

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy



Podlahový sběrný dopravník
Floor pick up system

Student:

Bc. František Zádrapa

Vedoucí práce:

prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student:	Bc. František Zádrapa
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma:	Podlahový sběrný systém Floor Pick up System

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše k problematice sběru abraziva
- 2) Technologický výpočet podlahového systému
- 3) Konstrukční řešení podlahového systému sběru sypkých hmot
- 4) Pevnostní výpočty
- 5) Výkresová dokumentace

Seznam doporučené odborné literatury:

- Zegzulka, J.: Mechanika sypkých hmot, Laboratoř sypkých hmot, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004
Jasaň, V.: Teória a stavba dopravníkov, TU Košice, Alfa Bratislava, 1984.
Pešat, Z.: Manipulace v hutích. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1992.
Fiala, J.: Strojnické tabulky. Praha: SNTL Praha, 1989.
Firemní literatura a potřebné normy
Metody měření a vyhodnocení měřených vzorků Laboratoře sypkých hmot, Ostrava: VŠB – TU OSTRAVA.
Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001.
Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003.
Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě
19.5.2014

.....
Zádrapa

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5.2014

..... Zádrapa

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. František Zádrapa

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostrava - Plesná

Pěkná 200/10

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZÁDRAPA, F. *Podlahový sběrný systém: diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 67 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou podlahového sběru abraziva vytryskaného v tryskacích boxech s následným návrhem dopravního zařízení umístěného společně s tryskacím a regeneračním zařízením v ISO kontejneru. V úvodní části je provedena rešerše současného stavu způsobů sběru abraziva, podle které je dle požadavků zadání provedena volba konkrétního navrhovaného zařízení. Následuje popis jednotlivých částí zařízení s technologickými výpočty, kterými jsou určeny důležité parametry pro volbu pohonu. Součástí práce je také technická dokumentace navrženého zařízení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZÁDRAPA, F. *Floor pick up system: Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 67 s. Thesis head: prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

This thesis deals with the collection of floor abrasive blasting blasted in the pits with subsequent design of transport equipment placed together with blasting and restoration facility in ISO container. In the first part the current state of research methods for the collection of abrasive, under which it is carried out according to the requirements of the assignment of a particular choice of the proposed facility. The following is a description of the various parts with technological calculations, which are used to select the important parameters of the drive. The work also includes technical documentation of the proposed facility.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1 Úvod.....	11
2 Tryskání	12
2.1 Způsoby tryskání	12
2.1.1 Pneumatické tryskání	12
2.1.2 Mechanické tryskání	14
2.2 Tryskací materiály	16
2.3 Recyklace vytryskaného abraziva	19
3 Podlahový sběr abraziva.....	20
3.1 Lokální sběr abraziva násypkou	20
3.2 Šnekové dopravníky	21
3.3 Pásové dopravníky.....	24
3.4 Systém posuvných hrabic	25
3.5 Pneumatický sběr.....	28
4 Mechanicko-fyzikální vlastnosti dopravovaného materiálu	29
4.1 Sypná hmotnost	29
4.2 Sypný úhel	30
4.3 Úhel vnějšího tření.....	31
4.4 Úhel vnitřního tření	34
5 Návrh variant.....	35
5.1 Varianta A.....	36
5.2 Varianta B.....	37
5.3 Varianta C.....	38
5.4 Volba varianty	39
6 Návrh mechanismu pohonu.....	39
6.1 Návrh variant mechanismu pohonu	39
6.1.1 Ozubený převod	39
6.1.2 Pohon systémem lan.....	40
6.1.3 Mechanismus s otočným ramenem	41

6.2	Volba varianty mechanismu pohybu	41
7	Návrh dopravního systému	42
7.1	Dispoziční řešení	42
7.2	Podélný dopravník	42
7.3	Příčný dopravník	45
7.4	Celá sekce	45
8	Technologické výpočty	47
8.1	Výpočet rychlosti přímočarého pohonu	47
8.2	Návrh pohonu	50
8.2.1	Síla potřebná k překonání odporu materiálu	50
8.2.2	Síla potřebná k překonání odporů nosných prvků (koleček).....	53
8.3	Volba pohonu	56
9	Pevnostní analýza pomocí MKP	61
10	Krytí dopravního systému	63
11	Závěr.....	64
	Seznam použitých zdrojů.....	66
	Seznam výkresové dokumentace.....	67
	Seznam příloh	67

Seznam použitých značek a symbolů

a	Základna hrnutého trojúhelníku	[m]
a_r	Zrychlení aktuátoru při rozběhu	$[m \cdot s^{-2}]$
d	Vnitřní průměr ložiska typu 6001	[m]
f_{ξ}	Součinitel čepového tření v ložisku	[-]
f_v	Součinitel smykového tření	[-]
g	Tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	Efektivní výška hrabice	[m]
h_1	Výška hrnutého trojúhelníku	[m]
h_e	Ekvivalentní výška materiálu	[m]
l_1	Délka hrabice podélného rámu	[m]
m_1	Hmotnost odměrného válce	[kg]
m_c	Celková hmotnost pohybujících se hmot v celém systému	[kg]
m_m	Celková hmotnost materiálu při maximálním vytížení dopravníku	[kg]
m_{m1}	Hmotnost materiálu v jedné podélné sekci	[kg]
m_{m2}	Hmotnost materiálu v jedné příčné sekci	[kg]
m_n	Naměřená hmotnost materiálu v odměrném válci	[kg]
m_p	Hmotnost držáku závaží a krycího víčka	[kg]
m_r	Hmotnost všech pohyblivých rámu	[kg]
m_{r1}	Hmotnost jednoho podélného rámu	[kg]
m_{r2}	Hmotnost jednoho příčného rámu	[kg]
m_z	Hmotnost závaží	[kg]
n	Počet závaží	[-]
n_1	Celkový počet podélných sekcí	[-]
n_2	Celkový počet příčných sekcí	[-]
n_{po}	Počet hrabic v jedné podélné sekci	[-]
$n_{př}$	Počet hrabic v jedné podélné sekci	[-]
n_{r1}	Počet podélných sekcí pro výpočet odporu materiálu	[-]
n_{r2}	Počet příčných sekcí pro výpočet odporu materiálu	[-]
r	Rozteč mezi jednotlivými hrabicemi	[m]
r_1	Poloměr smykového kroužku	[m]
r_k	Roztečná kružnice ložiska typu 6001	[m]
s	Velikost dráhy kmitu jednotlivých dopravníků	[m]

s_{12}	Dráha pohybu aktuátoru při rovnoměrné rychlosti	[m]
t	Čas pohybu dopravníků v jednom směru	[s]
t_{12}	Doba posuvu aktuátoru rovnoměrnou rychlostí	[s]
t_d	Doba doběhu pohonu	[s]
t_r	Doba rozběhu pohonu	[s]
v_1	Rychlost aktuátoru na konci rozběhu	[m·s ⁻¹]
v_{12}	Rychlost aktuátoru při rovnoměrném pohybu	[m·s ⁻¹]
v_e	Ekvivalentní rychlost pohybu materiálu	[m·s ⁻¹]
v_{jm}	Jmenovitá rychlost aktuátoru	[m·s ⁻¹]
v_p	Potřebná průměrná rychlost přímočarého pohonu	[m·s ⁻¹]
A	Obsah smykového kroužku	[m ²]
D	Vnější průměr ložiska typu 6001	[m]
F_c	Celková síla potřebná pro návrh pohonu	[N]
F_i	Setrvačné síly	[N]
F_m	Síla potřebná k překonání odporu materiálu v celém dopravníku	[N]
F_{m1}	Síla potřebná k překonání odporu materiálu v jedné podélné sekci	[N]
F_{m2}	Síla potřebná k překonání odporu materiálu v jedné příčné sekci	[N]
F_p	Statická síla pro překonání odporu materiálu a pohyblivých rámu	[N]
F_r	Celková síla potřebná k překonání odporu koleček	[N]
F_{r11}	Odpor způsobený valivým třením pohybu podélného rámu	[N]
F_{r12}	Odpor způsobený valivým třením pohybu příčného rámu	[N]
F_{r21}	Odpor z tření v ložiskovém uložení nosného kolečka podélného rámu	[N]
F_{r22}	Odpor z tření v ložiskovém uložení nosného kolečka příčného rámu	[N]
G_{r1}	Tíha jednoho podélného rámu	[N]
G_{r2}	Tíha jednoho příčného rámu	[N]
N_w	Normálová síla	[N]
Q	Dopravní množství	[kg·hod ⁻¹]
R	Průměr nosného kolečka	[m]
S_e	Ekvivalentní průřez	[m ²]
S_w	Smyková síla	[N]
V_1	Objem materiálu před jednou hrabicí	[m ³]
V_e	Ekvivalentní objem hnutého materiálu	[m ³]
V_v	Objem odměrného válce	[m ³]

ξ	Rameno valivého odporu	[m]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ_s	Zaokrouhlená hodnota sypné hmotnosti ocelové drti	[kg·m ⁻³]
ρ_{s1}	Přesná hodnota sypné hmotnosti ocelové drti	[kg·m ⁻³]
σ_w	Normálové napětí	[Pa]
τ_w	Smykové napětí	[Pa]
ϕ_w	Úhel vnějšího tření	[°]
ϕ_i	Úhel vnitřního tření	[°]
ψ_s	Přirozený sypný úhel	[°]

1 Úvod

Otryskávání materiálu je pro své výhody hojně uplatňováno v mnoha oblastech současného průmyslu. Pro svou univerzálnost a kvalitu povrchové úpravy tryskaných materiálů tak nachází využití ve stále více podnicích. Některé podniky však nenachází toto využití po celý rok, případně nemají dostatečné prostory nebo finanční prostředky pro pořízení vlastní tryskací komory. Pro tyto účely je vhodnou volbou použití mobilních tryskacích komor, které mají veškerou technologii potřebnou pro tryskání již integrovanou. Ideální možností na konstrukci mobilní tryskací komory je umístění všech těchto technologií do unifikovaného ISO kontejneru. Touto variantou je zaručena snadná přepravitelnost a bezproblémová manipulace všemi manipulátory určenými pro unifikované kontejnery.

Cílem této diplomové práce je návrh právě jednoho ze zařízení potřebných k efektivnímu tryskání, konkrétně podlahového sběru vytryskaného abraziva, pro dopravu vytryskaného materiálu, společně s odpadovým materiálem vzniklým při tryskání. Tyto materiály jsou společně dopravovány do regeneračního zařízení pro třídění vytryskaného abraziva pro následné další použití tryskacím zařízením. Celá tato technologie je umístěna ve 40-ti stopého kontejneru typu AAA.

Úvod této práce je zaměřen na obecný popis základních principů otryskávání a tryskacích materiálů, společně s jejich využitím. Následuje kapitola o běžně používaných typech podlahového sběru v tryskacích komorách, ze kterých je zpracován návrh tří možných variant provedení. Z těchto variant je zvolen systém posuvných hrabic, který svými vlastnostmi nejlépe vyhovuje požadavkům.

Po volbě varianty je navržena dispozice rozložení zařízení v kontejneru a jsou popsány hlavní části navrhovaného zařízení. Další kapitola pak pojednává o technologických výpočtech, jako je výpočet potřebné rychlosti posuvu pro dopravu daného množství materiálu, ale také výpočet síly potřebné k překonání všech odporů způsobených jak vlastním zařízením, tak i dopravovaným materiálem. Dle zjištěných hodnot rychlosti a potřebné síly je zvolen pohon aktuátorem, který je následně podle jeho silové charakteristiky zkontrolován, jestli vyhovuje daným podmínkám. Dále je proveden pevnostní výpočet ramene sloužícího k převodu pohybu metodou konečných prvků. Tato práce je zakončena popisem konstrukce pro umístění krycích roštu nad celým zařízením.

Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace, složená ze sestavných výkresů jednotlivých dopravníků a celého dopravního systému. Dále byl zpracován výkres svařence ramene pro převod pohybu.

2 Tryskání

Tryskání je jednou z variant mechanických úprav povrchu materiálu, mezi které dále řadíme také kartáčování, broušení, omílání nebo leštění. Pro své výhody, jako je relativně levný, spolehlivý provoz a především vysoká účinnost, jsou ostatní metody úprav povrchu otryskáváním často nahrazovány. Základním principem otryskávání je vrhání tryskacího materiálu (abraziva) na povrch tryskané součásti. Vlastní intenzitu tryskání lze regulovat kromě změny velikosti kinetické energie dopadajícího abraziva také dalšími parametry, například změnou tvaru a druhu abraziva, přizpůsobením úhlu dopadu, případně změnou vzdálenosti tryskání.

Tento způsob povrchové úpravy je využíván především před finálními úpravami (např. aplikace ochranných nátěrů), ale také pro zlepšení mechanických vlastností materiálu následkem plastických deformací vzniklých na povrchu, nebo pro úpravu vzhledu materiálu sjednocením jeho povrchu.

2.1 Způsoby tryskání

Dle vzniku energie dodávané abrazivu při tryskání můžeme tryskací stroje rozdělit do dvou základních skupin, kde do první skupiny řadíme pneumatické tryskáče, které k urychlení abraziva využívají tlakového vzduchu. Další variantou urychlování materiálu v tryskacím stroji je pak využití energie mechanické.

2.1.1 Pneumatické tryskání

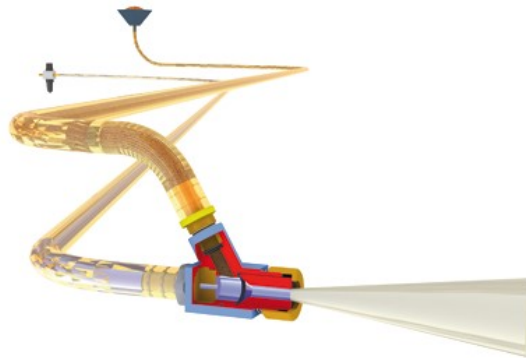
Pneumatické tryskací stroje, jsou zařízení, které k urychlení abraziva využívají energie tlakového vzduchu. Podle způsobu urychlování a směšování tryskacího materiálu s tlakovým vzduchem dále dělíme pneumatické tryskací stroje na spádové, sací a tlakové.

Určitou nevýhodou pneumatických tryskacích zařízení je potřeba vybudovat kompresorovou stanici.

Sací tryskací zařízení

Toto zařízení funguje na jednoduchém principu vytvoření podtlaku ve směšovači. Systém je složen z tryskací pistole připojené jednou hadicí ke zdroji tlakového vzduchu, a další hadicí spojenou se zásobníkem abraziva. Přivedením tlakového vzduchu do pistole vzniká podtlak, který způsobí nasátí tryskacího materiálu ze zásobníku. Výhodou této varianty

je možnost stálého oběhu tryskacího materiálu v systému. Mezi nevýhody pak můžeme zařadit relativně malou účinnost, velké tlakové ztráty a relativně obtížnou manipulaci, zapříčiněnou potřebou manipulace se dvěma hadicemi.



Obr. 2.1: Sací tryskací zařízení [1]

Spádové tryskací zařízení

O něco vyšší účinnost mají tryskací soustavy spádové, které využívají vhodného umístění zásobníku, ze kterého se materiál přemísťuje vlastní tíhou do směšovače, ve kterém je strháván proudem tlakového vzduchu, dopraven do trysky a následně vrhán na otryskávaný materiál. Tento způsob směšování umožňuje stejně jako předchozí varianta stálého oběhu abraziva v systému.

Tlakové tryskací zařízení

Poslední varianta se vyznačuje zejména svými nízkými tlakovými ztrátami a ekonomickým provozem. Jedná se o systém skládající se z tlakové nádoby, naplněné tryskacím materiálem, který je zvýšeným tlakem v nádobě tlačěn do směšovací komory, kde je strháván dalším zdrojem tlaku a tryskán na povrch otryskávaného materiálu. Z důvodu zvýšeného tlaku v nádobě s abrazivem je po vytryskání veškerého abraziva potřeba tryskání přerušit a tryskací materiál opět doplnit. Pro doplňování materiálu je nad tlakovou nádobou umístěn zásobník, do kterého se dopravuje již vytryskané a recyklované abrazivo. Mezi obě nádoby je umístěn tlakový ventil, který se po snížení tlaku v tlakové nádobě a působením tíhy materiálu umístěném v zásobníku otevře a umožní tak přesypání tryskacího materiálu zpět do

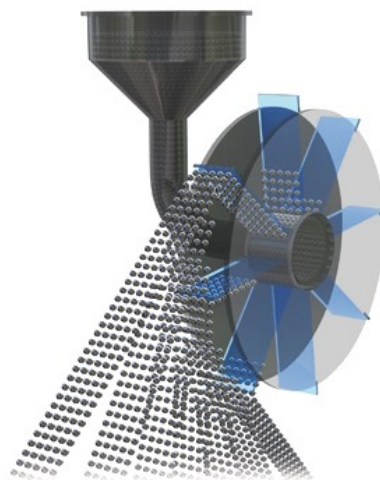
tlakové nádoby. Po přesunutí veškerého materiálu je tlaková nádoba opět natlakována a může být zahájen další cyklus tryskání. Tento systém je přibližně 3x účinnější než předchozí varianty a využívá se především v tryskacích boxech.



Obr. 2.2: Tlakové tryskací zařízení [1]

2.1.2 Mechanické tryskání

Dalším způsobem urychlování tryskacího materiálu v tryskacím stroji je využití mechanické energie vzniklé rotací metacího kola s metacími lopatkami, do jehož středu je přiváděno abrazivo, které je odstředivou silou vrháno na tryskaný materiál.



Obr. 2.3 Mechanické tryskací zařízení [1]

Mezi hlavní výhody použití metacích kol při tryskání patří bezesporu jejich vysoký výkon závislý na vhodné volbě počtu metacích kol a jejich uspořádání, ekonomický provoz a nízké pořizovací náklady. Při tryskání metacími koly není možné řídit směr materiálového toku, a z tohoto důvodu je tento způsob tryskání vhodný spíše pro málo členité součásti.

Tryskací stroje využívající metacích kol se dají rozdělit do několika kategorií daných dle způsobu dopravy otryskávaného materiálu k metacím kolům. Například firma WISTA S.R.O vyrábí metací stroje v následujících konstrukcích:

- S válečkovou tratí
- Bubnové
- Závěsné průchozí
- Závěsné komorové
- Průchozí s drátěným pásem
- S otočným stolem



Obr. 2.4: Tryskací zařízení s válečkovou tratí [2]

2.2 Tryskací materiály

Ocelová drť

Tento často využívaný materiál je vyráběn drcením tepelně upraveného granulátu o větším průměru. Ocelová drť se vyznačuje svou vysokou tvrdostí a velmi ostrými hranami, které dokáží efektivně napomoci odstraňování nečistot z povrchu. V závislosti na tvrdosti původního granulátu, rozdělujeme ocelovou drť do tří základních skupin označovaných GH, GL a GP, kdy drť označovaná jako GH je nejtvrděší a v pracovním procesu zůstává stále v ostrohranné formě, jelikož se opotřebení tohoto materiálu projevuje pouze štěpením jeho částic. Oproti tomu u méně tvrdých drtí tříd GL a GP probíhá postupné zakulacování ostrých hran. Svými vlastnostmi je tento materiál vhodný pro odstraňování velkých a hrubých nečistot, včetně hloubkové rzi, případně otřepů a okuji. Vhodný je také pro otryskávání obtížně odstranitelných komaxitových barev. Uplatnění ocelové drti se uvažuje zejména v tryskacích strojích pracujících na pneumatickém principu, z důvodu nepříznivého opotřebovávání metacích částí u mechanických tryskacích strojů s metacími koly. Další nevýhodou používání materiálu o této tvrdosti je také nevhodné použití u měkkých materiálů (např. hliník), z důvodu nepřijatelného úbytku otryskávaného materiálu.



