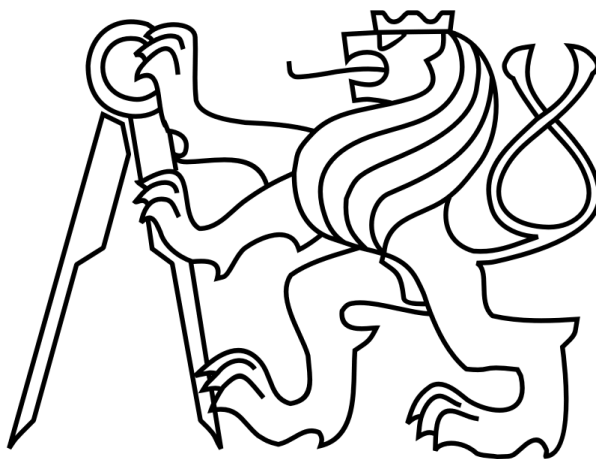


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh dopravníku pro automatické vynášení výpalků a strusky
z laserového CNC stroje

2016

Michaela Pospíšilová



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro **Michaela Pospíšilová**
Program: Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:

Téma práce: **Návrh dopravníku pro automatické vynášení výpalků a strusky z laserového CNC stroje.**

The design of the conveyor for automatic discharge of cut pieces and slag from laser CNC machine.

S t r u č n á o s n o v a z a d á n í :

Cílem práce je návrh dopravníku pro automatické vynášení výpalků a strusky z laserového CNC stroje Kompakt laser 15/30 s hydraulicky přesuvnými rošty. Technické požadavky na konstrukci jsou následující:

- Maximální rozměry dopravníku 1460 x 185 x 5000 mm,
- Maximální rychlost dopravníku 16 m.min⁻¹,
- Maximální teplota výpalku / odpadu 800°C,
- Možnost kontinuálního provozu.

Práce bude obsahovat tyto hlavní části:

1. Provedení analýzy současného stavu dopravníků v ČR i ve světě, s přihlédnutím ke vhodnosti pro danou aplikaci (laserové záření, prašnost, kovové částice, vysoká teplota).
2. Navržení minimálně 3 koncepčních variant řešení a jejich zhodnocení.
3. Konstrukční zpracování vybrané varianty a provedení návrhových a kontrolních výpočtů.
4. Vytvoření detailního 3D modelu dopravníku, sestavného výkresu s kusovníkem a výrobního výkresu vybrané součásti.

Rozsah grafické části práce: 3D model dopravníku, sestavný výkres, výrobní výkres vybrané součásti

Rozsah textové části práce: 25 – 45 stran

Doporučená literatura: HOUŠA, Jaromír. Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985, 287 s.

MAREK, Jiří a Petr BLECHA. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

DRAŽAN, František, Věra VOŠOTOVÁ, Karel JEŘÁBEK a Milan BRAND. Teorie a stavba dopravníků. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983, 290 s.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Vrba

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jiří Sova

Datum zadání bakalářské práce: 25. 4. 2016

Termín odevzdání bakalářské práce: 15. 7. 2016

Neodevzdá-li student bakalářskou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat bakalářskou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

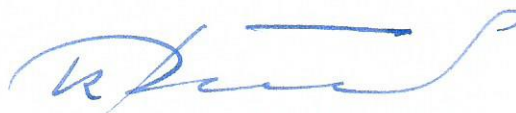
Zadání bakalářské práce převzal dne: 25. 4. 2016

.....
student



Ing. Petr Kolář, Ph.D.

vedoucí ústavu



Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

děkan fakulty

V Praze dne 20. 4. 2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 15.7.2016

.....
podpis

Poděkování

Chtěla bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlu Vrbovi a konzultantovi Ing. Jiřímu Sovovi za pomoc, cenné rady a věcné připomínky při zpracování této práce.

Anotace

Autor:	Michaela Pospíšilová
Název BP:	Návrh dopravníku pro automatické vynášení výpalků a strusky z laserového CNC stroje
Rozsah práce:	45 stran, 7 tabulek, 30 obrázků
Akademický rok vyhotovení:	2015/2016
Škola:	České vysoké učení v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Pavel Vrba
Konzultant:	Ing. Jiří Sova
Zadavatel:	FS ČVUT
Klíčová slova:	Laserový CNC stroj, dopravník strusky, článkový dopravník
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce dopravníku pro odvod strusky a malých výpalků z laserového CNC stroje. Dopravník musí být uzpůsoben pro práci v prašném prostředí, odolávat vysokým kontaktním teplotám a konstrukce musí umožnit použití v prostoru s malou světlostí. Součástí práce je výběr nejvhodnějšího typu dopravníku. Následná konstrukce článkového dopravníku je podpořena návrhovými a kontrolními výpočty. Hlavním výstupem bakalářské práce je 3D model navrženého dopravníku.

Abstract

Author:	Michaela Pospíšilová
Title of the bachelor thesis:	The design of the conveyor for automatic discharge of cut pieces and slag from laser CNC machine
Extent:	45 pages, 7 tables, 30 figures
Academic year:	2015/2016
University:	The Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Pavel Vrba
Consultant:	Ing. Jiří Sova
Submitter of the theme:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Key words:	Laser CNC machine, conveyor for slag, hinged steel belt conveyor
Abstract:	<p>Bachelor thesis deals with the construction of the conveyor for discharging slag and small shapes from the laser CNC machines. The conveyor must be adapted to work in a dusty environment, withstand high contact temperatures and the design must allow placement into relatively small space. The thesis consists of selection of the best type of conveyor and construction of the hinged steel belt conveyor based on the design and control calculations. The main outcome of the thesis is a 3D model of the proposed conveyor.</p>



Obsah

1	Úvod	13
2	Analýza současného stavu dané problematiky	14
2.1	Dopravníky třísek výrobních strojů a jejich vhodnost pro danou aplikaci	15
3	Výběr nejvhodnější varianty.....	19
4	Hlavní konstrukční uzly dopravníku	24
4.1	Umístění ve stroji	24
4.2	Vana dopravníku	25
4.3	Uložení dopravníku.....	26
4.4	Rám dopravníku	26
4.5	Vedení článkového pásu	27
4.6	Hřídele a jejich uložení	28
4.7	Napínání článkového pásu	29
4.8	Krytování řetězů článkového pásu	30
4.9	Čištění článkového pásu.....	31
5	Návrhové a kontrolní výpočty	32
5.1	Schéma dopravníku.....	32
5.2	Návrh pásu	32
5.3	Volba rychlosti pásu.....	32
5.4	Návrh pohonné jednotky	32
5.4.1	Parametry pro výpočet.....	33
5.4.2	Odporová síla k překonání dopravní výšky	33
5.4.3	Odporová síla způsobená třením dopravního pásu v důsledku zatížení materiálem	34
5.4.4	Odporová síla způsobená třením pásu v důsledku zatížení vlastní hmotností	34
5.4.5	Odporová síla napínací řetězové kladky	34
5.4.6	Odporová síla hnací řetězové kladky	34
5.4.7	Stanovení tahových sil v pásu.....	34
5.4.8	Stanovení obvodové síly na hnacích řetězových kladkách F a výkonu hnacího elektromotoru.....	35



5.4.9	Volba spojky	36
5.5	Návrh ložisek	36
5.6	Návrh dmyhadla	37
5.7	Kontrola hřídele na krut	38
5.8	Kontrola per	38
5.8.1	Otlačení	38
5.8.2	Střih	40
5.9	Kontrola napínacího šroubu	40
5.9.1	Vzpěr	40
5.9.2	Tlak	41
6	Závěr	42
7	Seznamy	43
7.1	Seznam tabulek	43
7.2	Seznam obrázků	43
7.3	Seznam použité literatury	44
7.4	Seznam použitých programů	45
7.5	Seznam příloh	45



Přehled použitých veličin a jednotek

a	Dílčí agregovaná hodnota	[-]
A	Plocha průřezu	[m ²]
B	Šířka ložiska	[m]
b _i	Šířka pera	[m]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
c	Požadovaná rychlost vzduchu ofuku	[m/s]
C*	Požadovaná dynamická únosnost ložiska	[N]
C ₀	Statická únosnost ložiska	[N]
d	Průměr čepu řetězu	[m]
D	Průměr vnějšího kroužku ložiska	[m]
D ₀	Roztečný průměr řetězového kola	[m]
d ₁	Průměr čepu hnací řetězky v ložiskách	[m]
d ₂	Průměr čepu napínací řetězky v ložiskách	[m]
d ₃	Malý průměr šroubu	[m]
D _h	Nejmenší průměr hřídele	[m]
D _i	Průměr hřídele v místě pera	[m]
d _L	Průměr vnitřního kroužku ložiska	[m]
d _{sp}	Vnitřní průměr spojky	[m]
e	Součinitel valivého tření	[m]
F	Obvodová síla na řetězových kladkách	[N]
F _{1d}	Odporová síla k překonání dopravní výšky v dolní větvi pásu	[N]
F _{1h}	Odporová síla k překonání dopravní výšky v horní větvi pásu	[N]
F ₂	Odporová síla způsobená třením dopravního pásu - zatížení materiálem	[N]
F _{3d}	Odporová síla způsobená třením dopravního pásu - vlastní hmotnost v dolní větvi	[N]
F _{3h}	Odporová síla způsobená třením dopravního pásu - vlastní hmotnost v horní větvi	[N]
F ₄	Odporová síla napínací řetězové kladky	[N]
F ₅	Odporová síla hnací řetězové kladky	[N]
f _{č1}	Součinitel čepového tření v uložení kladek	[-]
f _{č2}	Součinitel čepového tření v ložiskách napínací řetězky	[-]
f _{č3}	Součinitel čepového tření v ložiskách hnací řetězky	[-]
F _i	Síla na pero	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
H	Dopravní výška	[m]
i	Převodový poměr	[-]
i _{min}	Poloměr kvadratického momentu průřezu	[m]



