



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Parametricky řešený konstrukční návrh
stavebnicového gravitačního válečkového
dopravníku včetně podpěr**

*Parametrical Design of Modular Gravity
Roller Conveyor with Leg Set*

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Lukáš DUBECKÝ

Studijní program: *Strojní inženýrství*

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dubecký** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **419928**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Parametricky řešený konstrukční návrh stavebnicového gravitačního válečkového dopravníku vč. podpěr.

Název diplomové práce anglicky:

Parametrical Design of Modular Gravity Roller Conveyor with Leg Set

Pokyny pro vypracování:

Proveďte parametrický konstrukční návrh gravitačního (bez pohonu) válečkového dopravníku vč. podpěr. Zpracujte rešerši zaměřenou na běžně používaná konstrukční řešení gravitačních válečkových dopravníků pro přepravu kusového materiálu. V rešerši zpracujte přehled běžně dostupných komponent válečkového dopravníku. Konstrukční návrh válečkového dopravníku bude obsahovat parametrický 3D model a koncepční 2D výkres sestavy, vč. zvolených podskupin. Nosná konstrukce dopravníku bude řešena modulárně ze stavebnicových AL profilů a spojek. Délka modulu dopravníku bude řešena parametricky od 300mm do 3000mm. Šířka válečkového dopravníku bude řešena parametricky od 100mm do 1000mm. Maximální zatížení válce bude 50kg. Stručná osnova zadání: 1.Rešerše válečkových dopravníků a jejich základních konstrukčních uzlů 2.Koncepční návrh vhodné varianty řešení válečkového dopravníku 3.Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 4.Zpracování 3D modelu navržené konstrukce 5.Vypracování 2D dokumentace v rozsahu výkresu sestavy a vybraných výrobních výkresů.

Seznam doporučené literatury:

Ovekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976
Dražan, F., Voštová, V., Jeřábek, K., Brand, M.: Teorie a stavba dopravníků. Ediční středisko ČVUT Praha, 1983
Ovekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **09.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.06.2018**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Použil uvedenou literaturu, své znalosti a odborné připomínky vedoucího práce Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D.

V Praze dne 15.6.2018

Lukáš Dubecký

.....



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji mému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za odborné rady a konzultace, které mi během zpracování této práce poskytl. Dále děkuji svým rodičům za podporu během mého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Lukáš Dubecký
Název DP: Parametricky řešený konstrukční návrh stavebnicového gravitačního válečkového dopravníku vč. podpěr
Anglický název DP: Parametrical Design of Modular Gravity Roller Conveyor with Leg Set
Rok: 2018
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 58
počet obrázků 44
počet tabulek 12
počet příloh 1
Klíčová slova: dopravník, válečkový dopravník, gravitační dopravník, modulární dopravník
Keywords: conveyor, roller conveyor, gravity conveyor, modular conveyor

Anotace:

Tato diplomová práce řeší parametrický konstrukční návrh stavebnicového gravitačního válečkového dopravníku včetně podpěr pro přepravu kusového materiálu s nosností 50 kg, šířkou od 100 mm do 1000 mm a délkou modulu dopravníku od 300 mm do 3000 mm. V práci jsou uvedena konstrukční řešení již využívaných dopravníků a možná konstrukční řešení včetně pevnostních výpočtů.

Abstract:

This diploma thesis is dealing with the parametrical design of modular gravity roller conveyor with leg set for transport of material with load capacity 50 kg with width of 100 mm to 1000 mm and length of the conveyor module of 300 mm to 3000 mm. There are also mentioned possible construction solutions.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Konstrukce válečkového dopravníku	2
2.1. Rozdělení válečkových dopravníků	3
2.1.1. Pohony válečkových dopravníků	3
2.1.1.1. Řetězovým pohonem	3
2.1.1.2. Řemenovým pohonem	4
2.1.1.3. Kuželovým soukolím	5
2.1.1.4. Integrovaným pohonem	5
2.2. Speciální prvky válečkové dráhy	6
2.2.1. Mechanické regulátory rychlosti	6
2.2.2. Kónické válečky	6
2.2.3. Kuličkové stoly	7
2.3. Nosná konstrukce válečkových dopravníků	7
3. Válečky	8
3.1. Materiály válečků	9
3.1.1. PVC válečky	9
3.1.2. Válečky z hliníkových slitin	10
3.1.3. Ocelové válečky	10
3.2. Materiály pouzder	10
3.3. Těsnění	11
4. Technologie výroby	12
4.1. Proces kovotlačení	12
4.2. Řezání závitů	13
4.3. Lepení kovů	13
4.3.1. Technologie lepení kovů	13
4.3.2. Epoxidová lepidla	14
4.3.3. Polyuretanová lepidla	14
4.3.4. Kyanoakrylátová lepidla	14
4.4. Povrchové úpravy hliníkových slitin	14
4.4.1. Anodická oxidace hliníkových slitin	14
4.4.2. Chemická povrchová úprava	15
4.4.2.1. Žluté chromátování	15
4.4.3. Povlaky na bázi titanu a zirkonia	15
5. Návrh válečkové tratě	16
5.1. Parametry válečku	16
5.2. Rozteč válečků	16
5.3. Odpory válečků	17
5.3.1. Odpor vlivem čepového a valivého tření [19]	17
5.3.2. Odpor rezultující ztráty energie předmětu po najetí na stojící váleček [19]	18
5.3.3. Celkový odpor působící na váleček	18
5.4. Sklon válečkové dráhy	18
5.5. Upevnění válečků	18

5.5.1.	Jednotlivé segmenty.....	19
5.5.2.	Upevňovací lišta.....	19
6.	Návrh válečku	20
6.1.	Volba materiálu válečku.....	20
6.1.1.	Plastové trubky	20
6.1.1.1.	PP.....	21
6.1.1.2.	PA.....	22
6.1.1.3.	POM	22
6.1.1.4.	Porovnání plastových trubek	22
6.1.2.	Ocelové trubky.....	22
6.1.2.1.	Ocel S235JRH (1.0039)	22
6.1.2.2.	Nerezová ocel AISI 304 (1.4301).....	22
6.1.2.3.	Porovnání ocelových trubek	23
6.1.3.	Trubky ze slitin hliníku.....	23
6.1.3.1.	EN 573-3 AW 6060 T66	23
6.1.4.	Porovnání materiálů.....	23
6.2.	Vlastní návrhy uložení.....	24
6.2.1.	Varianta s plastovou trubicí.....	24
6.2.2.	Varianta s průchozí osou – kombinace závitů a kovotlačení	26
6.2.3.	Finální varianta uložení válečku	27
6.3.	Ložiska.....	28
6.4.	Pouzdro ložiska.....	28
6.5.	Návrh uložení lepeného spoje	28
6.6.	Návrh upevňovací lišty.....	29
7.	Pevnostní kontrola	31
7.1.	Kontrola trvanlivosti ložiska	31
7.2.	Kontrola na ohyb válce.....	32
7.2.1.	Analytická kontrola	32
7.2.2.	Kontrola pomocí MKP	36
7.3.	Kontrola namáhání osy	39
7.4.	Kontrola pouzdra na otláčení	40
7.5.	Kontrola upevňovací lišty – rozteč 50 mm.....	41
8.	Nosná konstrukce.....	43
8.1.	Určení rozteče stojin	43
9.	Válečková dráha.....	46
9.1.	Parametrizace dráhy	46
9.2.	Sestava válečkové dráhy	48
10.	Závěr	50
	Seznam použité literatury	52
	Seznam uvedených veličin.....	54
	Seznam obrázků	56
	Seznam tabulek	57
	Seznam příloh.....	58

1. Úvod

Cílem této diplomové práce je parametricky řešený modulární návrh válečkového dopravníku bez pohonu s nosností 50 kg, délkou modulu od 300 mm do 3000 mm a šířkou od 100 mm do 1000 mm.

