

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 DRCENÉ KAMENIVO

BELT CONVEYOR FOR CRUSHED AGGREGATE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN KOHOUTEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN JONÁK

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Martin Kohoutek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Martin Jonák**
Akademický rok: 2015/16

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

Pásový dopravník pro drcené kamenivo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést funkční výpočet a konstrukční návrh pásového dopravníku a vytvořit výkresovou dokumentaci.

Parametry:

- dopravní výkon: 70000 kg/h,
- výškový rozdíl: 7 m,
- materiál: drcené kamenivo o zrnitosti 0 - 32 mm.

Cíle bakalářské práce:

Provedte rešerši (včetně rozboru vlastností přepravovaného materiálu) a funkční výpočet pásového dopravníku dle zadaných parametrů.

Navrhňte délku dopravníku, pohon a napínací zařízení.

Dále navrhňte konstrukci a provedte pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků a nakreslete příslušné výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce.

Seznam literatury:

Janíček, P., Ondráček, E. a Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost, skripta VUT Brno.

Gajdůšek, J. a Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT v Praze.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIAM. ISBN 978-80-214-2629-0.

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

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

V této bakalářské práci je cílem provést konstrukční návrh pásového dopravníku pro dopravu drčeného kameniva dané zrnitosti, zadaný dopravní výkon $70000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a zadanou dopravní výšku 7 m. V této práci jsou stručně popsány hlavní části pásového dopravníku, dále je proveden funkční výpočet dle platné normy ČSN ISO 5048, návrh základních rozměrů, pohonu, napínacího zařízení a pevnostní výpočet vybraných částí pásového dopravníku. Práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, kamenivo, dopravní pás, napínací zařízení, hnaný buben

ABSTRACT

In this bachelor thesis is to implement the structural design of the conveyor belt for transporting of crushed aggregate of the granularity specified transport capacity 70000 kg/h and entering the transport height of 7 m. In this paper briefly describes the main portion of the belt conveyor further functional calculations performed according to valid standards CSN ISO 5048, design of basic dimensions, drive, tensioning devices and stress analysis of selected parts of the conveyor belt. The work is accompanied by the required drawings.

KEYWORDS

Belt conveyor, aggregate, tensioning device, driven drum



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOHOUTEK, M. *Pásový dopravník pro drcené kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 66 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Martin Kohoutek



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Martinu Jonákovi za odborné rady, které mi pomohly dokončit tuto práci. Dále chci poděkovat svým blízkým, kteří se mnou měli trpělivost při psaní závěrečné práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Cíle práce.....	11
1.1 Cíle práce	11
2 Pásové dopravníky.....	12
2.1 Rozdělení pásových dopravníků	12
2.2 Schéma pásového dopravníku.....	13
.....	13
3 Hlavní části dopravníku a jejich volba	14
3.1 Dopravní pás	14
3.2 Válečkové stolice	15
3.3 Válečky	16
3.4 Bubny	19
3.5 Stěrač pásu	21
3.6 Napínací zařízení	22
3.7 Nosná konstrukce.....	23
4 Rozbor dopravovaného materiálu.....	25
4.1 Pojem kamenivo.....	25
4.2 Drcené kamenivo	25
4.3 Velikost zrn.....	25
4.4 Výskyt ložisek pro drcené kamenivo	25
4.5 Technologie těžby a výroba drceného kameniva	26
5 Funkční výpočet	28
5.1 Zadané hodnoty.....	28
5.2 Sklon dopravníku	28
5.3 Dopravní délka.....	28
5.4 Volba rychlosti dopravního pásu	28
5.5 Teoretická plocha náplně pásu.....	28
5.6 Volba šířky pásu	29
5.7 Celková plocha průřezu náplně.....	29
5.8 Skutečná plocha náplně pásu	30
5.9 Kontrola pásu na ložný prostor	31
5.10 Dopravní výkon.....	32
5.11 Kontrola dopravního výkonu	32
5.12 Hlavní odpory.....	32



5.13	Vedlejší odpory	35
5.14	Přídavné hlavní odpory	38
5.15	Přídavné vedlejší odpory	38
5.16	Odpor pro překonání dopravní výšky	40
5.17	Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu	40
5.18	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu	40
5.19	Potřebný provozní výkon hnacího motoru	41
5.20	Síly v pásu	41
6	Pevnostní výpočet	46
6.1	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu	46
6.2	Kontrola ložiskové jednotky hnaného bubnu	50
6.3	Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení	52
	Závěr	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh	64



ÚVOD

Pásové dopravníky jsou zařízení určená pro dopravu sypkých materiálů i kusového zboží a to většinou ve vodorovném nebo mírně šikmém směru. Dopravní pás tvoří tažný i nosný orgán pro dopravovaný materiál. Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých látek díky těmto výhodám: vysoká dopravní rychlost, vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, snadná údržba, nízká energetická náročnost, možnost nakládání a vykládání materiálu v libovolném místě. [1]

Pohon pásu je obvykle asynchronním elektromotorem s kroužkovou kotvou nebo kotvou na krátko přes poháněcí buben. Zpětnému chodu dopravníku zabrání čelist'ová brzda. Nosnou částí dopravníku je obvykle ocelová konstrukce. [2]



Obr. 1 Pásový dopravník



1 CÍLE PRÁCE

1.1 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je provést rešerši a funkční výpočet pásového dopravníku pro dopravu drceného kameniva dle zadaných parametrů. Navrhnout délku dopravníku, pohon a napínací zařízení. Dále navrhnout konstrukci, provést pevnostní výpočet vybraných konstrukčních prvků a vytvořit výkresy dle pokynů vedoucího práce.



2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

2.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásové dopravníky dělíme dle [1]

2.1.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

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

2.1.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

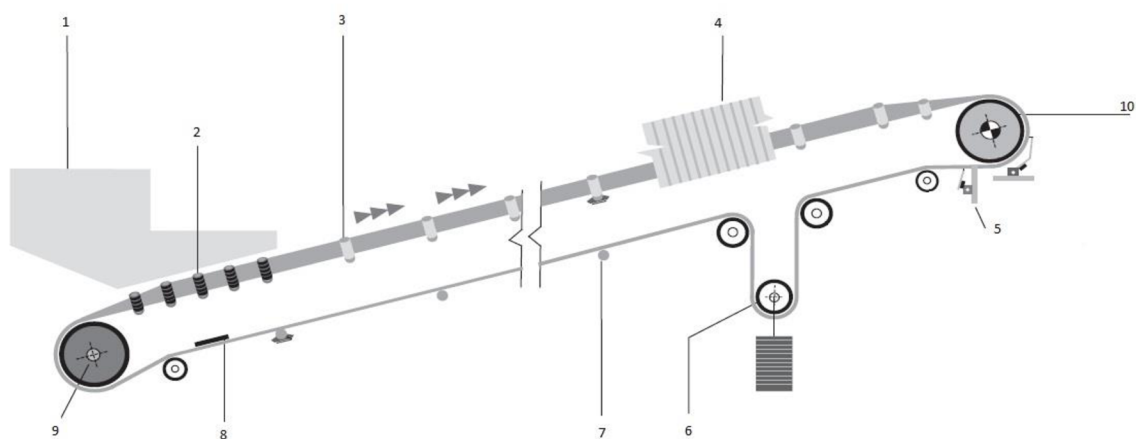
- Dopravníky vodorovné
- Dopravníky šikmé
- Dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- Dopravníky kombinované (např. s dvojitou změnou směru – kombinace konkávního a konvexního)

2.1.3 PODLE PŘEVODNÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

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



2.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



*Obr. 2 Schéma pásového dopravníku [17];
1 - násypka; 2- dopadové válečky; 3 -nosné válečky; 4- kryt dopravníku; 5- čistič pásu; 6- napínací zařízení; 7- vratné válečky; 8- dopravní pás; 9- hnací buben; 10- hnací buben*



3 HLAVNÍ ČÁSTI DOPRAVNÍKU A JEJICH VOLBA

3.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jednou z hlavních částí pásového dopravníku tvořící nekonečnou smyčku, která přenáší veškeré odpory, které vznikají při jeho oběhu, dále funguje jako nosný element po celé délce dopravníku a zároveň plní funkci tažného prvku. Dopravní pásy jsou složeny z nosné kostry tvořené textilními vložkami z bavlny, polyamidu, nebo z jejich kombinací oboustranně ohraněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou navzájem spojeny tenkými pryžovými vrstvami. Horní krycí vrstva chrání textilní kostru před abrazivními vlivy dopravovaného materiálu, atmosférickými vlivy a 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]

Spojování pásu se provádí lepením za studena, vulkanizací nebo mechanickými svěrkami. Pevnost pásů tohoto typu se pohybuje od 160 do 3150 N/mm podle materiálu, počtu vložek a šířky pásu která se pohybuje od 400 do 2400 mm. [2]

3.1.1 VOLBA PÁSU

Na základě hodnot v kapitole 5.6 volím pryžový pás pro průmyslové použití EP250/2 (obr. 3) od výrobce Gumex. Tento pás je velmi odolný proti opotřebení a je určen pro přepravu vysoce abrazivního, sypkého a zrnitého materiálu [15]. Technické parametry zvoleného pásu jsou uvedeny v tab. 1.



Obr. 3 Dopravní pás EP 250/2 [15]



Tab. 1 Parametry dopravního pásu [15]

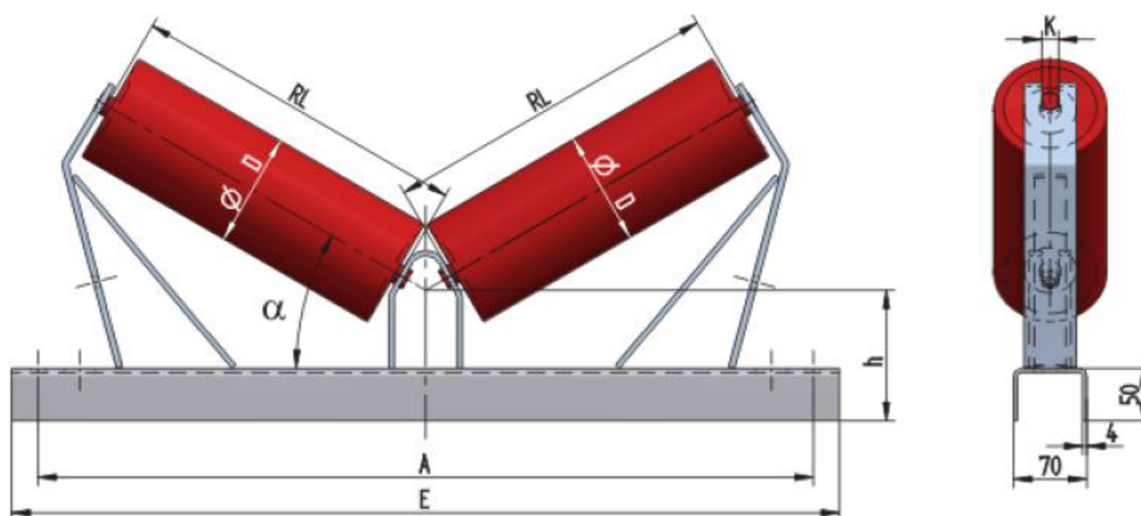
Pevnost [N/mm]	Typ	Počet vložek	Šířka [mm]	Krycí vrstvy	Síla [mm]	Min. Ø hnacího bubnu [mm]	Hmotnost [kg/m ²]
250	EP 250	2	400	3+2	6,8	200	3,7

3.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice patří mezi základní stavební část pásových dopravníků. Jejich účelem je podpora dopravního pásu nesoucí dopravovaný materiál. Do válečkových stolic se vkládají válečky, které tvoří korýtko pásového dopravníku [4]. Pro kusovou dopravu se používají jedno válečkové stolice. Pro sypký materiál se stolice skládají ze dvou, tří či více válečků. V poslední době se používají girlandové válečkové stolice, u kterých jsou válečky otočně uloženy na ocelovém laně. To umožňuje vyšší úhly sklonu válečků [1]. Vnější válečky mohou být vzhledem k horizontální rovině skloněny a změnou úhlu sklonu je ovlivňován příčný průřez na pásu. Válečkové stolice jsou vyráběny v několika typech. [4]

3.2.1 VÁLEČKOVÁ STOLICE NOSNÉ VĚTVE

Pro nosnou větev jsou určeny korýtkové válečkové stolice. Dle zvolené šířky pásu volím válečkovou stolicí PE2-125 (obr. 4) od výrobce GTK [9]. Z důvodu středění pásu jsou válečky v krajních válečkových stolicích skloněny o 1° ve směru pohybu pásu. Základní údaje o válečkové stolicí jsou v tab. 2.