J_{\min}	Minimální kvadratický moment průřezu	$[m^4]$
k	Provozní součinitel spojky	$[-]$
k_1	Součinitel respektující vliv tření nákolků kladek	$[-]$
$k_{\sigma k}$	Bezpečnost napínacího šroubu k mezi kluzu	$[-]$
l	Největší vzdálenost mezi podpěrami napínacího šroubu	$[m]$
L_1	Dopravní délka rovné části	$[m]$
l_{1i}	Redukovaná délka pera	$[m]$
L_2	Dopravní délka šikmé části	$[m]$
L_h	Trvanlivost ložiska	$[\text{hod}]$
l_i	Délka pera	$[m]$
m	Koeficient ložiska	$[-]$
m_d	Hmotnost dmyhadla	$[\text{kg}]$
M_k	Výstupní krouticí moment převodovky	$[\text{Nm}]$
$M_{k\text{spnom}}$	Nominální moment spojky	$[\text{Nm}]$
$M_{k\text{sp}}$	Požadovaný krouticí moment spojky	$[\text{Nm}]$
$M_{k\text{spmax}}$	Maximální moment spojky	$[\text{Nm}]$
n	Otáčky hřídele	$[1/\text{min}]$
n_1	Otáčky hnacího elektromotoru	$[1/\text{min}]$
n_2	Výstupní otáčky převodovky	$[1/\text{min}]$
P'	Požadovaný výkon hnacího elektromotoru	$[\text{W}]$
p_D	Dovolený kontaktní tlak	$[\text{N}/\text{mm}^2]$
P_i	Váha důležitosti kritéria	$[-]$
p_i	Kontaktní tlak na pero	$[\text{N}/\text{mm}^2]$
P_M	Výkon hnacího elektromotoru	$[\text{W}]$
P_p	Příkon dmyhadla	$[\text{W}]$
q_1	Hmotnost zátěže na 1 běžný metr pásu	$[\text{kg}]$
q_2	Hmotnost 1 běžného metru pásu	$[\text{kg}]$
r	Poloměr otvoru ofuku	$[m]$
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu v ložiskách kladek	$[m]$
R_k	Poloměr kladky	$[m]$
T_1	Tah v pásu v místě 1	$[\text{N}]$
t_{1i}	Menší výška pera v náboji	$[m]$
T_2	Tah v pásu v místě 2	$[\text{N}]$
T_3	Tah v pásu v místě 3	$[\text{N}]$
T_4	Tah v pásu v místě 4	$[\text{N}]$
U	Napětí pro napájení dmyhadla	$[\text{V}]$
v	Rychlost pásu	$[\text{m}/\text{min}]$
\dot{V}	Objemový průtok vzduchu	$[\text{l}/\text{min}]$



w_t	Součet dílčích agregovaných hodnot	[-]
Z	Napínací síla	[kN]
z	Počet zubů řetězového kola	[-]
z_o	Počet otvorů ofuku	[-]
δ	Úhel sklonu zalomení dopravníku	[°]
η	Účinnost převodovky	[-]
λ	Štíhlost prutu	[-]
σ_k	Mez kluzu	[N/mm ²]
σ_{tl}	Tlakové napětí v napínacím šroubu	[N/mm ²]
τ_D	Dovolené napětí v krutu	[N/mm ²]
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve stříhu	[N/mm ²]
τ_k	Napětí v krutu	[N/mm ²]
$\emptyset_{\text{vnější}}$	Vnější průměr připojovací hadice dmyhadla	[m]



1 Úvod

V dnešní době, kdy se většina firem zabývá zvyšováním produktivity práce, se zvyšuje podíl automatizace ve výrobě. S tím souvisí i mechanizace základních úkonů při obrábění jako je upnutí a ustavení obrobku a odvod třísek. Automatizovaný odvod třísek u klasických obráběcích strojů jako jsou frézky, soustruhy a podobné stroje je v dnešní době běžnou praxí. U laserových řezacích strojů se však objevuje několik limitujících faktorů, jako je vysoká prašnost nebo vysoká pracovní teplota. Proto v základní výbavě laserových strojů u většiny dodavatelů dopravník odpadu nenajdeme.

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout dopravník pro automatické vynášení výpalků a strusky z laserového CNC stroje Kompakt laser s hydraulicky přesuvnými rošty. Dopravník nesmí přesáhnout rozměry 1460 x 185 x 5000 mm a rychlost 16 m.min⁻¹. Dopravník dále musí odolat vysokým kontaktním teplotám výpalku, které mohou v nejnepríznivějším případě dosáhnout až 800 °C, a musí být schopen kontinuálního provozu.

Dílními cíli této bakalářské práce jsou:

- Provedení analýzy současného stavu dopravníků v ČR i ve světě, s přihlédnutím ke vhodnosti pro danou aplikaci (laserové záření, prašnost, kovové částice, vysoká teplota).
- Navržení minimálně 3 koncepčních variant řešení a jejich zhodnocení.
- Konstrukční zpracování vybrané varianty a provedení návrhových a kontrolních výpočtů.
- Vytvoření detailního 3D modelu dopravníku, sestavného výkresu s kusovníkem a výrobního výkresu vybrané součásti.



2 Analýza současného stavu dané problematiky

Firmy, které se objevují na českém trhu s laserovými vypalovacími centry, se z hlediska automatizace odvodu odpadu dělí do dvou skupin. První skupinou jsou firmy, které u svých strojů automatizaci nenabízejí. Odvod odpadu je zde zpravidla řešen vysouvacími nádobami (vyznačeny na Obr. 1) ve spodní části stroje, které musí obsluha pravidelně vysouvat a čistit. Toto řešení nabízejí například firmy LVD, Vanad, Grey Circle a Kimla.

Druhou skupinu firem tvoří společnosti, které nabízejí jako možné příslušenství ke svým centrům dopravník, který vynáší odpad vznikající při řezání z nepřístupného prostoru pod strojem do sběrné nádoby. Naprostá většina oslovených firem ovšem nabízí tento dopravník pouze jako volitelné příslušenství, v základním vybavení se nevyskytuje. Tyto firmy se dají dále rozdělit do dvou podskupin podle použitého dopravníku. Zástupcem první podskupiny je firma Nessap, která u svého laserového centra používá souvislý teplotně odolný pás. Zbytek oslovených firem patří do druhé podskupiny. Jedná se o Trumpf (viz Obr. 2), Amadu, Microstep, Nukon, Bystronic či Sei Laser. Tyto firmy u svých strojů využívají článkového dopravníku složeného z ocelových lamel, které mají výbornou teplotní odolnost.



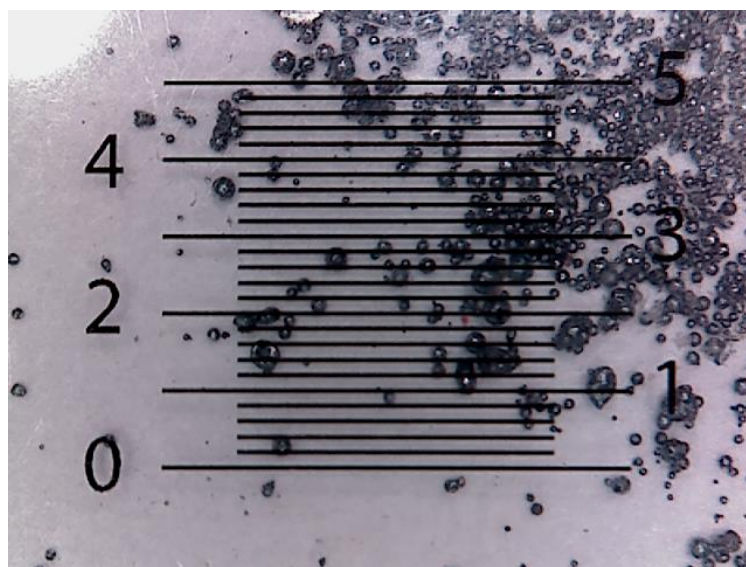
Obr. 1: Laserové centrum firmy LVD [6]



Obr. 2: Článkový dopravník u stroje Trumpf

2.1 Dopravníky třísek výrobních strojů a jejich vhodnost pro danou aplikaci

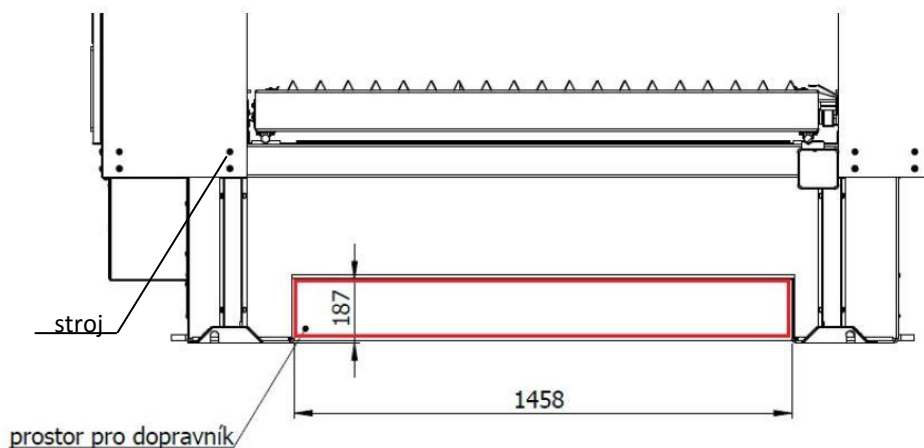
Pro odvod třísek z výrobních strojů obecně se používá několik různých typů dopravníků – uvedme například dopravník magnetický, vibrační, hrablový, pásový a článkový [1]. Automatizace odvodu třísek u laserového řezacího stroje má oproti ostatním výrobním strojům výrazná specifika, která tento výběr značně zužují. Dva nejdůležitější aspekty, ke kterým je nutno při výběru typu a následné konstrukci dopravníku přihlídnout, je typ třísek, kterými je velmi jemný kovový prach, a skutečnost, že laser řeže za velmi vysokých teplot, kterým musí dopravník odolat. Velikost prachových zrn se pohybuje od 25 do 500 mikrometrů (viz Obr. 3).



Obr. 3: Měření velikosti prachových částic - jeden dílek stupnice je 0,2 mm

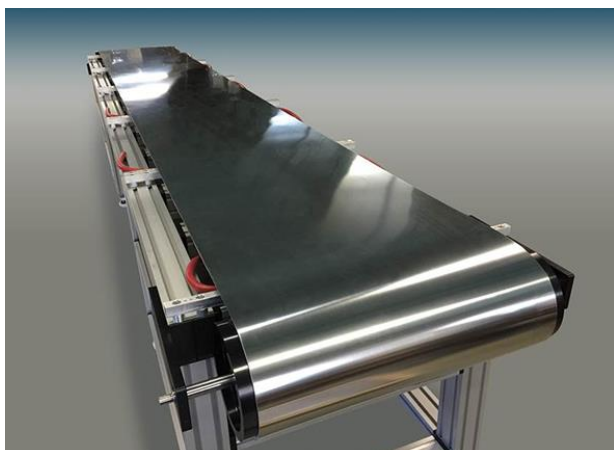


Na pás dopravníku ovšem mohou kromě třísek propadnout i výpalky až do velikosti 80 mm. Teploty, kterých dosahují částice dopadající na dopravníkový pás, se liší dle velikosti částic a použitého materiálu, průměrně se pohybují okolo 300°C až 400°C, avšak při nejnepříznivějších kombinacích mohou dosáhnout až 800°C. Další specifikum u dané aplikace je malý prostor pro montáž dopravníku, který činí 1458x187 mm (viz Obr. 4).



Obr. 4: Prostor pro montáž dopravníku

Tyto aspekty vylučují z výběru gumový pásový dopravník, jelikož běžné gumové pásy zpravidla neodolají teplotám vyšším než 100°C (dle [2] s. 173). Tepelně vhodnou variantou pásového dopravníku by byl dopravník se souvislým ocelovým pásem (viz Obr. 5). Bohužel, tyto pásy potřebují průměr bubnu dopravníku minimálně 400 mm (dle [2] s. 191), takže nevyhovují dané světlosti pro montáž dopravníku. Vibrační a hrablový dopravník (viz Obr. 6) není možné použít s přihlédnutím k velikosti dopravovaných částic. Takto jemný prach by se na vibrační dopravník nalepil a pod hrably propadáva, což by způsobilo neúčinnost dopravníku. Z výše uvedených typů dopravníků nelze pro danou aplikaci použít ani dopravník magnetický (viz Obr. 7), protože daný laserový řezací stroj je určen i pro řezání neželezných kovů.



