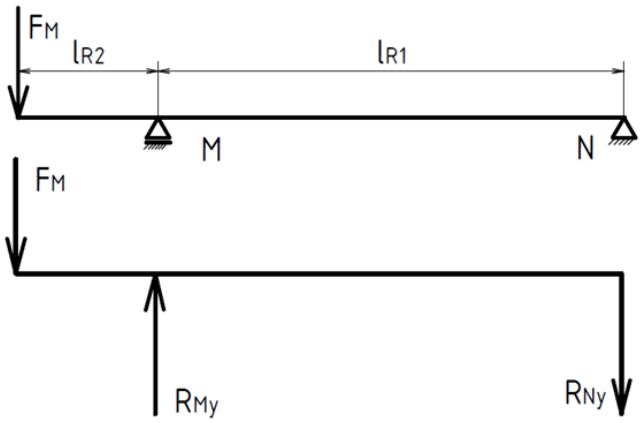
$$G_M = m_P \cdot g \tag{127}$$

$$G_M = 186 \cdot 9{,}81$$

$$G_M = 1\,825\ N$$

$$F_M = 8\,880{,}3 + 1\,825$$

$$F_M = 10\,705{,}3\ N$$



obr. 60.: Vzniklé reakce v uložení od tíhy a točivého momentu pohonu ve směru y

$$\sum M_N = 0$$

$$F_M \cdot (l_{R2} + l_{R1}) - R_{My} \cdot l_{R1} = 0$$

$$R_{My} = \frac{F_M \cdot (l_{R2} + l_{R1})}{l_{R1}} \quad (128)$$

$$R_{My} = \frac{10\,705{,}3 \cdot (150 + 930)}{930}$$

$$R_{My} = 12\,432\ N$$

$$\sum M_M = 0$$

$$F_M \cdot l_{R2} - R_{Ny} \cdot l_{R1} = 0$$

$$R_{Ny} = \frac{F_M \cdot l_{R2}}{l_{R1}} \quad (129)$$

$$R_{Ny} = \frac{10\,705{,}3 \cdot 150}{930}$$

$$R_{Ny} = 1\,726{,}7\ N$$

b) Dynamická únosnost ložiska

$$F_e = \sqrt{R_{Mz}^2 + R_{My}^2} \quad (130)$$

$$F_e = \sqrt{7\,200^2 + 12\,432^2}$$

$$F_e = 14\,366{,}44\ N$$

$$C^* = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{hod} \cdot n_b \cdot 60}{10^6}} \quad (131)$$

$$C^* = 14\,366{,}44 \cdot \sqrt[3]{\frac{30\,000 \cdot 76{,}5 \cdot 60}{10^6}}$$

$$C^* = 74\,187\ N$$

$$C^* \leq C \quad (132)$$

$$74\,187 < 124\,000$$

Navržené ložisko SKF 2315 K vyhovuje.

c) Dynamická únosnost ložiska

$$F_e = \sqrt{R_{Nz}^2 + R_{Ny}^2} \tag{133}$$

$$F_e = \sqrt{7\,200^2 + 1\,726{,}7^2}$$

$$F_e = 7\,404{,}15\ N$$

$$C^* = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{hod} \cdot n_b \cdot 60}{10^6}} \tag{134}$$

$$C^* = 7\,404{,}15 \cdot \sqrt[3]{\frac{30\,000 \cdot 76{,}5 \cdot 60}{10^6}}$$

$$C^* = 38\,234\ N$$

$$C^* \leq C \tag{135}$$

$$38\,234 < 124\,000$$

Vzhledem k tomu, že v podpoře N působí cca poloviční síla oproti podpoře M, tak je ložisko SKF 2315 K zbytečně předimenzované, a proto zde volím ložisko **SKF 1315 K** [18] s těmito parametry:

C = 79 300 N

C_0 = 30 000 N

, a tedy

$$C^* \leq C \tag{136}$$

$$38\,234 < 79\,300$$

Navržené ložisko SKF 1315 K vyhovuje.

5. Závěr

V bakalářské práci byl proveden funkční výpočet pásového dopravníku dle normy ČSN 26 3102 spolu s ČSN ISO 5048 a na jeho základě navrženy jednotlivé součásti konstrukce. Z katalogů výrobců byly vybrány součásti k jeho stavbě. V kapitole konstrukční prvky pásového dopravníku jsou podrobněji popsány jednotlivé komponenty použité k sestavení celého stroje. Každý kontrolní výpočet má pod svou kapitolou vlastní závěr z daného kontrolního výpočtu a z těchto závěrů můžeme na závěr shrnout, že všechny kontrolované konstrukční řešení vyhovují požadovaným pevnostním a životnostním požadavkům.