Obr. 4 Válečková stolice PE2-125 GTK [9]



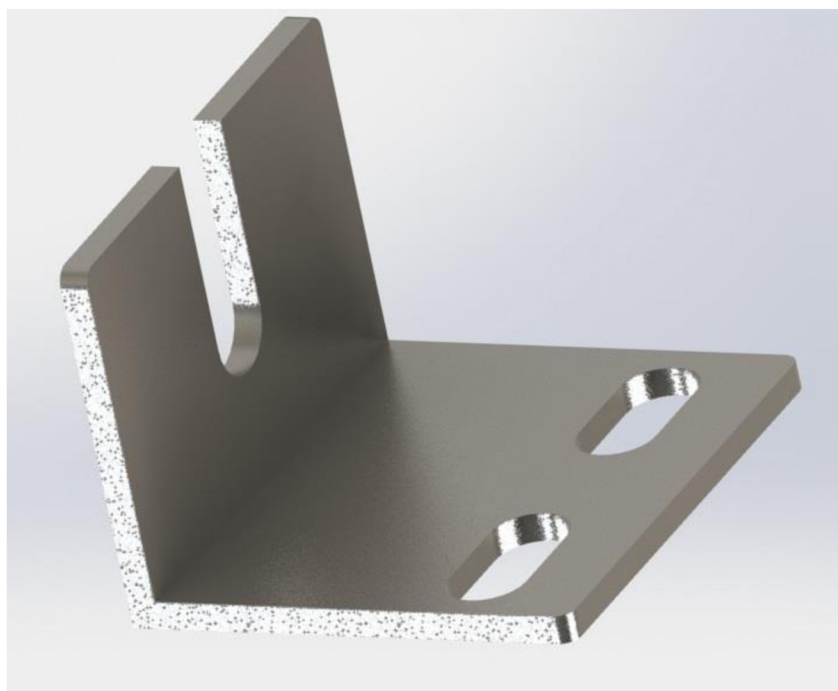
Tab. 2 Parametry válečkové stolice PE2-125 [9]

Šířka pásu [mm]	Sklon válečků [°]	ØD [mm]	RL [mm]	h [mm]	A [mm]	E [mm]	Hmotnost [kg]
400	20	89	250	125	640	690	4,9

3.2.2 VÁLEČKOVÁ STOLICE VRATNÉ VĚTVE

Pro vratnou větev pásu se většinou používají válečkové stolice rovné [1]. Mohou být osazeny diskovými válečky pro dočištění pásu od zbytků dopravovaného materiálu.

Jako vratnou stolicí volím navržené držáky (obr. 5) z materiálu S235JRG1 (ČSN 11 373). Do těchto držáků jsou vloženy vratné válečky. Držáky jsou přišroubovány ke spodní části nosného rámu dopravníku.



Obr. 5 Držák vratné válečkové stolice

3.3 VÁLEČKY

Válečky tvoří podporu pro dopravní pás a zároveň jej vedou. Díky svému uspořádání v nosné nebo vratné stolici tvoří požadovaný ložný průřez. Dle konstrukčního uspořádání je dělíme dle [1] jako válečky s:

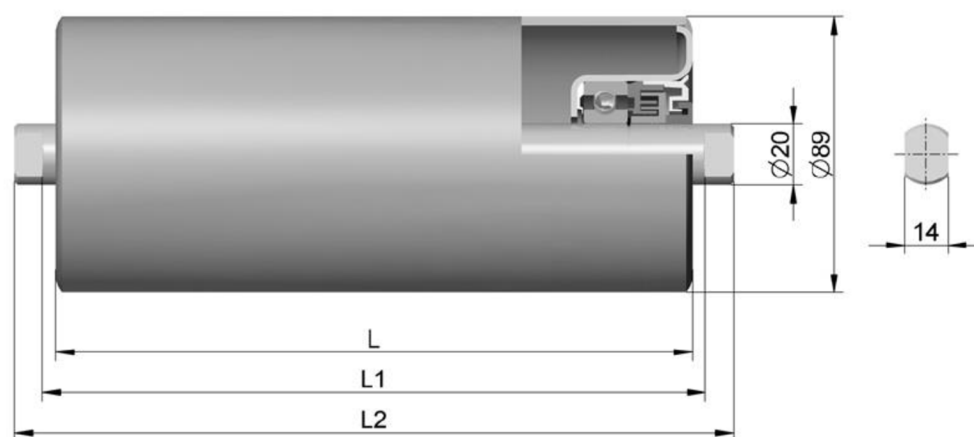


- 1) Pevnou osou
- 2) Čepy ve víku

Válečky by měly mít malý odpor proti otáčení, vysokou spolehlivost, jednoduchou konstrukci a vysokou životnost. [4]

3.3.1 VÁLEČKY NOSNÉ VĚTVE

Na základě výpočtů v kap. 5 a s ohledem na rozměry nosné válečkové stolice volím válečky od firmy Transroll typ $\text{Ø}89 \times 250 / 6204$ (obr. 6). Tyto válečky jsou použity v nosné větvi mimo dopadovou část. Tento typ má plášť z ocelové trubky o síle stěny 3 mm. Jeho čela jsou tažená z ocelového plechu a jsou svařená s pláštěm. [16]



Obr. 6 Váleček nosné větve Transroll $\text{Ø}89 \times 250 / 6204$ [16]

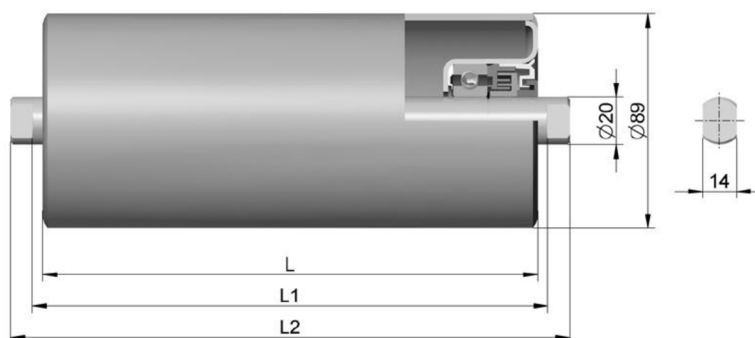
Tab. 3 Parametry válečku nosné větve [16]

Šířka pásu [mm]	ØD [mm]	L [mm]	Ložisko	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	Hmotnost rot. částí [kg]	Celková hmotnost [kg]
400	89	250	6204	258	276	2	2,8

3.3.2 VÁLEČKY VRATNÉ VĚTVE

Ve vratné větvi mohou být použity hladké nebo diskové válečky. Diskové jsou používány pro čištění dopravního pásu od zbytkového znečištění.

Dle rozměrů pásu a konstrukce dopravníku volím válečky od firmy Transroll typ $\text{Ø}89 \times 500 / 6204$ (obr. 7). Tento typ má plášť z ocelové trubky o síle stěny 3 mm. Jeho čela jsou tažená z ocelového plechu a jsou svařená s pláštěm. [16]



Obr. 7 Váleček vratné větve Transroll Ø89 x 500 / 6204 [16]

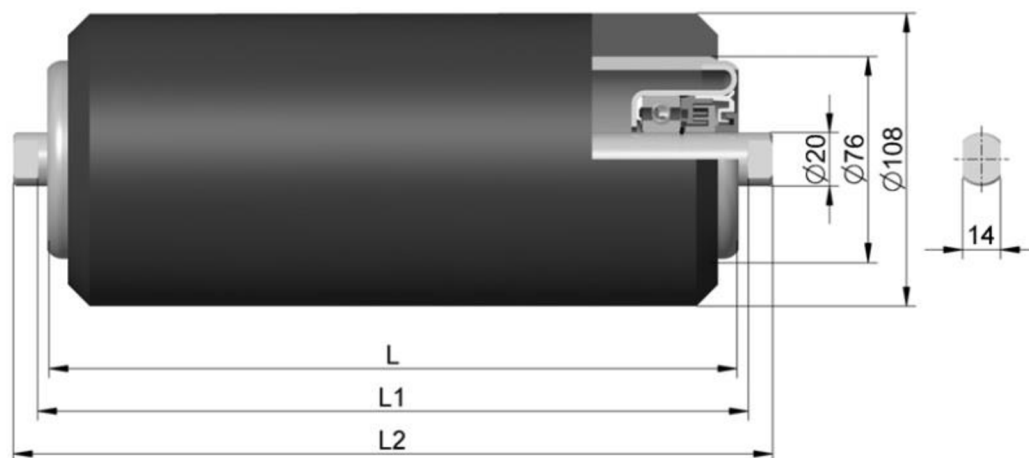
Tab. 4 Parametry válečku vratné větve [16]

Šířka pásu [mm]	ØD [mm]	L [mm]	Ložisko	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	Hmotnost rot. částí [kg]	Celková hmotnost [kg]
400	89	500	6204	508	546	3,6	5

3.3.3 DOPADOVÉ VÁLEČKY

V oblasti nakládání materiálu se používají dopadové válečky z důvodu intenzivního dynamického namáhání. Dopadové válečky mohou mít pogumovaný povrch z důvodu pohlcování části energie při nakládání materiálu. Tím pomáhají snižovat namáhání dopadové části.

Volím válečky od firmy Transroll typ Ø108 / 76 x 250 / 6204 (obr. 8). Tento typ má plášť z ocelové trubky o síle stěny 5 mm pogumované na ø108 pryží o tvrdosti 65 Sh. Jeho čela jsou tažená z ocelového plechu zalemovaná v plášti. [16]



Obr. 8 Váleček dopadové větve Transroll Ø108 / 76 x 250 / 6204 [16]

Tab. 5 Parametry dopadového válečku [16]

Šířka pásu [mm]	L [mm]	Ložisko	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	Hmotnost rot. částí [kg]	Celková hmotnost [kg]
400	250	6204	258	276	4	4,8

3.4 BUBNY

Bubny pásových dopravníků bývají vyrobeny odléváním nebo svařováním. Povrch pláště může být rovný s kónickými konci nebo mírně zakulacen z důvodu lepšího vedení dopravního pásu. [1]



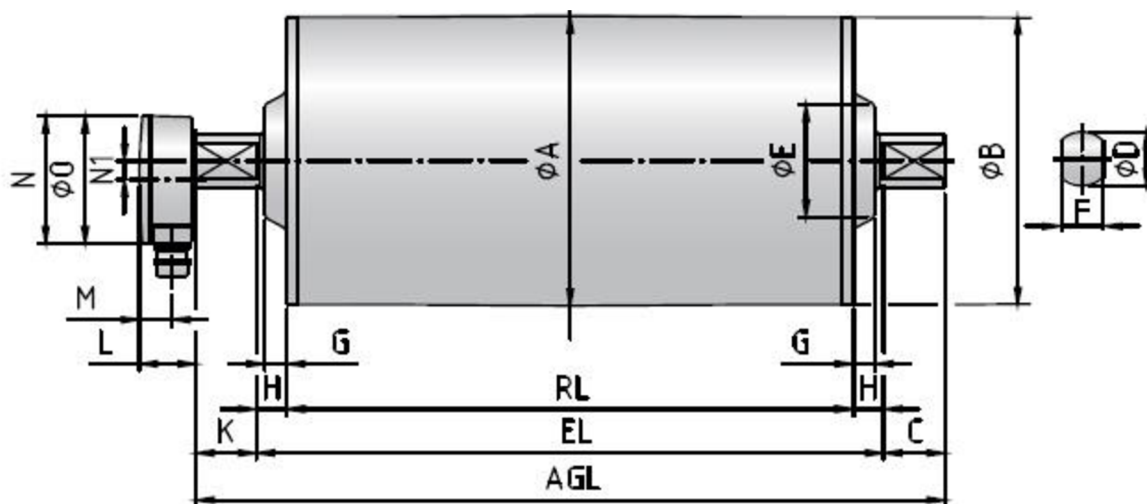
Obr. 9 Elektrobuben [18]



3.4.1 POHÁNĚCÍ BUBEN

Poháněcí bubny bývají nejčastěji umístěny na stranu dopravníku, kde materiál přepadává. Tento buben má za úkol zajistit přenos vysokých obvodových sil na pás. Z tohoto důvodu bývá povrch bubnu většinou pogumován a někdy bývá opatřen rýhami. [1]

Pro výkony do 10 kW se používají elektrobubny (obr. 9), u kterých je elektromotor, převodové ústrojí a ostatní části uvnitř bubnu. Toto konstrukční uspořádání šetří prostor. Elektrobubny dále vynikají snadnou montáží a demontáží, vysokou životností a nevyžadují náročnou údržbu. Mezi nevýhody tohoto zařízení patří hlavně to, že je dražší a buben se více zahřívá kvůli nedokonalému chlazení. [4]



Obr. 10 Rozměry elektrobubnu 220M [19]

Na základě vypočteného výkonu v kapitole 5.19 a šířky pásu volím elektrobuben od firmy Rulmeca označení 220 M (obr. 10). Parametry bubnu jsou v tab. 6