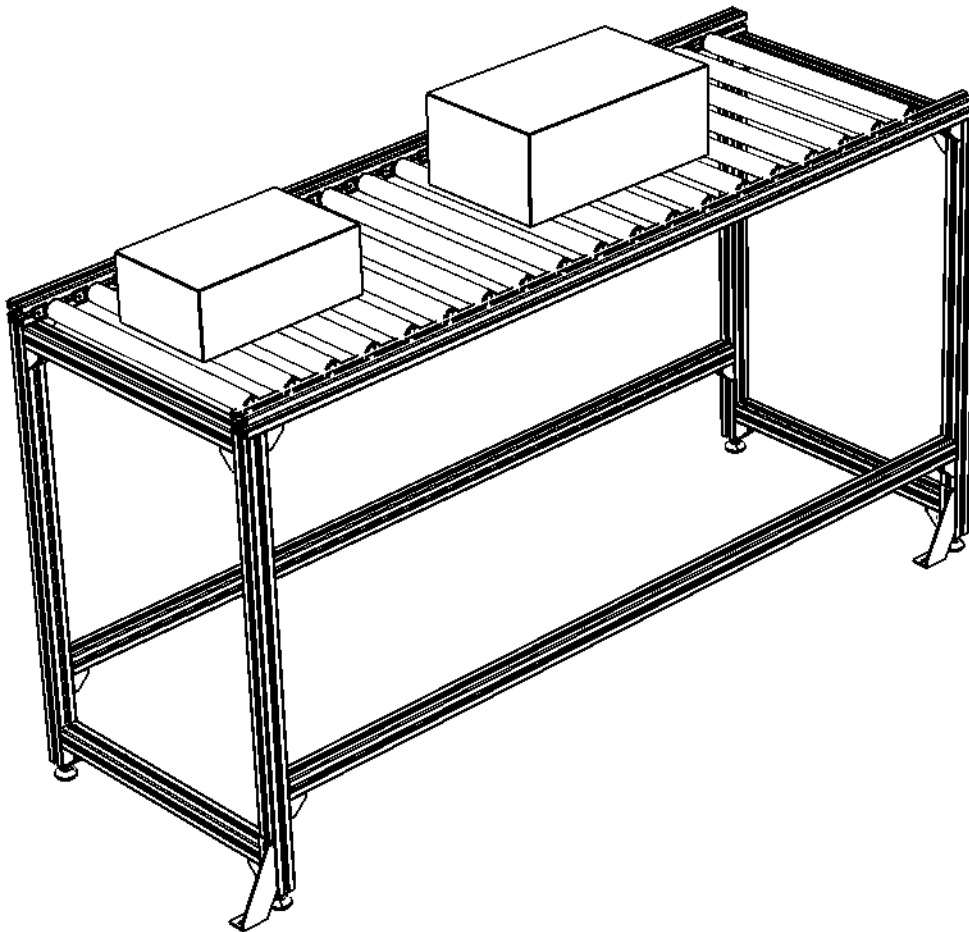
Motivem této práce je vytvořit jednoduché konstrukční řešení pro malého výrobce produkčních systémů pro automotive průmysl. Řešení má smysl pouze pro kusovou výrobu nebo malosériovou výrobu modulů do cca 20m celkové délky. Navržené řešení musí být nenáročné na výrobní prostředky. Volba komponent musí vycházet z požadavku na co nejmenší nutnou skladovou zásobu dílů a materiálu. Z toho vychází nutný požadavek na konstrukci vlastních válečků, které se budou vyrábět v dávkách na míru s minimem obráběcích operací. Aby toto řešení bylo konkurenceschopné, musí být vyrobitelné cca do 1 kalendářního týdne.

Tyto typy válečkových dopravníků jsou často používány jako vstupní dráhy do automatických i manuálních produkčních systémů. Pokud jsou umístěny ve sklonu, mohou sloužit jako automatický podávací zásobník na gravitačním principu s respektováním materiálového toku FIFO. V této práci je řešen pouze vodorovný dopravník.

2. Konstrukce válečkového dopravníku

Válečkové dopravníky vynikají jednoduchou konstrukcí a nízkými pořizovacími náklady. Skládají se ze základního nosného rámu, který je stavebnicového typu z hliníkových profilů, a z dopravníkových válečků.

Konstrukce dopravníkových válečků je závislá na použití dopravníku a také na tom, zda-li je dopravník s pohonem nebo bez pohonu.



Obrázek 1 Válečkový dopravník

2.1. Rozdělení válečkových dopravníků

Dle pohonu:

- S pohonem
- Bez pohonu

Dle konstrukce:

- Zabírající celou šíři
- Zabírající pouze kraje (krajové)

Dle sklonu a trasy:

- Vodorovné
- Šikmé
- Lomené

2.1.1. Pohony válečkových dopravníků

Válečkový dopravník lze pohánět několika způsoby. Každý z pohonů je specifický svými vlastnostmi. Použití daného pohonu válečkového dopravníku je vždy závislé na požadavcích – nízká hlučnost, vysoká únosnost, jednoduchost konstrukce, pořizovací náklady aj.

Válečky dopravníku nemusí být vždy poháněny všechny, závisí to vždy na použití. V případě dopravování rozměrnější součástí zabírající vždy daný minimální počet válečků se dá uvažovat nad pohonem jen určitých válečků.

2.1.1.1. Řetězovým pohonem

Řetězový pohon se hodí pro válečkové dopravníky, které jsou určeny pro vysokou únosnost a není zde kladen důraz na hlučnost. Další nevýhodou je mazání řetězového pohonu.



Obrázek 2 Řetězový pohon válečkového dopravníku [1]

2.1.1.2. Řemenovým pohonem

Řemenový pohon je v porovnání s řetězovým podstatně tišší. Nevyžaduje mazání a má nižší pořizovací náklady. Hodí se však pro válečkové dopravníky, které jsou určeny pouze pro lehčí součásti.



Obrázek 3 Řemenový pohon válečkového dopravníku [2]

2.1.1.3. Kuželovým soukolím

Pohon pomocí kuželových soukolí je vhodný zejména pro vyšší zatížení. Největší výhodou je možnost jednoduše jednotlivé sekce zastavovat dle aktuální potřeby posunem hřídele v axiálním směru. Nevýhodou tohoto řešení jsou především vysoké pořizovací náklady.



Obrázek 4 Pohon kuželovým soukolím válečkového dopravníku [3]

2.1.1.4. Integrovaným pohonem

Pohon dopravníkových válečků s integrovaným pohonem obstarává stejnosměrný bezkartáčový motor na 24V. Pokročilejší válečky tohoto typu jsou vybaveny též elektronickou brzdou a rekuperací energie.