Obr. 5: Ocelový pás [7]



Obr. 6: Hrablový dopravník [8]

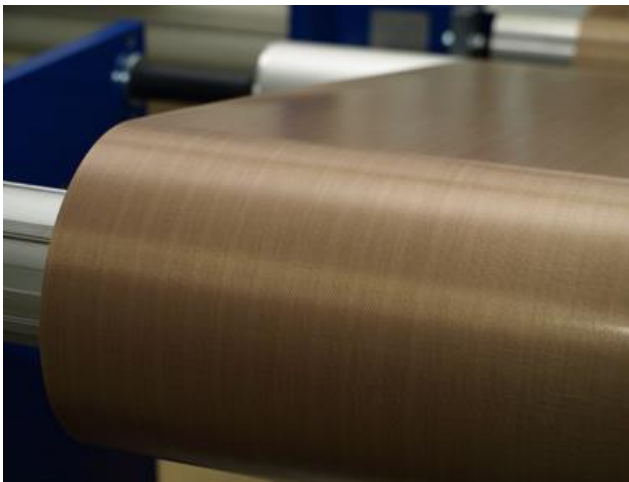


Obr. 7: Magnetický dopravník [9]

Z běžně používaných typů dopravníků pro výrobní stroje tedy zbývá jako možný pro danou aplikaci článkový dopravník (viz Obr. 8), při jehož konstrukci je ovšem třeba dbát zvýšené pozornosti na krytování postranních vodicích řetězů, do kterých by se mohl kovový prach dostat a zadřít je. Další možností je použití pásového dopravníku s pásem z teplotně odolného materiálu, kde se nabízí například PTFE pás – skleněné vlákno potažené teflonem (viz Obr. 9). Poslední možností je konstrukce pásového dopravníku, u kterého se jako pás použije materiál, který se běžně používá pro jiné aplikace, například teplotně odolná zástěra od firmy Hennig, složená z teplotně odolné tkaniny, na kterou jsou pomocí nýtů přidělané ocelové profily (viz Obr. 10).



Obr. 8: Článekový pás [4]



Obr. 9: PTFE pás [10]



Obr. 10: Zástěra Hennig [11]

Z výše uvedeného vyplývá, že nejvhodnějším typem dopravníku pro laserový řezací stroj je pásový dopravník. Pro danou aplikaci byly vybrány jako vhodné tři druhy pásů:

- **PTFE pás**
- **Zástěra od firmy Hennig**
- **Článekový pás**

Všechny tři vybrané druhy pásů jsou vhodné pro kontinuální provoz dopravníku. Tyto varianty budou následně v kapitole 3 zhodnoceny a nejvhodnější z nich bude konstrukčně zpracována.



3 Výběr nejvhodnější varianty

Pro výběr nejvhodnější varianty pásu byla použita vícekritériální analýza. V rámci této analýzy bylo pro hodnocení stanoveno celkem 5 kritérií typu výnos „V“ nebo náklad „N“ (viz Tab. 1).

Tab. 1: Hodnotící kritéria

Kritérium	Označení	Typ kritéria
Cena	K1	N
Teplotní odolnost	K2	V
Mechanická odolnost vůči dopadu výpalku	K3	V
Pracnost montáže	K4	N
Hmotnost pásu	K5	N

Váhy důležitosti kritérií (viz Tab. 3) byly stanoveny metodou bodovací (dle [3] s. 42) po vyjádření čtyřech hodnotitelů. Jednotlivá kritéria byla ohodnocena dle subjektivního názoru hodnotitele počtem bodů od 1 do 10, kde 1 je nejmenší důležitost a 10 největší důležitost (viz Tab. 2)

Tab. 2: Ohodnocení kritérií bodovací metodou

	H1 Počet bodů (1-10)	H2 Počet bodů (1-10)	H3 Počet bodů (1-10)	H4 Počet bodů (1-10)
K1	7	5	6	6
K2	10	10	10	10
K3	9	8	8	9
K4	5	4	5	6
K5	3	1	2	3
Σ	34	28	31	34

Váhy důležitosti jednotlivých kritérií byly získány jako aritmetický průměr dílčích vah daného kritéria od jednotlivých hodnotitelů. Tyto dílčí váhy byly získány vydělením příslušného počtu bodů celkovým počtem bodů uděleným daným hodnotitelem.

Příklad výpočtu váhy důležitosti kritéria K1:

$$P_1 = \frac{\left(\frac{7}{34} + \frac{5}{28} + \frac{6}{31} + \frac{6}{34}\right)}{4} = 0,19 \quad (3.1)$$



Tab. 3: Stanovení vah důležitosti kritérií

Váhy kritérií	H1	H2	H3	H4	Aritmetický průměr	Pořadí důležitosti kritérií
K1	0,21	0,18	0,19	0,18	0,19	3
K2	0,29	0,36	0,32	0,29	0,32	1
K3	0,26	0,29	0,26	0,26	0,27	2
K4	0,15	0,14	0,16	0,18	0,16	4
K5	0,09	0,04	0,06	0,09	0,07	5
Σ	1	1	1	1	1	

Z Tab. 3 vyplývá, že jako nejdůležitější kritérium byla vyhodnocena teplotní odolnost. Další kritéria následují v pořadí dle důležitosti: mechanická odolnost vůči dopadu výpalku, cena, pracnost montáže a hmotnost pásu.

Vícekritériální analýza byla provedena pro tři varianty (viz Tab. 4) vytipované v kapitole 2.1.

Tab. 4: Hodnocené varianty

Varianta pásu	Označení
PTFE pás	V1
Zástěra Hennig	V2
Článekový pás	V3

V Tab. 5 jsou uvedeny parametry hodnocených pásů. Cena a hmotnost pásu jsou uvedeny pro pás o nominální šířce 900 mm.

Tab. 5: Parametry pásů

	Cena [€/m]	Maximální teplota pracovního prostředí dle katalogu [°C]	Maximální kontaktní teplota dle katalogu [°C]	Mechanická odolnost	Pracnost montáže	Hmotnost [kg/m]
V1	100	260	-	Nízká	Nízká	1,3
V2	250	-	300	Střední	Střední	27
V3	230	300	-	Vysoká	Vysoká	21

Maximální teplota pracovního prostředí je 260 °C pro variantu V1 (dle [5] s. 6) a 300 °C pro variantu V3 (dle [4] s. 14). Pro variantu V2 není v katalogu uvedená, avšak z uvedené přípustné kontaktní teploty 300 °C (dle [11]) lze předpokládat, že maximální teplota pracovního prostředí nebude nižší než 250 °C. Pro danou aplikaci se teplota pracovního prostředí pásu pohybuje maximálně okolo 150 °C. Z toho vyplývá, že



požadavku na teplotu pracovního prostředí vyhovují všechny navrhované varianty. Je tedy třeba se zabývat maximální kontaktní teplotou jednotlivých pásů.

Maximální kontaktní teplota zástěry od firmy Hennig je katalogová hodnota (viz výše). Přestože je povrch pásu tvořen ocelovými lamelami, přípustná kontaktní teplota je výrazně snížena tkaninou, ke které jsou lamely přínýťované.

PTFE pás nemá maximální kontaktní teplotu stanovenou v katalogu a nebyl ji schopen stanovit ani výrobce na dotaz. Z toho důvodu byl výrobce požádán o zaslání vzorku pásu o velikosti A4 a ve společnosti Vanad 2000 a.s. byly provedeny na stroji Kompakt Laser teplotní zkoušky. Vzorek pásu byl vložen do míst předpokládaného budoucího umístění dopravníku (viz Obr. 11) a proběhlo několik cyklů řezání oceli o tloušťce 12 mm (viz Obr. 12). Teplota částic dopadajících na vzorek pásu byla orientačně měřena bezkontaktním teploměrem. Po prvním cyklu řezání byla orientační teplota dopadajících částic 330 °C. Tyto částice zanechaly na pásu barevné stopy (viz Obr. 13). Po dalších řezacích cyklech se teplota částic pohybovala okolo 390 °C a po jejich dopadu se na vzorku pásu objevila propálená místa nejprve na teflonovém povlaku (viz Obr. 14) a poté i ve skleněném vlákne (viz Obr. 15). Z těchto testů vyplynulo, že PTFE pás není schopen snést kontaktní teplotu větší než 300 °C.



Obr. 11: Umístění vzorku pásu



Obr. 12: Pohled do pracovního prostoru



Obr. 13: Barevné stopy po výpalku



Obr. 14: Propálený teflon



Obr. 15: Vzorek propálený skrz

Z porovnání teplot tavení teflonu a oceli (cca 1500 °C pro ocel versus 330 °C pro teflon) vyplývá, že také maximální kontaktní teplota článkového pásu bude několikanásobně vyšší než maximální přípustná kontaktní teplota PTFE pásu.

Vybrané varianty byly ohodnoceny pro daná kritéria metodou pořadové funkce (dle [3] s. 44) (viz Tab. 6), která spočívá v tom, že se každé variantě pro dané kritérium přiřadí právě jedna hodnota ze stupnice 1-3, kde 1 je nejméně vyhovující a 3 nejvhodnější.

Tab. 6: Ohodnocení variant metodou pořadové funkce

	K1	K2	K3	K4	K5
V1	3	1	1	3	3
V2	1	2	2	2	1
V3	2	3	3	1	2



Hodnoty z Tab. 6 byly přepočítány na dílčí agregované hodnoty (viz Tab. 7) pomocí vah jednotlivých kritérií (viz Tab. 3 – sloupec Aritmetický průměr) dle příkladu pro výpočet dílčí agregované hodnoty a_1 :

$$a_1 = 3 \cdot 0,19 = 0,57 \quad (3.2)$$

Tab. 7: Dílčí agregované hodnoty, jejich součet a výsledné pořadí variant

	K1	K2	K3	K4	K5	w_t	Pořadí
V1	0,57	0,32	0,27	0,47	0,21	1,83	2
V2	0,19	0,63	0,54	0,31	0,07	1,74	3
V3	0,38	0,95	0,80	0,16	0,14	2,43	1

Varianta, která má nejvyšší součet dílčích agregovaných hodnot, je nejvhodnější variantou. V daném případě je nejvhodnější **varianta V3 – článkový pás**.

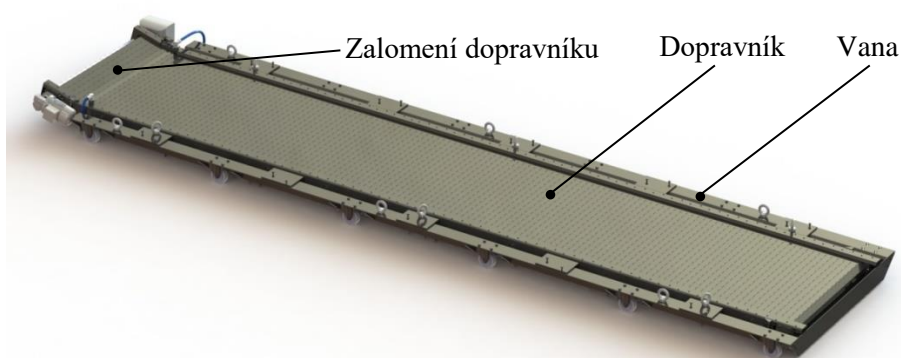


4 Hlavní konstrukční uzly dopravníku

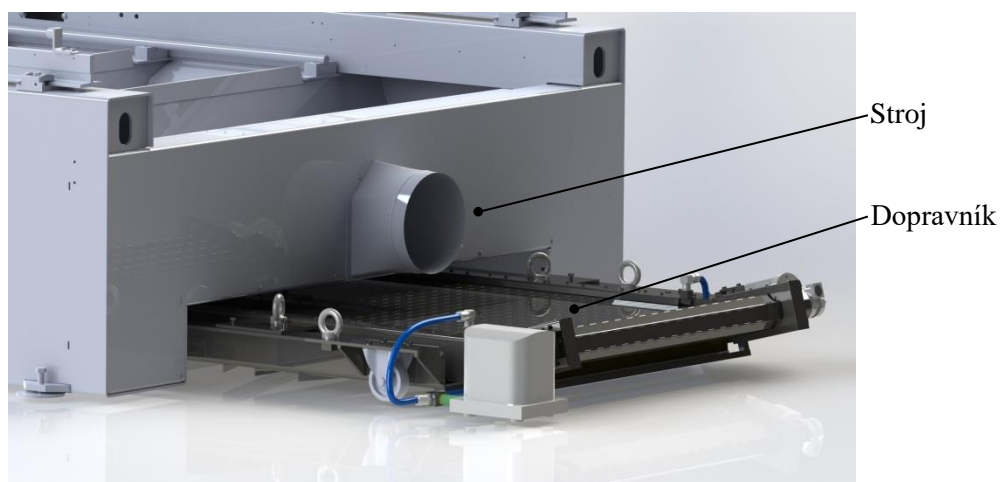
Konstrukční řešení obsahuje kromě samotného dopravníku i vanu, ve které je dopravník umístěn pro usnadnění instalace dopravníku do stroje. Hlavní konstrukční uzly dopravníku i vany budou popsány dále.