Obr. 2.5: Ocelová drť [3]

Balotina

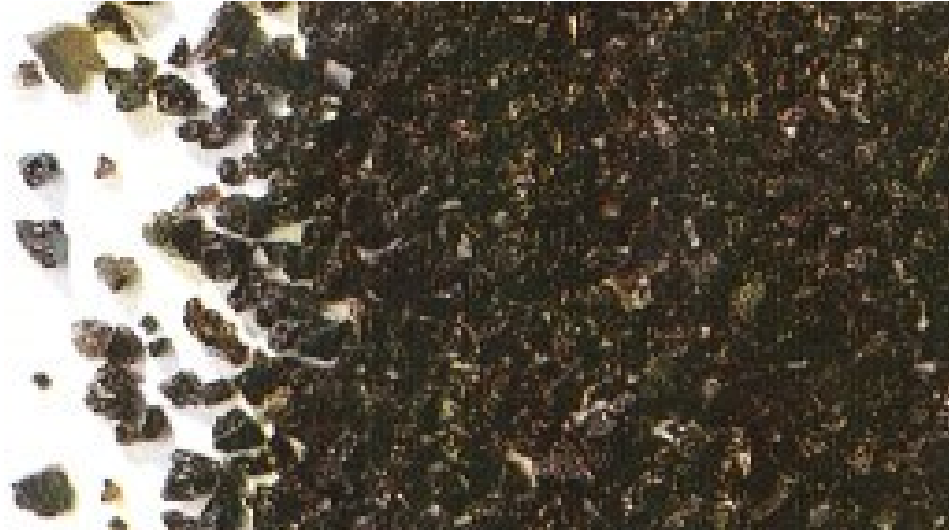
Jedná se o skleněné mikrokuličky obvykle světlé barvy vhodné zejména pro jemné tryskání a leštění povrchu. Slouží tedy spíše k provádění finálních úprav povrchu a jeho homogenizaci než k odstraňování větších nečistot. Balotina je nehořlavý, nevýbušný a inertní materiál, tedy materiál, který je z hlediska ekologie a toxikologie nezávadný. Balotinu je možno skladovat neomezeně dlouhou dobu bez ztráty specifických vlastností, které se kromě možné ztráty sypkosti vlivem přijetí vzdušné vlhkosti při delším skladování nijak nemění. Pro tyto vlastnosti je materiál vhodné používat v uzavřených systémech s recyklací abraziva, a zajistit tak snížení nákladů na vlastní tryskání.



Obr. 2.6: Balotina [4]

Korund

Jeden z nejtvrdějších materiálů využívaných při otryskávání, který má dle velikosti zrn široké uplatnění. Toto ostrohranné inertní abrazivo je ve srovnání s ocelovým abrazivem lehčí, ale svým agresivnějším chováním k povrchu výrazně účinnější. Pro své vlastnosti se neuplatňuje při opracovávání měkkých materiálů, ale spíše k odstranění větších nečistot jako je hloubková rez, barvy a jiné nerovnosti na povrchu. Dalším využitím je předpříprava povrchu před nanášením barvy nebo pokovením. Korund je charakteristický i svou vysokou životností až několika tisíc cyklů, proto je stejně jako balotina využíván především v tryskacích kabinách s uzavřenou recyklací abraziva.



Obr. 2.7: Korund [5]

Zirblast

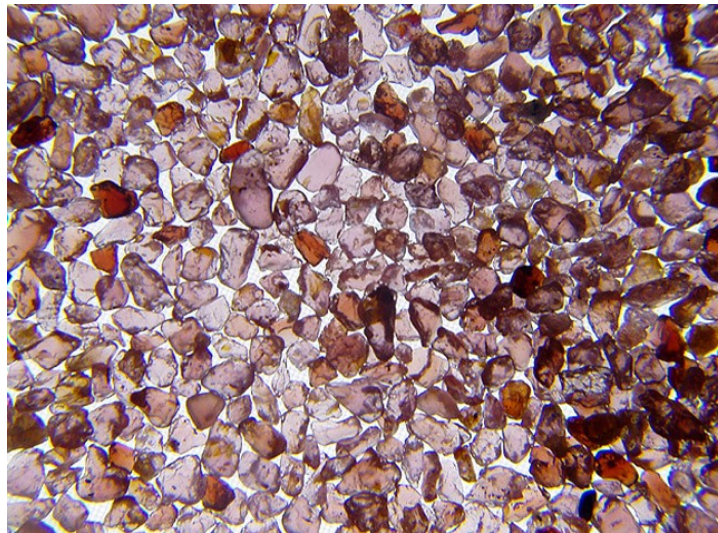
Toto abrazivo je tvořeno malými keramickými mikrokuličkami a svými charakteristickými vlastnostmi nabízí určitý kompromis mezi ocelovou drtí a balotinou, kdy zirblast oproti balotině disponuje vyšší účinností při tryskání, ale na druhou stranu je oproti ocelové drti šetrnější k tryskanému povrchu a nedochází k jeho příliš velkým deformacím. Obvyklé uplatnění zirblastu je například při čištění licích forem, odstranění otřepů nebo barev, omílání, leštění, ale také při tvrzení povrchových vrstev.



Obr. 2.8: Zirblast [6]

Granát

Uplatnění tohoto ostrohranného inertního abraziva s charakteristickou červeno-hnědou barvou se nejčastěji vyskytuje při odstraňování okují, barvy, ale hlavně k úpravě kovových materiálů před další povrchovou úpravou (např. chromování). Dalším povrchem, který je granátem možno otryskávat jsou i různé druhy stavebního materiálu, jako je kámen, beton a dokonce i fasády, u kterých je toto tryskání využíváno pro tzv. *anti-graffiti*, což je odstranění všech druhů sprejů, fixů a dalších prostředků využívaných pro vytváření grafitů. Po tomto očištění jsou nanášeny speciální nátěry, které v případě potřeby umožňují další barvy odstranit mnohem jednodušeji. Kromě tryskání je granát vhodné použít také jako abrazivní směs u řezání vodním paprskem.



Obr. 2.9: Granát [7]

2.3 Recyklace vytryskaného abraziva

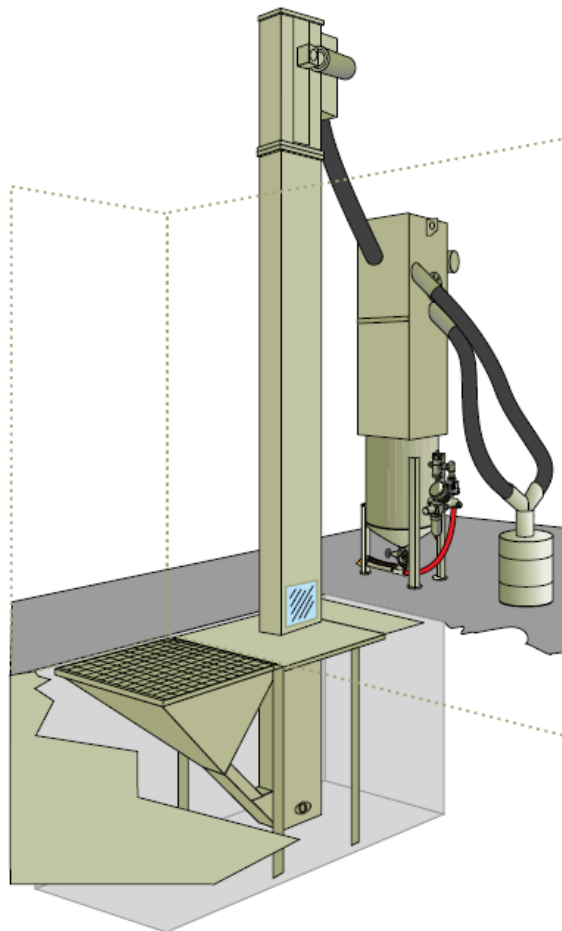
Některá abraziva využívaná v tryskacích kabinách jsou velmi nákladná, a proto je vhodné tyto abraziva recyklovat až do jejich částečné nebo úplné ztráty specifických vlastností důležitých pro správnou funkci technologie otryskávání. Pro tento proces se používají systémy recyklace abraziva, skládající se obvykle ze sběrného podlahového zařízení, jimž je použitý materiál po propadu krycím roštem dopraven k systému vertikální dopravy (např. korečkový elevátor), s následným přesypem na čistič, který slouží k čištění a separaci použitého abraziva. Po průchodu tímto recyklačním systémem je abrazivo umístěno do zásobníku, kde je připraveno k dalšímu cyklu otryskávání.

3 Podlahový sběr abraziva

S ohledem na množství vyprodukovaného abraziva a stupni automatizace celkového technologického procesu je podlahový sběr abraziva v tryskacích boxech navrhován v několika variantách, rozdělených podle velikosti obsluhované plochy dopravníku k celkové ploše tryskací komory. Jedná se o obecné rozdělení, kterým můžeme sběr materiálu označit jako částečný, nebo celkový.

3.1 Lokální sběr abraziva násypkou

Mezi nejjednodušší způsoby sběru použitého abraziva z tryskacích strojů můžeme zařadit využití lokálního systému sběru abraziva násypkou. Tento systém se skládá z jedné větší násypky, umístěné obvykle v rohu tryskací komory. Dno násypky je přímo spojeno se skluzem, který navazuje na plnicí místo korečkového elevátoru.



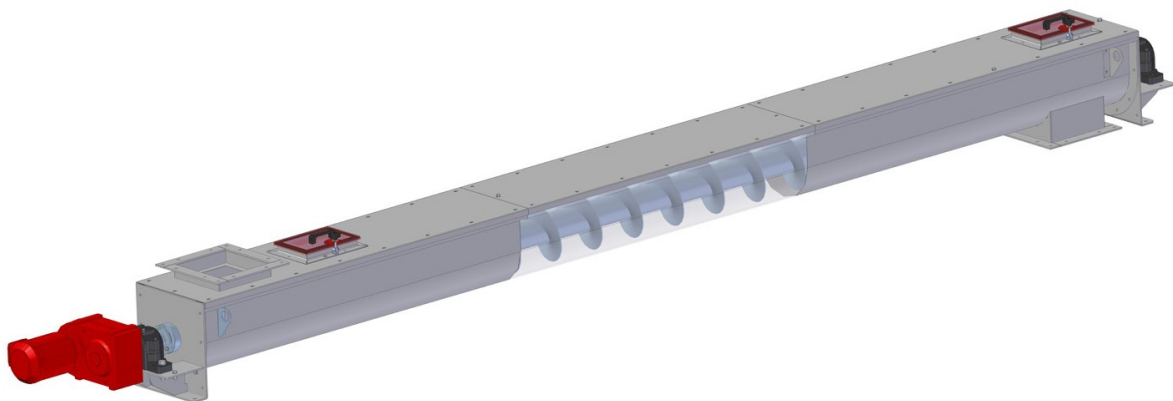
Obr. 3.1: Lokální sběr abraziva [8]

Materiál, který při vlastním tryskání nenapadá do násypky, je do ní potřeba manuálně shrnout obsluhou, proto se tento způsob využívá především pro menší tryskací komory s relativně nízkým hodinovým množstvím vytryskaného materiálu. Hlavní výhodou tohoto systému je nulová spotřeba energie pro podlahový sběr, zajištěna gravitací a vhodným návrhem jednotlivých částí.

3.2 Šnekové dopravníky

Šnekové dopravníky jsou nedílnou součástí mnoha oblastí současného průmyslu, a výjimkou jejich použití není ani doprava abraziva v recyklačním systému tryskacích zařízení. Obecně se tyto dopravníky využívají k dopravě především sypkých nelepivých materiálů, případně jemnějších kusovitých směsí. V závislosti na konstrukci dopravníku je možné tyto materiály dopravovat nejen ve vodorovném, ale i šikmém nebo svislém směru.

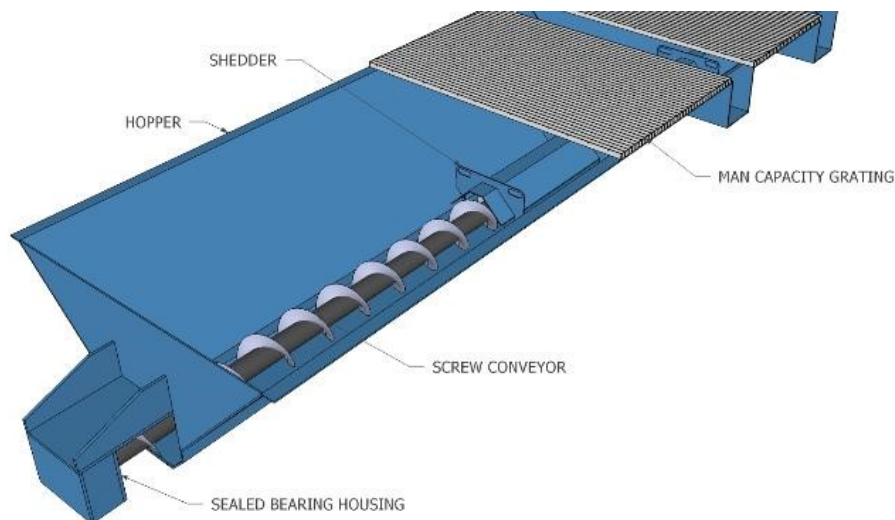
Vlastní dopravník je zařízení, u kterého je hlavním pracovním prvkem šnek, umístěný v otevřeném, či uzavřeném žlabu. Principem dopravy je přeměna rotačního pohybu tohoto šneku v přímočarý pohyb dopravovaného materiálu, kdy při dopravě musí být splněna podmínka rozdílných koeficientů tření, tak aby tento koeficient mezi materiálem a šnekem byl menší než koeficient tření mezi materiálem a povrchem žlabu dopravníku. Po splnění této podmínky se šnek chová jako pohybový šroub a dopravovaný materiál jako matice, která se po něm posouvá. Otáčení materiálu společně se šnekem pak zabraňuje právě vyšší koeficient tření mezi dopravovaným materiálem a povrchem žlabu.



Obr. 3.2: Šnekový dopravník [9]

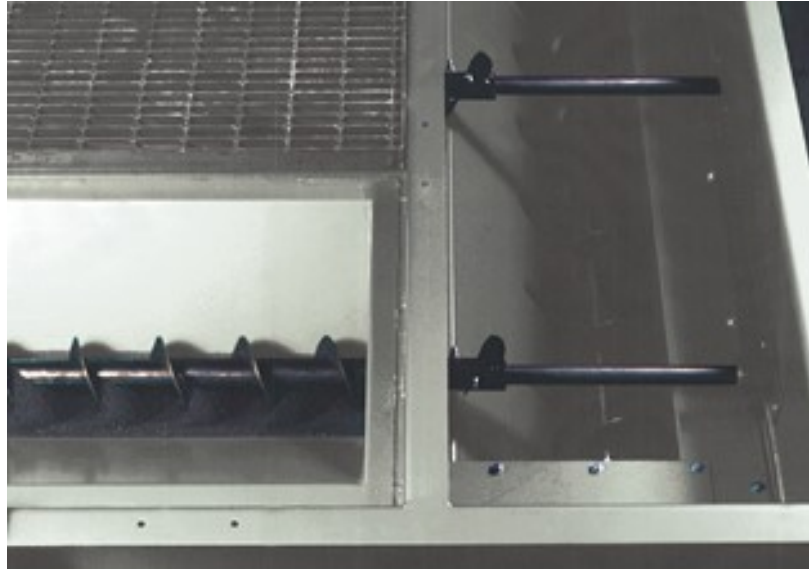
Použití šnekových dopravníků v tryskacích komorách

Pro sběr materiálu šnekovými dopravníky se v podstatě nejčastěji využívají dva způsoby sběru. Prvním z těchto způsobů je umístění relativně velké násypky tvaru písmene V pod úroveň tryskací komory, na jejímž dně se nachází jeden větší šnek, dopravující materiál ven z komory obvykle pouze v podélném směru do násypky korečkového elevátoru. Velikosti násypky jsou voleny různě podle celkové šířky tryskací komory, kdy rozměr jedné násypky může pokrýt celý prostor komory. Pro zamezení působení veškeré tíhové složky materiálu na hřídel šneku bývá nad šnekem umístěn krycí plech ve tvaru obráceného písmene V, který umožňuje propad materiálu pouze po stranách a zabraňuje tak přetěžování vlastní osy dopravníku. Velkou nevýhodou tohoto způsobu je potřeba velkých zástavbových prostor pod úrovní tryskací komory nutných k realizaci tohoto systému. V některých případech je požadováno od 1,5 do 3 m.



Obr. 3.3: Šnekový dopravník [10]

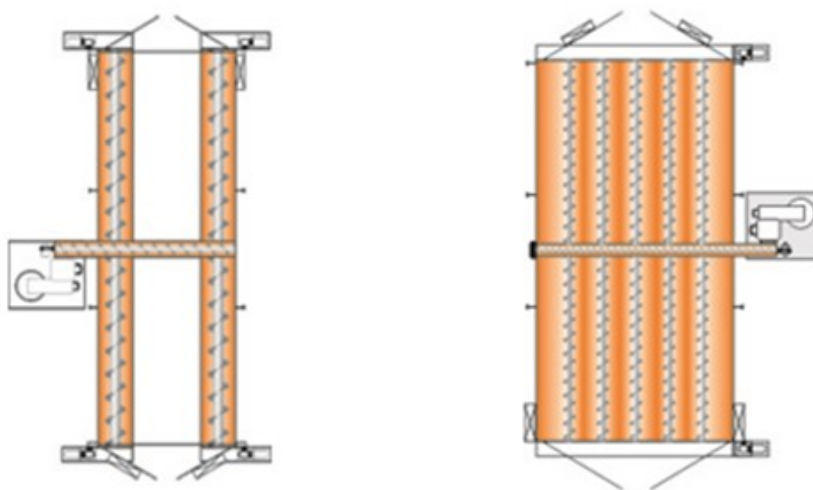
Vhodnějším způsobem, s ohledem na velikost prostoru pod úrovní tryskací komory je druhá varianta sběru. Tentokrát se nejedná o jeden šnekový dopravník, ale o systém několika menších šneků s vlastními násypkami, které jsou menších rozměrů. Tato skutečnost pak v podstatné míře zmenšuje velikost potřebného zástavbového prostoru. Materiál zde propadá skrz podlahové rošty na několik podélných dopravníků, které materiál dopraví na příčný vynášecí dopravník, umístěný pod těmi podélnými. Tímto vynášecím dopravníkem je pak abrazivo dopraveno obvykle ven z komory, do násypky korečkového elevátoru. Příklad přesypu z podélných šneků na příčný je zobrazen na obr.3.4.



Obr. 3.4: Přesyp šnekových dopravníků [8]

Právě počet podélných šneku určuje, jak velkou část podlahy tryskací komory dopravníky pokryjí. Systém, u kterého je podélný dopravník pouze jeden nebo dva, umístěné kolem bočních stěn, můžeme nazvat systémem částečného sběru abraziva.

Oproti tomuto způsobu je možné plně zautomatizovat funkci podlahového sběru vytvořením systému celkového sběru vytryskaného abraziva, pracujícím na stejném principu. Rozdílným faktorem je tedy počet podélných šneků, které pokrývají celou plochu tryskací komory.