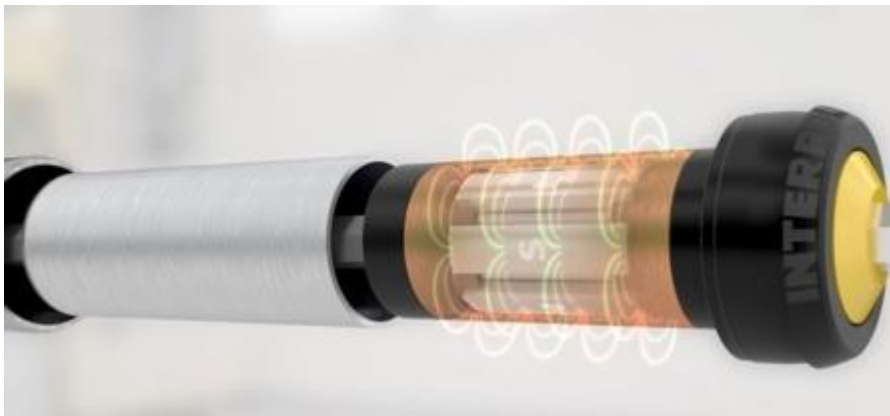
Obrázek 5 Váleček s integrovaným pohonem [4]

2.2. Speciální prvky válečkové dráhy

Válečkové dopravníky lze vybavit speciálními prvky, které například mohou brzdit dopravovaný materiál na skloněné dráze. Vývoj takových prvků je ekonomicky náročný a vzhledem k četnosti použití na válečkové dráze se vyplatí vybrané prvky pořizovat od konkurence.

2.2.1. Mechanické regulátory rychlosti

Mechanické regulátory rychlosti řeší problematiku sklonu válečkové dráhy. Nalezení ideálního sklonu dráhy pro spolehlivou funkci při velkých rozdílech hmotnosti je problematické. Mechanické regulátory tento problém značným způsobem řeší.



Obrázek 7 Mechanický regulátor rychlosti [5]

Tento regulátor rychlosti funguje jako bezpřevodová brzda využívající vířivé proudy.

2.2.2. Kónické válečky

Kónické válečky nacházejí využití v zatáčkách dopravníků. Kuželovitost nejčastěji dosahuje 2° - čím větší kuželovitost, tím je potřebný menší poloměr zatáčky.



Obrázek 8 Kónický váleček [6]

2.2.3. Kuličkové stoly

Kuličkový stůl umožňuje směr dopravovaného materiálu libovolným směrem, proto nachází využití například v křížení jednotlivých dopravníků. Primárně se však užívá pro pracovní a kontrolní místa.



Obrázek 9 Kuličkový stůl [7]

2.3. Nosná konstrukce válečkových dopravníků

Nosná konstrukce je téměř ve většině případů, vyjma velmi zatížitelných válečkových dopravníků, řešena hliníkovými profily a odpovídajícími spojkami. Jedná se o cenově dostupné, dodací dobou přívětivé, a především montážně univerzální řešení.



Obrázek 10 Hliníkové profily [8]

3. Válečky

Dopravníkové válečky jsou klíčové prvky válečkových dopravníků a jejich konstrukce je závislá na použití. Dle zatížení bývají válečky z PVC, hliníku nebo oceli. Použitelnost válečků mimo zatížení je dále specifikována kontinuálním zatížením a okolní teplotou. Plastové válečky bývají použitelné obvykle od 0°C do 40°C s podmínkou, že při překročení 30°C a maximálním zatížení na více než hodinu může dojít k trvalé deformaci. Válečky z hliníkových slitin a z oceli mívají použitelnost podstatně vyšší, v závislosti na použité jakosti lze s jistotou tyto válečky používat od -20°C do +70°C.

Válečky bývají rozděleny dle určení pro:

- nízké zatížení
- střední zatížení
- vysoké zatížení

Výše zmíněné válečky se liší svojí konstrukcí, především typem ložiska a jeho uložením. Ložiska se používají kluzná nebo kuličková, pouzdra se liší šířkou, materiálem a konstrukcí dle zatížitelnosti.



Obrázek 11 Váleček pro nízké zatížení od společnosti Interroll [9]

Válečky pro nízké zatížení mívají zpravidla plastová pouzdra, v jistých případech i samotný váleček. Tato skutečnost značně snižuje jejich využití při vyšších teplotách, které se vyskytují například v blízkosti vstřikolisů.

Vzhledem k použitým ložiskům bývá také často omezená maximální rychlost, velmi často do 0,5 m/s, což může v případě skloněné dráhy představovat problém.



Obrázek 12 Váleček pro vysoké zatížení od společnosti Interroll [10]

Válečky určené pro vysoké zatížení jsou vždy buď z hliníkové slitiny, častěji však z pozinkované oceli nebo z nerezové oceli. Mívají ocelová pouzdra a mohutnější ložiska v porovnání s plastovými, které snesou vyšší zatížení i rychlosti.

3.1. Materiály válečků

Volba materiálu je závislá na únosnosti válečku a prostředí, ve kterém se bude vyskytovat – například v potravinářském průmyslu jsou třeba speciální válečky, v prostředí s vysokými teplotami je třeba také volit vhodný materiál válečku.

3.1.1. PVC válečky

Válečky z PVC mají mnoho výhod v porovnání s hliníkovými a ocelovými, ale jejich užití je omezeno nižším maximálním zatížením.

Mezi jejich hlavní výhody patří nízká hmotnost, nízká hlučnost, vysoká nárazuvzdornost, odolnost proti korozi a nízká hlučnost. Mezi nevýhody se řadí klesající mechanické vlastností s rostoucí teplotou.

3.1.2. Válečky z hliníkových slitin

Hliníkové válečky mají v porovnání s ocelovými válečky nižší pevnost ale výrazně nižší hmotnost, hodí se tedy do dopravníků, kde je kladen velký důraz na hmotnost celé soustavy. Hlavní výhodou je tedy měrná hmotnost, v porovnání s ostatními materiály a se zohledněním mechanických vlastností je vynikající volbou.

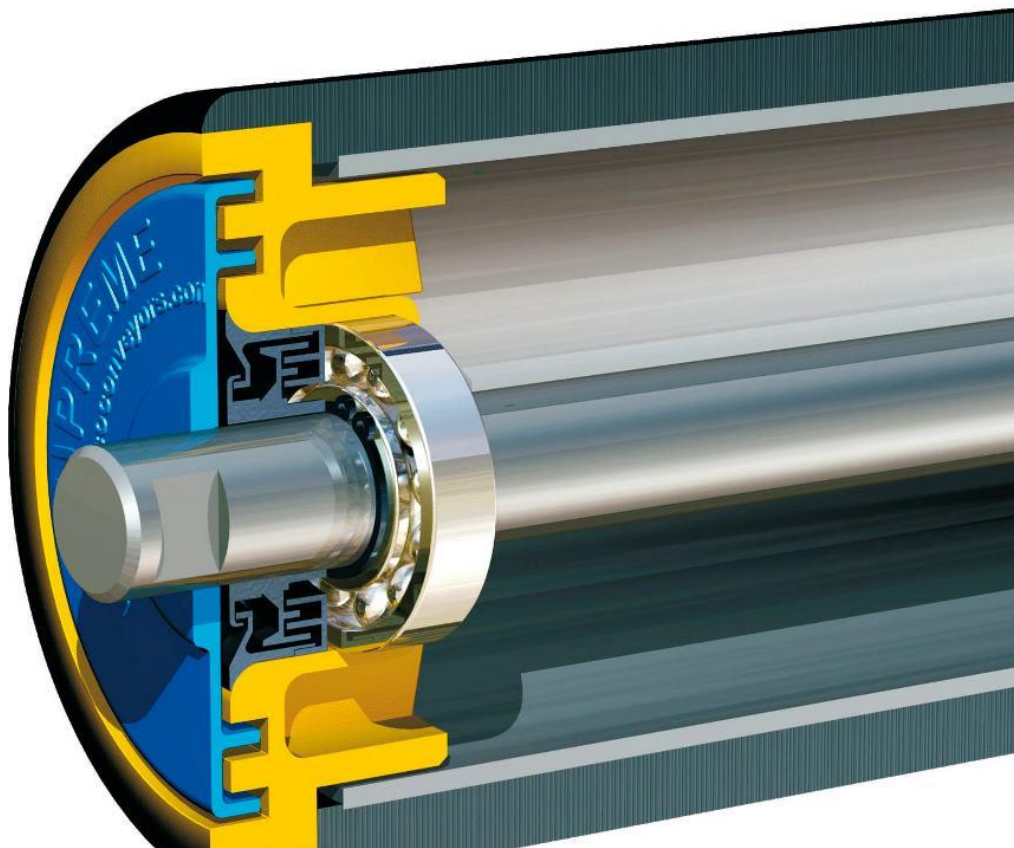
Mezi nevýhodu hliníku řadím náchylnost ke korozi – může docházet ke galvanické korozi v případě, že by váleček přišel do kontaktu s ušlechtlejšími materiály, případně může docházet k důlkové korozi, ke které je náchylnější ve vlhkém prostředí.

