



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK DŘEVNÍ ŠTĚPKY

WOOD CHIP BELT CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Gonos

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jan Gonos
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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 dřevní štěpky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení výpočtu a konstrukčního řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál:

- dopravní výkon 19 000 kg.h⁻¹,
- dopravní vzdálenost 19 m,
- výškový rozdíl 3 m,
- předpokládaná měrná hmotnost dřevní štěpky 650 kg.m⁻³.

Cíle bakalářské práce:

Provedení rešeršního rozboru v této technické oblasti včetně popisů a parametrů dopravovaného materiálu – dřevní štěpky.

Provedení funkčního výpočtu a určení hlavních rozměrů, návrhu pohonu dopravníku.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku s dostatečně detailně určujícími řezy a pohledy pohonu, napínací stanice, rámu i kotvení dopravníku.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je provedení konstrukčního návrhu a funkčního výpočtu pásového dopravníku o výkonu $19\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ pro dopravu dřevní štěpky s předpokládanou měrnou hmotností $650\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Výškový rozdíl dosahuje 3 m a dopravní vzdálenost 19 m. Práce zahrnuje stručný všeobecný popis pásových dopravníků, jejich základních prvků, funkční výpočet provedený podle normy ČSN ISO 5048, pevnostní výpočet vybraných prvků pásového dopravníku a rozbor dopravovaného materiálu. V příloze je zahrnuta požadovaná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový dopravník, dřevní štěpka, pohon dopravníku, dopravní pás, norma ČSN ISO, napínací zařízení

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to perform a design and functional calculation of a belt conveyor with the capacity of $19,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ for the transport of wood chips with an assumed density of $650\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. The height difference reaches 3 m, and the axial transport distance is 19 m. The work includes a brief general description of belt conveyors, their basic elements, functional calculation performed according to ČSN ISO 5048, strength calculation of selected belt conveyor elements and analysis of transported material. The required technical drawing documentation is included in the appendix.

KEYWORDS

Belt conveyor, wood chips, conveyor drive, conveyor belt, standard ČSN ISO 5048, tensioning device



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GONOS, Jan. *Pásový dopravník dřevní štěpky* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140614>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Jan Gonos



PODĚKOVÁNÍ

Velmi rád bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškoví Ph.D. za jeho čas, ochotu a odborné rady při vypracovávání této práce.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Pásové dopravníky	10
1.1 Rozdělení pásových dopravníků	10
1.2 Schéma pásového dopravníku	11
2 Hlavní prvky pásového dopravníku	12
2.1 Dopravní pás.....	12
2.1.1 Rozdělení dopravních pásů podle konstrukce.....	12
2.1.2 Rozdělení dopravních pásů podle materiálu	12
2.2 Válečky.....	13
2.3 Válečkové stolice	13
2.4 Bubny	13
2.4.1 Hnací bubny	13
2.4.2 Hnané bubny	14
2.5 Poháněcí stanice	14
2.6 Napínací zařízení	14
2.7 Čističe pásu.....	14
2.8 Nosná konstrukce	14
3 Dřevní štěrka.....	16
3.1 Rozbor dřevní štěrky.....	16
3.2 Výroba dřevní štěrky	16
3.3 Vlastností dřevní štěrky	17
3.3.1 Sypná hmotnost.....	17
3.3.2 Výhřevnost.....	17
4 Funkční výpočet pásového dopravníku.....	18
4.1 Zadané vstupní parametry	18
4.2 Sklon dopravníku	18
4.3 Volba rychlosti pásu.....	19
4.4 Teoretický průřez náplně.....	19
4.5 Volba šířky dopravního pásu.....	19
4.6 Celková plocha průřezu náplně pásu.....	19
4.6.1 Dynamický sypný úhel.....	20
4.6.2 Využitelná ložná šířka pásu	20
4.6.3 plocha průřezu horní části náplně pásu	21
4.6.4 plocha průřezu dolní části náplně pásu	21
4.7 Objemový dopravní výkon.....	21
4.7.1 Součinitel sklonu.....	22
4.7.2 Součinitel korekce vrchlíku dopravníku	22
4.8 Hmotnostní dopravní výkon.....	22
4.9 Kontrola dopravního výkonu.....	23
4.10 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu.....	23
4.10.1 Hlavní odpory F_h	23
4.10.2 Výpočet vedlejších odporů F_n	25
4.10.3 Přídavné hlavní odpory F_{S1}	28

4.10.4	Přídavné vedlejší odpory F_{S2}	28
4.10.5	Výpočet odporu pro překonání dopravní výšky F_{st}	31
4.11	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	31
4.12	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	31
4.12.1	Výpočet otáček	32
4.12.2	Výpočet kroutícího momentu	32
4.13	Síly v pásu	33
4.13.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	33
4.13.2	Maximální obvodová síla	33
4.13.3	Nejmenší tahová síla v pásu s ohledem na omezení průvěsu pro horní větev	34
4.13.4	Nejmenší tahová síla v pásu ohledem na omezení průvěsu pro dolní větev	34
4.13.5	Největší tahová síla v pásu	35
4.13.6	Tahová síla v horní větvi	35
4.13.7	Tahová síla v dolní větvi	35
4.14	Celková síla působící na bubnu	35
4.15	Pevnostní kontrola pásu	36
5	Konstrukční řešení dopravníku	37
5.1	Dopravní pás	37
5.2	Válečkové stolice a válečky	37
5.2.1	Válečková stolice horní větve	37
5.2.2	Válečky horní větve	38
5.2.3	Dopadové válečky horní větve	39
5.2.4	Válečková stolice spodní větve	40
5.2.5	Válečky spodní větve	40
5.3	Bubny	41
5.3.1	Hnací bubnu	41
5.3.2	Hnaný bubnu	41
5.4	Pohon dopravníku	41
5.5	Napínací zařízení	42
5.6	Čističe pásu	43
5.6.1	Primární čistič	43
5.6.2	Sekundární čistič	43
5.6.3	Vnitřní (šípový) stěrač	44
5.7	nosná konstrukce	44
5.8	Krytování konstrukce	45
5.9	Konstrukce stojin	45
6	Pevnostní výpočet	45
6.1	Pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu	45
6.1.1	Volba materiálu hřídele	45
6.1.2	Rozměry hřídele	45
6.1.3	Průběh VVSM	46
6.1.4	Působící síly na hřídel	46
6.1.5	Maximální ohybové napětí v kritickém místě I	47
6.1.6	Bezpečnost vzhledem k MSP v kritickém místě I	48
6.1.7	Maximální ohybové napětí v kritickém místě II	49
6.1.8	Bezpečnost vzhledem k MSP v kritickém místě II	50

Závěr	51
Použité informační zdroje	52
Seznam použitých zkratek a symbolů	Chyba! Záložka není definována.
Seznam příloh.....	54

ÚVOD

V dnešní době je kladen důraz na rychlost, resp. kvantitu práce a nízké náklady. Dopravníky jsou jedním z prostředků, jak tohoto cíle dosáhnout. Dopravník patří mezi zařízení, které slouží pro přepravu materiálu v širokém průmyslovém měřítku jako je například potravinářský průmysl, kde se například využívá pro přepravu krmiva. Hojně je využíván také v těžebním průmyslu, kde lze díky dopravníku ve velkém množství přepravovat nerostné suroviny, paliva další.

Pásové dopravníky patří mezi nejrozšířenější díky svým přednostem jako je jeho vysoká výkonnost při přepravě sypkých, ale i kusovitých materiálů a malé požadavky na údržbu.

Tato bakalářská práce je zaměřená na konstrukční návrh pásového dopravníku na dřevní štěpku. Tento dopravník může mít široké využití a to jak na skládkách dřevního odpadu, ale také na místech, kde se dřevní štěpka zpracovává na biopalivo, jenž při dnešní energetické krizi má vysoký potenciál.

Zpracování dřevní štěpky na biopalivo jako využití odpadního dřeva patří mezi ekologické způsoby řešení energetické krize.

1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou mechanické zařízení pracující kontinuálně. Jsou charakterizovány tím, že na dopravované vzdálenosti, zpravidla souvislé od místa odběru, jsou schopné odebírat souvislý tok dopravovaného materiálu, a to ve směru vodorovném, popřípadě mírně šikmém. Jsou vhodné pro přepravu sypkých, ale také kusových materiálů. Jejich přednostmi jsou velké dopravní vzdálenosti, vysoký dopravní výkon, jednoduchá údržba, vysoká dopravní rychlost, nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě a malá spotřeba energie. [x,xx]

1.1 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

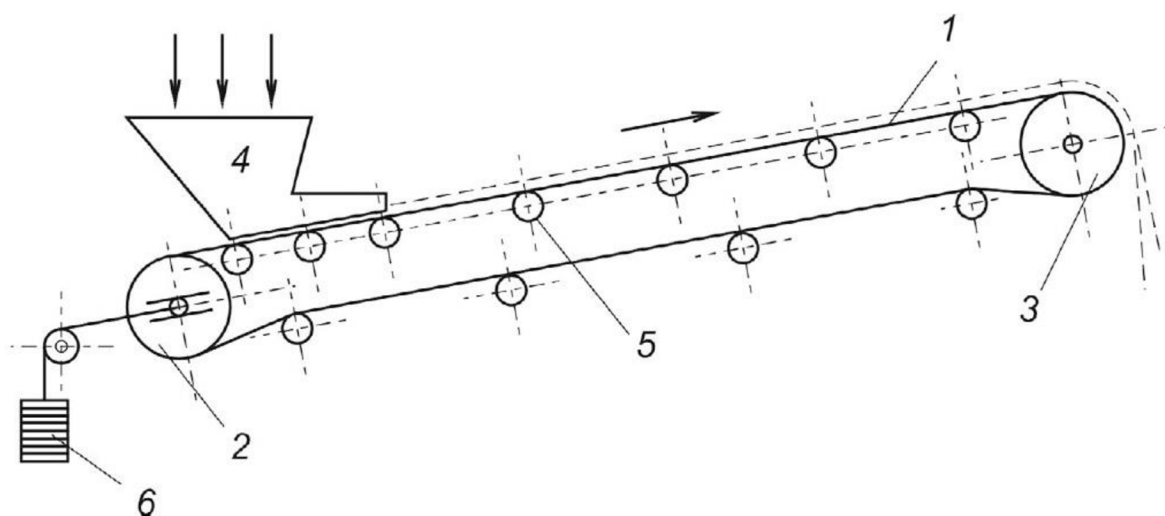
Podle literatury [x] dělíme pásové dopravníky následovně:

