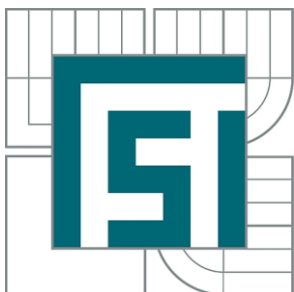


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO RECYKLOVANÉ KAMENIVO

BELT CONVEYOR FOR RECYCLE AGGREGATE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

RICHARD BENÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Richard Benáček

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

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

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

Pásový dopravník pro recyklované kamenivo

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for recycle aggregate

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál.

Technické parametry:

- dopravní výkon 55 000 kg.h-1,
- osová vzdálenost 31 m,
- výškový rozdíl 6,5 m,
- dopravovaný materiál - zrnitost - 0 až 10 mm.

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu
- pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku
- sestavu svarku rámu napínací stanice

Seznam odborné literatury:

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

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

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

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou pásového dopravníku pro přepravu recyklovaného kameniva. Cílem této práce je zejména nalézt konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadané konstrukční parametry. Mezi tyto parametry patří dopravní výkon, osová vzdálenost přesypů a výškový rozdíl. Kromě konstrukčního řešení tato práce obsahuje také teoretickou část, která se zabývá popisem pásového dopravníku, jeho základních konstrukčních prvků a jejich volbou. Dále čtenář v této práci nalezne funkční výpočet dle normy ISO ČSN 5048 pásového dopravníku, stanovení základních rozměrů, návrh pohonu, návrh napínacího zařízení a pevnostní výpočet vybraných částí pásového dopravníku. Práce je doplněna o výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, recyklované kamenivo, pohon dopravníku, válečková stolice, elektrobuben, napínací zařízení.

ABSTRACT

This work deals with an issue of a belt conveyor for transporting recycled stones. The goal of this work is finding a constructional solution of the belt conveyor for specific constructional parameters namely transport power, assigned axial distance of dunes and altitude difference. Firstly, this work includes a theoretical part describing the belt conveyor, the basic constructional element and the choice of the constructional elements. Secondly, this work includes the functional calculation of the belt conveyor according to the ISO ČSN 5048 regulation, the determination of basic sizes, the type of propulsion, the construction of tensioning device and the strength calculation for selected parts. Finally, the drawing documentation find attached to the work.

KEYWORDS

Belt conveyor, conveyor belt, recycle aggregate, drive of conveyor, idler, motorized pulley, tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BENÁČEK, R. *Pásový dopravník pro recyklované kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 64 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jíří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2015

.....

Richard Benáček



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. a dále panu Ing. Martinu Jonákovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi v průběhu zpracování bakalářské práce poskytovali.



OBSAH

Úvod	12
1 Pásové dopravníky	13
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	13
1.1.1 Podle tažného elementu (dopravního pásu)	13
1.1.2 Podle tvaru dopravníku	13
1.1.3 Podle provedení nosné konstrukce:	13
1.2 Schéma pásového dopravníku	14
2 Konstrukční prvky dopravníku	15
2.1 Dopravní pás	15
2.2 Válečky a válečkové stolice	15
2.3 Poháněcí stanice a hnaný buben	16
2.4 Napínací zařízení	16
2.5 Čistič pásu	16
2.6 Konstrukce rámu	16
2.7 Násypka	16
3 Funkční výpočet	17
3.1 Zadané technické parametry	17
3.2 Sklon dopravníku	17
3.3 Volba rychlosti pásu	18
3.4 Teoretický průřez náplně pásu	18
3.5 Šířka dopravníkového pásu	18
3.6 Volba dopravníkového pásu	19
3.7 Volba válečků a válečkových stolic	19
3.7.1 Válečky v horní větvi	19
3.7.2 Stolice v horní větvi	20
3.7.3 Válečky a válečkové stolice v dolní větvi	22
3.8 Celková plocha průřezu pásu	23
3.8.1 Horní plocha průřezu náplně pásu	23
3.8.2 Spodní plocha průřezu náplně pásu	24
3.9 Dopravní výkon	24
3.9.1 Objemový dopravní výkon	24
3.9.2 Hmotnostní dopravní výkon	25
3.10 Kontrola pásu na potřebné dopravované množství	25
3.11 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	25
3.12 Hlavní odpory	26



3.12.1	Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v horní větvi	26
3.12.2	Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v dolní větvi	27
3.12.3	Hmotnost nákladu na 1 metr délky	28
3.13	Vedlejší odpory	28
3.13.1	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	28
3.13.2	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování	29
3.13.3	Odpor ohybu pásu na bubnech	30
3.13.4	Odpor v ložiskách hnaného bubnu	30
3.14	Přídavné hlavní odpory	30
3.14.1	Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu	31
3.15	Přídavné vedlejší odpory	31
3.15.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	31
3.15.2	Volba čističe pásu	32
3.15.3	Odpor čističe pásu	32
3.15.4	Odpor k překonání dopravní výšky	33
3.16	Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu	33
3.17	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	33
3.17.1	Volba pohonu dopravníku	33
3.18	Síly v pásu	35
3.18.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	35
3.18.2	Omezení podle průvěsu pásu	36
3.18.3	Největší tahová síla v pásu	37
3.18.4	Pevnostní kontrola pásu	37
3.18.5	Síla v horní větvi	37
3.18.6	Síla v dolní větvi	38
3.18.7	Celková síla namáhající buben	38
4	Pevnostní výpočet	39
4.1	Pevnostní výpočet hnaného bubnu	39
4.1.1	Průběh VVÚ na bubnu	39
4.1.2	Volba materiálu pláště hnaného	40
4.1.3	Určení spojitého zatížení na bubnu	40
4.1.4	Výpočet silových reakcí na bubnu	40
4.1.5	Výpočet maximálního ohybového momentu na bubnu	41
4.1.6	Výpočet modulu průřezu v ohybu	41
4.1.7	Výpočet maximálního ohybového napětí na bubnu	41
4.1.8	Výpočet bezpečnosti pláště k MSP	42



4.2	Výpočet osy hnaného bubnu	42
4.2.1	Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu.....	42
4.2.2	Volba materiálu osy	43
4.2.3	Výpočet silových reakcí	43
4.2.4	Výpočet maximálního ohybového momentu na ose.....	44
4.2.5	Modul průřezu v ohybu	44
4.2.6	Výpočet maximálního ohybového momentu na ose.....	44
4.2.7	Výpočet bezpečnosti k MSP	45
4.2.8	Výpočet ohybového momentu v bodě G	45
4.2.9	Modul průřezu v ohybu	45
4.2.10	Ohybové napětí v bodě G	45
4.2.11	Maximální ohybové napětí v bodě G	46
4.2.12	Výpočet bezpečnosti k MSP	46
4.3	Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení	46
4.3.1	Potřebná zátěžná síla pružiny	46
4.3.2	Volba pružiny	47
4.3.3	Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly	47
4.3.4	Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu.....	48
4.3.5	Mezní délka pružiny při dosedů závitů.....	48
4.4	Kontrola matice napínacího šroubu na otlačení	48
4.4.1	Volba napínacího šroubu a matice.....	48
4.4.2	Tlak v závitech.....	48
4.4.3	Kontrola matice	49
4.5	Kontrola závitové tyče na tah	49
4.5.1	Dovolené napětí v tahu.....	49
4.5.2	Průřez závitové tyče.....	49
4.5.3	Maximální tahové napětí	50
4.5.4	Kontrola	50
4.6	Kontrola životnosti ložisek	50
4.6.1	Volba ložiska	50
4.6.2	Výpočet Trvanlivosti ložiska.....	51
5	Výsledné konstrukční řešení.....	52
5.1	Napínací zařízení	53
5.2	Konstrukce násypky.....	54
5.3	konstrukce rámu.....	55
5.5	Konstrukce stojin	56



Závěr	57
Seznam použitých zkratk a symbolů	59
Seznam příloh	64



ÚVOD

Manipulační technika je v dnešní době nedílnou součástí všech odvětví průmyslu. Napomáhá lidstvu zjednodušit, urychlit a ulehčit manipulaci s materiálem.

Jedním z nejrozšířenějších zařízení je pásový dopravník. Ten se využívá jak pro dopravu sypkých materiálů v dolech, pískovnách, kamenolomech či v tepelných elektrárnách, tak kusových předmětů například ve výrobních linkách, na poštách, letištích, v obchodech apod.



1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším zařízením určeným ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném, případně v mírně šikmém směru.

K jejich přednostem patří:[1]

- vysoká dopravní rychlost
- vysoký dopravní výkon
- velké dopravní vzdálenosti
- jednoduchá údržba
- malá spotřeba energie

Stroj se skládá zpravidla z dlouhého rámu, respektive nosné konstrukce stroje, na které jsou upevněny otočné válečky. Tyto válečky tvoří pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás. Pohon pásu obstarává obvykle asynchronní elektromotor přes hnací buben, na kterém je dopravní pás nasazen. [3]

Omezení možností jejich použití spočívá zejména při šikmé dopravě a při dopravě horkých materiálů. Zvýšení úhlu stoupání možné dosáhnout různými úpravami pásu, například navulkanizováním opěrek různých tvarů na pás. Pro dopravu horkých materiálů je možné užít dopravníků s ocelovým pásem. [1]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Dle literatury [1] se pásové dopravníky dělí:

1.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU (DOPRAVNÍHO PÁSU)

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

1.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

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

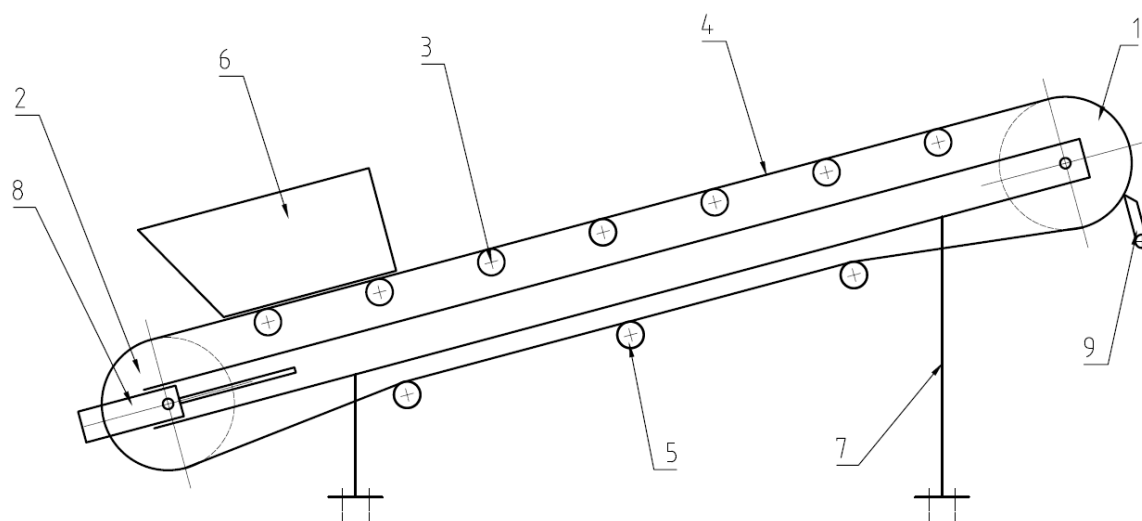
1.1.3 PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE:

- dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – podobné jako stabilní – vysoká dopravní rychlost, velké dopravní vzdálenosti



1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z několika hlavních částí. Jejich umístění je znázorněno na obrázku (Obr. 1).



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku; 1-hnací buben; 2-hnaný buben; 3-váleček horní větve; 4-dopravní pás; 5-váleček spodní větve; 6-násypka; 7-rám; 8-napínací zařízení; 9-čistič pásu



2 KONSTRUKČNÍ PRVKY DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jedna z hlavních částí pásových dopravníků a je jak tažným, tak nosným orgánem přepravovaného materiálu. Je to uzavřený prvek, který obíhá okolo hnacího a hnaného bubnu.

Mezi základní požadavky kladené na pás patří:[1]

- vysoká odolnost proti opotřebení
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost
- minimální navlhavost
- vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti

Dopravní pás se skládá z nosné kostry tvořené textilními vložkami z bavlny, polyamidu, příp. z jejich kombinací oboustranně ohraněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou vzájemně spojeny tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za účel ochránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případným jiným mechanickým poškozením, dolní krycí vrstva ji chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů, boční vrstvy před odíráním vodícími lištami nebo strážními válečky. [1]

2.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

Dopravníkové stolice se využívají jako základní stavebnicový prvek při montáži pásových dopravníků. Do dopravníkových stolic jsou vkládány nosné válečky, které tak vytváří korýtko pásového dopravníku. Horní nosné dopravníkové stolice přenáší veškerou dynamickou a statickou zátěž přepravovaného materiálu z gumového dopravního pásu přes nosné válečky do konstrukce pásového dopravníku. [4] Jsou osazeny většinou dvěma nebo třemi válečky. Vnější válečky jsou skloněny vzhledem k horizontální rovině o 20° až 35°. Zvětšení sklonu ovlivňuje zejména zvýšení příčného průřezu materiálu.[1] Dolní vratné dopravníkové stolice umožňují návrat nekonečně spojené smyčky dopravního pásu. [4] Nejčastěji se používají jednoválečkové rovné stolice.

