



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYNÁŠECÍ PÁSOVÝ PODAVAČ

BELT FEEDER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Herman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Herman**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Vynášecí pásový podavač

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh vynášecího pásového podavače z hrubotřídíče kameniva,

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 200.000

kg/hod dopravní výška: 2,5 m

doprovazovaný materiál: drobné kamenivo a stavební suť,

max. zrnitost 90mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepci navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu zařízení,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Gajdůšek, J. a Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem této práce je provést konstrukční návrh vynášecího pásového podavače pro šterk a stavební suť. Komponenty budou voleny na základě funkčního výpočtu dle normy ČSN ISO 5048. Výsledkem práce je koncepce, která obsahuje technickou zprávu a výkresovou dokumentaci pásového podavače.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový podavač, napínací zařízení, váleček, dopravníkový pás.

ABSTRACT

The aim of this work is to perform engineering design of belt feeder for gravel and rubble. Components will be selected on the results of functional calculation according to norm ISO 5048. The result is a concept, that includes technical report and drawings documentation of the belt feeder.

KEYWORDS

Belt feeder, tension system, roller, conveyor belt.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Herman, Jan. *Vynášecí pásový podavač*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 47 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem. Zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jan Herman



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za vynaloženou snahu, ochotu a věcné rady při vypracovávání této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Volené komponenty	11
1.1 Válečkové stolice	11
1.2 Válečky	11
1.3 Stěrač pásu	13
1.4 Hnaný buben	13
1.5 Hnací buben	14
1.6 Napínací ložisko	15
1.7 Pás	16
1.8 Spojka dopravníkového pásu	17
2 Konstrukční řešení	18
2.1 Rám	18
2.2 Konvexnost pásu	19
2.3 Uchycení bočních válečků	19
2.4 Uchycení válečku ve spodní větvi	19
2.5 Boční vedení	20
2.6 Uchycení elektro bubnu a stěrače pásu	20
2.7 Napínací zařízení	21
2.8 Distanční plech	21
3 Funkční výpočet	22
3.1 Kontrola dopravovaného	22
3.1.1 Teoretický průřez materiálu	22
3.1.2 Využitelná ložná šířka pásu	23
3.1.3 Výpočet celkové plochy průřezu náplně pásu	23
3.1.4 Svrchní část průřezu náplně	23
3.1.5 Spodní část průřezu náplně	24
3.1.6 Celková plocha průřezu náplně pásu	24
3.1.7 Výpočet skutečné plochy průřezu náplně pásu	24
3.1.8 Skutečná plocha průřezu náplně pásu	25
3.1.9 Objemový dopravní výkon	25
3.1.10 Hmotnostní dopravní výkon	26
3.2 Výpočet pohybových odporů pásového dopravníku	26
3.2.1 Hlavní odpory	27
3.2.2 Vedlejší odpory	29
3.2.3 Přídavné hlavní odpory	31



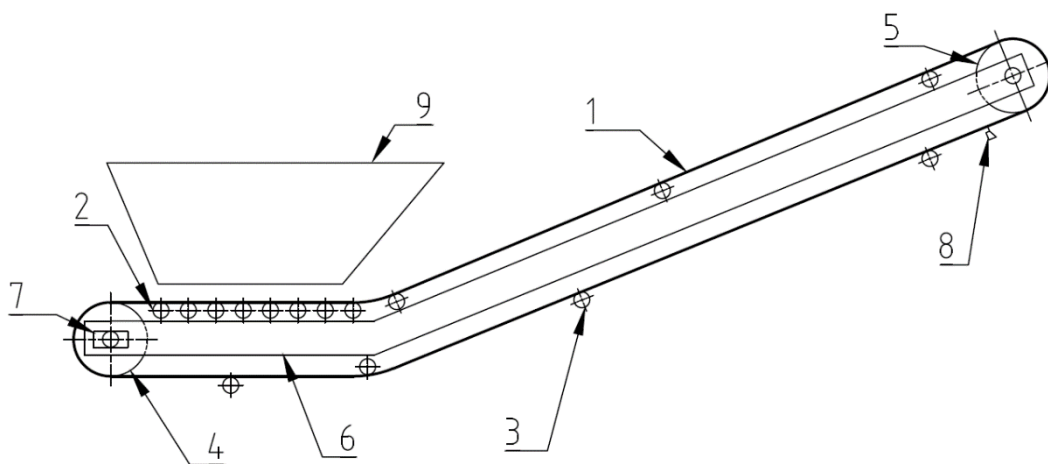
3.2.4	Přídavné vedlejší odpory	32
3.2.5	Odpor k překonání dopravní výšky	32
3.3	Technické parametry motoru	33
3.3.1	Provozní výkon.....	33
3.3.2	Krouticí moment potřebný pro pohon soustavy	33
3.4	Síly v pásu.....	34
3.4.1	Maximální obvodová síla	34
3.4.2	Přenos obvodové síly ve hnaném bubnu	34
3.4.3	Nejmenší tahová síla pro horní větev	34
3.4.4	Nejmenší tahová síla pro dolní větev	35
3.4.5	Největší tahová síla v pásu	35
3.4.6	Síla v horní větvi	35
3.4.7	Síla ve vratné větvi	35
3.4.8	Celková síla působící na buben	36
3.4.9	Dovolená tahová síla v pásu	36
3.5	Kontrola šroubu napínacího zařízení	37
3.5.1	Napětí ve šroubu.....	37
3.5.2	Dovolené napětí šroubu	37
3.5.3	Bezpečnost šroubu.....	37
3.5.4	Počet nosných závitů	38
3.5.5	Nosný průměr závitu	38
3.5.6	Tlak na závitech.....	39
3.5.7	Kontrola tlaku na závitech.....	39
3.6	Výpočet nosné konstrukce	39
	Závěr.....	40
	Seznam použitých zkratk a symbolů	43
	Seznam příloh.....	47



ÚVOD

Pásový podavač je zařízení sloužící k rovnoměrné přepravě materiálu z násypky, který je obvykle montován na podvozek mobilního zařízení (jako je například hrubotříděč kameniva nebo drtička na beton). S takovými zařízeními se můžeme setkat v důlním a stavebním průmyslu.

Cílem této práce je navrhnout pásový podavač, který svými rozměry a hmotností bude vhodný pro montáž na podvozek mobilního nebo semi mobilního zařízení a bude splňovat požadavky zadání. Bude proveden funkční výpočet podle normy ČSN 5048, kterým budou zjištěny parametry a bezpečnost klíčových komponent. Na závěr bude vytvořena celková sestava zařízení v podobě výkresové dokumentace sestavy.



Obr. 1 Schéma pásového podavače.

1. Dopravníkový pás
2. Horní válečková stolice
3. Dolní válečková stolice
4. Hnaný buben
5. Hnací buben
6. Rám
7. Napínací zařízení
8. Stěrač pásu
9. Násypka



1 VOLENÉ KOMPONENTY

V této kapitole bude objasněna volba jednotlivých komponent za účelem splnění požadovaných parametrů pásového podavače.

1.1 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Účelem je navrhnout pásový dopravník s nejmenší možnou šířkou. Proto jsou použity tříválečkové stolice s kratší délkou bočních válečků (viz obr. 2). Tím se celkově zmenší šířka válečkové stolice a tedy i dopravníku. Pro nosnou větev jsou voleny válečkové stolice od firmy GTK. Jedná se o atypickou stolicí vyrobenou na zakázku, kde jsou boční válečky pod úhlem 15° vsazeny z jedné strany do stolice a z druhé do konzole připevněné k rámu. Válečková stolice má díky vychýlení osy válečku ve směru pohybu pásu středící účinek. Do stolic jsou vsazeny hladké válečky mimo oblast v místě nakládky, kde jsou použity dopadové válečky.



Obr. 2 Válečková stolice GTK s dopadovými válečky.

1.2 VÁLEČKY

Válečky jsou dodávány firmou Transroll. Na dopravník jsou použity válečky 3 druhů různých délek. Parametry jednotlivých válečků jsou uvedeny v tabulce 1.