- a) podle tažného elementu (dopravního pásu):
 - dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
 - dopravníky s ocelovým pásem
 - dopravníky s ocelogumovým pásem
 - dopravníky s pásem drátěného pletiva

- b) 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 dvoj změnou směru – kombinace konkávního a konvexního)

- c) podle provedení nosné konstrukce:
 - dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
 - dopravníky pojízdné a přenosné – pro malá dopravní množství malé dopr. Délky
 - dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopr. Vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech

1.2 SCHÉMA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [6]

- 1 – dopravní pás
- 2 – hnací bubien
- 3 – hnací bubien
- 4 – násypka
- 5 – nosný váleček
- 6 – válečková stolice s válečky

2 HLAVNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

2.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás se řadí jako nejdůležitější, cenově nejnáročnější a nejvíce namáhaný prvek celého dopravníku. Je tvořen nekonečným prvkem, který plní nosnou a tažnou funkci. Z hlediska přenášení všech pohybových odporů při jeho oběhu jsou na něj kladeny velmi vysoké požadavky. Životnost pásu je hlavně ovlivněna jeho vhodnou volbou pro konkrétní cílovou aplikaci, ale mimo jiné i charakterem provozu, údržbě a okolních podmínkách. [x,xxx]

Požadavky kladené na dopravní pás dle [x]:

- vysoká odolnost proti opotřebení otěrem
- vysoká životnost
- vysoká podélná tuhost (malá prodloužení i při vysokých tazích v pásu)
- schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

Dopravní pás je tvořen nosnou kostrou, která je složena z textilních vložek z bavlny, polyamidu, popřípadě z jejich kombinací oboustranně chráněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou navzájem spojené vrstvami z měkké gumy. Účelem horní krycí vrstvy je chránit textilní kostru před abrazivními účinky dopravovaného materiálu, atmosférickými vlivy anebo jiným mechanickým poškozením, dolní krycí vrstva má za účel chránit před abrazivními účinky válečku a bubnů. Boční krycí vrstvy chrání před odíráním vodícími lištami nebo strážními válečky. [1],[3]

2.1.1 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ PODLE KONSTRUKCE

Podle literatury [1]:

- kryté, jejichž textilní kostra je kryta ochrannými vrstvami gumy ze všech stran
- řezané, vybavené pouze horní a dolní vrstvou gumy
- nekryté, bez ochranných vrstev měkké gumy

2.1.2 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH PÁSŮ PODLE MATERIÁLU

Podle literatury [xxxx]:

- gumové
- polyvinylchloridové
- ocelové
- ocelogumové
- z drátěného pletiva

2.2 VÁLEČKY

Válečky patří mezi jedny z nejdůležitějších prvků dopravníku, které mají rovněž značný vliv na jeho vlastnosti v provozu. Slouží k podepření a vedení dopravního pásu a podle uspořádání ve válečkových stolicích vytvářejí ložný prostor. [1]

Válečky musí splňovat tyto požadavky:

- malý odporem proti otáčení
- jednoduchá konstrukce
- malá hmotnost
- dokonalé utěsněním proti vnikání nečistot
- náležitá vyváženost
- nenáročností na údržbu.

Podle konstrukčního provedení dělíme válečky na dva typy:

- válečky s pevnou osou
- válečky s čepy ve víku

2.3 VÁLEČKOVÉ STOLICE

Válečkové stolice spolu s vloženými válečky nesou dopravní pás mezi dvěma bubny. Jejich účel je podpora horní větve pásu se zatěžujícím dopravovaným materiálem a spodní prázdné větve. Stolice jsou připevněny k nosné konstrukci dopravníku s požadovanou roztečí podle zatížení větve. Ke ztlumení dynamických účinků materiálu v dopadové části jsou použity válečky pogumované, popřípadě s gumovými kotouči. Ve spodní větvi se ve většině případů používají jedno válečkové stolice. Pro horní nosnou větev dopravníku se používají tzv. korýtkové válečkové stolice, které se skládají ze dvou, tří či více válečků jsou nejčastěji skloněny pod úhlem. Zvětšení sklonu má zejména vliv na zvýšení příčného průřezu materiálu, jedná-li se o sypký materiál. [1],[4]

2.4 BUBNY

Bubny pásových dopravníku mohou být buď lité vyznačující se velkou hmotností anebo častěji používané svařované bubny. Povrch pláště bývá mírně bombírován nebo je rovný s konickými konci pro lepší vedení pásu. [1]

2.4.1 HNACÍ BUBNY

Hnací bubny mají za úkol přeměnu kroutivého momentu vycházejícího z pohonu na tažnou sílu v dopravním pásu. [3] Zpravidla jsou umístěny na přepadové (výsypané) straně dopravníku. Za účelem zvýšení součinitele smykového tření mezi pásem a bubnem při vyšších výkonech je jejich povrch pogumován a případně opatřen vzorkem (drážkováním), který umožňuje si zachovat relativně příznivé hodnoty součinitele tření i za mokra. [1],[4] Je součástí tzv. poháněcí stanice dopravníku. [4]

2.4.2 Hnané bubny

Úkolem hnaných bubnů je měnit směr pohybu pásu. U běžných konstrukcí jsou koncové a umístěné v místě násypu materiálu na pás. Ložiskové domky hnaných bubnů mohou být uloženy pohyblivě a je tedy možné pomocí něj napínat pás dopravníku. [1],[4]

2.5 POHÁNĚCÍ STANICE

Jsou jednou z nejdůležitějších částí dopravníku zajišťující jeho pohyb. Tvoří je nosná konstrukce, pohon a hnací buben. [4]Podle konstrukčního provedení pohonu je v zásadě dělíme na tři základní typy [5]:

- pohon elektrobubnem
- pohon s přírubovou převodovou skříní nebo převodovou skříní zavěšenou na hřídeli hnacího bubnu
- standartní provedení s elektromotorem a kuželočelní převodovou skříní na samotném rámu

2.6 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Funkcí napínacího zařízení je vyvinutí dostatečného předpětí dopravního pásu pro ideální přenos tažné síly z bubnu a zamezení nepříznivého průhybu pásu mezi válečkovými stolicemi. Na správném napnutí pásu závisí jeho životnost a hospodárnost. Jedná se tím pádem o podstatný prvek pásového dopravníku. [1],[3]

Podle způsobu vyvození napínací síly se dělí napínání pásu na: [4]

- tuhé (pomocí šroubu nebo ručního kladkostroje)
- konstantní napínací silou vyvozenou závažím
- napínací silou regulovanou ručně nebo automaticky

2.7 ČISTIČE PÁSU

Při provozu hrozí, že dopravovaný materiál znečistí dopravní pás, a proto je důležité ho průběžně čistit. Ve spodní vratné větvi dopravníku je vedena špinavá strana pásu po válečcích, to může mít za následek zejména u lepkavých a vlhkých materiálů zvýšení odporu, které má dopad na zvýšeném opotřebením pásu, hnacího bubnu a samotných válečků. Na čištění se nejčastěji uplatňují gumové stěrače z měkké gumy přitlačované na buben pomocí závaží nebo rotační čističe. Umisťují se na začátek spodní větve dopravního pásu. [1],[4]

2.8 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce vytváří trať pásového dopravníku mezi hnacím a hnaným bubnem, která nese všechny prvky nezbytné pro vedení dopravního pásu v horní i spodní větvi. Je tvořena stojany, podélnými nosníky s podpěrami a válečky horní a dolní větve. Spojování jednotlivých prvků

nosné konstrukce se nejčastěji provádí šroubovým spojením. Podélné nosníky a stojiny jsou obvykle z ocelových profilů U, L nebo trubek. Celá konstrukce je umístěna na stojinách s náležitou roztečí. [3],[4]

3 DŘEVNÍ ŠTĚPKA

3.1 ROZBOR DŘEVNÍ ŠTĚPKY

Jedná se o dezintegrovanou dřevní hmotu jako zbytkový dřevní odpad tvořen drobnými odřezky, drceným odpadem z dřevovýroby či kousky rostlin. Spadá pod biomasu, resp. dendromasu která se využívá jako levné biopalivo pro vytápění, kompostování nebo jako meziprodukt pro výrobu energeticky výhodnějších biopaliv (pelety, brikety). [7],[8]

Podle složení dřevní štěpky se dělí dle literatury na: [7]

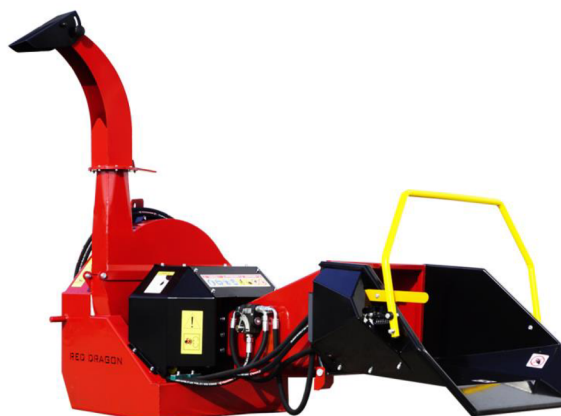
- lesní štěpky (dřevo, kůra, stromová zeleň)
- hnědé štěpky (kmenové dříví obsahující pouze dřevo a kůru)
- bílé štěpky (odkorněné dříví obsahující pouze dřevo)



Obr. 2 Dřevní štěpka [10]