Obr. 3.5: Varianty sběru šnekovými dopravníky [11]

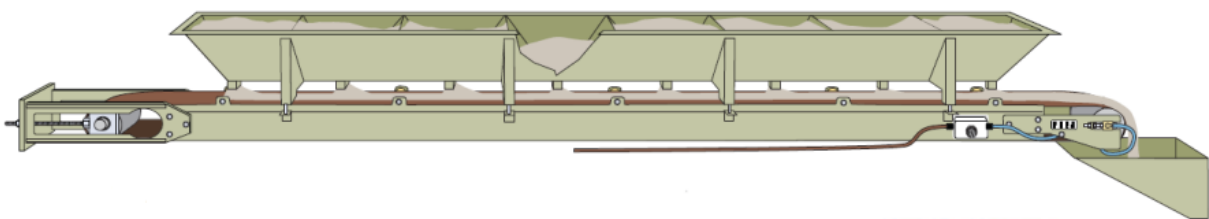
3.3 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou zařízení sloužící k plynulé dopravě sypkých a kusových materiálů. Pro své vlastnosti jsou často používány v mnoha oblastech strojního, zemědělského a s vhodnými úpravami i potravinářského průmyslu. Mimo všestranné využití patří mezi hlavní výhody jejich jednoduchá konstrukce a nízké provozní náklady.

Pásový dopravník je mechanické zařízení, u kterého je nosným i tažným prvkem nekonečný dopravní pás, který obíhá mezi dvěma koncovými bubny a je na své délce vhodně podepřen podpěrnými válečky. Pohon dopravníku je realizován pohonem minimálně jednoho z koncových bubnů, obvykle elektromotorem s převodovkou, nebo speciálními poháněnými elektro bubny. Takto vzniklá tažná síla je z bubnu na dopravníkový pás přenášena třením, které je zajišťováno dostatečným napínáním, obvykle realizovaným posuvem nepoháněného vratného bubnu napínacími šrouby, případně vlivem napínací síly vzniklé působením závaží.

Použití pásových dopravníků v tryskacích komorách

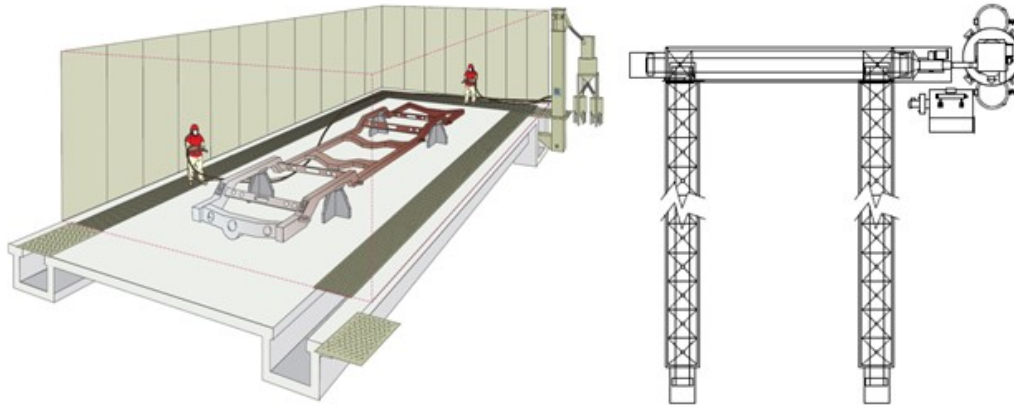
Sběr vytryskaného materiálu pomocí pásových dopravníků je používán principiálně stejným způsobem jako při použití šnekových dopravníků. Pod úrovní krycích podlahových roštů, se nacházejí malé násypky, kterými se již použité abrazivo přesypává na pásový dopravník. Pásový dopravník pak materiál vynáší v případě jednoho dopravníku rovnou ven z komory, nebo při použití více sběrných dopravníků je materiál přepraven na příčný vynášecí dopravník.



Obr. 3.6: Sběr abraziva pásovými dopravníky [12]

Pásové dopravníky, využívané ke sběru abraziva, jsou spíše menších rozměrů, a proto je napínání dopravního pásu obvykle řešeno pomocí napínacích šroubů. Tento způsob napínání je vhodný také díky svým přijatelným rozměrům. Ty však neovlivňují pouze volbu systému napínání, ale také volbu pohonu dopravníku, který je tvořen převážně pomocí tzv. elektro bubnů. Na rozdíl od dalších typů dopravníků (např. šnekových) se především

z konstrukčních důvodů využívá pouze varianta částečného sběru, kdy jsou sběrné dopravníky obvykle umístěny okolo stěn tryskací komory, jako například na obr.3.7.



Obr. 3.7: Částečný sběr pásovými dopravníky [12]

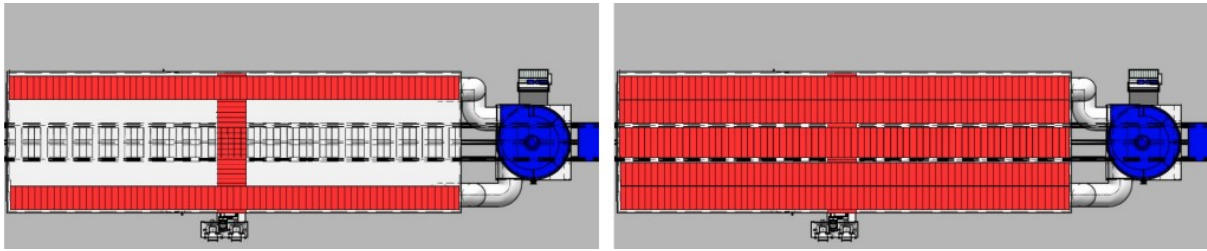
3.4 Systém posuvných hrabic

Tento dopravní systém je pro sběr abraziva využíván pro své nesporné výhody, mezi které v první řadě patří především snížení celkových výškových rozměrů vlastního sběrného systému a minimalizace nutných stavebních úprav základů. Svoji konstrukcí jsou při minimálních rozměrech, spolehlivým a úsporným způsobem sběru vytryskaného abraziva. Tyto dopravníky jsou složeny z rámu, umístěném na posuvném valivém uložení, které příznivě ovlivňuje odpory samotného dopravníku. Na tomto rámu jsou upevněny příčné hrabice, které můžeme dle konstrukce rozdělit na hrabice pevné, uloženy otočně na čepech, nebo hrabice vytvořené kombinací pevných a elastických prvků. Dopravník je obvykle poháněn elektromotorem nebo některým z lineárních pohonů (pneumatický válec, hydraulický válec, aktuátor), který zajišťuje přímočarý kmitavý pohyb rámu.

Základní princip dopravy tímto dopravníkem by se dal rozdělit do dvou specifických fází. První fáze zahrnuje pohyb rámu s hrabicemi ve směru dopravy materiálu. Hrabice jsou při této fázi zafixovány ve svislé poloze a hrnou tak materiál ve směru dopravy. Ve druhé fázi, kdy se rám pohybuje proti směru dopravy, nedochází k pohybu materiálu. Hrabice jsou v tomto směru volné a dopravovaný materiál pod nimi prochází. Opakováním těchto dvou fází dochází k požadovanému pohybu dopravovaného materiálu.

Jako u předchozích mechanických způsobu sběru abraziva se hrabicové podlahové systémy obvykle skládají ze sběrných dopravníků a jednoho vynášecího. Podle počtu

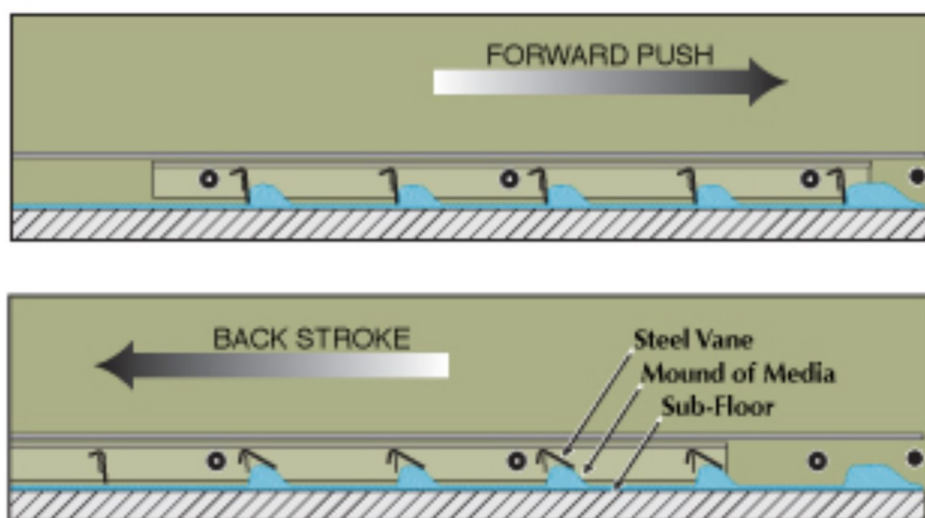
sběrných dopravníků můžeme sběrný systém opět rozdělit na systém zajišťující částečný nebo celkový sběr abraziva, jak je zobrazeno na obr.3.8.



Obr. 3.8: Částečný sběr pásovými dopravníky [13]

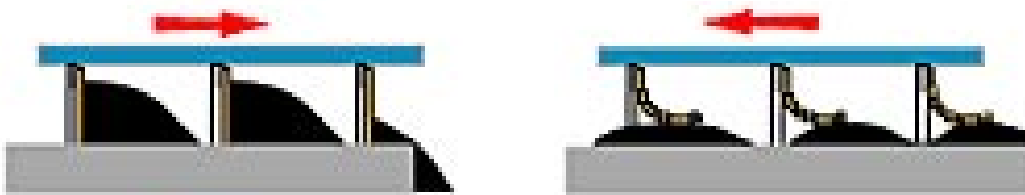
Typy konstrukcí hrabic

Z předchozích textů je zřejmé, že při výrobě vlastních hrabic se převážně používají dva základní typy konstrukce hrabic. První variantou je použití pevných hrabic, uložených na otočných čepích. Těmto hrabicím je pak dovoleno natáčení se pouze v jednom směru, čímž je umožněno přechodu hrabic přes materiál. V opačném směru je umístěna zarážka, o kterou se při pohybu rámu ve směru dopravy hrabice opře a hrne dopravovaný materiál před sebou. Pro zvýšení životnosti systému jsou hrabice opatřeny ořezavzdornými pryžovými částmi. Nevýhodou této varianty může být mírně zvýšena hlučnost způsobená mechanickými klouby.



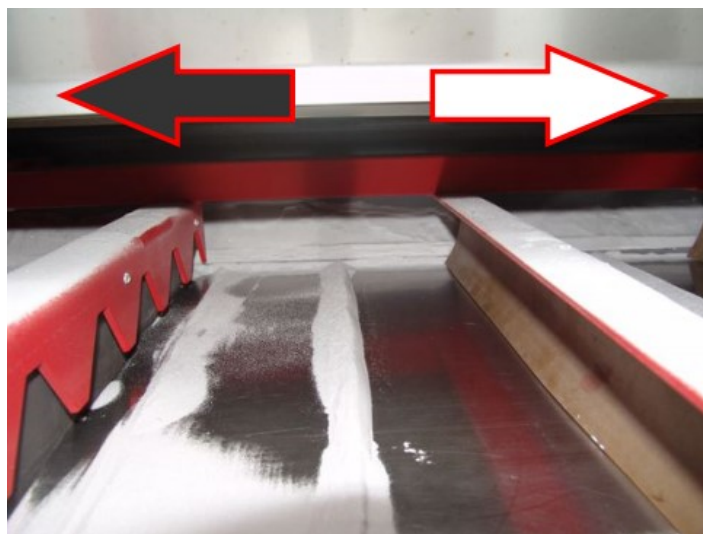
Obr. 3.9: Princip použití pevné hrabice [8]

Dalším způsobem konstrukce hrabice bývá využití elastických prvků jako součástí samotné hrabice. Tvar pevné části hrabice má z čelního pohledu tvar připomínající hřeben. K tomuto hřebenu je obvykle pomocí šroubů upevněn elastický pásek, překrývající celou plochu hrabice, tak aby tento pásek při pohybu rámu ve směru dopravy byl umístěn před pevnou částí. Princip dopravy pak zůstává stejný. Při pohybu rámu s hrabicemi ve směru dopravy se elastický pásek opírá o pevné části a hrne před sebou materiál. V opačném směru pak materiál prostupuje skrz mezery v pevné části hrabice a zároveň ohýbá pružný pásek, pod kterým prochází.



Obr. 3.10: Pružná hrabice [14]

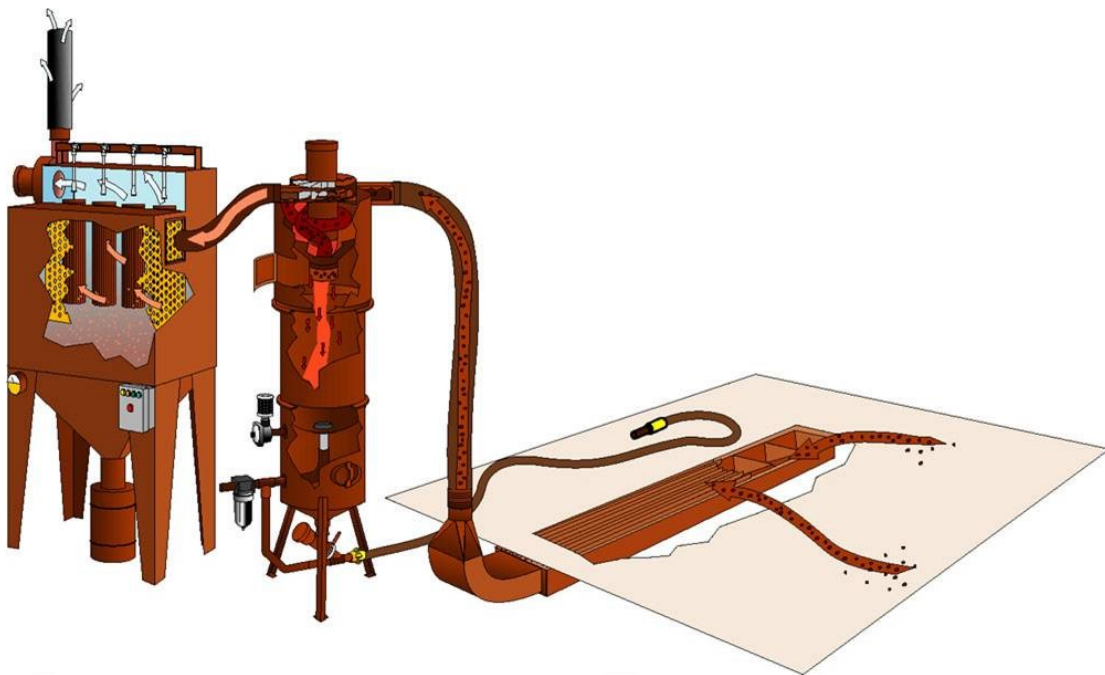
Výhodou této varianty na rozdíl od předchozí je především tišší chod. Oproti tomu k nevýhodám můžeme zařadit neschopnost přenášet velké síly, což je zapříčiněno použitím pružných částí. Konstrukce hrabice, zejména jejich pevných částí se u různých výrobců mohou mírně lišit svým tvarem. Příklad tvaru hrabice je zobrazen na obr.3.11.



Obr. 3.11: Ukázka tvaru hrabice [13]

3.5 Pneumatický sběr

Kromě mechanických způsobů lze pro sběr použitého abraziva využít i systému pneumatické dopravy. Principem sběru abraziva pomocí pneumatické dopravy je systém malých násypků umístěných pod úrovní podlahy tryskací komory. Tyto násypky jsou společně propojeny potrubím, ve kterém je vytvořen podtlak a materiál je odsáván do recyklačního stroje. V případě menších tryskacích komor je možno použít jen jednu větší násypku pro zajištění sběru materiálů pouze z jednoho místa. Jedná se o jednoduchý a spolehlivý systém vhodný spíše pro dopravu lehkých materiálů. Nevýhodou těchto systémů jsou velké tlakové ztráty.



Obr. 3.12: Pneumatický sběr abraziva [15]

4 Mechanicko-fyzikální vlastnosti dopravovaného materiálu

Pro správný výpočet a navržení dopravního zařízení je důležité znát mechanicko-fyzikální vlastnosti dopravovaného materiálu. Mezi tyto vlastnosti, které byly změřeny v Laboratoři sypkých hmot VŠB-TUO patří sypná hmotnost, sypný úhel, úhel vnitřního tření a úhel vnějšího tření mezi dopravovaným materiálem a ocelovým plechem.

4.1 Sypná hmotnost

Sypná hmotnost patří mezi nejjednodušeji měřitelné mechanicko-fyzikální vlastnosti sypkého materiálu. Jedná se vlastně o hmotnost objemové jednotky volně sypaného materiálu, která uvažuje s mezerami mezi jednotlivými zrny materiálu, a tudíž nejlépe vystihuje stav materiálu při jeho dopravě.

Podstatou tohoto měření je nasypání měřeného materiálu do odměrného válce známého objemu a hmotnosti, který se následně umístí na digitální váhu a změří se celková hmotnost. Pro zvýšení přesnosti měření bylo provedeno 10 měření, ze kterých byla použita průměrná hodnota. Výsledná sypná hmotnost je pak vypočtena dle níže uvedeného vztahu [4.1].

Hmotnost odměrného válce	$m_1 = 0,0777 [kg]$
Objem odměrného válce	$V_v = 0,00025 [m^3]$

Tab. 4.1: Parametry odměrného válce



Obr. 4.1: Měření sypné hmotnosti [18]

Číslo měření	1	2	3	4	5
m_{n1} [kg]	0,55949	0,56474	0,5435	0,56057	0,55445
Číslo měření	6	7	8	9	10
m_{n1} [kg]	0,55319	0,56675	0,55017	0,55773	0,55952
Průměrná hodnota m_n [kg]			0,557011 [kg]		

Tab. 4.2: Tabulka naměřených hodnot

Sypná hmotnost ocelové drti

$$\rho_{s1} = \frac{m_n - m_1}{V_v} [kg \cdot m^{-3}] \quad (4.1)$$

$$\rho_{s1} = \frac{0,557011 - 0,0777}{0,00025} [kg \cdot m^{-3}]$$

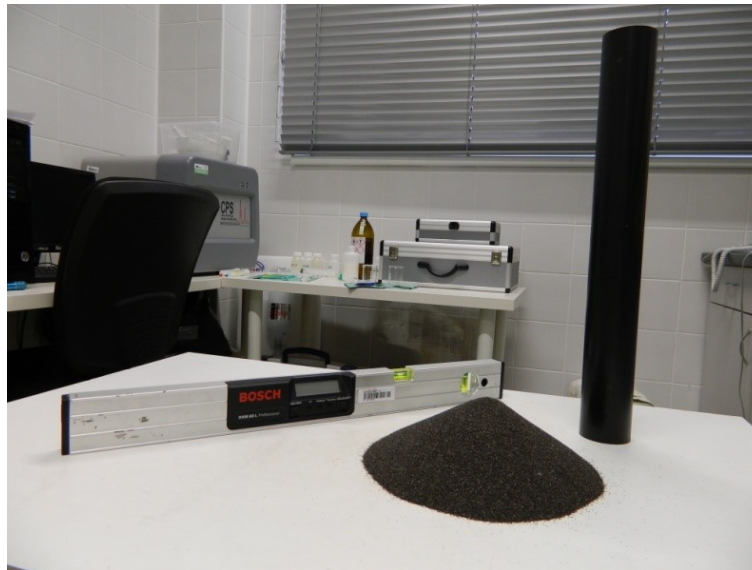
$$\rho_{s1} = 1917,244 [kg \cdot m^{-3}]$$

Pro účely výpočtů byla tato hodnota zaokrouhlena na $\rho_s = 1920 [kg \cdot m^{-3}]$

4.2 Sypný úhel

Další měřenou veličinou ocelové drti byl přirozený sypný úhel. Tento úhel vzniká volným nasypáním materiálu na hromadu a je svírán tečnou k takto vzniklému svahu a vodorovnou rovinou.