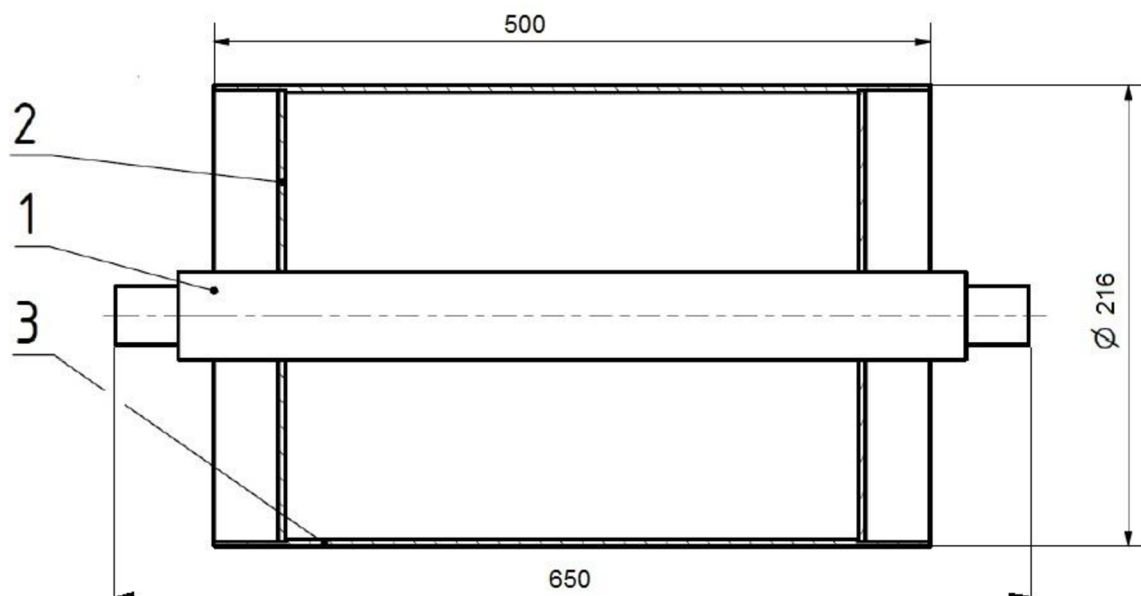
Tab. 6 Parametry elektrobubnu 220M [10]

Výkon [kW]	Stupně převodu [-]	Rychlost pásu [m/s]	Krouticí moment [N·m]	Tah v pásu [N]	Dovolené zatížení [N]	Hmotnost celková [kg]
4	2	1.6	192	1786	11500	60

3.4.2 HNANÝ BUBEN

Hnané bubny bývají většinou koncové, umístěné v místě nakládání materiálu na dopravní pás. [1]

Hnaný buben je vyroben jako svařenec z oceli S235JRG1 (ČSN 11 373), kde plášť bubnu je vyroben jako stáčený plech a jeho konce jsou k sobě přivařeny. Jeho hlavní rozměry jsou na obr. 11.



Obr. 11 Hnaný buben; 1 - Osa bubnu; 2 – bočnice; 3 – plášť bubnu

3.5 STĚRAČ PÁSU

Gumové pásy jsou v provozu čištěny, z důvodu dotyku pásu s válečky ve vratné větvi. Při dopravě zejména lepkavých a vlhkých materiálů se mohou nalepovat nečistoty na válečky ve vratných stolicích, tím by se zvětšily odpory a také opotřebení pásu i hnacího bubnu. Aby k tomu nedocházelo, umísťují se na začátek dolní větve čističe pásu, které mají za úkol nalepený materiál setřít. [1]

Z důvodu dopravy abrazivního materiálu volím čistič pásu od výrobce AB Technology (obr. 12). Čelní stěrač typ CJ 1.1, vyniká svou jednoduchou konstrukcí. Umísťuje se na čelo vynášecího válce cca 15–20 °C pod osu dopravníku. Veškerý přítlak tvrdokovu vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z pružného polyuretanu. Je vhodný pro reverzní pásy a do těžkých provozů s vysoce abrazivním materiálem. [12]



Obr. 12 Stěrač pásu CJ 1.1 [12]



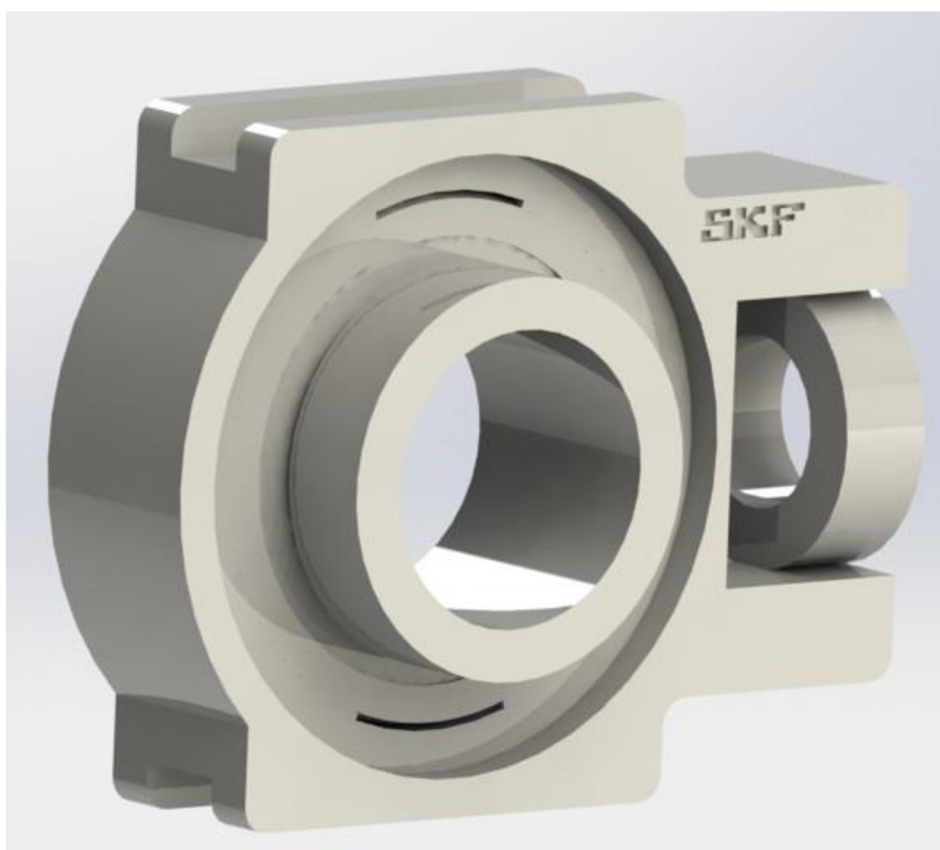
3.6 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací síla je nutná k vytvoření dostatečného tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby byla na pás přenesena požadovaná síla. Proto je napínací zařízení jednou z hlavních částí pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení. [1]

Napínání vratného bubnu je provedeno pomocí dvou šroubů a několika matic ve spodní části dopravníku (viz obr. 14.). Pro nastavení potřebné napínací síly jsou použity dvě tlačné pružiny, které jsou umístěny na trnu (obr. 14). Hnaný buben je upevněn v ložiskových jednotkách s napínacím tělesem (kap. 3.6.1).

3.6.1 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA

Dle konstrukce dopravníku volím napínací ložiskové jednotky TU 35 FM (obr. 13) od firmy SKF [11]. Tyto jednotky jsou vedeny v lištách přivařených k hlavní konstrukci dopravníku.

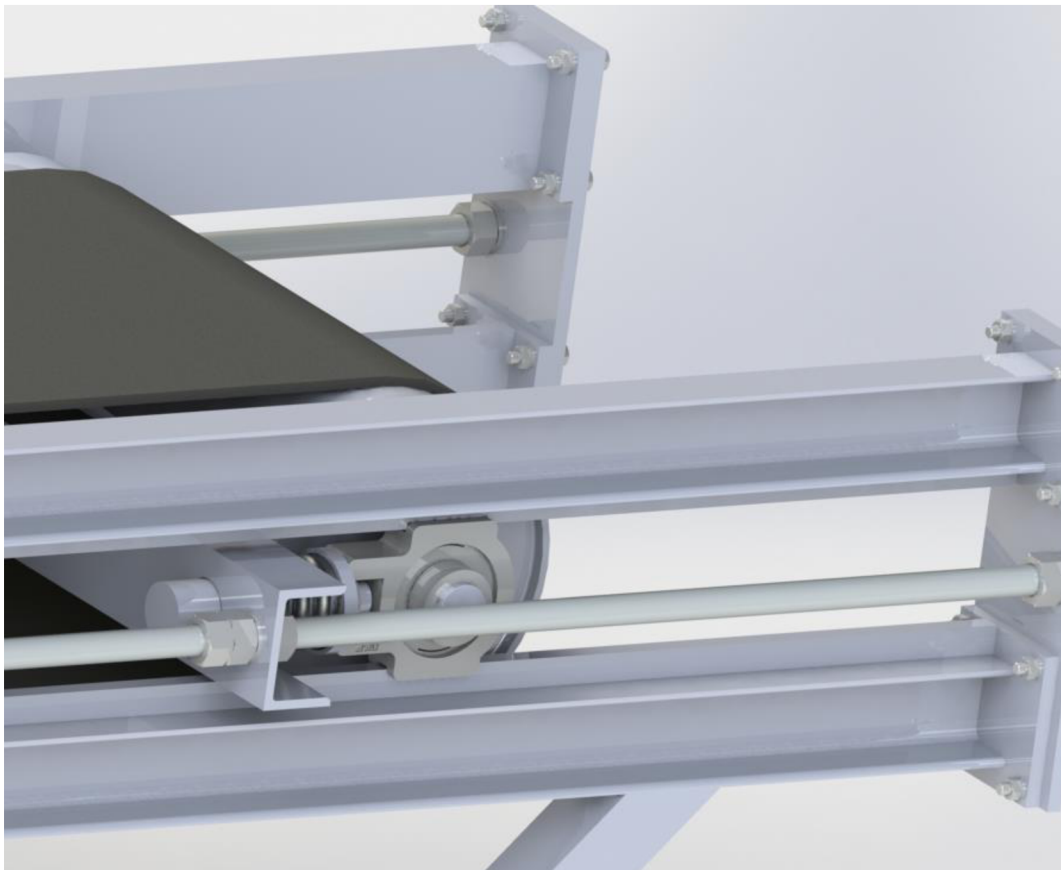


Obr. 13 Napínací ložisková jednotka TU 35 FM. [11]



3.6.2 VOLBA TLAČNÉ PRUŽINY

Dle konstrukce dopravníku a na základě potřebné napínací síly vypočtené v kap. 5.20.9 jsem navrhl napínání dopravního pásu pomocí dvou tlačných pružin od firmy Hennlich [21].



Obr. 14 Napínací zařízení

3.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce nese všechny součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, napínací zařízení, válečkové stolice a další příslušenství. Nosná konstrukce je tvořena stojiny a podélnými nosníky, které bývají vyrobeny z ocelových profilů U, L anebo trubek. Účelem nosné konstrukce je zachycení statické síly vznikající od tíhy dopravovaného materiálu a pásu, a také dynamické síly vyvolané kmitáním pásu při přívodu materiálu na pás a nevyváženými bubny. U rozměrnějších dopravníků se síly od tahu v pásu na hnacích a vratných bubnech zachycují v ocelové konstrukci hnací a vratné stanice, které tvoří samostatné části. [3]

Nosná konstrukce je tvořena z normalizovaných profilů jako příhradová konstrukce. Horní válečková stolice je připevněna na profilu U 140/A ČSN 42 5570, tyto profily jsou k sobě



spojeny pomocí 4 šroubů M12 x 35 a profilů U 65/A ČSN 42 5570. Z důvodu zmenšení průhybů rámu mezi podporami je svařená z normalizovaných profilů L 70 x 7 ČSN 42 5541.1 a L 50 x 5 ČSN 42 5541 z materiálu 11 373. Konstrukční řešení segmentů a jejich spojení je zobrazeno na obr. 15.



Obr. 15 Nosná konstrukce



4 ROZBOR DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

4.1 POJEM KAMENIVO

Kamenivem se rozumí zrnitý anorganický materiál přírodního nebo umělého původu, s velikostí zrna maximálně 125 mm, určený pro stavební účely. Ve stavebnictví se kamenivo používá především jako plnivo, které v kombinaci s vhodnými pojivy slouží pro přípravu malt a betonů. V silničním a železničním stavitelství se kamenivo rovněž používá k tvorbě uměle zhutněných těles a vrstev – např. násypů, kolejových loží a vozovkových vrstev. Vlastnosti kameniva jsou ovlivněny hlavně jeho původem. Základními požadavky na kamenivo jsou objemová hmotnost a pevnost zrn, nízká nasákavost a trvanlivost. Škodlivinami, resp. nevhodnými součástmi kameniva do betonu jsou zejména tvarově nevhodná, nekubická zrna, zvýšený obsah jemných částic nebo humusovitých látek, látky obsahující sloučeniny síry a zrna tvořená amorfním oxidem křemičitým, která ve spojení s cementem mohou způsobit nebezpečné alkalicko-křemičité rozpínání. [14]

4.2 DRCENÉ KAMENIVO

Drcené kamenivo neboli drcený štěrk vzniká v kamenolomu drcením větších kusů horniny a jeho následným tříděním na jednotlivé frakce. Drcené kamenivo je charakteristické nepravidelným tvarem zrn, ostrými hranami a drsným povrchem. Drcené kamenivo je vhodné do betonu a živičných směsí, dále do nestmelených směsí a směsí stmelených hydraulickými pojivy, do podsypů a zásypů. Drcené kamenivo tak má velmi široké použití v silničním i železničním stavitelství. Větší kameny se používají pro kamenné zídky a gabiony [13]. Drcené kamenivo může vznikat také drcením jiných anorganických materiálů, např. vysokopecní strusky [14].

