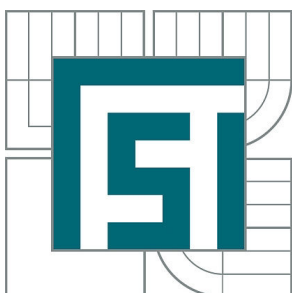


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## POJÍZDNÝ PÁSOVÝ DOPRAVNÍK DÉLKY PRO STAVEBNÍ MATERIÁLY A ODPADY

MOBILE BELT CONVEYOR FOR CONSTRUCTION MATERIALS AND WASTE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ PAVELKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HLOSKA

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Lukáš Pavelka

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

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

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

### **Pojízdný pásový dopravník délky pro stavební materiály a odpady**

v anglickém jazyce:

### **Mobile Belt Conveyor for Construction Materials and Waste**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh pojízdného šikmého pásového dopravníku,

Hlavní technické parametry:

dopravní výkon: 120.000 kg/hod

dopravní výška: do 3,5 m

dopravní délka (rozteč mezi osami bubnů: 12 m

doprovázaný materiál: drobné kamenivo

max. zrnitost 150mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

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

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDUŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Hloska

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 1.11.2012

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pojízdného šikmého pásového dopravníku pro stavební materiály a odpady v šikmém směru dle zadaných parametrů. Práce obsahuje obecný popis pásového dopravníku, návrh hlavních rozměrů, napínacího zařízení, pohonné jednotky a dalších souvisejících komponent. Dále je proveden funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048 a pevnostní výpočet vybraných částí zařízení. Celková práce se skládá z technické zprávy a k ní odpovídající výkresové dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pojízdný dopravník, dopravní pás, válečková stolice, pohon dopravníku, hnaný buben, napínací zařízení, drobné kamenivo

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the mobile belt conveyor for construction materials and waste in an oblique direction according to specified parameters. It contains a general description of the conveyor belt, the essential dimensions, tensing system, design of the drive and other related components. Then is carried out functional calculation according to the norm ČSN ISO 5048 and stress analysis of selected parts. This thesis consists of the technical reports and drawings.

## KEYWORDS

Mobile belt conveyor, conveyor belt, idler, drive of conveyor, driven drum, tensioning device, tiny aggregate



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PAVELKA, I. *Pojízdný pásový dopravník délky pro stavební materiály a odpady*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 56 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Hloska.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jméno a přímení



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji svému vedoucímu Ing. Jiřímu Hloskovi a doc. Ing. Miroslavu Škopánovi ,CSc. za cenné rady a vedení při tvorbě této práce. Poděkování patří také mým rodičům a celé rodině za plnou podporu při studiu na vysoké škole.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Konstrukční prvky dopravníku a jejich volba .....	11
1.1 Dopravní pás .....	11
1.2 Čistič pásu .....	13
1.3 Poháněcí stanice pásového dopravníku .....	13
1.4 Válečkové stolice a válečky .....	15
1.5 Napínací zařízení .....	20
1.5.1 Konstrukční řešení napínacího zařízení .....	20
1.5.2 Volba ložiskové jednotky hnaného bubnu .....	21
1.5.3 Volba hnaného (vratného) bubnu .....	21
1.6 Rám pojízdného dopravníku .....	22
1.6.1 Pojízdná náprava .....	23
2 Funkční výpočet .....	24
2.1 Úhel sklonu dopravníku .....	24
2.2 Volba jmenovité dopravní rychlosti pásu .....	24
2.3 Výpočet největší plochy průřezu náplně pásu .....	24
2.3.1 Stanovení teoretického průřezu náplně materiálu na pásu .....	24
2.3.2 Stanovení šířky dopravního pásu .....	25
2.3.3 Využitelná ložná šířka pásu .....	25
2.3.4 Výpočet horní části průřezu náplně (vrchlíku) .....	25
2.3.5 Výpočet spodní části průřezu náplně .....	26
2.3.6 Celková plocha průřezu náplně pásu .....	26
2.3.7 Výpočet skutečné plochy průřezu náplně .....	27
2.3.8 Největší objemový dopravní výkon .....	28
2.3.9 Kontrola hmotnostního dopravního výkonu .....	28
2.4 Výpočet pohybových odporů pásového dopravníku .....	29
2.4.1 Hlavní odpory, $F_h$ .....	29
2.4.2 Vedlejší odpory, $F_n$ .....	30
2.4.3 Přídavné odpory, $F_s$ .....	32
2.4.4 Obvodová hnací síla, $F_u$ .....	33
2.5 Potřebný výkon pohonu .....	33
2.5.1 provozní výkon na poháněcím elektrobubnu .....	33
2.5.2 Potřebný provozní výkon poháněcího elektromotoru .....	33
2.6 Síly v pásu .....	34
2.6.1 Přenos obvodové síly z poháněcího bubnu .....	34



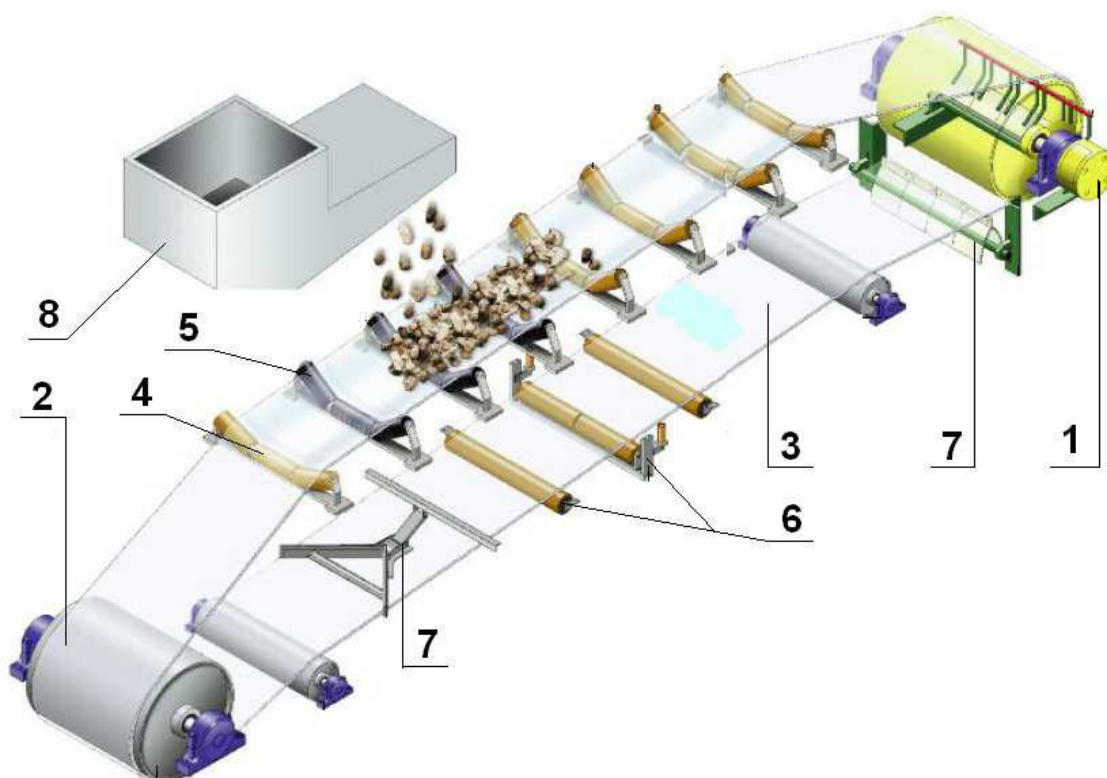


2.6.2	Omezení podle průvěsu pásu .....	35
2.6.3	Výpočet síly ve vratné větvi .....	36
2.6.4	Kontrola pevnosti navrženého pásu .....	37
2.6.5	Celková síla působící na buben .....	37
2.6.6	Výpočet napínající síly .....	37
3	Pevnostní výpočet .....	38
3.1	Výpočet hnaného bubnu .....	38
3.1.1	Výpočet zatížení a VVÚ .....	38
3.1.2	Výpočet silových reakcí na buben .....	39
3.1.3	Výpočet maximálního ohybového momentu a napětí bubnu .....	40
3.1.4	Výpočet bezpečnosti v ohybu .....	40
3.2	Výpočet osy hnaného bubnu .....	41
3.2.1	Výpočet zatížení a VVÚ .....	41
3.2.2	Výpočet maximálního ohybového momentu a napětí osy .....	42
3.2.3	Výpočet bezpečnosti v ohybu osy v bodě 3. ....	43
3.2.4	Výpočet ohybového momentu v místě zmenšení průměru osy .....	44
3.3	Trvanlivost ložisek hnaného bubnu .....	45
3.3.1	Výpočet trvanlivosti ložiska dle SKF .....	45
3.3.2	Otáčky hnaného bubnu .....	46
3.3.3	Úhlová rychlost hnaného bubnu .....	46
3.4	Napínací šroub .....	46
3.4.1	Potřebný posuv napínacího zařízení .....	46
3.4.2	Kontrola napínacího šroubu na vzpěr .....	47
	Závěr .....	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	52
	Seznam příloh .....	56



## ÚVOD

Pásové dopravníky slouží k přemísťování sypkých, zrnitých, vláknitých látek, případně i kusového zboží. Jsou nevhodné pro přepravu příliš lepivých, nebo abrazivních materiálů. Jejich konstrukce umožňuje využití v různých odvětvích průmyslu a zemědělství. Materiál je přepravován mezi objekty pomocí dopravního pásu, který plní nosnou i tažnou funkci. Na jednom konci základní konstrukce pás obepíná hnací stanici s hnacím bubnem, která bývá opatřena spojkou, převodovkou a elektromotorem. Na opačném konci je umístěna vratná stanice s vratným bubnem. Mezi stanicemi je pás podepírán nosnými prvky, jako jsou válečky, válečkové stolice apod. Doprava materiálu může být vodorovná, nebo mírně šikmá. Hlavní přednosti, oproti jiným zařízením pro přepravu materiálu, jsou například vysoká rychlost dopravy a dopravní výkon, plynulost přepravy, ekonomicky hospodárny provoz, hlukem nezátěžující chod, šetrnost vůči životnímu prostředí a nevyžaduje téměř žádnou údržbu. Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější a nejpoužívanější prostředky pro přepravu různých látek z jednoho místa na druhé. Obecné schéma pásového dopravníku je zobrazen na obr. 1.



Obr. 1 Obecné schéma pásového dopravníku: [9](obr. upraven)  
 1 – hnací buben; 2 – hnací vratný buben; 3 – dopravní pás; 4 – horní válečková stolice; 5 – horní dopadová stolice; 6 – vratná dolní stolice; 7 – čistič pásu;  
 8 – násypka;

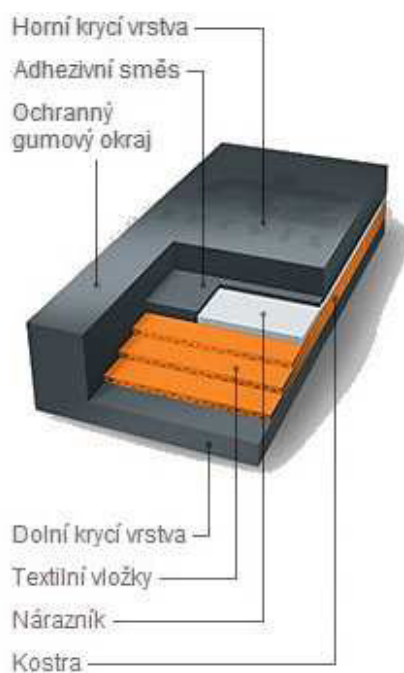
Poznámka: na obr. 1 není zobrazen rám a napínací zařízení. Tyto části jsou podrobněji popsány v dalších kapitolách pro konkrétní dopravník.



# 1 KONSTRUKČNÍ PRVKY DOPRAVNÍKU A JEJICH VOLBA

## 1.1 DOPRAVNÍ PÁS

Je jednou z nejdůležitějších součástí pásového dopravníku a jsou na něj kladeny vysoké dopravní požadavky. Dopravní pás se zpravidla skládá ze dvou částí. Z tažných nosných vložek (kostry), které mohou být vyrobeny z bavlny, polyamidu, perlonu, ocelových lan apod. a z krycích ochranných vrstev z gumy. Nosné vložky pásu přenáší tahové síly. Ochranné vrstvy chrání kostru pásu před abrazivními účinky materiálu, nosných válečků a bubnů, atmosférickými vlivy a jinými mechanickými poškozeními. Okraje pásu mohou být chráněny měkkou gumou nebo zůstanou volné. Pásky jsou vyráběny celistvé, tj. u kratších délek pasů, nebo nespojené. Volné konce u nespojených pásů se při montáži spojují vulkanizací za tepla, za studena, lepením, nebo mechanickým spojením. Na obr. 2 je znázorněn řez dopravním pásem.



Obr. 2 Řez dopravním pásem [6]

### Požadavky kladené na dopravní pás: [1], str. 134

- Vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- Vysoká životnost
- Vysoká podélná tuhost
- Minimální navlhavost
- Vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- Schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

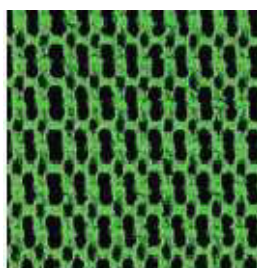


## VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Byl zvolen gumový dopravní pás s textilní nosnou vložkou od firmy REKO s.r.o. Volba tohoto pásu je ovlivněna vypočítanými hodnotami a druhem dopravovaného materiálu (drobné kamenivo). Základní vlastnosti pásu, které firma uvádí ve svém katalogu, jsou např. vysoká odolnost vůči oděru, tichý chod, nebo vysoká stabilita a nízké protažení pásu. Typ a parametry pásu jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 Základní parametry dopravního pásu [7]

Typ	Potravinářský atest	Antistatický	Snižená hlúčnost <sup>(1)</sup>	Barva povrchu	Tloušťka	Hmotnost	Min. průměr válců <sup>(2)</sup>	Tah pro 1% prodloužení	Max. tažná síla	Min. teplotní odolnost	Max. teplotní odolnost	Tření <sup>(4)</sup>
					mm	kg/m <sup>2</sup>	mm	N/mm	N/mm	°C	°C	
<b>GUMA</b>												
2T12 U0-G25 GP		✓		zelená	5,5	4,5	80	12	24	-40	100	HF



GP

Obr. 3 Dezén povrchu pásu [7]

### Spojení pásu:

Způsob spojení pásu bude tzv. „spoj na prsty“. Jedná se o nejobvyklejší způsob spojování pásů prováděný firmou REKO s.r.o. Přednosti tohoto spojení jsou např. rovnoměrná tloušťka a vysoká pevnost v místě spoje, nenarušená flexibilita pásu.