3.2 VÝROBA DŘEVNÍ ŠTĚPKY

Nejobvyklejším způsob výroby dřevní štěpky se nazývá štěpkování. Princip této výroby spočívá v sekání dříví podávaného podél osy proti sekacímu noži a protinoži, přičemž délku štěpek lze měnit změnou vzdálenosti protinože od nože. Dalším obvyklým způsobem zpracování materiálu na dřevní štěpku je drcení, které se využívá při obsahu cizorodých příměsí, tj. pařezy se zeminou a kameny apod. Podle využívání strojů (sekaček) na dřevní štěpku se rozdělují na stacionární a mobilní. Dále podle konstrukce se dělí sekačky na dvě podstatné: sekačky bubnové a sekačky diskové. Tyto sekačky mohou být poháněny buď motorem základového vozidla nebo mají samostatný motor. Stacionární sekačky bývají poháněny elektromotorem. Toto řešení je výhodné z hlediska náhrady kapalných paliv elektrickou energií, ale i díky vlastnosti elektromotoru, který lze krátkodobě zatížit. [9]



Obr. 3 Diskový štěpkovač RT-690R – PTO [11]

3.3 VLASTNOSTI DŘEVNÍ ŠTĚPKY

Vzhledem k využití dřevní štěpky se její vlastnosti stanovují na základě jejího využití ve spalovacím procesu ve formě tříděné dřevní štěpky. Obvyklé rozpětí rozměrů v délce ve směru vláken je 5 – 50 mm, v šířce 5 – 30 mm a v tloušťce 5 – 15 mm. [7]

3.3.1 SYPNÁ HMOTNOST

Sypná hmotnost je ovlivněna zejména vlhkostí dřevní štěpky. Rozsah sypné hmotnosti je obecně rozdělen do dvou tříd: druhy stromů s nízkou sypnou hmotností a druhy stromů s vysokou sypnou hmotností. [12]

Tab. 1 Rozsah sypaných hmotností [12]

Obsah vody ve vlhkém stavu	% hm.	8 až 18	18 až 25	25 až 35	35 až 45
Třída s nízkou hmotností	kg/m ³ sypaný objem	160 až 180	180 až 200	200 až 225	225 až 270
Třída s vysokou hmotností	kg/m ³ sypaný objem	225 až 250	250 až 280	280 až 320	320 až 380

3.3.2 VÝHŘEVNOST

Dominantní vlastností, která ovlivňuje výhřevnost je vlhkost dřevní štěpky. Samotná výhřevnost je 9–16 MJ/kg. Z experimentů vyplývá, že optimální vlhkost dřevní štěpky je 30–35 %. Pokud je štěpka příliš suchá má poté proces hoření explozivní charakter a velká část tepelné energie uniká prostřednictvím horkých kouřových plynů do atmosféry. Na druhé straně, pokud má štěpka vlhkost 50–60 % je její spalování obtížné a účinnost topeniště klesá.

4 FUNKČNÍ VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Funkční výpočet je zpracován podle normy ČSN ISO 5048 [13]

4.1 ZADANÉ VSTUPNÍ PARAMETRY

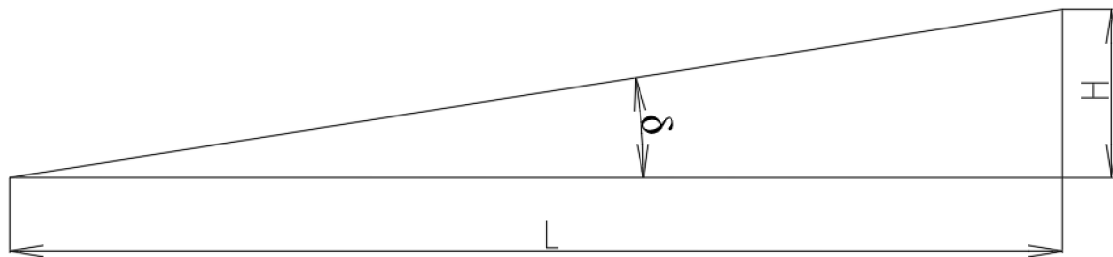
Dopravní výkon: $Q = 19\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

Dopravní vzdálenost: $L = 19 \text{ m}$

Výškový rozdíl: $H = 3 \text{ m}$

Předpokládaná měrná hmotnost dřevní štěpky: $\rho = 650 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4.2 SKLON DOPRAVNÍKU



Obr. 4 Úhel sklonu dopravníku

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

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

(1)

$$\delta = \arcsin \frac{3}{19}$$

$$\delta = 8^{\circ}58' \approx 9^{\circ}$$

Kde:

H	[m]	- výškový rozdíl ... dle zadaných hodnot kap. 4.1
L	[m]	- dopravní vzdálenost... dle zadaných hodnot kap. 4.1
δ	[°]	- úhel sklonu dopravníku

4.3 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

- vzhledem ke kusovitosti dřevní štěpky byla zvolena dopravní rychlost $v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

4.4 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \cdot 3600$$

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

$$S_T = \frac{19000}{650 \cdot 1 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,0081 \text{ m}^2$$

(2)

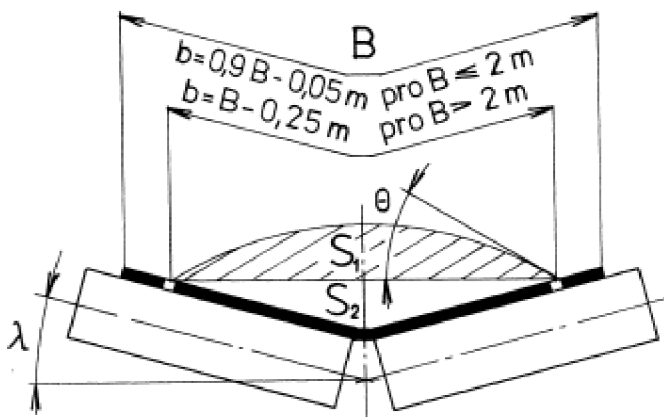
Kde:

Q	$[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$	- dopravní výkon ... dle kap. 4.1
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	- měrná objemová hmotnost ... dle kap. 4.1
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	- jmenovitá rychlost pásu ... dle kap. 4.3
S_T	$[\text{m}^2]$	- teoretický průřez náplně dopravovaného materiálu

4.5 VOLBA ŠÍŘKY DOPRAVNÍHO PÁSU

- s ohledem na velkou kusovitost dřevní štěpky dle lit. [7] zvolena šířka pásu $B = 500 \text{ mm}$

4.6 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU



Obr. 5 Průřez náplně pásu dvouválečkové stolice [13]

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = 0,0157 + 0,0129 \quad (3)$$

$$S = 0,0286 \text{ m}^2$$

Kde:

S	$[\text{m}^2]$	- dopravní výkon ... dle kap. 4.1
S_1	$[\text{m}^2]$	- měrná objemová hmotnost ... dle kap. 4.1
S_2	$[\text{m}^2]$	- rychlost pásu ... dle kap. 4.3

4.6.1 DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

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

$$\theta = 0,75 \cdot 45^\circ \quad (4)$$

$$\theta = 33^\circ 45'$$

Kde:

θ	$[\text{°}]$	- dynamický sypný úhel
α	$[\text{°}]$	- sypný úhel ... dle lit [14]

4.6.2 VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

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

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

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

Kde:

b	$[\text{m}]$	- využitelná ložná šířka pásu
B	$[\text{m}]$	- šířka dopravního pásu ... dle kap. 4.5

4.6.3 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_1 = (0,4 \cdot \cos 20^\circ)^2 \cdot \frac{\tan 33,75^\circ}{6} \quad (6)$$

$$S_1 = 0,0157 \text{ m}^2$$

Kde:

β [°] - úhel sklonu zvolených bočních válečkových stolic ... dle kap. 5.2.1

4.6.4 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_2 = \left(\cos 20^\circ \cdot \frac{0,4}{2} \right) \cdot \left(\sin 20^\circ \cdot \frac{0,4}{2} \right) \quad (7)$$

$$S_2 = 0,0129 \text{ m}^2$$

4.7 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_v = S \cdot v \cdot k$$

$$I_v = 0,0286 \cdot 1 \cdot 0,977 \quad (8)$$

$$I_v = 0,0279 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

I_v [m³·s⁻¹] - objemový dopravní výkon

k [-] - součinitel sklonu ... dle rovnice (9)

4.7.1 SOUČINITEL SKLONU

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

$$k = 1 - \frac{0,0157}{0,0286} \cdot (1 - 0,958) \quad (9)$$

$$k = 0,977$$

Kde:

k_1 [-] - součinitel korekce vrchlíku náplně dopravníku ... dle rovnice (10)

4.7.2 SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU DOPRAVNÍKU

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

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 9^\circ - \cos^2 33^\circ 45'}{1 - \cos^2 33^\circ 45'}} \quad (10)$$

$$k_1 = 0,958$$

4.8 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = 3600 \cdot I_v \cdot \rho$$

$$I_m = 3600 \cdot 0,0279 \cdot 650 \quad (11)$$

$$I_m = 65286 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kde:

I_m [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] - hmotnostní dopravní výkon

4.9 KONTROLA DOPRAVNÍHO VÝKONU

$$I_m \geq Q$$

$$65286 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 19000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (12)$$

- i když skutečné přepravované množství je víc jak 3x větší, je zde zahrnuta již zmíněná kusovitost dopravovaného materiálu

4.10 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

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

$$F_U = 139,1 + 56 + 0 + 457,37 + 534,8 \quad (13)$$

$$F_U = 1187,27 \text{ N}$$

Kde:

F_U	[N]	- potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu (bubnech)
F_H	[N]	- hlavní odpory ... dle rovnice (14)
F_N	[N]	- vedlejší odpory ... dle rovnice (14)
F_{S1}	[N]	- přídavné odpory ... dle rovnice (14)
F_{S2}	[N]	- přídavné vedlejší odpory ... dle rovnice (14)
F_{St}	[N]	- odpor k překonání dopravní výšky ... dle rovnice (14)