Pro měření sypného úhlu byla použita válcová nádoba bez dna, která byla umístěna na rovnou podložku a naplněna měřeným materiálem. Pomalým zvedáním nádoby ve svislém směru vznikla hromada, u které byl, po obvodu změřen sypný úhel v osmi místech pomocí digitální vodováhy. Po zhotovení šesti měření, byly nejprve jednotlivé měření zprůměrovány a následně vyhodnoceny ve výslednou hodnotu sypného úhlu.



Obr. 4.2: Měření přirozeného sypného úhlu [18]

[°]	Číslo měřeného úseku								
Číslo měření	1	2	3	4	5	6	7	8	Průměr měření
1.měření	31,9	31,3	31,1	31	31,1	32,8	31,8	31,6	31,575
2.měření	31	31,1	31,3	31,5	31,8	31,3	32,2	32,9	31,6375
3.měření	31,5	30,9	30,5	31,3	32	32,1	32,1	31,8	31,525
4.měření	31,8	32,2	32	31,3	31	31	31,3	31	31,45
5.měření	31,6	31,4	31,6	32	31,6	31,8	31,2	31,6	31,6
6.měření	31,4	31,6	31,4	30,8	30,9	31,2	31	31	31,1625
Celkový průměr									31,49166667

Tab. 4.3: Tabulka naměřených hodnot

Po vypočtení průměrné hodnoty sypného úhlu byla tato hodnota přirozeného sypného úhlu pro účely výpočtu zaokrouhlena na $\Psi_s = 31,5$ [°].

4.3 Úhel vnějšího tření

Úhel vnějšího tření je důležitou mechanicko-fyzikální vlastností při navrhování dopravních zařízení. Prakticky se jedná o úhel, při kterém začne materiál klouzat po nakloněné podložce. Tento úhel byl měřen Jenikeho smykovým strojem, jehož principem je měření smykového napětí, které je potřebné k posunutí smykového kroužku naplněného měřeným materiálem, umístěném na podložce ze zvoleného materiálu a zatíženém normálovým zatížením směřujícím svislým směrem proti podložce.

Hmotnost 1 závaží	$m_z = 1,1 [Kg]$
Hmotnost držáku závaží a krycího víčka	$m_p = 1,515 [Kg]$
Poloměr smykového kroužku	$r_1 = 0,046 [m]$

Tab. 4.4: Parametry příslušenství pro měření

Plocha smykového kroužku

$$A = \pi \cdot r^2 [m^2] \quad (4.2)$$

$$A = \pi \cdot 0,046^2 [m^2]$$

$$A = 6,648 \cdot 10^{-3} [m^2]$$

Příklad výpočtu normálového napětí pro 4 závaží

$$\sigma_w = \frac{1000 \cdot N_w}{A} = \frac{1000 \cdot (n \cdot m_z + m_p) \cdot g}{A} [kPa] \quad (4.3)$$

$$\sigma_w = \frac{(4 \cdot 1,1 + 1,515) \cdot 9,81}{6,648 \cdot 10^{-3}} [kPa]$$

$$\sigma_w = 8,729 [kPa]$$

N_w ...Normálová síla

n ...Počet závaží

g ...Tíhové zrychlení

Na Jenikeho smykovém stroji byly naměřeny hodnoty smykových sil S_w potřebných k překonání příslušného zatížení N_w pro 4, 8, 12 a 16 závaží. Tyto síly byly přepočteny pomocí vztahu (4.4) na smykové napětí τ_w a zapsány do tabulky (Tab.5), ze které, byly následně použity hodnoty jednotlivých normálových a smykových napětí do grafu pro zjištění úhlu vnějšího tření mezi dopravovaným materiálem (ocelová drť) a ocelovým plechem.

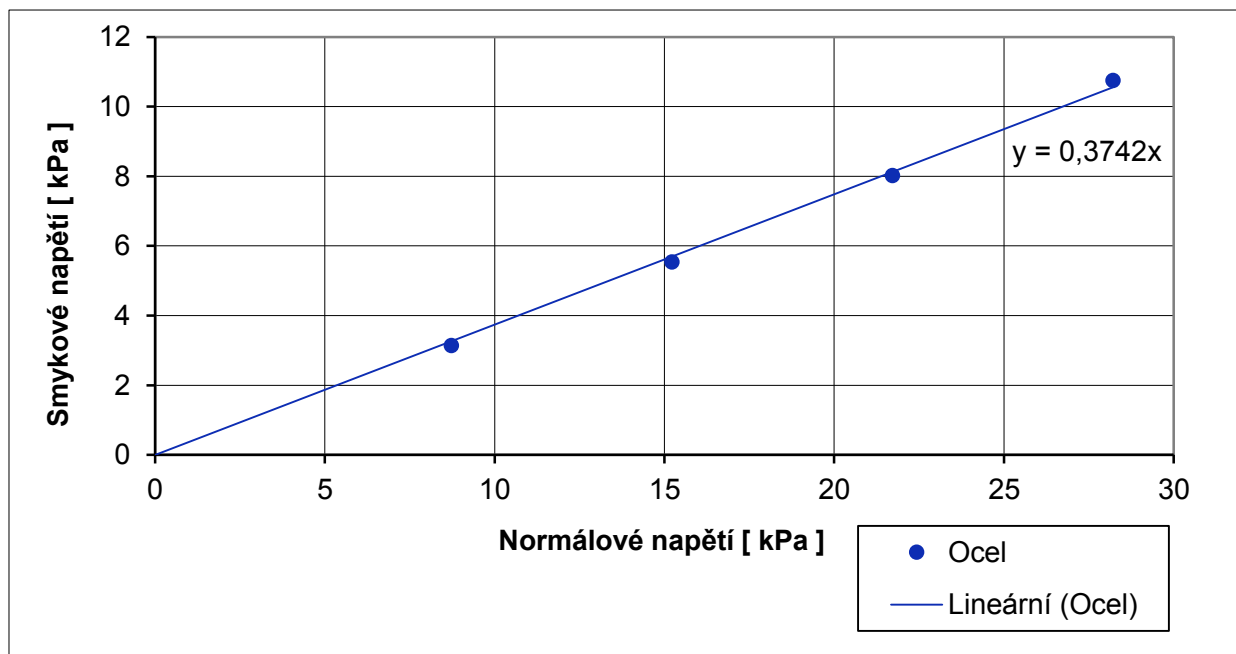
Smykové napětí

$$\tau_w = \frac{S_w}{A} [Pa] \quad (4.4)$$

S_w ...Smyková síla

Počet závaží	Normálové napětí	Smyková síla	Smykové napětí
[ks]	σ_w [kPa]	Sw [N]	τ_w [kPa]
4	8,729	20,9	3,143
8	15,222	36,9	5,544
12	21,715	53,3	8,023
16	28,208	71,5	10,753

Tab. 4.5: Tabulka naměřených a dopočtených hodnot



Graf. 1: Měření úhlu vnějšího tření ocelové drti

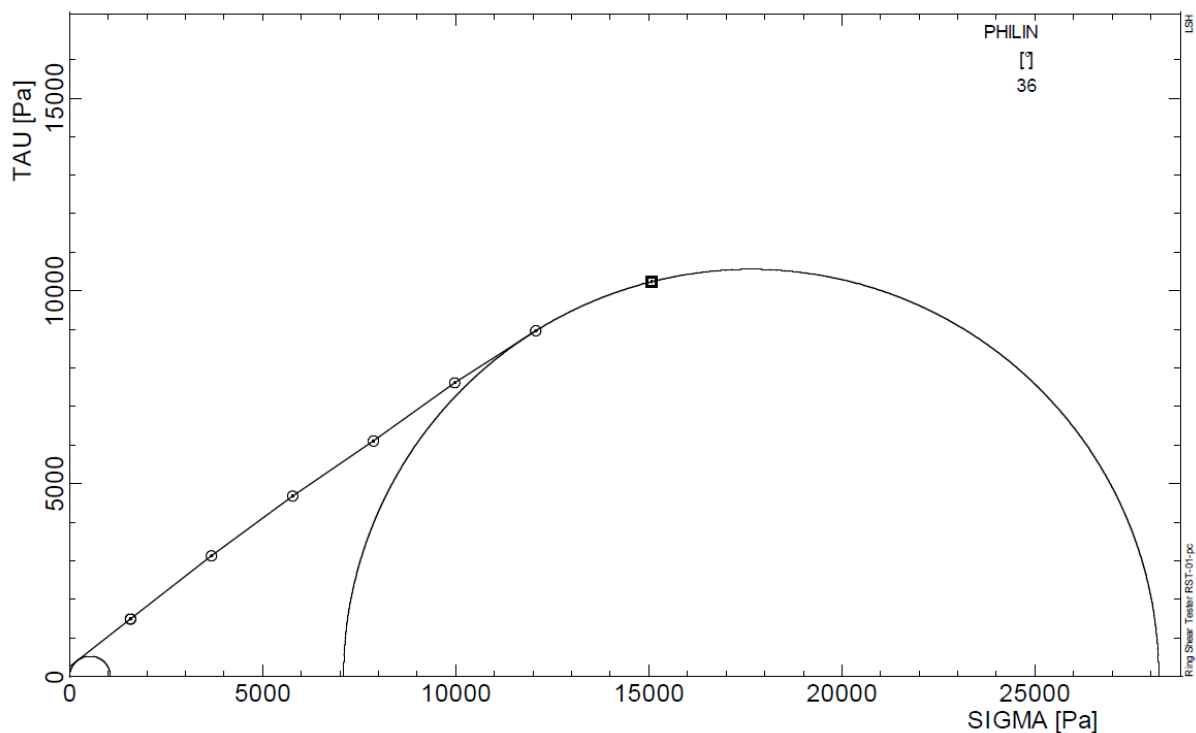
Podle lineární rovnice vzniklého grafu byla v programu Autodesk Autocad 2014 vytvořena přímka, u které byl odměřen úhel vnějšího tření mezi ocelí a ocelovou drtí $\varphi_w = 20,51$ [°].

4.4 Úhel vnitřního tření

Poslední měřenou mechanicko-fyzikální vlastností byl úhel vnitřního tření materiálu. Tato hodnota je vyjádřením velikosti tření mezi jednotlivými zrny sypkého materiálu. Měření této veličiny je obdobou měření úhlu vnějšího tření, s rozdílem, že měřené smykové napětí je napětí potřebné k posunutí jedné vrstvy materiálu po druhé.

Měření bylo provedeno na rotačním smykovém stroji Schulze, jehož hlavní výhodou oproti Jenikeho smykovému stroji je teoreticky nekonečná smyková dráha. Do smykové cely byl po okraj nasypán měřený materiál, který byl následně překryt smykovým víčkem (obsahujícím příčné zářezky rozdělující materiál na dvě vrstvy) upevněným pomocí dvou ramen k tenzometrům měřícím smykovou sílu při překonání vnitřního tření, vzniklého při otáčení smykové cely s materiálem.

Po dokončení měření byly pomocí měřicího softwaru rotačního smykového stroje Schulze vygenerovány Mohrovy kružnice zobrazující výsledné hodnoty měřené veličiny.



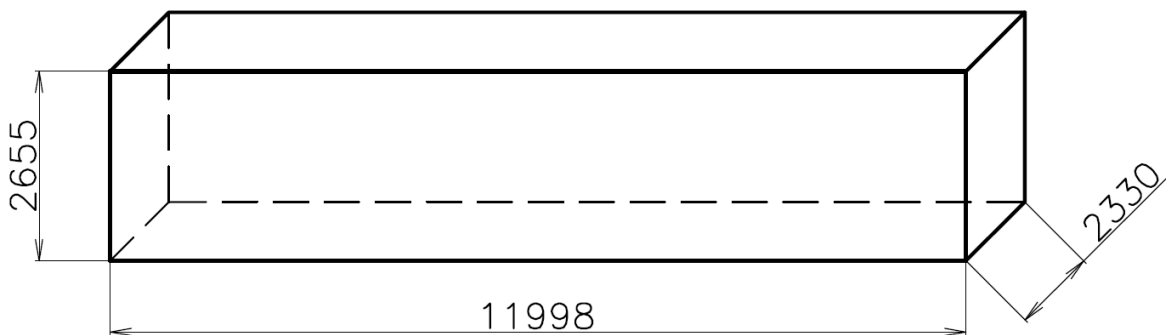
Obr. 4.3 Měření úhlu vnitřního tření ocelové drti

Z tohoto výstupu byl odečten linearizovaný úhel vnitřního tření o hodnotě $\varphi_i = 36$ [°]

5 Návrh variant

Navrhovaný sběrný podlahový systém bude společně s tryskacím a recyklačním zařízením umístěn uvnitř 40-ti stopého unifikovaného kontejneru řady ISO 1 AAA (High cube). Vytryskané abrazivo zde propadne skrz podlahový rošt na navrhované dopravní zařízení, kterým bude materiál dopraven do zadní části kontejneru, pro následnou vertikální dopravu do recyklačního stroje, kde dojde k vyčištění abraziva pro jeho další použití.

I přes unifikaci ISO kontejnerů se mohou jejich vnitřní rozměry u jednotlivých výrobců mírně lišit. Pro tuto diplomovou práci bylo uvažováno s rozměry uvedenými na obr.5.1.

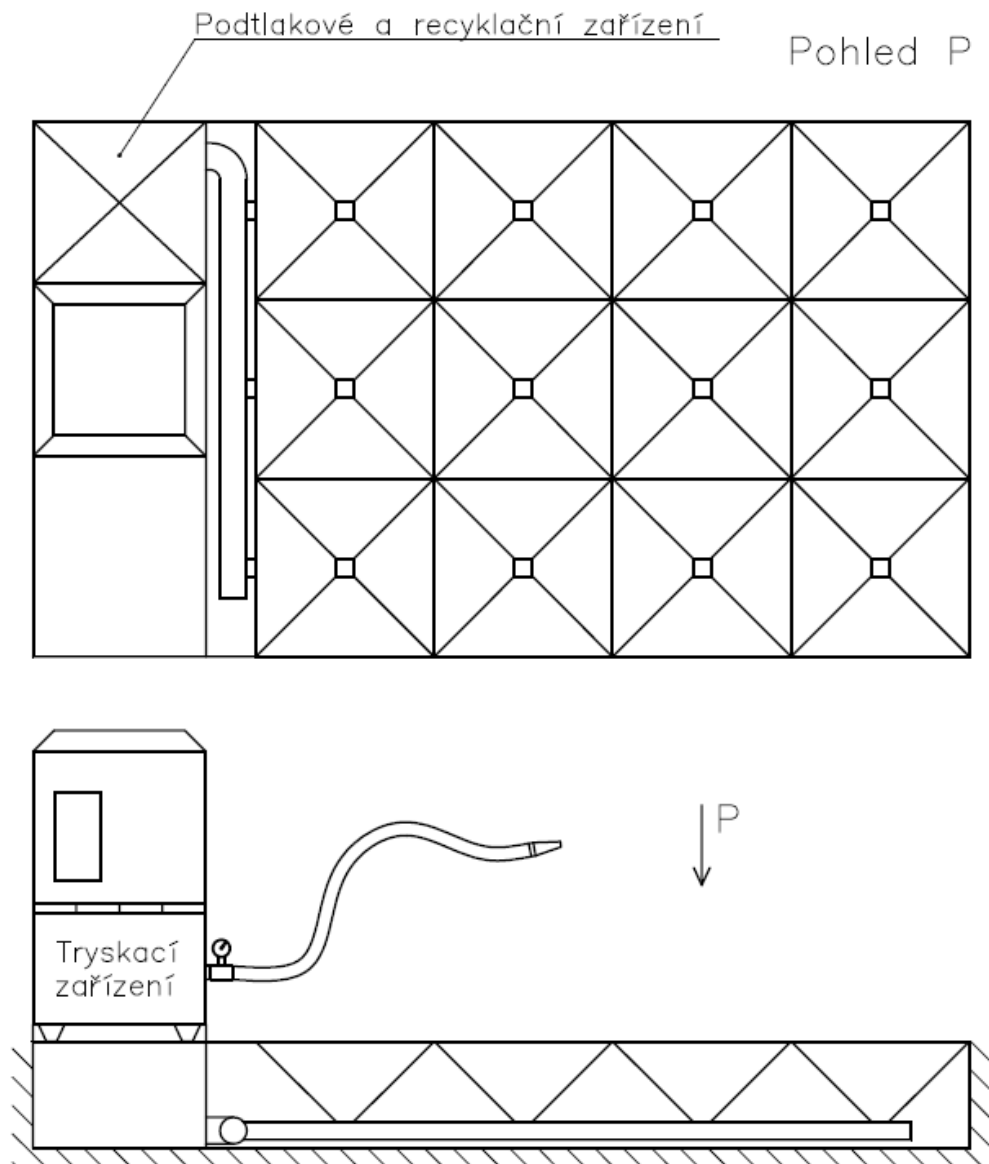


Obr. 5.1: Vnitřní rozměry čtyřicetistopého kontejneru řady ISO 1 AAA [16]

Pro zvolení optimální varianty podlahového sběru patří mezi hlavní kritéria volby především celková výška sběrného systému, u které se s ohledem na spolehlivou funkci zařízení požaduje co největší minimalizace. Dalšími určujícími parametry jsou samozřejmě požadavky ekonomické, do kterých započítáváme mimo pořizovacích nákladů na výrobu systému obzvlášť náklady provozní.