Obr. 4 Ukázky spojení pásu [7]



## 1.2 ČISTIČ PÁSU

Pro odstranění možných nečistot, které mohou ulpívat na dopravním pásu, je použit čelní čistič pásu (obr. 5) od firmy Flexco [8]. Tento čistič se vyznačuje jednoduchou konstrukcí, vysokým čisticím účinkem, šetrností k pásu, snadnou instalací, vysokou životností a téměř bezúdržbovým provozem. Typ a základní parametry čističe jsou v tab. 2.

Tab. 2 Základní parametry čističe pásu [8]

Typ	Stírací šířka [mm]	Stírací plocha [m <sup>2</sup> ]	Součinitel tření [-]	Max. rychlost pásu [m·s <sup>-1</sup> ]
EZP-LS220	450	0,015	0,3	2,5



Obr. 5 Čistič dopravního pásu od firmy Flexco [8]

## 1.3 POHÁNĚCÍ STANICE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pohon transportéru je nejčastěji realizován elektromotorem, který společně s užitím převodové skříně, spojkami, brzdou a hnacím bubnem, přenáší hnací sílu na pás dopravníku. Hnací buben může být tvořen klasickým mechanickým válcem, kterým otáčí vně umístěný a připevněný elektromotor. Druhá možnost je použití bubnového motoru (elektrobubnu), kde hnací buben a motor tvoří jeden kompaktní celek. Pojízdny dopravníky, pracující v místech bez přístupu elektřiny, bývají poháněny malými spalovacími motory. Volba a použití jednotlivých prvků poháněcí stanice závisí na typu dopravníku.

Pohon se téměř vždy umísťuje na přepadávacím konci dopravníku. Pak je průběh síly v pásu nejpříznivější. Pro zvýšení koeficientu tření mezi bubnem a pásem se na bubny nalepují např. pryžové pásy se zalisovanými keramickými destičkami. Pohon dopravníku je zobrazen na obr. 6.

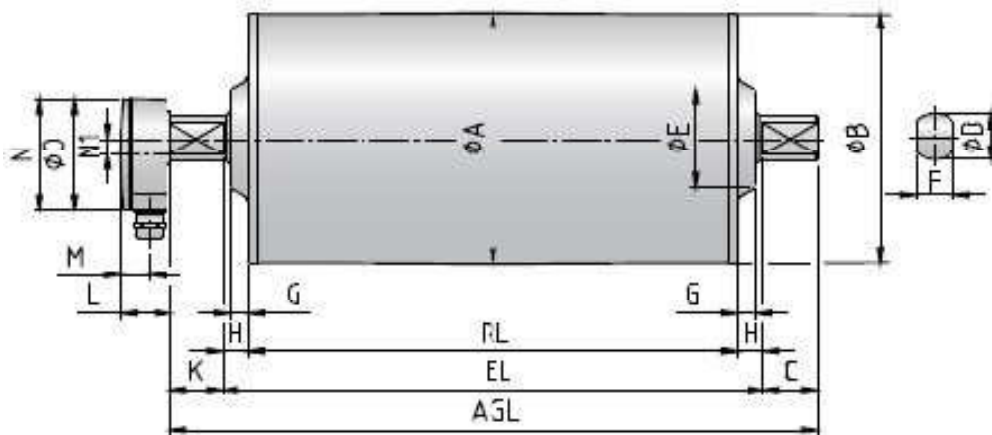


Obr. 6 Řez elektrobubnovým pohonem od firmy Rulmeca [9]



## VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

Pro pohon pásového dopravníku byl zvolen elektrobuben (obr. 6 a 7) nabízený firmou Rulmeca [9]. Pohon byl zvolen z důvodu lepší manipulace s dopravníkem, úspory místa a snížení hmotnosti, což jsou zároveň jeho hlavní výhody. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena. Typ a parametry elektrobubny jsou uvedeny v tabulce 3 a 4.



Obr. 7 Elektrobuben 220 M [9]

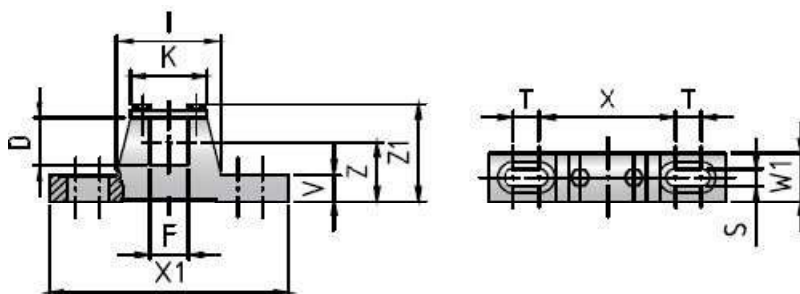
Tab. 3 Rozměrové parametry elektrobubnového pohonu 220M [9]

Rozměry [mm]															
RL	EL	AGL	øA	øB	C	øD	øE	F	G	H	K	L	M	N	N1
600	650	750	216	214,5	43,5	40	100	30	15,5	21,5	41,5	41	24	95	14

Tab. 4 Výkonové parametry elektrobubnového pohonu 220M & 220H [9]

Výkon [W]	Počet převodových stupňů	Rychlost pásu [m·s <sup>-1</sup> ]	Krouticí moment [Nm]	Síla v tahu [N]	Max. radiální zatížení [kN]	Hmotnost [kg]
3000	2	1,25	321	2279	11,5	3

Výrobce také dodává držáky s označením KL41-HD (obr. 8), kterými je elektrobuben přišroubován ke konstrukci dopravníku. Tabulka 5. udává základní rozměry držáků.



Obr. 8 Držák elektrobubny KL41-HD [9]



Tab. 5 Rozměrové parametry držáku KL-HD [9]

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	I	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1	
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

#### 1.4 VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKY

Válečky se vkládají do válečkových stolic a společně tvoří tvar ložného profilu, vedou a podepírají pás. Stolice nosných i vratných válečků se upevňují na konstrukci dopravníku. Mohou se vyskytnout přímé jednoválečkové, nebo korýtkové stolice. Korýtkový profil stolic bývá sestaven ze dvou, tří nebo i více válečků. Sklon vnějších válečků vzhledem k horizontální rovině svírá 20°, 30°, 35° i více stupňů. Pro dolní vratnou větev se zpravidla užívají rovné jednoválečkové stolice s válečky speciálních profilů (např. spirálové nebo válečky s disky), které usnadňují čištění pásu.

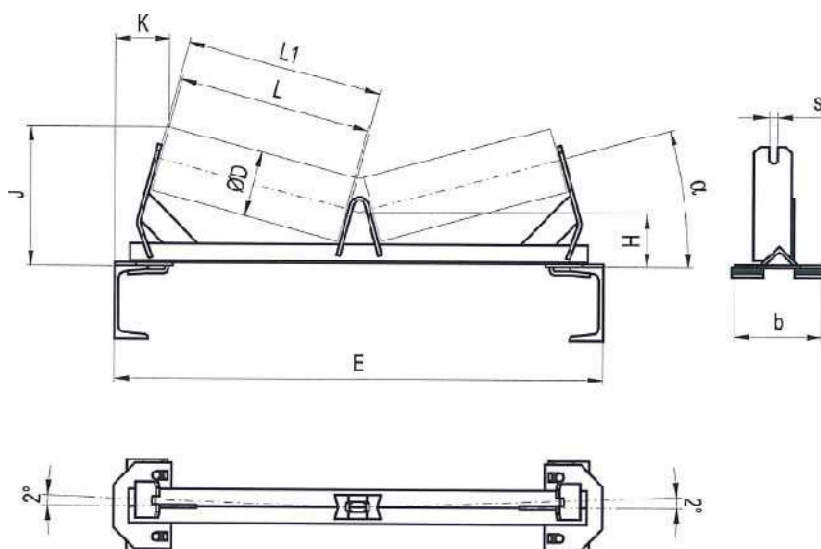
V místech přivádění materiálu a v místech konvexních oblouků je vzdálenost stolic menší. Válečky a také dopravní pás jsou v této oblasti vystaveny obzvláště silnému dynamickému namáhání. Příliš velká rozteč stolic zapříčiňuje špatnou boční stabilitu a průvès pásu, což při dopravě výrazně ovlivňuje jeho životnost. Povrch válečků je v místě nákladu materiálu opatřen pryžovými disky, které snižují rázy padajícího nákladu. Vybočování pásu se eliminuje např. strážními válečky (se svislou osou), které jsou instalovány v pravidelných roztečích po stranách pásu, nebo použitím samosvorných středících stolic.



Obr. 9 Ukázka válečkových stolic s válečky [10]


**VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ PRO HORNÍ VĚTEV DOPRAVNÍKU**

Pro nosnou větev byly vybrány dvouválečkové středící stolice s označením 314 STS (obr. 10) od firmy Transroll. Válečky středících stolic jsou šipovitě uloženy (osa válečku je vychýlena o  $2^\circ$  od kolmice k ose pásu), čímž pás nevybočuje do stran. Tyto stolice jsou použity po celé délce dopravníku, mimo oblast nakládání materiálu, kde jsou použity odlišné stolice s válečky s pryží, kvůli zvýšenému namáhání. Parametry středící stolice jsou uvedeny v tab. 6.

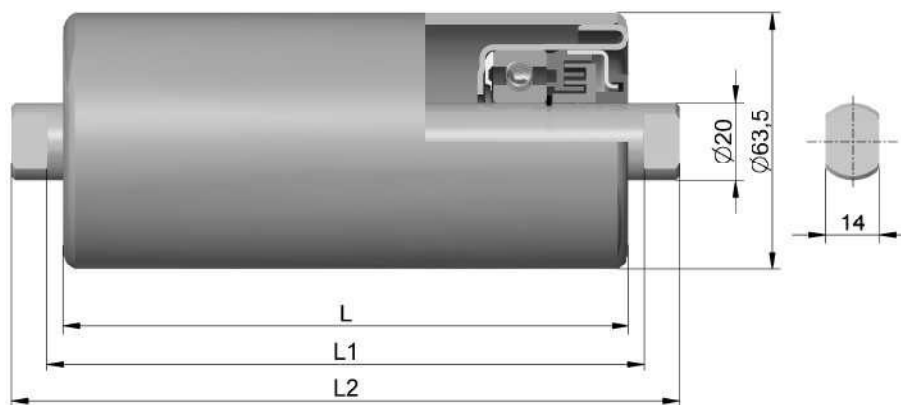


Obr. 10 Dvouválečková středící stolice 314 STS [11]

Tab. 6 Parametry dvouválečkové středící stolice [11]

Šířka pásu B [mm]	Typ	Rozměry [mm]									Úhel [°]	Hmotnost [kg]
		E	D	L	L1	H	J	K	b	s	$\alpha$	
500	314 STS	800	63	315	323	88	242	100	140	14	20	5,7

Do středících stolic budou upevněny hladké válečky (obr. 11) od stejné firmy s katalogovým označením 20024. Parametry válečku jsou uvedeny v tab. 7.



Obr. 11 Váleček hladký [11]

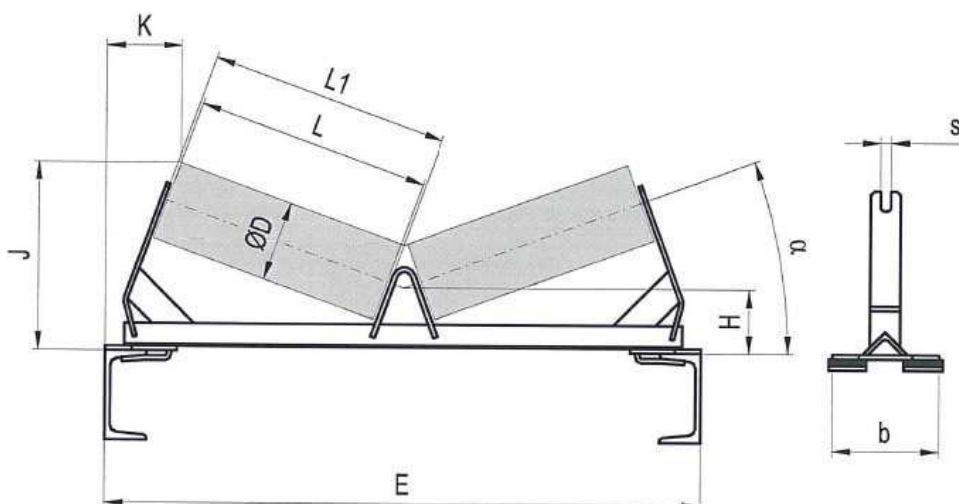




Tab. 7 Parametry hladkého válečku [11]

Typ	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	Rot. částí	Celková
20024	315	323	341	1,7	2,7

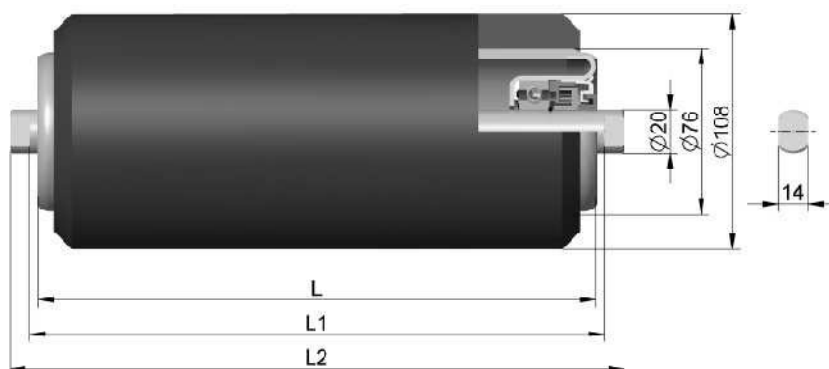
V oblasti nakládání materiálu na dopravník jsou válečky i pás vystaveny zvýšenému dynamickému namáhání (viz popis výše). Proto jsou použity dvouválečkové stolice s katalogovým označením 314 ST (obr. 12) a k nim odpovídající tlumící dopadové pogumované válečky typu 20254 (obr. 13).