4.10.1 HLAVNÍ ODPORY F_H

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

$$F_H = 0,02 \cdot 19,23 \cdot 9,81 \cdot [7,59 + 1,73 + (2 \cdot 5,05 + 18,14) \cdot \cos 9^\circ] \quad (14)$$

$$F_H = 139,1 \text{ N}$$

Kde:

f	[-]	- globální součinitel tření ... dle lit. [13]
L_n	[m]	- osová vzdálenost ... dle konstrukce $L_n = 19,23 \text{ m}$
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	- tíhové zrychlení ... $g = 9,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

q_{RO}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky horní větve dopravníku ... dle rovnice (15)
q_{RU}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- hmotnost rotujících částí válečků na 1 metr délky dolní větve dopravníku ... dle rovnice (16)
q_B	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- hmotnost dopravního pásu na 1 metr délky ... dle kap. 5.1
q_G	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky ... dle rovnice (17)

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DÉLKY HORNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot n_1 + 2 \cdot q_{1d} \cdot n_{1d}}{L_n}$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 2,55 \cdot 22 + 2 \cdot 3,36 \cdot 5}{19,23} \quad (15)$$

$$q_{RO} = 7,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_1	$[\text{kg}]$	- hmotnost rotujících částí nosných válečku v horní větvi dle kap. 5.2.2
n_1	$[-]$	- počet válečkových stolic nosných válečků v horní větvi ... dle konstrukce zvoleno $n_1 = 22$
q_{1d}	$[\text{kg}]$	- hmotnost rotujících částí dopadových válečku v horní větvi ... dle kap. 5.2.3
n_{1d}	$[-]$	- počet válečkových stolic dopadových válečků v horní větvi ... dle konstrukce zvoleno $n_1 = 5$

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR DÉLKY DOLNÍ VĚTVE DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{1 \cdot q_2 \cdot n_2}{L_n}$$

$$q_{RU} = \frac{1 \cdot 3,7 \cdot 9}{19,23} \quad (16)$$

$$q_{RU} = 1,73 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

q_2	[kg]	- hmotnost rotujících částí jednoho válečku v dolní větvi dle kap. ... 5.2.5
n_2	[-]	- počet válečkových stolic v dolní větvi ... dle konstrukce zvoleno $n_2 = 9$

HMOTNOST DOPRAVNÍHO MATERIÁLU NA 1 METR DÉLKY

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

$$q_G = \frac{0,0279 \cdot 650}{1} \quad (17)$$

$$q_G = 18,14 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.10.2 VÝPOČET VEDLEJŠÍCH ODPORŮ F_N

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

$$F_N = 18,14 + 7,16 + 2,94 + 28,59 \quad (18)$$

$$F_N = 56 \text{ N}$$

Kde:

F_{bA}	[N]	- odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování ... dle rovnice (19)
F_f	[N]	- odpor tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením v oblasti urychlování ... dle rovnice (20)
F_t	[N]	- odpor v ložiskách bubnu ... dle rovnice (24)
F_l	[N]	- odpor ohybu pásu na bubnech ... dle rovnice (23)

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_v \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (19)$$

$$F_{bA} = 0,0279 \cdot 650 \cdot (1 - 0)$$

$$F_{bA} = 18,17 \text{ N}$$

Kde:

v_0 [m·s⁻¹] - složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot l_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_{b,min}}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2}$$
$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,0279^2 \cdot 650 \cdot 9,81 \cdot 0,085}{\left(\frac{1 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,376^2} \quad (20)$$

$$F_f = 7,16 \text{ N}$$

Kde:

μ_2 [-] - součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočnicemi ... dle literatury [13]

$l_{b,min}$ [m] - urychlovací délka ... dle rovnice (22)

b_1 [m] - světlá šířka bočního ... vedení dle rovnice (21)

VÝPOČET SVĚTLÉ ŠÍŘKY BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta$$

$$b_1 = 0,4 \cdot \cos 20^\circ \quad (21)$$

$$b_1 = 0,376 \text{ m}$$

VÝPOČET URYCHLOVACÍ DÉLKY

$$l_{b,min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (22)$$

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

$$l_{b,min} = 0,376 \text{ m}$$

Kde:

μ_1 [-] - součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a pásem ...
dle literatury [13]

ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNECH

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

$$F_l = 9 \cdot 0,5 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{5000}{0,5}\right) \cdot \frac{0,009}{0,350} \quad (23)$$

$$F_l = 27,77 \text{ N}$$

Kde:

F [N] - průměrný tah pásu na bubnu ... hodnota předběžně zvolena
 $F = 5000 \text{ N}$

D [m] - průměr hnaného bubnu ... dle konstrukce $D = 350 \text{ mm}$

d [m] - tloušťka pásu ... dle kap. 5.1

ODPOR V LOŽISKÁCH HANÉHO BUBNU

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

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,040}{0,350} \cdot 5000 \quad (24)$$

$$F_t = 2,85 \text{ N}$$

Kde:

d_0 [m] - průměr hřídele hnaného bubnu v ložisku...dle konstrukce
 $d_0 = 40 \text{ mm}$

4.10.3 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY F_{S1}

$$F_{S1} = F_{\varepsilon} \tag{25}$$
$$F_{S1} = 0 \text{ N}$$

Kde:

F_{ε} [N] - odpor vychýlení bočních válečků ...dle lit. [13]

4.10.4 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY F_{S2}

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r + F_a$$
$$F_{S2} = 63,5 + 394,2 + 0 \tag{26}$$
$$F_{S2} = 457,7 \text{ N}$$

Kde:

F_{gL} [N] - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
... dle rovnice (27)

F_r [N] - odpor čističů pásu ... dle rovnice (28)

F_a [N] - odpor shrnovače materiálu ... v konstrukčním řešení
dopravníku není použitý

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANÝM MATERIÁLEM A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot l_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2}$$
$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,0279^2 \cdot 650 \cdot 9,81 \cdot 3}{1^2 \cdot 0,376^2} \tag{27}$$
$$F_{gL} = 63,5 \text{ N}$$

Kde:

l [m] - délka bočního vedení ... dle konstrukce $l = 3$

ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3}$$

$$F_r = 12,96 + 345,6 + 35,32 \quad (28)$$

$$F_r = 394,2 \text{ N}$$

Kde:

F_{r1} [N] - odpor primárního stěrače ... dle rovnice (29)

F_{r2} [N] - odpor sekundárního stěrače ... dle rovnice (31)

F_{r3} [N] - odpor šípového stěrače ... dle rovnice (33)

ODPOR PRIMÁRNÍHO ČISTIČE

$$F_{r1} = A_{pč} \cdot p_1 \cdot \mu_3$$

$$F_{r1} = 0,00072 \cdot 3 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \quad (29)$$

$$F_{r1} = 336,28 \text{ N}$$

Kde:

$A_{pč}$ [m²] - dotyková plocha mezi pásem a primárním čističem ... dle rovnice (30)

p_1 [Pa] - tlak mezi pásem a primárním čističem ... voleno dle lit. [13]

μ_3 [-] - součinitel tření mezi pásem a čističem pásu ... voleno dle lit. [13]

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A PRIMÁRNÍM ČISTIČEM

$$A_{pč} = B_{pč} \cdot t_{pč} \quad (30)$$

$$A_{pč} = 0,360 \cdot 0,002$$

$$A_{pč} = 0,00072 \text{ m}^2$$

Kde:

$B_{pč}$ [m] - šířka primárním čističe ... dle kap. 5.6.1

$t_{pč}$ [m] - tloušťka primárním čističe ... dle kap 5.6.1

ODPOR SEKUNDÁRNÍHO ČISTIČE

$$F_{r2} = A_{sč} \cdot p_2 \cdot \mu_3$$

$$F_{r2} = 0,0096 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \quad (31)$$

$$F_{r2} = 345,6 \text{ N}$$

Kde:

$A_{sč}$ [m²] - dotyková plocha mezi pásem a sekundárním čističem ... dle rovnice (32)

p_2 [Pa] - tlak mezi pásem a sekundárním čističem ... voleno dle lit. [13]

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A SEKUNDÁRNÍM ČISTIČEM

$$A_{sč} = B_{sč} \cdot t_{sč}$$

$$A_{sč} = 0,480 \cdot 0,002 \quad (32)$$

$$A_{sč} = 0,0096 \text{ m}^2$$

Kde:

$B_{sč}$ [m] - šířka sekundárního čističe ... dle kap. 5.6.2

$t_{sč}$ [m] - tloušťka sekundárního čističe ... dle kap. 5.6.2

ODPOR ŠÍPOVÉHO STĚRAČE

$$F_{r3} = m_{\text{šč}} \cdot g \cdot \mu_3$$

$$F_{r3} = 6 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \quad (33)$$

$$F_{r3} = 35,32 \text{ N}$$

Kde:

$m_{\text{šč}}$ [kg] - hmotnost šípového stěrače ... $m_{\text{šč}} = 6 \text{ kg}$

4.10.5 VÝPOČET ODPORU PRO PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY F_{ST}

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

$$F_{St} = 18,14 \cdot 3 \cdot 9,81 \quad (34)$$

$$F_{St} = 534,8 \text{ N}$$

4.11 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRANÍKU

$$P_A = F_U \cdot v$$

$$P_A = 1187,27 \cdot 1 \quad (35)$$

$$P_A = 1187,27 \text{ W}$$

Kde:

P_A [W] - provozní výkon na poháněcím bubnu

4.12 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta}$$

$$P_M = \frac{1187,27}{0,9} \quad (36)$$

$$P_M = 1319,15 \text{ W}$$

Kde:

P_M [W] - potřebný provozní výkon poháněcího motoru

η [-] - účinnost motoru...dle lit. [13]

4.12.1 VÝPOČET OTÁČEK

$$n_p = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_p}$$

$$n_p = \frac{1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,350} \quad (37)$$

$$n_p = 55 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

n_p [min^{-1}] - otáčky pohonu

D_p [m] - průměr hnacího bubnu...dle konstrukce $D_p = 350$ mm

4.12.2 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$M_k = \frac{P_M \cdot 60}{\pi \cdot 2 \cdot n_p}$$