Válečky podírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti.

Mezi základní požadavky kladené na válečky patří:[1]

- malý odpor proti otáčení
- malou hmotnost
- jednoduchou konstrukci
- dokonalé utěsnění a vyvážení
- nenáročná údržba



2.3 POHÁNĚCÍ STANICE A HNANÝ BUBEN

Poháněcí stanice slouží k zajištění pohonu dopravníku. Jednou z možností je použit systém složený s elektromotoru, převodové skříně, spojky, brzdy a hnacího bubnu. Alternativou je použití elektrobubnu, u kterého je převodovka s asynchronním elektromotorem uvnitř bubnu. Poháněcí stanice je zpravidla v místě vykládání materiálu.

Hnaný buben bývá u normálních konstrukcí usazen v místě nakládání materiálu na pás, může být svařovaný nebo odlitý.

2.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Je nezbytnou součástí pásového dopravníku závisí na něm správné napnutí pásu. Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně velkého tření mezi hnacím bubnem a pásem. Správná napínací síla zvýší životnost pásu a tím i hospodárnost celého zařízení.

Podle druhu a způsobu vyvození napínací síly je lze rozdělit na:[1]

- tuhá napínací zařízení (s napínacími šrouby, napínáky)
- samočinná napínací zařízení se závažím
- samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení (pneumatická, elektrická, elektrohydraulická)

2.5 ČISTIČ PÁSU

Stěrače dopravních pásů se používají tam, kde je zapotřebí čistit dopravní pás od nalepeného přepravovaného materiálu, aby na spodní větví dopravníku nedocházelo k postupnému odpadání nálepů. Osazením stěračů na dopravník zajistíme přijatelnou čistotu pod dopravníkem, zamezíme znečištění transportních válečků a tím i zvýšení odporů. Předchází se tím i nadměrnému opotřebení jednotlivých komponent dopravníku. Další výhodou spočívá v úspoře nákladů na údržbu dopravního pásu a okolních prostor. Podle umístění lze stěrače rozdělit na čelní, spodní a vnitřní.[5]

2.6 KONSTRUKCE RÁMU

Nosná konstrukce nese všechny části pásového dopravníku. Je to buď příhradová konstrukce svařená z normalizovaných profilů nebo plnonosníkový rám.

2.7 NÁSYPKA

Násepka slouží k plnění pásu dopravovaným materiálem, usměrňuje materiál na střed pásu a zabraňuje odpadávání materiálu mimo pásový dopravník. Pro správnou funkci se používá násepka, která je na horní straně širší než výsepka předešlého sypacího zařízení. Násepka může a nemusí být součástí pásového dopravníku.[13]



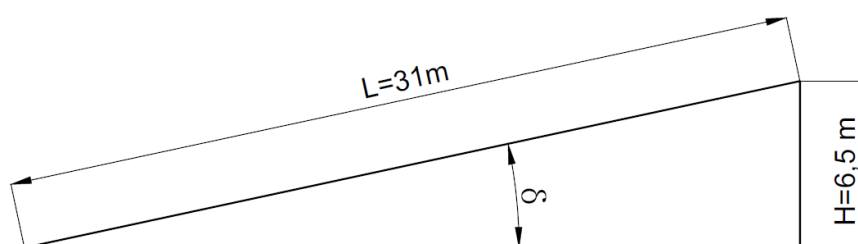
3 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle literatury [2], tzn. dle normy ČSN ISO 5048 zabývající se pásovými dopravníky s nosnými válečky.

3.1 ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY

- dopravní výkon $55000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$
- osová vzdálenost 31 m
- výškový rozdíl 6,5 m
- zrnitost dopravovaného materiálu 0 až 10 mm

3.2 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 2 Sklon dopravníku

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

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

$$\delta = \arcsin \frac{6,5}{31}$$

$$\delta = 12,104^\circ$$

Kde:

- H [m] Výškový rozdíl, dle kap. 3.1
- L [m] Osová vzdálenost, dle kap. 3.1

Poznámka:

- dle literatury [1] je maximální sklon dopravníku pro zadaný materiál $\delta_{\max} = 18^\circ$

$$\delta_{\max} > \delta$$

$$18^\circ > 12,104^\circ \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



3.3 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

- dle literatury [1] je rychlost pásu pro daný přepravovaný materiál v rozmezí $1,25 - 2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- volím rychlost pásu $v=1,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

3.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

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

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

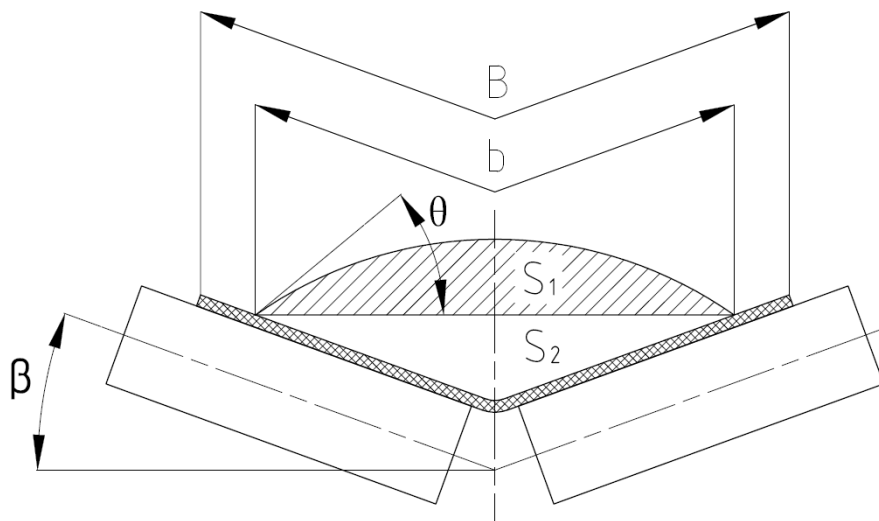
$$S_T = \frac{55000}{1750 \cdot 1,25 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,00698 \text{ m}^2$$

Kde:

- Q [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] Dopravní výkon, dle kap. 3.1
- ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$] Objemová sypaná hmotnost, dle literatury [1] $\rho = 1500-2000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
voleno $\rho=1750 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] Rychlost dopravního pásu, dle kap. 3.3

3.5 ŠÍŘKA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU



Obr. 3 Šířka dopravníkového pásu

Dle literatury [1], volím pro vypočtený teoretický průřez materiálu $S_T = 0,00698 \text{ m}^2$, pro sypaný úhel materiálu $\alpha = 30^\circ$ a pro korýtkový pás šířku pásu $B = 400 \text{ mm}$.



3.6 VOLBA DOPRAVNÍKOVÉHO PÁSU

Dopravní pás je volen z katalogu české firmy Gumex. Na základě kap. 3.5 je vybrán pás pryžový EP250/2, který je velmi odolný proti opotřebení a je vhodný pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu. Jeho základní vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 1.



Obr. 4 Dopravní pás Gumex EP250/2

Tab. 1 Údaje o pásu EP250/2[6]

Počet vložek [-]	Šířka [mm]	Krycí vrstvy [mm]	Tloušťka [mm]	Min. průměr hnacího bubnu [mm]	Pevnost [N/mm]	Hmotnost] [kg/bm]	Prac. teplota [°C]
2	400	3+2	6,8	200	250	3,7	-40/+60

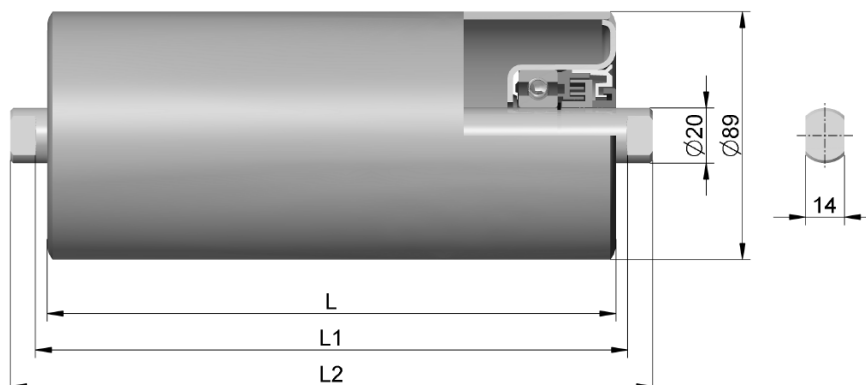
3.7 VOLBA VÁLEČKŮ A VÁLEČKOVÝCH STOLIC

Válečky a válečkové stolice jsou voleny s ohledem na šířku pásu a ložný průřez materiálu. Z důvodu kompatibility jsou válečky i válečkové stolice od jednoho výrobce a jsou vybrány z katalogu firmy TRANSROLL - CZ, a.s.

3.7.1 VÁLEČKY V HORNÍ VĚTVI

V celé horní větvi jsou dva typy válečků. Mimo dopadovou oblast jsou zvoleny hladké válečky typu 20044 ST, o průměru 89 mm a délce 250 mm. Pro dopadovou část jsou vybrány válečky kotoučové, typ 20254 o průměrech 89/63 mm a délce 250 mm, které jsou složeny z několika gumových kroužků (viz Obr. 6) a mají za úkol chránit pás před dopadajícím materiálem.

HLADKÉ VÁLEČKY HORNÍ VĚTVE



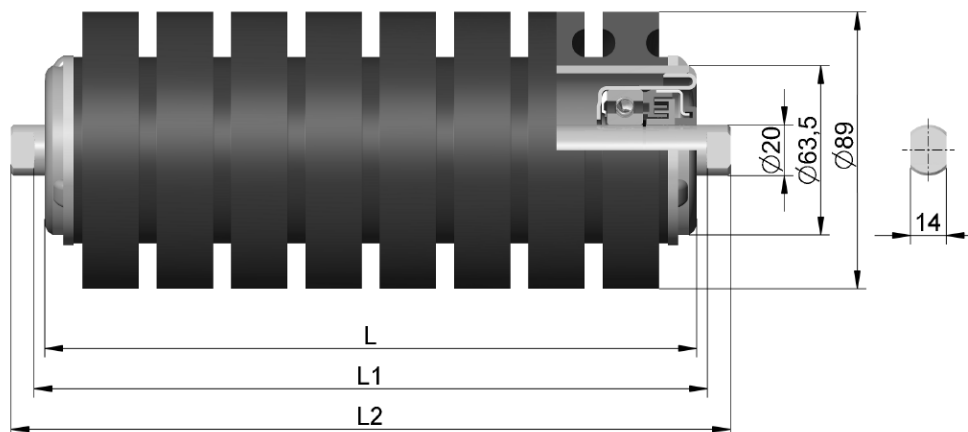
Obr. 5 Hladký váleček Transroll 20044 ST



Tab. 2 Údaje o válečku Transroll 20044 ST

Název	Rozměr [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	rot. dílů	celková
89x250/6204	250	258	276	2,0	2,8

DOPADOVÉ VÁLEČKY HORNÍ VĚTVE



Obr. 6 Kotoučový váleček Transroll 20254

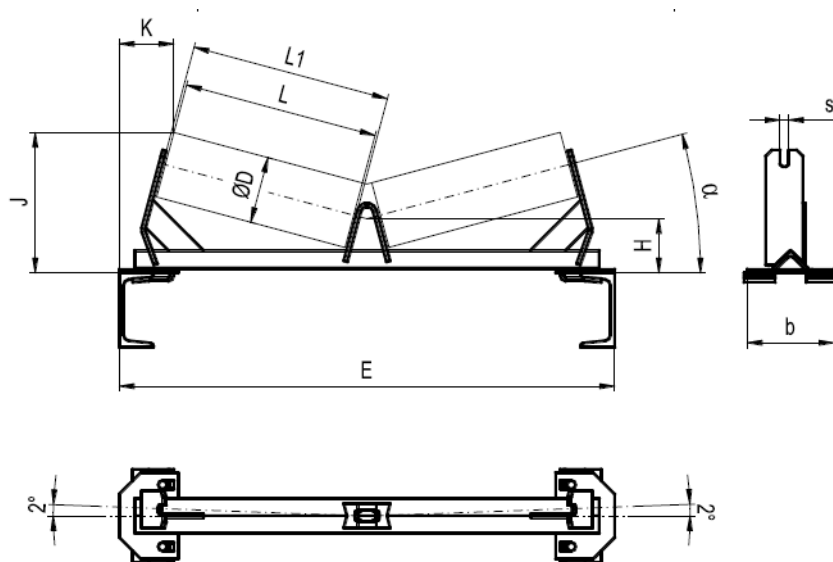
Tab. 3 Údaje o dopadovém válečku Transroll 20254