Obr. 12 Dvouválečková stolice 314 ST [11]

Tab. 8 Parametry dvouválečkové stolice s pogumovanými válečky [11]

Šířka pásu B [mm]	Typ	Rozměry [mm]									Úhel [°]	Hmotnost [kg]
		E	D	L	L1	H	J	K	b	s	$\alpha$	
500	314 ST	800	76	315	323	88	242	100	140	14	20	5,7



Obr. 13 Váleček pogumovaný (dopadový) [11]

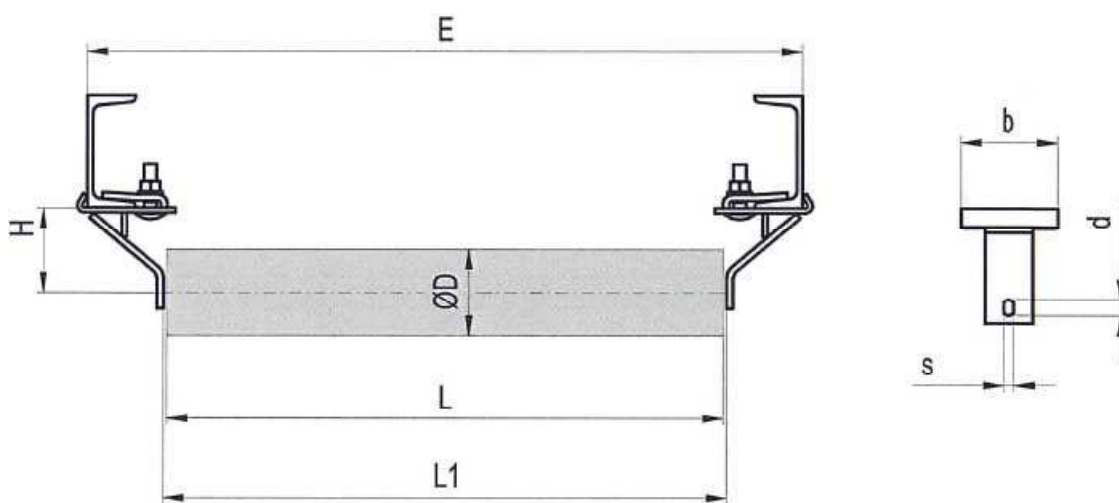


Tab. 9 Parametry pogumovaného dopadového válečku [11]

Typ	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	Rot. částí	Celková
20254	315	323	341	5	6

### VOLBA VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ PRO DOLNÍ VĚTEV DOPRAVNÍKU

Vratná větev dopravníku je realizována použitím přímých jednoválečkových stolic. Ty se skládají z držáků válečků a závěsných příložek, kterými jsou upevněny na nosník. Stolice jsou vybrány z katalogu již jmenované firmy Transroll a mají označení 313 ST (obr. 14).

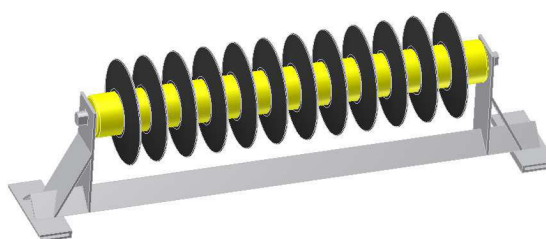


Obr. 14 Přímá jednoválečková stolice 313 ST [11]

Tab. 10 Parametry jednoválečkové stolice [11]

Šířka pásu B [mm]	Typ	Rozměry [mm]								Úhel [°] $\alpha$	Hmotnost [kg]
		E	D	L	L1	H	b	d	s		
500	313 ST	800	63	600	610	84	100	20	14	20	1,4

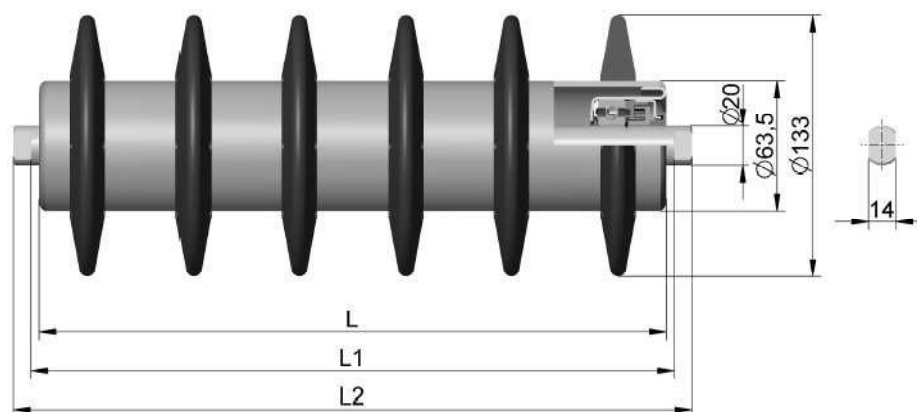
Poznámka: Dolní přímá jednoválečková stolice je z konstrukčních důvodů upravena, opatřena pražcem (obr. 15) a přivařena k rámu. Všechny její parametry zůstanou zachovány.



Obr. 15 Dolní stolice s diskovým válečkem [zdroj: autor]



Do vratných válečkových stolic byly vybrány diskové válečky s označením 20164 (obr. 16), které mají na plášti nalisovány disky z pryže o tvrdosti 65 Sh. Disky usnadňují odpadávání nečistot z pásu, a tak jeho čištění. Tab. 11 uvádí parametry diskového válečku.



Obr. 16 Váleček diskový [11]

Tab. 11 Parametry diskového válečku [11]

Typ	Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]		Počet disků
	L	L1	L2	Rot. částí	Celková	
20164	600	608	646	5,1	6,9	12

Všechny válečky pracující na pásovém dopravníku jsou vyrobeny z ocelových trubek s tloušťkou stěny 3 mm. K plášti válečků jsou přivařena čela z ocelového plechu. Ve válečcích jsou použita kuličková ložiska s dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Dopadové a vratné válečky jsou chráněny pryží, která je nalisována na plášti válečků. Vysoká kvalita, dlouhá životnost a příznivá cena válečků i válečkových stolic je garantována výrobcem.

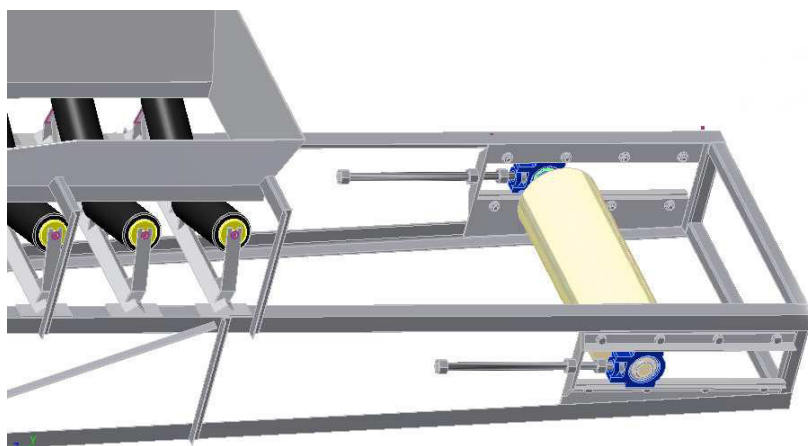


## 1.5 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

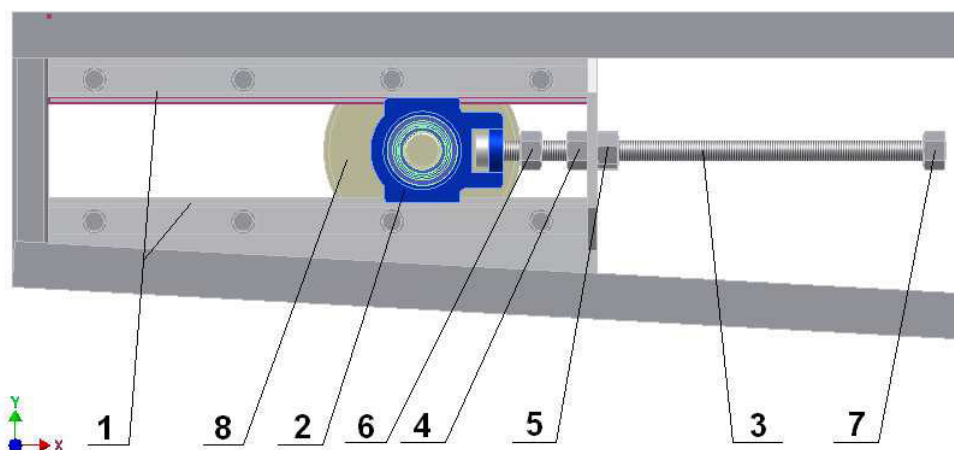
Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná tažná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení. [1] str. 140.

### 1.5.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Hnaný buben je uložen v ložiskových jednotkách s napínacími tělesy od firmy SKF (viz obr. 19), které při napínání vedou vodící lišty. Ty jsou šroubovými spoji upevněny k rámu dopravníku. Samotné napínání je realizováno pomocí stavěcích šroubů a matic. Volné konce napínacích šroubů budou opatřeny ochranným krytem z důvodu možného poškození (např. vyhnutí).



Obr. 17 Napínací stanice [Zdroj: autor]



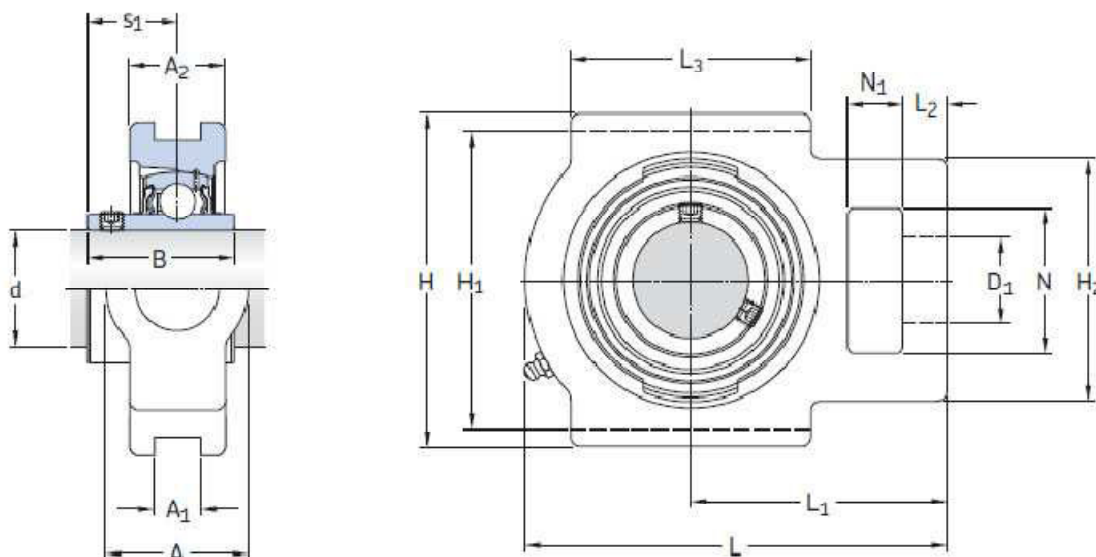
Obr. 18 Části napínacího zařízení [zdroj: autor]:

1 - vodící lišty; 2- ložisková jednotka Y; 3 - napínací šroub; 4 – přivařená matice;  
5,6 – kontrolací matice; 7 – utahovací matice; 8 – vratný buben;



### 1.5.2 VOLBA LOŽISKOVÉ JEDNOTKY HANÉHO BUBNU

Osa hnaného bubnu je uložena v ložiskových jednotkách Y od firmy SKF s typovým označením TU 40 FT [12]. Tato jednotka se skládá z ložiska řady 62 a napínacího tělesa. Hlavní předností této jednotky je schopnost eliminovat odchylky od sousosti a tím zaručit rovnoměrný chod pásu na bubnu. Obě ložiska jsou zajištěna na ose bubnu pomocí stavěcích šroubů a na obou stranách utěsněna. Napínací těleso má drážky pro vodící lišty. Obr. 19 a tab. 12 udávají informace o zvolených napínacích jednotkách TU 40 FT.



Obr. 19 Napínací ložisková jednotka TU 40 FT [12]

Tab. 12 Parametry ložiskové jednotky TU 40 FT [12]

Označení	Těleso	Ložisko	Výpočtový součinitel $f_0$ [-]	Základní dynamická únosnost C [kN]	Základní statická únosnost $C_0$ [kN]	Hmotnost [kg]
TU 40 FT	TU 508 M	YAR 208-2F	14	30,7	19	2,3

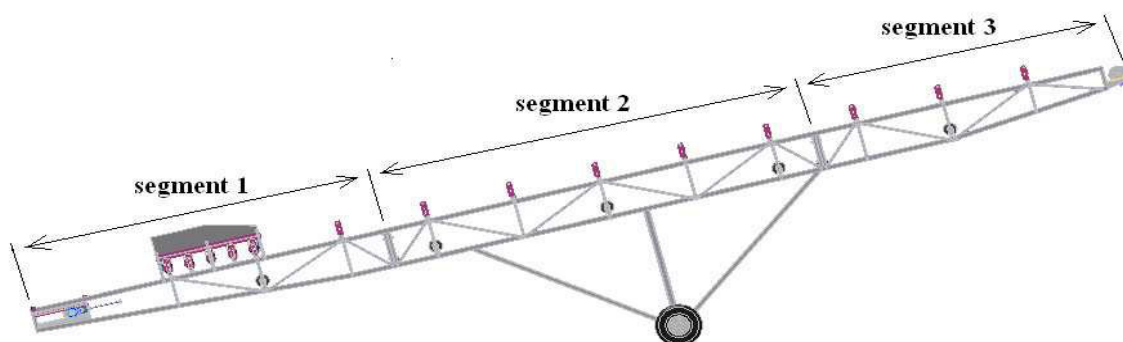
### 1.5.3 VOLBA HANÉHO (VRATNÉHO) BUBNU

Hnaný buben je vyroben z oceli 11 373 (viz 3.1.1) a je zároveň napínacím elementem pásu. Umístění bubnu je ve spodní části dopravníku. Buben je složen z vnějšího pláště, diskových čel a osy (obr. 27). Šířka pláště je 600 mm a vnější průměr 216 mm. Osa bubnu je uložena v ložiskových jednotkách Y (obr. 19) a její průměr je 40 mm. Ložiskové jednotky jsou zajištěny stavěcími šrouby k ose.