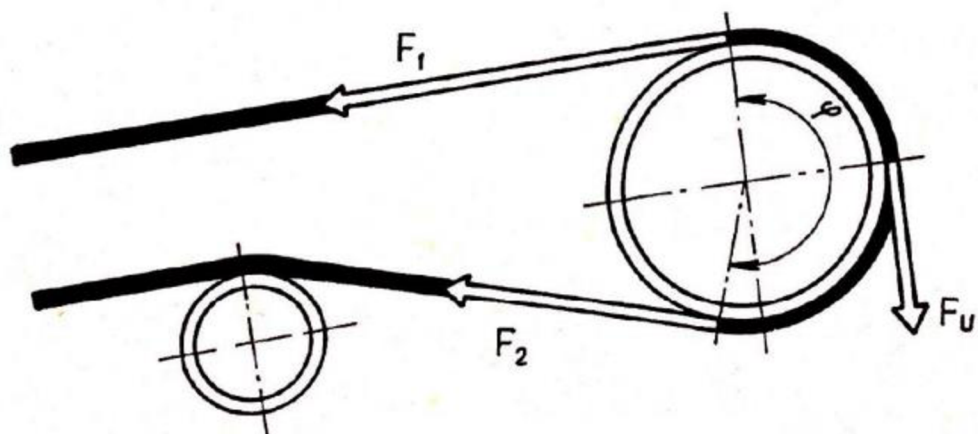
$$M_k = \frac{1188,14 \cdot 60}{\pi \cdot 2 \cdot 55} \quad (38)$$

$$M_k = 230,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

M_k [$\text{N} \cdot \text{m}$] - kroučící moment pohonu

4.13 SÍLY V PÁSU



Obr. 6 Síly působící na pás [13]

4.13.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

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

$$F_{2,\min} \geq 1899,59 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi} - 1} \quad (39)$$

$$F_{2,\min} = 948,45 \text{ N}$$

Kde:

$F_{2,\min}$	[N]	- nejmenší tažná síla ve sbíhající větvi
$F_{U,\max}$	[N]	- maximální obvodová síla ... dle rovnice (40)
μ	[-]	- součinitel tření mezi poháněcí bubnem a pásem ... dle lit. [13]

4.13.2 MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA

$$F_{U,\max} = F_U \cdot \xi$$

$$F_{U,\max} = 1187,24 \cdot 1,6 \quad (40)$$

$$F_{U,\max} = 1899,59 \text{ N}$$

Kde:

ξ [-] - součinitel rozběhu ... dle konstrukce $\varphi = 180^\circ$

4.13.3 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{h,min} = \frac{a_0 \cdot g \cdot (q_B + q_G)}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (41)$$

$$F_{h,min} = \frac{0,8 \cdot 9,81 \cdot (5,050 + 18,17)}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{h,min} = 1898,39 \text{ N}$$

Kde:

$F_{h,min}$ [N] - nejmenší tahová síla pro horní větev s ohlede na průvĚs pásu mezi stolicemi

a_0 [m] - rozteč válečkových stolic v horní části ...dle konstrukce $a_0 = 0,8 \text{ m}$

$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}$ [-] - dovolený relativní průvĚs pásu mezi válečkovými stolicemi ... dle lit. [13]

4.13.4 NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{d,min} = \frac{a_u \cdot g \cdot q_B}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (42)$$

$$F_{d,min} = \frac{2,5 \cdot 9,81 \cdot 5,050}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{d,min} = 1290,12 \text{ N}$$

Kde:

$F_{d,min}$ [N] - nejmenší tahová síla pro dolní větev s ohlede na průvĚs pásu mezi stolicemi

a_u [m] - rozteč válečkových stolic v dolní části ...dle konstrukce $a_u = 2 \text{ m}$

4.13.5 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right)$$
$$F_{max} \approx F_1 \approx 1187,24 \cdot 0,012 \left(\frac{1}{e^{0,35 \cdot \pi} - 1} + 1 \right) \quad (43)$$

$$F_{max} = 2848,04 \text{ N}$$

Kde:

F_{max} [N] - nejmenší tahová síla v pásu

F_1 [N] - tahová síla v horní větvi

4.13.6 TAHOVÁ SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \approx 2848,04 \text{ N} \quad (44)$$

4.13.7 TAHOVÁ SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}}$$
$$F_2 = \frac{2848,04}{e^{0,35 \cdot \pi}} \quad (45)$$

$$F_2 = 948,45 \text{ N}$$

Kde:

F_2 [N] - tahová síla v dolní větvi

4.14 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2$$

$$F_C = 2848,04 + 948,45 \quad (46)$$

$$F_C = 3796,49 \text{ N}$$

Kde:

F_C [N] - celková síla působící na buben

4.15 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

$$R_d \cdot B \geq F_{max}$$

$$400 \cdot 500 \geq 3796,49 \quad (47)$$

$$200000 \geq 3796,5$$

Kde:

R_d [MPa] - dovolené namáhání pásu v tahu ... dle kap. 5.1

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DOPRAVNÍKU

5.1 DOPRAVNÍ PÁS

Na základě vlastností dopravovaného materiálu, zvolených a vypočtených hodnot v kapitole 3.5 volím pryžový pás oleji vzdorný od firmy Gumex s označením EP 400/3 4+2 G-OIL. Pás je určený pro přepravu materiálů s obsahem tuků, olejů a pohonných hmot. Použití je vhodné pro čističky odpadních vod, třídíček odpadů, recyklačních závodů a přepravu dřeva s obsahem pryskyřice. Technické parametry pásu jsou uvedeny v tab. 2.



Obr. 7 Pás Gumex EP/3 4+2 G-OIL [17]

Tab. 2 Technické parametry dopravního pásu Gumex EP/3 4+2 G-OIL [17]

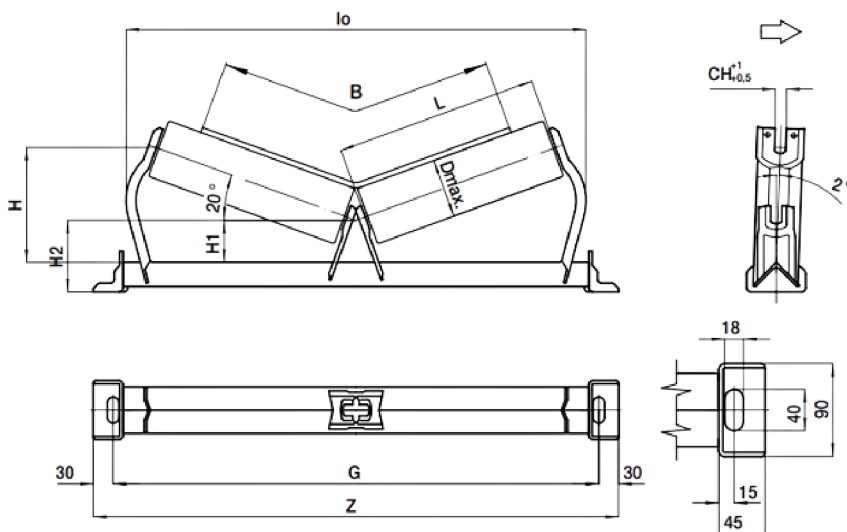
Typ	Obrusivost pásu	Pevnost pásu	Šířka pásu	Počet vložek	Tloušťka pásu	Min. Ø bubnu	Počet vložek	Hmotnost
[-]	[mm ³]	[N/mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[-]	[kg/m]
EP	200	400	500	3	9	350	3	5,050

Pás je vulkanizačně spojený za tepla.

5.2 VÁLEČKOVÉ STOLICE A VÁLEČKY

5.2.1 VÁLEČKOVÁ STOLICE HORNÍ VĚTVE

Na základě zvoleného pásu a jeho šířky byla zvolena dvouválečková stolice s označením 3520001 C0 se sklonem válečků 20° od firmy Dugom Rulli. Stolice je do konstrukce přimontována pomocí šroubů. Technické parametry horních stolic jsou uvedeny v tab. 3.



Obr. 8 Dvouválečková stolička 3520001 C0 [18]

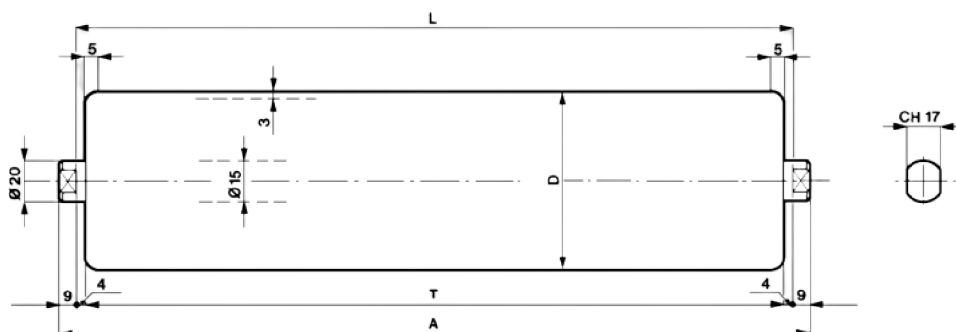
Tab. 3 Technické parametry dvouválečkové stoličky 3520001 C0 [18]

CH	H1	B	L	G	Z	H	H2	Io	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
17	64	400	308	740	800	174	109	707	4,92

První a poslední dvě nosné stoličky jsou vyrobeny pod menším úhlem a to 10° resp. 5° pro menší namáhání pásu při náběhu na bubem. Jelikož Dugom Rulli tyto stoličky nenabízí, byly poptány u externího dodavatele.

5.2.2 VÁLEČKY HORNÍ VĚTVĚ

Na základě parametrů válečkové stoličky volím hladké válečky od firmy Dugom Rulli s označením 308062 S. Technické parametry těchto válečků jsou uvedeny v tab. 4.