5.1 Varianta A

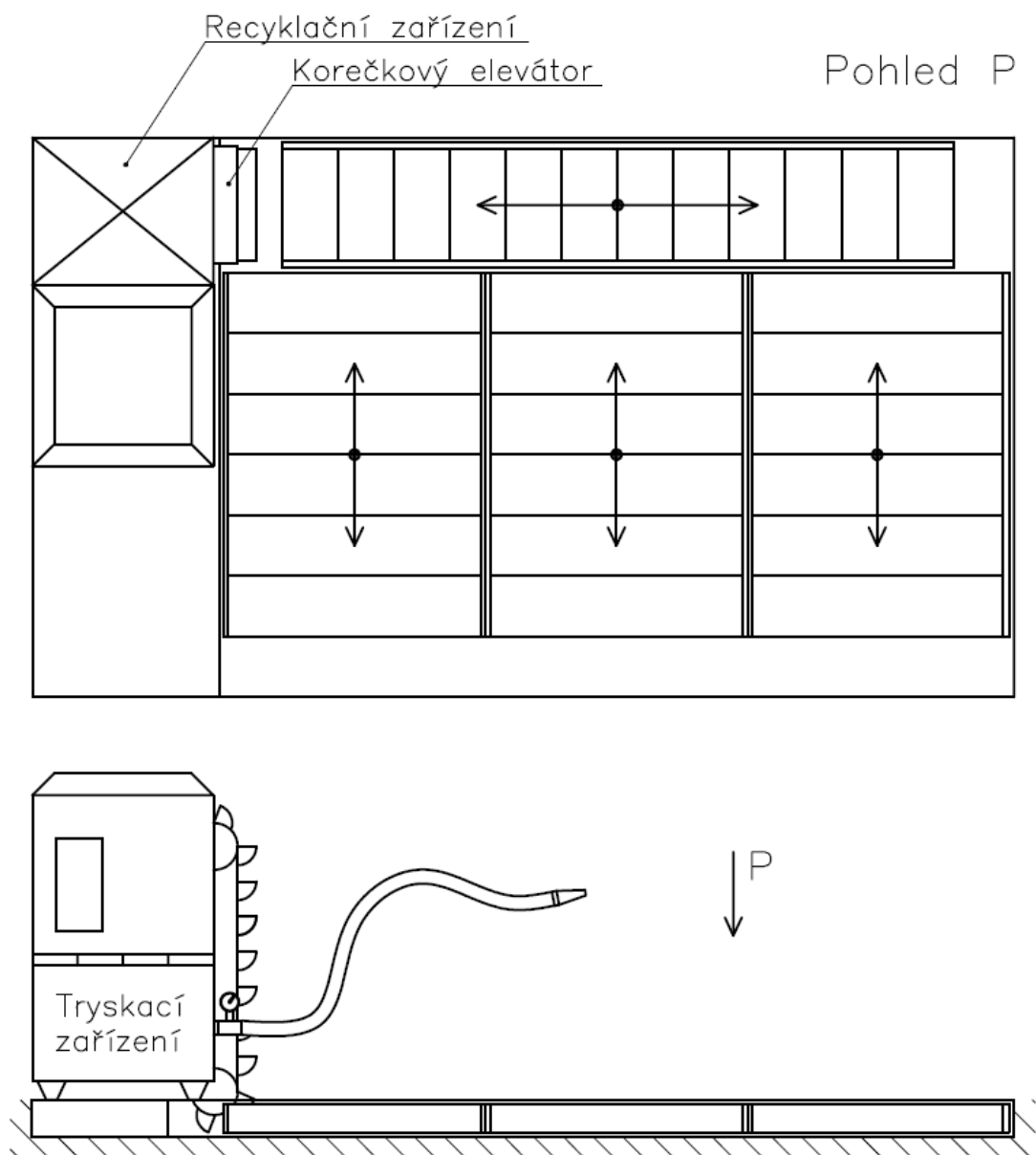
První uvažovanou variantou je pneumatický sběrný dopravník, vyznačující se svou jednoduchostí a spolehlivým provozem. Umístěním systému násypek po celé délce sběrné plochy a jejich následným propojením pneumatickým potrubím je vlivem dostatečného podtlaku možné dopravit potřebné množství vytryskaného abraziva. Velkou nevýhodou této varianty jsou vysoké tlakové ztráty, které nepříznivě ovlivňují provozní náklady.



Obr. 5.2: Návrh varianty A [16]

5.2 Varianta B

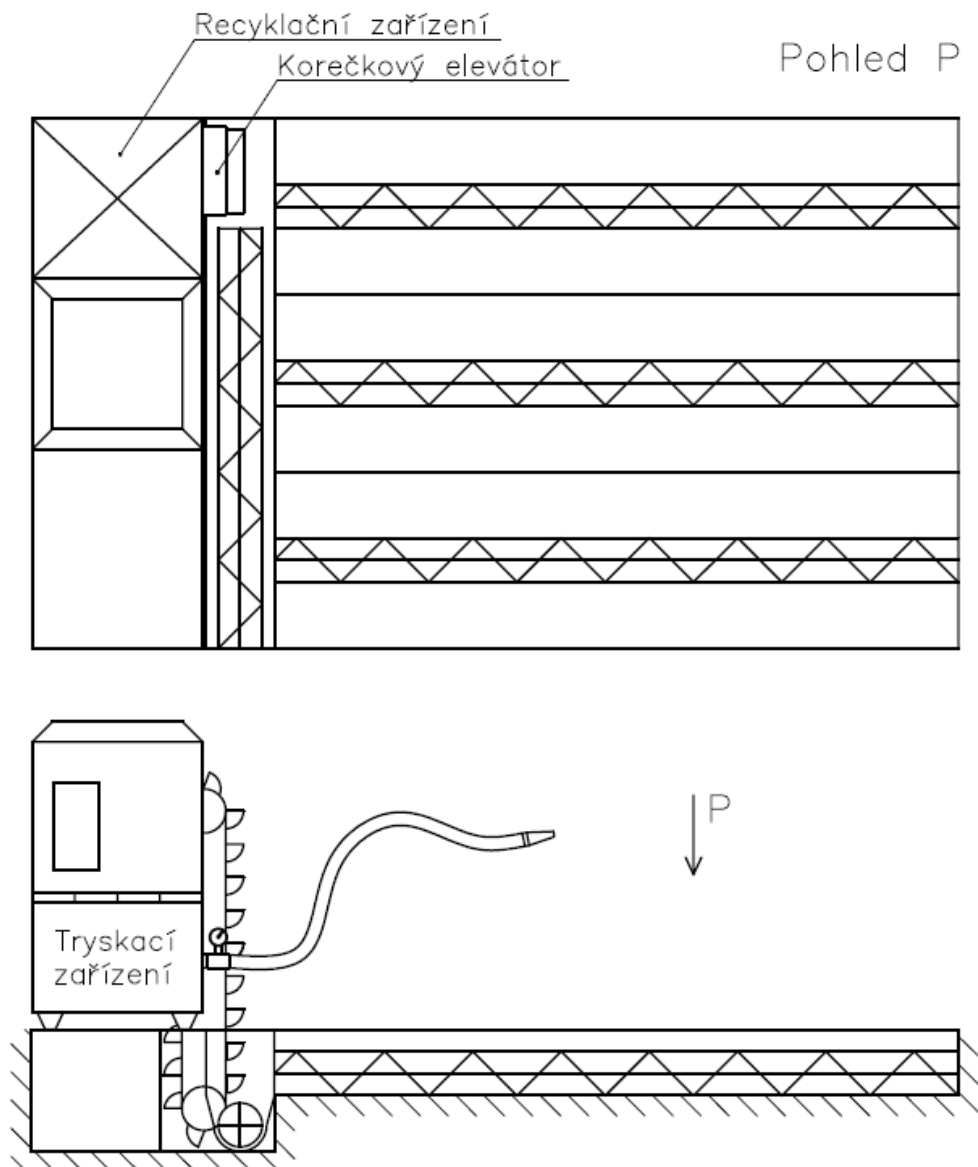
Jako další varianta možného řešení byl zvolen systém posuvných hrabic, který je jedinečný zejména díky svému nízkému profilu. Pro předběžný návrh byl zvolen systém složený z několika příčných, valivě uložených posuvných rámu s hrabicemi, navazující na jeden sběrný umístěný podélně. Pohon je především z rozměrových důvodů předběžně zvolen některým z přímočarých pohonů (pneumatický válec, hydraulický válec nebo aktuátor), kterým je poháněna pouze podélná část, ze které je pohyb dále mechanicky převáděn na část příčnou.



Obr. 5.3: Návrh varianty B [16]

5.3 Varianta C

Použitím podélných šneků umístěných jednotlivě ve vlastních žlebech a jednoho příčného šneku je možné uskutečnit spolehlivý systém sběru vytryskaného abraziva. Výhodou této varianty je jednoduché zajištění dopravy potřebného množství materiálu s nízkými provozními náklady. Oproti těmto relativně nízkým nákladům však stojí náklady pořizovací, které jsou vlivem cen šneků, koncových a podpěrných ložisek vyšší. Mezi další nevýhody pak můžeme zařadit vysoké opotřebení jednotlivých částí dopravníků, složitější pohon všech šneků a také stejně jako u pneumatického sběru větší výškový rozměr potřebný ke konstrukci zařízení.



Obr. 5.4: Návrh varianty C [16]

5.4 Volba varianty

Po zohlednění všech vlastností uvažovaných variant se jeví jako nejvýhodnější použití varianty B, která svými výhodami v podobě nejmenších výškových rozměrů a jednoduchosti konstrukce nabízí spolehlivý způsob sběru vytryskaného abraziva. Tato varianta je vhodná také z hlediska pohybových odporů vzniklých pohybem samotných ráků, které jsou díky valivému uložení ráků minimální. Další výraznou výhodou této varianty je nízké opotřebení zařízení. Toho je docíleno vytvořením mezery mezi hrabicemi a žlabem samotného zařízení, tak aby byla vytvořena tenká vrstva materiálu, po které se další materiál pohybuje. To také výrazně ovlivňuje provozní náklady, které jsou při použití aktuátoru jako pohonu velmi nízké

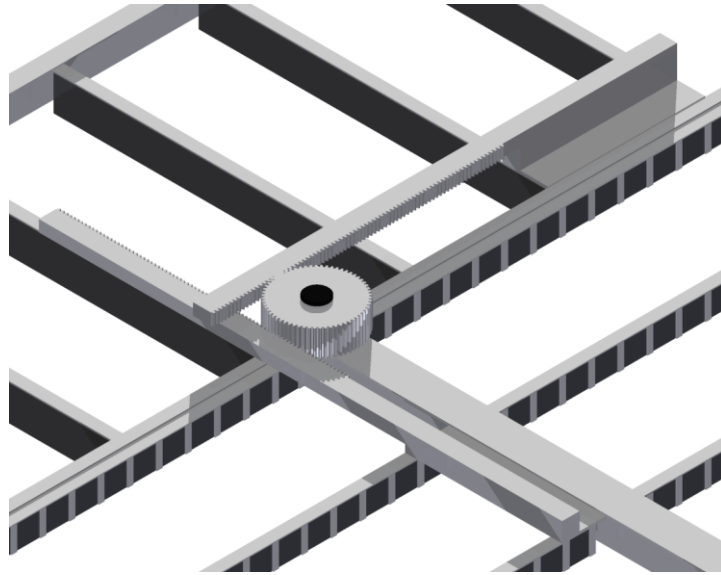
6 Návrh mechanismu pohonu

K pohonu jednotlivých pohyblivých ráků byl pro svou jednoduchost a spolehlivost zvolen jednotný pohon elektro válcem (aktuátorem) pohánějícím podélný rám s hrabicemi. Ostatní (příčné) ráky s hrabicemi budou poháněny mechanismem převádějícím podélný pohyb ráku na příčný pohyb ráků příčných.

6.1 Návrh variant mechanismu pohonu

6.1.1 Ozubený převod

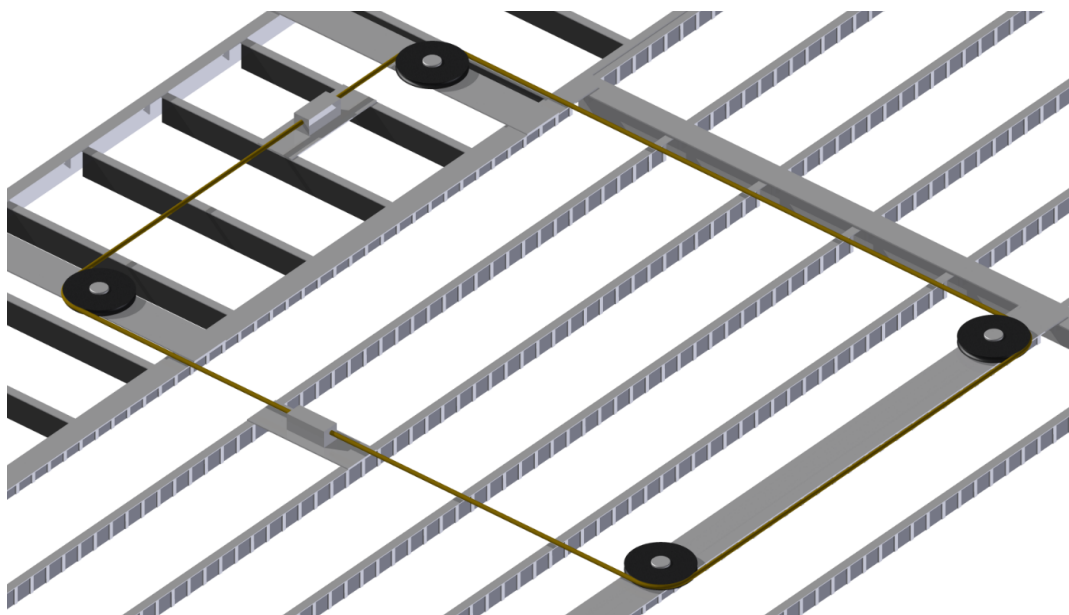
První uvažovanou variantou převodu pohybu mezi podélnou a příčnou sekcí bylo využití ozubeného převodu, a to soustavy čelního ozubeného kola, umístěném na pevné konstrukci sběrného systému mezi podélný a příčný rám (obr.6.1) a dvou hřebenových tyčí umístěných samostatně na jednotlivých pohyblivých částech. Výhodou této varianty je především jednoduchý a spolehlivý převod sil vyvozených pohonem. Nevýhodou je však problematický provoz ozubených převodů v prostředí obsahujícím abrazivní materiály, vlivem kterých by mohlo docházet k výraznému opotřebování jednotlivých součástí.



Obr. 6.1: Převod pohybu ozubeným převodem [17]

6.1.2 Pohon systémem lan

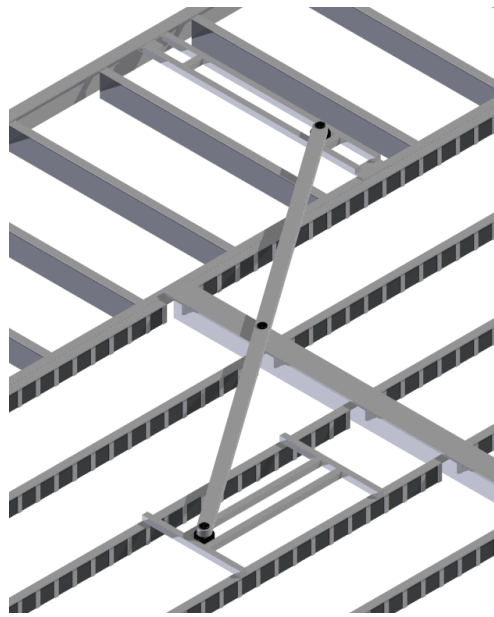
Další uvažovanou variantou převodu pohybu byla soustava čtyř pevně umístěných kladek a dvou lan (každé pro jeden směr pohybu) upevněných na pohyblivých rámech. Obě lana je nutno napínat pomocí napínacích šroubů, pro jejich udržení v drážkách kladek. Tato varianta je výhodná zejména díky své jednoduché a levné konstrukci.



Obr. 6.2: Převod pohybu systémem lan [17]

6.1.3 Mechanismus s otočným ramenem

K další možné realizaci převodu pohybu může být použito oboustranné otočné rameno uložené na centrálním čepu. Na obou stranách ramene jsou uloženy otočné válečky umístěné v drážkách kolmých na směr pohybu jednotlivých rámu. Pohybem poháněného podélného rámu je pomocí valečku pohybujícího se v drážce převáděn posuvný pohyb rámu na rotační pohon ramene, na jehož konci je tento pohyb převeden zpět na pohyb posuvný, tentokrát však rámu příčného.



Obr. 6.3: Převod pohybu otočným ramenem [17]

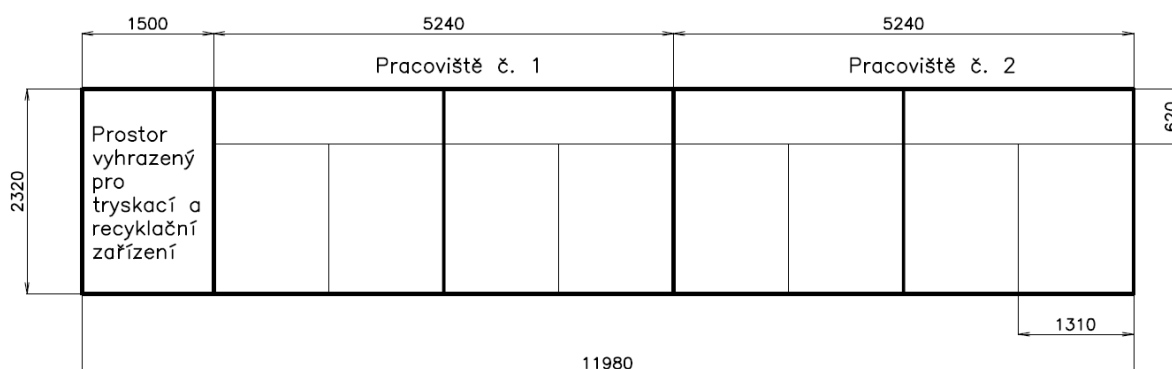
6.2 Volba varianty mechanismu pohybu

Pro výběr optimální varianty mechanismu převodu pohybu patří mezi jedno z nejhlavnějších kritérií výběru především životnost těchto mechanismů, která může být vlivem působení tryskaného abraziva při špatné volbě výrazně snižována. S ohledem na tuto skutečnost mají první dvě možnosti (ozubený převod, pohon systémem lan) značnou nevýhodu, která spočívá především v možném vniknutí tryskacího materiálu mezi dvě plochy mechanismu (ozubený hřeben – ozubené kolo, lano – kladka), a tím tak poškozovat hlavní prvky mechanismu. Z tohoto důvodu byla zvolena poslední varianta (mechanismus s otočným ramenem), který má rameno umístěné na čepu, kde nedochází k jeho výraznému poškozování. Převodové kolečka na konci ramene pak mohou být spolehlivě chráněny vhodnou konstrukcí ramene.

7 Návrh dopravního systému

7.1 Dispoziční řešení

Dle zadání je zvažováno s rozměry čtyřicetistopého unifikovaného kontejneru řady ISO 1 AAA (High cube). V zadní části tohoto kontejneru je uvažováno s umístěním tryskacího zařízení, společně s regeneračním zařízením na obnovu vytryskaného materiálu. Tato část má vyhrazený prostor o délce $1500 [mm]$, který je zobrazen na obrázku (7.1).



Obr. 7.1: Dispoziční řešení dopravního systému [16]

Z důvodu relativně velké délky zbývajících prostoru byl tento prostor rozdělen na dvě stejně dlouhé pracoviště. Na každém pracovišti je umístěna vlastní tryska tryskacího zařízení a tím je tedy na jednotlivých pracovištích umožněno nezávislé otryskávání.

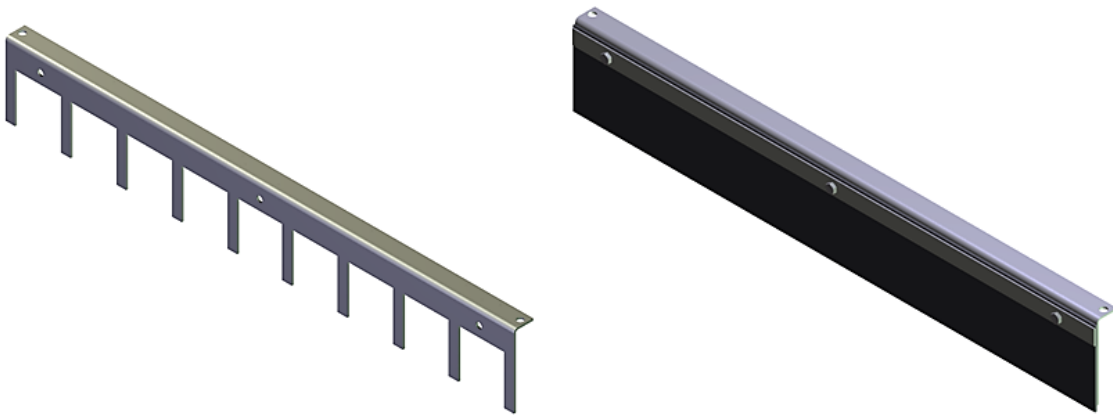
Pod jednotlivými pracovišti jsou pak umístěny dvě sekce dopravního systému, kde každá z těchto sekcí obsahuje dva příčné dopravníky navazující na jeden podélný. Tyto sekce jsou koncipovány tak, aby se se daly bez problémů skládat za sebe. Díky tomuto řešení získávají tyto sekce univerzálnější použití, umožněním vytvoření různých délek systému.