Seznam použité literatury

[1] ČSN 26 3102. *Československá státní norma: Pásové transportéry*. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1970.

[2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1994.

[3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.

[4] DRAŽAN, František a Karel JEŘ8BEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.

[5] SKOPAL, Vlastimil, Mojmír HOFÍREK a Jindřich ADÁMEK. *Stavba a provoz strojů IV: konstrukční uspořádání, provoz a údržba*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.

[6] SEPS-*elektronická podpora studia: Teorie transportních strojů II.* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://seps.fs.cvut.cz/TTS2

[7] *STZ-servis: Dopravní pásy* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy.aspx

[8] *REKO s.r.o.: Transportní a dopravní pásy* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.reko-sro.cz/transportni-a-dopravni-pasy.htm

[9] *SAVA Trade s.r.o.: Dopravní pásy* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://www.savatrade.cz/dopravni-pasy

[10] *VVV MOST spol. s.r.o.: Dopravní pásy MATADOR*[online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://vvvmost.cz/dopravni-pasy-matador

[11] *GUMEX: pružné partnerství* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.gumex.cz

[12] *TRANSROLL: Válečky pásových dopravníků*[online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/valecky-pasovych-dopravniku

[13] *AMG-Karel pícha, s.r.o.: Katalog produktů* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: http://www.amgpicha.cz

[14] *TOS ZNOJMO: Katalog produktů* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/kuzelocelni-prevodovky

[15] *GTK: Výrobní program* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.gtktupesy.cz/index.php?page=program&language=cz

[16] *Martin engineering: Belt cleaning solutions*[online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.martin-eng.com/content/product_category/463/conveyor-belt-cleaners

[17] *RAVEN: Tyče profilového průřezu* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.ravencz.cz/nabidka/hutni-material/tyce-profiloveho-prurezu

[18] *SKF: Ložiska, jednotky a tělesa* [online]. 2019 [cit. 2019-06-05]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/products/index.html

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
A	reakce v ose bubnu	[kp]
B	šířka pásu	[mm]
b	ložná (využitá) šířka pásu	[mm]
b_1	průmět b na vodorovnou rovinu	[mm]
b_{bv}	světlá šířka mezi bočním vedením	[mm]
b_p	šířka pera	[mm]
b_n	šířka násypky	[mm]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	základní statická únosnost ložiska	[N]
C_1	součinitel vyjadřující vedlejší odpory transportéru	[-]
D	průměr bubnu	[mm]
d	průměr válečku	[mm]
d_h	průměr hřídele poháněného bubnu	[mm]
d_2	střední průměr závitu matice	[mm]
d_3	malý průměr závitu závitové tyče	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
e	základ přirozených logaritmů (2,71828)	[-]
e_1	rameno působení síly F_p	[N]
F	celkový průřez náplně pásu	[m^2]
F_1	průřez vrchlíku náplně pásu	[m^2]
F_2	průřez spodní části náplně pásu	[m^2]
F_p	přídavná síla od toč. momentu pohonu	[N]
F_{os}	osová síla ve šroubu	[N]
f	globální součinitel tření	[-]
f_1	globální součinitel tření při teplotě 20 °C	[-]
G_p	hmotnost 1 m^2 nosné kostry pásu	[kg/m^2]
G_r	tíhová síla od rotujících částí jednoho válečku	[kp]
G_M	tíhová síla od pohonu dopravníku	[N]
g	tíhové zrychlení	[m/s^2]
H	dopravní výška	[m]
H_s	výška zdvihu shazovacího vozu	[mm]
H_1	nosná výška závitu matice	[mm]
h_{pr}	výška příhradového nosníku	[m]
h_p	výška pera	[mm]
h_{sh}	hmotnost konstrukce válečkové stolice horní větve	[kg]
h_{ss}	hmotnost konstrukce válečkové stolice spodní větve	[kg]
h_{vh}	hmotnost válečku horní větve	[kg]
h_{vs}	hmotnost válečku spodní větve	[kg]