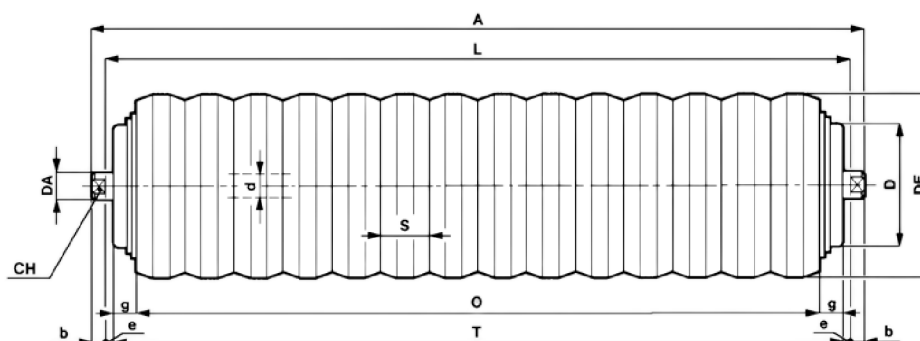
Obr. 9 Nosný váleček 308062 S [19]

Tab. 4 Technické parametry nosného válečku 308062 S [19]

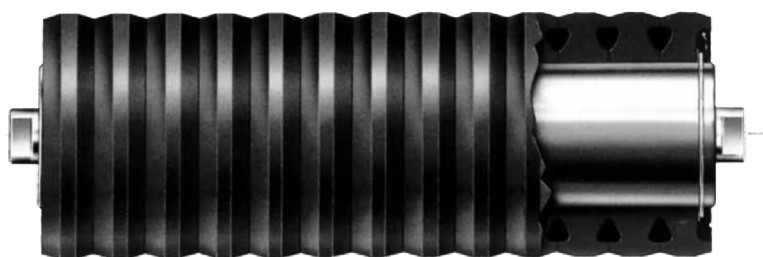
ØD	L	A	T	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
76	308	326	300	2,55

5.2.3 DOPADOVÉ VÁLEČKY HORNÍ VĚTVE

V místě nakládání materiálu byly taktěž použity válečky od firmy Dugom Rulli. Jedná se o pogumované dopadové válečky s označením 315002. Technické parametry dopadových válečků jsou uvedeny v tab. 5.



Obr. 11 Dopadový váleček 315002 [20]



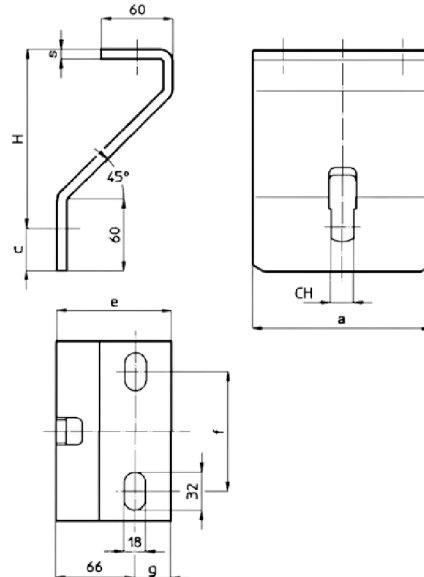
Obr. 10 Řez dopadovým válečkem 315002 [20]

Tab. 5 Technické parametry dopadového válečku 315002 [20]

ØDE	ØD	d	DA	L	b	e	g	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
89	60	20	20	308	9	9	16	3,36

5.2.4 VÁLEČKOVÁ STOLICE SPODNÍ VĚTVE

Podle zvoleného typu pásu byla použita jednoválečková stolice s označením 110403 od firmy Dugom Rulli. Technické parametry jednoválečkové stolice jsou uvedeny v tab. 6.



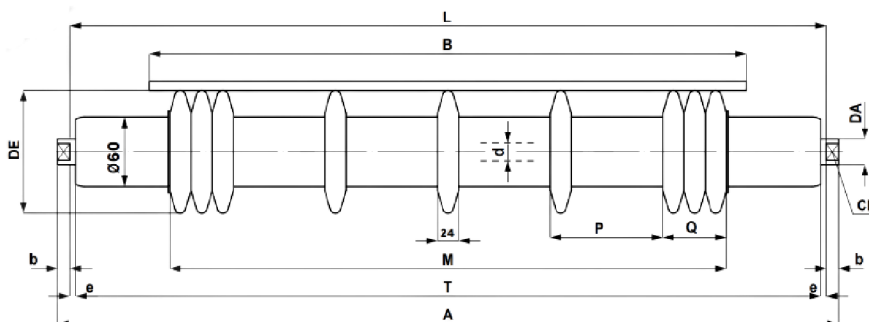
Obr. 12 Jednoválečková stolice 110403 [18]

Tab. 6 Technické parametry jednoválečkové stolice 110403 [18]

CH	H	a	c	e	f	g	s	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
89	150	150	35	96	100	30	8	2

5.2.5 VÁLEČKY SPODNÍ VĚTVE

Na základě šířky pásu a válečkové stolice volím válečky spodní větve od firmy Dugom Rulli s označením 316024AA. Tyto válečky jsou vhodné lepkové materiály a jsou využívány pro zbytkové čištění pásu. Technické parametry vratných válečků jsou uvedeny v tab. 7.



Obr. 13 Dolní váleček 316024AA [20]



Tab. 7 Technické parametry dolního válečku 316024AA [20]

ØDE	Ød	ØDA	b	e	B
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
108	15	20	9	4	500
L	M	P	Q	CH	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
658	435	120	50	17	3,7

5.3 BUBNY

5.3.1 HNACÍ BUBEN

Hnací buben je součástí poháněcí stanice. Jedná se o svařenec složený z pláště, který je mírně bombírován, dvou bočních stěn a vnitřní trubky pro svěrná pouzdra. Ve vnitřní trubce je vložený hřídel, který je pomocí svěrných pouzder připevněn ke svařenci. Na plášti bubnu je nalepeno pogumování. Buben byl navržen na základě parametrů pásu. Hřídel je vyroben materiálu S235JR. Hnací buben je uložen ložiskových domcích od firmy SKF SYJ 40 TF [23].

5.3.2 HNANÝ BUBEN

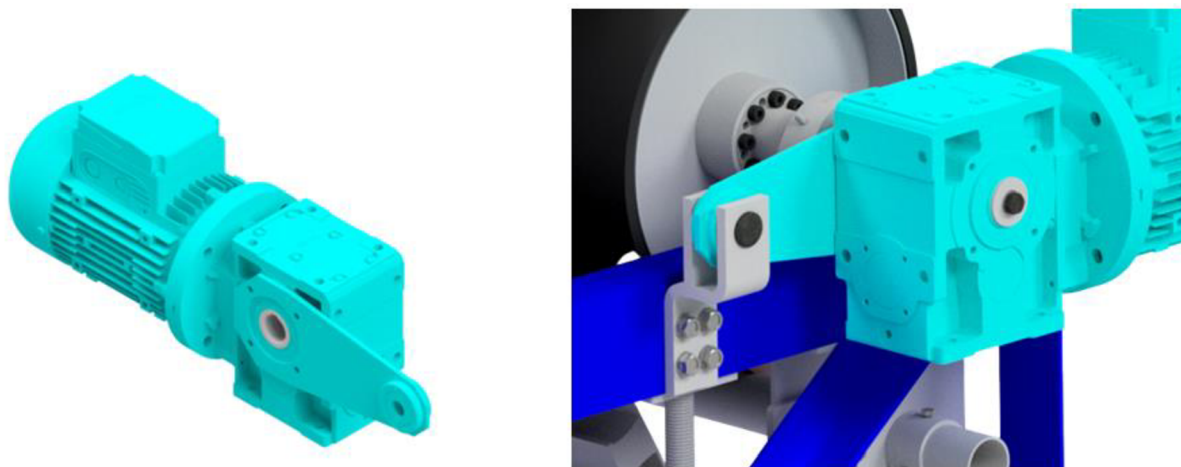
Hnaný buben je součástí napínací stanice. Je konstrukčně stejný jako hnací buben.

5.4 POHON DOPRAVNÍKU

Podle vypočtených hodnot jsem zvolil kuželočelní převodovku od firmy Rossi s firemním označením G MR ICI 64 UO3A - 24 x 200 s momentovým ramenem. Jedná se o čtyřpólový, třífázový elektromotor o výkonu 1,5 kW. Výstup z převodovky je realizován dutým výstupním hřídelem. Volím tento pohon, zejména díky jeho spolehlivosti a ceně oproti obvykle používaného elektrobubnu.

V převodovce na základě jeho použití na dopravníku je vmontována volnoběžné jednosměrné ložisko, které slouží jako brzda dopravníku proti samovolnému rozběhu.

Spojení hnaného bubnu a pohonu je realizováno vložením hřídele hnaného bubnu do dutého výstupního hřídele převodovky. Pohon je dále připevněn k rámu dopravníku pomocí momentového ramena. Aby se síly upevňovacích šroubů nepřenášely do ložisek převodovky, je v upevňovacím otvoru momentového ramena vloženo pryžové pouzdro, které tlumí rázy.

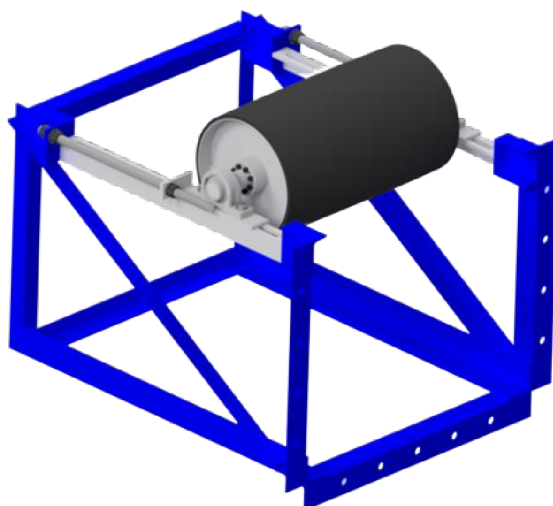


Obr. 14 Pohon dopravníku a detail jeho upevnění ke konstrukci

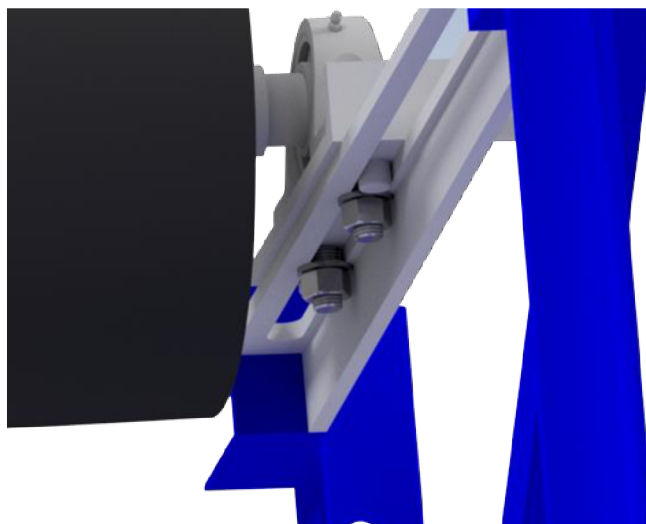
5.5 NAPÍNAČÍ ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení je navrženo pomocí dvou šroubů a dvou ložiskových jednotek SKF SYJ 40 TF od firmy SKF [23], které jsou pomocí šroubů připevněna k podložkám které jezdí v drážce. Přímočarý pohyb napínání je zajištěn dvěma přivařených kolíků k podložce (viz. obr 16). Délka posuvu napínání je vzhledem k délce dopravníku přibližně 2%.