4.1 Umístění ve stroji

Sestava dopravníku s vanou (viz Obr. 16) má celkovou délku 5005 mm a šířku 1303 mm. Z celkové délky je do stroje zasunuto 4060 mm, přičemž zbývající část se zalomením dopravníku je z prostorových důvodů umístěna vně stroje (viz Obr. 17). Dopravník je na konci zalomen pro zvětšení prostoru pro umístění nádoby na odpad. Přesahující část dopravníku bude z důvodu bezpečnosti umístěna pod plechovým krytem, aby se zamezilo úniku odražených laserových paprsků.



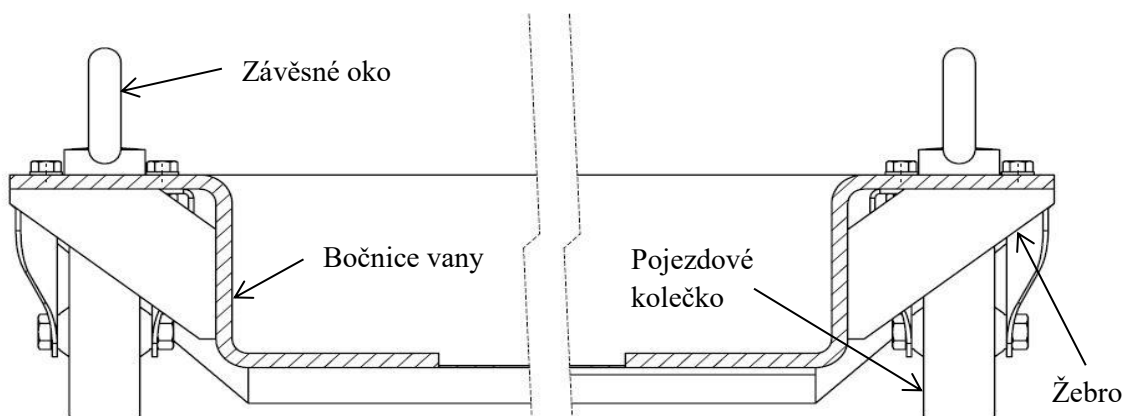
Obr. 16: Celkový pohled na sestavu dopravníku



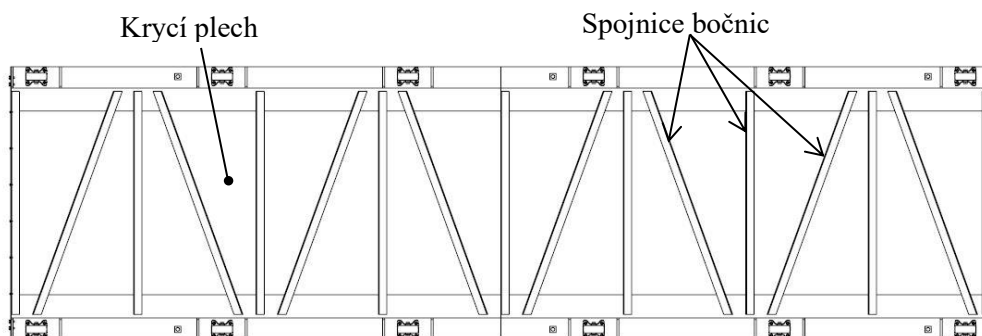
Obr. 17: Umístění sestavy ve stroji

4.2 Vana dopravníku

Pro umístění do stroje je dopravník zavěšen ve vaně, která je vyrobená speciálně pro uložení dopravníku, ale rozteč jejích koleček odpovídá vedení, které je ve stroji pro stávající vanu. Vana je kratší než dopravník a končí těsně před jeho zalomením. Každá bočnice vany je tvořena dvěma ohýbanými Z profily svařenými k sobě, ke kterým jsou přišroubovaná pojezdová kolečka. Z obou stran kolem koleček jsou k bočnici přivařena vyztužující žebra (viz Obr. 18). Bočnice jsou navzájem spojeny na spodní straně přivařenými L profily, jejichž umístění je na Obr. 19. Na L profily je bodově přivařen plech o tloušťce 1 mm. Tento plech zachytává nečistoty, které propadnou skrz dopravník. Obě čela vany jsou vyztužená plechy, z nichž menší plech na průchozí části vany je přivařen ke krajnímu L profilu a žebřům. Větší plech na druhém konci je k žebřům a krajnímu L profilu přišroubován, aby byl snadno odmontovatelný při čištění dna vany. Na každé z bočnic jsou po délce tři průchozí závity M20 pro umístění závěsných ok (viz Obr. 18), která umožní manipulaci s vanou jak samostatně, tak se zavěšeným dopravníkem.



Obr. 18: Řez vanou dopravníku

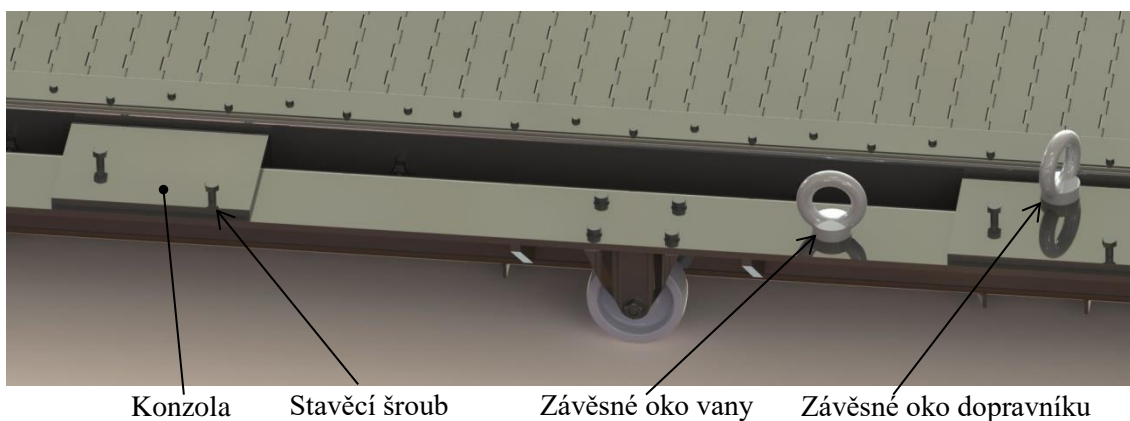


Obr. 19: Rozmístění výtuh vany



4.3 Uložení dopravníku

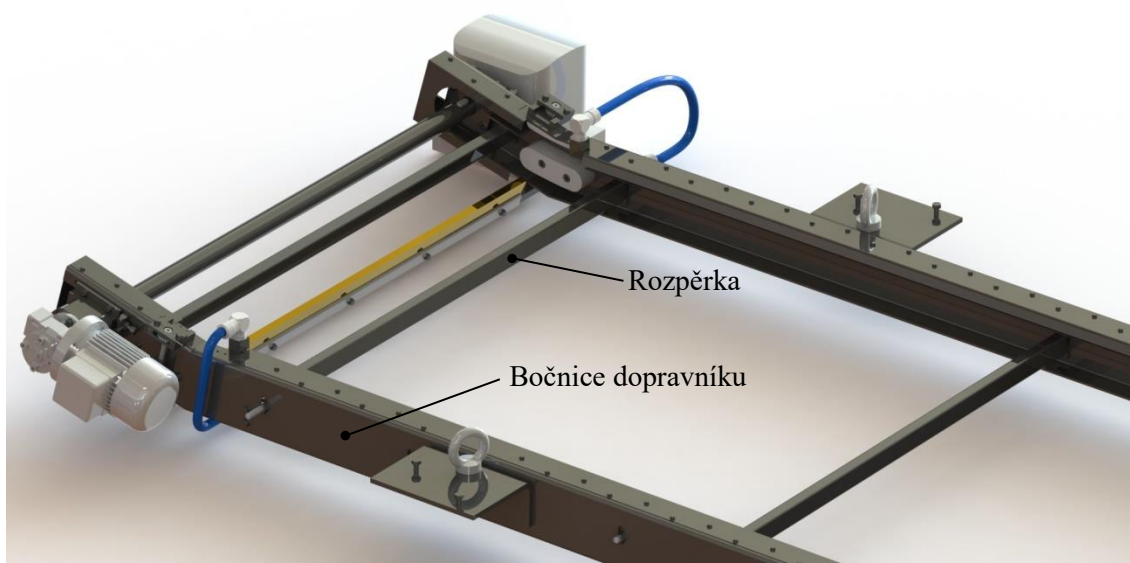
Uložení dopravníku na vanu je realizováno pomocí konzol tvaru L, které jsou z boku přivařeny na bočnice dopravníku. Po každé straně dopravníku je těchto konzol 5 a po jejich dosednutí z vrchu na bočnici vany je možné dopravník vyrovnat stavěcími šrouby, které se nacházejí v počtu 2 ks na každé z konzol (viz Obr. 20). Stejně jako na bočnicích vany jsou na konzolách dopravníku závity sloužící k umístění závěsných ok, aby byl dopravník samostatně manipulovatelný. Tato oka se na dopravník budou šroubovat pouze pro případ manipulace, před zasunutím vany s dopravníkem do stroje je vždy třeba je odejmout, protože se zašroubovanými oky sestava překračuje maximální povolenou výšku danou světlostí prostoru pro umístění dopravníku. Totéž platí i pro závěsná oka na vaně.



Obr. 20: Konzoly pro zavěšení dopravníku

4.4 Rám dopravníku

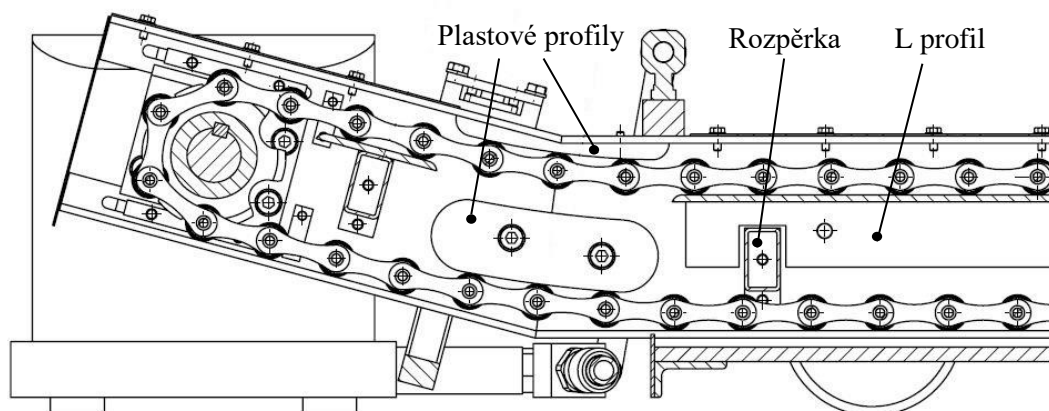
Rám dopravníku (viz Obr. 21) je tvořen bočnicemi, které jsou vzájemně spojeny pomocí k nim přišroubovaných rozpěrek. Jednotlivé bočnice jsou vyrobeny svařením tří ohýbaných U profilů. Dva delší profily tvoří rovnou část dopravníku a nejkratší profil je přivařen pod úhlem 15°, čímž vzniká zalomení dopravníku. Rozpěrky jsou z důvodu zvýšení tuhosti tvořeny obdélníkovým uzavřeným profilem, který má na obou koncích pro upevnění k bočnicím přivařené plechové patky se závity pro šrouby. V rovné části dopravníku je těchto rozpěrek rozmístěno celkem 6. Rozpěrka umístěná v šikmé části dopravníku je odlišná, protože je k ní ještě na vrchní části uzavřeného obdélníkového profilu na obou koncích přivařen plech pro vedení rolničků řetězu pásu.