DOPADOVÉ VÁLEČKY

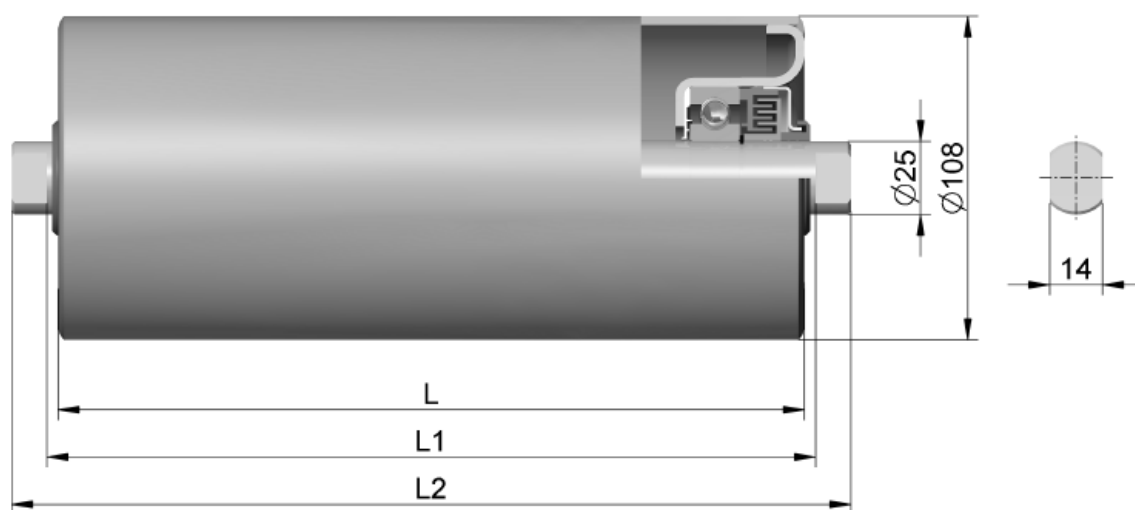
Jedná se o klasický váleček, na kterém jsou nalisovány kotouče z tvrzené pryže, která tlumí rázy po dopadu materiálu na pás v místě nakládky.

HLADKÉ VÁLEČKY

Válečky vyrobené z ocelové trubky se tloušťkou stěny 3 mm. Jsou použity v horní větvi mimo oblast nakládky a ve spodní větvi v místě ohybu pásu.

DISKOVÉ VÁLEČKY

Diskový váleček je vyroben z ocelové trubky s nalisovanými disky z tvrzené pryže, které ve vratné větvi zbavují pás zbytkových nečistot.



Obr. 3 Hladký váleček Transroll [1].

Tab. 1 Parametry válečků[1].

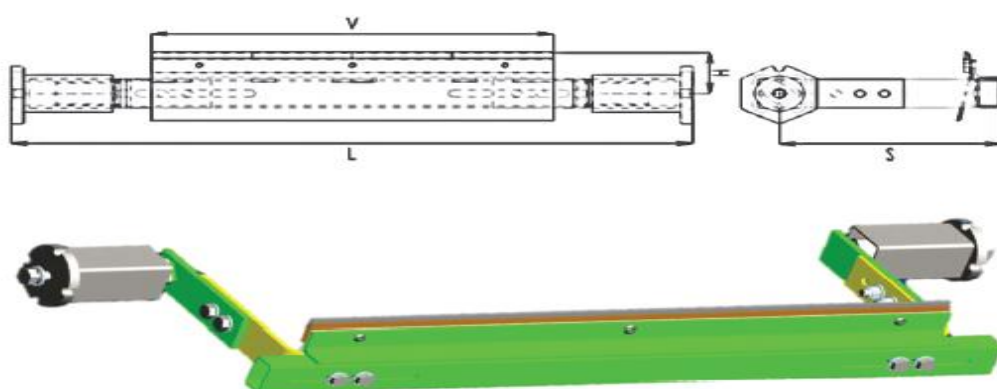
Označení	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	Hmotnost rotujících dílů [kg]	Celková hmotnost [kg]
Hladký střední	315	323	341	3,3	5
Hladký boční	250	258	276	2,8	4,3
Dopadový střední	315	323	341	-	4,5
Dopadový boční	250	258	276	-	7,7
Diskový	950	958	996	13,1	17,5
Hladký spodní	1150	958	996	8,3	12,7



1.3 STĚRAČ PÁSU

Stěrač pásu slouží k odstranění zbylého materiálu, který přilnul k pásu. Bez čističe pásu by se zbylý materiál začal usazovat na dolních válečcích, což by vedlo ke zvýšení odporu a ke snížení životnosti pásu a válečků.

V technickém návrhu této práce je použit stěrač SJ 1.1 od firmy Techbelt, který je určen pro použití ve spodní větvi dopravníku a umísťuje se za osu válce. Parametry zvoleného pásového stěrače jsou uvedeny v tabulce 2. Stírací lišta osazená stíracími tvrdokovy je široká 4 mm. Je na ni přenášen tlak přes 2 napínací elementy. Tím se tlumí rázy a eliminují se nežádoucí vibrace stěrače. Pro maximální účinnost je třeba zajistit, aby úhel mezi pásem a stírací lištou byl 90°[2].



Obr. 4 Stěrač pásu SJ 1.1 [2].

Tab. 2 Parametry stěrače pásu [2].

Rozměry [mm]			
Šířka stěrače V	Výška stěrače H	Délka stěrače (min-max)	Šířka stěrače S
750	90	965 - 1175	275-305

1.4 HNANÝ BUBEN

Pro účely této práce byl zvolen výrobek od firmy GTK. Buben je dlouhý 900 mm a má průměr 216 mm. Jeho plášť je vyroben z 5 mm silného plechu. Z bubnu je vyvedena hřídel o průměru 40 mm.



1.5 HNACÍ BUBEN

Pásový podavač bude pravděpodobně nainstalován na mobilní nebo semimobilní zařízení. Použití klasického řešení pohonu (motor + převodovka) je z důvodu velkých rozměrů a hmotnosti nevhodné. Na základě výpočtů byl zvolen elektro buben typ 220H od firmy Rulmeca, který bude připevněn k rámu pomocí úložných těles dodávané výrobcem. Provozní a funkční parametry viz tabulka 3 a 4.

Výhody elektro bubnu:

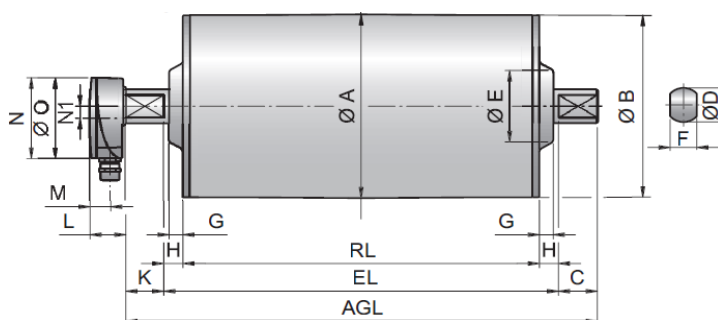
- menší rozměry
- nižší hmotnost
- motor, převody, ložiska a další části jsou instalovány uvnitř bubnu a tím jsou chráněny proti nečistotám
- snazší údržba

Nevýhody elektro bubnu

- v případě poruchy složitý servis

Tab. 3 Provozní parametry elektro bubnu Rulmeca [3].

Výkon [kW]	Rychlost pásu [m/s]	Krouticí moment [Nm]	Napínací síla pásu [N]	Max. radiální zatížení F_1+F_2 [N]	Váha [kg]
5,5	1	562	5228	25000	96



Obr. 5 Schéma hnacího bubnu [3].

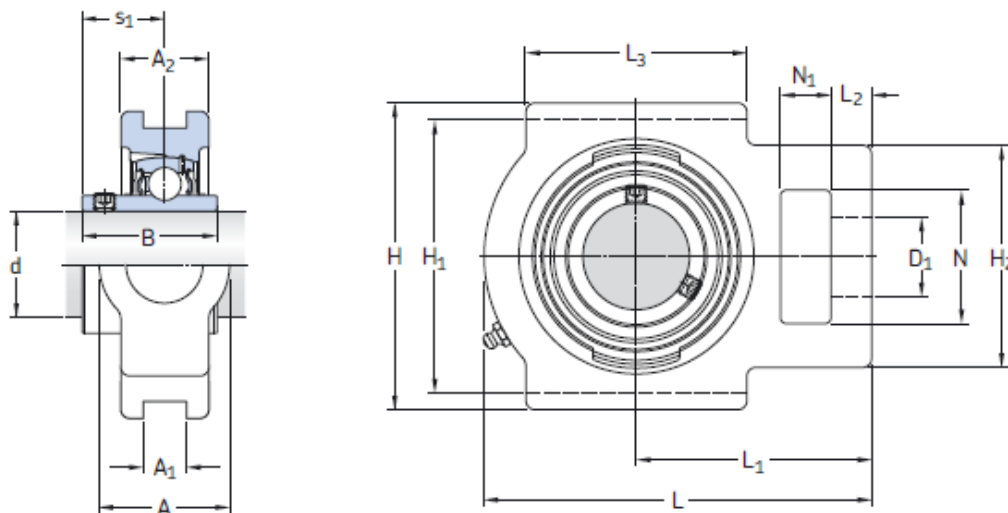
Tab. 4 Rozměry elektro bubnu Rulmeca [3].