Název	Rozměr [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	rot. dílů	celková
89/63x250/6204	250	258	276	2,2	2,9

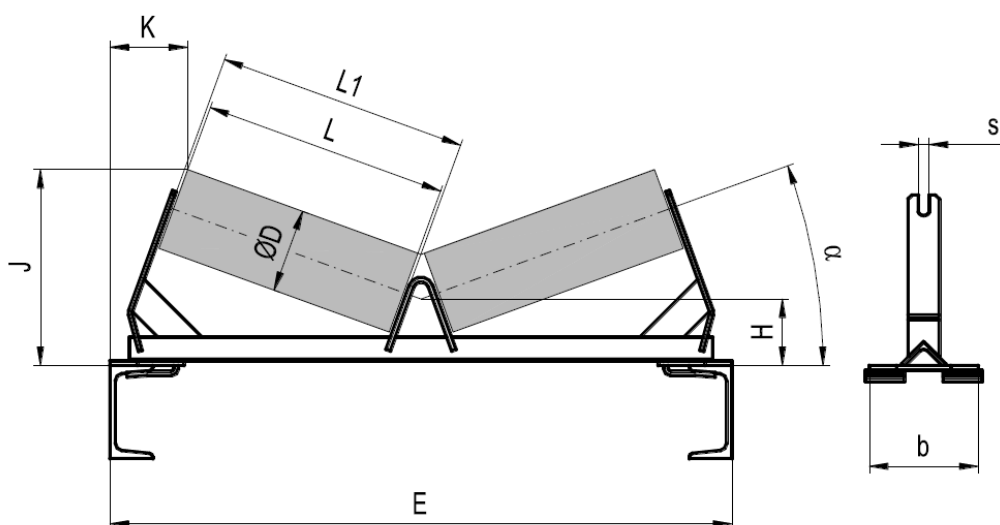
3.7.2 STOLICE V HORNÍ VĚTVI

Stolice od firmy TRANSROLL - CZ, a.s. jsou vhodné pro dopravníkové konstrukce vyrobené z U profilů a upevňují se na konstrukci dopravníku pomocí držáků, bez vrtání.

V celé horní větvi jsou dva typy dvouválečkových stolic. Mimo dopadovou část jsou vybrány středící stolice typu 314 STS (Obr. 7), které mají díky vychýlení válečků ve směru pohybu pásu o 2° udržovat pás na prostředku dopravníku a zamezit tak vybočování pásu do stran, například při nerovnoměrném naložení materiálu nebo při nepřesné montáži válečků. V dopadové části jsou zvoleny klasické stolice typu 314 ST bez vychýlení válečků (Obr. 8).



Obr. 7 Stolica Transroll 314 STS



Obr. 8 Stolica Transroll 314 ST

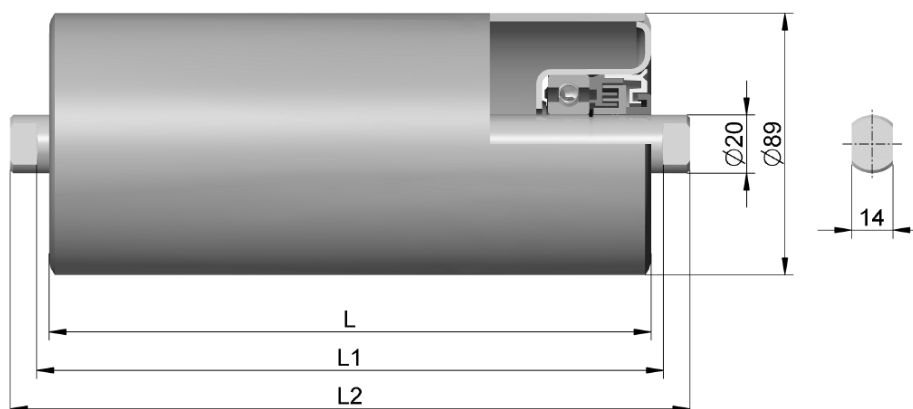
Tab. 4 Údaje o stolicích Transroll 314 STS a 314 ST

Rozměry [mm]											Hmotnost [kg]
B	E	D	L	L1	H	J	K	b	s	α	
400	700	89	250	258	88	223	110	140	14	20°	5



3.7.3 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE V DOLNÍ VĚTVI

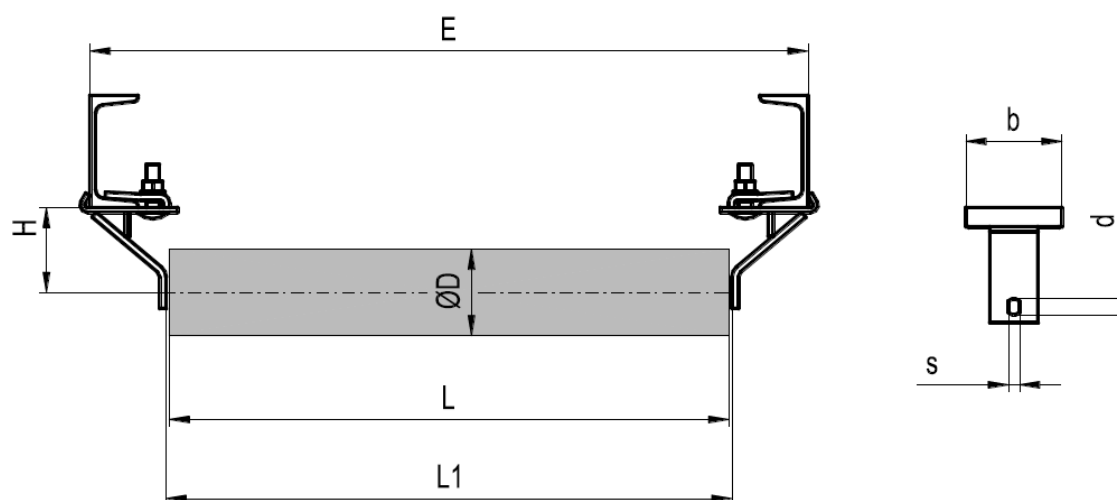
Pro celou vratnou větev jsou vybrány hladké válečky typu 20044 ST, o průměru 89 mm a délce 500 mm upevněné v jednoválečkové stolici typu 313 ST (viz Obr. 10).



Obr. 9 Hladký váleček Transroll 20044 ST

Tab. 5 Údaje o hladkém válečku Transroll 20044 ST

Název	Rozměr [mm]			Hmotnost [kg]	
	L	L1	L2	rot. dílů	celková
89x500/6204	500	508	546	3,6	5,0



Obr. 10 Stolice Transroll 313 ST

Tab. 6 Údaje o stolici Transroll 313 ST

Rozměry [mm]									Hmotnost [kg]
B	E	D	L	L1	H	b	d	s	
400	700	89	500	510	84	100	20	14	1,4



3.8 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU PÁSU

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

$$S = 0,005858 + 0,007721$$

$$S = 0,01358 \text{ m}^2$$

Kde:

- S_1 [m²] Horní plocha průřezu náplně pásu
- S_2 [m²] Spodní plocha průřezu náplně pásu

3.8.1 HORNÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_1 = (b \cdot \cos\beta)^2 \cdot \frac{\text{tg}\theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = (0,31 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\text{tg} 22,5^\circ}{6}$$

$$S_1 = 0,005858 \text{ m}^2$$

Kde:

- b [m] Využitelná ložná šířka pásu
- β [°] Úhel sklonu válečků, $\beta = 20^\circ$
- θ [°] Dynamický sypný úhel

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (5)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

Kde:

- B [m] Šířka dopravníkového pásu, dle kap. 3.5

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (6)$$

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

$$\theta = 22,5^\circ$$

Kde:

- α [°] Sypný úhel, dle literatury [1] $\alpha = 30^\circ$



3.8.2 SPODNÍ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20\right) \cdot \left(\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20\right)$$

$$S_2 = 0,007721 \text{ m}^2$$

Kde:

- b [m] Využitelná ložná šířka pásu
- β [°] Úhel sklonu válečků, $\beta = 20^\circ$

3.9 DOPRAVNÍ VÝKON

3.9.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_v = S \cdot v \cdot k \quad (8)$$

$$I_v = 0,01358 \cdot 1,25 \cdot 0,929482$$

$$I_v = 0,015778 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- k [-] Součinitel sklonu
- v [m·s⁻¹] Rychlost dopravního pásu, dle kap. 3.3
- S [m²] Celková plocha průřezu pásu, dle kap. 3.8

SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0,005858}{0,01358} (1 - 0,836535)$$

$$k = 0,929482$$

Kde:

- S₁ [m²] Horní plocha průřezu náplně pásu, dle kap.3.8.1
- S [m²] Celková plocha průřezu pásu, dle kap. 3.8
- k₁ [-] Součinitel korekce vrchlíku

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU

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



$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 12,103 - \cos^2 22,5}{1 - \cos^2 22,5}}$$

$$k_1 = 0,836535$$

Kde:

- δ [°] Sklon dopravníku, dle kap. 3.2
- θ [°] Dynamický sypný úhel, dle kap. 3.8.1

3.9.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_v \cdot \rho \cdot 3600 \quad (11)$$

$$I_m = 0,015778 \cdot 1750 \cdot 3600$$

$$I_m = 99399,19 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

- I_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] Objemový dopravní výkon, dle kap. 3.9.1
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] Objemová sypná hmotnost

3.10 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

$$I_m \geq Q \quad (12)$$

$$99\,399 \geq 55000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow \text{pás pro zadané dopravované množství vyhovuje}$$

Kde:

- I_m [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] Vypočítaný hmotnostní dopravní výkon, dle kap. 3.9.2
- Q [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] Požadovaný hmotnostní výkon, dle kap. 3.1

3.11 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (13)$$

$$F_U = 212,57 + 68,57 + 26,88 + 149,01 + 1408,49$$

$$F_U = 1865,509 \text{ N}$$

Kde:

- F_H [N] Hlavní odpory, rovnice (14)
- F_N [N] Vedlejší odpory, rovnice (21)
- F_{S1} [N] Přídavné hlavní odpory, rovnice (28)
- F_{S2} [N] Přídavné vedlejší odpory, rovnice (30)
- F_{St} [N] Odpor od překonání dopravní výšky, rovnice (34)



3.12 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (14)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 31 \cdot 9,81 \cdot [5,07 + 1,045 + (2 \cdot 3,7 + 22,088) \cdot \cos 12,1^\circ]$$

$$F_H = 212,569 \text{ N}$$

Kde:

- f [-] Globální součinitel tření, dle literatury [2] $f=0,02$
- L [m] Osová vzdálenost, dle kap. 3.1
- g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] Tíhové zrychlení
- q_{RO} [kg] Hmotnost rot. částí válečků na 1 m délky v horní větvi, rovnice (15)
- q_{RU} [kg] Hmotnost rot. částí válečků na 1 m délky v dolní větvi, rovnice (18)
- q_B [kg] Hmotnost 1 m dopravního pásu, dle kap. 3.6
- q_G [kg] Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky, rovnice (20)

3.12.1 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{2 \cdot q_{1d} \cdot P_{1d}}{L} \quad (15)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 36}{31} + \frac{2 \cdot 2,2 \cdot 3}{31}$$

$$q_{RO} = 5,071 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- q_1 [kg] Hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi, dle kap. 3.7.1
- P_1 [-] Počet válečkových stolic v horní větvi (s hladkými válečky), rovnice (16)
- q_{1d} [kg] Hmotnost rotujících částí dopadového válečku v horní větvi, dle kap. 3.7.1
- P_{1d} [-] Počet dopadových válečkových stolic v horní větvi, rovnice (17)
- L [m] Osová vzdálenost, dle kap. 3.1

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI (S HLADKÝMI VÁLEČKY)

$$P_1 = \frac{L - l_d}{a_o} - 1 \quad (16)$$

$$P_1 = \frac{31 - 1,35}{0,8} - 1$$

$$P_1 = 36,063 = 36 \text{ ks}$$

Kde:

- L [m] Osová vzdálenost
- l [m] Délka dopadové části, dle konstrukce
- a_o [m] Rozteč válečků v horní větvi, dle literatury [1] $a_o = 0,75-1,8 \text{ m}$, voleno $a_o = 0,8$



POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI

$$P_{1d} = \frac{l_d}{a_{do}} \quad (17)$$

$$P_{1d} = \frac{1,35}{0,45}$$

$$P_{1d} = 3 \text{ ks}$$

Kde:

- l_d [m] Délka dopadové části, dle konstrukce
- a_{do} [m] Rozteč dopadových válečků v horní větvi, dle literatury [1] $a_{do} = 0,45-0,6$ m, voleno $a_{do} = 0,45$

3.12.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (18)$$

$$q_{RU} = \frac{3,6 \cdot 9}{31}$$

$$q_{RU} = 1,045 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- q_2 [kg] Hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi, dle kap. 3.7.3
- P_2 [-] Počet válečkových stolic v dolní větvi, rovnice (19)
- L [m] Osová vzdálenost