4.3 VELIKOST ZRN

Podle velikosti zrna je kamenivo řazeno do frakcí. Frakcí je označení kameniva podle velikostí ok dolního a horního průměru síta. Frakce je tedy množina zrn kameniva, které propadnou horním sítem a zachytí se na spodním sítu. Velikostní rozmezí frakce se zapisuje ve formě d/D . Při poměru otvorů síta D/d větší než 2 je těmito síty definována široká frakce ($0/4$, $4/16$, $8/22$, $0/32$, $0/63$). Úzká frakce je vymezena síty s poměrem velikostí otvorů menším nebo rovným 2 ($0/2$, $2/4$, $4/8$, $8/11$, $8/16$, $11/22$, $16/22$, $32/63$). [14]

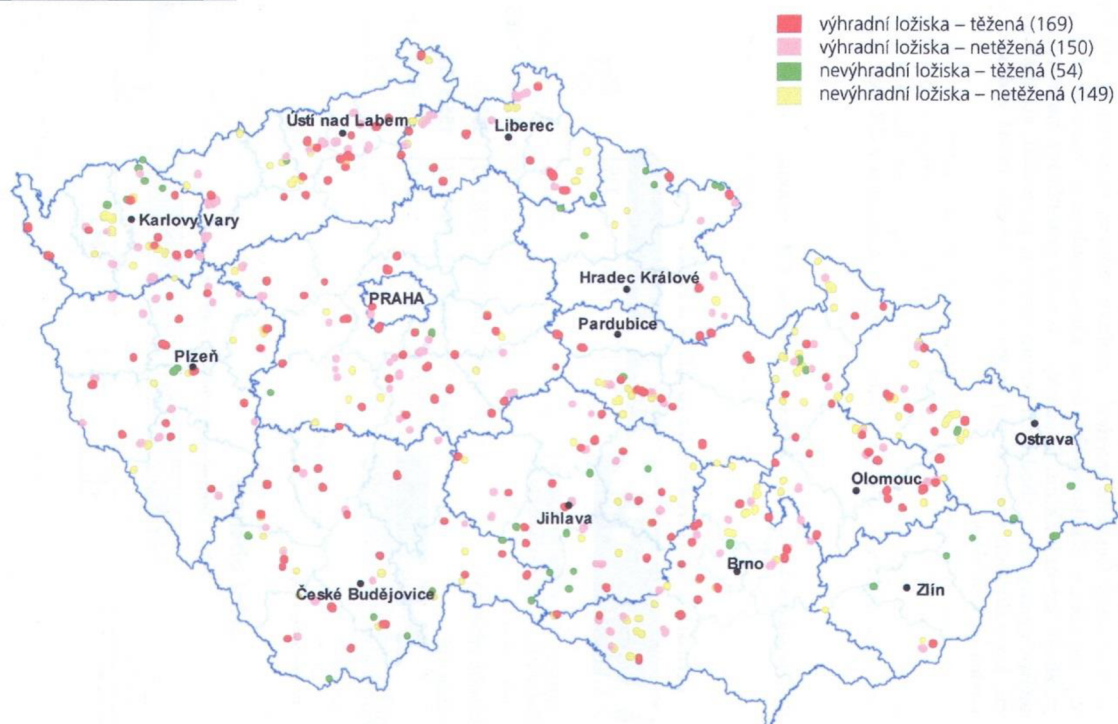
4.4 VÝSKYT LOŽISEK PRO DRCENÉ KAMENIVO

Jako surovina pro výrobu drceného kameniva slouží všechny pevné magmatické, sedimentární i metamorfované horniny, pokud technologické vlastnosti těchto hornin odpovídají účelu použití. Horniny musí mít požadované fyzikálně-mechanické vlastnosti, které vyplývají z jejich geneze, mineralogicko-petrografického složení, struktury, textury, druhotných přeměn apod.



Průmyslově využitelná ložiska drceného kameniva jsou rozšířena na celém území České Republiky kromě pánevních oblastí. Rozmístění ložisek drceného kameniva na území ČR je na obr. 13. [14]

Stavební kámen



Obr. 16 Geografická pozice ložisek přírodních hornin, které slouží pro výrobu drceného kameniva v ČR [14]

4.5 TECHNOLOGIE TĚŽBY A VÝROBA DRCENÉHO KAMENIVA

Horniny pro výrobu drceného kameniva jsou těženy povrchovým způsobem v kamenolomech. Hornina je od lomové stěny separována pomocí odstřelů (obr. 14). V současné době se nejčastěji používají clonové odstřely, kdy je vrtacím strojem vytvořena linie vrtů jak v hlavě stěny, tak při patě etáže. Vrty jsou následně naplněny trhavinou. Velké kusy horniny, které by nebylo možno následně upravit drcením, jsou zmenšeny buď sekundární trhací prací, nebo dnes častěji pomocí hydraulických kladiv.



Obr. 17 Clonový odstřel v kamenolomu Bohučovice [14]

Hornina z rozvalu je pomocí nakladačů naložena na přepravní vůz (obr. 15) a dopravena k primárnímu drtiči technologické linky. Následující technologickou operací výroby drceného kameniva je vlastní drcení. Drcení přírodních hornin probíhá ve více krocích. Konkrétní podoba a počet kroků drcení vychází z charakteru a vlastností zpracovávané suroviny a z požadavků na vlastnosti výsledného kameniva. [14]



Obr. 18 Nakládka rozvalu - pásové rypadlo a dempr, kamenolom Bohučovice [14]



5 FUNKČNÍ VÝPOČET

Postup a vztahy pro funkční výpočet jsou brány dle normy ČSN ISO 5048 [5] a dle literatury [1]

5.1 ZADANÉ HODNOTY

Dopravní výkon: $Q = 70\,000$ kg/h

Výškový rozdíl: $H = 7$ m

Materiál: drcené kamenivo o zrnitosti 0 – 32 mm

5.2 SKLON DOPRAVNÍKU

Dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5 je maximální sklon dopravníku 18° . Volím sklon dopravníku $\delta = 15^\circ$

5.3 DOPRAVNÍ DÉLKA

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

$$L = \frac{7}{\sin 15^\circ}$$

$$L = 27 \text{ m}$$

Kde:

- Výškový rozdíl $H = 7$ m ... dle zadání kap. 5.1
- Sklon dopravníku $\delta = 15^\circ$... dle kap. 5.2

5.4 VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle literatury [1] str. 148, tab. 8.3 je pro kamenivo rychlost pásu od 1,25 do 2,5 m/s. Volím rychlost pásu $v = 1,5$ m/s.

5.5 TEORETICKÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = S_T \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \Rightarrow S_T$$

$$S_T = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \gamma} \quad (2)$$

$$S_T = \frac{70000}{3600 \cdot 1,5 \cdot 1500}$$

$$S_T = 0,0086 \text{ m}^2$$



Kde:

- Dopravní výkon $Q = 70\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$... dle zadání kap. 5.1
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... dle kap. 5.4
- Objemová sypaná hmotnost $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5

5.6 VOLBA ŠÍŘKY PÁSU

Dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5 je sypaný úhel pro drcený kámen $\rho = 30^\circ$. Vypočtená plocha náplně pásu je dle rovnice (2) $S_T = 0,0086 \text{ m}^2$. Na základě těchto hodnot volím dle literatury [1] str. 149, tab. 8.4 šířku pásu $B = 400 \text{ mm}$.

5.7 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

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

$$S = 0,0072 + 0,0068$$

$$S = 0,014 \text{ m}^2$$

Kde:

- Plocha průřezu horní části náplně pásu $S_1 = 0,0072 \text{ m}^2$... dle rovnice (6)
- Plocha průřezu dolní části náplně pásu $S_2 = 0,0068 \text{ m}^2$... dle rovnice (7)

5.7.1 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,85 \cdot B - 0,05 \quad (4)$$

$$b = 0,85 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,29 \text{ m}^2$$

Kde:

- Šířka pásu $B = 0,4 \text{ m}$... dle kap. 5.6

5.7.2 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

Jelikož pro zadanou frakci drceného kameniva není znám dynamický sypaný úhel, použiji pro jeho zjištění vztah dle rovnice (5).

$$\theta = 0,75 \cdot \rho \quad (5)$$

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

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



Kde:

- Sypný úhel $\rho = 30^\circ$... dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5

5.7.3 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot (b \cdot \cos \beta)^2 \cdot \tan \rho \quad (6)$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot (0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \tan 30^\circ$$

$$S_1 = 0,0072 \text{ m}^2$$

Kde:

- Využitelná ložná šířka pásu $b = 0,29 \text{ m}^2$... dle rovnice (4)
- Dynamický sypný úhel $\theta = 22,5^\circ$... dle rovnice (5)
- Úhel sklonu nosných válečků $\beta = 20^\circ$... voleno dle kap. 3.2.2

5.7.4 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_2 = \left(\frac{0,29}{2} \cdot \cos 20^\circ\right) \cdot \left(\frac{0,29}{2} \cdot \sin 20^\circ\right)$$

$$S_2 = 0,0068 \text{ m}^2$$

Kde:

- Využitelná ložná šířka pásu $b = 0,29 \text{ m}$... dle rovnice (4)
- Úhel sklonu válečků $\beta = 20^\circ$... voleno dle kap. 3.2.2

5.8 SKUTEČNÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad (8)$$

$$S_k = 0,014 \cdot 0,865$$

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

Kde:

- Celková plocha průřezu náplně $S = 0,014 \text{ m}^2$... dle rovnice (3)
- Součinitel sklonu $k = 0,865$... dle rovnice (10)

**5.8.1 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU**

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 15^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,737$$

Kde:

- Dynamický sypný úhel $\theta = 22,5^\circ \dots$ dle rovnice (5)
- Sklon dopravníku $\delta = 15^\circ \dots$ dle kap. 5.2

5.8.2 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (10)$$

$$k = 1 - \frac{0,0072}{0,014} \cdot (1 - 0,737)$$

$$k = 0,865$$

Kde:

- Celková plocha průřezu náplně $S = 0,014 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (3)
- Plocha průřezu horní části náplně pásu $S_1 = 0,0072 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (6)
- Souč. korekce vrchlíku náplně pásu $k_1 = 0,737 \dots$ dle rovnice (9)

5.9 KONTROLA PÁSU NA LOŽNÝ PROSTOR

$$S_k \geq S_T \quad (11)$$

$$0,012 \text{ m}^2 \geq 0,0086 \text{ m}^2 \dots \text{ zvolený pás vyhovuje}$$

Kde:

- Skutečná plocha náplně pásu $S_k = 0,012 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (8)
- Teoretická plocha náplně pásu $S_T = 0,0086 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (2)



5.10 DOPRAVNÍ VÝKON

5.10.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S_k \cdot v \cdot k \quad (12)$$

$$I_V = 0,012 \cdot 1,5 \cdot 0,865$$

$$I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- Skutečná plocha náplně pásu $S_k = 0,012 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (8)
- Součinitel sklonu $k = 0,865 \dots$ dle rovnice (10)
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.4

5.10.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_V \cdot \gamma \quad (13)$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,016 \cdot 1500$$

$$I_m = 86400 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

- Objemový dopravní výkon $I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- Objemová sypná hmotnost $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5

5.11 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$I_m \geq Q \quad (14)$$

$86400 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 70000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dopravované množství vyhovuje.