Rozměry [mm]												
A	B	C	D	F	G	H	K	L	M	N	O	RL
216	214,5	43,5	40	30	15,5	21,5	41,5	41	244	95	105	900



1.6 NAPÍNACÍ LOŽISKO

Pro technický návrh pásového podavače bylo vybráno ložisko typ TU 40 TF od firmy SKF viz obrázek 6. Ložisko je uloženo do tělesa s vyfrézovanými drážkami, sloužícími k uložení do vedení posuvné vazby, a průchozí dírou pro upevnění napínacího šroubu [4]. Rozměry ložiska jsou k dispozici v tabulce 5.



Obr. 6 Napínací Y ložisko SKF [4].

Tab. 5 Rozměry napínacího ložiska SFK [4].

Rozměry [mm]														
d	A	A ₁	A ₂	B	D ₁	H	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	N	N ₁	s ₁
40	49	17,5	33	49,2	29	115	83	145	88	15	83	50	19	30,2



1.7 PÁS

Pás je část pásového podavače, na níž dochází ke kontaktu s materiálem. Plní současně tažnou a nosnou funkci, tudíž se jedná o nejnámáhavější součást celé sestavy. Nejčastěji používaný je gumotextilní typ pásu. Guma v podobě pryže slouží ke zvýšení ořezuvzdornosti a textilní vložky k lepšímu přenosu tahových sil. Je důležité zvolit správný typ pásu, aby byla životnost pásu co možná nejvyšší. Dle tab.8.2 [6] bude očekávaná životnost pásu pro daný materiál při třisměnném provozu 15 měsíců. Pro účely této práce je použit pás EP250/2 vyráběný firmou Gumex viz tabulka 6.



Obr. 7 Dopravníkový pás EP 400/3 [5].

- EP400/3 – pryžové pásy pro průmyslové použití
- velmi odolný proti opotřebení, pro přepravu vysoce abrazivního, sypkého, zrnitého materiálu, abrazivnost max. 80 mm³
- pracovní teplota: -60 °C/+60 °C (materiál maximálně +70 °C)
- počet vložek: 3, pevnost 400 N/mm
- síla krycích vrstev: obvykle 4+2 mm (dle aktuální nabídky) [5]

Tab. 6 Parametry pásu [5].

Označení pásu	Šířka[mm]/krycí vrstvy [mm]/ kategorie	Síla [mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Hmotnost [kg/bm]
Ep 250/2 š.1000 4+2 AA	800/3+2/AA	6,8	200	7,4



1.8 SPOJKA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Spojky slouží ke spojení konců dopravníkového pásu. Spojení by mělo být při nejmenším stejně pevné jako samotný pás a nemělo by výrazně vyčnívat z profilu pásu. Pro spojení konců pásu byla zvolena spojka Flexco R2. Při osazování této spojky je nutno použít montážní přípravek, který však rychlost montáže oproti jiným spojkám nijak nezvyšuje.



Obr. 8 Spojka Gumex Flexco R2[5].

Tab. 7 Parametry spojky Flexco[5].

Označení	Síla pásu [mm]	Pevnost [N/mm]	Minimální průměr hnacího bubnu [mm]	Šířka [mm]
Flexo Rivet R2	5-10	500	125	40



2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu se předpokládalo, že pásový podavač bude usazen do mobilního nebo semimobilního zařízení. Po domluvě s vedoucím práce byl pro celkovou představu ukotvení pásového podavače vymodelován nosný rám drtičky na beton podle vzoru firmy Resta, do kterého je pak pásový podavač vsazen. Konstrukční řešení tohoto rámu není obsahem této práce.

2.1 RÁM

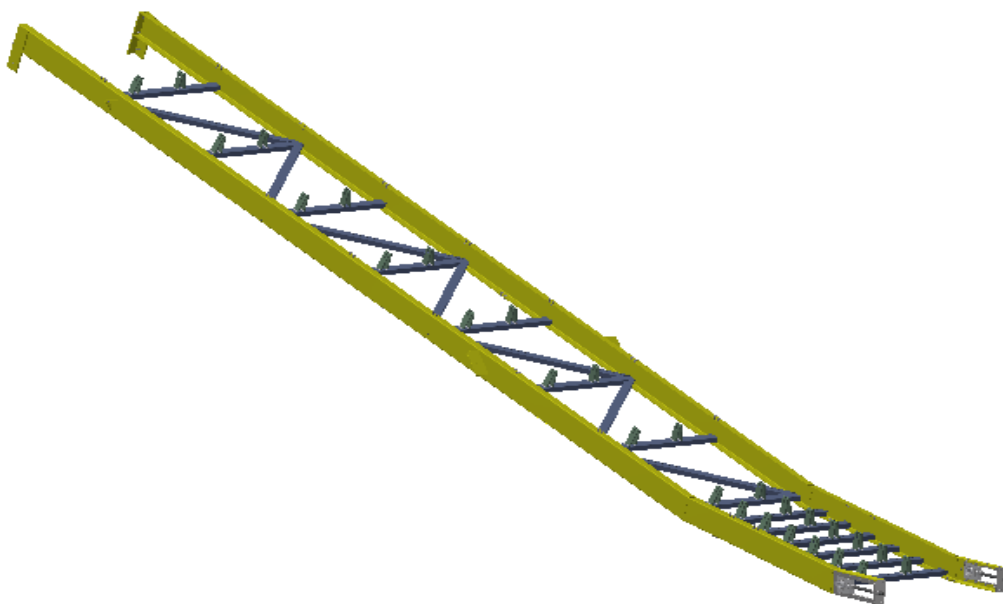
Komponenty

- ohýbané normalizované profily U 185x55x5 ČSN EN 10162
- válečkově stolice se základnou z obdélníkového profilu 60x40x3 ČSN EN 10219
- ztužovací profily z obdélníkového profilu 60x40x3 ČSN EN 10219

Základny válečkových stolic jsou na koncích přivařeny k nosným U profilům a tím je zajištěno jejich spojení. Pro větší tuhost konstrukce jsou napříč mezi válečkovými stolicemi přivařeny ztužovací profily. Na vnější boční straně U profilů jsou přivařeny podpory na připevnění lan a podavače do rámu, viz obrázek 9.

Části rámu podle naklonění

- Napínací - délka 380 mm, úhel naklonění 0°
- Nakládková - délka 1 500 mm, úhel naklonění 10°
- Dopravní - délka 7 260 mm, úhel naklonění 18°



Obr. 9 Rámová konstrukce.



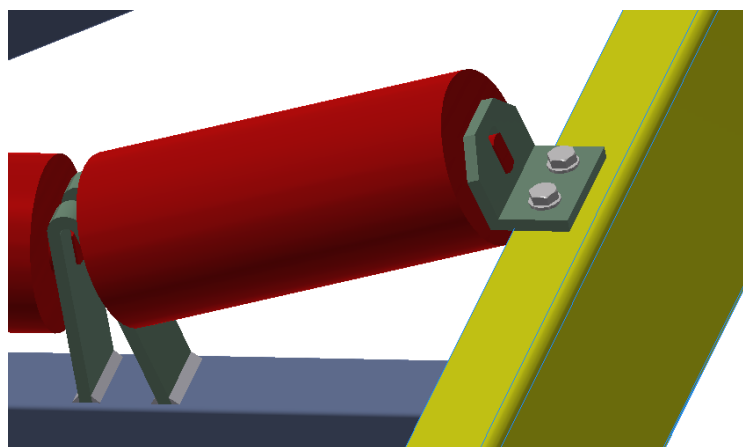
2.2 KONVEXNOST PÁSU

Jelikož je rám tvořen několika různě strmými rovinami, bude mít pás tendenci propínat se nad válečkové stolice. Z tohoto důvodu je třeba zajistit, aby se pás nepropínal a byl v kontaktu s válečkovými stolicemi po celé délce dopravníku. Toho je docíleno pomocí:

- váhy dopravovaného materiálu
- přítlačnou silou od gumy bočního vedení
- správným napínáním pásu
- vhodnou konstrukcí rámu