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI

$$P_2 = \frac{L}{a_u} - 1 \quad (19)$$

$$P_2 = \frac{31}{3,1} - 1$$

$$P_2 = 9 \text{ kusů}$$

Kde:

- L [m] Osová vzdálenost
- a_u [m] Rozteč válečků v dolní větvi, dle literatury [1] $a_u = 3-5$ m, voleno $a_u = 3,1$



3.12.3 HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (20)$$

$$q_G = \frac{0,0158 \cdot 1750}{1,25}$$

$$q_G = 22,08871 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- I_V [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] Objemový dopravní výkon, dle kap. 3.9.1
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] Objemová sypná hmotnost, dle literatury [1] $\rho = 1500\text{-}2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
voleno $\rho = 1750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] Rychlost dopravního pásu, dle kap. 3.3

3.13 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_l + F_t \quad (21)$$

$$F_N = 34,51 + 10,27 + 26,83 + 3,52$$

$$F_N = 75,128 \text{ N}$$

Kde:

- F_{bA} [N] Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování, rovnice (22)
- F_f [N] Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování, rovnice (23)
- F_l [N] Odpor ohybu pásu na bubnech, rovnice (26)
- F_t [N] Odpor v ložiskách bubnu (hnaného), rovnice (27)

3.13.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (22)$$

$$F_{bA} = 0,016 \cdot 1750 \cdot (1,25 - 0)$$

$$F_{bA} = 34,514 \text{ N}$$

Kde:

- I_V [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] Objemový dopravní výkon, dle kap. 3.9.1
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] Objemová sypná hmotnost
- v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] Rychlost dopravního pásu
- v_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu, zvoleno $v_0 = 0$



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

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (23)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0158^2 \cdot 1750 \cdot 9,81 \cdot 0,133}{\left(\frac{1,25}{2}\right)^2 \cdot 0,291^2}$$

$$F_f = 10,267 \text{ N}$$

Kde:

- μ_2	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, voleno dle literatury [2], $\mu_2=0,6$
- I_V	[kg·s ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
- ρ	[kg·m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost
- g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
- l_b	[m]	Urychlovací délka, rovnice (24)
- v	[m·s ⁻¹]	Rychlost dopravního pásu
- v_0	[m·s ⁻¹]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu
- b_1	[m]	Světlná šířka bočního vedení, rovnice (25)

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (24)$$

$$l_b = \frac{1,25^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,133 \text{ m}$$

Kde:

- v	[m·s ⁻¹]	Rychlost dopravního pásu
- v_0	[m·s ⁻¹]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu
- g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
- μ_1	[-]	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, voleno dle literatury [2], $\mu_1=0,6$

SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos\beta \quad (25)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,291 \text{ m}$$



Kde:

- b [m] Využitelná ložná šířka pásu, dle kap. 3.8.1
- β [°] Úhel sklonu válečků

3.13.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

$$F_l = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_B} \quad (26)$$

$$F_l = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4} \right) \cdot \frac{0,0068}{0,32}$$

$$F_l = 20,273 \text{ N}$$

Kde:

- B [m] Šířka dopravníkového pásu, dle kap. 3.5
- F [N] Průměrný tah v pásu na bubnu, tato hodnota je předběžně volena, ve skutečnosti bude nižší
- d [m] Tloušťka pásu, dle kap. 3.6
- D_B [m] Průměr hnaného bubnu, dle konstrukce, $D_B = 0,32 \text{ m}$

3.13.4 ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_1}{D_B} \cdot F \quad (27)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,045}{0,320} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,516 \text{ N}$$

Kde:

- d_1 [m] Průměr osy hnaného bubnu, dle konstrukce $d_1 = 0,045$
- F [N] Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil, tato hodnota je předběžně volena $F = 5000 \text{ N}$
- D_B [m] Průměr hnaného bubnu

3.14 PŘÍDAVNÉ Hlavní ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon \quad (28)$$

$$F_{S1} = 28,064 \text{ N}$$

Kde:

- F_ε [N] Odpor válečků vychýlených ve směru pohybu pásu, rovnice (29)



3.14.1 ODPOR VÁLEČKŮ VYCHÝLENÝCH VE SMĚRU POHYBU PÁSU

$$F_{\varepsilon} = C_{\varepsilon} \cdot \mu_0 \cdot (L - l_d) \cdot (q_B + q_G) \cdot g \cdot \cos\delta \cdot \sin\varepsilon \quad (29)$$

$$F_{\varepsilon} = 0,3 \cdot 0,35 \cdot (31 - 1,35) \cdot (3,7 + 22,1) \cdot 9,81 \cdot \cos 12,1 \cdot \sin 2$$

$$F_{\varepsilon} = 26,876 \text{ N}$$

Kde:

- C_{ε} [-] Součinitel korýtkovosti, voleno dle literatury [2], $C_{\varepsilon} = 0,3$
- μ_0 [-] Součinitel tření mezi válečky a pásem, voleno dle literatury [2], $\mu_0 = 0,6$
- L [m] Osová vzdálenost, dle kap. 3.1
- l_d [m] Délka dopadové části, dle konstrukce, $l_d = 1,35$
- q_B [kg] Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 3.6
- q_G [kg] Hmotnost nákladu na 1 metr délky, dle kap. 3.12.3
- g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] Tíhové zrychlení
- δ [$^{\circ}$] Úhel sklonu dopravníku, dle kap. 3.2
- ε [$^{\circ}$] Úhel vychýlení osy válečků ve směru pohybu pásu, dle kap. 3.7.2

3.15 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a \quad (30)$$

$$F_{S2} = 29,008 + 120 + 0$$

$$F_{S2} = 149,008 \text{ N}$$

Kde:

- F_{gL} [N] Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením, rovnice (31)
- F_r [N] Odpor čističe pásu, rovnice (32)
- F_a [N] Odpor shrnovače materiálu, $F_a = 0$ (shrnovač není použit)

3.15.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (31)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0158^2 \cdot 1750 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{1,25^2 \cdot 0,291^2}$$

$$F_{gL} = 29,008 \text{ N}$$

Kde:

- μ_2 [-] Souč. tření mezi doprav. hm. a bočnicemi, voleno dle lit. [2], $\mu_2 = 0,6$
- I_v [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] Objemový dopravní výkon, dle kap. 3.9.1
- ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] Objemová sypaná hmotnost
- g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] Tíhové zrychlení
- l [m] Délka bočního vedení, dle konstrukce $l = 1,5 \text{ m}$
- v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] Rychlost dopravního pásu, dle kap. 3.3
- b_1 [m] Světlá šířka bočního vedení, dle kap. 3.13.2



3.15.2 VOLBA ČISTIČE PÁSU

Čistič pásu je zvolen od firmy AB Technology, konkrétně čelní typ CJ 1.1. Tento čistič má jednoduchou konstrukci, stírací segment je zhotoven z pružného polyuretanu a břit z karbidu wolframu. Umisťuje se na čelo vynášecího válce, 15-20° pod osu dopravníku. Je vhodný do těžkých provozů s vysoce abrazivním materiálem. [5]



Obr. 11 Čelní stěrač CJ 1.1[5]

3.15.3 ODPOR. ČISTIČE PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (32)$$

$$F_r = 0,004 \cdot 50000 \cdot 0,6$$

$$F_r = 120 \text{ N}$$

Kde:

- A [m²] Dotyková plocha mezi čističem a pásem, rovnice (33)
- p [N·m⁻²] Tlak mezi čističem a pásem, voleno dle literatury [2]
- μ₃ [-] Součinitel tření mezi čističem pásu a pásem, voleno dle literatury [2]

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI ČISTIČEM PÁSU A PÁSEM

$$A = B_c \cdot t_c \quad (33)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,01$$

$$A = 0,004 \text{ m}^2$$

Kde:

- B_c [m] Šířka čističe pásu, dle konstrukce, B_c = 0,4 m
- t_c [m] Tloušťka čističe pásu, dle konstrukce t_c = 0,01 m

**3.15.4 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY**

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (34)$$

$$F_{St} = 22,09 \cdot 6,5 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 1408,487 \text{ N}$$

Kde:

- q_G [kg] Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky, dle kap. 3.12.3
- H [m] Výškový rozdíl, dle kap. 3.1
- g [m·s⁻²] Tíhové zrychlení

3.16 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = F_U \cdot v \quad (35)$$

$$P_A = 1865,51 \cdot 1,25$$

$$P_A = 2331,886 \text{ W}$$

Kde:

- F_U [N] Obvodová hnací síla, dle kap. 3.11
- v [m·s⁻¹] Rychlost dopravního pásu, dle kap. 3.3

3.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (36)$$

$$P_M = \frac{2331,87}{0,9}$$

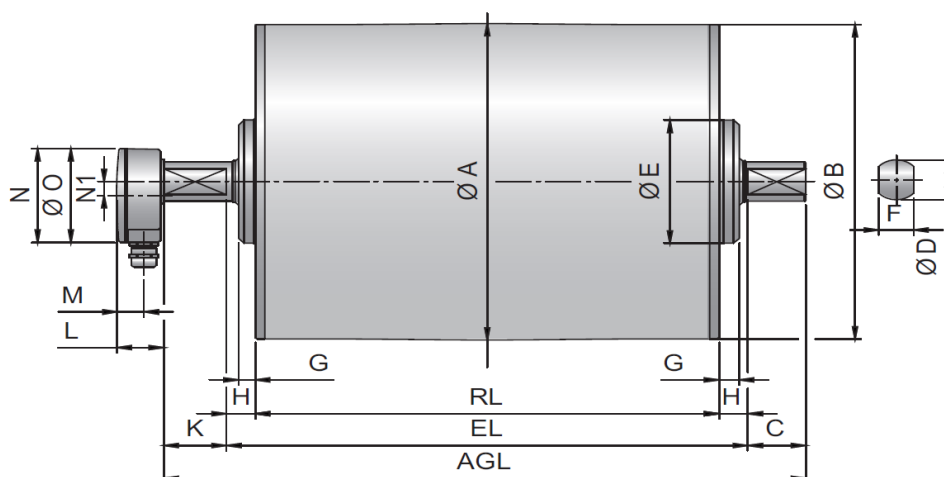
$$P_M = 2590,984 \text{ W}$$

Kde:

- P_A [W] Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
- η_1 [-] Účinnost motoru, dle literatury [2] $\eta_1 = 0,85$ až $0,95$, voleno $\eta_1 = 0,9$

3.17.1 VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

Pohon dopravníku je proveden pomocí elektrobubnu od firmy Rulmecca 320M (viz Obr. 12) o výkonu 3 kW. Hlavní výhodou elektrobubnu jsou malé zastavovací rozměry, rychlá montáž a demontáž, vysoká účinnost a dlouhá životnost. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena a zahřívání motoru v důsledku špatného chlazení bubnu. Rozměry elektrobubnu jsou uvedeny v tabulce 7, výkonové parametry v tabulce 8. Elektrobuben je ke konstrukci přišroubován pomocí úchytnů KL41-HD (viz Obr. 13), o rozměrech dle tabulky 9.