h_1	výška vrchlíku náplně pásu	[mm]
J_{60x8}	kvadratický průřez tyče L60x8	[mm^4]
k	součinitel korekce průřezu náplně pásu	[-]
k_{U140}	bezpečnost k tyče U140	[-]
k_1	hmotnost 1 m^2 krycí vrstvy pásu o tloušťce 1 mm	[kg/m^{2}mm]
k_2	teplotní součinitel	[-]
L	délka transportéru (vzdálenost bubnů měřená po střední vzdálenosti mezi horní a dolní větví pásu)	[m]
L_h	dopravní vzdálenost	[m]
L_{hod}	životnost ložisek v hodinách	[hod]
L_1	vzdálenost stojiny 1 od osy poháněného bubnu	[m]
L_2	vzdálenost stojiny 2 od osy poháněného bubnu	[m]
L_3	vzdálenost stojiny 3 od osy poháněného bubnu	[m]
l	délka válečků ve stolici	[mm]
l_b	délka bočního vedení	[mm]
l_p	délka pera	[mm]
l_{pr}	vzdálenost mezi dvěma příčnými L-profily	[m]
l_{r60x8}	redukovaná délka tyče L60x8	[mm]
l_{R1}	vzdálenost mezi ložisky M a N	[mm]
l_{R2}	vzdálenost mezi ložiskem M a pohonem	[mm]
M	točivý moment pohonu	[N.m]
M_o	ohybový moment od vnějších sil	[N.m]
m	výška matice	[mm]
m_c	celková hmotnost	[kg]
m_{hv}	hmotnost válečkových stolic horní větve	[kg]
m_{kc}	hmotnost koncové části konstrukce	[kg]
m_m	hmotnost přepravovaného materiálu	[kg]
m_{nos}	hmotnost segmentu nosníku	[kg]
m_o	ohybový moment od jednotkové síly	[N.m]
m_{pk}	hmotnost příhradové konstrukce	[kg]
m_{sv}	hmotnost válečkových stolic spodní větve	[kg]
m_p	hmotnost pohonu	[kg]
m_{pas}	hmotnost dopravního pásu	[kg]
m_1	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky	[kg/m]
$m´_2$	hmotnost 1 m^2 pásu	[kg/m^2]
m_2	hmotnost pásu o šířce B	[kg/m]
N	výkon poháněcího motoru	[kW]
N_L	výkon vodorovného transportéru	[kW]
N_1	síla působící v prutu 1	[N]
N_2	síla působící v prutu 2	[N]

N_3	síla působící v prutu 3	[N]
N_4	síla působící v prutu 4	[N]
N_5	síla působící v prutu 5	[N]
N_6	síla působící v prutu 6	[N]
N_7	síla působící v prutu 7	[N]
n_b	otáčky bubnu	[min^{-1}]
n_d	počet válečků v dolní stolici	[-]
n_h	počet válečků v horní stolici	[-]
n_{seg}	počet segmentů příhradové konstrukce	[-]
n_{sh}	počet válečkových stolic horní větve	[-]
n_{ss}	počet válečkových stolic spodní větve	[-]
n_{VV}	počet stolic s vychýlenými bočními válečky	[-]
O_H	odpory hlavní	[kp]
O_V	odpory vedlejší	[kp]
O_P	odpory přídavné	[kp]
P	výsledná obvodová síla	[kp]
p_{Dm}	dovolený tlak v závitech matice	[MPa]
p_D	dovolený tlak po bocích pera	[MPa]
p_{Dt}	dovolený tlak v závitech závitové tyče	[MPa]
p_{o1}	tlak po bocích jednoho pera	[MPa]
p_{o2}	tlak po bocích dvou per	[MPa]
P_z	rozteč závitu matice	[mm]
p_z	tlak v závitech matice	[MPa]
Q	skutečné dopravované množství materiálu	[t/h]
q_1	tíhová síla dopravovaného materiálu na 1 m pásu	[kp/m]
q_2	tíhová síla od 1 m pásu	[kp/m]
q_c	celkové tíhové zatížení na příhradový nosník	[N/m]
q_{c2}	celkové tíhové zatížení na příhradovou konstrukci	[N/m]
q_{rh}	tíhová síla od rotujících částí horních válečků na 1 m délky transportéru	[kp/m]
q_{rd}	tíhová síla od rotujících částí dolních válečků na 1 m délky transportéru	[kp/m]
R_a	reakční síla v podpoře A	[N]
R_K	reakční síla v podpoře K	[N]
Re_{235}	mez kluzu materiálu S235JR	[MPa]
R_L	reakční síla v podpoře L	[N]
R_m	pevnost v tahu	[MPa]
R_{My}	reakční síla v podpoře M ve směru y	[N]
R_{Mz}	reakční síla v podpoře M ve směru z	[N]
R_{Ny}	reakční síla v podpoře N ve směru y	[N]