2.3 UCHYCENÍ BOČNÍCH VÁLEČKŮ

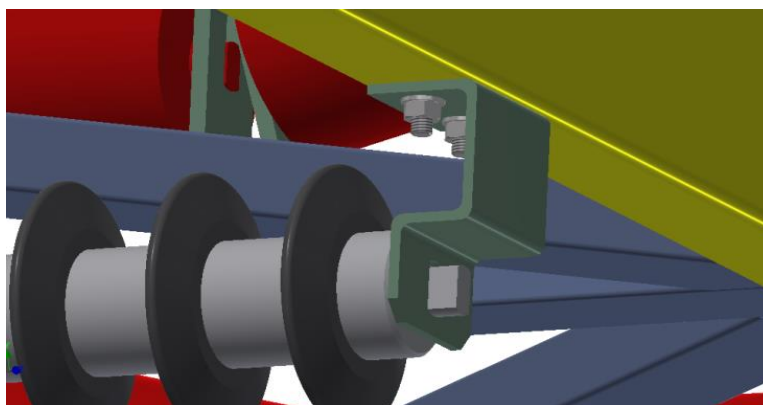
Kvůli atypické konstrukci válečkových stolic jsou konce bočních válečků v horní větvi vyvedeny do konzole přišroubované k rámu, viz obrázek 10.



Obr. 10 Uchycení bočních válečků.

2.4 UCHYCENÍ VÁLEČKU VE SPODNÍ VĚTVI

Válečky jsou upevněné do držáků z 5 mm silného ohýbaného plechu, které jsou k rámu připevněny šrouby, viz obrázek 11.



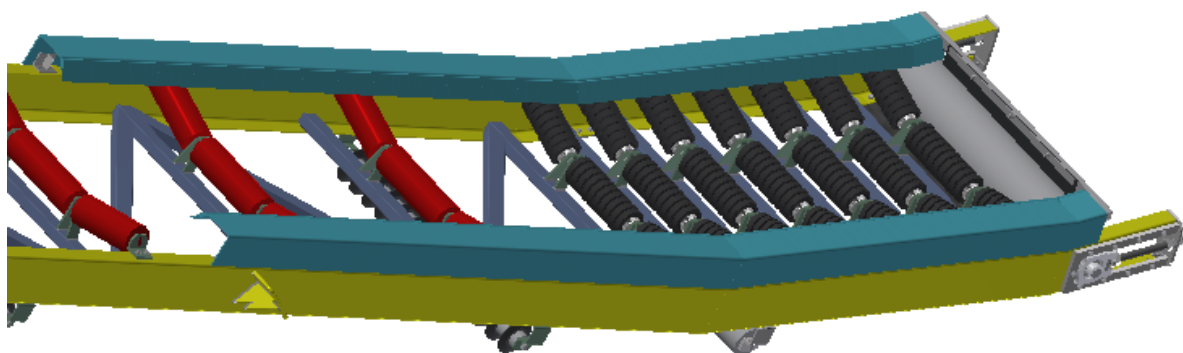
Obr. 11 Uchycení válečků ve spodní větvi.



2.5 BOČNÍ VEDENÍ

Boční vedení je vyrobeno z 5 mm silného ohýbaného plechu, na jehož konci je pomocí přítlačné lišty a šroubů připevněná otěruvzdorná guma. Vedení je připevněno pomocí konzol k hlavnímu rámu a je rozděleno na maximálně 1 m dlouhé segmenty, aby v případě oprav byla snazší demontáž.

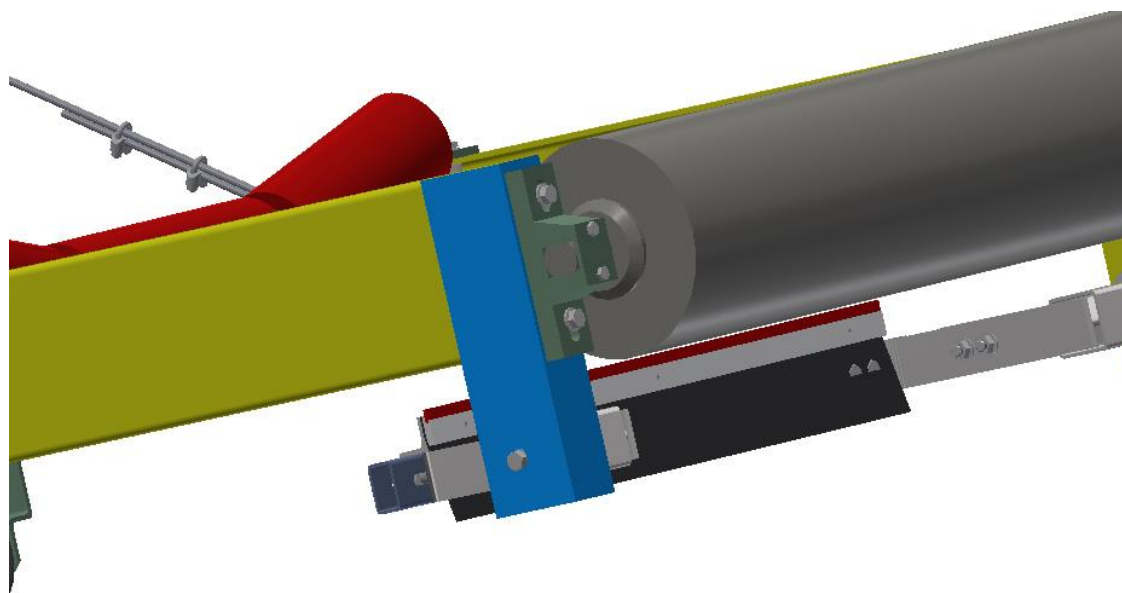
Na konci dopravníku, v místě napínací soustavy, je pomocí obdélníkového profilu připevněného k bočnímu vedení upevněn gumový plát, který zabraňuje případnému přepadnutí materiálu za hnaný buben, viz obrázek 12.



Obr. 12 Boční vedení.

2.6 UCHYCENÍ ELEKTRO BUBNU A STĚRAČE PÁSU

Na konci rámu pásového podavače je přivařen speciální zvenku svařovaný L profil, který plní 3 funkce. Zaslepí rám a zároveň slouží jako montážní jednotka pro elektro buben a stěrač pásu, viz obrázek 12.



Obr. 13 Uchycení pohonu a stěrače pásu.

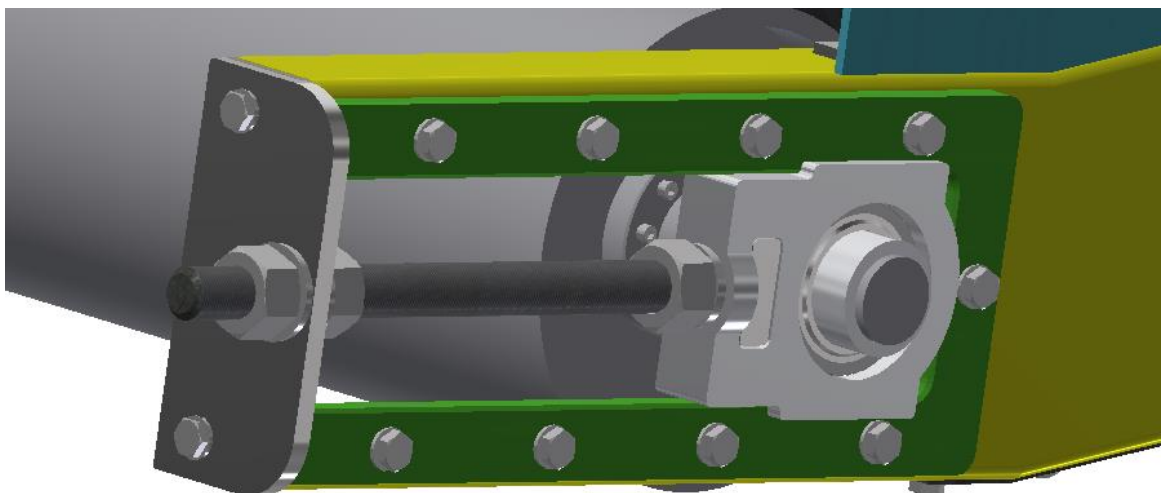


2.7 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Pro optimální přenos obvodové síly z hnacího bubnu je nutné v pásu vyvolat dostatečné předpětí, čehož lze dosáhnout pomocí napínacího zařízení. Napínací mechanismus se skládá z:

- napínacího šroubu M24x350 ISO 4017 8.8
- matic a podložek
- napínacího ložiska TU 40 TF
- vedení
- čela vedení

Přenos tahové síly je realizován přes šroub, který je v těle ložiska a čele vedení zabudován pomocí matic a kontramatic. Napínací mechanismus je přimontován šrouby na vnější stranu rámu, viz obrázek 14. Celkový možný posun ložiska ve vedení je 190 mm, což jsou s rezervou 2% délky pásu. Šroub a matice byly analyticky zkontrolovány ve výpočtové části práce na bezpečnost, tah a tlak na závitech.