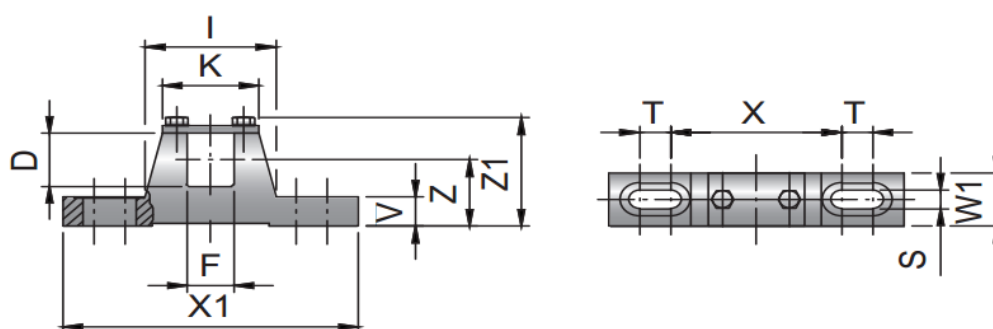
Obr. 12 Elektrobuben Rulmeca 320M

Tab. 7 Rozměry Elektrobubnu Rulmeca 320M

Rozměr [mm]													
A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O	RL
321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	41	24	95	105	500

Tab. 8 Výkonové parametry elektrobubnu Rulmeca 320M

Výkon [kW]	Stupně převodu	Rychlost pásu [m·s ⁻¹]	Točivý moment [N·m]	Tah pásu [N]	Max. radiální zatížení [N]	Hmotnost [kg]	Průměr bubnu [mm]	Šířka bubnu [mm]
3,0	2	1,25	362	2255	20000	100	320	500



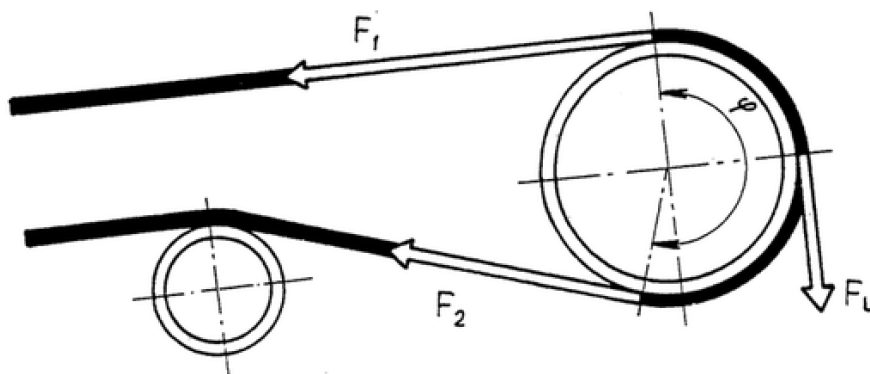
Obr. 13 Konzole elektrobubnu Rulmeca KL41-HD

Tab. 9 Rozměry konzole KL41-HD

Rozměr [mm]										
D	F	I	K	S	T	W1	X	X1	Z	Z1
40	30	84	62	14	20	40	110	190	50	83



3.18 SÍLY V PÁSU



Obr. 14 Síly v pásu

3.18.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

Pro přenos obvodové síly F_U , z poháněcího bubnu na pás, je zapotřebí udržovat tahovou sílu F_2 ve spodní větvi na hodnotě, která bude splňovat podmínku: [2]

$$F_{2min} \geq F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (37)$$

$$F_{2min} \geq 2798,26 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,14} - 1}$$

$$F_{2min} \geq 1397,149 \text{ N}$$

Kde:

- F_{Umax} [N] Maximální obvodová hnací síla, rovnice (38)
- μ [-] Součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [2] $\mu = 0,4$
- φ [°] Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce $\varphi = 180^\circ$

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (38)$$

$$F_{Umax} = 1,5 \cdot 1865,51$$

$$F_{Umax} = 2798,263 \text{ N}$$

Kde:

- ξ [-] Součinitel rozběhu, voleno dle literatury [2] $\xi = 1,5$
- F_U [N] Obvodová hnací síla, dle kap. 3.11



3.18.2 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Hodnoty, menší než výsledek výpočtu nejmenších tahových sil $F_{\min h}$ a $F_{\min d}$, se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku.[2]

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_{\min h} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}}} \quad (39)$$

$$F_{\min h} \geq \frac{0,8 \cdot (3,7 + 22,09) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{\min h} \geq 1264,936 \text{ N}$$

Kde:

- a_0	[m]	Rozteč válečků v horní větvi, dle kap. 3.12.1
- q_B	[kg]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu, dle kap. 3.6
- q_G	[kg]	Hmotnost nákladu na 1 metr délky, dle kap. 3.12.3
- g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
- $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}}$	[-]	Největší dovolený průvĚs pásu, voleno dle literatury [2]

$$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}} = 0,02$$

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{\min d} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}}} \quad (40)$$

$$F_{\min d} \geq \frac{3,1 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02}$$

$$F_{\min d} \geq 703,254 \text{ N}$$

Kde:

- a_u	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi, dle kap. 3.12.2
- q_B	[kg]	Hmotnost 1 metru dopravního pásu
- g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
- $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}}$	[-]	Největší dovolený průvĚs pásu, voleno dle literatury [2]

$$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{adm}} = 0,02$$



3.18.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1 \right) \quad (41)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 1865,51 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,14} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 4195,413 \text{ N}$$

Kde:

- F_U [N] Obvodová hnací síla, dle kap. 3.11
- ξ [-] Součinitel rozběhu, voleno dle literatury [2] $\xi = 1,5$
- μ [-] Součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [2] $\mu = 0,4$
- φ [°] Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce $\varphi = 180^\circ$

3.18.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna podmínka:

$$F_{Dp} \geq F_{max} \quad (42)$$

$$100\,000 \geq 4195,41 \Rightarrow \text{podmínka splněna, pás vyhovuje}$$

Kde:

- F_{Dp} [N] Pevnost zvoleného pásu, rovnice (43)
- F_{max} [N] Největší tahová síla v pásu, dle kap. 3.18.3

PEVNOST ZVOLENÉHO PÁSU

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \quad (43)$$

$$F_{Dp} = 250 \cdot 400$$

$$F_{Dp} = 100\,000 \text{ N}$$

Kde:

- R_{mp} [N·mm⁻¹] Pevnost pásu, dle kap. 3.6
- B [mm] Šířka dopravníkového pásu, dle kap. 3.5

3.18.5 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (44)$$

$$F_1 \approx 4195,41 \text{ N}$$

Kde:

- F_{max} [N] Největší tahová síla v pásu, dle kap. 3.18.3

**3.18.6 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI**

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \quad (45)$$

$$F_2 = \frac{4195,41}{e^{0,4 \cdot 3,14}}$$

$$F_2 = 1397,15 \text{ N}$$

Kde:

- F_1 [N] Síla v horní větvi, dle kap. 3.18.5
- μ [-] Součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem, voleno dle literatury [2] $\mu = 0,4$
- φ [°] Úhel opásání poháněcího bubnu, dle konstrukce $\varphi = 180^\circ$

3.18.7 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (46)$$

$$F_C = 4195,41 + 1397,15$$

$$F_C = 5592,563 \text{ N}$$

Kde:

- F_1 [N] Síla v horní větvi, dle kap. 3.18.5
- F_2 [N] Síla v dolní větvi, dle kap 3.18.6

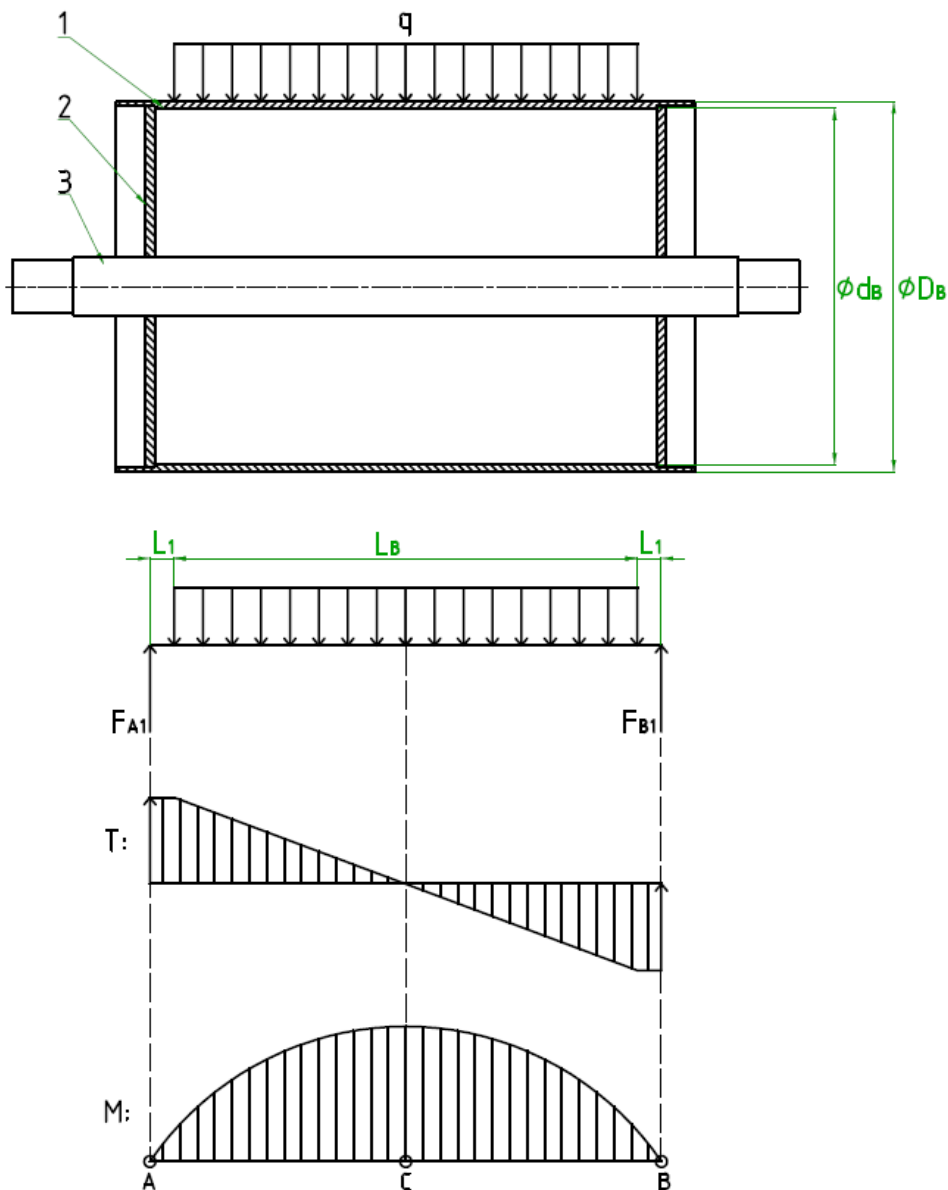


4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

4.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HANÉHO BUBNU

4.1.1 PRŮBĚH VVÚ NA BUBNU

Na obrázku 15 je znázorněn průběh výsledných vnitřních účinků na hnaném bubnu. Buben se skládá z pláště (pozice 1), dvou čel (pozice 2) a osy bubnu (pozice 3). Rozměry bubnu jsou uvedeny v tabulce 10.



Obr. 15 Průběh VVÚ na hnaném bubnu

Tab. 10 Rozměry hnaného bubnu

Rozměr [mm]							
L_1	L_2	L_3	L_B	d_B	D_B	d_1	d_2
21	85,2	19,2	400	308	320	45	50



4.1.2 VOLBA MATERIÁLU PLÁŠTĚ HANÉHO

Polotovarem pro zhotovení pláště hnaného bubnu je zvolena bezešvá trubka $\phi 324 \times 8$ mm, vybrána z literatury [7]. Tato trubka je vyrobena z oceli 11 353.1. Plášť bubnu je namáhaný střídavým ohybem, pro tuto ocel je dle literatury [8] dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Odo v 1} = 70$ až 105 MPa. Voleno $\sigma_{Odo v} = 70$ MPa.

4.1.3 URČENÍ SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ NA BUBNU

$$q = \frac{F_C}{L_B} \quad (47)$$

$$q = \frac{5592,56}{0,4}$$

$$q = 13981,4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- F_C [N] Celková síla namáhající buben, dle kap. 3.18.7
- L_B [m] Šířka spojitého zatížení, viz tab. 10

4.1.4 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA BUBNU

Momentová podmínka k bodu B:

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

$$q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_1 \right) - F_{A1} \cdot (2 \cdot L_1 + L_B) = 0 \quad (48)$$

$$F_{A1} = \frac{q \cdot L_B \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_1 \right)}{(2 \cdot L_1 + L_B)}$$

$$F_{A1} = \frac{13981,4 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,021 \right)}{(2 \cdot 0,021 + 0,4)}$$

$$F_{A1} = 2796,28 \text{ N}$$

Ze silové podmínky:

$$\sum T = 0$$

$$F_{A1} - q \cdot L_B + F_{B1} = 0 \quad (49)$$

$$F_{B1} = -2796,28 + 13981,4 \cdot 0,4$$

$$F_{B1} = 2796,28 \text{ N}$$



Kde:

- q [N·m⁻¹] Spojité zatížení, dle kap. 4.1.3
- L_B [m] Šířka spojitého zatížení
- L_1 [m] Vzdálenost mezi silou F_A a spojitým zatížením
- F_{A1} [N] Silová reakce v místě A
- F_{B1} [N] Silová reakce v místě B

4.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA BUBNU

Největší ohybový moment na bubnu je v místě C. Jak lze vidět na obrázku 15.

$$M_{Omax\ C} = F_{A1} \cdot \left(\frac{L_B}{2} + L_1 \right) - q \cdot \frac{L_B}{2} \cdot \frac{L_B}{4} \quad (50)$$

$$M_{Omax\ C} = 2796,28 \cdot \left(\frac{0,4}{2} + 0,021 \right) - 13981,4 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \frac{0,4}{4}$$

$$M_{Omax\ C} = 338,35\ Nm$$

4.1.6 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O\ C} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32 \cdot D_B} \quad (51)$$

$$W_{O\ C} = \frac{\pi \cdot (0,32^4 - 0,308^4)}{32 \cdot 0,32}$$

$$W_{O\ C} = 0,456 \cdot 10^{-3}\ m^3$$

Kde:

- d_B [m] Vnitřní průměr bubnu, viz tab. 10
- D_B [m] Vnější průměr bubnu, viz tab. 10

4.1.7 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ NA BUBNU

$$\sigma_{max\ C} = \frac{M_{Omax\ C}}{W_{O\ C}} \quad (52)$$

$$\sigma_{max\ C} = \frac{338,35}{0,456 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{max\ C} = 0,742\ MPa$$