R_{Nz}	reakční síla v podpoře N ve směru z	[N]
R_1	reakční síla v podpoře 1	[N]
R_2	reakční síla v podpoře 2	[N]
R_3	reakční síla v podpoře 3	[N]
S_{BV}	odpor tření dopravovaného materiálu o boční vedení	[kp]
S_C	odpor čističů pásu	[kp]
S_L	odpor ložisek nepoháněných bubnů	[kp]
S_{LC}	odpor ložisek všech nepoháněných bubnů	[kp]
S_{L60x8}	plocha průřezu tyče L60x8	[mm^2]
S_N	odpor v násypce	[kp]
S_{VV}	odpor vychýlených válečků	[kp]
S_{OC}	odpor ohybem pásu celkový	[kp]
So	odpor ohybem pásu	[kp]
$S'o$	odpor ohybem pásu předběžný	[kp]
S_S	odpor shazovacího vozu	[kp]
S_{SP}	odpor shrnovače materiálu	[kp]
S_{U140}	plocha průřezu tyče U140	[mm^2]
S_Z	odpor po překonání dopravní výšky	[kp]
s	celková tloušťka krycích vrstev pásu	[mm]
T	střední hodnota tahu v pásu na bubnu (polovina vektorového součtu tahů v pásu před bubnem a za bubnem)	[kp]
T_1	tah v pásu ve větvi nabíhající na poháněcí buben	[kp]
T_2	tah v pásu ve větvi sbíhající s bubnu	[kp]
t	tloušťka pásu	[mm]
t_h	rozteč horních válečkových stolic	[m]
t_d	rozteč dolních válečkových stolic	[m]
V_1	teoretické objemové dopravované množství při rychlosti pásu 1 m/s	[m^3/h]
v	jmenovitá rychlost pásu	[m/s]
v_0	složka rychlosti přiváděného materiálu ve směru dopravy	[m/s]
v①	průhyb nosníku v podpoře 1	[m]
v②	průhyb nosníku v podpoře 2	[m]
x	hodnota $\frac{L(q_1+q_2)}{100}$	[kp]
y	hodnota $\frac{N_L}{v}$	[$kW.m^{-1}s$]
Z	napínací síla	[kp]
z_b	počet všech nepoháněních bubnů transportérů	[-]
z_c	počet čističů pásu	[-]
α	úhel opásání poháněcího bubnu	[°]
α_{pr}	úhel mezi dvěma L-profily příhradového nosníku	[°]

β	sklon bočních válečků	[°]
ε	sklon transportéru	[°]
η	účinnost poháněcí stanice	[-]
θ	teplota prostředí	[°]
λ_{M60x8}	mezní štíhlost tyče L60x8	[-]
λ_{t60x8}	štíhlost tyče L60x8	[-]
μ	součinitel tření	[-]
ρ	sypná hmotnost materiálu	[t/m^3]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
σ_{kt}	mez kluzu materiálu	[MPa]
σ_{tt}	tahové napětí v závitové tyči	[MPa]
τ_D	dovolené smykové napěti	[MPa]
τ_h	smykové napětí na hřídeli poháněcího bubnu	[MPa]
ψ	sypný úhel materiálu	[°]