Kde:

- Hmotnostní dopravní výkon $I_m = 86400 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dle rovnice (13)
- Dopravní výkon $Q = 70\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dle kap. 5.1

5.12 HLAVNÍ ODPORY

Hlavní odpory zahrnují čepové tření v ložiskách válečků od zatížení materiálem, vlastní hmotností pásu, hmotností rotujících částí válečku, tření mezi zrny dopravovaného materiálu a odpory mezi pásem a válečkem. [1]



$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (15)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 27 \cdot 9,81 \cdot [5,19 + 1,2 + (2 \cdot 3,7 + 16) \cdot \cos 15^\circ]$$

$$F_H = 153,59 \text{ N}$$

Kde:

- Globální součinitel tření $f = 0,02$... dle literatury [5] str. 7
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Dopravní délka $L = 27 \text{ m}$... dle rovnice (1)

- Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nosné a dopadové větvi $q_{RO} = 5,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle rovnice (19)
- Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m v zatížené části dopravníku $q_{RU} = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle rovnice (21)
- Hmotnost 1 m dopravního pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1
- Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky $q_G = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle rovnice (16)
- Sklon dopravníku $\delta = 15^\circ$... dle kap. 5.2

5.12.1 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA 1 M DÉLKY

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

$$q_G = \frac{0,016 \cdot 1500}{1,5}$$

$$q_G = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- Objemový dopravní výkon $I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$... dle rovnice (12)
- Objemová sypná hmotnost str. 151, tab. 8.5 $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... voleno dle literatury [1]
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... dle kap. 5.4

5.12.2 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI

$$P_1 = \frac{L - l}{a_0} \quad (17)$$



$$P_1 = \frac{27 - 1,5}{0,8}$$

$$P_1 = 31,875$$

- Volím 31 ks

Kde:

- Dopravní délka $L = 27$ m ... dle rovnice (1)
- Délka dopadové části $l = 1,5$ m ... dle konstrukce zařízení
- Rozteč válečků v nosné větvi $a_0 = 0,8$ m ... dle literatury [1] str. 138

5.12.3 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOPADOVÉ VĚTVI

$$P_{1d} = \frac{l}{a_{hd}} - 1 \quad (18)$$

$$P_{1d} = \frac{1,5}{0,5} - 1$$

$$P_{1d} = 2$$

Kde:

- Délka dopadové části $l = 1,5$ m ... dle konstrukce zařízení
- Rozteč válečků v dopadové části $a_{hd} = 0,5$ m ... dle literatury [1] str. 139

5.12.4 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 M DÉLKY V NOSNÉ A DOPADOVÉ ČÁSTI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{2 \cdot q_{1d} \cdot P_{1d}}{L} \quad (19)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 31}{27} + \frac{2 \cdot 4 \cdot 2}{27}$$

$$q_{RO} = 5,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

- Hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi $q_1 = 2$ kg ... dle kap. 3.3.1 tab. 3
- Počet válečkových stolic v nosné větvi $P_1 = 31$... dle rovnice (17)
- Dopravní délka $L = 27$ m ... dle rovnice (1)
- Hmotnost rot. částí válečku v dopadové části $q_{1d} = 4$ kg ... dle kap. 3.3.3 tab. 5
- Počet válečkových stolic v dopadové větvi $P_{1d} = 2$... dle rovnice (18)

**5.12.5 POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC VE VRATNÉ VĚTVI**

$$P_2 = \frac{L}{a_s} \quad (20)$$

$$P_2 = \frac{27}{3}$$

$$P_2 = 9$$

Kde:

- Rozteč válečků ve vratné větvi $a_s = 3 \text{ m ... dle literatury [1] str. 138}$
- Dopravní délka $L = 27 \text{ m ... dle rovnice (1)}$

5.12.6 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 M DÉLKY VE VRATNÉ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (21)$$

$$q_{RU} = \frac{3,6 \cdot 9}{27}$$

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

Kde:

- Dopravní délka $L = 27 \text{ m ... dle rovnice (1)}$
- Hmotnost rot. částí válečku vratné větve $q_2 = 3,6 \text{ kg ... dle kap. 3.3.2 tab. 4}$
- Počet válečkových stolic v nosné větvi $P_2 = 9 ... dle rovnice (20)$

5.13 VEDLEJŠÍ ODPORY

Vedlejší odpory zahrnují odpor v násypce, odpor vlivem ohybu pásu přes bubny a odpor vlivem tření v ložiskách nepoháněných bubnů. [1]

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

$$F_N = 36 + 10,24 + 20,9 + 3,47$$

$$F_N = 70,61 \text{ N}$$

Kde:

- Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování $F_{bA} = 36 \text{ N ... dle rovnice (23)}$
- Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením $F_f = 10,24 \text{ N ... dle rovnice (25)}$



- Opor ohybu pásu bubnu $F_O = 20,9 \text{ N} \dots$ dle rovnice (26)
- Odpor v ložiskách bubnu $F_t = 3,47 \text{ N} \dots$ dle rovnice (27)

5.13.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \gamma \cdot (v - v_0) \quad (23)$$

$$F_{bA} = 0,016 \cdot 1500 \cdot (1,5 - 0)$$

$$F_{bA} = 36 \text{ N}$$

Kde:

- Objemový dopravní výkon $I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- Objemová sypaná hmotnost str. 151, tab. 8.5 $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1]
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.4
- Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

5.13.2 URYCHLOVACÍ DÉLKA

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

$$l_b = \frac{1,5^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,19 \text{ m}$$

Kde:

- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.4
- Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Součinitel tření mezi materiálem a pásem $\mu_1 = 0,5 - 0,7$ volím 0,6 ... dle literatury [5] str. 12, tab. 2

5.13.3 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v+v_0}{2}\right)^2 \cdot (b \cdot \cos \beta)^2} \quad (25)$$



$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,016^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,19}{\left(\frac{1,5+0}{2}\right)^2 \cdot (0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2}$$

$$F_f = 10,24 \text{ N}$$

Kde:

- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... dle kap. 5.4
- Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením $\mu_2 = 0,5 - 0,7$ volím 0,6 ... dle literatury [5] str. 12, tab. 2
- Objemový dopravní výkon $I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$... dle rovnice (12)
- Objemová sypaná hmotnost str. 151, tab. 8.5 $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... voleno dle literatury [1]
- Urychlovací délka $l_b = 0,19 \text{ m}$... dle rovnice (24)
- Využitelná ložná šířka pásu $b = 0,29 \text{ m}^2$... dle rovnice (4)
- Úhel sklonu válečků $\beta = 20^\circ$... voleno dle kap. 3.2.2

5.13.4 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNU

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

$$F_o = 9 \cdot 0,4 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,4}\right) \cdot \frac{0,068}{0,216}$$

$$F_o = 20,9 \text{ N}$$

Kde:

- Šířka pásu $B = 400 \text{ mm}$... dle kap. 5.6
- Tah v pásu na buben $F = 1786 \text{ N}$... dle kap. 3.4.1, tab. 6
- Tloušťka pásu $d = 6,8 \text{ mm}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1
- Průměr hnaného bubnu $D_b = 216 \text{ mm}$... dle kap. 3.4.2, obr. 11

5.13.5 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_b} \cdot F_v \quad (27)$$



$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,03}{0,216} \cdot 5000$$

$$F_t = 3,47 \text{ N}$$

Kde:

- Průměr hnaného bubnu $D_b = 216 \text{ mm}$... dle kap 3.4.2, obr. 11
- Průměr hřídele hnaného bubnu $d_0 = 35 \text{ mm}$... předběžně voleno
- Výsledná síla namáhající bubnu $F_v = 7588,7 \text{ N}$... dle rovnice (46)

5.14 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

- Přídavné hlavní odpory obsahují odpor vychýlených válečků od směru pohybu pásu, odpor třením o boční stěny násypky a odpor tření o boční vedení. [1]
- Dle konstrukce dopravníku nejsou žádné vychýlené válečky a boční vedení není po celé délce dopravníku, z tohoto důvodu jsou přídavné hlavní odpory nulové.

$$F_{s1} = 0 \text{ N} \quad (28)$$

5.15 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

- Tyto odpory obsahují odpory čističe pásu, tření o boční stěnu násypky a bočního vedení pokud není po celé délce dopravníku. [1]
- Dle konstrukce zařízení počítám pouze s odporem tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě nakládání materiálu a odporem čističe pásu.

$$F_{s2} = F_{gL} + F_r \quad (29)$$

$$F_{s2} = 20,218 + 200$$

$$F_{s2} = 220,218 \text{ N}$$

Kde:

- Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením $F_{gL} = 20,218 \text{ N}$... dle rovnice (30)
- Odpor čističe pásu $F_r = 200 \text{ N}$... dle rovnice (32)

**5.15.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM**

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot l}{(b \cdot \cos \beta)^2 \cdot v^2} \quad (30)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,016^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{(0,29 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot 1,5^2}$$

$$F_{gL} = 20,218 \text{ N}$$

Kde:

- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením $\mu_2 = 0,5 - 0,7$ volím 0,6 ... dle literatury [5] str. 12, tab. 2
- Objemový dopravní výkon $I_V = 0,016 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$... dle rovnice (12)
- Objemová sypaná hmotnost $\gamma = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- Délka bočního vedení $l = 1,5 \text{ m}$... dle konstrukce dopravníku
- Využitelná ložná šířka pásu $b = 0,29 \text{ m}$... dle rovnice (4)
- Úhel sklonu válečků $\beta = 20^\circ$... voleno dle kap. 3.2.2
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... dle kap. 5.4

5.15.2 PLOCHA DOTYKU MEZI ČISTIČEM PÁSU A PÁSEM

$$A = B \cdot t_\zeta \quad (31)$$

$$A = 0,4 \cdot 0,02$$

$$A = 0,008 \text{ m}^2$$

Kde:

- Šířka pásu $B = 0,4 \text{ m}$... dle kap. 5.6
- Tloušťka čističe pásu $t_\zeta = 0,02 \text{ m}$... dle kap. 3.5

5.15.3 ODPOR ČISTIČE PÁSU

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

$$F_r = 0,008 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,5$$

$$F_r = 200 \text{ N}$$

Kde:

- Plocha dotyku mezi pásem a čističem $A = 0,008 \text{ m}^2$... dle rovnice (31)



- Tlak mezi pásem a čističem $p = 5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$... voleno dle [5] str. 13, tab. 3
- Součinitel tření mezi pásem a čističem $\mu_3 = 0,5$... voleno dle [5] str. 13, tab. 3

5.16 ODPOR PRO PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{st} = q_G \cdot H \cdot g \quad (33)$$

$$F_{st} = 16 \cdot 7 \cdot 9,81$$

$$F_{st} = 1098,72 \text{ N}$$

Kde:

- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky $q_G = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle rovnice (16)
- Výškový rozdíl $H = 7 \text{ m}$... dle zadání kap. 5.1

5.17 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA HNACÍM BUBNU

- Kvůli možným nepřesnostem ve výpočtu a riziku náhlého zvýšení síly při přetížení se obvodová síla navyšuje o 20%

$$F_U = (F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}) \cdot 1,2 \quad (34)$$

$$F_U = (153,59 + 70,61 + 0 + 220,218 + 1098,72) \cdot 1,2$$

$$F_U = 1851,76 \text{ N}$$

Kde:

- Odpor pro překonání dopravní výšky $F_{St} = 1098,72 \text{ N}$... dle rovnice (33)
- Přídavné hlavní odpory $F_{S1} = 0 \text{ N}$... dle rovnice (28)
- Přídavné vedlejší odpory $F_{S2} = 220,218 \text{ N}$... dle rovnice (29)
- Hlavní odpory $F_H = 153,59 \text{ N}$... dle rovnice (15)
- Vedlejší odpory $F_N = 70,61 \text{ N}$... dle rovnice (22)

5.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON NA HNACÍM BUBNU

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

$$P_A = 1851,76 \cdot 1,5$$



$$P_A = 2777,65 \text{ W}$$

Kde:

- Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu $F_U = 1851,76 \text{ N} \dots$ dle rovnice (34)
- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.4

5.19 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON HNACÍHO MOTORU

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

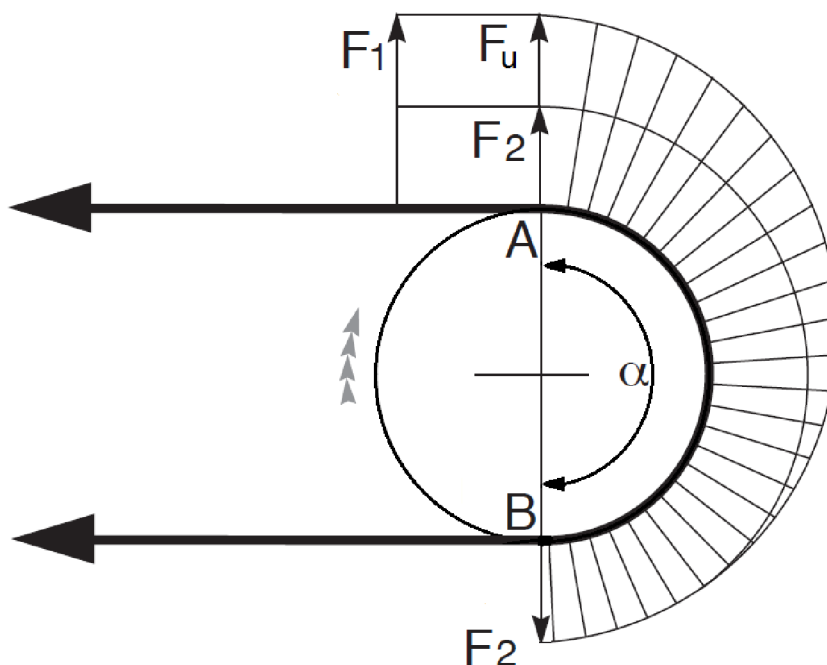
$$P_M = \frac{2777,65}{0,9}$$

$$P_M = 3086,276 \text{ W}$$

Kde:

- Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu $P_A = 2777,65 \text{ W} \dots$ dle rovnice (35)
- Účinnost elektromotoru $\eta_1 = 0,9 \dots$ voleno dle [5] str. 9

5.20 SÍLY V PÁSU



Obr. 19 Síly v pásu



5.20.1 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = F_u \cdot \xi \quad (37)$$

$$F_{Umax} = 1851,76 \cdot 1,8$$

$$F_{Umax} = 3333,17 \text{ N}$$

Kde:

- Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu $F_u = 1851,76 \text{ N}$... dle rovnice (34)
- Součinitel rozběhu $\xi = 1,8$... dle [5] str. 10

5.20.2 PŘENOS TAHOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} = F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad (38)$$

$$F_{2min} = 3333,17 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{2min} = 2128 \text{ N}$$