3.1.3. Ocelové válečky

Vynikají především svojí vysokou pevností. Odolnost vůči korozi je zajištěna pozinkováním, případně užitím trubky z nerezové oceli. Mezi další výhody patří jednoduchá svařitelnost pouzdra nebo ozubeného kola přímo na váleček, stálé mechanické vlastnosti s rostoucí nebo klesající teplotou (do určitých mezí).

3.2. Materiály pouzder

Pouzdra bývají vlisována do válečků, v případě válečků pro velmi vysoké zatížení se ocelová pouzdra navažují přímo na váleček. V pouzdrech bývá nalisováno ložisko, pro



Obrázek 13 Pouzdro s ložiskem a labyrintovým těsněním [11]

většinu použití se volí kuličkové – v některých případech se ale můžeme setkat s kluzným ložiskem.

3.3. Těsnění

Účelem těsnění je zabránění průniků nečistot do chráněného prostředí. Těsnění se musí umět přizpůsobit případným nerovnostem povrchu a musí být dimenzováno na pracovní teploty a disponovat chemickou odolností.

Dle normy DIN 3750 se těsnění rozdělují na typy:

- Těsnění dotýkající se nepohyblivých ploch
- Těsnění dotýkající se pohyblivých ploch
- Bezkontaktní těsnění
- Vlnovcová těsnění a membrány

Těsnění dotýkající se nepohyblivých ploch se označují jako statická – O-kroužky, plochá těsnění. Jejich účinnost je závislá na axiální nebo radiální deformaci v průřezu při montáži. Dynamická těsnění se na rozdíl od statických dotýkají pohyblivých ploch.

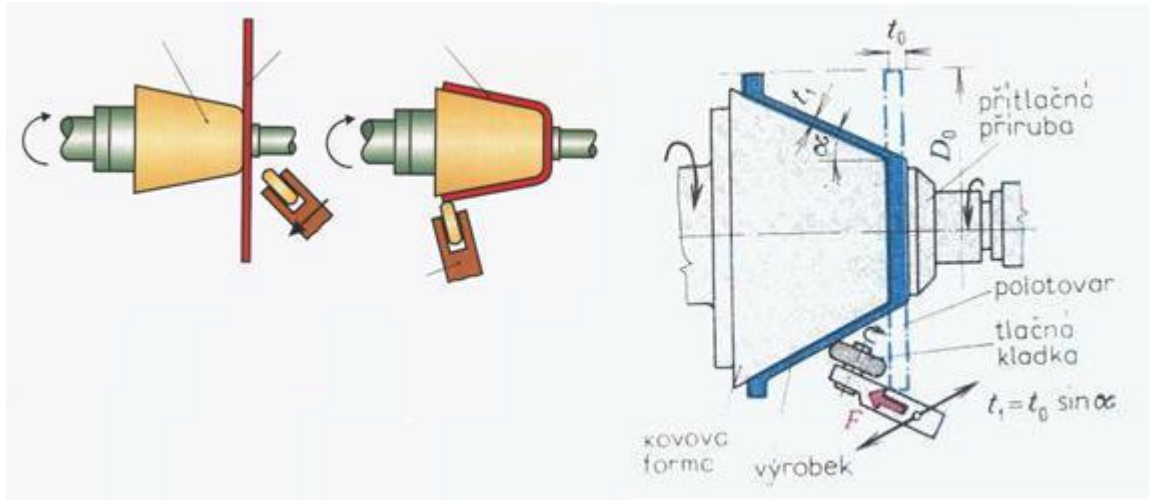
Volba těsnění je závislá na prostředí pro které je váleček určen, a na samotné konstrukci. Pro válečky určené do prostředí těžkého průmyslu se zpravidla používají membránová těsnění, v jiných případech se lze setkat i v provedení bez těsnění, jako např. na obr. 10. V tomto případě tuto volbu dovoluje s největší pravděpodobností typ použitého ložiska a prostředí, pro které je tento konkrétní váleček určen.

4. Technologie výroby

Vzhledem k mému návrhu jsem řešil dva problémy, které se mohly setkat s problémy při výrobě – řezání závitů do neobrobené trubky z hliníkové slitiny a proces kovotlačení této trubky.

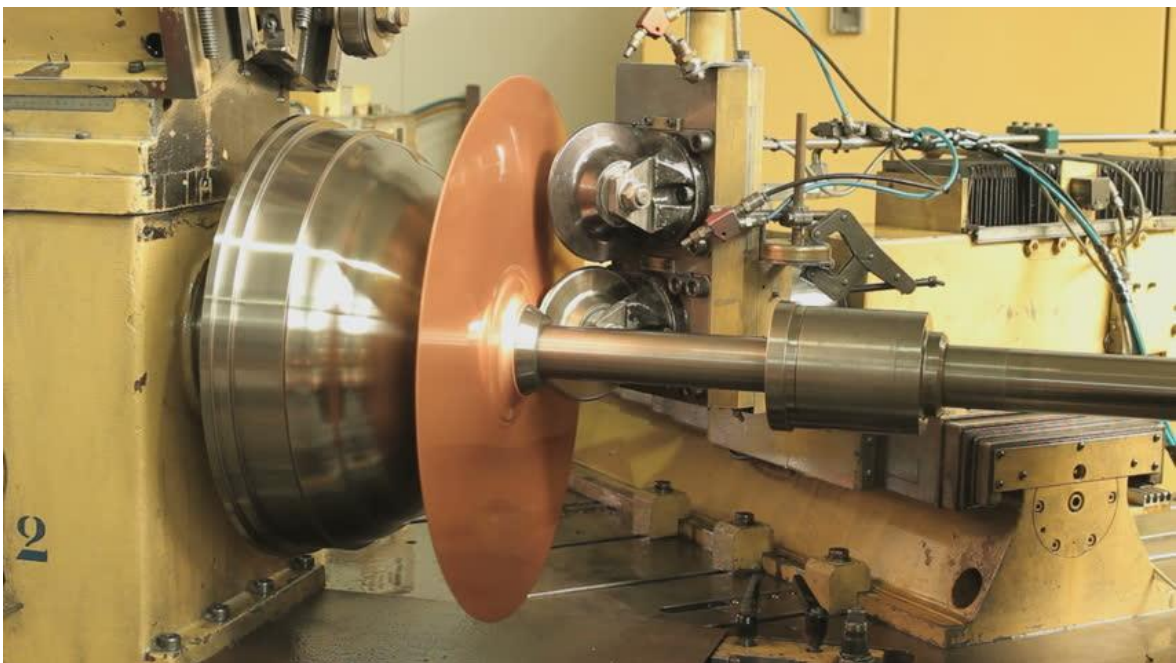
4.1. Proces kovotlačení

Kovotlačení je velmi starý technologický postup beztržiskového obrábění, který se zpět do popředí dostává v posledních letech. Nejčastěji se využívá při výrobě dutých kruhových součástí, lze použít i pro výrobu dutých nádob eliptického tvaru.