Obr. 14 Napínací zařízení.

2.8 DISTANČNÍ PLECH

Ve spodní větvi mezi posledním válečkem a vratným bubnem prochází pás v blízkosti hrany nosného rámu. Při nenadálém zatížení se může pás propnout, dostat se mezi U profily a poškodit se o jejich hrany. Z tohoto důvodu je ve zmíněném místě přimontován plech, zabraňující případnému vniknutí pásu mezi U profily rámu.



3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden podle normy ČSN ISO 5048 [7] a skript Teorie dopravních a manipulačních zařízení [6].

HLAVNÍ PARAMETRY

Dopravní výkon:	200 000 kg · h ⁻¹
Dopravní výška:	2,5 m
Dopravovaný materiál:	drobné kamenivo a stavební sut'

SKLON DOPRAVNÍKU

Protože bude pásový podavač pravděpodobně namontován na mobilním nebo semi mobilním zařízení, je kladen důraz na co nejnižší hmotnost a tedy i nejmenší rozměry. Z tohoto důvodu je pro dopravovaný materiál (drcený kámen) volen maximální možný sklon dopravníku $\delta=18^\circ$ dle tab. 8.5 [6].

VOLBA JMENOVITÉ RYCHLOSTI PÁSU

Pásové podavače mají oproti pásovým dopravníkům nižší dopravní rychlost. Obvykle vynášejí materiál s velkým rozsahem zrnitosti ze zařízení, jako jsou například drtičky a třídiče kameniva. Při vyšší rychlosti pásu by se mohly větší části dopravovaného materiálu začít odvalovat. Tomuto stavu lze zabránit nižší dopravní rychlostí, proto je voleno $v = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Tabulka 8.4 [6] neobsahuje hodnoty pro tříválečkové stolice se sklonem válečku $\lambda = 15^\circ$. Z tohoto důvodu byly použity nejbližší možné hodnoty a to pro tříválečkovou stolicí, kde $\lambda = 30^\circ$ a byla zvolena šířka pásu $B = 0,8 \text{ m}$.

3.1 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO

3.1.1 TEORETICKÝ PRŮŘEZ MATERIÁLU

$$S_t = \frac{Q}{3600 \cdot \rho \cdot v}$$

$$S_t = \frac{200000}{3600 \cdot 1700 \cdot 1}$$

$$S_t = 0,033 \text{ m}^2 \tag{1}$$

kde: Q [kg · h⁻¹] dopravní výkon, zadáno
 ρ [kg · m⁻³] objemová sypaná hmotnost, dle [6]
drcený kámen (1500-2000) kg · m⁻³, voleno $\rho=1700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$



3.1.2 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 0,8 - 0,05$$

$$b = 0,67 \text{ m} \tag{2}$$

kde: B [m] zvolená šířka pásu, dle [6] tab.8.4, 0,8 m

3.1.3 VÝPOČET CELKOVÉ PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

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

$$\theta = 0,75 \cdot 30^\circ$$

$$\theta = 22,5^\circ \tag{3}$$

kde: α [°] sypný úhel materiálu, drcený kámen 30° dle [6] tab. 8.5

3.1.4 SVRCHNÍ ČÁST PRŮŘEZU NÁPLNĚ

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

$$S_1 = [0,315 + (0,67 - 0,315) \cdot \cos 15^\circ]^2 \cdot \frac{\text{tg} 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,03 \text{ m}^2 \tag{4}$$

kde: b [m] využitelná ložná šířka pásu

l_3 [m] délka středního válečku

θ [°] dynamický sypný úhel materiálu

λ [°] úhel sklonu bočních válečků



3.1.5 SPODNÍ ČÁST PRŮŘEZU NÁPLNĚ

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

$$S_2 = \left[0,315 + \frac{(0,67 - 0,315)}{2} \cos 15^\circ \right] \cdot \left[\frac{(0,67 - 0,315)}{2} \cdot \sin 15^\circ \right]$$

$$S_2 = 0,022 \text{ m}^2 \quad (5)$$

3.1.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

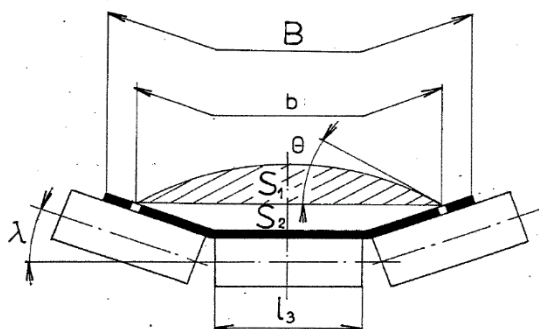
$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,03 + 0,022$$

$$S = 0,052 \text{ m}^2 \quad (6)$$

kde: S_1 [m²] plocha horní části náplně

S_2 [m²] plocha spodní části náplně



Obr. 15 Průřez náplně pásu.

3.1.7 VÝPOČET SKUTEČNÉ PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 18^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,59 \quad (7)$$

kde: δ [°] úhel sklonu dopravníku, dle [6] tab.8.5



SOUČINITEL SKLONU DOPRAVNÍKU

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

$$k = 1 - \frac{0,03}{0,052} \cdot (1 - 0,59)$$

$$k = 0,76 \quad (8)$$

kde S $[m^2]$ celková plocha průřezu náplně pásu
 k_1 $[-]$ součinitel korekce vrchlíku náplně pásu

3.1.8 SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k$$

$$S_k = 0,052 \cdot 0,76$$

$$S_k = 0,04 \text{ m}^2 \quad (19)$$

kde: k $[-]$ součinitel sklonu dopravníku

KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÍ PROSTOR

Podmínka: $S_k > S_t$

$$0,04 \text{ m}^2 > 0,033 \text{ m}^2 \quad (10)$$

Zvolený pás vyhovuje.

kde: S_k $[m^2]$ skutečná plocha průřezu náplně pásu

S_t $[m^2]$ teoretická plocha průřezu náplně pásu

3.1.9 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k$$

$$I_V = 0,052 \cdot 1 \cdot 0,76$$

$$I_V = 0,04 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11)$$

kde: S $[m^2]$ celková plocha průřezu náplně pásu
 k $[-]$ součinitel sklonu dopravníku



3.1.10 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,04 \cdot 1700$$

$$I_m = 244\,800 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (12)$$

kde: I_V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon

KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

Podmínka: $I_m > Q$

$$244\,800 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 200\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (13)$$

Množství dopravovaného materiálu vyhovuje.

3.2 VÝPOČET POHYBOVÝCH ODPORŮ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pohybové odpory pásových dopravníků lze rozdělit do 5 základních skupin.

- | | |
|--|--|
| Hlavní odpory F_H | - rotační odpory válečků v horní a dolní větvi dopravníku
- odpory vzniklé zamačkáváním válečků do pásu |
| Vedlejší odpory F_N | - odpory tření a setrvačných sil při urychlování hmoty v místě nakládky
- odpor tření o boční vedení v místě nakládky
- odpor ložisek v hnaných bubnech
- odpor ohybu pásu na bubnech |
| Přídavné hlavní odpory F_{S1} | - odpor vychýlených válečků ve směru pohybu pásu
- odpor tření o boční stěny násypky nebo bočního vedení |
| Přídavné vedlejší odpory F_{S2} | - odpor čističů pásů |
| Odpor k překonání
dopravní výšky F_{st} | - odpor způsobený zdviháním materiálu |



3.2.1 HLAVNÍ ODPORY

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M HORNÍ VĚTVE

Jelikož výrobce u dopadových válečků neuvádí hmotnost rotujících dílů, je použita hodnota hladkých válečků o shodném průměru, délce a téměř totožné hmotnosti.

$$q_{rh} = \frac{(2 \cdot G_{rh250} + G_{rh315}) \cdot n_h}{L}$$

$$q_{rh} = \frac{(2 \cdot 2,8 + 3,3) \cdot 14}{9,3}$$

$$q_{rh} = 13,4 \text{ N} \quad (14)$$

kde: G_{rh250} [kg] hmotnost rotujících částí horních válečků dlouhých 250 mm dle tab. 1