Kde:

- Maximální obvodová hnací síla $F_{Umax} = 3333,17 \text{ N}$... dle rovnice (37)
- Součinitel tření mezi bubnem a pásem $\mu = 0,3$... dle [5] str. 13, tab. 4
- Úhel opásání hnaného bubnu $\varphi = 180^\circ$... dle konstrukce dopravníku

5.20.3 OMEZENÍ DLE PRŮVĚSU PÁSU PRO HORNÍ VĚTVI

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

$$F_{minh} = \frac{0,8 \cdot (3,7 + 16) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{minh} = 1288,38 \text{ N}$$

Kde:

- Hmotnost 1 m dopravního pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1
- Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky $q_G = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle rovnice (16)
- Rozteč válečků v nosné větvi $a_0 = 0,8 \text{ m}$... dle literatury [1] str. 138
- Dovoleno relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,015$... dle [5] str. 10



- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

5.20.4 OMEZENÍ DLE PRŮVĚSU PÁSU PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{mind} = \frac{a_s \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (40)$$

$$F_{mind} = \frac{3 \cdot 3,7 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,015}$$

$$F_{mind} = 907,425 \text{ N}$$

Kde:

- Rozteč válečků ve vratné větvi $a_s = 3 \text{ m}$... dle literatury [1] str. 138
- Hmotnost 1 m dopravního pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Dovolенý relativní průvës pásu mezi válečkovými stolicemi $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,015$... dle [5] str. 10

5.20.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

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

$$F_{max} = 1851,76 \cdot 1,8 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1} + 1\right)$$

$$F_{max} = 5460,7 \text{ N}$$

Kde:

- Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu $F_u = 1851,76 \text{ N}$... dle rovnice (34)
- Součinitel rozběhu $\xi = 1,8$... dle [5] str. 10
- Součinitel tření mezi bubnem a pásem $\mu = 0,3$... dle [5] str. 13, tab. 4
- Úhel opásání hnaného bubnu $\varphi = 180^\circ$... dle konstrukce dopravníku

5.20.6 KONTROLA PÁSU

$$F_{Dp} = B \cdot R_d \quad (42)$$

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

$$F_{Dp} = 10000 \text{ N}$$

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



$$10000 \text{ N} \geq 5460,7 \text{ N}$$

- Pás vyhovuje

Kde:

- Šířka pásu $B = 400 \text{ mm}$... dle kap. 5.6
- Největší tahová síla v pásu $F_{max} = 5460,7 \text{ N}$... dle rovnice (41)
- Dovolené zatížení pásu $R_d = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1

5.20.7 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (43)$$

$$F_1 = 5460,7 \text{ N}$$

Kde:

- Největší tahová síla v pásu $F_{max} = 5460,7 \text{ N}$... dle rovnice (41)

5.20.8 SÍLA VE VRATNÉ VĚTVI

$$F_2 = F_{2min} \quad (44)$$

$$F_2 = 2128 \text{ N}$$

Kde:

- Tahová síla na poháněcím bubnu $F_{2min} = 2128 \text{ N}$... dle rovnice (44)

5.20.9 NAPÍNAČÍ SÍLA

$$F_{nap} = 2,1 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) \quad (45)$$

$$F_{nap} = 2,1 \cdot (2128 - 3,7 \cdot 7 \cdot 9,81)$$

$$F_{nap} = 3935,2 \text{ N}$$

Kde:

- Tahová síla na poháněcím bubnu $F_2 = 2128 \text{ N}$... dle rovnice (44)
- Hmotnost 1 m dopravního pásu $q_B = 3,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$... dle kap. 3.1.1, tab. 1
- Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- Výškový rozdíl $H = 7 \text{ m}$... dle zadání kap. 5.1

**5.20.10 VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN**

Jelikož v pevnostním výpočtu kontroluji osu hnaného bubnu, tak jako celkovou sílu uvažuji součet sil v horní a vratné větvi.

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

$$F_V = 5460,7 + 2128$$

$$F_V = 7588,7 \text{ N}$$

Kde:

- Síla v horní větvi $F_1 = 5460,7 \text{ N} \dots$ dle rovnice (43)
- Síla ve vratné větvi $F_2 = 2128 \text{ N} \dots$ dle rovnice (44)



6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

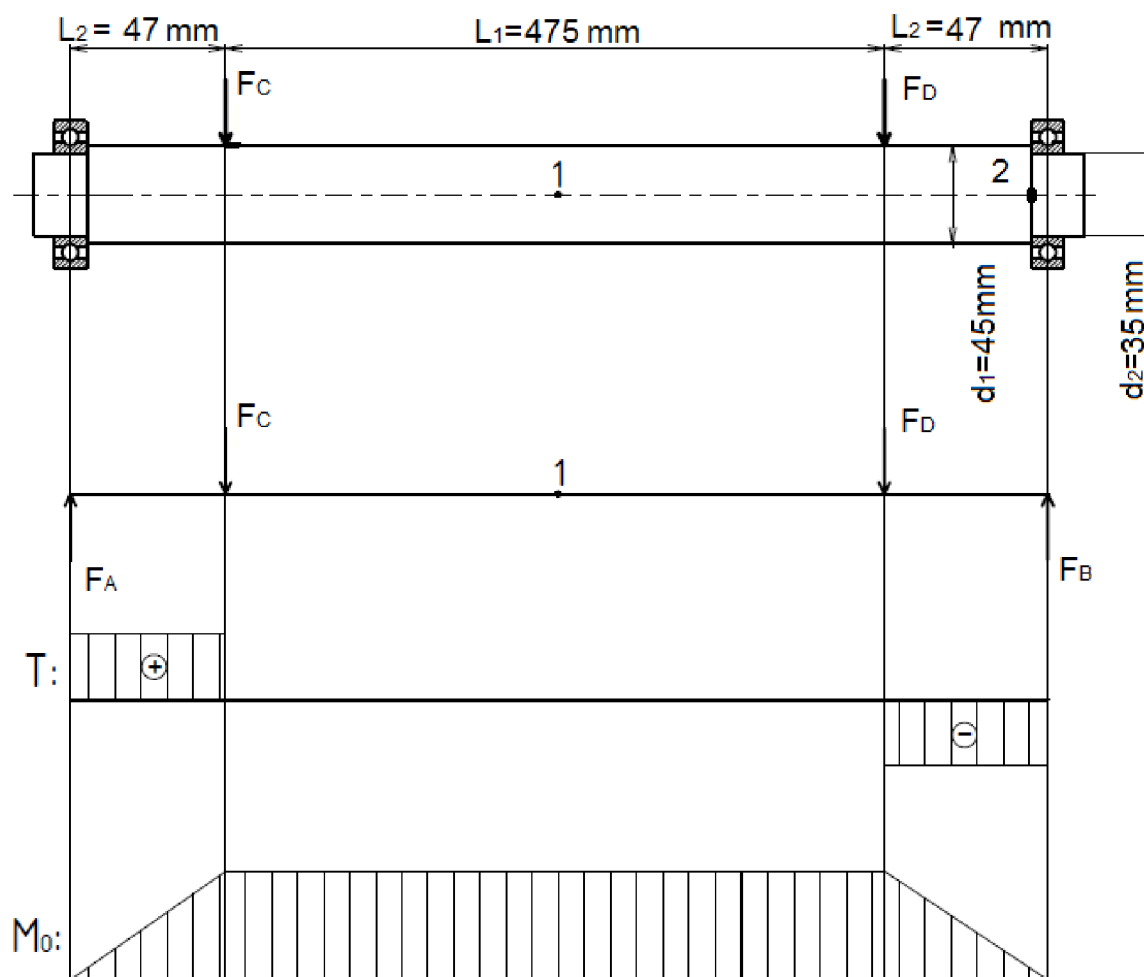
Pevnostní výpočet je proveden pro osu hnaného bubnu, tlačnou pružinu napínacího zařízení a ložiskovou jednotku napínacího zařízení.

6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HANÁNEHO BUBNU

Osa hnaného bubnu je namáhána střídavým ohybem. Pro tento druh namáhání je dle [6] str. 55 dovolené napětí v ohybu $\sigma_{dov} = 50 - 75 \text{ MPa} \rightarrow$ volím 70 MPa .

Jako materiál pro osu bubnu volím svařitelnou ocel S235JRG1 (ČSN 11373).

6.1.1 PRŮBĚH VVÚ NA OSE BUBNU



Obr. 20 Průběh VVÚ na ose bubnu

**6.1.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU BUBNU V BOČNICÍCH**

$$F_C = F_D = \frac{F_V}{2} \quad (47)$$

$$F_C = F_D = \frac{7588,7}{2}$$

$$F_C = F_D = 3794,35 \text{ N}$$

Kde:

- Výsledná síla namáhající buben $F_V = 7588,7 \text{ N} \dots$ dle rovnice (46)

6.1.3 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ

$$\sum M_B = 0:$$

$$F_A \cdot (L_1 + 2 \cdot L_2) - F_C \cdot (L_1 + L_2) - F_D \cdot L_2 = 0$$

$$F_A = \frac{F_C \cdot (L_1 + L_2) + F_D \cdot L_2}{(L_1 + 2 \cdot L_2)} \quad (48)$$

$$F_A = \frac{3794,35 \cdot (0,475 + 0,047) + 3794,35 \cdot 0,047}{0,475 + 2 \cdot 0,047}$$

$$F_A = 3794,35 \text{ N}$$

$$\sum T = 0:$$

$$F_A + F_B - F_C - F_D = 0$$

$$F_B = -F_A + F_C + F_D \quad (49)$$

$$F_B = -3794,35 + 3794,35 + 3794,35$$

$$F_B = 3794,35 \text{ N}$$

Kde:

- Síla působící v bodě A $F_A = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (48)
- Síla působící v bodě B $F_B = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (49)
- Vzdálenost od síly k ložisku $L_2 = 47 \text{ mm}$
- Vzdálenost mezi silami F_C a F_D $L_1 = 475 \text{ mm}$



6.1.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU V MÍSTĚ 1

$$M_{o_{max1}} = F_B \cdot L_2 \quad (50)$$

$$M_{o_{max1}} = 3794,35 \cdot 0,047$$

$$M_{o_{max1}} = 178,33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

- Síla působící v bodě B $F_B = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (49)
- Vzdálenost od síly k ložisku $L_2 = 47 \text{ mm}$

6.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU V MÍSTĚ 2

$$M_{o_{max2}} = F_B \cdot L_3 \quad (51)$$

$$M_{o_{max2}} = 3794,35 \cdot 0,009$$

$$M_{o_{max2}} = 34,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

- Síla působící v bodě B $F_B = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (49)
- Vzdálenost od bodu 2 k ložisku $L_3 = 9 \text{ mm}$

6.1.6 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o_{max1}}}{W_{O1}} \quad (52)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o_{max1}}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{178,33}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}}$$

$$\sigma_{o1} = 19,93 \text{ MPa}$$

Kde:

- Max. ohyb. moment v místě 1 $M_{o_{max1}} = 178,33 \text{ N} \cdot \text{m} \dots$ dle rovnice (50)
- Průřezový modul v ohybu $W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \text{ mm}^3 \dots$ dle [6]

**6.1.7 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ V MÍSTĚ 2**

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{Omax2}}{W_{O2}} \quad (53)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{Omax2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{34,15}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}}$$

$$\sigma_{o2} = 8,11 \text{ MPa}$$

Kde:

- Max. ohyb. moment v místě 2 $M_{Omax2} = 34,15 \text{ N} \cdot \text{m} \dots$ dle rovnice (51)
- Průřezový modul v ohybu $W_{O2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} \text{ mm}^3 \dots$ dle [6]

6.1.8 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V MÍSTĚ 1

$$k_{01} = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{o1}} \quad (54)$$

$$k_{01} = \frac{70}{19,93}$$

$$k_{01} = 3,51$$

Kde:

- Ohybové napětí v místě 1 $\sigma_{o1} = 19,93 \text{ MPa} \dots$ dle rovnice (52)
- Dovolené napětí pro střídavý ohyb $\sigma_{dov} = 70 \text{ MPa} \dots$ dle [6]

6.1.9 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V MÍSTĚ 2

$$k_2 = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{o2}} \quad (55)$$

$$k_2 = \frac{70}{8,11}$$

$$k_2 = 8,63$$

Kde:

- Ohybové napětí v místě 2 $\sigma_{o2} = 8,11 \text{ MPa} \dots$ dle rovnice (53)



- Dovolené napětí pro střídavý ohyb $\sigma_{dov} = 70 \text{ MPa}$... dle [6]

6.1.10 KONTROLA MÍSTA 2 – DYNAMICKÁ BEZPEČNOST

Dle [8] str. 207 je při namáhání střídavým ohybem hodnota pevnosti materiálu S235JRG1 (ČSN 11373) stanovena dle rovnice (55)

$$\begin{aligned}\sigma_{CO} &= 0,43 \cdot Rm \\ \sigma_{CO} &= 0,43 \cdot 400 \\ \sigma_{CO} &= 172 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{56}$$

Kde:

- Mez pevnosti materiálu $Rm = 400 \text{ MPa}$... voleno
- Únavová pevnost materiálu $\sigma_{CO} = 172 \text{ MPa}$... dle rovnice (56)

Na základě podkladů [8] počítáme dynamickou bezpečnost v ohybu dle rovnice (56).