Obrázek 14 Princip kovotlačení – dutá nádoba [12]

Předností kovotlačení jsou především nízké náklady na samotnou výrobu a pořizovací náklady nástrojů – jsou jednoduché a do značné míry univerzální. V současnosti se ke kovotlačení využívají kovotlačitelské CNC stroje, které značně urychlují samotnou výrobu.



Obrázek 15 Kovotlačitelský soustruh [13]

Nevýhoda této technologie je omezená tloušťka stěny, která je závislá na obráběném materiálu. V případě oceli musí mít obráběná součást tloušťku stěny od 1 mm do 2,5 mm. Pokud je obrobek z hliníkových, mosazných nebo měděných slitin, musí být tloušťka stěny od 1 mm do 3 mm. [14]

4.2. Řezání závitů

Vzhledem k návrhu válečku bylo třeba vyřešit otázku řezání závitu do neobrobené trubky z hliníkové slitiny. Zpočátku jsem uvažoval nad závitníkem na způsob závitotvářecího šroubu vzhledem k materiálu trubky, posléze jsem však došel k faktu, že závit M36x2 lze vyříznout s největší pravděpodobností pouze na soustruhu.

4.3. Lepení kovů

Lepidlo určené pro lepení kovů lze definovat jako látku schopnou vytvořit trvalé a pokud možno pevné spojení mezi dvěma kovovými materiály. Uvedená schopnost je závislá na adhezi povrchů lepených materiálů a na kohezi samotného lepidla. Předností lepení kovů v porovnání s ostatními technologiemi spojování materiálů je v těsnosti spojů, v závislosti na použitém lepidle i vysoká pevnost, odolnost vůči korozi, možnost spojování různých materiálů a možnost spojování velmi tenkých kovových materiálů. Mezi další výhody se dá řadit velmi slušná zvuková, tepelná a elektrická izolace. Existují i lepidla, která naopak elektrickou vodivost umožňují [15].

4.3.1. Technologie lepení kovů

Požadovaného lepeného spoje lze dosáhnout pomocí následujících podmínek:

- vhodná konstrukce spoje
- povrchová úprava spoje – nižší drsnost povrchu znamená zvýšení kvality lepeného spoje
- volba lepeného materiálu a použitého lepidla
- dodržení předepsaného postupu při lepení

Princip lepení a pracovní postup se skládá z několika kroků – příprava povrchu lepeného spoje, příprava lepidla a jeho nanášení, montáž spoje a na závěr vytvoření pevného spoje, například vytvrzováním.

Kvalita lepeného spoje lze zásadně ovlivnit mnoha faktory, mezi které se řadí tloušťka a způsob nanášení vrstvy lepidla, podmínkami při vytvrzování (doba vytvrzování, teplota a tlak), přípravou povrchu a úpravou lepidla (např. u dvousložkových).

4.3.2. Epoxidová lepidla

V současné době se pro běžné lepení kovů používají především epoxidová reaktivní lepidla. Vyrábějí se jako jednosložková, dvousložková či vícesložková. Nejčastěji jsou využívána lepidla dvousložková. Tyto lepidla se v závislosti na určení vyrábějí v různých viskozitách – od tekutých typů až po tzv. epoxidovou plastelínu. Další vlastností, kterou se epoxidová lepidla rozlišují, je doba, za kterou je po aplikaci lepidla dosaženo manipulační pevnosti (od 2 minut až do 24 hodin).

Typickou vlastností těchto lepidel je teplotní stálost od -50°C do 150°C a pevnost ve smyku až 15MPa. Vysokopevnostní lepidla dosahují až 20MPa pevnosti ve smyku.

4.3.3. Polyuretanová lepidla

Polyuretanová lepidla jsou další skupinou dvousložkových reaktivních lepidel, která se používají pro lepení kovů. Tento druh lepidel disponuje pevností ve smyku až 24MPa a vysokou rázovou pevností. Hodí se zejména pro lepení kovů s plasty.

4.3.4. Kyanoakrylátová lepidla

Jednosložková kyanoakrylátová (vteřinová) lepidla se používají pro lepení malých povrchů. Hlavní oblastí těchto lepidel je zajišťování šroubových spojů proti korozi a vibracím, upevňování ložisek na hřídel a do otvorů aj.

4.4. Povrchové úpravy hliníkových slitin

K povrchové úpravě kovů, hliníkových slitin nevyjímaje, přistupujeme z několika důvodů. Nejčastějším důvodem je zvýšení korozní odolnosti – daná technologie poskytne korozně odolnou vrstvu na povrchu. Dalším důvodem k povrchové úpravě mohou být estetické důvody. A v neposlední řadě může být důvodem povrchové úpravy příprava kovu pro nanesení další vrstvy odlišeného charakteru [16]. Vedlejší, ale pozitivním účinkem je zvýšení tvrdosti povrchové vrstvy.

4.4.1. Anodická oxidace hliníkových slitin

Anodická oxidace hliníku, též elektrolytická oxidace hliníku, zkráceně pod zkratkou elox, je technologie, která na povrchu hliníkové slitiny vytvoří tenkou, nevodivou a velmi tvrdou vrstvu oxidu hlinitého. Vrstva je pevně spojena se základním materiálem [16].

V případě užití hliníkové slitiny v oblasti válečkových dopravníků je tvrdost povrchu zásadní. V případě, že by se použila hliníková slitina bez této povrchové úpravy, tak by docházelo k velmi rychlé degradaci povrchu.

Existuje velké množství variant anodické oxidace hliníku, ty se od sebe liší především použitím elektrolytu s rozdílným složením. Nejčastějšími elektrolyty je kyselina sírová, příp.

za použití stejnosměrného napětí ve směsi s kyselinou šťavelovou [17]. Pro přípravu povrchu na lepení se v leteckém průmyslu nejvíce uplatnila kyselina chromová (CAA – chromic acid anodizing) a kyselina fosforečná (PAA – phosphoric acid anodizing). Povrchové úpravy zmíněné výše obecně poskytují lepené spoje s nejlepší životností [18].

4.4.2. Chemická povrchová úprava

Anodická oxidace se řadí mezi elektrochemické povrchové úpravy. Existují však i technologie, které pro vytvoření konverzních vrstev nevyžadují vložení elektrického napětí a řadí se tedy mezi chemické povrchové úpravy [16].

4.4.2.1. Žluté chromátování

Žluté chromátování konverzní vrstvy (CCC – chromate conversion coating) poskytuje díky své hrubé struktuře vhodný povrch pro absorpci laků a adhesiv [16].