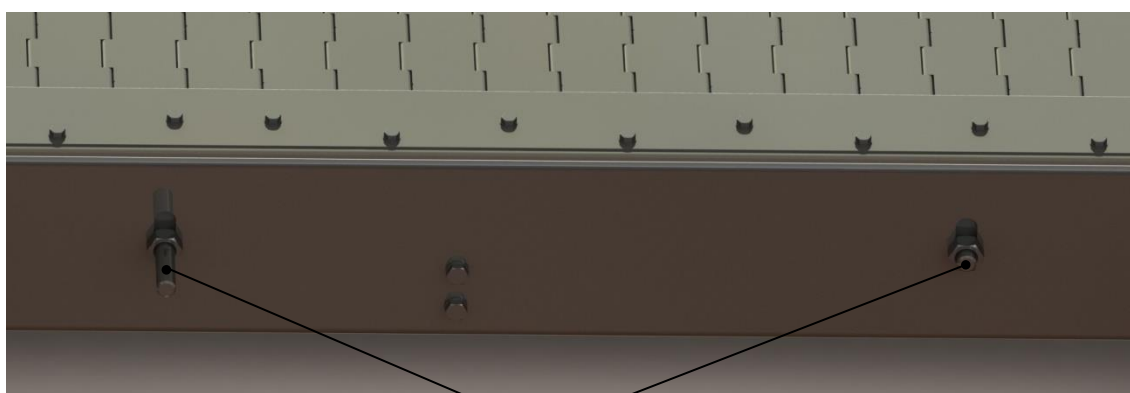
Obr. 21: Rám dopravníku

4.5 Vedení článkového pásu

Vedení pásu v rovné části dopravníku je zajištěno na každé straně dvěma L profily. V těchto profilech jsou vyříznuté obdélníkové otvory pro umožnění připevnění rozpěrek k bočnici (viz Obr. 22). Do těchto L profilů jsou zašroubované a následně přivařené závitové tyče, které slouží k upevnění vedení k bočnici a zároveň k jeho výškovému ustavení. Závitové tyče umístěné na krajích profilu jsou delší a slouží pro výškovou manipulaci s profilem, závitové tyče mezi nimi jsou kratší a slouží pouze pro připevnění k bočnici dotažením matice. Pro umožnění výškové stavitelnosti vedení jsou v bočnici díry pro závitové tyče ve tvaru drážky (viz Obr. 23). Zvláštním případem je vedení pásu v ohybu dopravníku, kde řetěz nejede po spodní straně, nýbrž po vrchní. V těchto místech je vedení pásu řešeno profily z plastu, které jsou přišroubované k bočnici dopravníku (viz Obr. 22).



Obr. 22: Řez dopravníku



Závitové tyče

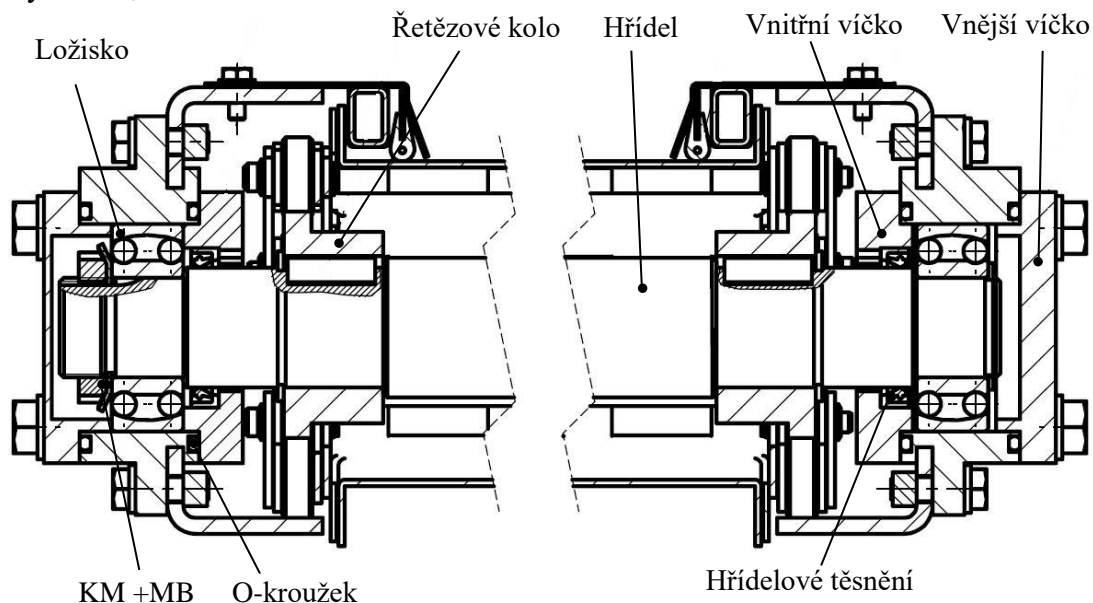
Obr. 23: Výšková stavitelnost vedení řetězu

4.6 Hřídele a jejich uložení

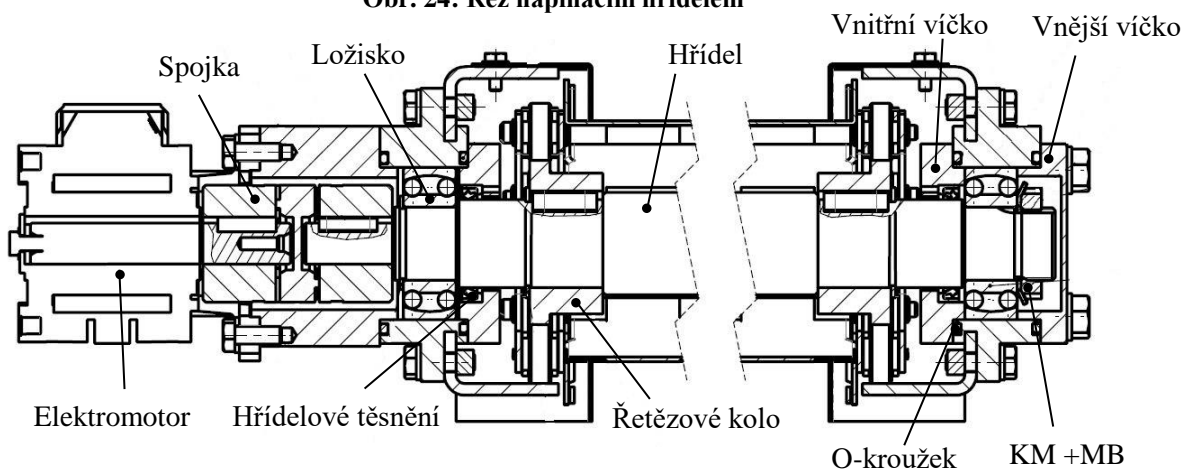
Umístění řetězových kol i ložisek je řešeno na obou hřídelích stejným způsobem (viz Obr. 24 a Obr. 25). Řetězová kola pohánějící článkový pás jsou z vnitřní strany opřena o osazení hřídele a z vnější strany axiálně zajištěna pojistným kroužkem. Přenos točivého momentu je zajištěn těsným perem. Ložiska jsou na hřídelích uložena přechodně. Axiálně je jedno z ložisek pevné. Vnitřní kroužek je opřen o osazení hřídele a je zajištěn dvojicí KM matice – MB podložka. Vnější kroužek je z obou stran zajištěn víčkem. Druhému ložisku je z důvodu tepelné roztažnosti ponechána axiální vůle. Vnitřní kroužek je opřen o osazení hřídele a zajištěn pojistným kroužkem, vnější kroužek je volný. Ložiskové domky jsou utěsněny pomocí hřídelových těsnění a O-kroužků. K hnacímu hřídeli je pomocí pružné spojky, která zajišťuje přenos krouticího



momentu, připojena šneková převodovka s trojfázovým asynchronním elektromotorem o výkonu 0,16 kW.



Obr. 24: Řez napínacím hřídelem



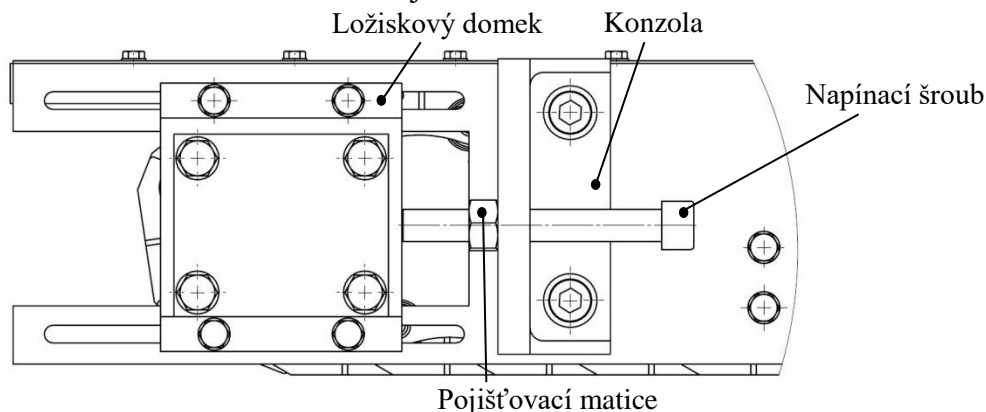
Obr. 25: Řez hnacím hřídelem

4.7 Napínání článkového pásu

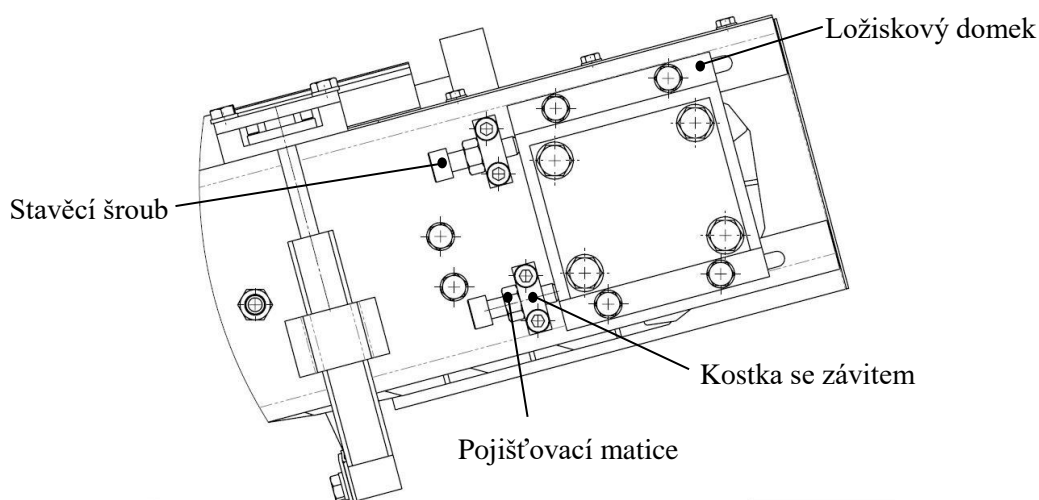
Napínání článkového pásu je realizováno posouváním ložiskových domků napínacího hřídele. K bočnici je přišroubována konzola se závitem, kterým prochází napínací šroub s kulovým zakončením (viz Obr. 26). Kulové zakončení napínacího šroubu zapadá do zhloubení na straně posuvně uloženého ložiskového domku. Po požadovaném napnutí pásu se napínací šroub zajistí pojišťovací maticí a přitáhnou se matice ložiskového domku. Ložiskové domky hnacího hřídele jsou rovněž uloženy posuvně, ne však z důvodu napínání pásu, ale pro umožnění dorovnávání pozice hnacího hřídele. Dorovnání je realizováno pomocí dvou stavěcích šroubů, které jsou



uloženy v závitu kostek přišroubovaných k bočnici a odtlačují ložiskový domek. Uložení ložiskového domku hnacího hřídele je zobrazeno na Obr. 27.