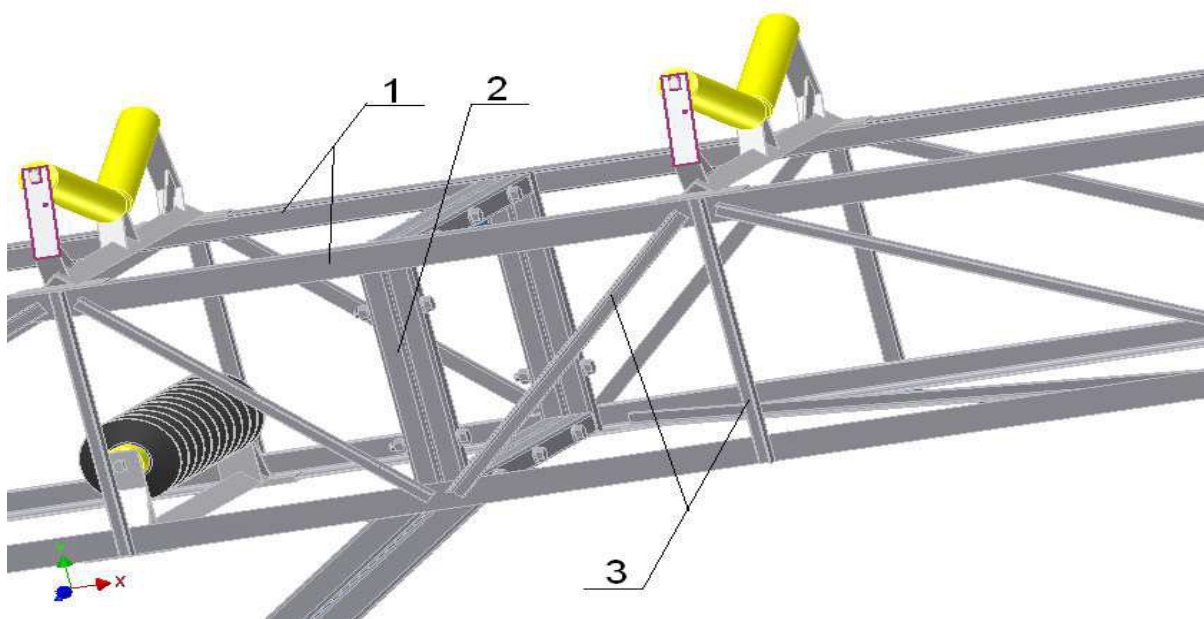


## 1.6 RÁM POJÍZDNÉHO DOPRAVNÍKU

Nosný rám dopravníku tvoří příhradová konstrukce. Ta se skládá ze tří segmentových částí, které se následně k sobě přišroubují (obr. 20). Důvodem volby tohoto konstrukčního řešení rámu pojízdného dopravníku je jeho snadná rozebíratelnost, čímž se značně usnadní převoz (např. nákladním automobilem) na vzdálenější místo výkonu práce. Jednotlivé části rámu jsou vyrobeny z normalizovaných profilů válcovaných za tepla z materiálu 11 373, které ukazuje obr. 21. K části rámu 2 je napevno přivařena náprava s pojezdovými koly (obr. 22).



Obr. 20 Rám pojízdného dopravníku [zdroj:autor]



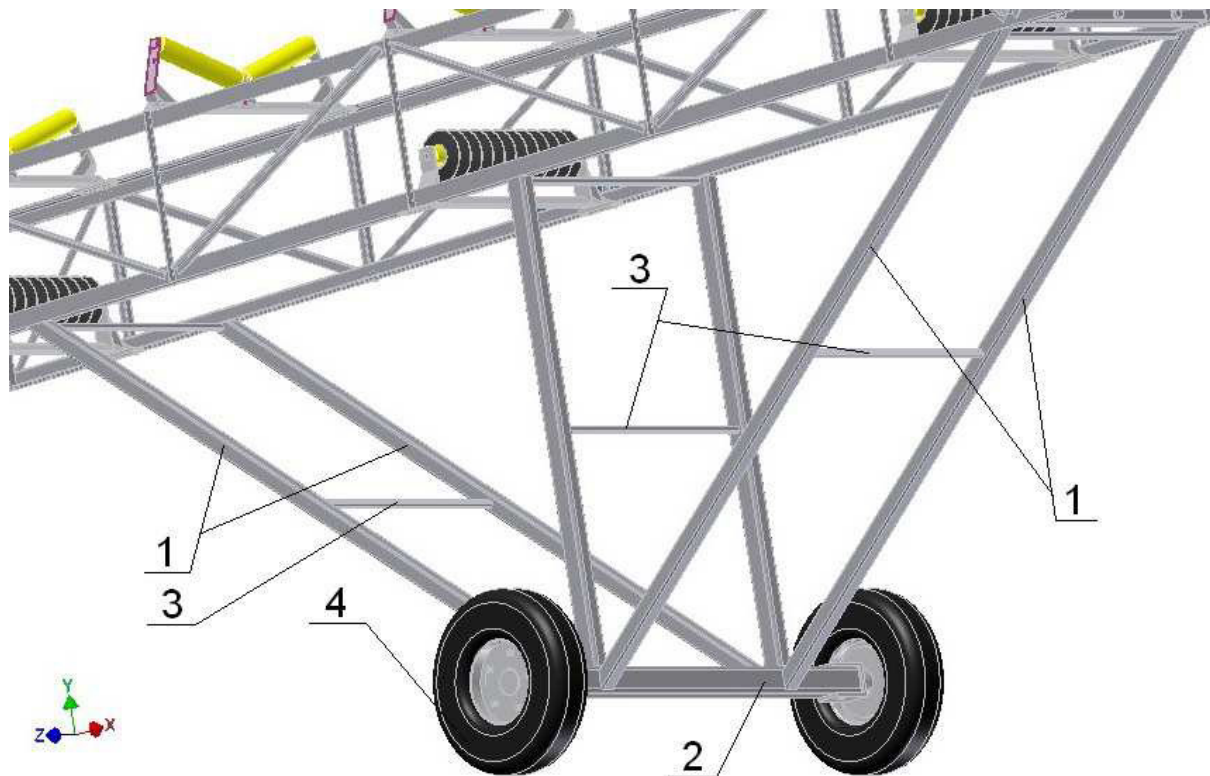
Obr. 21 Sešroubování segmentů příhradové konstrukce a volba normalizovaných profilů [zdroj:autor]:

- 1 – profil L 50x50x4 ČSN 42 5541
- 2 – profil čtvercový 40x40x3 ČSN 42 6935
- 3 – profil L 25x25x3 ČSN 42 5541



### 1.6.1 POJÍZDNÁ NÁPRAVA

Náprava dopravníku je svařena z normalizovaných profilů (obr. 22) a jako celek napevno přivařena k prostřední části dopravníku (segment 2, obr. 20).



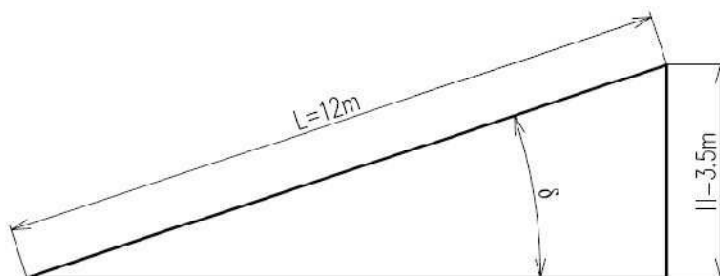
Obr. 22 Náprava dopravníku [zdroj: autor]:  
1 – čtvercový profil 50x50x3 ČSN 42 6935  
2 – čtvercový profil 80x80x5 ČSN EN 42 6935  
3 - profil L – 25x25x2,5 ČSN 42 5541  
4 – pojezdová kola



## 2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Výpočet daného pásového dopravníku je proveden dle technické normy ČSN ISO 5048 zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky – výpočet výkonu a tahových sil. [3]

### 2.1 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU



Obr. 23 Sklon dopravníku:  
*L* – dopravní délka (vzdálenost os bubnů); *H* – dopravní výška

$$\sin \delta = \frac{H}{L} \Rightarrow \delta \quad (1)$$

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

$$\delta = \arcsin \frac{3,5}{12}$$

$$\delta = 16,958^\circ$$

### 2.2 VOLBA JMENOVITÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI PÁSU

Na základě zadaného dopravovaného materiálu (drobné kamenivo) se rychlost pásu pohybuje v rozsahu  $1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  až  $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  dle [1] str. 148, tab. 8.3. Volená dopravní rychlost  $\Rightarrow v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

### 2.3 VÝPOČET NEJVĚTŠÍ PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

#### 2.3.1 STANOVENÍ TEORETICKÉHO PRŮŘEZU NÁPLNĚ MATERIÁLU NA PÁSU

$$Q = 3600 \cdot \rho \cdot S_T \cdot v \Rightarrow S_T \quad (2)$$

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

$$S_T = \frac{120000}{3600 \cdot 1500 \cdot 1,25}$$

$$S_T = 0,018 \text{ m}^2$$





Vztah (2) dle [1], str. 149, kde:

$Q$	$[kg \cdot h^{-1}]$	je dopravní výkon, dle zadání
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	objemová sypná hmotnost, dle [1], str. 151, tab. 8.5, pro drcený kámen v rozsahu $1500 \div 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , voleno $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pásu, volena v kapitole 2.2, $v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Při zvolení vyšší hodnoty objemové sypné hmotnosti vyšel značně vysoký dopravní výkon, což s porovnáním se zadaným výkonem vede k příliš velkému předimenzování dopravníku, viz dále (výpočet 12). Ve výpočtu se bere ohled i na nejvyšší hodnotu sypné hmotnosti, aby byl při dopravě zahrnut materiál v celém možném rozsahu tedy 1500 až 2000  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

### 2.3.2 STANOVENÍ ŠÍRKY DOPRAVNÍHO PÁSU

$$B = 500 \text{ mm}$$

Voleno dle [1], str. 149, tab. 8.4, na základě vypočteného teoretického průřezu náplně materiálu  $S_T = 0,018 \text{ m}^2$ , odpovídajícího sypného úhlu materiálu  $\alpha = 30^\circ$  a zvolené korýtkové dvouválečkové stolice se sklonem válečků  $\lambda = 20^\circ$ , (Obr. 24), jejíž tabelární hodnota dle literatury [1] je  $0,026 \text{ m}^2$ , což je důvod, proč byla zvolena právě dvouválečková stolice, kromě toho že z jednoválečkové by materiál padal a muselo by se případně řešit boční vedení.

### 2.3.3 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (3)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,5 - 0,05$$

$$b = 0,4 \text{ m}$$

Vztah (3) dle [3], str. 10, kde:

$B$  [m] je šířka dopravního pásu viz 2.3.2, ve (3) dosazena v metrech  $B = 0,5 \text{ m}$

### 2.3.4 VÝPOČET HORNÍ ČÁSTI PRŮŘEZU NÁPLNĚ (VRCHLÍKU)

$$S_1 = [b \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\tan \theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = [0,4 \cdot \cos 20^\circ]^2 \cdot \frac{\tan 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,01 \text{ m}^2$$

kde:

$b$  [m] je využitelná ložná šířka pásu, výpočet (3)

$\lambda$  [°] je sklon válečků

$\theta$  [°] dynamický sypný úhel, výpočet (5)

**DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL - VÝPOČET**

$$\begin{aligned}\theta &= 0,75 \cdot \alpha & (5) \\ \theta &= 0,75 \cdot 30^\circ \\ \theta &= 22,5^\circ\end{aligned}$$

kde:

 $\alpha$  [°] je sypný úhel materiálu, viz 2.3.2, tj. je dán druhem materiálu**2.3.5 VÝPOČET SPODNÍ ČÁSTI PRŮŘEZU NÁPLNĚ**

$$S_2 = \left[ \frac{b}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \left[ \frac{b}{2} \cdot \sin \lambda \right] \quad (6)$$

$$S_2 = \left[ \frac{0,4}{2} \cdot \cos 20^\circ \right] \cdot \left[ \frac{0,4}{2} \cdot \sin 20^\circ \right]$$

$$S_2 = 0,013 \text{ m}^2$$

kde:

 $b$  [m] je využitelná ložná šířka pásu, výpočet (3) $\lambda$  [°] je sklon válečků**2.3.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU**

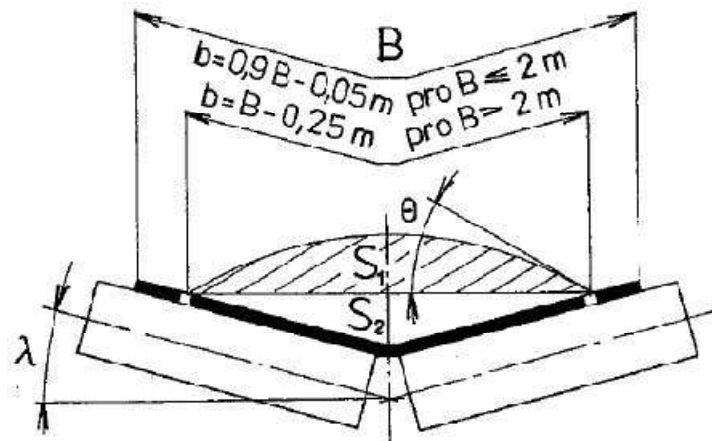
$$S = S_1 + S_2 \quad (7)$$

$$S = 0,01 + 0,013$$

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

kde:

 $S_1$  [m<sup>2</sup>] je horní část průřezu náplně, výpočet (4) $S_2$  [m<sup>2</sup>] je spodní část průřezu náplně, výpočet (6)



Obr. 24 Průřez náplně pásu [3]  
*B* – šířka pásu, *b* – využitelná ložná šířka pásu, *S*<sub>1</sub> – horní průřez náplně, *S*<sub>2</sub> – spodní část náplně, *λ* - sklon válečků, *θ* - dynamický sypný úhel

### 2.3.7 VÝPOČET SKUTEČNÉ PLOCHY PRŮŘEZU NÁPLNĚ

#### SOUČINITEL SKLONU - VÝPOČET

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (8)$$

$$k = 1 - \frac{0,01}{0,023} \cdot (1 - 0,647)$$

$$k = 0,85$$

kde:

*S*<sub>1</sub> [m<sup>2</sup>] je horní část průřezu náplně, výpočet (4)

*S* [m<sup>2</sup>] je celková plocha průřezu náplně, výpočet (7)

*k*<sub>1</sub> [-] Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu, výpočet (9)

#### SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (9)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 16,958^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,647$$



kde:

$\delta$  [°] je úhel sklonu dopravníku, výpočet (1)

$\theta$  [°] dynamický sypný úhel, výpočet (5)

### SKUTEČNÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$S_k = S \cdot k \quad (10)$$

$$S_k = 0,023 \cdot 0,85$$

$$S_k = 0,02 \text{ m}^2$$

### KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

$$S_k \geq S_T \quad [\text{m}^2]$$

$$0,02 > 0,018 \quad \Rightarrow \text{Vyhovující.}$$

### 2.3.8 NEJVĚTŠÍ OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (11)$$

$$I_V = 0,023 \cdot 1,25 \cdot 0,85$$

$$I_V = 0,024 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Vztah dle [3], str. 10, kde:

$S$  [m<sup>2</sup>] je plocha průřezu náplně pásu, výpočet (7)

$v$  [m · s<sup>-1</sup>] je rychlost pásu, volena v kapitole 2.2,  $v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$k$  [°] součinitel sklonu dopravníku, výpočet (8)

### 2.3.9 KONTROLA HMO TNOSTNÍHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \rho \quad (12)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,024 \cdot 1500$$

$$I_m = 129600 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

kde:

$I_V$  [m<sup>3</sup> · s<sup>-1</sup>] je objemový dopravní výkon, výpočet (11)

$\rho$  [kg · m<sup>-3</sup>] objemová sypná hmotnost, dle [1], str. 151, tab. 8.5, pro drcený kámen v rozsahu 1500÷2000 kg · m<sup>-3</sup>, voleno  $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Platí podmínka:

$$I_m \geq Q$$

$$129600 \geq 120000$$



kde:

$I_m$  [ $kg \cdot h^{-1}$ ] je hmotnostní dopravní výkon, výpočet (12)

$Q$  [ $kg \cdot h^{-1}$ ] dopravní výkon, dle zadání

Podmínka splněna, navržený hmotnostní dopravní výkon  $I_m = 129600 kg \cdot h^{-1}$ , vyhovuje zadanému dopravnímu výkonu  $Q = 120000 kg \cdot s^{-1}$ . Při nezaokrouhlené hodnotě objemového dopravního výkonu (11), nebo při zvolení nejvyšší hodnoty sypné hmotnosti, vychází hmotnostní dopravní výkon podstatně vyšší.

## 2.4 VÝPOČET POHYBOVÝCH ODPORŮ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

### 2.4.1 HLAVNÍ ODPORY, $F_H$

#### HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{m_{rh} \cdot n_h}{L} \quad (13)$$

$$q_{RO} = \frac{1,7 \cdot 22}{12}$$

$$q_{RO} = 3,12 kg \cdot m^{-1}$$

kde:

$m_{rh}$  [ $kg$ ] je hmotnost rotujících částí válečku horní (nosné) větve, viz tab. 7

$n_h$  [-] je počet válečků v horní stolici, dle konstrukce

$L$  [ $m$ ] rozteč mezi osami bubnů, dle zadání

#### HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{m_{rd} \cdot n_d}{L} \quad (14)$$

$$q_{RU} = \frac{5,1 \cdot 5}{12}$$

$$q_{RU} = 2,13 kg \cdot m^{-1}$$

kde:

$m_{rd}$  [ $kg$ ] je hmotnost rotujících částí válečku dolní (vratné) větve, viz tab. 11

$n_d$  [-] je počet válečků v dolní stolici, dle konstrukce

$L$  [ $m$ ] rozteč mezi osami bubnů, dle zadání

#### HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = B \cdot m_p \quad (15)$$

$$q_B = 0,5 \cdot 4,5$$

$$q_B = 2,25 kg \cdot m^{-1}$$



kde:

$B$  [m] je šířka dopravního pásu viz 2.3.2, ve (3) dosazena v metrech  
 $B = 0,5 \text{ m}$

$m_p$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ] hmotnost  $1 \text{ m}^2$  dopravního pásu, viz tab. 1

#### HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (16)$$

$$q_G = \frac{0,024 \cdot 1500}{1,25}$$

$$q_G = 28,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Vztah dle [3], str. 6, kde:

$I_V$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je objemový dopravní výkon, výpočet (11)

$\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] objemová sypaná hmotnost, dle [1], str. 151, tab. 8.5, pro drcený kámen v rozsahu  $1500 \div 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , voleno  $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$v$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je rychlost pásu, volena v kapitole 2.2,  $v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

#### VÝPOČET HLAVNÍCH POHYBOVÝCH ODPORŮ, $F_H$

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (17)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 12 \cdot 9,81 \cdot [3,12 + 2,13 + (2 \cdot 2,25 + 28,8) \cdot \cos 16,958]$$

$$F_H = 87,35 \text{ N}$$

kde:

$f$  [-] je globální součinitel tření, dle [3] voleno  $f = 0,02$

$L$  [m] rozteč mezi osami bubnů, dle zadání

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] tíhové zrychlení

$q_{RO}$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ] hmotnost rotujících částí válečku na 1 m horní větve, výpočet (13)

$q_{RU}$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ] hmotnost rotujících částí válečku na 1 m horní větve, výpočet (14)

$q_B$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ] hmotnost 1 m dopravního pásu, výpočet (15)

$q_G$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ] hmotnost nákladu na 1 m délky pásu, výpočet (16)

$\delta$  [°] úhel sklonu dopravníku, výpočet (1)

#### 2.4.2 VEDLEJŠÍ ODPORY, $F_N$

##### ODPORY SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

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

$$F_{bA} = 0,024 \cdot 1500 \cdot (1,25 - 0)$$



$$F_{bA} = 45 \text{ N}$$

kde:

$I_V$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	je objemový dopravní výkon, výpočet (11)
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	objemová sypná hmotnost, dle [1], str. 151, tab. 8.5, pro drcený kámen v rozsahu $1500 \div 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , voleno $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	je rychlost pásu, volena v kapitole 2.2, $v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
$v_0$	$[m \cdot s^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu

#### ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B}\right) \cdot \frac{d}{D} \quad (19)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{2279}{0,5}\right) \cdot \frac{0,0055}{0,320}$$

$$F_l = 21,26 \text{ N}$$

kde:

$B$	$[m]$	je šířka dopravního pásu, viz 2.3.2
$F$	$[N]$	je průměrný tah v pásu na buben, viz tab. 4
$d$	$[m]$	je tloušťka pásu, viz 1.1, tab. 1
$D$	$[m]$	je průměr hnacího bubnu, viz tab. 3

#### ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = 0 \rightarrow \text{boční vedení není v konstrukci dopravníku použito} \quad (20)$$

#### ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

$$F_t = 0 \rightarrow \text{neuvažuje se pro případ použití bubnového motoru} \quad (21)$$

#### VÝPOČET VEDLEJŠÍCH POHYBOVÝCH ODPORŮ, $F_N$

$$F_N = F_{bA} + F_l + F_f + F_t \quad (22)$$

$$F_N = 45 + 21,26 + 0 + 0$$

$$F_N = 66,26 \text{ N}$$

kde:

$F_{bA}$	$[N]$	odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování, výpočet (18)
$F_l$	$[N]$	je odpor ohybu pásu na bubnech, výpočet (19)
$F_f$ a $F_t$	$[N]$	výpočet (20) a (21)

**2.4.3 PŘÍDAVNÉ ODPORY,  $F_s$** **ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (23)$$

$$F_{St} = 28,8 \cdot 3,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 988,8 \text{ N}$$

kde:

$q_G$  [ $kg \cdot m^{-1}$ ] hmotnost nákladu na 1 m délky pásu, výpočet (16)

$H$  [ $m$ ] dopravní výška, dle zadání

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] tíhové zrychlení

**PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY**

$$F_{S1} = 0 \quad (24)$$

U dopravníku se nevyskytují válečky vychýleny ve směru pohybu pásu ani není použito boční vedení po celé délce dopravníku  $\Rightarrow$  dopravník nemá přídatné hlavní odpory.

**ODPOR ČISTIČE PÁSU**

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (25)$$

$$F_r = 0,015 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,3$$

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

kde:

$p$  [ $N/m^2$ ] tlak mezi čističem pásu a pásem, dle [3], str. 13, tab. 3

$\mu_3$  [-] součinitel tření mezi pásem a čističem pásu, viz tab. 2

$A$  [ $m^2$ ] je dotyková plocha mezi pásem a čističem, výpočet (26)

**Dotyková plocha mezi pásem a čističem**

$$A = B \cdot t_{\zeta} \quad (26)$$

$$A = 0,5 \cdot 0,03$$

$$A = 0,015 \text{ m}^2$$

kde:

$B$  [ $m$ ] je šířka dopravního pásu, viz 2.3.2

$t_{\zeta}$  [ $m$ ] Tloušťka čističe pásu, tab. 2

**ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM**

$$F_{gL} = 0 \Rightarrow \text{boční vedení po délce dopravníku není použito} \quad (27)$$

**ODPOR SHRNOVAČE MATERIÁLU**

$$F_a = 0 \Rightarrow \text{shrnovač materiálu není použit} \quad (28)$$





### PŘÍDAVNÍ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_r + F_{gL} + F_a \quad (29)$$

$$F_{S2} = 180 + 0 + 0$$

$$F_{S2} = 180 \text{ N}$$

kde:

$F_r$  [N] odpor čističe pásu, výpočet (25)

$F_{gL}$  [N] odpor tření materiálem a bočním vedením, rovnice (27)

$F_a$  [N] odpor shrnovače materiálu, rovnice (28)

#### 2.4.4 OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA, $F_U$

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (30)$$

$$F_U = 87,35 + 66,26 + 0 + 180 + 988,8$$

$$F_U = 1323 \text{ N}$$

kde:

$F_H$  [N] hlavní pohybové odpory, výpočet (17)

$F_N$  [N] vedlejší pohybové odpory, výpočet (22)

$F_{S1}$  a  $F_{S2}$  [N] přídatné hlavní a přídatné vedlejší odpory, (24) a (29)

$F_{St}$  [N] Odpor k překonání dopravní výšky, výpočet (23)

## 2.5 POTŘEBNÝ VÝKON POHONU

### 2.5.1 PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM ELEKTROBUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (31)$$

$$P_A = 1323 \cdot 1,25$$

$$P_A = 1654 \text{ W}$$

kde:

$F_U$  [N] obvodová hnací síla, výpočet (30)

$v$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je rychlost pásu, volena v kapitole 2.2,  $v = 1,25 \text{ m} \cdot s^{-1}$

### 2.5.2 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO ELEKTROMOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (32)$$

$$P_M = \frac{1654}{0,9}$$



$$P_M = 1838 \text{ W} = 1,838 \text{ kW}$$

kde:

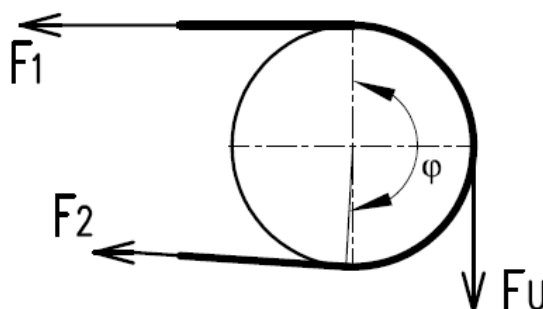
$P_A$	[W]	potřebný provozní výkon dopravníku, výpočet (31)
$\eta_1$	[-]	účinnost převodů, dle [3], str. 9

Jako pohon pásového dopravníku byl zvolen elektrobuben (obr. 5) od firmy Rulmeca s výkonem :  $P_{M1} = 3000 \text{ W}$ , viz. kapitola 1.3, tab. 4. Max. obvodová síla  $F_{Umax} = 2183 \text{ N}$  (rovnice 34), která vzniká při rozběhu dopravníku a značně zvýší potřebný výkon, což je důvod proč byl zvolen motor s výkonem 3 kW.

## 2.6 SÍLY V PÁSU

Pro správný provoz dopravníku je dle literatury [3] nezbytné, aby tahy v pásu splňovaly dvě následující podmínky:

- Tahy v pásu musí být takové, aby obvodové hnací síly byly z poháněcího bubnu přenášeny na pás třením bez prokluzu.
- Tah v pásu musí být dostatečný, aby nedocházelo k příliš velkému průvěsu mezi dvěma válečkovými stolicemi.