Kde:

- $M_{Omax\ C}$ [N·m] Maximální ohybový moment na bubnu
- $W_{O\ C}$ [m³] Modul průřezu v ohybu v místě C



4.1.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI PLÁŠTĚ K MSP

$$k_C = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{\max C}} \quad (53)$$

$$k_C = \frac{70}{0,742}$$

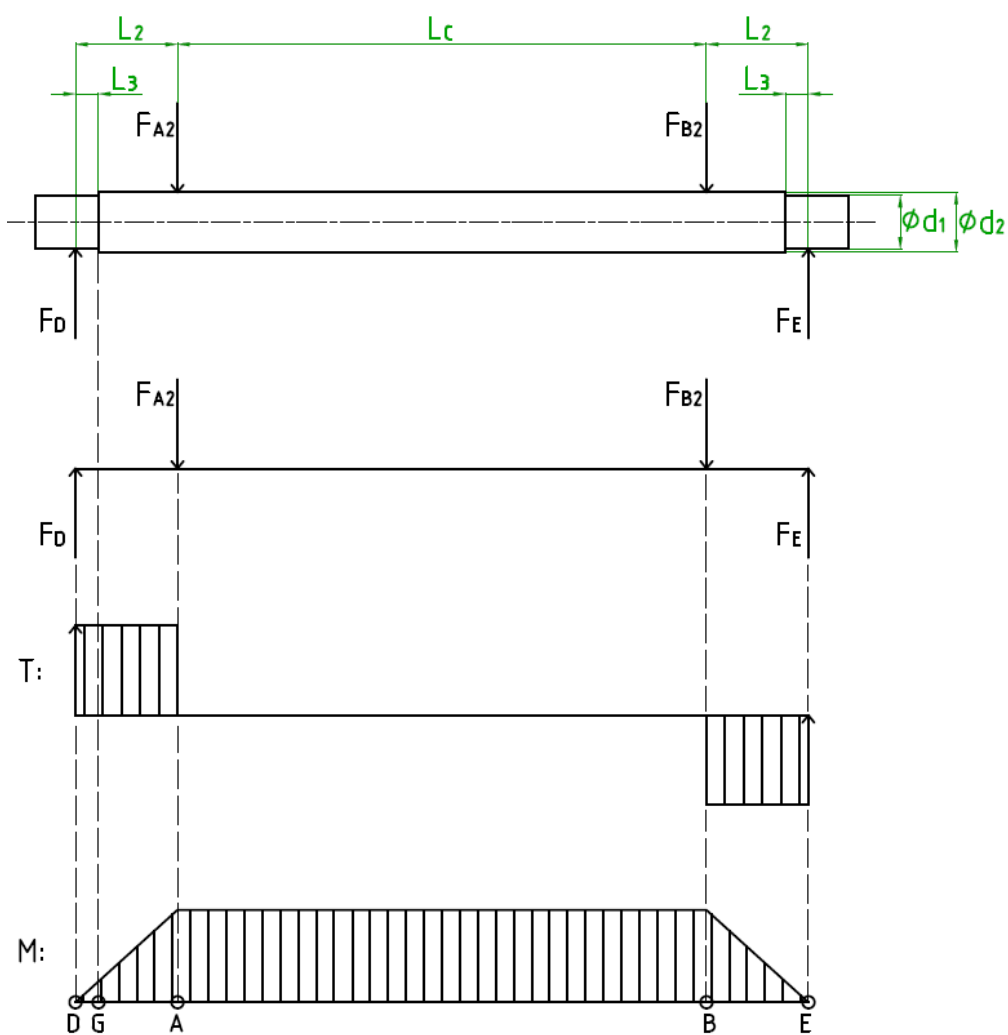
$$k_C = 92,3562$$

Kde:

- $\sigma_{O_{dov}}$ [MPa] Dovolené napětí v ohybu, dle kap. 4.1.2
- $\sigma_{\max C}$ [MPa] Maximální ohybové napětí na bubnu

4.2 VÝPOČET OSY HANÉHO BUBNU

4.2.1 PRŮBĚH VVÚ NA OSE HANÉHO BUBNU



Obr. 16 Průběh VVÚ na ose hnaného bubnu



Na obrázku 16 je znázorněn průběh vnitřních výsledných účinků na ose hnaného bubnu o rozměrech dle tabulky 10.

4.2.2 VOLBA MATERIÁLU OSY

Materiálem pro výrobu osy hnaného bubnu je zvolena konstrukční ocel 11 373. Osa je namáhána střídavým ohybem. Pro tuto ocel je dle literatury [8] dovolené napětí v ohybu $\sigma_{O_{dov2}} = 50$ až 75 MPa. Voleno $\sigma_{O_{dov2}} = 70$ MPa.

4.2.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$F_{A2} = F_{A1} \quad (54)$$

$$F_{B2} = F_{B1} \quad (55)$$

$$F_{A2} = 2796,281 \text{ N}$$

$$F_{B2} = 2796,28 \text{ N}$$

Kde:

- F_{A2} [N] Síla působící na osu v místě A
- F_{B2} [N] Síla působící na osu v místě B

Momentová podmínka k bodu D:

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

$$F_E \cdot (2 \cdot L_2 + L_C) - F_{A2} \cdot L_2 - F_{B2} \cdot (L_2 + L_C) = 0 \quad (56)$$

$$F_E = \frac{F_{A2} \cdot L_2 + F_{B2} \cdot (L_2 + L_C)}{(2 \cdot L_2 + L_C)}$$

$$F_E = \frac{2796,28 \cdot 0,0852 + 2796,28 \cdot (0,0852 + 0,442)}{(2 \cdot 0,0852 + 0,442)}$$

$$F_E = 2796,281 \text{ N}$$

Ze silové podmínky:

$$\sum T = 0$$

$$F_D - F_{A2} - F_{B2} + F_E = 0 \quad (57)$$

$$F_D = F_{A2} + F_{B2} - F_E$$

$$F_D = 2796,281 + 2796,281 - 2796,281$$

$$F_D = 2796,281 \text{ N}$$



Kde:

- F_E [N] Silová reakce v místě E
- F_D [N] Silová reakce v místě D
- F_{A2} [N] Síla působící na osu v místě A
- F_{B2} [N] Síla působící na osu v místě B
- L_C [m] Vzdálenost mezi silami F_{A2} a F_{B2}
- L_2 [m] Vzdálenost sil F_{A2}, F_{B2} od ložisek (Obr. 16)

4.2.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA OSE

Největší ohybový moment na ose hnaného bubnu je v místě A a B, jak lze vidět ve VVU (Obr. 16).

$$M_{Omax A} = F_D \cdot L_2 \quad (58)$$

$$M_{Omax A} = 2796,28 \cdot 0,0852$$

$$M_{Omax A} = 238,243 \text{ Nm}$$

Kde:

- F_D [N] Silová reakce v místě D
- L_2 [m] Vzdálenost sil F_{A2}, F_{B2} od ložisek

4.2.5 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O A} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \quad (59)$$

$$W_{O A} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32}$$

$$W_{O A} = 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Kde:

- d_2 [m] Průměr osy, viz tab. 10

4.2.6 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU NA OSE

$$\sigma_{max A} = \frac{M_{Omax A}}{W_{O A}} \quad (60)$$

$$\sigma_{max A} = \frac{238,243}{1,23 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma_{max A} = 19,414 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{Omax A}$ [N·m] Maximální ohybový moment na ose
- W_{OA} [m³] Modul průřezu v ohybu v místě A



4.2.7 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MSP

$$k_A = \frac{\sigma_{O\text{dov}2}}{\sigma_{\max A}} \quad (61)$$

$$k_A = \frac{70}{19,414}$$

$$k_A = 3,605$$

Kde:

- $\sigma_{O\text{dov}2}$ [MPa] Dovolené napětí v ohybu, dle kap. 4.1.2

- $\sigma_{\max A}$ [MPa] Maximální ohybové napětí na bubnu

4.2.8 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU V BODĚ G

$$M_{O\ G} = F_D \cdot L_3 \quad (62)$$

$$M_{O\ G} = 2796,281 \cdot 0,0192$$

$$M_{O\ G} = 53,689 \text{ Nm}$$

Kde:

- F_D [N] Silová reakce v místě D

- L_3 [m] Vzdálenost bodu G od ložiska (Obr. 16)

4.2.9 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O\ G} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \quad (63)$$

$$W_{O\ G} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{O\ G} = 8,946 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

- d_1 [m] Průměr osy, viz tab. 10

4.2.10 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ G

$$\sigma_{O\ G} = \frac{M_{O\max\ G}}{W_{O\ G}} \quad (64)$$

$$\sigma_{O\ G} = \frac{53,689}{8,946 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{O\ G} = 6,001 \text{ MPa}$$

- $M_{O\max\ G}$ [N·m] Ohybový moment na ose v místě G

- W_{OG} [m³] Modul průřezu v ohybu v místě G



4.2.11 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V BODĚ G

Součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu $\alpha = 2$, dle literatury [9]

$$\sigma_{max G} = \alpha \cdot \sigma_{0 G} \quad (65)$$

$$\sigma_{max G} = 2 \cdot 6,001$$

$$\sigma_{max G} = 12,003 \text{ MPa}$$

Kde:

- $\sigma_{0 G}$ [MPa] Ohybové napětí v bodě G

4.2.12 VÝPOČET BEZPEČNOSTI K MSP

$$k_G = \frac{\sigma_{0dov2}}{\sigma_{max G}} \quad (66)$$

$$k_G = \frac{70}{12,003}$$

$$k_G = 5,832$$

- σ_{0dov2} [MPa] Dovolené napětí v ohybu, dle kap. 4.1.2
 - $\sigma_{max G}$ [MPa] Maximální ohybové napětí v bodě G

4.3 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

4.3.1 POTŘEBNÁ ZÁTĚŽNÁ SÍLA PRUŽINY

$$F_p = \frac{F_C}{2} \quad (67)$$

$$F_p = \frac{5592,563}{2}$$

$$F_p = 2796,281 \text{ N}$$

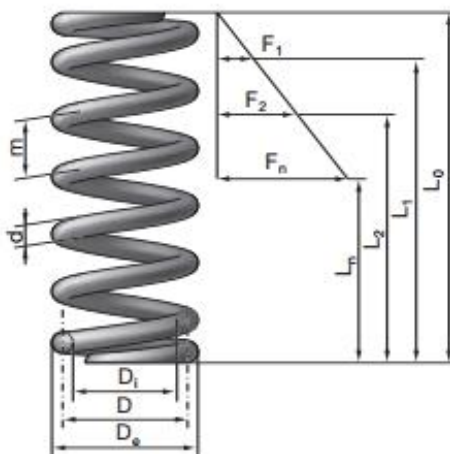
Kde:

- F_C [N] Celková síla namáhající buben, dle kap. 3.18.7



4.3.2 VOLBA PRUŽINY

Pro nastavení správného napnutí hnaného bubnu je zvolena dvojice tlačných pružin z pružinové oceli od firmy Hennlich. Její parametry jsou uvedeny v tabulce 11.



Obr. 17 Tlačná pružina Hennlich[11]

Tab. 11 Údaje o tlačné pružině Hennlich

Rozměry [mm]			Tuhost pružiny k_p [N.mm ⁻¹]	Síla při plně zatížené pružině F_{pN} [N]	Počet činných závitů N [-]	Celkový počet závitů N_t [-]
Průměr drátu d_p	Střední průměr pružiny D	Délka pružiny ve volném stavu L_0				
9,0	39,7	128	144,2	5655	6	7

4.3.3 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY K VYVOZENÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY

$$y_p = \frac{F_p}{k_p} \quad (68)$$

$$y_p = \frac{2796,281}{144,2}$$

$$y_p = 19,392 \text{ mm}$$

Kde:

- F_p [N] Potřebná zátěžná síla pružiny
- k_p [N.mm⁻¹] Tuhost pružiny, viz tabulka 11



4.3.4 STLAČENÍ PRUŽINY V PLNĚ ZATÍŽENÉM STAVU

$$y_N = \frac{F_{pN}}{k_p} \quad (69)$$

$$y_N = \frac{5655}{144,2}$$

$$y_N = 39,216 \text{ mm}$$

Kde:

- F_{pN} [N] Síla při plně zatížené pružině, viz tabulka 11
- k_p [N.mm⁻¹] Tuhost pružiny

4.3.5 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDŮ ZÁVITŮ

$$L_9 = d_p \cdot n_t \quad (70)$$

$$L_9 = 9 \cdot 7$$

$$L_9 = 63 \text{ mm}$$

Kde:

- d_p [mm] Průměr drátu pružiny, viz tabulka 11
- n_t [-] Celkový počet závitů pružiny, viz tabulka 11

4.4 KONTROLA MATICE NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

4.4.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ŠROUBU A MATICE

Pro napínání hnaného bubnu je zvolen šroub M16x1,5 DIN 976 z oceli pevnostní třídy 8.8 a matice M16x1,5 ČSN EN ISO 4032, pevnostní třídy 5.6. Dovolенý tlak v závitech pro ocel pevnostní třídy 5.6 je dle literatury [8] $p_D = 70 \text{ MPa}$.