G_{rh315} [kg] hmotnost rotujících částí horních válečků dlouhých 315 mm dle tab. 1

n_h [m] počet válečkových stolic v horní větvi

L [m] délka dopravníku

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 M DOLNÍ VĚTVE

$$q_{rd} = \frac{(G_{bsd} \cdot n_{dd}) + (G_{bsh} \cdot n_{dh})}{L}$$

$$q_{rd} = \frac{(13,1 \cdot 3) + (8,3 \cdot 1)}{9,3}$$

$$q_{rd} = 5,12 \text{ N} \quad (15)$$

kde: G_{bsd} [kg] hmotnost rotujících částí spodních diskových válečků dle tab. 1

G_{bsh} [kg] hmotnost rotujících částí spodních hladkých válečků dle tab. 1

n_{dd} [ks] počet diskových válečků ve spodní větvi

n_{dh} [ks] počet hladkých válečků ve spodní větvi

**HMOTNOST JEDNOHO METRU PÁSU**

$$q_B = 7,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Hmotnost jednoho metru pásu dle tab. 6 (16)

HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 METR PÁSU

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

$$q_G = \frac{0,04 \cdot 1700}{1}$$

$$q_G = 68 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (17)$$

HLAVNÍ ODPORY SOUČET

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{rh} + q_{rd} + (2q_B + q_G) \cdot \cos(\delta)]$$

$$F_H = 0,02 \cdot 9,3 \cdot 9,81 \cdot [13,4 + 5,12 + (2 \cdot 7,4 + 68) \cdot \cos(18^\circ)]$$

$$F_H = 177,48 \text{ N} \quad (18)$$

kde	f	[-]	globální součinitel tření, voleno 0,02 dle [7]
	g	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	tíhové zrychlení
	q_{rh}	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m horní větvě
	q_{rd}	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 m dolní větvě
	q_B	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	hmotnost 1 m pásu
	q_G	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m pásu
	δ	[$^\circ$]	úhel sklonu dopravníku



3.2.2 VEDLEJŠÍ ODPORY

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDKY

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

$$F_{bA} = 0,04 \cdot 1700 \cdot (1 - 0)$$

$$F_{bA} = 68 \text{ N} \quad (19)$$

kde v $[m \cdot s^{-1}]$ rychlost pásu

v_0 $[m \cdot s^{-1}]$ počáteční rychlost materiálu ve směru pohybu pásu

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2g \cdot \mu_1}$$

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

$$l_b = 0,08 \text{ m} \quad (20)$$

kde: μ_1 [-] Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, voleno 0,6 dle [7]

TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ

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

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,04^2 \cdot 1700 \cdot 9,81 \cdot 0,08}{0,7^2 \cdot \left(\frac{1 + 0}{2}\right)^2}$$

$$F_f = 10,46 \text{ N} \quad (21)$$

kde: b_v [m] světlá šířka bočního vedení

μ_2 [-] Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením, voleno 0,6 dle [7]

**ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH**

$$F_1 = 9B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_p}{B}\right) \cdot \frac{d}{D}$$

$$F_1 = 9 \cdot 0,8 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5228}{0,8}\right) \cdot \frac{0,0068}{0,216}$$

$$F_1 = 46,55 \text{ N} \quad (22)$$

Kde: F_p [N] průměrný tah v pásu na bubnu, dle tab. 4

d [m] tloušťka pásu, dle tab. 6

D [m] průměr hnacího bubnu, dle tab. 4

ODPOR V LOŽISKÁCH HANANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot F_p \cdot \frac{d_0}{D}$$

$$F_t = 0,005 \cdot 5228 \cdot \frac{0,04}{0,216}$$

$$F_t = 4,84 \text{ N} \quad (23)$$

kde: d_0 [m] průměr hřídele hnaného bubnu v ložisku

VEDLEJŠÍ ODPORY SOUČET

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_1 + F_t$$

$$F_N = 68 + 10,46 + 46,55 + 4,84$$

$$F_N = 129,85 \text{ N} \quad (24)$$

kde: F_{bA} [N] odpor setrvačných sil v místě nakládky

F_f [N] tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě nakládání

F_1 [N] odpor ohybu pásu na bubnech

F_t [N] odpor v ložiskách hnaného bubnu



3.2.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

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

$$F_{\varepsilon} = 0,4 \cdot 0,3 \cdot 9,3 \cdot (7,4 + 68) \cdot 9,81 \cdot \cos 18^{\circ} \cdot \sin 4^{\circ}$$

$$F_{\varepsilon} = 54,76 \text{ N} \quad (25)$$

kde:	C_{ε}	[-]	součinitel korýtkovosti, voleno 0,4
	L_{ε}	[m]	délka dopravníku s vychýlenými válečky (válečková stolice má užší profil a pás má méně prostoru pro vybočení a proto jsou po celé délce pásového podavače stolice s vychýlenými válečky, voleno 9,3 m)
	ε	[-]	úhel vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu, volím 4°
	μ_0	[-]	součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem, voleno 0,3 dle [7]

ODPOR TŘENÍ HMOTY MEZI PÁSEM A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_v^2}$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,04^2 \cdot 1700 \cdot 9,81 \cdot 4,2}{1^2 \cdot 0,7^2}$$

$$F_{gL} = 137,23 \text{ N} \quad (26)$$

kde:	μ_2	[-]	součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením, voleno 0,6 dle [7]
	l	[m]	délka bočního vedení
	b_v	[m]	světla šířka bočního vedení

PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY SOUČET

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} + F_{gL}$$

$$F_{S1} = 54,76 + 137,23$$

$$F_{S1} = 191,99 \text{ N} \quad (27)$$

kde:	F_{ε}	[N]	odpor vychýlených bočních váleček
	F_{gL}	[N]	odpor tření hmoty mezi pásem a bočním vedením



3.2.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

STYKOVÁ PLOCHA MEZI STĚRAČEM PÁSU A PÁSEM

$$A = B_{\zeta} \cdot z$$

$$A = 0,75 \cdot 0,004$$

$$A = 0,003 \text{ m}^2 \quad (28)$$

Kde: B_{ζ} [m] šířka čističe pásu, dle tab. 2
 z_p [m] tloušťka stírací destičky čističe pásu

ODPOR ČISTIČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3$$

$$F_r = 0,003 \cdot 60\,000 \cdot 0,6$$

$$F_r = 108 \text{ N} \quad (29)$$

Kde: A [m²] styková plocha mezi stěračem pásu a pásem
 p [N · m⁻²] tlak mezi čističem pásu a pásem, voleno $60 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ dle [7]
 μ_3 [-] součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, voleno 0,6 dle [7]

SOUČET PŘÍDAVNÝCH VEDLEJŠÍCH ODPORŮ

$$F_{S2} = F_r$$

$$F_{S2} = 108 \text{ N} \quad (30)$$

Kde: F_r [N] odpor čističe pásu

3.2.5 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

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

$$F_{St} = 68 \cdot 2,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 1\,667,7 \text{ N} \quad (31)$$

kde: H [m] dopravní výška



OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{ST}$$

$$F_U = 177,48 + 129,85 + 191,99 + 108 + 1\,667,7$$

$$F_U = 2\,278 \text{ N} \tag{32}$$

Kde:	F_H	[N]	hlavní odpory
	F_N	[N]	vedlejší odpory
	F_{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory
	F_{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
	F_{ST}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky

3.3 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU

3.3.1 PROVOZNÍ VÝKON

Jako pohon je volen elektro buben. Výrobce garantuje výstupní výkon, a proto není třeba násobit provozní výkon účinností pohonu.