Rám je svařen z normalizovaných profilů U100 ČSN 42 5570 a profilů L50 a L70 ČSN 42 5541.



Obr. 15 Napínací stanice



Obr. 16 Detail napínání

5.6 ČISTIČE PÁSU

Dle zvolené konstrukce byly použity tři typy stěračů. Všechny tři stěrače jsou od firmy Dugom Rulli.

5.6.1 PRIMÁRNÍ ČISTIČ

Primární čistič slouží k odstranění primárních nečistot. Volím čistič s označením DPPS01 s šířkou 340 mm podle zvoleného pásu. [21]



Obr. 17 Primární čistič pásu DPPS01 [21]

5.6.2 SEKUNDÁRNÍ ČISTIČ

Sekundární stěrač slouží k hlavnímu čištění pásu. Volím pás s označením DST001A. Tento typ čističe je univerzální, ale také vhodný pro lepkavé a vlhké materiály. Stírání je zaručeno karbidovými břity. [21]



Obr. 18 Sekundární čistič pásu DST001A [21]

5.6.3 VNITŘNÍ (ŠÍPOVÝ) STĚRAČ

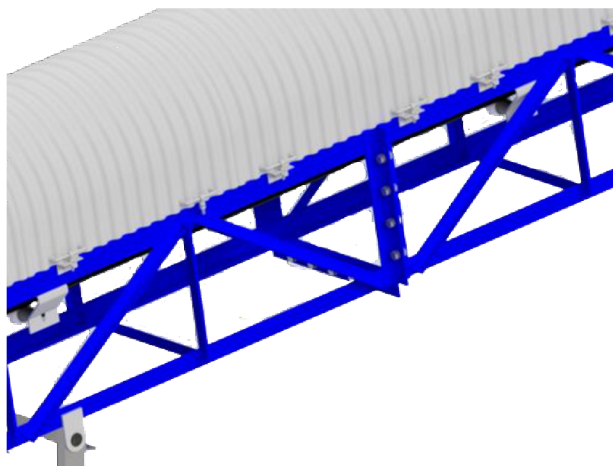
Vnitřní šípový stěrač chrání před nežádoucím materiálem, který se může nalepit na hnaný buben a následně může poškodit pás, což má za následek sníženou životnost pásu. Odstraněný materiál padá mimo pás. Dle šířky pásu volím šípový stěrač s označením DIV001. [21]



Obr. 19 Vnitřní (šípový) stěrač DIV001 [21]

5.7 NOSNÁ KONSTRUKCE

Nosná konstrukce je svařovaná z normalizovaných profilů U100 ČSN 42 5570, L50 a L70 ČSN 5541. Jedná se o příhradovou konstrukci rozdělenou do 5 segmentů, včetně napínací stanice. Jejich spojení a celkové řešení konstrukce je na obr. 20.



Obr. 20 Detail spojení příhradové konstrukce

5.8 KRYTOVÁNÍ KONSTRUKCE

Pro zvolený dopravník jsem použil krytování dopravníku od firmy Rulmeca s označením. Jelikož se jedná dřevní štěpu, hrozí při venkovním použití odnos materiálu z pásu. Dále chrání materiál před deštěm a jiným nevhodným přírodním podmínkám, které mohou ohrozit plynulost chodu pásu. Krytí je připevněno k nosné konstrukci pomocí dodaných úchytů. [22]

5.9 KONSTRUKCE STOJIN

Celou nosnou konstrukci podpírají celkem čtyři stojiny, které jsou spolu roznášecí deskou ukotveny do betonu s železnou výztuží pomocí závitových tyčí a matic. Závitové tyče jsou v patkách připevněny chemickou kotvou a betonové patky jsou vylité po nezamrzlou hloubku 80 cm.

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Pevnostní výpočet byl proveden na hřídel hnaného bubnu podle lit. [15]

6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HANÉHO BUBNU

- hřídel je kontrolována na mezní stav pružnosti (MSP)

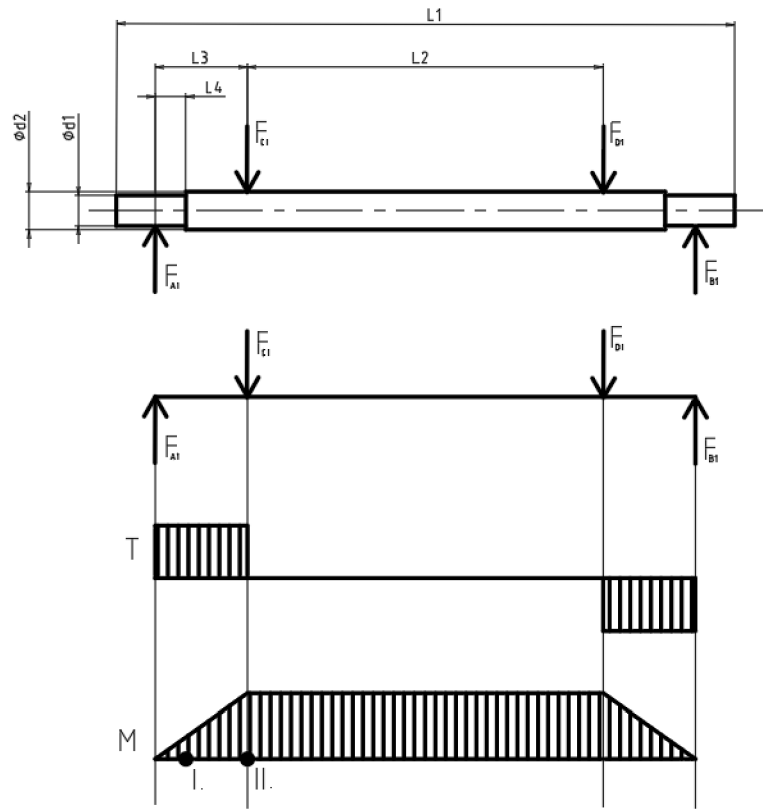
6.1.1 VOLBA MATERIÁLU HŘÍDELE

Hřídel je namáhan míjivým ohybem. Je vyroben z materiálu S235JR Dovolené napětí pro míjivý ohyb podle lit. [16] je: $\sigma_{\text{dov}} = 50\text{--}75 \text{ MPa} \rightarrow$ voleno 50 MPa.

6.1.2 ROZMĚRY HŘÍDELE

- $L_1 = 810 \text{ mm}$
- $L_2 = 506 \text{ mm}$
- $L_3 = 122 \text{ mm}$
- $L_4 = 42 \text{ mm}$
- $\text{Ø}d_1 = 50 \text{ mm}$
- $\text{Ø}d_2 = 40 \text{ mm}$

6.1.3 PRŮBĚH VVSM



Obrázek 21 Průběh VVSM na hnané hřídeli

6.1.4 PŮSOBÍCÍ SÍLY NA HŘÍDEL

$$F_{C1} = F_{D1} = \frac{F_C}{2}$$

$$F_{C1} = F_{D1} = \frac{3796,5}{2} \quad (48)$$

$$F_{C1} = F_{D1} = 1898,25 \text{ N}$$

Kde:

F_{C1} [N] - síla působící na hřídel v bodě C

F_{D1} [N] - síla působící na hřídel v bodě D

SILOVÁ PODMÍNKA

$$T: \Sigma T = 0 \quad (49)$$



$$F_{A1} + F_{B1} - F_{C1} - F_{D1} = 0$$

$$F_{A1} = F_{C1} + F_{D1} - F_{B1}$$

$$F_{A1} = 1898,25 + 1898,25 - 1898,25$$

$$F_{A1} = 1898,25 \text{ N}$$

Kde:

F_{A1} [N] - silová reakce působící na hřídel v bodě A

F_{B1} [N] - silová reakce působící na hřídel v bodě B

MOMENTOVÁ PODMÍNKA

$$M: \Sigma M_{0A} = 0$$

$$-F_{C1} \cdot L_3 - F_{D1} \cdot (L_3 + L_2) + F_{B1} \cdot (2 \cdot L_3 + L_2)$$

$$F_{B1} = \frac{F_{C1} \cdot L_3 + F_{D1} \cdot (L_3 + L_2)}{(2 \cdot L_3 + L_2)}$$

$$F_{B1} = \frac{1898,25 \cdot 122 + 1898,25 \cdot (122 + 506)}{(2 \cdot 122 + 506)}$$

$$F_{B1} = 1898,25 \text{ N}$$

6.1.5 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V KRITICKÉM MÍSTĚ I.

$$\sigma_{Omax_I} = \alpha \cdot \sigma_{nom_I}$$

$$\sigma_{Omax_I} = 2 \cdot 12,69 \tag{50}$$

$$\sigma_{Omax_I} = 25,38 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{Omax_I} [Mpa] - maximální ohybové napětí v kritickém místě I

σ_{nom_I} [MPa] - nominální ohybové napětí v kritickém místě I

α [-] - součinitel tvaru

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{Omax_I} = F_{A1} \cdot L_4$$

$$M_{Omax_I} = 1898,25 \cdot 0,042 \quad (51)$$

$$M_{Omax_I} = 79,73 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde:

M_{Omax_I} [Mpa] - maximální ohybový moment v kritickém místě I

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O_I} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32}$$

$$W_{O_I} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} \quad (52)$$

$$W_{O_I} = 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

W_{O_I} [m³] - modul průřezu v ohybu v kritickém místě I

NOMINÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{Onom_I} = \frac{M_{Omax_I}}{W_{O_I}}$$

$$\sigma_{Onom_I} = \frac{79,73}{6,28 \cdot 10^{-6}} \quad (53)$$

$$\sigma_{Onom_I} = 12,69 \text{ MPa}$$

6.1.6 BEZPEČNOST VHLEDEM K MSP V KRITICKÉM MÍSTĚ I.

$$k_I = \frac{\sigma_{O dov}}{\sigma_{Omax_I}} \quad (54)$$



$$k_I = \frac{50}{25,38}$$

$$k_I = 1,97$$

Kde:

k_I [-] - bezpečnost vzhledem k MPS v kritickém místě I.