Obr. 25 Znárodnění tahových sil působících v pásu [zdroj:autor]:

### 2.6.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY Z POHÁNĚCÍHO BUBNU

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (33)$$

$$F_{2min} \geq 2183 \cdot \frac{1}{e^{0,38 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 949 \text{ N}$$

kde:

$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, volen dle [3]
$\varphi$	[°]	úhel opásání poháněcího bubnu, volen $\varphi = 180^\circ$
$F_{Umax}$	[N]	max. obvodová hnací síla, výpočet (34)



### MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNAČÍ SÍLA

$$F_{Umax} = F_U \cdot \xi \quad (34)$$

$$F_{Umax} = 1323 \cdot 1,65$$

$$F_{Umax} = 2183 \text{ N}$$

kde:

$$F_U \quad [N] \quad \text{obvodová hnací síla, výpočet (30)}$$

$$\xi \quad [-] \quad \text{je součinitel rozběhu, volen dle [3]}$$

#### Poznámka:

Součinitel rozběhu  $\xi$  zahrnuje skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu zařízení větší, než při ustáleném chodu. [3]

### 2.6.2 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Hodnoty nižší než nejmenší tahové síly v horní a dolní větvi se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku.

#### PRO HORNÍ (NOSNOU) VĚTEV

Nejmenší tahová síla v horní větvi:

$$F_{h,min} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (35)$$

$$F_{h,min} \geq \frac{1 \cdot (2,25 + 28,8) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{h,min} \geq 2538 \text{ N}$$

kde:

$$a_0 \quad [m] \quad \text{rozteč horních válečkových stolic, zvoleno dle konstrukce}$$

$$q_B \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad \text{hmotnost 1 m dopravního pásu, výpočet (15)}$$

$$q_G \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad \text{hmotnost nákladu na 1 m délky pásu, výpočet (16)}$$

$$g \quad [m \cdot s^{-2}] \quad \text{tíhové zrychlení}$$

$$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} \quad [-] \quad \text{je dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi, voleno dle [3]}$$

#### PRO DOLNÍ (VRATNOU) VĚTEV

Nejmenší tahová síla v dolní větvi:

$$F_{d,min} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad (36)$$



$$F_{d,min} \geq \frac{2,4 \cdot 2,25 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{d,min} \geq 441,5 \text{ N}$$

kde:

$a_u$	[m]	rozteč dolních válečkových stolic, zvoleno dle konstrukce
$q_B$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	hmotnost 1 m dopravního pásu, výpočet (15)
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$	[-]	je dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi, voleno dle [3]

### VÝPOČET MAXIMÁLNÍ OBVODOVÉ HNAČÍ SÍLY

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left( \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad (37)$$

$$F_{max} = 1323 \cdot 1,65 \left( \frac{1}{e^{0,38 \cdot \pi} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 3132,2 \text{ N}$$

kde:

$F_U$	[N]	obvodová hnací síla, výpočet (30)
$\xi$	[-]	je součinitel rozběhu, volen dle [3]
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, volen dle [3]
$\varphi$	[°]	úhel opásání poháněcího bubnu, volen $\varphi = 180^\circ$

### 2.6.3 VÝPOČET SÍLY VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \quad (38)$$

$$F_2 = \frac{3132,2}{e^{0,38 \cdot \pi}}$$

$$F_2 = 949 \text{ N}$$

kde:

$F_1 \approx F_{max}$	[N]	Síla v tažné větvi dopravníku (viz obr. 18), výpočet (37)
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, volen dle [3]
$\varphi$	[°]	úhel opásání poháněcího bubnu, volen $\varphi = 180^\circ$



### 2.6.4 KONTROLA PEVNOSTI NAVRŽENÉHO PÁSU

Dle literatury [4], str. 189, platí podmínka:

$$F_{dov} \cdot B \geq F_{max} \quad (39)$$

$$24 \cdot 500 > 3132,2$$

$12000 > 3132,2 \Rightarrow$  Podmínka splněna, navržený pás pevnostně vyhovuje.

kde:

$F_{dov}$  [N · mm<sup>-1</sup>] max. tažná síla, viz tab. 1

$B$  [mm] je šířka dopravního pásu, viz 2.3.2

$F_{max}$  [N] max. síla v tažné větvi dopravníku, výpočet (37)

### 2.6.5 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (40)$$

$$F_C = 3132,2 + 949$$

$$F_C = 4081,2 \text{ N}$$

kde:

$F_1$  [N] síla v tažné větvi dopravníku, výpočet (37)

$F_2$  [N] síla v tažné větvi dopravníku, výpočet (38)

### 2.6.6 VÝPOČET NAPÍNAJÍCÍ SÍLY

$$Z_N = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) \quad (41)$$

$$Z_N = 2 \cdot (949 - 2,25 \cdot 3,5 \cdot 9,81)$$

$$Z_N = 1743,49 \text{ N}$$

Vztah dle [2], str. 196, kde:

$F_2$  [N] síla v tažné větvi dopravníku, výpočet (38)

$q_B$  [kg · m<sup>-1</sup>] hmotnost 1 m dopravního pásu, výpočet (15)

$H$  [m] dopravní výška, dle zadání

$g$  [m · s<sup>-2</sup>] je tíhové zrychlení

Aby se bezpečně zajistilo, že pás nebude na poháněcím bubnu prokluzovat, doporučuje se takto vypočtené hodnoty napínací síly zvýšit o 10 %, [2] str. 198.

$$Z = 1,1 \cdot Z_N \quad (42)$$

$$Z = 1,1 \cdot 1743,49$$

$$Z = 1917,84 \text{ N}$$



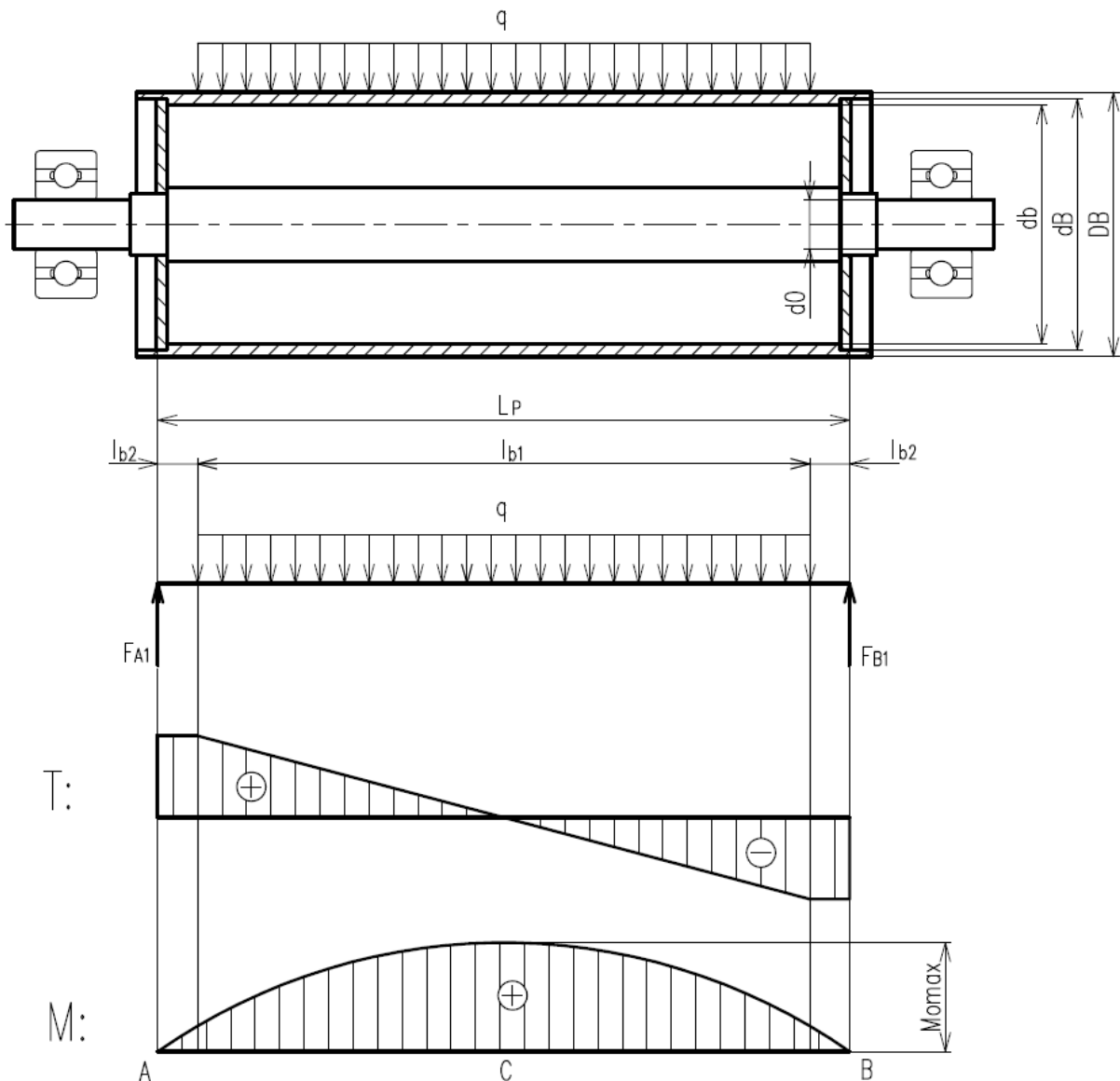
### 3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Hnaný buben a jeho osa budou obrobena na přesné rozměry až po samotném svaření a berou se jako jeden kompaktní celek. Pro zjednodušení a lepší znázornění sil, které na buben a osu působí je pevnostní výpočet osy a bubnu proveden zvlášť.

#### 3.1 VÝPOČET HANÉHO BUBNU

##### 3.1.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ A VVÚ

##### PRŮBĚH VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ



Obr. 26 Průběh VVÚ hnaného bubnu [zdroj: autor]

##### Rozměry:

$$D_B = 216 \text{ mm}$$

$$d_B = 206 \text{ mm}$$

$$d_b = 204 \text{ mm}$$

$$d_0 = 40 \text{ mm}$$

$$L_P = 557 \text{ mm}$$

$$l_{b1} = 500 \text{ mm}$$

$$l_{b2} = 28,5 \text{ mm}$$



### VOLBA MATERIÁLU HANÉHO BUBNU

Hnaný buben je namáhán střídavým prostým ohybem. Je vyroben z konstrukční oceli 11 373 (ČSN 41 1353). Dle literatury [5], str. 54 je dovolené napětí v rozsahu 50 MPa až 75 MPa, voleno  $\sigma_{Dov} = 65 \text{ MPa}$ .

### SPOJITÉ LINIOVÉ ZATÍŽENÍ BUBNU

$$q = \frac{F_C}{l_{b1}} \quad (43)$$

$$q = \frac{4081,2}{500}$$

$$q = 8,162 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde:

$F_C$  [N] celková síla působící na buben, výpočet (40)

$l_{b1}$  [mm] délka působení spojitěho zatížení (šířka pásu)

### 3.1.2 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA BUBEN

#### MOMENTOVÁ PODMÍNKA K BODU A:

$$M_0: \quad \sum M_{0A} = 0$$

$$F_{B1} \cdot L_P - q \cdot l_{b1} \cdot \left(\frac{L_P}{2}\right) = 0 \Rightarrow F_{B1} \quad (44)$$

$$F_{B1} = \frac{q \cdot l_{b1} \cdot \left(\frac{L_P}{2}\right)}{L_P}$$

$$F_{B1} = \frac{8,162 \cdot 500 \cdot \frac{557}{2}}{557}$$

$$F_{B1} = 2040,5 \text{ N}$$

#### SILOVÁ PODMÍNKA:

$$T: \quad \sum T = 0$$

$$F_{A1} - (q \cdot l_{b1}) + F_{B1} = 0 \Rightarrow F_{A1} \quad (45)$$

$$F_{A1} = (q \cdot l_{b1}) - F_{B1}$$

$$F_{A1} = (8,162 \cdot 500) - 2040,5$$

$$F_{A1} = 2040,5 \text{ N}$$

kde:

$q$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ] spojitě liniové zatížení, výpočet (43)

$L_P$  [mm] vzdálenost mezi silami  $F_{A1}$  a  $F_{B1}$ , viz obr. 26

$l_{b1}$  [mm] délka působení spojitěho liniového zatížení (šířka pásu)



### 3.1.3 VÝPOČET MÁXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU A NAPĚTÍ BUBNU

#### MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z průběhu VVÚ je zřejmé, že max. ohybový moment je v bodě C. (obr.26)

$$M_{oMaxB} = F_{B1} \cdot \frac{L_P}{2} \quad (46)$$

$$M_{oMaxB} = 2040,5 \cdot \frac{557}{2}$$

$$M_{oMaxB} = 568279,25 \text{ Nmm} = 568,3 \text{ Nm}$$

#### MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{oB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_B^4 - d_B^4}{D_B} \quad (47)$$

$$W_{oB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{216^4 - 206^4}{216}$$

$$W_{oB} = 170882,38 \text{ mm}^3 = 1,708 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Vztah (47) dle [5], str. 40, kde:

$D_B$  [mm] Průměr hnaného bubnu, viz obr. 26

$d_B$  [mm] střední průměr hnaného bubnu, viz obr. 26

#### MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ V OHYBU

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oMaxB}}{W_{oB}} \quad (48)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{568,3}{1,708 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{oB} = 3327283,4 \text{ Pa} \Rightarrow 3,32 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{oMaxB}$  [Nm] max. ohybový moment bubnu, výpočet (46)

$W_{oB}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu (47)

### 3.1.4 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V OHYBU

$$k_B = \frac{\sigma_{bDov}}{\sigma_{oB}} \quad (49)$$

$$k_B = \frac{65}{3,32}$$





$k_B = 19,5 \Rightarrow$  Vyhovující

kde:

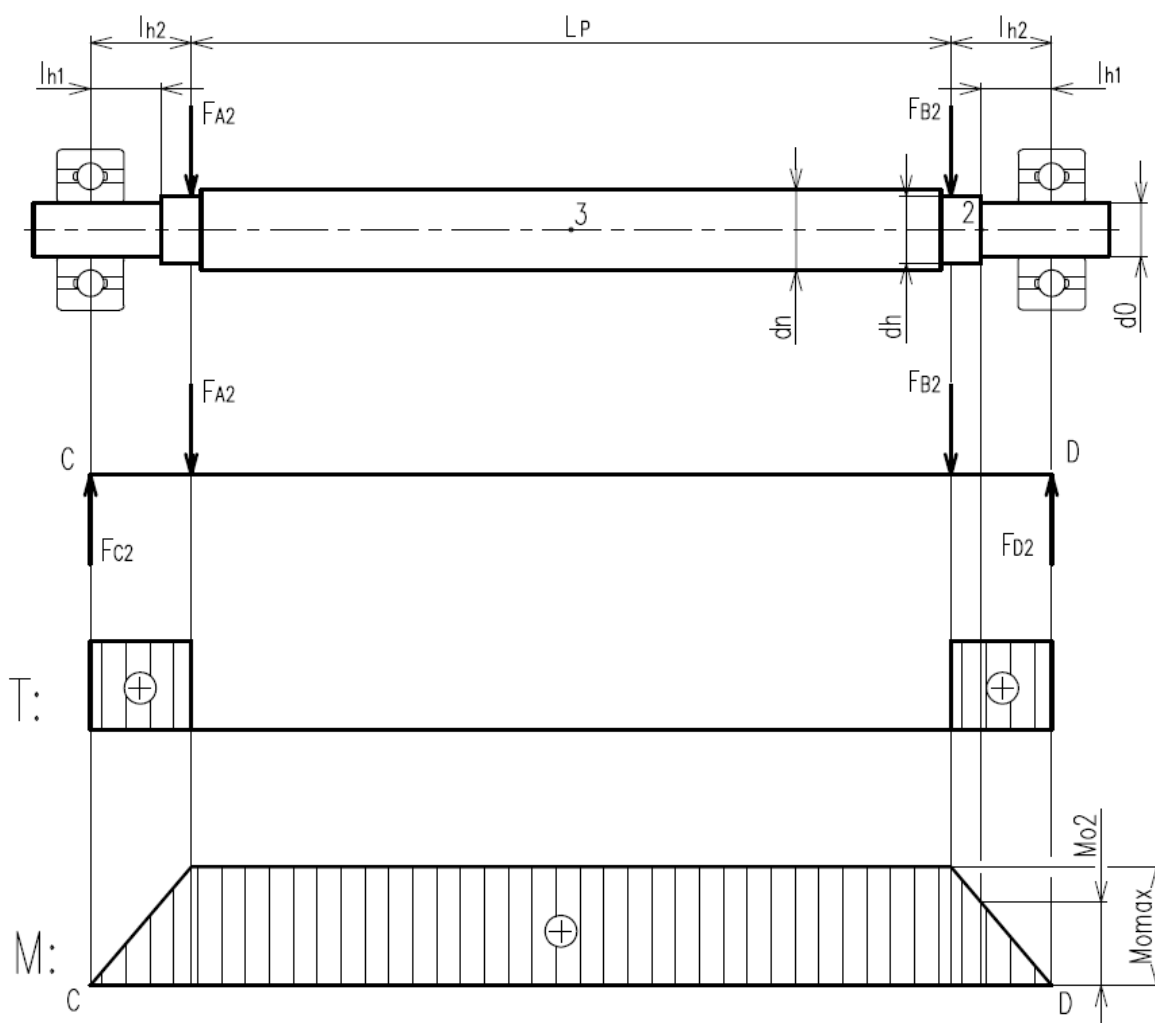
$\sigma_{bDov}$  [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle [5], str. 54, volený materiál 11 373

$\sigma_{oB}$  [MPa] max. napětí v ohybu, výpočet (48)

## 3.2 VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

### 3.2.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ A VVÚ

#### PRŮBĚH VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ



Obr. 27 Průběh VVÚ osy hnaného bubnu [zdroj: autor]

Rozměry:

$d_h = 50 \text{ mm}$

$l_{h2} = 129,4 \text{ mm}$

$d_n = 55 \text{ mm}$

$d_0 = 40 \text{ mm}$

$l_{h1} = 24,6 \text{ mm}$

$L_P = 557 \text{ mm}$



### VOLBA MATERIÁLU OSY BUBNU

Osa hnaného bubnu je namáhána střídavým ohybem. Materiál, ze kterého je osa vyrobena, je konstrukční ocel 11 373. Pro tento materiál je dle literatury [5], str. 55 dovolené napětí pro střídavý ohyb v rozsahu 50 MPa až 75 MPa, voleno  $\sigma_{hDov} = 70 \text{ MPa}$ .

### VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA OSU HANÉHO BUBNU

Platí:

$$F_{A1} = F_{B1} = F_{A2} = F_{B2} = 2040,5 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu C:

$$M_0: \quad \sum M_{0C} = 0 \quad (50)$$

$$F_{D2} \cdot (2 \cdot l_{h2} + L_P) - F_{B2} \cdot (l_{h2} + L_P) - F_{A2} \cdot l_{h2} = 0 \Rightarrow F_{D2}$$

$$F_{D2} = \frac{F_{B2} \cdot (l_{h2} + L_P) + F_{A2} \cdot l_{h2}}{(2 \cdot l_{h2} + L_P)}$$

$$F_{D2} = \frac{2040,5 \cdot (129,4 + 557) + 2040,5 \cdot 129,4}{(2 \cdot 129,4 + 557)}$$

$$F_{D2} = 2040,5 \text{ N}$$

kde:

$F_{A2}, F_{B2}, F_{D2}$	[N]	síly zatěžující osu bubnu
$l_{h2}$	[mm]	Vzdálenost mezi silami $F_{C2}$ a $F_{A2}, F_{B2}$ a $F_{D2}$ , viz obr. 27
$L_P$	[mm]	Vzdálenost mezi silami $F_{A2}$ a $F_{B2}$ , viz obr. 27

Silová podmínka:

$$T: \quad \sum T = 0 \quad (51)$$

$$F_{C2} - F_{A2} - F_{B2} + F_{D2} = 0 \Rightarrow F_{C2}$$

$$F_{C2} = F_{A2} + F_{B2} - F_{D2}$$

$$F_{C2} = 2040,5 + 2040,5 - 2040,5$$

$$F_{C2} = 2040,5 \text{ N}$$

kde:

$F_{A2}, F_{B2}, F_{D2}$	[N]	síly zatěžující osu bubnu
--------------------------	-----	---------------------------

### 3.2.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU A NAPĚTÍ OSY

#### MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z průběhu VVÚ je zřejmé, že největší ohybový moment se nachází mezi silami  $F_{A2}$  a  $F_{B2}$ . Proto je výpočet proveden pro zvolený bod 3, viz obr. 27.



$$M_{oMaxo} = F_{D2} \cdot \left( \frac{L_P}{2} + l_{h2} \right) - F_{B2} \cdot \frac{L_P}{2} \quad (52)$$

$$M_{oMaxo} = 2040,5 \cdot \left( \frac{557}{2} + 129,4 \right) - 2040,5 \cdot \frac{557}{2}$$

$$M_{oMaxo} = 264040,7 \text{ Nmm} \Rightarrow 264,04 \text{ Nm}$$

kde:

$F_{D2}$  [N] síly zatěžující osu bubnu, výpočet (50)

$l_{h2}$  [mm] vzdálenost mezi silami,  $F_{B2}$  a  $F_{D2}$ , obr. 27

### MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{oo} = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32} \quad (53)$$

$$W_{oo} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32}$$

$$W_{oo} = 12271,84 \text{ mm}^3 \Rightarrow 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Vztah (51) dle [5], str. 40, kde:

$d_h$  [mm] průměr osy bubnu, obr. 27

### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ OSY

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{oMaxo}}{W_{oo}} \quad (54)$$

$$\sigma_{oh} = \frac{264,04}{1,22 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{oh} = 21642622,95 \text{ Pa} \Rightarrow 21,64 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{oMaxo}$  [Nm] max. ohybový moment, výpočet (52)

$W_{oo}$  [m<sup>3</sup>] modul průřezu v ohybu (53)

### 3.2.3 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V OHYBU OSY V BODĚ 3.

Bezpečnost v místě maxima ohybového momentu:

$$k_{o3} = \frac{\sigma_{hDov}}{\sigma_{oh}} \quad (55)$$

$$k_{o3} = \frac{70}{21,64}$$

$k_{o3} = 3,23 \Rightarrow$  průměr osy bubnu je vyhovující.



kde:

$\sigma_{hDov}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu, dle [5], str. 55, volený materiál 11 373
$\sigma_{oh}$	[MPa]	max. napětí v ohybu, výpočet (54)

### 3.2.4 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V MÍSTĚ ZMENŠENÍ PRŮMĚRU OSY

#### OHYBOVÝ MOMENT V BODĚ 2.

$$M_{o2} = F_{D2} \cdot l_{h1} \quad (56)$$

$$M_{o2} = 2040,5 \cdot 24,6$$

$$M_{o2} = 50196,3 \text{ Nmm} = 50,19 \text{ Nm}$$

kde:

$F_{D2}$	[N]	síla zatěžující osu bubnu, výpočet (50)
$l_{h1}$	[mm]	Vzdálenost mezi bodem 2 a silou $F_{D2}$ , obr. 27

#### MODUL PRŮŘEZU V OHYBU V BODĚ 2.

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_0^3}{32} \quad (57)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32}$$

$$W_{o2} = 6283,18 \text{ mm}^3 = 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

kde:

$d_0$	[mm]	průměr ložiskové části osy, obr. 27
-------	------	-------------------------------------

#### OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ 2.

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} \quad (58)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{50,19}{6,28 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{o2} = 7992038,22 \text{ Pa} = 7,99 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{o2}$	[Nm]	ohybový moment v bodě 2, výpočet (56)
$W_{o2}$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu v bodě 2, výpočet (57)



## BEZPEČNOST V OHYBU V BODĚ 2.

$$k_{o2} = \frac{\sigma_{hDov}}{\sigma_{o2}} \quad (59)$$

$$k_{o2} = \frac{70}{7,99}$$

$k_{o2} = 8,7 \Rightarrow$  Navržený hřídel vyhovuje.

kde:

$\sigma_{hDov}$  [MPa] dovolené napětí v ohybu, dle [5], str. 55, volený materiál 11 373

$\sigma_{o2}$  [MPa] ohybové napětí v bodě 2, výpočet (58)

## 3.3 TRVANLIVOST LOŽISEK HNANÉHO BUBNU

Hnaný buben je uložen v ložiskových jednotkách od firmy SKF s katalogovým označením TU 40 TF s ložisky typu YAR 208-2F [12]. Základní trvanlivost je spočtena dle online SKF interaktivního katalogu dostupného z [13].

### 3.3.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA DLE SKF

Ložiska, ve kterých se hnaný buben otáčí, jsou namáhána pouze radiální silou  
 $\Rightarrow F_r = 2040,5 \text{ N}$

#### Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Ložisko	YAR 208-2F	Zvolit $n_e$	d [mm]	40
C [kN]	30.7	0.5	D [mm]	80
$C_0$ [kN]	19		C [kN]	30.7
$f_0$	14		$P_u$ [kN]	0.8
$F_r$ [kN]	2.0405		P [kN]	2.04
$F_a$ [kN]	0		n [min <sup>-1</sup> ]	1.84
	<input type="button" value="Vypočítat"/>		v [mm <sup>2</sup> /s]	1.25
e	0.29		$X_0$	0.6
X	1		$Y_0$	0.5
Y	0		$P_0$ [kN]	2.04
P [kN]	2.04		$L_{10h}$	> 1000000
$L_{10}$ [Milióny otáček]	3410			

Obr. 28 Výpočet ložiska dle SKF [13]



kde:

$P$ = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]	$e$ = součinitel omezení zatěžovacího poměru ložiska
$P_0$ = ekvivalentní statické zatížení ložiska [kN]	$L_{10}$ = základní trvanlivost [milióny otáček]
$C$ = základní dynamická únosnost [kN]	$L_{10mh}$ = Trvanlivost podle SKF [hodiny]
$C_0$ = základní statická únosnost [kN]	$\eta_c$ = součinitel znečištění
$F_r$ = radiální zatížení ložiska [kN]	$d$ = průměr díry ložiska [mm]
$F_a$ = axiální zatížení ložiska [kN]	$D$ = vnější průměr ložiska [mm]
$X$ = součinitel radiálního zatížení ložiska (dynamický)	$P_u$ = mezní únavové zatížení [kN]
$X_0$ = součinitel radiálního zatížení ložiska (statický)	$n$ = otáčky (rychlost otáčení) [min <sup>-1</sup> ]
$Y$ = součinitel axiálního zatížení ložiska (dynamický)	$v$ = provozní kinematická viskozita [mm <sup>2</sup> /s]
$Y_0$ = součinitel axiálního zatížení ložiska (statický)	

Obr. 29 Seznam veličin k výpočtu trvanlivosti ložisek [13] (upraven)

### 3.3.2 OTÁČKY HANÉHO BUBNU

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad (60)$$

$$n = \frac{11,6}{2\pi}$$

$$n = 1,84 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

### 3.3.3 ÚHLOVÁ RYCHLOST HANÉHO BUBNU

$$\omega = \frac{r \cdot v}{r^2} \quad (61)$$

$$\omega = \frac{0,108 \cdot 1,25}{0,108^2}$$

$$\omega = 11,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$r$  [m] poloměr hnaného bubnu, dle konstrukce

## 3.4 NAPÍNACÍ ŠROUB

Návrh napínacího zařízení je podrobněji popsán v kapitole 1.5.