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 2\,275 \cdot 1$$

$$P_A = 2\,275 \text{ W} \tag{33}$$

kde: F_U [N] potřebná obvodová hnací síla

3.3.2 KROUTICÍ MOMENT POTŘEBNÝ PRO POHON SOUSTAVY

$$M_k = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2}$$

$$M_k = (5415 - 1542) \cdot \frac{0,216}{2}$$

$$M_k = 418 \text{ Nm} \tag{34}$$

kde: F_1 [N] síla v horní větvi, vypočteno (40)

F_2 [N] síla v dolní větvi, vypočteno (41)



3.4 SÍLY V PÁSU

Pro správný provoz dopravníku je nutné, aby tahy v pásu splňovali tyto podmínky:

- tahy v pásu musí být takové, aby obvodové hnací síly na poháněcích bubnech působily v každém případě na pás tak, aby mezi pásem a bubnem nedocházelo k prokluzu
- tah v pásu musí být dostatečný, aby nedocházelo k příliš velkému průvěsu mezi dvěma válečkovými stolicemi [7]

3.4.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U$$

$$F_{Umax} = 1,7 \cdot 2275$$

$$F_{Umax} = 3867,5 \text{ N} \quad (35)$$

kde: ξ [-] součinitel rozběhu, voleno 1,7 dle [7]

3.4.2 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY VE HANÉM BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{UMAX} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 3867,5 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 1538,6 \text{ N} \quad (36)$$

kde: μ [-] součinitel tření mezi hnacím bubnem a pásem, voleno 0,4 dle [7]

φ [rad] úhel opásání hnacího bubnu

3.4.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{hmin} \geq \frac{a_h \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{hmin} \geq \frac{0,9 \cdot (7,4 + 68) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{hmin} \geq 6934 \text{ N} \quad (37)$$



Kde: a_h [m] rozteč horních válečkových stolic
 $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ [-] dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi,
 voleno 0,012 dle [7]

3.4.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{dmin} \geq \frac{a_d \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}}$$

$$F_{dmin} \geq \frac{2,5 \cdot 7,4 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{dmin} \geq 1890 \text{ N} \quad (38)$$

kde: a_u [m] rozteč dolních válečkových stolic

3.4.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 2275 \cdot 1,7 \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx 5406 \text{ N} \quad (39)$$

3.4.6 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max}$$

$$F_1 \approx 5406 \text{ N} \quad (40)$$

kde: F_{max} [N] největší tahová síla v pásu

3.4.7 SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

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

$$F_2 = \frac{5406}{e^{0,4 \cdot \pi}}$$

$$F_2 = 1539 \text{ N} \quad (41)$$

kde: F_1 [N] síla v horní větvi



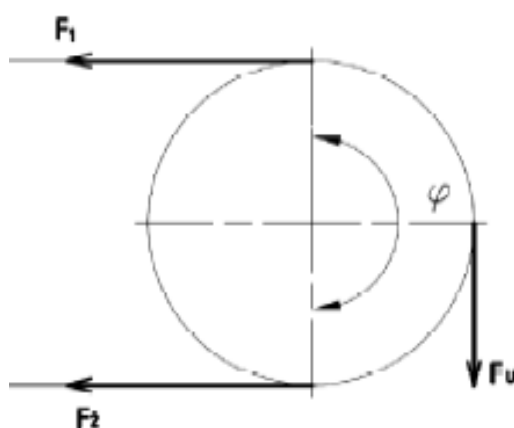
3.4.8 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2$$

$$F_C = 5406 + 1539$$

$$F_C = 6945 \text{ N} \quad (42)$$

kde: F_1 [N] síla v horní větvi
 F_2 [N] síla ve vratné větvi



Obr. 16 Tahové síly působící v pásu.

3.4.9 DOVOLENÁ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{Dp} = F_{dov} \cdot B \cdot 1000$$

$$F_{Dp} = 250 \cdot 0,8 \cdot 1000$$

$$F_{Dp} = 200\,000 \text{ N} \quad (43)$$

kde: F_{dov} [$N \cdot mm^{-1}$] Dovolená tahová síla v pásu, dle tab.6

KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

Podmínka: $F_{Dp} \geq F_{max}$

$$200\,000 \text{ N} \geq 5406 \text{ N} \quad (44)$$

Navržený pás vyhovuje.



3.5 KONTROLA ŠROUBU NAPÍNAČÍHO ZAŘÍZENÍ

Napínací ustrojí, obsahuje závitovou tyč M24x350 přes kterou je přenášén tah na hnaný buben. Je třeba zkontrolovat bezpečnost na tah a tlak na závitech.

3.5.1 NAPĚTÍ VE ŠROUBU

$$\sigma_{\xi} = \frac{(F_p/2)}{A_s}$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{\left(\frac{5228}{2}\right)}{348 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\xi} = 6,8 \text{ MPa} \quad (45)$$

Kde: F_p [N] průměrná napínací síla pásu,
 A_s [mm²] jmenovitý průřez šroubu, dle literatury [8], tab. 8-1,
 $A_s = 384 \text{ mm}^2$

3.5.2 DOVOLENÉ NAPĚTÍ ŠROUBU

$$\sigma_D = 0,225 \cdot R_e$$

$$\sigma_D = 0,225 \cdot 660$$

$$\sigma_D = 148,5 \text{ MPa} \quad (46)$$

Kde σ_D [MPa] dovolené napětí pro šroubový s předpětím zatížený klidně, dle literatury [9], tab. 2, volím střední hodnotu $\sigma_D = 0,225 \cdot R_e$
 R_e [MPa] mez kluzu materiálu šroubu, dle literatury [8], tab.8-8,
 $R_e = 660 \text{ MPa}$

3.5.3 BEZPEČNOST ŠROUBU

$$k_{k\check{s}} = \frac{\sigma_D}{|\sigma_{\xi}|}$$

$$k_{k\check{s}} = \frac{148,5}{|6,8|}$$

$$k_{k\check{s}} = 21,84 \quad (47)$$

kde: σ_{ξ} [MPa] napětí ve šroubu



$$\begin{aligned} \text{Podmínka:} \quad & k_{kš} > 1 \\ & 21,84 > 1 \end{aligned} \quad (48)$$

Šroub vyhovuje.

3.5.4 POČET NOSNÝCH ZÁVITŮ

$$\begin{aligned} z &= \frac{m}{p} \\ z &= \frac{8,5}{2} \\ z &= 4,25 \end{aligned} \quad (49)$$

kde: m [mm] výška matice
 p [mm] rozteč závitu, dle konstrukce šroubu, $p = 2$ mm

3.5.5 NOSNÝ PRŮMĚR ZÁVITU

$$\begin{aligned} H_1 &= \frac{(d_{\text{š}} - D_{1\text{max}})}{2} \\ H_1 &= \frac{(24 - 22,21)}{2} \\ H_1 &= 0,895 \text{ mm} \end{aligned} \quad (50)$$

kde: $d_{\text{š}}$ [mm] velký průměr závitu šroubu, dle literatury [10], $d = 24$ mm
 $D_{1\text{max}}$ [mm] malý průměr závitu matice, dle literatury [10],
 $D_{1\text{max}} = 22,21$ mm



3.5.6 TLAK NA ZÁVITECH

$$P = \frac{\left(\frac{F_p}{2}\right)}{\pi \cdot d_{2\min} \cdot H_1 \cdot z}$$

$$P = \frac{\left(\frac{5228}{2}\right)}{\pi \cdot 21,803 \cdot 0,895 \cdot 4,25}$$

$$P = 10,03 \text{ MPa} \quad (51)$$

kde: $d_{2\min}$ [mm] střední průměr šroubu, dle literatury [11], $d_2 = 21,803$ mm

H_1 [mm] nosný průměr závitu

3.5.7 KONTROLA TLAKU NA ZÁVITECH

Podmínka: $P < P_d$

$$10,03 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (52)$$

Šroubový spoj vyhovuje.

kde: P_d [MPa] dovolený tlak v závitech, voleno dle literatury [9], tab. 3.
 $P_d = 150 \text{ MPa}$

3.6 VÝPOČET NOSNÉ KONSTRUKCE

Pásový podavač je navržen jako otevřená rámová konstrukce a výpočet koeficientu bezpečnosti je obsáhlý proces, který z důvodu omezeného rozsahu této práce nelze provést. Proto využiji funkci „pevnostní analýza“ programu Autodesk Inventor 2016. Tato funkce využívá pro výpočet maximálního napětí numerickou metodu „metodu konečných prvků“. Princip této metody spočívá v rozložení geometrického objektu na velký počet malých dílů, které jsou doplněny materiálovým popisem dané součásti. Každý díl tělesa pak lze popsat soustavou pevnostních nebo deformačních rovnic a základě výsledků všech rovnic je získán hledaný výsledek.