Dlouhou dobu patřilo žluté chromátování mezi nejoblíbenější chemické úpravy hliníku. Největším negativem této povrchové úpravy je to, že je založena na působení pracovních lázní s obsahem šestimocného chromu. Vzhledem k tomu, že je šestimocný chrom prokazatelně karcinogenní, dochází k postupnému omezování a nahrazování všech materiálů obsahující šestimocný chrom. Například v automobilovém průmyslu je použití materiálů s šestimocným chromem zakázáno [16].

4.4.3. Povlaky na bázi titanu a zirkonia

Povrchová úprava na bázi titanu, případně zirkonia a titanu, je jedna z technologií bez použití chromu, která nachází uplatnění v průmyslu. Jedním z problémů toho povlaku kromě vysokých nákladů je jejich bezbarvost.

5. Návrh válečkové tratě

Válečková trať by měla být v nejlepším případě plně kompatibilní s konkurenčními systémy. Konkurenční systémy nabízejí širokou škálu průměrů válečků, shodu lze ve většině případů nalézt pouze u průměru 40 mm jak v plastovém provedení, tak i v ocelovém nebo hliníkovém. Co se týče délky, nejčastěji se nabízejí délky od 100 mm do 1000 mm, ve výjimečných případech více. Průměry čepů, pomocí kterých je váleček vždy upevněn k nosné konstrukci, se nejčastěji vyskytují o průměru 8 mm.

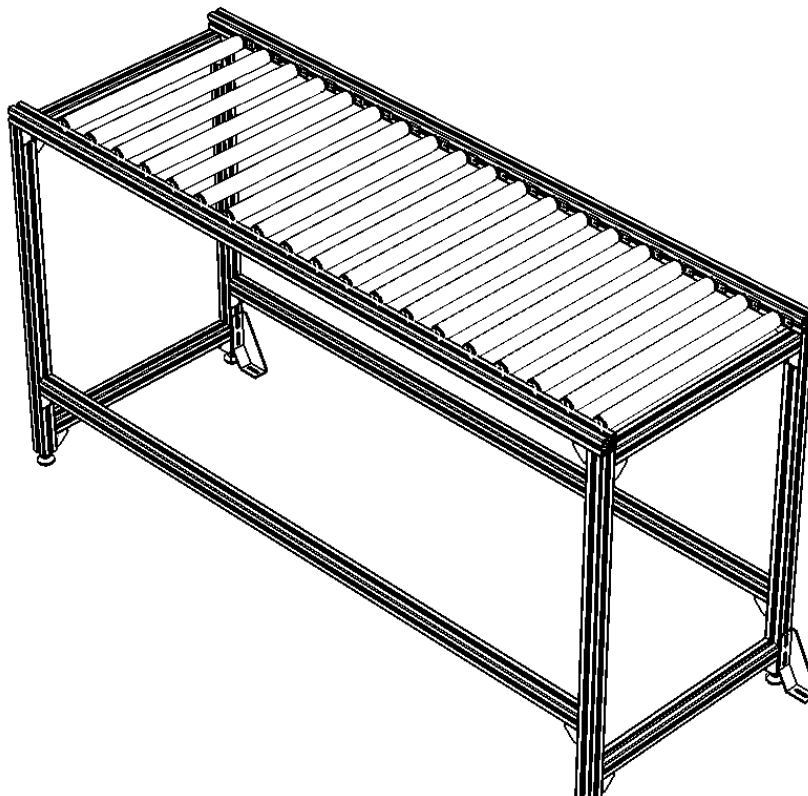
Velká neznámá však nastává u pasivních odporů válečků, která je závislá na typu ložiska a hmotnosti rotující části. Nosnosti samotných válečků jsou vždy závislé na jeho materiálu – od 100 N do 500 N v závislosti na použitém materiálu. Výrobci taktéž stanovují maximální rychlost válečkové tratě, která značně omezuje jejich využití.

5.1. Parametry válečku

V ideálním případě by bylo samozřejmě nejvhodnější, aby všechny šířky pokrylo totožné konstrukční řešení s lišící se pouze délkou. Při návrhu vycházím z toho, aby dané konstrukční řešení pokrylo všechny uvažované délky válečků.

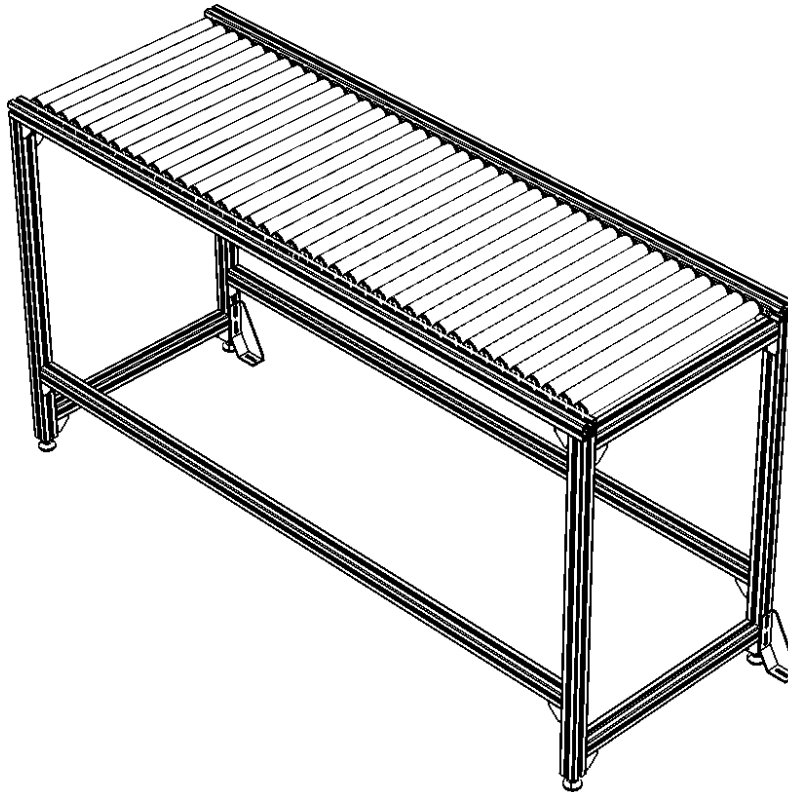
5.2. Rozteč válečků

Rozteč válečků je také omezená kompatibilitou s konkurenčními systémy, proto je dobré počítat s nejpoužívanějšími rozměry 50 mm a 100 mm.



Obrázek 16 Pohled na dopravník s roztečí válečků 100 mm

Rozteč válečků je omezena jednak průměrem, který je 40 mm, a rovněž kompatibilitou s konkurenčními systémy. V případech, kdy je třeba atypická rozteč, např. v dopadovém místě, lze rozteč nahustit tak, aby nedocházelo k přetížení válečků nebo zbytečnému poškození dopravovaného materiálu.