4.4.2 TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_{pN}}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)} \quad (71)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 5655}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)}$$

$$p_z = 13,350 \text{ MPa}$$

Kde:

- F_{pN} [N] Síla při plně zatížené pružině
- m [mm] Výška matice
- P [mm] Rozteč závitů
- d_s [mm] Jmenovitý průměr závitu
- D_1 [mm] Malý průměr závitu matice



4.4.3 KONTROLA MATICE

$$p_D \geq p_z \quad (72)$$

$$70 \geq 13,350$$

Kde:

- p_D [MPa] Dovolený tlak v závitu, dle kap.4.4.1
- p_z [MPa] Tlak v závitu, dle kap. 4.4.2

4.5 KONTROLA ZÁVITOVÉ TYČE NA TAH

Napínací závitová tyč je dle konstrukce namáhána tahem. Šroub pevnostní třídy 8,8 má mez kluzu v tahu $Re = 640$ MPa.

Pro výpočet tahového napětí je uvažována síla při plně stlačené pružině.

4.5.1 DOVOLENÉ NAPĚTÍ V TAHU

$$\sigma_{tDov} = \frac{Re}{k} \quad (73)$$

$$\sigma_{tDov} = \frac{640}{3}$$

$$\sigma_{tDov} = 213,333 \text{ MPa}$$

Kde:

- k [-] Součinitel bezpečnosti, voleno $k = 3$

4.5.2 PRŮŘEZ ZÁVITOVÉ TYČE

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{s2} + d_{s3}}{2} \right)^2 \quad (74)$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{15,026 + 14,16}{2} \right)^2$$

$$A_s = 167,255 \text{ mm}^2$$

Kde:

- d_{s2} [mm] Střední průměr závitu, dle literatury [8], $d_{s2} = 15,026$ mm
- d_{s3} [mm] Nejmenší průměr závitu, dle literatury [8], $d_{s3} = 14,16$ mm



4.5.3 MAXIMÁLNÍ TAHOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_s = \frac{F_{pN}}{A_s} \quad (75)$$

$$\sigma_s = \frac{5655}{167,255}$$

$$\sigma_s = 33,811 \text{ MPa}$$

Kde:

- F_{pN} [N] Síla při plně zatížené pružině
- A_s [mm²] Průřez závitové tyče

4.5.4 KONTROLA

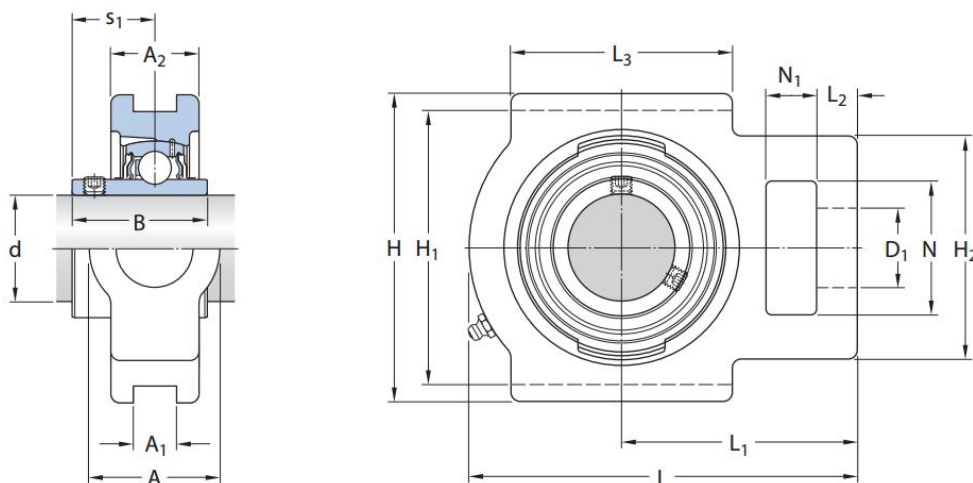
$$\sigma_{tDov} \geq \sigma_s \quad (76)$$

213,333 > 33,811 MPa => podmínka splněna, závitová tyč namáhání tahem vydrží

4.6 KONTROLA ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

4.6.1 VOLBA LOŽISKA

Pro uložení osy hnaného bubnu byla zvolena napínací ložisková jednotka SKF TU 45 TF (Obr. 18), jejíž součástí je naklápěcí ložisko YAR 209-2F [10]. Rozměry ložiskové jednotky jsou uvedeny v tabulce 12.



Obr. 18 Ložisková jednotka YAR 209-2F [10]

Tab. 12 Rozměry ložiskové jednotky SKF TU 45TF

Rozměr [mm]										
d	A ₁	A ₂	B	D ₁	N	N ₁	H	H ₁	L	L ₁
45	17,5	35	49,2	29	49	19	117	101	144	87



4.6.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Pro výpočet trvanlivosti ložiska je použit online program SKF Bearing Calculator [12]. Z obrázku 19 je patrné, že při zatížení ložiska radiální silou odpovídající plně stlačené pružině je základní trvanlivost ložiska 44 800 hodin.

Input parameters		Result	
F_r Radial load	5.655 kN	L_{10mh} SKF rating life	424000 hour
F_a Axial load	0 kN	a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	9.45
n_i Rotational speed of the inner ring	75 r/min	κ Viscosity ratio	5.78
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C	P Equivalent dynamic bearing load	5.66 kN
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)	η_c Factor for contamination level	0.72
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)	ν₁ Required kinematic viscosity for κ=1	138.9 mm ² /s
Grease used in the bearing	VT307	L_{10h} Basic rating life	44800 hour
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s	C/P Load ratio	5.9
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s		

Obr. 19 Výstup z SKF Bearing Calculator



5 VÝSLEDNÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Na obrázku 20 je znázorněno výsledné řešení konstrukce pásového dopravníku. Model je vytvořen v programu Autodesk Inventor. Sestavný výkres dopravníku a výkres svarku rámu napínací stanice jsou zpracovány v programu Autodesk AutoCAD a jsou součástí přílohy.



Obr. 20 Pásový dopravník

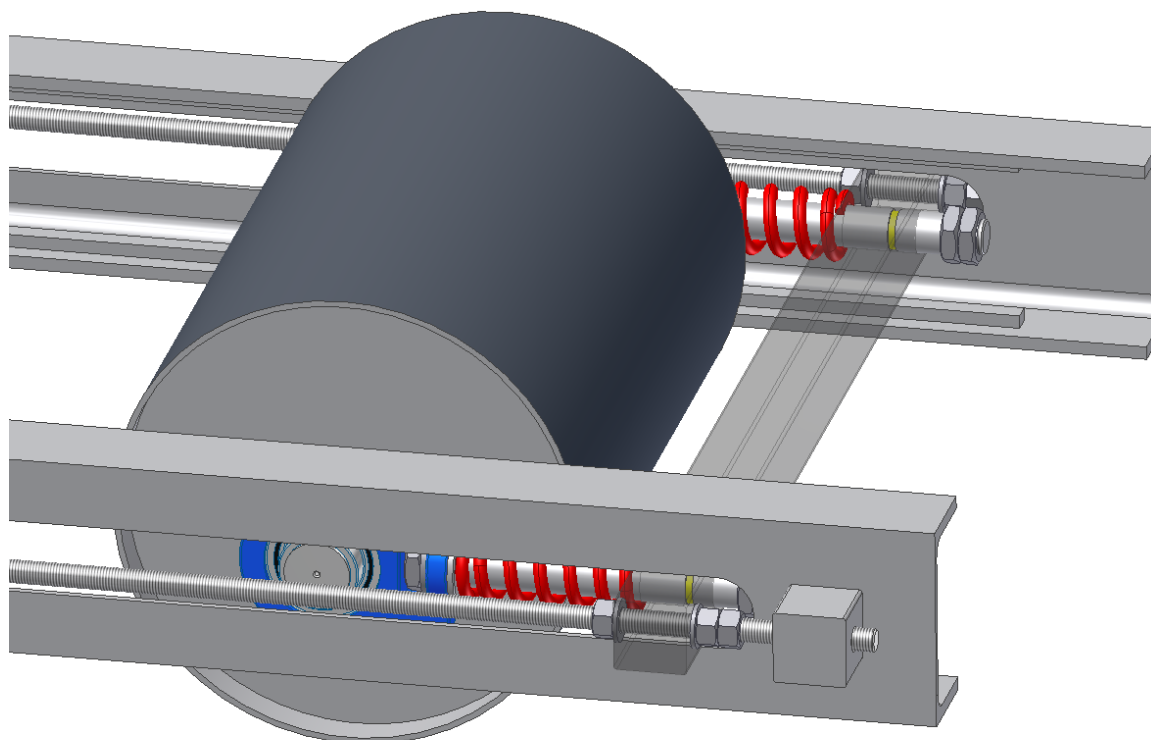


5.1 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Z obrázku 21 je patrné, že napínání pásu je provedeno na hnaném bubnu, pomocí dvou šroubů M16x1,5. Pro zajištění potřebné napínací síly je použita dvojice tlačných pružin od firmy Hennlich. Tyto pružiny jsou umístěny na trnech. Dostatečné napnutí pásu zjistíme pomocí žlutých značek, které indikují správné stlačení pružin (Obr. 22). Hnaný buben je uložen v ložiskových jednotkách od firmy SKF, které se pak pohybují po vedení vyrobeném z tyčí 14x9 tažených za studena. Vedení je k rámu napínacího zařízení přimontováno šrouby se zápusťnou hlavou. Rám napínacího zařízení je vyroben z válcovaného profilu UPE 140.



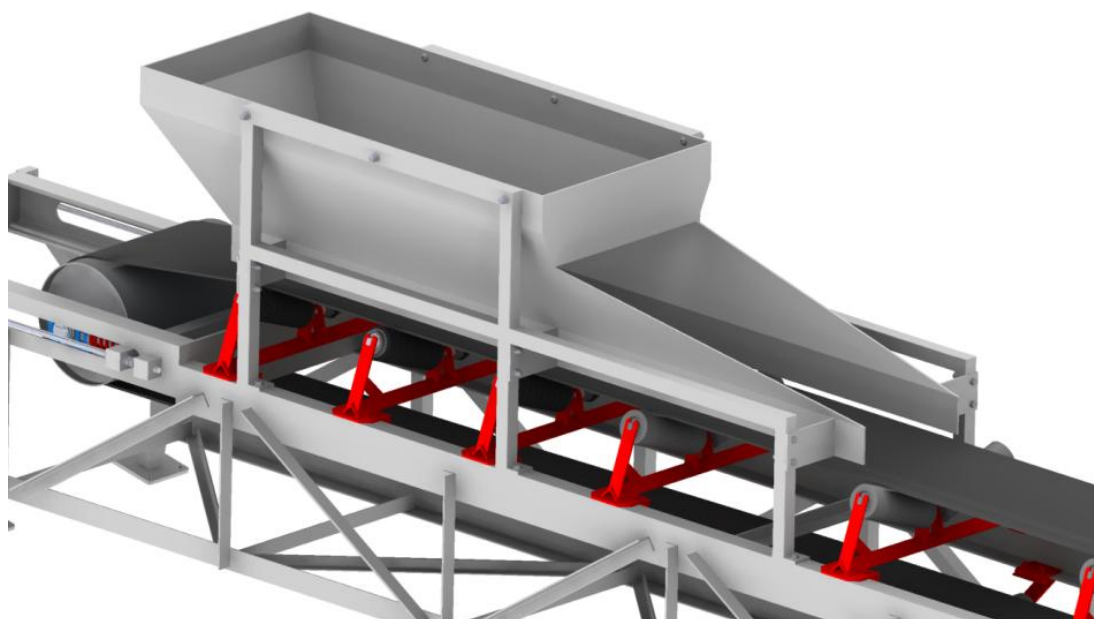
Obr. 21 Napínací zařízení



Obr. 22 Detailní pohled napínání

5.2 KONSTRUKCE NÁSYPKY

Násepka je svařena z plechů o tloušťce 6 mm. Násepku nese jádrová konstrukce, která je sešroubovaná s rámem dopravníku (Obr. 23). Součástí násepky je i 1,35 metrů dlouhé boční vedení.