6.1.7 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V KRITICKÉM MÍSTĚ II.

$$\sigma_{Omax_II} = \frac{M_{Omax_II}}{W_{O_II}}$$

$$\sigma_{Omax_II} = \frac{231,59}{1,23 \cdot 10^{-5}} \quad (55)$$

$$\sigma_{Omax_II} = 18,87 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{Omax_II} [MPa] - maximální ohybové napětí v kritickém místě II

M_{Omax_II} [Mpa] - maximální ohybový moment v kritickém místě II

W_{O_II} [m³] - modul průřezu v ohybu v kritickém místě II

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{Omax_II} = F_{A1} \cdot L_3$$

$$M_{Omax_II} = 1898,25 \cdot 0,122$$

$$M_{Omax_II} = 231,59 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{O_II} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

$$W_{O_II} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} \quad (56)$$

$$W_{O_{II}} = 1,23 \cdot 10^{-5} m^3$$

6.1.8 BEZPEČNOST VHLEDEM K MSP V KRITICKÉM MÍSTĚ II.

$$k_{II} = \frac{\sigma_{O_{dov}}}{\sigma_{O_{max_{II}}}}$$

$$k_{II} = \frac{50}{18,87}$$

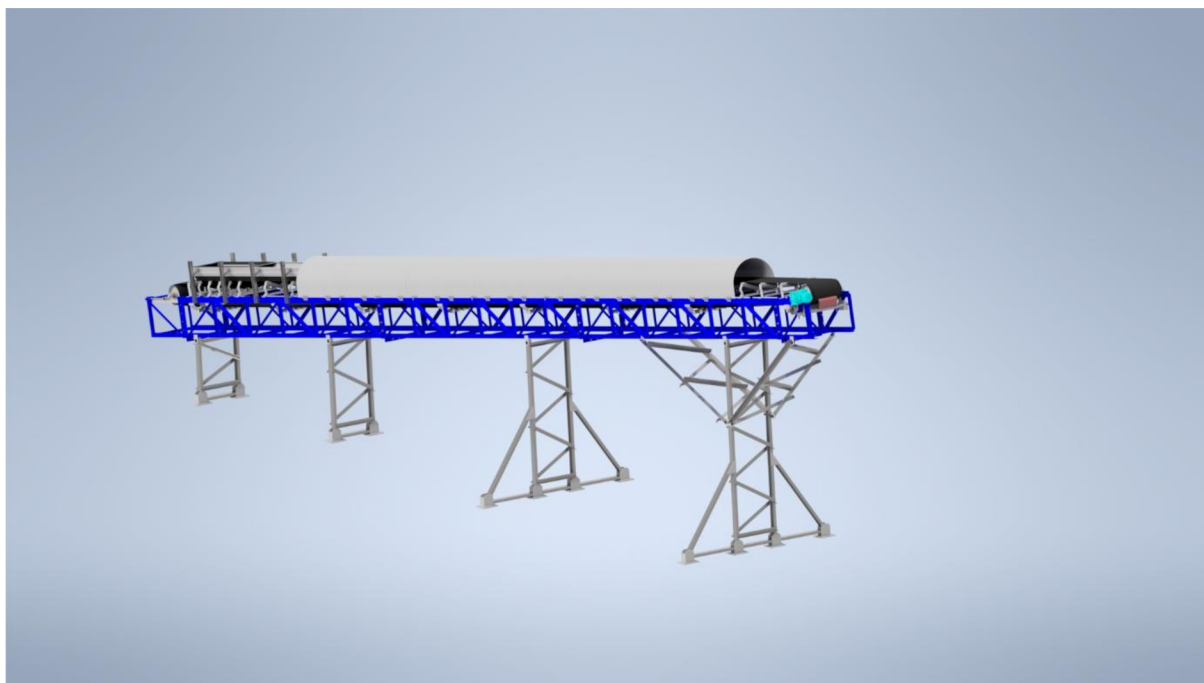
$$k_{II} = 2,64$$

k_{II} [-] - bezpečnost vzhledem k MPS v kritickém místě II.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrh pásového dopravníku pro transport dřevní štěpky, jehož využití by mohlo mít význam při řešení problémů spojených s energetickou krizí. Veškeré výpočty byly provedeny v souladu s parametry hmotnostního výkonu, výškového rozdílu a dopravovaného materiálu, jenž byly zadány dle normy ČSN ISO 5048. Podle těchto výpočtů byly následně určeny základní rozměry pásového dopravníku. Patřičné komponenty byly vybrány rovněž na základě příslušných výpočtů. Dále byla provedena pevnostní kontrola osy hnaného bubnu a proveden rozbor vlastností přepravovaného materiálu.

Bakalářská práce je zakončena výkresovou dokumentací. Jedná se o sestavný výkres navrhovaného pásového dopravníku a svarku rámu napínací stanice pro jehož tvorbu byl použit software Autodesk Inventor Professional 2022. Zmíněné výkresy je možné nalézt v přílohách této práce.



Obr. 22 Pásový dopravník

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol. ISBN 1524.
- [2] KOVÁČ, Milan a Vladimír K LAPITA. *Manipulácia s materiálom v doprave*. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 80-8070-174-1.
- [3] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [4] FRIES, Jiří. *Konstrukční řešení bubnů pásových dopravníků a jejich výpočet*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0484-0.
- [5] JANOVS KÝ, Lubomír. *Transportní zařízení*. 1. Praha: ČVUT, 1976. ISBN 401-2185..
- [6] Schéma pásového dopravníku. *ENERGETIKA info* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.energetika.info.cz/33/dopravniky-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4EIDzobldhBp5kmHWv1arU1oCD-vMUnwPlw/>
- [7] SIMANOV, Vladimír. *Energetické využívání dříví: možné způsoby energetického využívání těžebního odpadu a dalších opomíjených zdrojů dříví*. 2. vyd. Olomouc: TERRAPOLIS, 1995.
- [8] KRENÍKOVÁ, Věra. *Odpady a druhotné suroviny I*. Ústí nad Labem: Univerzita Jana Evangelisty Purkyně, Fakulta životního prostředí, 2014. ISBN 978-80-7414-869-9. Dostupné také z: http://envimod.fzp.ujep.cz/sites/default/files/skripta/46e_final_tisk.pdf
- [9] VČELIČKA, Jaroslav a Rudolf BORIŠEK. *Průmyslové využití odpadů dřeva*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [10] Dřevní štěpka. *Biom* [online]. 2010 [cit. 2022-03-15]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/obrazek/drevni-stepka-vyrobena-nozovym-stepkovacem>
- [11] Štěpkovač za traktor. Remet CNC [online]. 2018 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://remetcnc.cz/professional/159-diskovy-stepkovac-rt-690r-pt.html>
- [12] ČSN EN ISO 17225-4. *Tuhá biopaliva - Specifikace a třídy paliv - Část 4: Tříděná dřevní štěpka*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2021, 16 s.
- [13] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994. 16 s.
- [14] FEEDING OF BIOMASS: DESIGN EXPERIENCE WITH WOOD CHIPS. *Bulk-online* [online]. [cit. 2022-03-10]. Dostupné z: <https://news.bulk-online.com/bulk-solids-handling-archive/feeding-of-biomass-design-experience-with-wood-chips.html>
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.



- [16] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Sedmé vydání. Úvaly: Albra, 2021. ISBN 978-80-7361-124-8.
- [17] Gumex. *Pryžové pásy olejivzdorné* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/ep-4003-42-g-oil-pryzovy-olejivzdorny-dopravnikovy-pas-02267050>
- [18] BRACKETS. *Dugom Rulli* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/en/download/category/7-materiale-alla-rinfusa.html?download=28:supporti>
- [19] ROLLERS SERIES 308 FOR MEDIUM-HEAVY DUTY BELT CONVEYORS. *Dugom Rulli* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/en/download/category/7-materiale-alla-rinfusa.html?download=20:rulli-308-per-nastri-medio-pesanti>
- [20] IMPACT AND RETURN RUBBER TREAD ROLLERS. *Dugom Rulli* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/en/download/category/7-materiale-alla-rinfusa.html?download=23:rulli-d-impatto-edi-ritorno-con-anelli>
- [21] Scrapers. *Dugom Rulli* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dugomrulli.it/en/products/scrapers.html>
- [22] Covers. *Rulmeca* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.rulmeca.com/en/products_bulk/catalogue/1/belt_conveyors/3/accessories/16/covers
- [23] Ložisková jed. *Pillow block ball bearing units* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SYJ%2040>

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Typ výkresu	Název	Číslo výkresu	List
Výkres sestavy	PÁSOVÝ DORPAVNÍK_1_5	0-PD/000000-00	1/5
Výkres sestavy	PÁSOVÝ DORPAVNÍK_2_5	0-PD/000000-00	2/5
Seznam položek	PÁSOVÝ DORPAVNÍK_3_5	4-PD/000000-00	3/5
Seznam položek	PÁSOVÝ DORPAVNÍK_4_5	4-PD/000000-00	4/5
Seznam položek	PÁSOVÝ DORPAVNÍK_5_5	4-PD/000000-00	5/5
Výkres sestavy	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ_1_2	1-PD/003000	1/2
Výkres sestavy	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ_2_2	4-PD/003000	2/2