Obr. 26: Napínání pásu



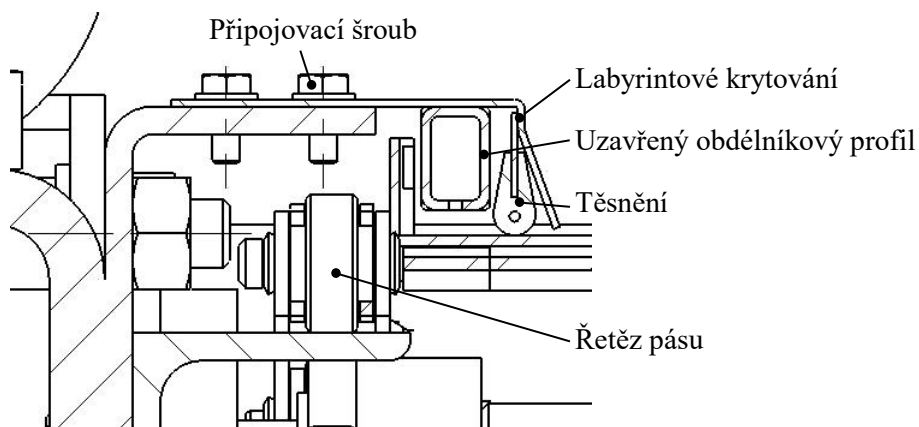
Obr. 27: Ložiskový domek hnacího hřídele

4.8 Krytování řetězů článkového pásu

Nejsložitějším úkolem při konstrukci článkového dopravníku do prašného prostředí je ochrana řetězu pásu před prachovými částicemi. V celé délce dopravníku je ochrana řešena labyrintovým krytováním, které je tvořeno ohýbaným plechem. Toto krytování je dvěma řadami šroubů připevněno k bočnici dopravníku. V části dopravníku umístěné ve stroji, kde je výskyt prachových částic největší, je navíc labyrintové krytování doplněno o systém ofuku (viz Obr. 28). Tento systém je tvořen uzavřeným obdélníkovým profilem přivařeným k plechu labyrintového krytování a doplněn silikonovým těsněním, které je nasunuté na plech rovněž přivařený k plechu krytování. Silikonové těsnění dosedá na článkový pás. Uzavřený profil je z obou stran zaslepen



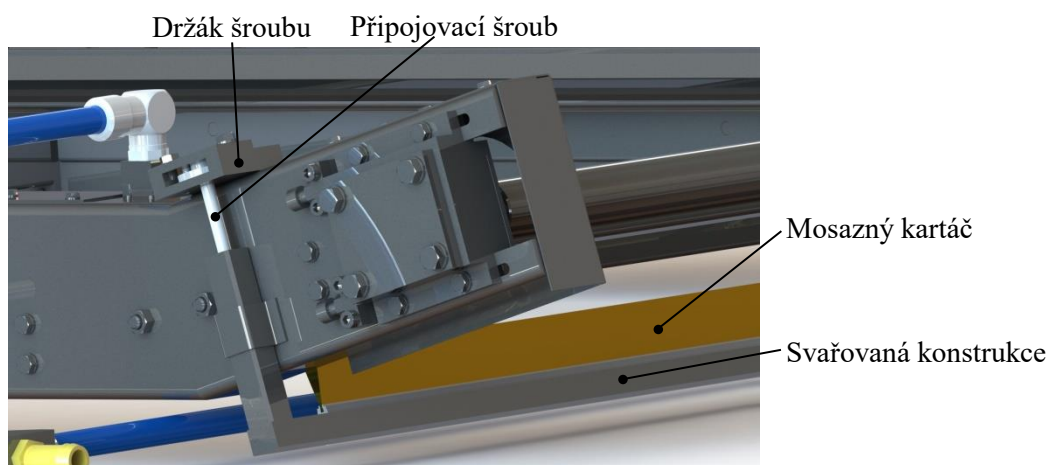
přivařenou zátkou a ve spodní stěně směrem k pásu má vyvrtané díry o průměru 2 mm s roztečí 190 mm. V části, která vystupuje zpod plechu krytování je v uzavřeném profilu vyroben otvor, na který navazuje kostička sloužící pro připojení rychlospojky. Od této rychlospojky vede hadice přímo k dmychadlu, které vhání vzduch do systému ofuku.



Obr. 28: Detailní pohled na labyrintové krytování

4.9 Čištění článkového pásu

Očištění pásu od částic, které se na něj nalepí, je zajištěno mosazným kartáčem umístěným za ohybem pásu v šikmé části dopravníku. Kartáč je pro snadnou výměnu přišroubován ke svařované konstrukci. Ocelové tyče této konstrukce jsou vedeny ohýbaným plechem přivařeným k bočnici dopravníku. V koncích těchto tyčí jsou vyrobeny závity, pomocí kterých je šroubem svařenec připevněn k rámu dopravníku. Toto spojení navíc umožňuje výškovou stavitelnost kartáče v případě jeho opotřebení. Připojovací šroub je uložen v držáku, který je z vrchu přivařen k bočnici dopravníku (viz Obr. 29).



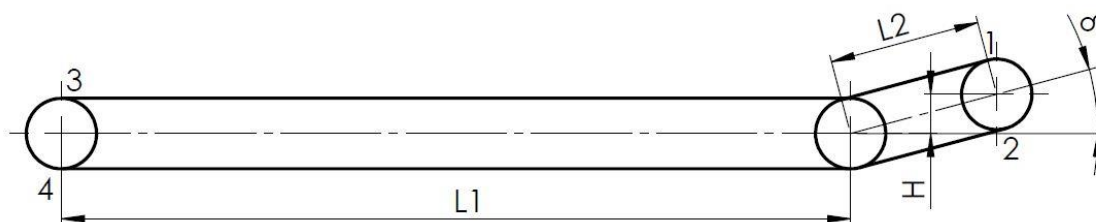
Obr. 29: Kartáč pro čištění pásu



5 Návrhové a kontrolní výpočty

Při návrhu dopravníku bylo třeba volbu pohonné jednotky, ložisek a dmychadla podložit návrhovými výpočty. Kontrolními výpočty bylo ověřeno dimenzování některých dalších součástí.

5.1 Schéma dopravníku



Obr. 30 Schéma dopravníku

Jednoduché schéma dopravníku na Obr. 30 ukazuje základní rozměry dopravníku. Čísla označují místa, ve kterých se určují tahové síly v pásu.

5.2 Návrh pásu

Pro konstrukci byl zvolen ocelový článkový pás od německé firmy Allert ([4] s. 14-17). Nominální šířka pásu 900 mm je volena dle velikosti otvorů pro vypadávání výpalků ve stroji o šířce 850 mm. Rozteč řetězu je 38,1 mm. Jedná se o maximální možnou rozteč, která odpovídá roztečnému průměru řetězového kola 76,2 mm. Větší řetězové kolo než s roztečným průměrem 76,2 mm není možné použít z důvodu malé výšky prostoru pro instalaci dopravníku.

5.3 Volba rychlosti pásu

Rychlost pásu byla zvolena $v = 16 \text{ m/min}$. Jedná se o nejvyšší výrobce doporučenou rychlost pro daný typ pásu (dle [4] s. 3).

5.4 Návrh pohonné jednotky

Výpočet byl proveden dle [2] s. 196-200. Z definované napínací síly, hmotnosti pásu a hmotnosti maximálního uvažovaného množství dopravovaného materiálu byly stanoveny odporové síly. Z následně vypočtených tahových sil, maximální rychlosti pásu a účinnosti převodovky byl stanoven požadovaný výkon motoru.



5.4.1 Parametry pro výpočet

- Napínací síla (na dotaz spočtená výrobcem pásu – viz Příloha I): $Z = 1,5 \text{ kN}$
- Roztečný průměr řetězového kola: $D_0 = 76,2 \text{ mm}$
- Počet zubů řetězového kola: $z = 6$
- Hmotnost zátěže na 1 m pásu: $q_1 = 20 \text{ kg}$
- Hmotnost 1 m pásu: $q_2 = 21,1 \text{ kg}$
- Dopravní výška: $H = 0,05 \text{ m}$
- Dopravní délka rovné části: $L_1 = 4,61 \text{ m}$
- Dopravní délka šikmé části: $L_2 = 0,23 \text{ m}$
- Úhel sklonu zalomení dopravníku: $\delta = 15^\circ$
- Součinitel valivého tření: $e = 0,5 \text{ mm}$
- Součinitel čepového tření v uložení kladek: $f_{\check{c}_1} = 0,15$
- Poloměr čepu v ložiskách kladek: $r_{\check{c}} = 2,6 \text{ mm}$
- Poloměr kladky: $R_K = 10 \text{ mm}$
- Součinitel respektující vliv tření nákolků kladek: $k_1 = 1,25$
- Součinitel čepového tření v ložiskách napínací řetězky: $f_{\check{c}_2} = 0,03$
- Průměr čepu napínací řetězky v ložiskách: $d_2 = 30 \text{ mm}$
- Průměr čepu řetězu: $d = 5,2 \text{ mm}$
- Součinitel čepového tření v ložiskách hnací řetězky: $f_{\check{c}_3} = 0,03$
- Průměr čepu hnací řetězky v ložiskách: $d_1 = 30 \text{ mm}$