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{CO}}{\frac{\beta_{\sigma}}{v_{\sigma} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{o2} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}\tag{57}$$

$$k_{\sigma} = \frac{172}{\frac{2,12}{0,895 \cdot 0,94} \cdot 7,91 + 0,01 \cdot 0}$$

$$k_{\sigma} = 8,41$$

Kde:

- Součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu $\psi_{\sigma} = 0,01$... dle [8] str. 210, tab. 4.11
- Součinitel jakosti povrchu $\varepsilon_p = 0,94$... dle [8] str. 210, obr. 4.13
- Vrubový součinitel pro osazené hřídele $\beta_{\sigma} = 2,12$... dle [8] str. 208, tab. 4.6
- Únavová pevnost materiálu $\sigma_{CO} = 172 \text{ MPa}$... dle rovnice (56)
- Napětí ve střídavém ohybu $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$... dle [8] str. 207
- Ohybové napětí v místě 2 $\sigma_{o2} = 8,11 \text{ MPa}$... dle rovnice (53)
- Součinitel velikosti získán lineární interpolací $v_{\sigma} = 0,895$... dle [8] str. 210, tab. 4.10

6.2 KONTROLA LOŽISKOVÉ JEDNOTKY HNANÉHO BUBNU

Pro uložení hřídele je dle kap. 3.6.1 zvolena napínací ložisková jednotka TU 35 FM [11].

Ložisko je zatíženo pouze radiální silou $F_v/2$, která je vypočtena v kapitole 5.20.9.

**6.2.1 RELATIVNÍ AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ**

$$F_r = \frac{F_a \cdot f_{ot}}{C_0} \quad (58)$$

$$F_r = \frac{0 \cdot 14}{15300}$$

$$F_r = 0 \text{ N}$$

Kde:

- Axiální síla působící na ložisko $F_a = 0 \text{ N}$
- Výpočtový součinitel $f_{ot} = 14 \dots$ dle výrobce ložiska [20]
- Základní statická únosnost $C_0 = 15,3 \text{ kN} \dots$ dle výrobce ložiska [11]

6.2.2 POMOCNÝ KOEFICIENT

Dle literatury [6] str. 502, tab. 3 je na základě relativního axiálního zatížení F_r hodnota pomocného koeficientu $e = 0,19$ (59)

Kde:

- Relativní axiální zatížení $F_r = 0 \text{ N} \dots$ dle rovnice (58)

6.2.3 KOEFICIENTY X A Y

$$\frac{F_a}{\frac{F_v}{2}} \leq e \quad (60)$$

$$\frac{0}{3794,35} \leq 0,19$$

$$0 \leq 0,19 \rightarrow X = 1; Y = 0$$

Kde:

- Axiální síla působící na ložisko $F_a = 0 \text{ N}$
- Radiální síla působící na ložisko $\frac{F_v}{2} = 3794,35 \text{ N}$ dle rovnice (45)
- Pomocný koeficient $e = 0,19$ dle rovnice (59)

6.2.4 RADIÁLNÍ DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_r = X \cdot \frac{F_v}{2} + Y \cdot F_a \quad (61)$$

$$P_r = 1 \cdot 3794,35 + 0 \cdot 0$$

$$P_r = 3794,35 \text{ N}$$



Kde:

- Axiální síla působící na ložisko $F_a = 0 \text{ N}$
- Radiální síla působící na ložisko $F_v/2 = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (46)
- Koeficient $Y = 0 \dots$ dle rovnice (60)
- Koeficient $X = 1 \dots$ dle rovnice (60)

6.2.5 OTÁČKY HANÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{v}{\pi \cdot D_b} \quad (62)$$

$$n_b = \frac{1,5}{\pi \cdot 0,216}$$

$$n_b = 2,21 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- Rychlost dopravního pásu $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.4
- Průměr hnaného bubnu $D_b = 216 \text{ mm} \dots$ dle kap. 3.4.2

6.2.6 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^{ml} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_b} \quad (63)$$

$$L_{10} = \left(\frac{25500}{3794,35} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 132,63}$$

$$L_{10} = 38143,05 \text{ hod} \rightarrow \text{ložisková jednotka vyhovuje}$$

Kde:

- Radiální dynamické ekvivalentní zatížení $P_r = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (61)
- Základní dynamická únosnost $C = 25,5 \text{ kN} \dots$ dle výrobce [11]
- Součinitel pro kuličková ložiska $ml = 3 \dots$ dle [6]
- Otáčky hnaného bubnu $n_b = 2,21 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (62)

6.3 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

6.3.1 POTŘEBNÁ ZÁTĚŽNÁ SÍLA PRUŽINY

$$F_P = \frac{F_v}{2} \quad (64)$$

$$F_P = \frac{7588,7}{2}$$



$$F_p = 3794,35 \text{ N}$$

Kde:

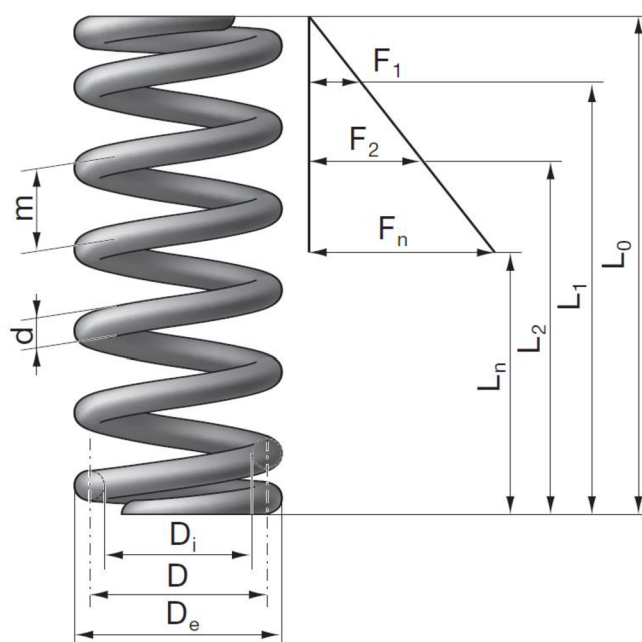
- Výsledná síla namáhající buben $F_v = 7588,7 \text{ N}$... dle rovnice (46)

6.3.2 VOLBA PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Na základě minimální zátěžné síly vypočtené dle rovnice (64) a dle konstrukce napínacího zařízení volím tlačnou pružinu od firmy Hennlich [21]. Parametry pružiny jsou na obr. 20 a v tab. 7.

Tab. 7 Parametry tlačné pružiny [21]

Průměr drátu d_p [mm]	Střední průměr pružiny D [mm]	Délka pružiny v nezátíženém stavu L_0 [mm]	Tuhost pružiny k_p [N/mm]	Síla při plné zátěži pružiny F_{Np} [N]	Počet činných závitů n [-]	Celkový počet závitů n_t [-]
10	50	110	148,36	4130,6	4,5	5,5



Obr. 21 Pracovní diagram pružiny [21]

**6.3.3 STLAČENÍ PRUŽINY POTŘEBNÉ K VYVOLÁNÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY**

$$y_P = \frac{F_p}{k_p} \quad (65)$$

$$y_P = \frac{3794,35}{148,36}$$

$$y_P = 25,58 \text{ mm}$$

Kde:

- Potřebná zátěžná síla pružiny $F_p = 3794,35 \text{ N} \dots$ dle rovnice (64)
- Tuhost pružiny $k_p = 148,36 \text{ N/mm} \dots$ dle tab. 7

6.3.4 STLAČENÍ PRUŽINY V PLNĚ ZATÍŽENÉM STAVU

$$y_n = \frac{F_{Np}}{k_p} \quad (66)$$

$$y_n = \frac{4130,6}{148,36}$$

$$y_n = 27,842 \text{ mm}$$

Kde:

- Tuhost pružiny $k_p = 148,36 \text{ N/mm} \dots$ dle tab. 7
- Síla při plné zátěži pružiny $F_{Np} = 4130,6 \text{ N} \dots$ dle tab. 7

6.3.5 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDU ZÁVITŮ

$$L_m = d_p \cdot n_t \quad (67)$$

$$L_m = 10 \cdot 5,5$$

$$L_m = 55 \text{ mm}$$

Kde:

- Průměr drátu pružiny $d_p = 10 \text{ mm} \dots$ dle tab. 7
- Celkový počet závitů $n_t = 5,5 \dots$ dle tab. 7



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro dopravu drceného kameniva. Funkční výpočet byl proveden na základě zadaných parametrů, dopravního výkonu, výškového rozdílu a dopravovaného materiálu dle normy ČSN ISO 5048 [5]. Tímto výpočtem byly určeny základní rozměry pásového dopravníku a potřebný výkon motoru. Dále byla provedena pevnostní kontrola osy hnaného bubnu, výpočet základní trvanlivosti ložisek v provozních hodinách a kontrola potřebného stlačení pružiny v napínacím zařízení. Konstrukční řešení pásového dopravníku bylo navrženo jako svařovaná konstrukce z několika profilů. Byl zvolen elektrobuben od firmy Rulmeca s výkonem 4 kW, válečková stolice od firmy GTK, válečky od firmy Transroll, dopravní pás od firmy GUMEX a čistič pásu od AB Technology. Práce dále obsahuje výkresovou dokumentaci, která se skládá z výkresu sestavy pásového dopravníku, podsestavy napínacího zařízení a osy hnaného bubnu.



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] HLAVENKA, B. *Manipulace s materiálem (Systémy a prostředky manipulace s materiálem)*. 2. vyd. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. 152 s. ISBN 55-553/1-86
- [3] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1974. 454s. DT 621.86/87.
- [4] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 9788024820804.
- [5] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. První vydání Úvaly: Albra, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, XIV, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [8] KŘÍŽ, R. – VÁVRA, P. *Strojírenská příručka: 5. Svazek*. Praha: Scientia spol s.r.o, 1994. ISBN 80-85827-59-x.
- [9] GTK. *Válečková stolice PE2-125* [online]. Dostupné z: <http://www.gktuplesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=PE2-125&language=cz>
- [10] RULMECA. *Parametry elektrobubnu* [online]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/4%20Tables_220M%20&%20220H.pdf
- [11] SKF. *Napínací ložisková jednotka* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/take-up-units/index.html?designation=TU%2035%20FM&unit=metricUnit>
- [12] AB TECHNOLOGY. *Čelní stěrač CJ 1.1* [on-line]. Dostupné z: http://www.abtechnology.cz/file_download/2
- [13] HEIDELBERG. *Drcené kamenivo* [on-line]. Dostupné z: <http://www.heidelbergcement.cz/cs/kamenivo/drcene-kamenivo>



- [14] INSTITUT GEOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ. *Drcené kamenivo* [on-line]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/kamenivo.html>
- [15] GUMEX. *Pryžové pásy pro průmyslové použití* [on-line]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep250-2-aa-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-52692.html>
- [16] TRANSROLL. *Katalog válečků* [online]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf
- [17] RULMECA. *Technické informace* [online]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/macrofamiglia_eng/1%20technical_information.pdf
- [18] RULMECA. *Elektrobuben* [online]. Dostupné z: http://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/6/mototamburi/15/motorized_pulleys_for_belt_conveyors_%E2%80%93_bulk/74/motorized_pulley_220m_&_220h
- [19] RULMECA. *Rozměry elektrobubny* [online]. Dostupné z: http://download.rulmeca.it/catalogo/serie_eng/3%20Drawings_220M%20&%20220H.pdf
- [20] SKF. *Ložisko napínací jednotky* [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/y-bearings/y-bearings-with-an-eccentric-locking-collar-pt/index.html?designation=YET%20207>
- [21] HENNLICH. *Tlačné pružiny napínacího zařízení* [online]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/uploads/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_patent_5_6-10.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Plocha dotyku mezi čističem pásu a pásem
a_0	[m]	Rozteč válečků v nosné větvi
a_{hd}	[m]	Rozteč válečků v dopadové části
a_s	[m]	Rozteč válečků ve vratné větvi
B	[m]	Šířka dopravního pásu
b	[m]	Využitelná ložná šířka pásu
C	[kN]	Základní dynamická únosnost
C_0	[kN]	Základní statická únosnost
D	[mm]	Střední průměr pružiny
d	[mm]	Tloušťka dopravního pásu
D_b	[mm]	Průměr hnaného bubnu
d_0	[mm]	Průměr hřídele hnaného bubnu
d_p	[mm]	Průměr drátu pružiny
e	[-]	Pomocný koeficient
f	[-]	Globální součinitel tření
F	[N]	Tah v pásu na buben
F_1	[N]	Síla v horní větvi
F_2	[N]	Síla ve vratné větvi
F_{2min}	[N]	Tahová síla na poháněcím bubnu
F_A	[N]	Síla působící v bodě A
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_B	[N]	Síla působící v bodě B
F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování
F_C	[N]	Síla působící na osu bubnu v bočnicích
F_D	[N]	Síla působící na osu bubnu v bočnicích
F_{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla v pásu