Seznam obrázků

obr. 1.: Schéma pásového dopravníku [5]. 2
obr. 2.: Řez ocelokordovým pásem [6] 3
obr. 3.: Řez pryžotextilním pásem [6] 4
obr. 4.: Řez vícevložkovým pásem společnosti Sava [9] 6
obr. 5.: Typy vrstev dopravních pásů společnosti Sava [9] 6
obr. 6.: Vícevložkový pás pro těžební průmysl [9] 7
obr. 7.: Řez páse EP 500/3 AA [11] 8
obr. 8.: Hlavní prvky dopravníkového válečku od společnosti TRANSROLL – CZ, a.s., které mají vliv na jeho funkční spolehlivost a životnost [12] 9
obr. 9.: Hladký váleček [12] 9
obr. 10.: Pogumovaný (vlevo) a kotoučový (vpravo) dopravníkový váleček [12] 9
obr. 11.: Spirálový (vlevo) a diskový (vpravo) dopravníkový váleček [12] 10
obr. 12.: Strážní dopravníkový váleček [12] 10
obr. 13.: Nosné válečkové stolice: a) jednoválečková[6], b) dvouválečková[6], c) tříválečková [12] 11
obr. 14.: Dopadová válečková stolice s kotoučovými válečky [12] 11
obr. 15.: Vratná stolice jednoválečková (vlevo)[12] dvouválečková (vpravo) [6] 11
obr. 16.: Girlandové stolice s hladkými válečky (vlevo) [6] a s kotoučovými válečky (vpravo) [12] 12
obr. 17.: Tvarovací válečková stolice [12] 12
obr. 18.: Nosné válečkové stolice použité v konstrukčním řešení a) horní dvouválečková nosná stolice s hladkými válečky, b) horní dvouválečková sopadová stolice s kotoučovými válečky, c) spodní nosná stolice s hladkým válečkem. [13] 12
obr. 19.: Poháněcí stanice 13
obr. 20.: Asynchronní elektromotor-parametry [14] 13
obr. 21.: Kuželočelní převodovka-parametry [14] 14
obr. 22.: Vratná stanice 14
obr. 23.: Rám dopravníku 15
obr. 24.: Stojina dopravníku 4,1 m 16
obr. 25.: Závěs 16
obr. 26.: Vnější čelní stěrač pásu QC1 Cleaner PD [16] 17
obr. 27.: Vnitřní stěrač pásu a) spirálový váleček [12], b) čistící kartáč [16] 17
obr. 28.: Jmenovité rychlosti pro charakteristické druhy materiálu [1] 18
obr. 29.: Sypné úhly a objemová sypná hmotnost pro charakteristické druhy materiálu [1] . 19
obr. 30.: Tabulka pro odečtení šířky pásu [1] 20
obr. 31.: Součinitel k pro dopravu ve sklonu [1] 20
obr. 32.: Pás korýtkový-dvouválečková stolice [1] 21
obr. 33.: Tíhové síly G_r od rotujících částí jednoho hladkého válečku [1] 23
obr. 34.: Označení délek válečků [1] 23
obr. 35.: Teplotní součinitel k_2 [1] 24
obr. 36.: Součinitel tření μ [2] 27
obr. 37.: Hodnoty $1e\alpha\mu - 1$ pro různé úhly opásání [1] 27
obr. 38.: Schéma-pohon na přepadávacím konci [1] 28
obr. 39.: Schéma-pohon na podávacím konci [1] 29
obr. 40.: Konstrukce segmentu příhradové konstrukce 33
obr. 41.: Konstrukce příhradového nosníku 33
obr. 42.: Průhyb příhradové konstrukce 35

obr. 43.: Napětí v příhradové konstrukci 35
obr. 44.: Zjednodušený nosník pro výpočet reakčních sil v podporách 36
obr. 45.: Uvolnění nosníku 37
obr. 46.: Zavedení jednotkové síly pro deformační podmínku 1 37
obr. 47.: Zavedení jednotkové síly pro deformační podmínku 2 37
obr. 48.: Uvolnění nosníku 38
obr. 49.: Uvolnění nosníku 38
obr. 50.: Myšlený řez příhradovým nosníkem 40
obr. 51.: Zobrazení sil v prutech 1-3 40
obr. 52.: Zobrazení sil v prutech 4-6 42
obr. 53.: Zobrazení síly v prutu 7 43
obr. 54.: Napínací mechanismus 46
obr. 55.: Tahové síly působící na hnaný buben 49
obr. 56.: Vzniklé reakce v uložení od tahových sil 49
obr. 57.: Tahové síly působící na hnací buben 50
obr. 58.: Vzniklé reakce v uložení od tahových sil ve směru z 50
obr. 59.: Schéma zobrazení působení vlastní tíhy a točivého momentu pohonu na ložiska 51
obr. 60.: Vzniklé reakce v uložení od tíhy a točivého momentu pohonu ve směru y 51

Seznam tabulek

Tab. 1.: Vypočtené velikosti reakčních sil v podporách 39
Tab. 2.: Vypočtené velikosti sil v prutech..... 44

Seznam příloh

Výkresová dokumentace

číslo výkresu	název	listů
BP-0-0000-000.0	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1
BP-3-0000-000.0	RÁM NAPÍNACÍ STANICE	1