7.2 Podélný dopravník

Konstrukce hrabice

Pro konstrukci hrabice i celého dopravníku byla použita běžná konstrukční ocel třídy 11 523. Tato ocel zaručuje svařitelnost a je vhodná pro konstrukci strojů namáhaných jak staticky, tak dynamicky.

Vlastní hrabice (Obr.7.2) byla navržena z plechu tloušťky 2 [mm], který je na horní části ohnut o 90 stupňů pro zvýšení celkové tuhosti a umožnění upevnění k pohyblivému rámu. Ve spodní části jsou provedeny výřezy 50 x 50 [mm] skrz které může materiál bez problému procházet v případě pohybu hrabice proti směru pohybu. Hrabice je překryta pryžovým páskem, který je upevněn pomocí tří šroubů k hrabici.



Obr. 7.2: Konstrukce podélné hrabice [17]

Mezi těmito šrouby a pryžovým páskem je dále umístěn tenký ocelový pásek, který přitlačuje pryž rovnoměrně po celé délce hrabice. Spodní plocha tohoto pásku vymezuje efektivní výšku hrabice, která bude použita v následných výpočtech.

Efektivní výška hrabice

$$h = 0,058 [m] \tag{7.1}$$

Pohyblivý rám

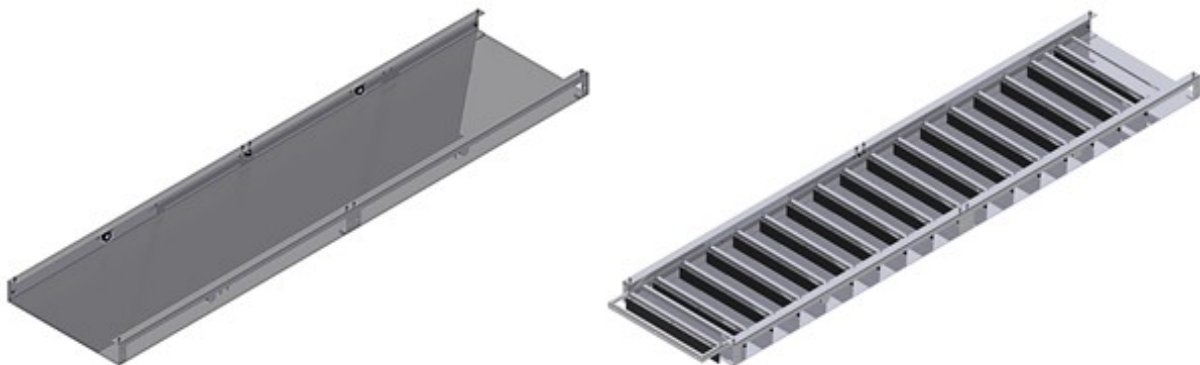
Základem pohyblivého rámu s hrabicemi jsou dva tenkostěnné profily L, které jsou k sobě svařené na obou koncích dalšími L profily sloužícími k připojování dalších rámu. Celková tuhost je dále zvýšena dvěma výztuhami v podobě dvou uzavřených čtvercových tenkostěnných profilů. Po celé délce jsou pak po pravidelných roztečích 150 [mm] umístěny hrabice, které jsou upevněny pomocí šroubů, které drží také po stranách umístěné čtyři nosné plechy sloužící k vedení rámu po nosných kolečkách.



Obr. 7.3: Sestava podélného pohyblivého rámu [17]

Konstrukce žlabu

Další částí dopravníku je žlab s nosnými kolečky, po kterých se pohybuje kmitavým pohybem vyvozeným přímočarým pohybem pohyblivý rám s hrabicemi. Spodní část je tvořena plechem tlustým 3 [mm], ke kterému je na jedné boční straně, po celé délce přivařen tenkostěnný profil U. Na tomto profilu je přivařeno několik závitových tyčí, ke kterým je možné upevnit konzoly pro uchycení nosných koleček. Na opačné straně podélného žlabu by z důvodu nutnosti procházení materiálu skrze boční stěnu nebylo možné využít stejnou konstrukci. Proto jsou na druhé straně použity pouze krátké tenkostěnné U profily, ke kterým je navařen tenkostěnný profil L, potřebný k uchycení nosných koleček. Pod tímto profilem je hrnut materiál z příčných částí dopravního systému. Pro případ možného přičení jsou kromě nosných koleček ve žlabu umístěny také kolečka vodící.



Obr. 7.4: Podélný dopravník [17]

7.3 Příčný dopravník

Sestava příčného dopravníku je konstruována podobně jako dopravník podélný, s tím rozdílem, že bočnice příčného žlabu mohou být tvořeny tenkostěnnými profily U na obou stranách dopravníku. Na přední straně jsou pak přivařeny malé ploché ocelové tyče s dírou pro sešroubování k podélnému dopravníku.

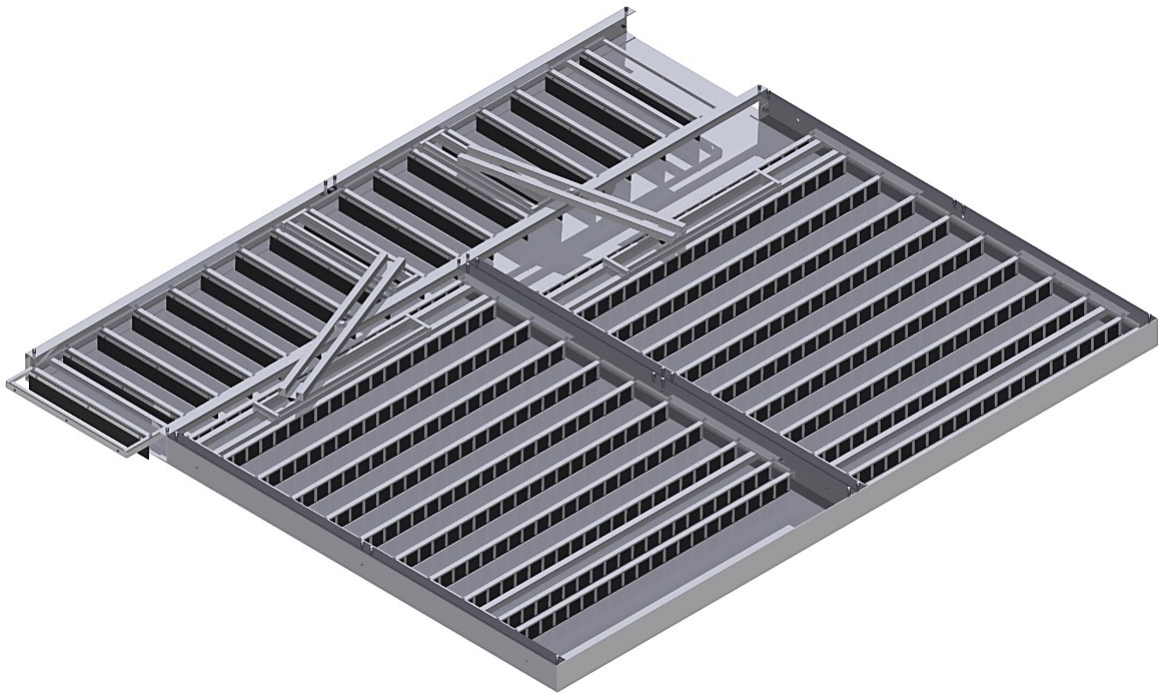


Obr. 7.5: Sestava příčného dopravníku [17]

7.4 Celá sekce

Jak už bylo zmíněno v předchozích textech, je jedna sekce složena ze dvou příčných dopravníků a jednoho podélného dopravníku. Celkové rozměry jsou tedy 2620 [mm] na délku a 2320 [mm] na šířku. Po sešroubování jednotlivých částí, je potřeba převést pohyb poháněného podélného rámu na pohyb rámu příčných. Volba mechanismu převodu byla provedena v kapitole 6, ve které byla vybrána varianta převodu otočným ramenem. Toto rameno bylo navrženo ze dvou uzavřených tenkostěnných čtvercových profilů uprostřed přivařených na jeden střed, který bude následně nasazen na čep umístěný na bočnici podélného dopravníku. Na obou koncích otočného ramene jsou přivařeny konzole pro uchycení převodových koleček. Ty se pohybují v drážkách vytvořených z čtvercových tenkostěnných profilů umístěných na pohyblivých rámech ve směru kolmém ke směru pohybu. Pohybem podélného rámu je převodové kolečko tlačeno ve směru pohybu, tím se začne převodové rameno otáčet a na jeho opačném konci uvádí do pohybu rám příčný.

Při dopravě materiálu tímto typem dopravníku je vlivem hnutí materiálu pouze v jednom směru způsobené nerovnoměrné zatížení přímočarého pohonu při pohybu v jednotlivých směrech. Pro částečné vyrovnání těchto sil jsou převodové ramena v každé sekci umístěna tak, aby pohyb vedlejšího příčného rámu měl vždy opačný směr. Jedna z koncových pozic je zobrazena na obr 7.6, kdy jeden příčný dopravník je v nejbližší možné poloze k podélnému dopravníku a druhý naopak nejdále.



Obr. 7.6: Sestava celé jedné sekce dopravníku [17]

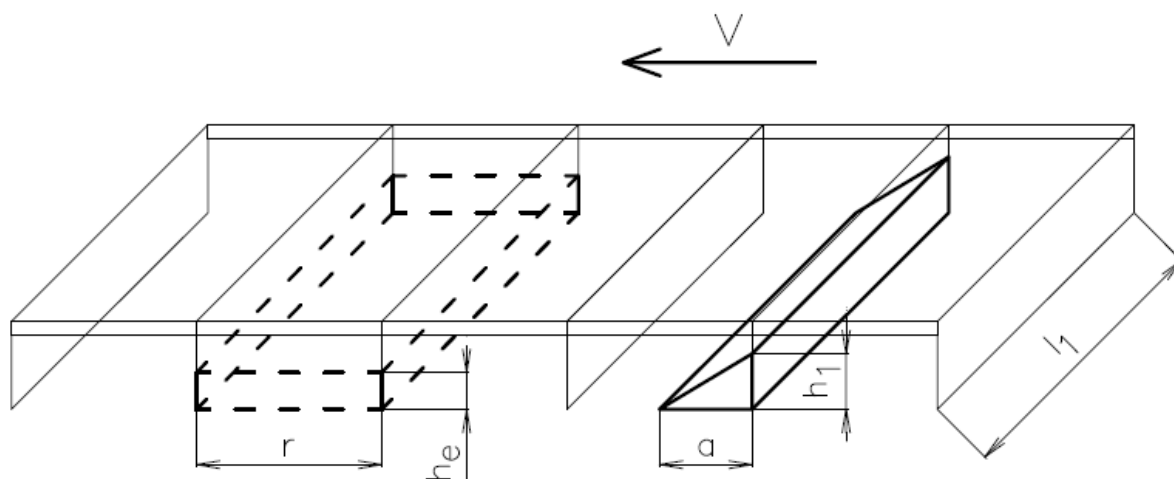
8 Technologické výpočty

8.1 Výpočet rychlosti přímočarého pohonu

Dle přílohy 1 jsou zobrazeny tryskací tlaky a k nim používané trysky běžně používané pro tryskání firmou WISTA S.R.O. Pro danou aplikaci je uvažováno s maximálním tryskaným množstvím $1900 [kg \cdot hod^{-1}]$. Na tento dopravní výkon bylo zařízení navrženo a bude tedy umožněno tryskání v obou sekcích při maximálním nastaveném tryskacím tlaku $0,62 [MPa]$ a použití největší trysky o průměru $12,7 [mm]$. V případě potřeby je možné za předpokladu použití pouze jednoho tryskacího pracoviště tryskat při nastavení tryskacího tlaku $0,83 [MPa]$ a použití trysky o průměru $16 [mm]$.

Především s ohledem na možné výkyvy v přiváděném hodinovém množství materiálu a správnou funkci zařízení, je výška pomyslného trojúhelníku vzniklého hnutím materiálu před jednotlivou hrabicí volena jako $2/3$ výšky efektivní výšky hrabice. Pro tuto konstantní hodnotu je počítáno se stále stejným hnutým množstvím materiálu v systému, ke kterému bude následně pomoci programovatelného automatu nastavována příslušná rychlost.

V první části výpočtu bude určeno objemové množství materiálu hnutého před jednotlivými hrabicemi, pro jeho následné využití k přepočtu na ekvivalentní obdélníkový průřez nutný pro dosazení do vztahu pro výpočet dopravního množství k vyjádření potřebné rychlosti posuvu.



Obr. 8.1: Znázornění ekvivalentní výšky [16]

$$l_1 = 0,522 [m]$$

$$r = 0,15 [m]$$

Při tomto výpočtu je uvažováno s dříve uvedeným předpokladem konstantního množství materiálu před jednotlivými hrabicemi. Hrnutý trojúhelník má zvolenou výšku h_1 a jeho svah svírá s rovinou podlahy úhel rovný synnému úhlu dopravovaného materiálu ψ_s

Výška hrnutého trojúhelníku

$$h_1 = \frac{2}{3} \cdot h \quad (8.1)$$

$$h_1 = \frac{2}{3} \cdot 0,058$$

$$h_1 = 0,039 \text{ [m]}$$

h...Efektivní výška hrabice

Určení velikosti základny trojúhelníku

$$\sin \psi_s = \frac{h_1}{a}$$

$$a = \frac{h_1}{\sin \psi_s} \quad (8.2)$$

$$a = \frac{0,039}{\sin 31,5^\circ}$$

$$a = 0,074 \text{ [m]}$$

h₁...Výška hrnutého trojúhelníku

a...Základna hrnutého trojúhelníku

Pomocí zjištěných rozměru hrnutého trojúhelníku bylo možné určit jeho objem, potřebný k výpočtu ekvivalentního průřezu materiálu. Jedná se o průřez, který by vznikl při rovnoměrném rozložení materiálu před všemi hrabicemi po celé ploše dopravníku. Srovnáním objemu hrnutého trojúhelníku a kvádra rozloženého po celé ploše mezi dvěma hrabicemi do ekvivalentní výšky byla vytvořena rovnice, ve které byla jedinou neznámou hodnota ekvivalentní výšky, pro její následné dosazení do vztahu (8.4) k výpočtu hledaného ekvivalentního průřezu.

Výpočet ekvivalentní výšky h_e

$$V_1 = V_e$$

$$\frac{1}{2} \cdot a \cdot h_1 \cdot l_1 = r \cdot h_e \cdot l_1$$

$$\frac{1}{2} \cdot a \cdot h_1 = r \cdot h_e$$

$$h_e = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot a \cdot h_1 \quad (8.3)$$

$$h_e = \frac{1}{2 \cdot 0,15} \cdot 0,074 \cdot 0,039$$

$$h_e = 9,538 \cdot 10^{-3} [m]$$

l...délka hrabice

r...rozteč mezi jednotlivými hrabicemi

Výpočet ekvivalentního průřezu

$$S_e = h_e \cdot l_1 \quad (8.4)$$

$$S_e = 9,538 \cdot 10^{-3} \cdot 0,522$$

$$S_e = 4,979 \cdot 10^{-3} [m^2]$$

Další potřebnou veličinou pro výpočet dopravního výkonu Q je ekvivalentní rychlost v_e , která je však rychlostí kontinuální a neuvažuje s posuvem zpět, proto je potřeba do výpočtu zavést průměrnou rychlost přímočarého pohonu v_p , která je z důvodu kmitavého pohybu dvojnásobkem rychlosti ekvivalentní.

Ekvivalentní rychlost pohybu

$$v_e = \frac{v_p}{2} \quad (8.5)$$

v_p...průměrná rychlost přímočarého pohonu

Po zjištění ekvivalentního průřezu a ekvivalentní rychlosti byly tyto veličiny dosazeny do vztahu pro výpočet dopravního množství (8.6) k následnému vyjádření potřebné rychlosti posuvu přímočarého pohybu v_p .

Určení průměrné rychlosti posuvu

$$Q = 3600 \cdot S \cdot v_e \cdot \rho_s \quad (8.6)$$

$$Q = 3600 \cdot S \cdot \frac{v_p}{2} \cdot \rho_s$$

$$v_p = \frac{2 \cdot Q}{3600 \cdot S \cdot \rho_s} \quad (8.7)$$

$$v_p = \frac{2 \cdot 1900}{3600 \cdot 4,979 \cdot 10^{-3} \cdot 1920}$$

$$v_p = 0,110 [m \cdot s^{-1}]$$

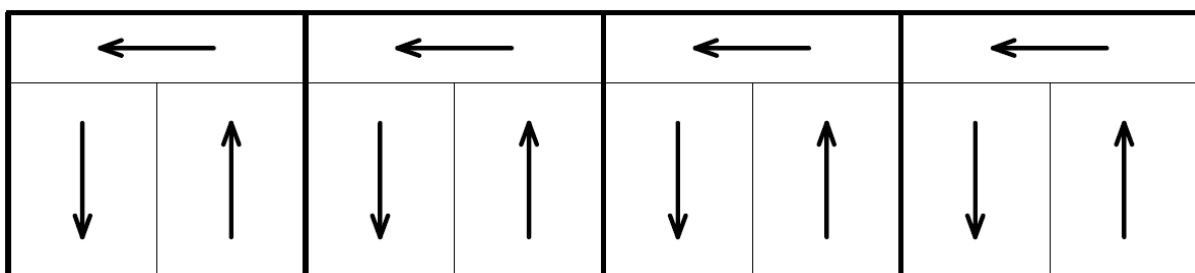
Q...dopravní množství

8.2 Návrh pohonu**8.2.1 Síla potřebná k překonání odporu materiálu**

Při navrhování pohonu byla nejdříve počítána síla potřebná k překonání odporu dopravovaného materiálu. Vzhledem ke snaze o minimalizaci opotřebení vlastního dopravníku je uvažováno se stálou vrstvou dopravovaného materiálu na dně žlabu. Tyto odpory tedy vznikají mezi jednotlivými zrny materiálu působením jeho vlastního vnitřního tření.

Dle dříve uvedených předpokladů je před jednotlivými hrabicemi vytvořen hrnutý trojúhelník, u kterého je v následujících vztazích vypočtena hmotnost, pro stanovení sil potřebných k překonání odporů.

Maximální množství hrnutého materiálu v systému vzniká v případě tryskání maximálního množství materiálu $1900 [kg \cdot hod^{-1}]$ do poslední sekce příčného dopravníku. V tomto případě je podélný dopravník zaplněn materiálem po celé jeho délce.