F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_{mind}	[N]	Omezení dle průvěsu pásu pro dolní větev
F_{minh}	[N]	Omezení dle průvěsu pásu pro horní větev
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_{nap}	[N]	Napínací síla
F_{Np}	[N]	Síla při plné zátěži pružiny
F_O	[N]	Opor ohybu pásu bubnu
f_{ol}	[–]	Výpočtový součinitel
F_P	[N]	Potřebná zátěžná síla pružiny
F_r	[N]	Relativní axiální zatížení
F_{rp}	[N]	Odpor čističe pásu
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{st}	[N]	Odpor pro překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla potřebná na hnacím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová hnací síla
F_V	[N]	Výsledná síla namáhající buben
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
H	[m]	Výškový rozdíl
$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$	[–]	Dovolený relativní průvës pásu mezi válečkovými stolicemi



I_m	[kg · h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon
I_V	[m ³ · s ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
k	[-]	Součinitel sklonu
k_{01}	[-]	Výpočet bezpečnosti v místě 1
k_1	[-]	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_2	[-]	Součinitel bezpečnosti v místě 2
k_p	[N/mm]	Tuhost pružiny
k_σ	[-]	Součinitel dynamické bezpečnosti
L	[m]	Dopravní délka
l	[m]	Délka dopadové části
L_0	[mm]	Délka pružiny v nezátíženém stavu
L_1	[mm]	Vzdálenost mezi silami F_C a F_D
L_2	[mm]	Vzdálenost od síly k ložisku
L_3	[mm]	Vzdálenost od bodu 2 k ložisku
L_{10}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
l_b	[m]	Urychlovací délka
L_m	[mm]	Mezní délka pružiny při dosedu závitů
M_B	[N · M]	Moment k bodu B
ml	[-]	Součinitel pro kuličková ložiska
Mo_{max1}	[N · M]	Maximální ohybový moment v místě 1
Mo_{max2}	[N · M]	Maximální ohybový moment v místě 2
n	[-]	Počet činných závitů pružiny
n_b	[ot · s ⁻¹]	Otáčky hnaného bubnu
n_t	[-]	Celkový počet závitů pružiny
p	[Pa]	Tlak mezi pásem a čističem pásu



P_1	[-]	Počet válečkových stolic v nosné větvi
P_{1d}	[-]	Počet válečkových stolic v dopadové části
P_2	[-]	Počet válečkových stolic ve vratné větvi
P_A	[W]	Potřebný provozní výkon na hnacím bubnu
P_M	[W]	Potřebný provozní výkon hnacího motoru
Q	[kg/h]	Dopravní výkon
q_1	[kg]	Hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi
q_{1d}	[kg]	Hmotnost rot. částí válečku v dopadové části
q_2	[kg]	Hmotnost rot. částí válečku vratné větve
q_B	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nosné a dopadové větvi
q_G	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky
q_{RO}	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m délky v nosné a dopadové větvi
q_{RU}	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku na 1 m v zatížené části dopravníku
R_d	[N · mm ⁻¹]	Dovolené zatížení pásu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
S	[m ²]	Celková plocha průřezu náplně
S_1	[m ²]	Plocha průřezu horní části náplně pásu
S_2	[m ²]	Plocha průřezu dolní části náplně pásu
S_k	[m ²]	Skutečná plocha náplně pásu
S_T	[m ²]	Teoretická plocha náplně pásu
t_{ξ}	[m]	Tloušťka čističe pásu
v	[m · s ⁻¹]	Rychlost dopravního pásu



v_0	[m · s ⁻¹]	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
v_σ	[-]	Součinitel velikosti získán lineární interpolací
W_{O1}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
X	[-]	Koeficient
Y	[-]	Koeficient
y_n	[mm]	Stlačení pružiny v plně zatíženém stavu
y_p	[mm]	Stlačení pružiny potřebné k vyvolání požadované napínací síly
β	[°]	Úhel sklonu nosných válečků
β_σ	[-]	Vrubový součinitel pro osazené hřídele
γ	[kg · m ⁻³]	Objemová sypná hmotnost
δ	[°]	Sklon dopravníku
ε_p	[-]	Součinitel jakosti povrchu
η_1	[-]	Účinnost elektromotoru
θ	[°]	Dynamický sypný úhel
μ	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a pásem
μ_1	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a pásem
μ_2	[-]	Součinitel tření mezi materiálem a bočním vedením
μ_3	[-]	Součinitel tření mezi pásem a čističem
ξ	[-]	Součinitel rozběhu
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[°]	Sypný úhel
σ_{CO}	[MPa]	Únavová pevnost materiálu
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu



σ_m	[MPa]	Napětí ve střídavém ohybu
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí v místě 1
σ_{o2}	[MPa]	Ohybové napětí v místě 2
ψ_σ	[-]	Součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu
φ	[°]	Úhel opásání hnaného bubnu

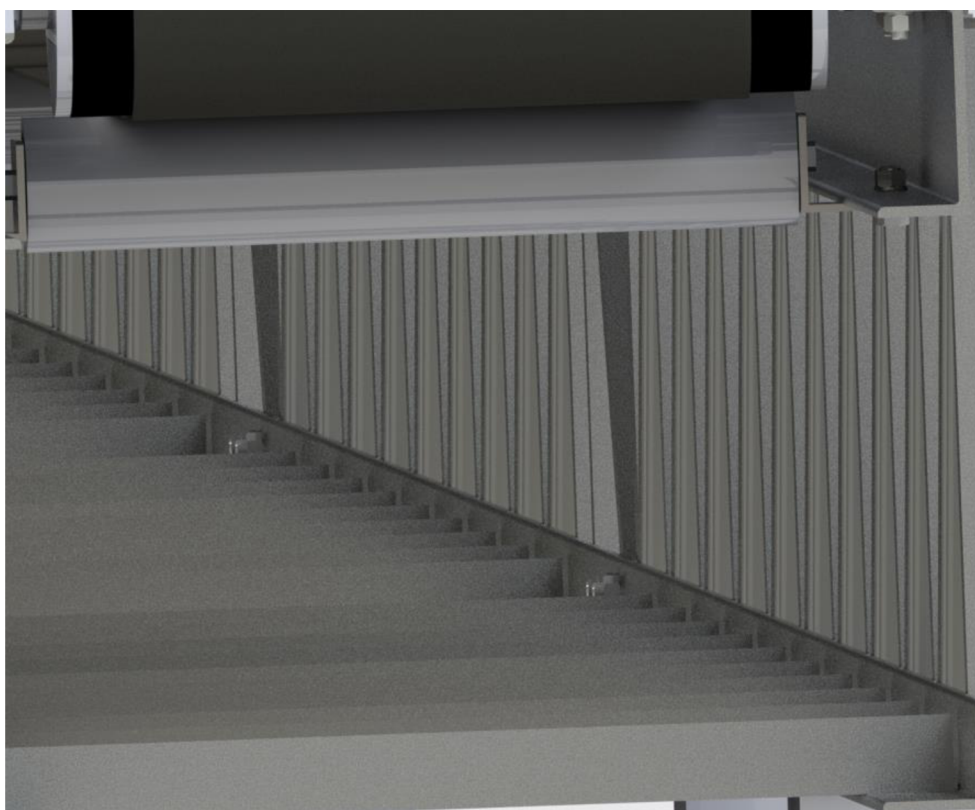


SEZNAM PŘÍLOH

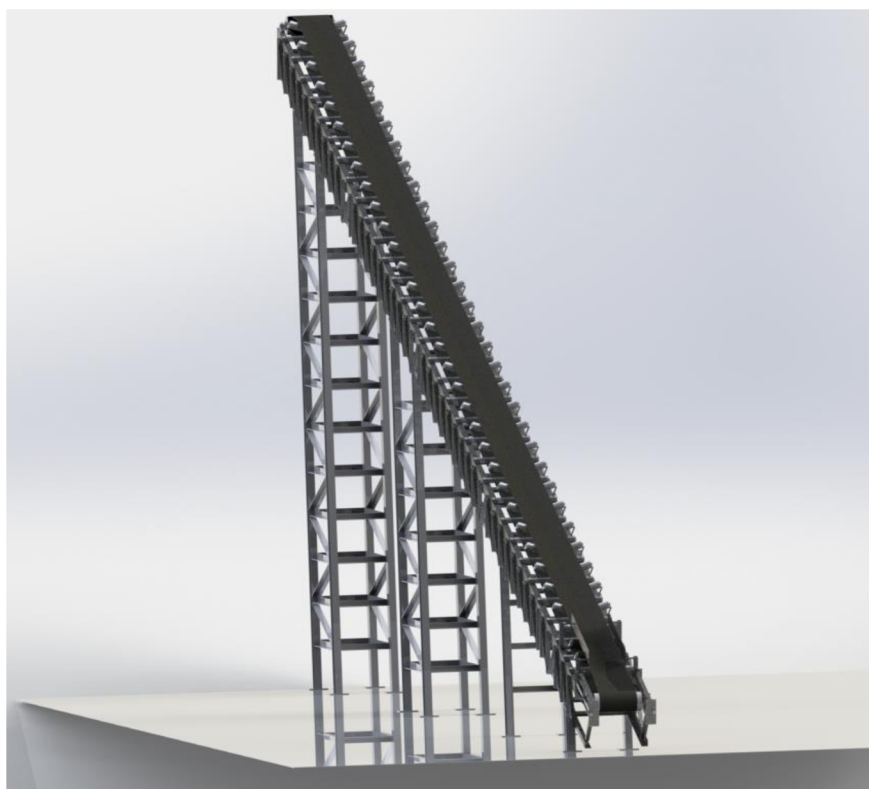
Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu	Název	Typ výkresu	List
BP – 161603 – 00	Pásový dopravník	Výkres sestavy	1/4
BP – 161603 – 00/1	Pásový dopravník	Seznam položek	2/4
BP – 161603 – 00/2	Pásový dopravník	Seznam položek	3/4
BP – 161603 – 00/3	Pásový dopravník	Seznam položek	4/4
BP – 161603 – 01	Napínací stanice	Výkres podsestavy	1/1
BP – 161603 – 02	Osa hnaného bubnu	Výrobní výkres	1/1

Přílohy: snímky 3D modelu



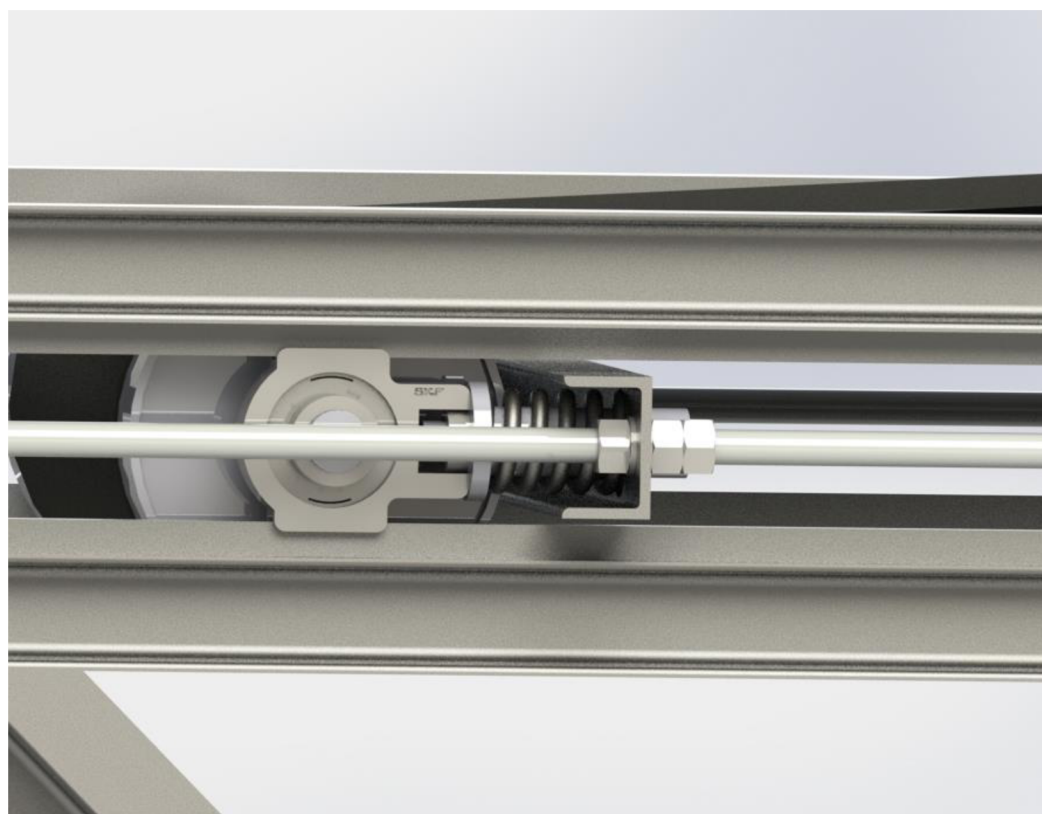
1 – Vratný váleček



2 – pásový dopravník



3 – Přepadová část



4 – Napínací zařízení