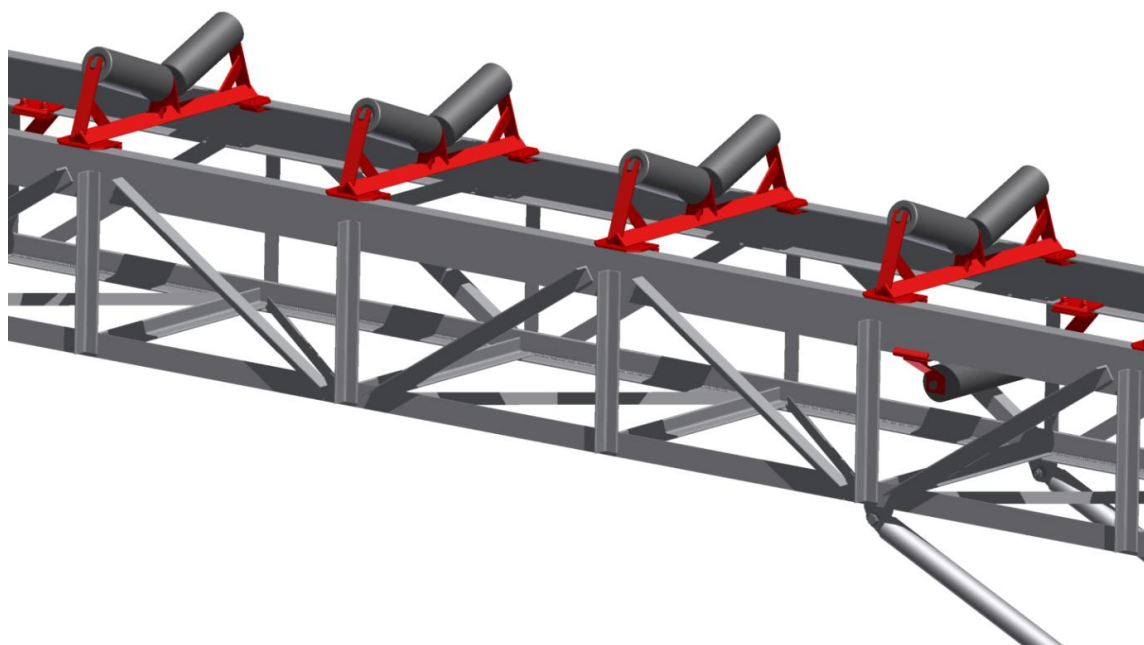


Obr. 23 Násepka



5.3 KONSTRUKCE RÁMU

Konstrukce rámu je složena z pěti dílčích segmentů o rozměrech 5 až 7 metrů. Ty se k sobě při montáži sešroubují. Rám je vyroben z hlavních nosníků U120 a příhradové konstrukce svařené z L profilů válcovaných za tepla. Příhradová konstrukce zajišťuje zmenšení průhybů rámu. Stoličky se k rámu šroubují pomocí úchytů bez vrtání do konstrukce.



Obr. 24 Konstrukce rámu dopravníku



5.5 KONSTRUKCE STOJIN

Celá délka dopravníku je nesena třemi stojinami. Ty jsou zakotveny do betonového základu a s konstrukcí dopravníku jsou sešroubovány. Stojiny mají pro lepší stabilitu rozšířenou základnu a v podélném směru dopravníku jsou vyztuženy montovanou trubkovou konstrukcí, která zajišťuje stabilitu např. při velké setrvačné síle při rozběhu dopravníku. Stojiny jsou vyrobeny z ocelových profilů HEB 100 a jejich výstuž z jácklu.



Obr. 25 Konstrukce stojin



ZÁVĚR

Cílem této práce je navrhnout konstrukci šikmého pásového dopravníku pro dopravu recyklovaného kameniva.

Nejprve je popsán pásový dopravník, jeho funkce a jednotlivé dílčí komponenty. Dále je proveden funkční výpočet na základě zadaných parametrů podle normy ČSN ISO 5048. V průběhu toho výpočtu jsou voleny nebo vybírány jednotlivé komponenty pásového dopravníku, od dopravního pásu, po pohon dopravníku. V následující části práce je provedena pevnostní kontrola osy hnaného bubnu na střídavý ohyb, jsou vybrány vhodné pružiny pro napínací stanici a vypočteno jejich stlačení. Dále je provedena kontrola napínacího šroubu na otláčení a tah. Tato část končí výpočtem trvanlivosti ložisek. Na závěr je shrnutí vlastního konstrukčního řešení se stručným popisem.

K práci je přiložen sestavný výkres dopravníku a sestava svarku rámu napínací stanice.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [2] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonů a tahových sil*. Praha: český normalizační institut, 1994.
- [3] Wikipedie: *Pásový dopravník*. [online]. [cit. 2015-03-13].
Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%BD_dopravn%C3%ADk
- [4] GTK: *Válečkové stolice*. [online]. [cit. 2015-03-13].
Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=stanicka&language=cz>
- [5] ABTechnology: *Čistič pásu*. [online]. [cit. 2015-03-13].
Dostupné z: <http://www.abtechnology.cz/index.php/produkty/sterace-dopravnich-pasu/>
- [6] Gumex: *Dopravní pásy*. [online]. [cit. 2015-03-13].
Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [7] Feron: *Sortimentní katalog: Bezešvé trubky* [online]. [cit. 2015-03-24].
Dostupné z: <http://www.feron.cz/cze/katalog/detail.php?id=34442>
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] SKF: *Ložiskové jednotky*. [online]. [cit. 2015-04-07].
Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>
- [11] HENNLICH: *Tlačné pružiny*. [online]. [cit. 2015-05-02].
Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_deltatone_reduce.pdf
- [12] SKF: *SKF Bearing Calculator*. [online]. [cit. 2015-05-03].
Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectCalculation.action#>
- [13] ČERNOCH, J. *Pásový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 36 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

δ	[°]	sklon dopravníku
$(h/a_0)_{adm}$	[-]	největší dovolený průvès pásu
η_1	[-]	účinnost motoru
$\sigma_{O_{dov\ 1}}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro materiál pláště bubnu
$\sigma_{O_{dov\ 2}}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu pro materiál osy bubnu
$\sigma_{max\ A}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na ose (místo A)
$\sigma_{max\ C}$	[MPa]	maximální ohybové napětí na bubnu (místo C)
$\sigma_{max\ G}$	[MPa]	maximální ohybové napětí v místě G
$\sigma_o\ G$	[MPa]	ohybové napětí na ose v místě G
σ_{ξ}	[MPa]	maximální tahové napětí
$\sigma_{t\ Dov}$	[MPa]	dovolené tahové napětí
A	[m ²]	dotyková plocha mezi čističem a pásem
a_{do}	[m]	rozteč dopadových válečků v horní větvi
a_o	[m]	rozteč válečků v horní větvi
A_s	[mm ²]	průřez závitové tyče
a_u	[m]	rozteč válečků v dolní větvi
B	[m]	šířka pásu
b	[m]	využitelná ložná šířka pásu
b_1	[m]	světlá šířka bočního vedení
B_c	[m]	šířka čističe pásu
C_e	[-]	součinitel korytkovosti
d	[m]	tloušťka pásu
d_1	[m]	průměr osy hnaného bubnu v místě ložisek
D_1	[mm]	malý průměr závitu matice
d_2	[m]	průměr osy v místě A
D_B	[m]	průměr hnaného bubnu
D_B	[m]	vnější průměr bubnu
d_B	[m]	vnitřní průměr bubnu
dp	[mm]	průměr drátu pružiny
d_{ξ}	[mm]	jmenovitý průměr závitu
$d_{\xi 2}$	[mm]	střední průměr závitu
$d_{\xi 2}$	[mm]	nejmenší průměr závitu



f	[-]	globální součinitel tření
F	[N]	průměrný tah v pásu na buben
F_2	[N]	síla v dolní větvi
F_{2mil}	[N]	minimální síla ve spodní větvi potřebná pro přenos obvodové síly
F_a	[N]	odpor shrnovače materiálu
F_{A1}	[N]	reakce v bodě A
F_{A2}	[N]	radiální síla na osu v bodě A
F_{B1}	[N]	reakce v bodě B
F_{B2}	[N]	radiální síla na osu v bodě B
F_{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_C	[N]	celková síla namáhající buben
F_D	[N]	reakce na osu v bodě D
F_{Dp}	[N]	pevnost zvoleného pásu
F_E	[N]	reakce na osu v bodě E
F_f	[N]	odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
F_{gl}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	hlavní odpory
F_l	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech
F_{max}, F_1	[N]	největší tahová síla v pásu
$F_{min d}$	[N]	nejmenší tahová síla v dolní větvi s ohledem na průvės pásu
$F_{min h}$	[N]	nejmenší tahová síla v horní větvi s ohledem na průvės pásu
F_N	[N]	vedlejší odpory
F_p	[N]	potřebná zátěžná síla pružiny
F_{pN}	[N]	síla při plně zatížené pružině
F_r	[N]	odpor čističe pásu
F_{S1}	[N]	přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpor od překonání dopravní výšky
F_t	[N]	odpor v ložiskách bubnu
F_U	[N]	obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu
F_{Umax}	[N]	maximální obvodová hnací síla
F_ε	[N]	odpor válečků vychýlených ve směru pásu
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení



H	[m]	výškový rozdíl
I_m	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	hmotnostní dopravní výkon
I_V	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	objemový dopravní výkon
k	[-]	součinitel sklonu
k_1	[-]	součinitel korekce vrchlíku
k_A	[-]	bezpečnost osy k MSP v místě A
k_C	[-]	bezpečnost pláště k MSP v místě C
k_G	[-]	bezpečnost osy k MSP v místě G
k_p	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$	tuhost pružiny
L	[m]	osová vzdálenost
l	[m]	délka bočního vedení
L_1	[m]	rozměr
L_2	[m]	rozměr
L_3	[m]	rozměr
L_9	[mm]	mezní délka pružiny
l_b	[m]	urychlovací délka
L_B	[m]	délka spojitého zatížení
L_B	[m]	délka spojitého zatížení
L_C	[m]	rozměr
l_d	[m]	délka dopadové části
m	[mm]	výška matice
M_{oB}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	ohybový moment k bodě B
M_{oD}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	ohybový moment k bodě D
M_{oG}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	ohybový moment na ose (místo G)
$M_{o\max A}$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	maximální ohybový moment na ose (místo A)
$M_{o\max C}$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	maximální ohybový moment na bubnu (místo C)
n_t	[-]	celkový počet závitů pružiny
p	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-2}]$	tlak mezi čističem a pásem
P	[mm]	rozteč závitů
P_1	[-]	počet válečkových stolic horní větvi (s hladkými válečky)
P_{1d}	[-]	počet válečkových stolic horní větvi (s dopadovými válečky)
P_2	[-]	počet válečkových stolic dolní větvi
P_A	[W]	potřebný provozní výkon pohonu na hnacím bubnu



p_D	[MPa]	dovolený tlak v závitech
P_M	[W]	potřebný provozní výkon poháněcího motoru
p_z	[MPa]	tlak v závitech
Q	[kg·s ⁻¹]	dopravní výkon
q	[N·m ⁻¹]	spojité zatížení
q_1	[kg]	hmotnost rotujících částí hladkého válečku v horní větvi
q_{1d}	[kg]	hmotnost rotujících částí dopadového válečku v horní větvi
q_2	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi
q_B	[kg]	hmotnost 1 metru dopravního pásu
q_G	[kg]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky
q_{RO}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v horní větvi
q_{RU}	[kg]	hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky v dolní větvi
R_{mp}	[N·mm ⁻¹]	udávaná pevnost pásu
S	[m ²]	celková plocha průřezu pásu
S_1	[m ²]	horní plocha průřezu náplně pásu
S_2	[m ²]	spodní plocha průřezu náplně pásu
S_T	[-]	teroretický průřez náplně pásu
t_c	[m]	tloušťka čističe pásu
v	[m·s ⁻¹]	rychlost dopravního pásu
v_0	[m·s ⁻¹]	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pásu
W_{oA}	[m ³]	modul průřezu osy v ohybu v místě A
W_{oC}	[m ³]	modul průřezu pláště bubnu v ohybu v místě C
W_{oG}	[m ³]	modul průřezu osy v ohybu v místě G
y_p	[mm]	potřebné stlačení pružiny
α	[°]	sypný úhel
α	[-]	součinitel tvaru pro přechod v pravém úhlu
β	[°]	úhel sklonu válečků
δ_{max}	[°]	maximální sklon dopravníku
ε	[°]	úhel vychýlení osy válečků ve směru pohybu pásu
θ	[°]	dynamický sypný úhel
μ	[-]	součinitel tření mezi pásem a hnacím bubnem
μ_0	[-]	součinitel tření mezi válečky a pásem
μ_1	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem



μ_2	[-]	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
μ_3	[-]	součinitel tření mezi čističem pásu a pásem
φ	[°]	úhel opásání hnacího bubnu
ξ	[-]	součinitel rozběhu
ρ	[kg·m ⁻³]	objemová sypná hmotnost
.		



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu	Název	Druh výkresu	List
0-3P/3-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/4
4-3P/3-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	2/4
4-3P/3-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	3/4
4-3P/3-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	4/4
1-3P/3-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	výkres podsestavy	1/4
4-3P/3-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	2/4
4-3P/3-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	3/4
4-3P/3-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	4/4