Obr. 8.2: Směr pohybu rámců pro návrh pohonu

Počet hrabic v jedné podélné sekci

$$n_{po} = 17 \quad (8.8)$$

Množství materiálu před jednou hrabicí podélné sekce

$$V_1 = \frac{1}{2} \cdot a_{max} \cdot h_1 \cdot l_1 \quad (8.9)$$

$$V_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,074 \cdot 0,039 \cdot 0,522$$

$$V_1 = 7,468 \cdot 10^{-4} [m]$$

Hmotnost materiálu v jedné podélné sekci

$$m_{m1} = n_{po} \cdot V_1 \cdot \rho_s \quad (8.10)$$

$$m_{m1} = 17 \cdot 7,468 \cdot 10^{-4} \cdot 1920$$

$$m_{m1} = 24,377 [kg]$$

Součinitel smykového tření mezi jednotlivými zrny materiálu

$$f_i = \tan \varphi_w \quad (8.11)$$

$$f_i = \tan 36^\circ$$

$$f_i = 0,727 [-]$$

Síla potřebná k překonání odporu materiálu v jedné podélné sekci

$$F_{m1} = m_{m1} \cdot g \cdot f_i \quad (8.12)$$

$$F_{m1} = 24,377 \cdot 9,807 \cdot 0,727$$

$$F_{m1} = 173,800 [N]$$

Dle předchozích vztahů byla analogicky vypočtena také síla potřebná k překonání odporů v jedné příčné sekci. Při tomto výpočtu byl použit stejný objem materiálu před jednou hrabicí jako u podélné sekce, vzhledem k tomu, že příčná sekce se pohybuje stejnou rychlostí, při stejné rozteči hrabic a je do ní přiváděno stejné množství materiálu.

Počet hrabic v jedné příčné sekci

$$n_{př} = 11 \quad (8.13)$$

Hmotnost materiálu v jedné příčné sekci

$$m_{m2} = n_{př} \cdot V_1 \cdot \rho_s \quad (8.14)$$

$$m_{m2} = 11 \cdot 7,468 \cdot 10^{-4} \cdot 1920$$

$$m_{m2} = 15,773 \text{ [kg]}$$

Síla potřebná k překonání odporu materiálu v jedné příčné sekci

$$F_{m2} = m_{m2} \cdot g \cdot f_i \quad (8.15)$$

$$F_{m2} = 15,773 \cdot 9,807 \cdot 0,727$$

$$F_{m2} = 112,384 \text{ [N]}$$

Po vypočtení sil nutných k překonání odporu materiálu v jednotlivých sekcích byla vypočtena celková potřebná síla. Jak bylo uvedeno na začátku této kapitoly, je pro maximální množství materiálu uvažováno s odpory z jednoho příčného a čtyř podélných dopravníků.

**Celková síla potřebná k překonání odporu materiálu v celém
dopravním systému**

(8.16)

$$F_m = n_{r1} \cdot F_{m1} + n_{r2} \cdot F_{m2}$$

$$F_m = 4 \cdot 173,684 + 1 \cdot 112,384$$

$$F_m = 807,121 \text{ [N]}$$

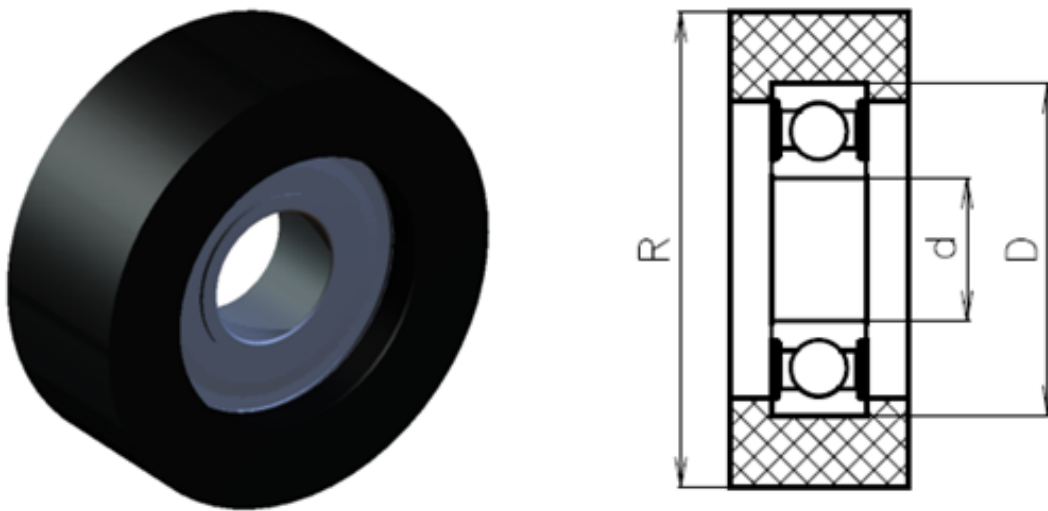
n_{r1} ...Počet podélných sekcí pro výpočet odporu materiálu

n_{r2} ...Počet příčných sekcí pro výpočet odporu materiálu

8.2.2 Síla potřebná k překonání odporů nosných prvků (koleček)

Volba nosných koleček

Dle známých hmotností pohyblivých rámců a vhodných zástavbových prostorů pro umístění nosných koleček byla zvolena polyuretanová rolna s nosností 40 [kg] od firmy ZABI CZECH s.r.o. Tato rolna obsahuje ložisko typu 6001 kryté na obou stranách, to je vhodné především z důvodu ochrany proti odlétávajícímu materiálu.



Obr. 8.3: Nosná rolna [17,16]

$$R = 0,040 [m]$$

$$D = 0,028 [m]$$

$$d = 0,012 [m]$$

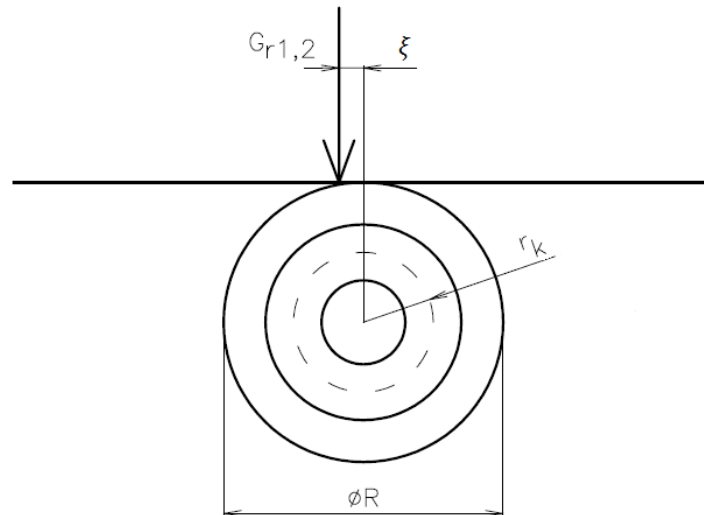
Rameno valivého odporu plast-ocel

$$\xi = 0,002 [m] \quad (\text{viz.}[2]) \quad (8.17)$$

Součinitel čepového tření v ložisku

$$f_{\xi} = (0,01 \div 0,015) \quad (\text{viz.}[3]) \quad (8.18)$$

Zvoleno: $f_{\xi} = 0,015$



Obr. 8.4: Zatížení nosného kolečka [16]

Tíha podélného rámu

$$G_{r1} = m_{r1} \cdot g \quad (8.19)$$

$$G_{r1} = 16,395 \cdot 9,807$$

$$G_{r1} = 160,780 \text{ [N]}$$

m_{r1} ...Hmotnost podélného rámu (odečtena z programu Autodesk Inventor 2014)

Odpor způsobený valivým třením při pohybu podélného rámu

$$F_{r11} = G_{r1} \cdot \frac{2 \cdot \xi}{R} \quad (8.20)$$

$$F_{r11} = 160,780 \cdot \frac{2 \cdot 0,002}{0,040}$$

$$F_{r11} = 16,078 \text{ [N]}$$

Poloměr roztečné kružnice ložiska typu 6001

$$r_k = \frac{D + d}{4} \quad (8.21)$$

$$r_k = \frac{0,028 + 0,012}{4}$$

$$r_k = 0,01 \text{ [m]}$$

Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení vlivem působení tíhy podélného rámu (8.22)

$$F_{r12} = G_{r1} \cdot \frac{r_k}{R} \cdot f_{\check{c}}$$

$$F_{r12} = 160,780 \cdot \frac{0,01}{0,040} \cdot 0,015$$

$$F_{r12} = 1,206 [N]$$

Tíha příčného rámu

$$G_{r2} = m_{r2} \cdot g \quad (8.23)$$

$$G_{r2} = 19,866 \cdot 9,807$$

$$G_{r2} = 194,819 [N]$$

m_{r2}... Hmotnost příčného rámu (odečtena z programu Autodesk Inventor 2014)

Odpor způsobený valivým třením při pohybu příčného rámu

$$F_{r21} = G_{r2} \cdot \frac{2 \cdot \xi}{R} \quad (8.24)$$

$$F_{r21} = 194,819 \cdot \frac{2 \cdot 0,002}{0,040}$$

$$F_{r21} = 19,482 [N]$$

Odpor způsobený třením v ložiskovém uložení vlivem působení tíhy příčného rámu (8.25)

$$F_{r22} = G_{r2} \cdot \frac{r_k}{R} \cdot f_{\check{c}}$$

$$F_{r22} = 194,819 \cdot \frac{0,01}{0,040} \cdot 0,015$$

$$F_{r22} = 1,461 [N]$$

Celková síla potřebná k překonání odporů koleček

$$F_r = n_1 \cdot (F_{r11} + F_{r12}) + n_2 \cdot (F_{r21} + F_{r22}) \quad (8.26)$$

$$F_r = 4 \cdot (16,078 + 1,206) + 8 \cdot (19,482 + 1,461)$$

$$F_r = 236,680 \text{ [N]}$$

n_1 ... Celkový počet podélných sekcí

n_2 ... Celkový počet příčných sekcí

Celková statická síla potřebná k překonání odporu materiálu a pohyblivých rámů

$$F_p = F_m + F_r \quad (8.27)$$

$$F_p = 807,121 + 236,680$$

$$F_p = 1,044 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

8.3 Volba pohonu

Při výběru vhodného pohonu navrhovaného podlahového sběrného dopravníku bylo důležité z důvodu nedostatku prostoru splnit zejména požadavky rozměrové. Vhodnou volbou proto bylo použití lineárního aktuátoru, který má kromě kompaktních rozměrů také spoustu dalších výhod, mezi kterými jsou například nízké provozní náklady, nebo vysoká životnost.

V kapitole 8.1 byla vypočtena průměrná rychlost (8.7) potřebná k dopravě maximálního množství materiálu. Z této rychlosti byl vypočten čas potřebný k vysunutí/zasunutí aktuátoru.

Čas jednoho pohybu aktuátoru

$$t = \frac{s}{v_p} \quad (8.28)$$

$$t = \frac{0,25}{0,110}$$

$$t = 2,273 \text{ [s]}$$

s ... Velikost dráhy kmitu jednotlivých dopravníků

Při kmitavém pohybu se však aktuátor nepohybuje po celou dobu rovnoměrným pohybem, je proto potřeba uvažovat také s dobou rozběhu a doběhu. Tyto doby mohly být voleny relativně malé, z důvodu dostatečné dynamiky pohybu aktuátoru.

Doba rozběhu a doběhu

$$t_r = t_d = 0,5 \text{ [s]} \quad (8.29)$$

t_r ...Doba rozběhu

t_d ...Doba doběhu

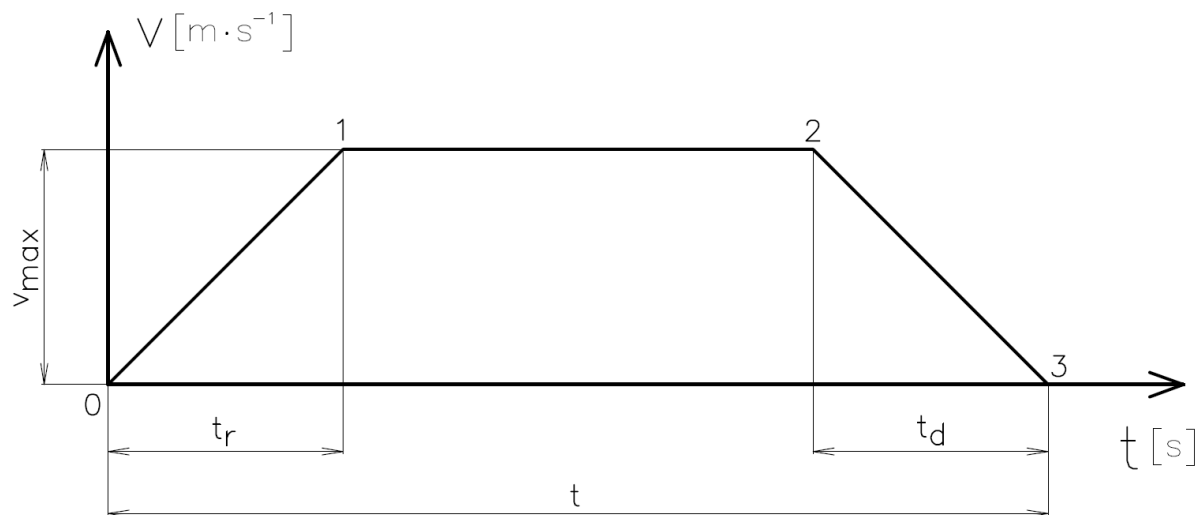
Doba posuvu rovnoměrnou rychlostí

$$t_{12} = t - 2 \cdot t_r \quad (8.30)$$

$$t_{12} = 2,273 - 2 \cdot 0,5$$

$$t_{12} = 1,273 \text{ [s]}$$

Tyto časy byly následně zaznačeny do grafu průběhu rychlosti při pohybu aktuátoru v jednom směru.



Obr. 8.5: Průběh rychlosti pohonu [17]

Z grafu tak vyplývá, že při stále stejné době pohybu (počítané pro potřebnou průměrnou rychlost) aktuátoru a uvážení doby rozběhu a doběhu je nutné pro návrh volbu aktuátoru přepočítat maximální okamžitou rychlost v úseku mezi body 1 a 2.

Nejdříve bylo potřeba vypočítat zrychlení a_r v úseku rozběhu (mezi body 0 a 1). To bylo provedeno srovnáním rovnoměrně zrychlené rychlosti v bodě 1 a rovnoměrné rychlosti v ustáleném úseku. Z tohoto zrychlení byla následně vypočtena potřebná jmenovitá rychlost aktuátoru.

Rychlost na konci rozběhu

$$v_1 = a_r \cdot t_r \quad (8.31)$$

a_r ...zrychlení aktuátoru při rozběhu

Rychlost na konci rozběhu

$$v_{12} = \frac{s_{12}}{t_{12}} = \frac{s - 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot a_r \cdot t_r^2}{t_{12}} = \frac{s - a_r \cdot t_r^2}{t_{12}} \quad (8.32)$$

s_{12} ...Dráha pohybu aktuátoru při rovnoměrné rychlosti

Zrychlení při rozběhu

$$v_{12} = v_1 \quad (8.33)$$

$$\frac{s - a_r \cdot t_r^2}{t_{12}} = a_r \cdot t_r$$

$$a_r = \frac{s}{t_r \cdot t_{12} + t_r^2} \quad (8.34)$$

$$a_r = \frac{0,25}{0,5 \cdot 1,273 + 0,5^2}$$

$$a_r = 0,282 [m \cdot s^{-2}]$$

a_r ...Zrychlení aktuátoru při rozběhu

v_1 ...Rychlost aktuátoru na konci rozběhu

v_{12} ...Rychlost aktuátoru při rovnoměrném pohybu

Jmenovitá rychlost aktuátoru

$$v_{jm} = a_r \cdot t_r \quad (8.35)$$

$$v_{jm} = 0,282 \cdot 0,5$$

$$v_{jm} = 0,141 [m \cdot s^{-2}]$$

Další hodnotou pro volbu aktuátoru je celková jmenovitá síla. Ta je počítána ze statických odporů a setrvačné síly způsobené zrychlením pohybujících se hmot. K výpočtu setrvačné síly byla vypočtena hmotnost všech pohybujících se hmot v celém systému, skládající se z hmotnosti dopravovaného materiálu při maximálním vytížení a celkové hmotnosti všech pohyblivých rámců. Pro tento výpočet byly zanedbány odpory způsobené ramenem k převodu pohybu, které jsou vzhledem k rozměrům a hmotnosti minimální.

Hmotnost všech pohyblivých rámců

$$m_r = n_1 \cdot m_{r1} + n_2 \cdot m_{r2} \quad (8.36)$$

$$m_r = 4 \cdot 16,395 + 8 \cdot 19,866$$

$$m_r = 224,508 [kg]$$

Hmotnost materiálu při maximálním vytížení dopravníku

$$m_m = n_{r1} \cdot m_{m1} + n_{r2} \cdot m_{m2} \quad (8.37)$$

$$m_m = 4 \cdot 24,377 + 1 \cdot 15,773$$

$$m_m = 113,281 [kg]$$

Celková hmotnost pohybujících se hmot v celém systému

$$m_c = m_r + m_m \quad (8.38)$$

$$m_c = 224,508 + 113,281$$

$$m_c = 337,789 [kg]$$

Setrvačná síla

$$F_i = m_c \cdot \frac{v_{jm}}{t_r} \quad (8.39)$$

$$F_i = 337,789 \cdot \frac{0,141}{0,5}$$

$$F_i = 101,337 [N]$$

Celková síla pro návrh pohonu

$$F_c = F_p + F_i \quad (8.40)$$

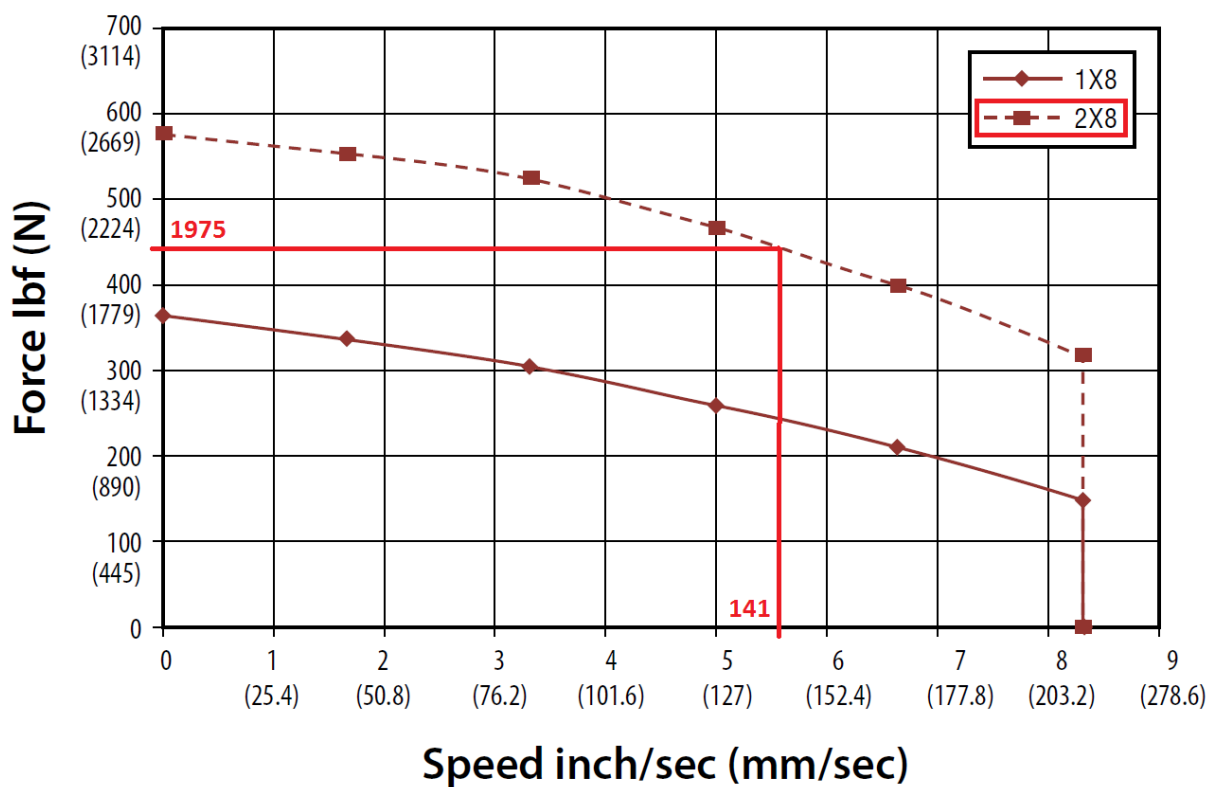
$$F_c = 1,044 \cdot 10^3 + 101,337$$

$$F_c = 1,145 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

Dle vypočtených hodnot byl zvolen aktuátor značky EXLAR, s označením GSX20-1001. Hlavní parametry tohoto aktuátoru jsou uvedeny v následující tabulce.