Obrázek 17 Pohled na dopravník s roztečí 50 mm

5.3. Odpory válečků

5.3.1. Odpor vlivem čepového a valivého tření [19]

$$W_1 = \frac{m_p \cdot g \cdot \cos \beta}{R} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) + k_1 \cdot q_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

m_p - hmotnost předmětu [kg]

β - sklon válečkové tratě

e - součinitel valivého tření [mm]

f_{ξ} - součinitel čepového tření [-]

r_{ξ} - poloměr čepu válečku v ložiscích [mm]

R - poloměr válečku [mm]

K_1 - počet válečků pod předmětem

q_v - hmotnost rotujících částí válečku [kg]

5.3.2. Odpor rezultující ztráty energie předmětu po najetí na stojící váleček [19]

Po najetí předmětu na váleček, který se dosud netočil, působí mezi válečkem a předmětem stykové tření, které následně uvede váleček do rotačního pohybu.

$$W_2 = \frac{J \cdot \omega^2}{I} \quad [\text{N}] \quad (2)$$

J – hmotný moment setrvačnosti válečku k vlastní ose rotace [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω – úhlová rychlost válečku [s^{-1}]

I – rozteč válečků [m]

5.3.3. Celkový odpor působící na váleček

Celkový odpor působící na váleček je součtem odporu vlivem čepového a valivého tření a odporu rezultující ztráty energie předmětu po najetí na stojící váleček.

$$W_c = W_1 + W_2 \quad (3)$$

5.4. Sklon válečkové dráhy

Sklon dráhy je závislý na rozsahu hmotnosti dopravovaného materiálu, musí se volit takový kompromis, aby se nejlehčí uvažovaný materiál vlivem valivého a čepového tření nezastavil a zároveň, aby se nejtěžší uvažovaný materiál nerozpohyboval kritickou rychlostí, která by měla za následek poškození dopravovaného materiálu nebo dopravníku.

Problematika sklonu válečkové dráhy je rozsáhlá. Zasahuje do ní několik parametrů – rozteč válečků, hmotnost dopravovaného materiálu, tvar dopravovaného materiálu a délka dopravovaného materiálu kvůli množství zabírajících válečků.

Sklon válečkové dráhy se ve většině případů musí volit na základě experimentu - v případě, že je sklon malý, dopravovaný materiál převýšení nepřekoná a naopak, je-li rychlost příliš vysoká, lze volit menší výškový rozdíl a tímto způsobem ušetřit zastavený objem. Například společnost Bosch Rexroth u svých dopravníkových systémů doporučuje 6% sklon [27].

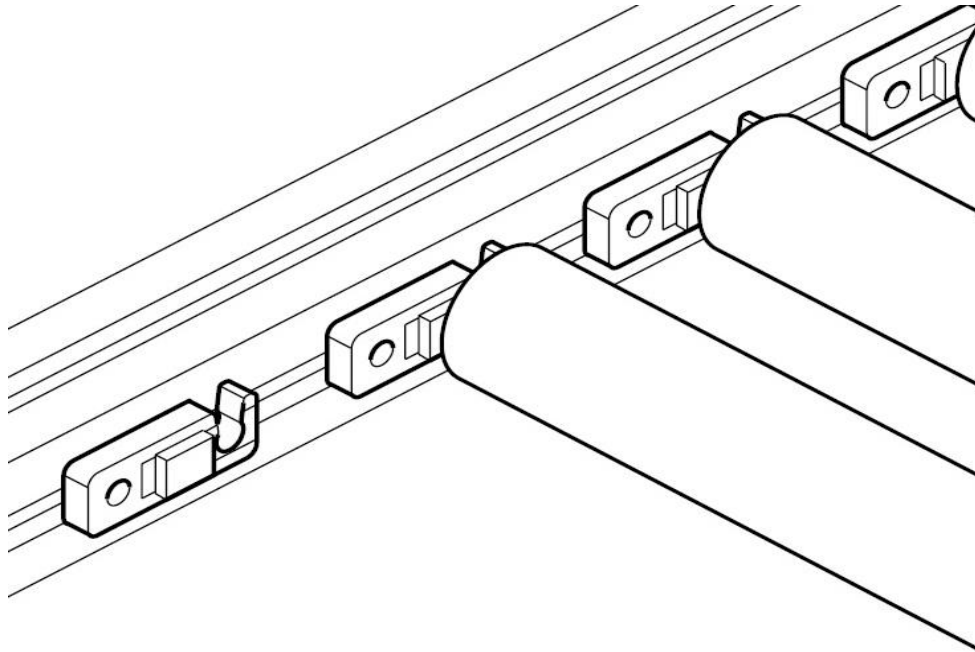
5.5. Upevnění válečků

Pro rychlou montáž a demontáž válečků bez nutnosti demontovat rám se používají buď kusové nástavce, které se šroubují zvlášť pro každý váleček, nebo lišty, do kterých se válečky jednoduše vkládají.

5.5.1. Jednotlivé segmenty

Výhodou jednotlivých segmentů je nastavení rozteče v závislosti na potřebě uživatele. Například v místě dopadu lze válečky umístit s krátkou roztečí, aby byly na husto a dále postupně rozteč zvětšovat

Nevýhodou tohoto způsobu upevnění je finanční náročnost a časová náročnost na montáž. Hodí se tedy zejména v místech, kde je žádoucí atypická rozteč.

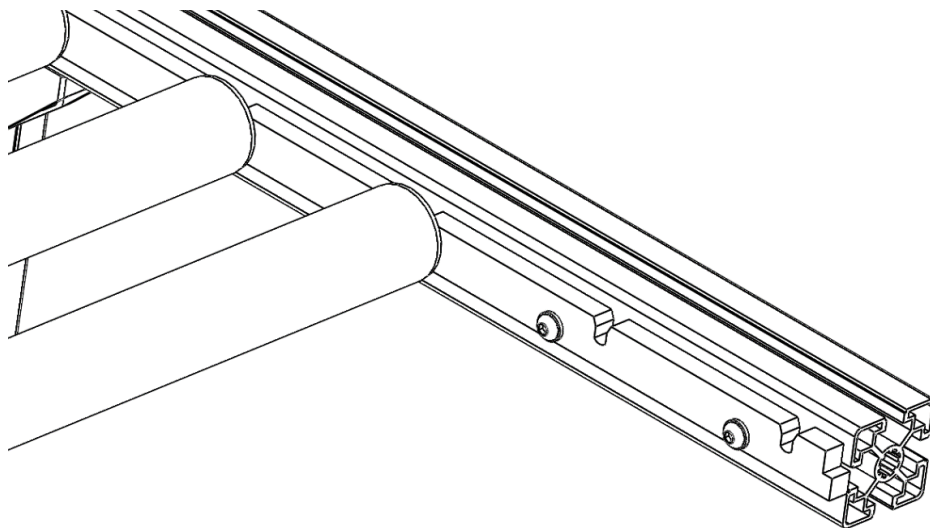


Obrázek 18 Upevnění válečků do jednotlivých segmentů

5.5.2. Upevňovací lišta

Výhodou upevňovací lišty je především rychlost montáže a přesně daná rozteč a nižší pořizovací náklady v porovnání s upevněním pomocí jednotlivých segmentů.

Mezi nevýhodu lze zařadit nemožnost vytvořit v potřebných místech atypickou rozteč, v tomto případě by se na krátkém úseku dalo využít upevnění pomocí segmentů.



Obrázek 19 Upevnění válečků do lišty

6. Návrh válečku

Vzhledem ke kompatibilitě s konkurenčními systémy válečkových dopravníků výrobce jsou dané délky válečků a jejich průměr. Provedení je možné plastové nebo ocelové (nerezová ocel nebo klasická ocel s pozinkováním) a průměr válečku je 40 mm. Délky jsou závislé na provedení, nejkratší délka je 100 mm a nejdelší 600 mm v plastovém provedení, respektive 1000 mm v ocelovém provedení.