5.4.2 Odporová síla k překonání dopravní výšky

Horní větev:

$$F_{1h} = (q_1 + q_2) \cdot g \cdot H \quad (5.1)$$

$$F_{1h} = (20 + 21,1) \cdot 9,81 \cdot 0,05$$

$$\mathbf{F_{1h} = 20,16 \text{ N}}$$

Dolní větev:

$$F_{1d} = q_2 \cdot g \cdot H \quad (5.2)$$

$$F_{1d} = 21,1 \cdot 9,81 \cdot 0,05$$

$$\mathbf{F_{1d} = 10,35 \text{ N}}$$



5.4.3 Odporová síla způsobená třením dopravního pásu v důsledku zatížení materiálem

$$\mu_1 = \frac{e + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}_1}}{R_K} \cdot k_1 \quad (5.3)$$

$$\mu_1 = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} + 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15}{10 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,25$$

$$\mu_1 = 0,11125$$

$$F_2 = \mu_1 \cdot q_1 \cdot g \cdot L \cdot \cos \delta \quad (5.4)$$

$$F_2 = 0,11125 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot (4,61 \cdot \cos 0 + 0,23 \cdot \cos 15)$$

$$F_2 = 105,47 \text{ N}$$

5.4.4 Odporová síla způsobená třením pásu v důsledku zatížení vlastní hmotností

$$F_{3h} = F_{3d} = F_3 = \mu_1 \cdot q_2 \cdot g \cdot L \cdot \cos \delta \quad (5.5)$$

$$F_3 = 0,11125 \cdot 21,1 \cdot 9,81 \cdot (4,61 \cdot \cos 0 + 0,23 \cdot \cos 15)$$

$$F_3 = 111,27 \text{ N}$$

5.4.5 Odporová síla napínací řetězové kladky

$$F_4 = \left(f_{\check{c}_2} \cdot \frac{d_2}{D_0} + f_1 \cdot \frac{d}{D_0} \right) \cdot Z \quad (5.6)$$

$$F_4 = \left(0,03 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{76,2 \cdot 10^{-3}} + 0,15 \cdot \frac{5,2 \cdot 10^{-3}}{76,2 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 1500$$

$$F_4 = 33,07 \text{ N}$$

5.4.6 Odporová síla hnací řetězové kladky

$$F_5 = \left(f_{\check{c}_3} \cdot \frac{d_1}{D_0} + f_1 \cdot \frac{d}{D_0} \right) \cdot (T_1 + T_2) \quad (5.7)$$

Výpočet T_1 a T_2 viz (5.101) a (5.11)

$$F_5 = \left(0,03 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{76,2 \cdot 10^{-3}} + 0,15 \cdot \frac{5,2 \cdot 10^{-3}}{76,2 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot (1020,07 + 649,08)$$

$$F_5 = 36,80 \text{ N}$$

5.4.7 Stanovení tahových sil v pásu

Tahové síly v pásu určíme v místech označených na Obr. 30



$$T_3 = \frac{Z}{2} \quad (5.8)$$

$$T_3 = \frac{1500}{2}$$

$$\mathbf{T_3 = 750 N}$$

$$T_4 = T_3 + F_4 \quad (5.9)$$

$$T_4 = 750 + 33,07$$

$$\mathbf{T_4 = 783,07 N}$$

$$T_1 = T_4 + F_{1h} + F_2 + F_{3h} \quad (5.10)$$

$$T_1 = 783,07 + 20,16 + 105,47 + 111,27$$

$$\mathbf{T_1 = 1020,07 N}$$

$$T_2 = T_3 + F_{1d} - F_{3d} \quad (5.11)$$

$$T_2 = 750 + 10,35 - 111,27$$

$$\mathbf{T_2 = 649,08 N}$$

5.4.8 Stanovení obvodové síly na hnacích řetězových kladkách F a výkonu hnacího elektromotoru

$$F = T_1 - T_2 \quad (5.12)$$

$$F = 1020,07 - 649,08$$

$$\mathbf{F = 370,99 N}$$

$$P' = \frac{(F + F_5) \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (5.13)$$

$$P' = \frac{(370,99 + 36,80) \cdot \frac{16}{60}}{1000 \cdot 0,74}$$

$$\mathbf{P' = 0,147 kW}$$

Byl zvolen elektromotor se šnekovou převodovkou od firmy Varvel ([12] s. 14). Vypočtený potřebný výkon je 0,147 kW, zvolený elektromotor má tedy výkon 0,16 kW.



Požadované výstupní otáčky z převodovky jsou vzhledem ke zvolené rychlosti pásu 70 ot.min^{-1} . Z toho důvodu byla zvolena šneková převodovka, která poskytuje velký převodový poměr při malých rozměrech převodovky.

Parametry motoru:

- Označení: MT_0,16_kW_56_B2_B5_X4
- Výkon: $P_M = 0,16 \text{ kW}$
- Otáčky: $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$

Parametry převodovky:

- Označení: M_RS_28_FAB5_20_56_B5-G_AS_14x30_RH
- Převodový poměr: $i = 20$
- Výstupní otáčky: $n_2 = 70 \text{ min}^{-1}$
- Výstupní moment: $M_k = 16 \text{ Nm}$
- Účinnost: $\eta = 0,74$

5.4.9 Volba spojky

Provozní součinitel: $k = 1,5$

$$M_{k_{sp}} = M_k \cdot k \quad (5.14)$$

$$M_{k_{sp}} = 16 \cdot 1,5$$

$$\mathbf{M_{k_{sp}} = 24 \text{ Nm}}$$

Minimální požadovaný moment spojky je 24 Nm. Byla zvolena pružná spojka Rotex GS 19 od firmy KTR ([13] s. 120) s nominálním momentem 26 Nm.

Parametry spojky:

- Nominální moment: $M_{k_{sp} \text{ nom}} = 26 \text{ Nm}$
- Maximální moment: $M_{k_{sp} \text{ max}} = 52 \text{ Nm}$
- Vnitřní průměr: $d_{sp} = 14 \text{ mm}$

5.5 Návrh ložisek

Návrh ložiska vychází z určení minimální dynamické únosnosti ložiska. Radiální síla působící na ložisko je rovna napínací síle. Axiální síly působící na ložisko jsou zanedbatelné.



Zadané parametry:

- Napínací síla: $Z = 1500 \text{ N}$
- Trvanlivost ložiska: $L_h = 25\,000 \text{ hod}$
- Otáčky hřídele: $n = 70 \text{ min}^{-1}$
- Ložiska s bodovým stykem: $m = 3$

$$C^* = Z \cdot \sqrt[m]{\frac{L_h \cdot n}{16\,666}} \quad (5.15)$$

$$C^* = 1500 \cdot \sqrt[3]{\frac{25\,000 \cdot 70}{16\,666}}$$

$$C^* = 7\,077 \text{ N}$$

Minimální požadovaná dynamická únosnost ložiska je 7 077 N. Zvolené kuličkové naklápěcí ložisko od firmy SKF ([14] s. 492) má dynamickou únosnost 14 300 N.

Parametry ložiska:

- Označení: 2205 E-2RS1TN9
- Průměr vnitřního kroužku: $d_L = 25 \text{ mm}$
- Průměr vnějšího kroužku: $D = 52 \text{ mm}$
- Šířka: $B = 18 \text{ mm}$
- Dynamická únosnost: $C = 14,3 \text{ kN}$
- Statická únosnost: $C_0 = 4 \text{ kN}$

5.6 Návrh dmyhadla

Pro výpočet minimálního požadovaného objemového průtoku vzduchu dmyhadla byly vysloveny následující předpoklady:

Poloměr jednoho otvoru: $r = 1 \text{ mm}$

Počet otvorů: $z_o = 50$

Požadovaná rychlost vzduchu na výfuku: $c = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$\dot{V} = z_o \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c \quad (5.16)$$

$$\dot{V} = 50 \cdot \pi \cdot 0,01^2 \cdot 4 \cdot \frac{10}{60}$$



$$\dot{V} = 37,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Minimální požadovaný objemový průtok vzduchu dmyhadla je dle výpočtu $37,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Bylo zvoleno dmyhadlo od firmy SECOH ([15]) s regulovatelným objemovým průtokem, který při tlaku 200 mbar činí $75 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Parametry dmyhadla:

- Označení: JDK-S-80
- Objemový průtok při tlaku 200 mbar: $\dot{V} = 75 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
- Napětí: $U = 230 \text{ V}$
- Připojovací hadice: $\phi_{\text{vnější}} = 19 \text{ mm}$
- Příkon: $P_p = 50 \text{ W}$
- Hmotnost: $m_d = 6,5 \text{ kg}$

5.7 Kontrola hřídele na krut

Ze známého krouticího momentu na hřídeli se spočte napětí, které působí na nejmenší průměr hřídele. Vypočtené napětí musí být menší než dovolené napětí v krutu pro daný materiál.

- Krouticí moment: $M_k = 16 \text{ Nm}$
- Nejmenší průměr hřídele: $D_h = 15 \text{ mm}$
- Dovolené napětí v krutu: $\tau_D = 40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot D_h^3} \quad (5.17)$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 16\,000}{\pi \cdot 15^3}$$

$$\tau_k = 24,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \rightarrow \text{hřídel vyhovuje}$$

5.8 Kontrola per

5.8.1 Otláčení

Z krouticího momentu a průměrů hřídele v místě pera se spočte síla, která na pero působí. Z vypočtené síly a rozměrů pera se spočte kontaktní tlak působící na pero, který musí být menší než dovolený kontaktní tlak.



- Dovolенý kontaktní tlak: $p_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

Pero I – 8x7x22:

- Průměr hřídele v místě pera: $D_I = 30 \text{ mm}$
- Šířka pera: $b_I = 8 \text{ mm}$
- Menší výška pera v náboji: $t_{1I} = 2,9 \text{ mm}$
- Délka pera: $l_I = 22 \text{ mm}$
- Redukovaná délka pera: $l_{1I} = l_I - b_I = 22 - 8 = 14 \text{ mm}$

Pero II – 5x5x20:

- Průměr hřídele v místě pera: $D_{II} = 14 \text{ mm}$
- Šířka pera: $b_{II} = 5 \text{ mm}$
- Menší výška pera v náboji: $t_{1II} = 2,1 \text{ mm}$
- Délka pera: $l_{II} = 20 \text{ mm}$
- Redukovaná délka pera: $l_{1II} = l_{II} - b_{II} = 20 - 5 = 15 \text{ mm}$

$$F_i = \frac{2 \cdot M_k}{D_i} \quad (5.18)$$

$$F_I = \frac{2 \cdot 16\,000}{30}$$

$$F_I = 1067 \text{ N}$$

$$F_{II} = \frac{2 \cdot 16\,000}{14}$$

$$F_{II} = 2286 \text{ N}$$

$$p_i = \frac{F_i}{t_{1i} \cdot l_{1i}} \quad (5.19)$$

$$p_I = \frac{1067}{2,9 \cdot 14}$$

$$p_I = 26,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$p_{II} = \frac{2286}{2,1 \cdot 20}$$

$$p_{II} = 54,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$



5.8.2 Střih

Z krouticího momentu a průměrů hřídele v místě pera se spočte síla, která na pero působí. Z vypočtené síly a rozměrů pera se spočte napětí ve střihu, který musí být menší než dovolené napětí ve střihu.

- Dovolené napětí ve střihu: $\tau_{Ds} = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
- Rozměry per viz kap. 5.8.1
- Síly na pera viz (5.18)

$$\tau_s = \frac{F_i}{b_i \cdot l_i} \quad (5.20)$$

$$\tau_{sI} = \frac{1067}{8 \cdot 22}$$

$$\tau_{sI} = \frac{1067}{8 \cdot 22}$$

$$\tau_{sI} = 6,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_{Ds} \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$\tau_{sII} = \frac{2286}{5 \cdot 20}$$

$$\tau_{sII} = 22,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_{Ds} \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

5.9 Kontrola napínacího šroubu

Napínací šroub je uvažován jako prut, který je z důvodu své délky kontrolován z hlediska stability.

5.9.1 Vzpěr

Nejprve byla spočtena štíhlost prutu, která závisí pouze na jeho rozměrech. Vypočtená štíhlost je třeba porovnat s hodnotou 30, což je mezní hodnota pro uvažování stability prutu.