Model	Zdvih aktuátoru	Jmenovitá síla	Maximální rychlost
[-]	[mm]	[N]	[mm·s ⁻¹]
GSX20-1001	250	2571	211,67

Tab. 8.1: Parametry zvoleného pohonu



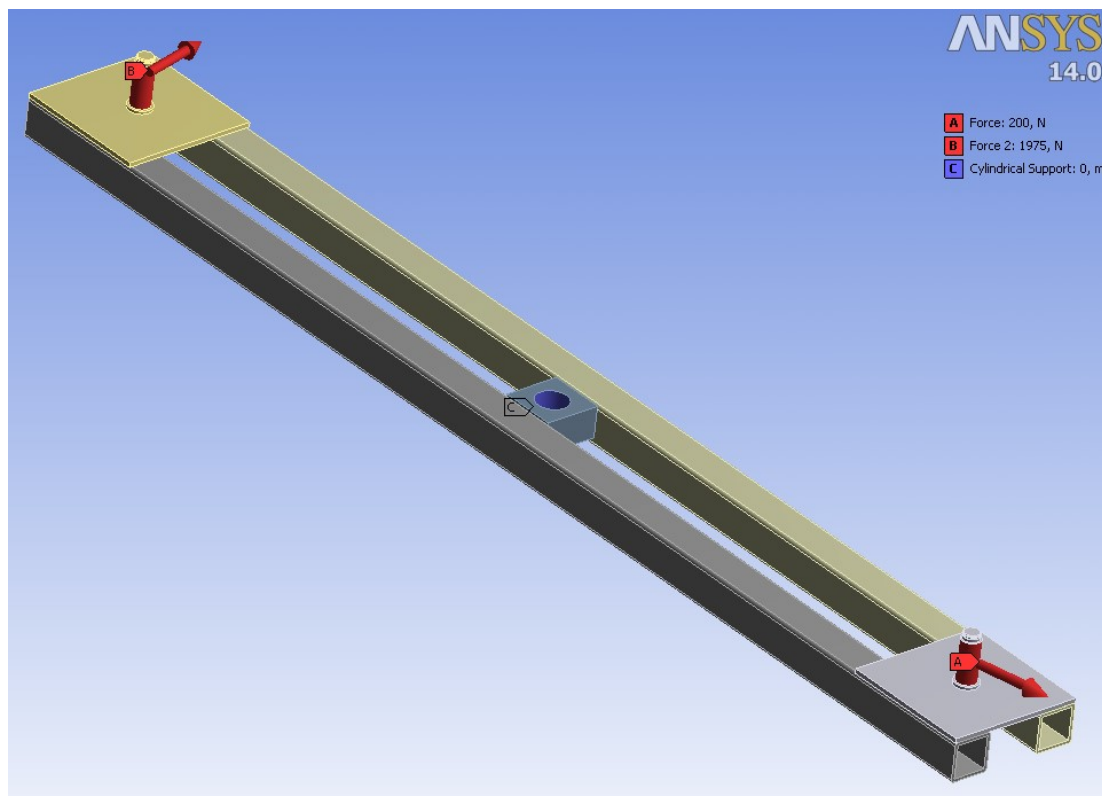
Obr. 8.6.: Charakteristika aktuátoru GSX20-1001 [19]

Z grafu zobrazujícího charakteristiku zvoleného pohonu byla odečtena maximální síla aktuátoru při zvolené rychlosti. Tato síla je větší než celková potřebná síla (8.40) a zvolený

pohon tedy vyhovuje. V porovnání s potřebnou silou je výrazně větší a umožňuje bez problému pokrýt i možné výkyvy.

9 Pevnostní analýza pomocí MKP

Otočné rameno pro převod pohybu je jednou z nejvíce namáhaných součástí systému a proto byla zkontrolována pomocí metody konečných prvků v programu Ansys 14. Před aplikací okrajových podmínek byly z modelu odebrány pojistné kroužky a převodové kolečka.



Obr. 9.1.: Okrajové podmínky pro pevnostní výpočet [20]

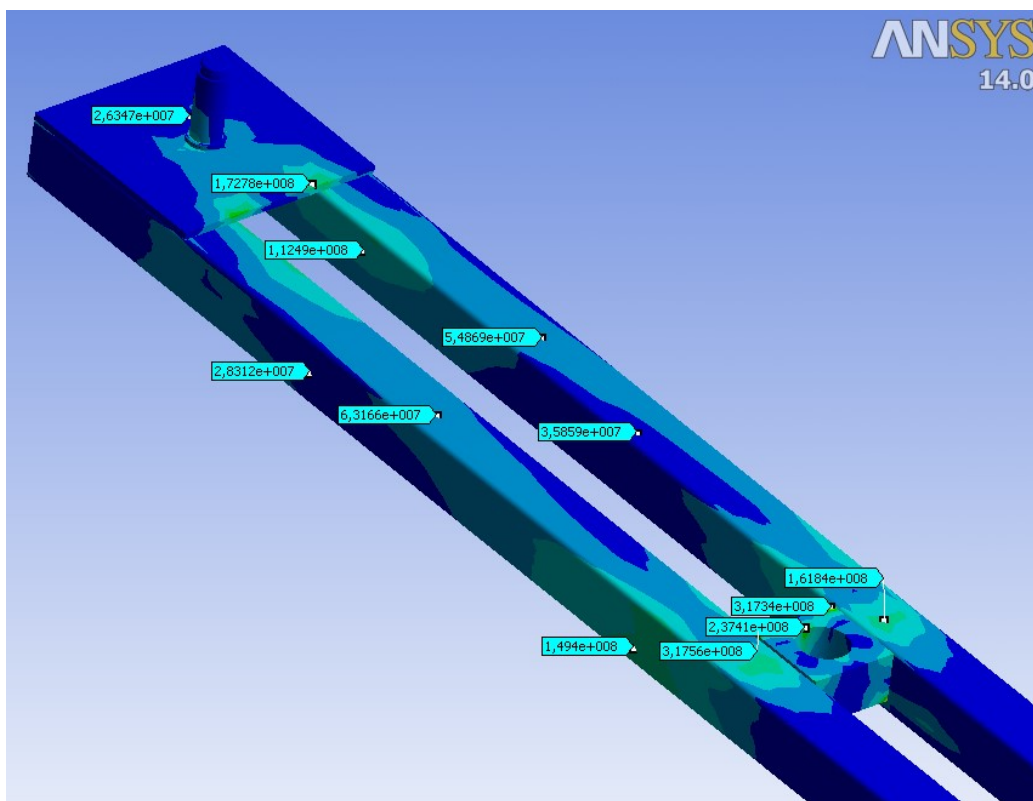
První aplikovanou okrajovou podmínkou byla podpora typu „cylindrical support“. Tato okrajová podpora je aplikovatelná pouze na válcové součásti a umožňuje nastavení radiální nebo axiální volnosti. V tomto případě byla použita na střed převodového ramene s umožněním radiálního pohybu a jsou tak tedy simulovány podmínky shodné s podmínkami reálnými.

Dále byly aplikovány síly působící na převodová kolečka, v tomto případě na jejich čepy. První použitou silou byla síla vyvolaná aktuátorem. Tato síla se ve skutečnosti vždy

rozděluje do více sekcí, a proto skutečná síla nedosahuje síly aplikované pro výpočet. Z důvodu bezpečnosti však byla použita v maximální velikosti 1975 [N]

Druhá síla pak byla aplikována na čep druhého kolečka v opačném smyslu otáčení ramene. Její velikost (200 N) byla rovná hodnotě velikosti odporů způsobených materiálem v příčném dopravníku a odporů způsobených poježděním příčného rámu po nosných kolečkách.

Po aplikování okrajových podmínek byla vygenerována síť vytvořená z pravidelných čtyřstěnnů čtyřstěnných prvků (Tetrahedrons) o velikosti prvku 5 mm. Konečná síť je tedy složena z 93116 elementů sbíhajících se v 46772 bodech.



Obr. 9.2.: Výsledné napětí v otočném rameni [20]

Výpočtem bylo zjištěno a graficky zobrazeno ekvivalentní napětí v jednotlivých částech kontrolované součásti. Největší napětí bylo zjištěno v přechodu mezi uzavřeným tenkostěnným čtvercovým profilem a středem ramene o hodnotě 317 [MPa]. Tato hodnota je pod mezí kluzu materiálu 11523 a proto součást vyhovuje. Na následujícím obrázku (obr.9.2) jsou jednotlivé napětí zobrazeny pro více namáhanou část ramene, tedy část, která je zatížena větší silou (silou od pohonu).

10 Krytí dopravního systému

Po navržení všech funkčních částí dopravního systému, bylo pro umožnění pohybu pracovníku s tryskanými součástmi po ploše zařízení navrženo zakrytí systému pomocí podlahových roštů. Konstrukce pro umístění těchto roštů je konstruována převážně z tenkostěnných otevřených profilů L, které umožňují bezproblémové následné usazení těchto roštů. Jednotlivé části dopravníku mají své samostatné krytí, zejména pro jednodušší manipulaci při montáži. Uchycení těchto konstrukcí je provedeno pomocí šroubového spoje. Na horní části jednotlivých dopravníků jsou navařeny závitové tyče, na které se konstrukce nasadí a pojistí maticí.



Obr. 10.1.: Sestava jedné sekce dopravníku s krycími rošty [17]

11 Závěr

Dle zadání byla zpracována rešerše k problematice sběru abraziva v tryskacích boxech, ze které byly navrženy tři uvažované varianty. S přihlédnutím na skutečnost, že navrhované zařízení podlahové sběru bude umístěno ve 40' ISO kontejneru, byla z těchto variant pro následný návrh vybrána varianta systému posuvných hrabic, která nejlépe vyhovovala zadaným požadavkům. Vzhledem k rozměrům 40' ISO kontejneru byla celková plocha vyhrazena pro podlahový sběr rozdělena na 2 tryskací pracoviště, které mohou pracovat nezávisle na sobě s maximálním celkovým tryskacím výkonem 1,9 [t/h]. Pro větší univerzálnost navrhovaného zařízení je celý systém vytvořen ze 4 stejných sekcí, každá z těchto sekcí je složena z jedné podélné části dopravníku, která odebírá materiál ze dvou dopravníků příčných. Toto řešení tedy umožňuje navázáním stejných sekcí vytvářet dopravní systémy různých délek. Po předběžném návrhu jednotlivých částí byly provedeny potřebné technologické výpočty pro návrh aktuátoru pro pohon dopravníku. První vypočtenou veličinou byla průměrná rychlost posuvu pohyblivých rámců s hrabicemi vhodnou úpravou vztahů pro výpočet dopravního výkonu. Z této průměrné rychlosti byla po započtení doby rozběhu a doběhu vypočtena potřebná maximální rychlost aktuátoru 0,141 [m·s⁻¹]. Dále byly spočteny veškeré statické odpory způsobené nejen odporem materiálu, ale i odpory ve vedení jednotlivých částí dopravníku. Po zjištění statických odporů, byly vyřešeny také odpory vzniklé vlivem setrvačných sil při rozjezdu zařízení. Po sečtení všech těchto odporů je výsledná hodnota 1145 [N], která je počítána pro dopravu maximálního množství materiálu. Z těchto hodnot mohl být navržen aktuátor firmy EXLAR typu GSX20-1001, který byl následně dle vlastní charakteristiky zkontrolován, zda dokáže za daných podmínek vyvinout potřebnou sílu. Tento aktuátor je napojen na podélný dopravník jedné ze 4 sekcí a pohyb na sekci příčnou je převáděn otočnými převodovými rameny. Ty jsou umístěny tak, aby se sousedící příčné dopravníky pohybovaly vždy opačným směrem pro lepší vyrovnaní sil generovaných aktuátorem v jednotlivých směrech. Dále byla provedena pevnostní analýza převodového ramene pomocí metody konečných prvků, které s maximálním ekvivalentním napětím 317 [MPa] vyhovělo.

Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace. Byly zpracovány sestavné výkresy jednotlivých dopravníků a celého dopravního systému. Následně byl zpracován výkres svařence ramene pro převod pohybu.

Poděkování

Závěrem bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Jiřímu Zegzulkovi, CSc a Ing. Danielu Gelnarovi za cenné rady při řešení této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval celé mé rodině za podporu během mého studia.

Seznam požitých zdrojů

Seznam použité literatury

- (1) LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- (2) *Converter.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- (3) *spssol.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.spssol.cz/~vyuka/UCITELE/JA/Mechanika/Mechanika%20I-%20skripta%20%C5%A0m%C3%A1rik/lekce_26_-_teorie.pdf

Seznam použitých obrázků

- [1] *Raga.at* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.raga.at/cms/en/about-us/blasting-processes>
- [2] *Wista s.r.o* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.wista.cz/realizace/tryskani-1/metaci-stroje/s-valeckovou-trati-1/galid_134/lauco-100n.aspx
- [3] *Abranova.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.abranova.cz/ocelovy-a-nerezovy-tryskaci-material/ocelovy-tryskaci-material/tvrzena-litina---ostrohranna-drt.htm>
- [4] *Turba.sk* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.turba.sk/tlakove-tryskanie.htm>
- [5] *Wista s.r.o* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.wista.cz/produkty/tryskani/abraziva/korund/>
- [6] *Tryskaci-materialy.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://tryskaci-materialy.cz/produkty/zirblast/>
- [7] *Abranova.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.abranova.cz/brusne-materialy/prirodni-granat-garnet.htm>
- [8] *Clemcoindustries.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.clemcoindustries.com/search_category.php?q=Abrasive%20Recovery%20Systems
- [9] *Kesner.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/cz/produkt/snekovy-dopravnik-zlabovy-zsd/>

- [10] *Steelexnetwork.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.steelexnetwork.com/blastroom.html>
- [11] *Mecshot.net* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.mecshot.net/Product_Details.aspx?Prodid=96
- [12] *Clemcoindustries.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.clemcoindustries.com/images/pdfs/25323.pdf>
- [13] *Ferrocrtalic.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.ferrocrtalic.com/docs/FerroECOblast_blast_rooms_leaflet_ENG.pdf
- [14] *Steng.cz* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.steng.cz/steng/tryskaciboxy/pneumaticke/>
- [15] *Greatfinishing.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: <http://www.greatfinishing.com/search2.cgi?10769+all+BlastingEquipment>
- [16] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk Autocad 2014
- [17] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk Inventor 2014
- [18] Fotografie pořízená autorem
- [19] *Exlar.com* [online]. [cit. 2014-2-21]. Dostupné z: http://www.exlar.com/product_lines/1-GSX-Series-Motor-Actuators
- [20] Obrázek vytvořen v programu Ansys 14

Seznam výkresové dokumentace

Hrubicový dopravník	ZAD0009-01
Poháněná sekce	ZAD0009-02
Příčný dopravník	ZAD0009-02-01
Podélný poháněný	ZAD0009-02-02
Převodové rameno	ZAD0009-02-03

Seznam příloh

Příloha A Technická data pro tryskání firmy WISTA S.R.O

Příloha A



KVALITOU NA POVRCH
QUALITY AT THE SURFACE

Technická data pro tryskání

PŘÍBLIŽNÁ SPOTŘEBA VZDUCHU (M ³ /HOD) PODLE PRŮMĚRU TRYSKY							
VELIKOST TRYSKY	0,44 MPa	0,48 MPa	0,55 MPa	0,62 MPa	0,69 MPa	0,83 MPa	0,97 MPa
Čís. 2 1/8" (3,2mm)	24	27	30	34	37	44	51
Čís. 3 3/16" (4,8mm)	54	61	70	76	83	98	112
Čís. 4 1/4" (6,35mm)	97	110	122	136	153	178	205
Čís. 5 5/16" (8mm)	153	172	192	212	238	272	314
Čís. 6 3/8" (9,5mm)	214	246	277	309	340	400	459
Čís. 7 7/16" (11mm)	289	328	365	408	459	535	612
Čís. 8 1/2" (12,7mm)	391	442	493	544	595	697	799
Čís. 10 5/8" (16mm)	612	690	771	850	935	1088	1257
Čís. 12 3/4" (19mm)	880	994	1108	1223	1342	1572	1800

SPOTŘEBA ABRAZIVA (KG/HOD) PODLE PRŮMĚRU TRYSKY							
VELIKOST TRYSKY	0,44 MPa	0,48 MPa	0,55 MPa	0,62 MPa	0,69 MPa	0,83 MPa	0,97 MPa
Čís. 2 1/8" (3,2mm)	41	48	52	59	64	75	86
Čís. 3 3/16" (4,8mm)	93	104	118	132	145	170	195
Čís. 4 1/4" (6,35mm)	166	191	209	227	254	299	345
Čís. 5 5/16" (8mm)	261	295	329	374	408	476	544
Čís. 6 3/8" (9,5mm)	381	429	476	524	572	669	771
Čís. 7 7/16" (11mm)	522	590	658	726	794	930	1066
Čís. 8 1/2" (12,7mm)	662	753	839	907	1021	1202	1361
Čís. 10 5/8" (16mm)	1039	1179	1315	1417	1597	1860	2155
Čís. 12 3/4" (19mm)	1497	1701	1896	2041	2295	2699	3085

VLASTNOSTI ABRAZIVA						
Abrazivo	Hustota (kg/m ³)	Tvrdost (Vi=Vickers)	Tvar zrna	Životnost (cyklů)	Magnetičnost	Typické použití
Litina	4000	900 Vi	ostrohr.	100-200	magnetický	Čištění od korozi, barev a otřepů
Korund	2000	1700-2700 Vi	ostrohr.	25-50	neutrální	Běžné čištění od korozi, barev a otřepů
Balotina	1400	650 Vi	kulaté	5-50	neutrální	Čištění, dokonč. práce
Křem.písek	1600	5-6 Mohs	ostrohr.	1	neutrální	Venkovní tryskání
Garnet	2080-2320	7-7,5 Mohs	ostrohr.	2-10	neutrální	Čištění, dokonč. práce, odstraňování okují
Ocel – S	4000	470 Vi	kulaté	1000-2000	magnetický	Čištění, strojní údržba, před a po svařování
Ocel – GH	4000	800-950 Vi	ostrohr.	150-300	magnetický	Čištění, strojní údržba, před a po svařování
Ocel – GL	4000	600-700 Vi	ostrohr./kul	500-1000	magnetický	Čištění, strojní údržba, před a po svařování
Ocel – GP	4000	450-560 Vi	kulaté	1000-2000	magnetický	Čištění, strojní údržba, před a po svařování
Vysokopec struska	1500	6-7 Mohs	ostrohr.	1-5	neutrální	Venkovní tryskání

DS-TD-13.1

Wista s.r.o.
Dlouhé díly 414, 763 02 Zlín
www.wista.cz

T +420 577 113 430
F +420 577 113 436-7
E info@wista.cz