VÝSLEDKY SIMULACE

Bezpečnost rámové konstrukce:	15
Maximální posunutí (v místě upevnění hnacího bubnu):	0,2 mm
Síla potřebná k předepnutí jednoho lana ve směru svislé osy:	950 N



ZÁVĚR

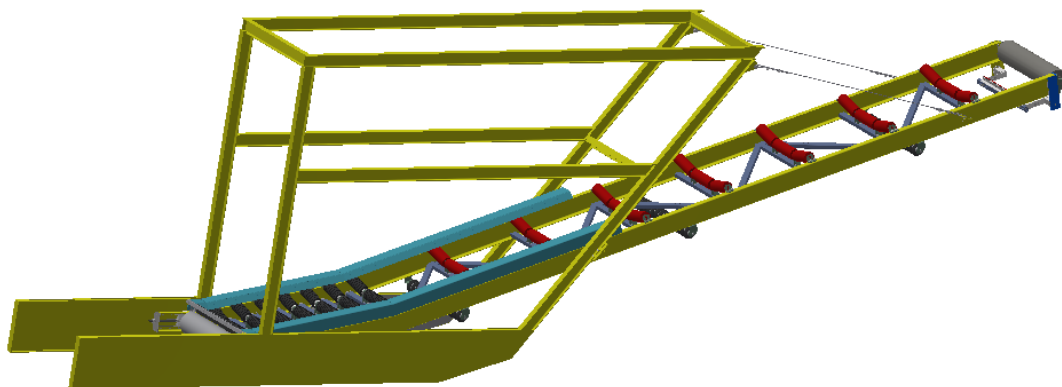
Podle zadání byl navržen vynášecí pásový podavač pro přepravu drobného kameniva a stavební suti. Na základě normy ČSN 5048 byl proveden funkční výpočet, na jehož základě jsou voleny jednotlivé komponenty.

V horní větvi je použita atypická válečková stolice, která má kratší boční válečky uchycené konzolami k rámu což vede k podstatnému zúžení konstrukce a tedy i snížení váhy pásového podavače. Pro pohon soustavy je použit kompaktní a lehký elektro buben od firmy Rulmeca o průměru 220 mm o výkonu 5,5 kW. Napínání pásu je realizováno pomocí napínacího zařízení, jehož páteř tvoří šroub M24x350 namáhaný na tah, u kterého byl proveden výpočet bezpečnosti. Rám pásového podavače byl navržen jako otevřená rámová konstrukce tvořená třemi různě strmými rovinami zpevněná válečkovými stolicemi a stužkovacími profily. Celý rám je navržen tak, aby jej bylo možné upnout do nosného rámu drtičky na beton od firmy Resta. V závěru práce byla pomocí počítačové simulace ověřena bezpečnost konstrukce a zjištěna potřebná síla pro předpětí lan.

Výstupem této práce je výkresová dokumentace sestavy pásového podavače a podsestavy napínacího zařízení. Veškerá výkresová dokumentace, simulace a 3D modely jsou vytvořeny pomocí programu Autodesk Inventor 2016.

ZÁKLADNÍ PARAMETRY VYNÁŠECÍHO PÁSOVÉHO PODAVAČE

Dopravní výška:	2,5 m
Dopravovaný materiál:	drobné kamenivo a stavební suť, zrnitost max. 90 mm
Délka dopravníku:	9,3 m
Sklon dopravníku:	18 °
Šířka pásu:	0,8 m
Rychlost pásu :	1 m/s
Dopravní výkon:	244 800 kg/hod
Výkon motoru:	5,5 kW



Obr. 17 Vynášecí pásový podavač.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Katalog válečků. *Transroll* [online]. [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog_cz_novy-6faca.pdf?redir
- [2] Katalog stěračů pásů. *Techbelt*[online]. [cit.2016-05-19]. Dostupné z: http://www.dopravnipasy.com/file_download/6
- [3] Elektro bubny. *Rulmeca*[online]. [cit. 2016-05-19]. http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_-_bulk/74/motorized_pulley_220m_&_220h
- [4] Katalog ložisek. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/index.html>
- [5] Katalog dopravníkových pásů. *Gumex* [online]. [cit.2015-04-3]. Dostupné z: http://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravníkové%20pásy_CZ_11_final.pdf
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav a ŠKOPÁN Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno:VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 152
- [7] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1989.
- [8] SHIGLEY,J.E.-MISCHKE, Ch.R.-BUDYNAS r.G.: *Konstruování strojních součástí*, vyd. Brno: VUTIUM 2010. 1159s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] POKORNÝ, Břetislav. *Základní druhy šroubových spojů*. [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: www.isstechn.cz/objekty/vypocty-sroubu.doc
- [10] NARREX, ZÁVITOVÉ TABULKY [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://www.stankointeh.ru/NAREX/thr_a.pdf
- [11] KILLICH, *Spojovací materiály*. [online] [cit.2016-05-15] Dostupné z: <http://www.killich.cz/stranky/technicke-info/standardni-zavity/metricky-iso.htm>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

A	[m ²]	Styková plocha stěrače pásu
A _s	[mm ²]	Jmenovitý průřez šroubu
B	[m]	Šířka pásu
C _ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
D	[m]	Průměr bubnu
D _{1max}	[m]	Malý průměr závitu matice
F _f	[N]	Odpor mezi hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování
F _{2min}	[N]	Tahová síla ve hnaném bubnu
F _{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládky
F _C	[N]	Celková síla namáhající buben
F _{dmin}	[N]	Nejmenší tahová síla pro dolní větev
F _{dov}	[N]	Dovolená tahová síla v pásu
F _{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F _H	[N]	Hlavní odpory
F _{hmin}	[N]	Nejmenší tahová síla pro horní větev
F _l	[N]	Odpor proti ohybu pásu na bubnech
F _{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F _N	[N]	Vedlejší odpory
F _p	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
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 ložiscích bubnu
F _U	[N]	Výsledná odporová síla



F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová síla
G_{bsd}	[kg]	Hmotnost rotujících částí spodních diskových válečků
G_{bsh}	[kg]	Hmotnost rotujících částí spodních hladkých válečků
G_{rh250}	[kg]	Hmotnost rotujících částí horních válečků dlouhých 250 mm
G_{rh315}	[kg]	Hmotnost rotujících částí horních válečků dlouhých 315 mm
H	[m]	Dopravní výška
H_1	[m]	Nosný průměr závitů
I_m	[kg/hod]	Hmotnostní dopravní výkon
I_v	[m ³ /hod]	Objemový dopravní výkon
L	[m]	Délka pásu
L_ε	[m]	Délka dopravníku s vychýlenými válečky
M_k	[Nm]	Potřebný krouticí moment pro pohon soustavy
P_A	[W]	Výkon potřebný pro pohánění soustavy
P_M	[W]	Výkon motoru
Q	[kg/hod]	Dopravní výkon
S_k	[m ²]	Skutečná plocha průřezu náplně
S_t	[m ²]	Teoretický průřez materiálu
Z_p	[m]	Šířka styku čističe pásu
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
d	[m]	Velký průměr závitů šroubu
d_0	[m]	Průměr hřídele v ložisku
d_2	[m]	Střední průměr závitů šroubu
e	[-]	Eulerovo číslo
f	[-]	Globální součinitel tření
k_K	[-]	Bezpečnost
l	[m]	Délka bočního vedení



l_b	[m]	Urychlovací délka
m_p	[kg]	Hmotnost 1 metru pásu
n	[s ⁻¹]	Otáčky bubnu
n_{dd}	[m]	Počet diskových válečků ve spodní větvi
n_{dh}	[m]	Počet hladkých válečků ve spodní větvi
n_h	[m]	Počet válečkových stolic v horní větvi
q	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
q_B	[kg]	Hmotnost jednoho metru pásu
q_G	[kg]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky
q_{rd}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr spodní větve
q_{rh}	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr horní větve
v	[m/s]	Rychlost pásu
v_0	[m/s]	Počáteční rychlost materiálu ve směru pohybu pásu
z	[m]	Počet nosných závitů
θ	[°]	Dynamický sypný úhel
α	[°]	Sypný úhel materiálu
δ	[°]	Úhel sklonu dopravníku
ε	[°]	Vychýlení osy válečku vzhledem k rovině kolmé k podélné ose pásu
ξ	[-]	Součinitel rozběhu pásového podavače
η	[-]	Účinnost motoru
λ	[°]	Úhel sklonu válečků
μ	[-]	Součinitel tření mezi poháněním bubnem a pásem
μ_0	[-]	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu



ρ	[kg/m ³]	Objemová hmotnost materiálu
σ_{\max}	[MPa]	Maximální napětí
σ_{ξ}	[MPa]	Napětí ve šroubu
σ_{ξ}	[MPa]	Napětí ve šroubu
φ	[rad]	Úhel opásání



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy vynášecího pásového podavače:	BP-JH-2016-00
Výkres podsestavy napínacího zařízení:	BP-JH-2016-07