- Šroub M12, pevnostní třída 8.8
- Malý průměr šroubu: $d_3 = 10,16 \text{ mm}$
- Největší vzdálenost mezi podpěrami šroubu: $l = 55 \text{ mm}$



$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = l \cdot \sqrt{\frac{A}{J_{min}}} = l \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}} = l \cdot \sqrt{\frac{16}{d_3^2}} \quad (5.21)$$

$$\lambda = 55 \cdot \sqrt{\frac{16}{10,16^2}}$$

$$\lambda = 21,65$$

Vypočtená štíhlost prutu 21,65 je menší než 30, z čehož vyplývá, že je šroub **namáhán na prostý tlak** a není třeba uvažovat stabilitu.

5.9.2 Tlak

Z napínací síly a rozměrů šroubu se spočte tlakové napětí, které na šroub působí. Z tohoto napětí se následně určí bezpečnost vůči mezi kluzu.

- Napínací síla: $Z = 1500 \text{ N}$
- Mez kluzu: $\sigma_k = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{tl} = -\frac{Z}{A} = -\frac{Z}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (5.22)$$

$$\sigma_{tl} = -\frac{1500}{\frac{\pi \cdot 10,16^2}{4}}$$

$$\sigma_{tl} = -18,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$k_{\sigma_k} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{tl}} \quad (5.23)$$

$$k_{\sigma_k} = \frac{640}{18,5}$$

$$k_{\sigma_k} = 34,6$$

Bezpečnost šroubu vůči mezi kluzu je 34,6.



6 Závěr

Hlavním cílem bakalářské práce bylo navrhnout dopravník pro automatické vynášení výpalků a strusky z laserového CNC stroje s požadavkem na maximální rozměry 1460 x 185 x 5000 mm a rychlost 16 m.min⁻¹. Dopravník musí odolat vysokým kontaktním teplotám výpalku, které mohou v nejnepříznivějším případě dosáhnout až 800 °C, a musí být schopen kontinuálního provozu.

Z provedené analýzy současného stavu dopravníků třísek používaných u CNC laserových řezacích strojů vyplynulo, že mnoho firem dopravníky třísek vůbec nenabízí. Většina firem, které dopravník třísek ke svým strojům nabízejí, používá článkový dopravník.

Z analýzy různých druhů dopravníků používaných pro odvod třísek od výrobních strojů vyplynul jako nejvhodnější pásový dopravník, který je schopen kontinuálního provozu. Tři druhy pásu se ukázaly jako vhodné pro danou aplikaci – výše zmíněný článkový pás, PTFE pás a teplotně odolná zástěra od firmy Hennig. Provedená vícekritériální analýza vyhodnotila jako nejvhodnější použití článkového pásu.

Dopravník s článkovým pásem, který odolá vysokým kontaktním teplotám, byl konstrukčně zpracován. Malý poloměr ohybu pásu umožnil navrhnout dopravník s malou vestavnou výškou. Jako součást sestavy dopravníku byla navržena vana, ve které je dopravník uložen pro jednodušší instalaci do stroje.

Volba pohonné jednotky, ložisek a dmychadla byla pro konstrukční zpracování podložena návrhovými výpočty. Dimenzování hřídelů, per a napínacích šroubů bylo zkontrolováno provedenými kontrolními výpočty.

Sestava dopravníku i s vanou byla rozpracována do sestavného výkresu s kusovníkem. Detailní výrobní výkres byl vytvořen pro napínací hřídel.

Z výše uvedeného vyplývá, že hlavní i dílčí cíle bakalářské práce byly splněny.



7 Seznamy

7.1 Seznam tabulek

Tab. 1: Hodnotící kritéria	19
Tab. 2: Ohodnocení kritérií bodovací metodou.....	19
Tab. 3: Stanovení vah důležitosti kritérií	20
Tab. 4: Hodnocené varianty	20
Tab. 5: Parametry pásů	20
Tab. 6: Ohodnocení variant metodou pořadové funkce	22
Tab. 7: Dílčí agregované hodnoty, jejich součet a výsledné pořadí variant.....	23

7.2 Seznam obrázků

Obr. 1: Laserové centrum firmy LVD	14
Obr. 2: Článekový dopravník u stroje Trumpf.....	15
Obr. 3: Měření velikosti prachových částic - jeden dílek stupnice je 0,2 mm	15
Obr. 4: Prostor pro montáž dopravníku	16
Obr. 5: Ocelový pás	17
Obr. 6: Hrablový dopravník	17
Obr. 7: Magnetický dopravník.....	17
Obr. 8: Článekový pás	18
Obr. 9: PTFE pás	18
Obr. 10: Zástěra Hennig	18
Obr. 11: Umístění vzorku pásu.....	21
Obr. 12: Pohled do pracovního prostoru	21
Obr. 13: Barevné stopy po výpalku.....	22
Obr. 14: Propálený teflon	22
Obr. 15: Vzorek propálený skrz	22
Obr. 16: Celkový pohled na sestavu dopravníku.....	24
Obr. 17: Umístění sestavy ve stroji	24
Obr. 18: Řez vanou dopravníku.....	25
Obr. 19: Rozmístění výztuh vany	25
Obr. 20: Konzoly pro zavěšení dopravníku.....	26
Obr. 21: Rám dopravníku	27
Obr. 22: Řez dopravníku	28
Obr. 23: Výšková stavitelnost vedení řetězu	28
Obr. 24: Řez napínacím hřídelem.....	29
Obr. 25: Řez hnacím hřídelem.....	29
Obr. 26: Napínání pásu.....	30
Obr. 27: Ložiskový domek hnacího hřídele	30
Obr. 28: Detailní pohled na labyrintové krytování.....	31
Obr. 29: Kartáč pro čištění pásu	31
Obr. 30: Schéma dopravníku	32



7.3 Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, František, VOŠTOVÁ, Věra, JEŘÁBEK, Karel a BRAND, Milan. *Teorie a stavba dopravníků*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [2] CVEKL, Zdeněk, JANOVSKEÝ, Lubomír, PODIVÍNSKÝ, Vítězslav a TALÁCKO, Jaroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1984. 286 s.
- [3] ZAHRADNÍK, Jaroslav. *Management podniku*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 2003. 102 s. ISBN 80-01-02724-4
- [4] *Hinged steel belts – product catalogue*. Curt Allert GmbH & Co. KG, 2015. 48 s.
- [5] *Technical fabrics*. Kastilo Technische Gewebe GmbH, 2012. 24 s.
- [6] *Electra FL Series* [online]. LVD Company nv [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: http://www.lvdgroup.com/en/metalworking_electra-fl-series_1038.aspx
- [7] *Conveyor systems* [online]. Belt Technologies, Inc. [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: <http://www.belttechnologies.co.uk/products/conveyors/>
- [8] *Dopravníky třísek hrablové* [online]. BROXTEC s.r.o. [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: <http://www.broxtec.cz/page/67986.dopravniky-trisek-hrablove-dfc/>
- [9] *Magnetický dopravník na vyvážení kovového odpadu* [online]. Alvaris profile systems, s.r.o. [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: <http://alvaris.cz/tower.html>
- [10] *PTFE conveyor belts* [online]. Böhme-Kunststofftechnik GmbH & Co. KG [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: <http://boehme-kunststoff.de/eng/ptfe-conveyor-belts-consist-of-ptfe-coated-glass-fabric.html>
- [11] *Serie 53* [online]. Hennig [cit. 10. 3. 2016]. Dostupné z: <http://www.hennig-cz.com/index.php?id=80&L=2>
- [12] *RS and RT Worm speed reducers*. Varvel, 2007. 48 s.
- [13] *Drive technology* [online]. KTR Kupplungstechnik GmbH. [cit. 28. 6. 2016]. 327 s. Dostupné z: <https://www.ktr.com/eMag/drivetechnology2016/#/332/>
- [14] *Hlavní katalog* [online]. SKF. [cit. 28. 6. 2016]. 1130 s. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>
- [15] *Řada JDK* [online]. 2014, [cit. 28. 6. 2016] Dostupné z: http://www.covdily.cz/data/listy/tech-param-JDK-60-120_2014.pdf



7.4 Seznam použitých programů

- Adobe reader
- MS Excel 2010
- MS Word 2010
- SolidWorks 2012

7.5 Seznam příloh

Textové:

- I. Výpočet napínací síly

Výkresová dokumentace:

- II. 16-0202, Sestava dopravníku
- III. 16-0202-11-01, Napínací hřídel

Elektronické (CD):

- IV. Sestava dopravníku.step
- V. Sestava dopravníku.dxf
- VI. Sestava dopravníku.pdf
- VII. Kusovník.docx
- VIII. Kusovník.pdf
- IX. Napínací hřídel.dxf
- X. Napínací hřídel.pdf
- XI. BP0202_Pospíšilová.pdf


Príloha I: Výpočet napínací síly

Input:

Nominal belt width
 Centre distance of horizontal conveyor part
 Centre distance of gradient conveyor part
 Angle of gradient
 Belt load per metre
 Coefficient of friction
 Type of hinges when not flat
 Carriers yes or no
 If carriers are needed, weight of carriers and carrier distance in pitches

Results:

Belt applicability for a specific application
 Existing safety factor
 Existing contact pressure compared to max. contact pressure

		Calculation of Hinged Steel Belts pitch 38.1 mm 1 driving chain per side with inner width 8 mm Swan neck or gradient conveyor		AVP 18. Nov 14 Page 1 of 1	
Breaking load per chain FB =	28000	N			
Bearing area per chain	0,96	cm ²			
Dimensions of chain side bars in mm	17x2	annealed			
Diameter of roller	ø20	mm			
Dimensions of hollow pin	ø8,0 / 5,2	mm			
Bearing area per roller	0,83	cm ²			
Number of rollers per m belt	26,00	pieces			
Number of chain strings	2	strings			
Nominal belt width	900	mm			
Centre distance of gradient conveyor part	0,5	m			
Centre distance of horizontal conveyor part	4,5	m			
Belt load	20	kg/m			
Belt weight	21,01	kg/m			
Coefficient of friction above	0,35	Rolling friction on steel 0,08...0,12...0,18			
Coefficient of friction below	0,25	Sliding friction on steel 0,25 if well lubricated or 0,35 when poor lubricated			
Angle of gradient	15,0	Effective with friction coefficient 0,1-0,2 from 12° gradient and with friction coefficient 0,2-0,4 from 22° gradient			
Acceleration	9,8	m/s ²			
1N	1,0	kg x m/s ²			
Weight gradient carrying side	21	kg			
Tensile force gradient carrying side	132	N			
Acceleration	0,1	m/s ²			
Tensile force caused by acceleration of carrying side	2	N			
Weight horizontal carrying side	185	kg			
Tensile force horizontal carrying side	697	N			
Acceleration	0,1	m/s ²			
Tensile force caused by acceleration of carrying side	18	N			
Weight return side	105	kg			
Tensile force return side	283	N			
Acceleration	0,1	m/s ²			
Tensile force caused by acceleration of return side	11	N			
Pretensioning force	647	N			
Required tensile force	1467	N			fatigue strength of the chain 6 KN per strand = 12 KN in the simplex execution per band
Existing tensile force	56000	N			
Safety factor (min. 7)	38,2				
Existing contact pressure per chain	764	N/cm ²	Max. contact pressure see chart		
Existing contact pressure per roller P _{BL}	9,4	N/cm ²	Max. contact pressure 800 N/cm ²		
Belt weight =	21,01	kg/m	Hinged steel belt		
Input: 1=Jey 0=No	0	0	0	1	
	Perforated	Slotted small	Slotted long	Side wing	
Input: 1=Jaes 0=No	0		1	0,00	
	Carrier		Input distance of carriers on every X. pitch	Input weight of carriers in kg	
Input fields are yellow marked					