### 3.4.1 POTŘEBNÝ POSUV NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Délka posuvu napínacího zařízení se volí jako 2% dopravní délky  $L$ .

$$l_{nap} = 0,02 \cdot L \quad (62)$$

$$l_{nap} = 0,02 \cdot 12$$

$$l_{nap} = 0,24 \text{ m}$$



### 3.4.2 KONTROLA NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA VZPĚŘ

Napínací zařízení je napínáno šroubem M22x500

#### PRŮŘEZ ŠROUBU

$$S_{\text{s}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{4} \quad (63)$$

$$S_{\text{s}} = \frac{\pi \cdot 18,933^3}{4}$$

$$S_{\text{s}} = 281,5 \text{ mm}^2$$

kde:

$d_3$  [mm] malý průměr závitu, dle [5]

#### KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU ŠROUBU

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{4} \quad (64)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 18,933^4}{64}$$

$$J = 6307,4 \text{ mm}^4$$

#### POLOMĚR SETRVAČNOSTI

$$i = \sqrt{\frac{J}{S_{\text{s}}}} \quad (65)$$

$$i = \sqrt{\frac{6307,4}{281,5}}$$

$$i = 4,7 \text{ mm}$$

#### ŠTÍHLOST

$$\lambda_1 = \frac{l_{red}}{i} \quad (66)$$

$$\lambda_1 = \frac{240}{4,7}$$

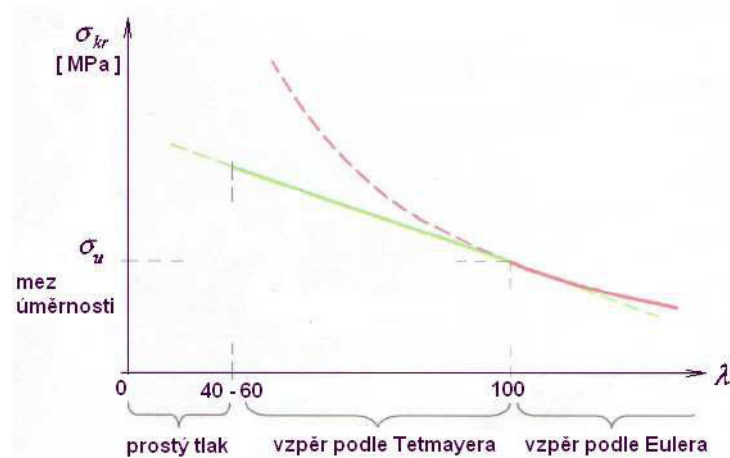
$\lambda_1 = 51 \Rightarrow$  dle obr. 30 se šroub nachází v oblasti prostého tlaku a také dle Tetmajera

kde:

$l_{red}$  [mm] redukovaná délka šroubu



Poznámka: pro použitý způsob uložení šroubů se redukováná délka rovná napínací (skutečné) délce  $\Rightarrow l_{red} = l_{nap} = 240 \text{ mm}$



Obr. 30 Diagram určení výpočtů  
(rozdílení namáhání štíhlých prutů tlakovou silou)

### KRITICKÁ SÍLA – PROSTÝ TLAK

Šroub je namáhán prostým tlakem. Zvolený materiál šroubu je 17 246 ČSN 42 5715, který má dovolené napětí v rozmezí  $\sigma_{Dov} = 105 \text{ až } 175 \text{ MPa} \Rightarrow$  zvoleno 105 MPa.

$$F_{kr} = \sigma_{Dov} \cdot S_{\xi} \quad (67)$$

$$F_{kr} = 105 \cdot 281,5$$

$$F_{kr} = 29452,5 \text{ N}$$

### BEZPEČNOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU-TLAK

$$k_{\xi} = \frac{F_{kri}}{Z} \quad (68)$$

$$k_{\xi} = \frac{29452,5}{1917,8}$$

$$k_{\xi} = 15,35 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$Z$  [N] napínací síla, výpočet (42)

### KRITICKÁ SÍLA DLE TETMAJEROVY TEORIE

$$F_{krT} = \sigma_{kr} \cdot S_{\xi} \quad (69)$$

$$F_{krT} = 394,18 \cdot 281,5$$

$$F_{krT} = 110961,7 \text{ N}$$





kde:

$\sigma_{kr}$  [MPa] kritické napětí, výpočet (70)

$S_{\xi}$  [mm<sup>2</sup>] průřez šroubu, výpočet (63)

### KRITICKÉ NAPĚTÍ

Výpočet kritického napětí je dle [5], str. 37, Tetmajerova-Jasinského rovnice.  
Zvolený materiál šroubu je ocel 17 246, pak:

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot \lambda_1 \quad (70)$$

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot 51$$

$$\sigma_{kr} = 394,18 \text{ MPa}$$

kde:

$\lambda_1$  [-] štíhlost, výpočet (66)

### BEZPEČNOST NAPÍNACÍHO ŠROUBU-TETMAJER

$$k_{\xi T} = \frac{F_{krT}}{Z} \quad (71)$$

$$k_{\xi T} = \frac{110961,7}{1917,8}$$

$$k_{\xi T} = 57 \Rightarrow \text{Vyhovující}$$

kde:

$Z$  [N] napínací síla, výpočet (42)



## ZÁVĚR

Cílem této práce byl konstrukční návrh pojízdného šikmého pásového dopravníku pro stavební materiály a odpady. Byly navrženy jednotlivé komponenty a spočteny funkční výpočty dle normy ČSN ISO 5048 [3] na základě zadaného dopravního výkonu, dopravní výšky, rozteči mezi osami bubnů a dopravovaného materiálu. Následně byly spočteny pevnostní výpočty pláště a osy hnaného bubnu, pevnostní kontrola napínacího šroubu na vzpěr a výpočet trvanlivosti ložisek hnaného bubnu.

Celkový rám dopravníku je řešen svařovanou příhradovou konstrukcí skládající se ze tří segmentových částí, které jsou navzájem sešroubovány. Střední segment obsahuje pevnou pojízdnou nápravu. Díky této konstrukci je dopravník snadno rozebíratelný a převozu schopný. Navržené komponenty dopravníku jsou vybrány z firemních katalogů. Příložená výkresová dokumentace odpovídá technické zprávě a obsahuje sestavný výkres dopravníku, podsestavy napínacího zařízení a výrobní výkres svarku hnaného bubnu a jeho osy.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [2] DRAŽAN, František a Karel Jeřábek. *Manipulace s materiálem 1*. Praha: SNTL/ALFA, 1979. 456 s. L13-C3-V-41/28515
- [3] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – pásové dopravníky s nosnými válečky*. Praha: Český normalizační institut, 1989.
- [4] ŠTROFFEK, Eduard a BOROŠKA Jan. *Dopravné pásy v priemysel*. 1. vyd. Košice: Štroffek, 1955. 204 s. ISBN 80-967325-0-1
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] STZ-servis a.s. *Prodej a servis dopravních pásů a příslušenství* [online]. 2011 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy-pryzotextilni.aspx>
- [7] REKO s.r.o. *Hlavní katalog Reko s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: [http://reko-sro.cz/tisk/REKO\\_katalog\\_2011.pdf](http://reko-sro.cz/tisk/REKO_katalog_2011.pdf)
- [8] FLEXCO. *Partners in Productivity* [online]. 2010 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: [http://www.flexco.com/products/ezp-ls\\_precleaner.html](http://www.flexco.com/products/ezp-ls_precleaner.html)
- [9] RUMLECA. *Motorized Pulleys 220M & 220H ø210 mm* [online]. 2009 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: [http://www.rulmeca.com/modules\\_cms/prcatpage.php?cc=3&pc=29](http://www.rulmeca.com/modules_cms/prcatpage.php?cc=3&pc=29)
- [10] TRIO Engineered Products. *Válečkové stolice a válečky* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://www.trioproducts.com/components/idlers#!prettyPhoto>
- [11] TRANSROLL-CZ, a.s.: *Výroba válečků, pražců a poháněcích bubnů* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/>
- [12] SKF Group. *Y-bearings and Y-bearing units* [online]. Swedn. 2009 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/12-75526/Y-bearings-and-units.pdf>
- [13] SKF Group. *Výpočet ložisek* [online]. 2006 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://skfwebtools.com/GC6000/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?&maincatalogue=1&lang=cs>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[m]	Šířka dopravního pásu
$\left(\frac{h}{a_{adm}}\right)$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi
$\eta_1$	[-]	Účinnost převodů
$\mu_3$	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem
$\sigma_{Dov}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{kr}$	[MPa]	Kritické napětí
A	[m <sup>2</sup> ]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem
$a_0$	[m]	Rozteč horních válečkových stolic
$a_u$	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
D	[m]	Průměr hnacího bubnu
d	[m]	Tloušťka dopravního pásu
$d_0$	[mm]	Průměr hřídele v místě osazení ložisek
$d_3$	[mm]	Malý průměr závitu
$D_B$	[mm]	Průměr hnaného bubnu
$d_B$	[mm]	Vnitřní průměr bubnu
$d_b$	[mm]	Střední průměr bubnu
$d_h$	[mm]	Průměr hřídele v místě osazení čela
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnech
$F_1$	[N]	Síla v horní větvi
$F_2$	[N]	Síla v dolní větvi
$F_{2min}$	[N]	Minimální tahová síla v pásu pro přenos obvodové síly
$F_a$	[N]	Odpor shrnovače materiálu
$F_{A1}$	[N]	Reakční síla působící na buben
$F_{A2}$	[N]	Reakční síla působící na osu
$F_{B1}$	[N]	Reakční síla působící na buben
$F_{B2}$	[N]	Reakční síla působící na osu
$F_{bA}$	[N]	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování
$F_C$	[N]	Celková síla namáhající buben



$F_{C2}$	[N]	Reakční síla působící na osu
$F_{d,min}$	[N]	Minimální tahová síla v dolní větvi
$F_{D2}$	[N]	Reakční síla působící na osu
$F_{dov}$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Maximální dovolená síla v pásu
$F_f$	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedení
$F_{gL}$	[N]	Odpor mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
$F_H$	[N]	Hlavní odpory
$F_{h,min}$	[N]	Minimální tahová síla v horní větvi
$F_{kr}$	[N]	Kritická napínací síla pro prostý tlak
$F_{krT}$	[N]	Kritická napínací síla dle Tetmajera
$F_l$	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{max}$	[N]	Největší tahová síla v pásu
$F_N$	[N]	Vedlejší odpory
$F_r$	[N]	Odpor čističe pásu
$F_{r0}$	[N]	Radiální zatížení ložiska
$F_{S1}$	[N]	Přídavné hlavní odpory
$F_{S2}$	[N]	Přídavné vedlejší odpory
$F_{St}$	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
$F_t$	[N]	Odpor v ložiskách bubnu
$F_U$	[N]	Obvodová hnací síla
$F_{Umax}$	[N]	Maximální obvodová hnací síla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$i$	[-]	Poměr setrvačnosti
$I_m$	[kg·h <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní dopravní výkon
$I_v$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Největší objemový dopravní výkon
$k$	[-]	Součinitel sklonu
$k_1$	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
$k_B$	[-]	Bezpečnost v ohybu bubnu
$k_C$	[-]	Bezpečnost v ohybu v místě osazení bubnu
$k_{\xi}$	[-]	Bezpečnost napínacího šroubu
$k_{\xi T}$	[-]	Bezpečnost napínacího šroubu dle Tetmajera
$L$	[m]	Rozteč mezi osami bubnů
$L_{10}$	[ot]	Základní trvanlivost



$L_{10mh}$	[h]	Trvanlivost dle SKF
$l_{b1}$	[mm]	Délka působení liniového zatížení
$l_{h1}$	[mm]	Vzdálenost mezi silami osy
$l_{h2}$	[mm]	Vzdálenost mezi silami osy
$l_{nap}$	[m]	Potřebná napínací délka
$L_p$	[mm]	Vzdálenost mezi silami $F_{A1}$ a $F_{B1}$
$M_o$	[N·m]	Ohybový moment
$M_{omax}$	[N·m]	Maximální ohybový moment
$m_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	Hmotnost 1 m <sup>2</sup> dopravního pásu
$m_{rd}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků dolní větve
$m_{rh}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečků horní větve
$n$	[ot·h <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnaného bubnu
$n_{rd}$	[-]	Počet válečků v dolní větvi
$n_{rh}$	[-]	Počet válečků v horní větvi
$p$	[N/m <sup>2</sup> ]	Tlak mezi čističem pásu a pásem
$P$	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení
$P_A$	[W]	Provozní výkon na poháněcím bubnu
$P_M$	[W]	Provozní výkon na poháněcím motoru
$P_{M1}$	[W]	Skutečný výkon elektrobubnu
$Q$	[kg·h <sup>-1</sup> ]	Dopravní výkon
$q$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Liniové zatížení
$q_B$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
$q_G$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost nákladu na 1 m délky pásu
$q_{RO}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky horní větve
$q_{RU}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky dolní větve
$r$	[m]	Poloměr hnaného bubnu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu náplně pásu
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha horní části náplně
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha dolní části náplně
$S_k$	[m <sup>2</sup> ]	Skutečná plocha průřezu náplně
$S_{\S}$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez šroubu
$S_T$	[m <sup>2</sup> ]	Teoretický průřez náplně pásu
$t_{\epsilon}$	[m]	Šířka čističe pásu



$v$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost pásu
$v_0$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
$W_0$	$[\text{m}^3]$	Modul průřezu v ohybu
$Z$	$[\text{N}]$	Napínací síla 10% zvětšená
$Z_N$	$[\text{N}]$	Napínací síla
$\alpha$	$[\text{°}]$	Sypný úhel materiálu
$\delta$	$[\text{°}]$	Úhel sklonu dopravníku
$\theta$	$[\text{°}]$	Dynamický sypný úhel
$\lambda$	$[\text{°}]$	Sklon válečků
$\lambda_1$	$[-]$	Štíhlost
$\mu$	$[-]$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
$\xi$	$[-]$	Součinitel rozběhu
$\rho$	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-3}]$	Objemová sypná hmotnost
$\varphi$	$[\text{°}]$	Úhel opásání poháněcího bubnu
$\omega$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost hnaného bubnu



## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

<u>Název</u>	<u>Výkres</u>	<u>Číslo výkresu</u>	<u>List</u>
Pojízdný pásový dopravník	Sestava	1-3P/22-00	1/3
Kusovník	Seznam položek	4-3P/22-00	2/3
Kusovník	Seznam položek	4-3P/22-00	3/3
Napínací zařízení	Podsestava	2-3P/22-01	1/3
Kusovník	Seznam položek	4-3P/22-01	2/3
Kusovník	Seznam položek	4-3P/22-01	3/3
Hnaný buben	Výrobní výkres	2-3P/22-02	1/1