Při návrhu budu vycházet použití dráhy a samotných válečků při teplotách od 5°C do 40°C a v neagresivním prostředí.

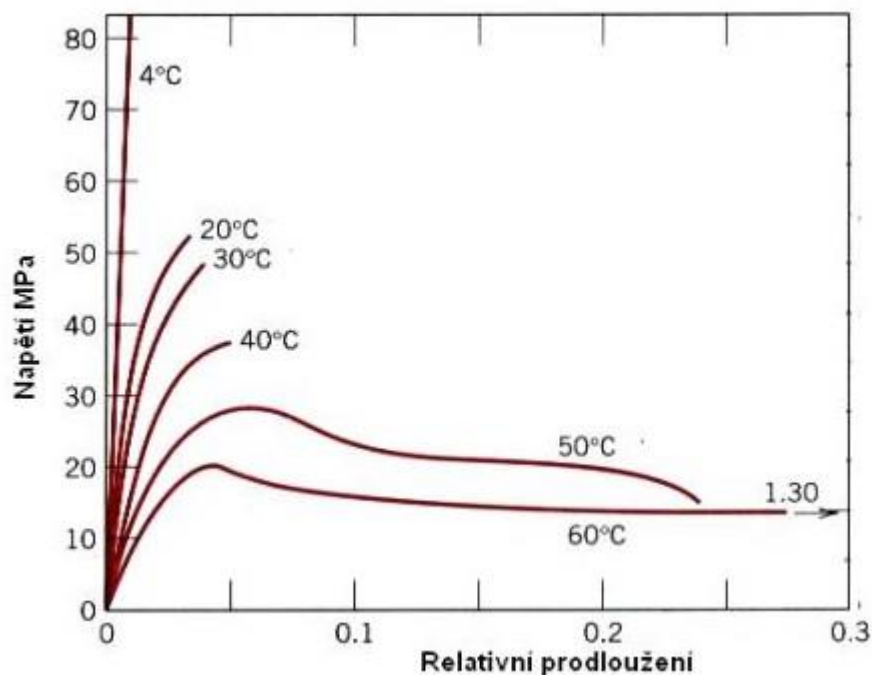
6.1. Volba materiálu válečku

Volba použitého materiálu válečku je závislá na mnoha faktorech. Kromě mechanických vlastností, měrné hmotnosti a stálosti mechanických vlastností se zvyšující se teplotou, je vhodné přihlížet také k pořizovací ceně a dostupnosti polotovaru.

6.1.1. Plastové trubky

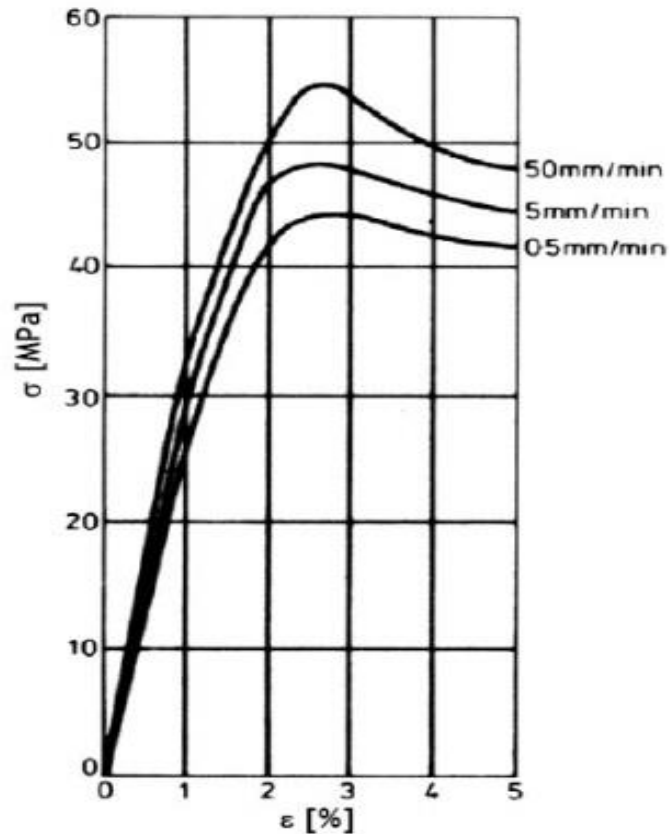
Z plastových polotovarů jsou vhodné pouze trubky určitých rozměrů. Důležitý je vnější průměr 40 mm a pokud možno co největší vnitřní průměr tyče kvůli pouzdru s ložisky.

Mezi největší nevýhody plastů patří silná závislost mechanických vlastností na okolní teplotě a rychlosti zatěžování.



Obrázek 20 Závislost mechanických vlastností polymerů na teplotě [20]

Na obr.12 je znázorněna závislost mechanických vlastností v závislosti na teplotě, v tomto konkrétním případě napětí a relativního prodloužení. S rostoucí teplotou k 50°C výrazným způsobem klesá mez kluzu a k deformacím dochází při podstatně nižším zatížení než při pokojové teplotě. Naopak s klesající teplotou blížící se k 0°C se polymery stávají křehké.



Obrázek 21 Závislost mechanických vlastností v závislosti na rychlosti deformace [21]

Mechanické vlastnosti polymerů jsou závislé kromě teploty okolního prostředí taktéž na rychlosti deformace. S rostoucí rychlostí deformace paradoxně roste i mez kluzu.

6.1.1.1. PP

Polypropylen je dostupný v rozměru 40 x 15 mm. Jedná se o výborně obrobitelný plast, má vysokou rázovou houževnatost, vysokou odolnost vůči chemikáliím a je lehký. Jeho nevýhodou je nízká pevnost v tahu $R_m = 30 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.

6.1.1.2. PA

Mechanické vlastnosti polyamidu jsou srovnatelné s polypropylenem. Jeho obrobitelnost je však mírně horší v porovnání s předchozím plastem. Trubky jsou dostupné v rozměru 40 x 20 mm.

6.1.1.3. POM

Polyoxymethylen je poslední z uvažovaných dostupných plastových trubek. Vyrábí se v rozměrech 40 x 20 mm a 40 x 30 mm. Má výborné mechanické vlastnosti, pevnost v tahu $R_m = 60 \text{ N.mm}^{-2}$, a výbornou obrobitelnost. Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady a nevhodné barevné provedení – dodává se výhradně v bílém provedení.

6.1.1.4. Porovnání plastových trubek

Nejlepší mechanické vlastnosti z výše zmíněných provedení plastových trubek má POM-C, vyniká taktéž nejnižší měrnou hmotností, která je ale zapříčiněna nejmenší tloušťkou stěny v porovnání s ostatními.

Tabulka 1 Měrné hmotnosti plastových trubek [22]

Materiál a rozměr	Měrná hmotnost [kg/m]
PP 40x15	1,07
PA 40x20	1,23
POM-C 40x30	0,99

6.1.2. Ocelové trubky

U ocelových trubek je problematictější dostupnost průměru 40 mm. V nejvyšší míře jsou dostupné trubky o průměru 38 mm a 42,4 mm. V porovnání s plastovými trubkami zde odpadá problematika závislosti mechanických vlastností na teplotě.

6.1.2.1. Ocel S235JRH (1.0039)

V porovnání s plasty má několikanásobně lepší mechanické vlastnosti. Vyrábí se v rozměrech 40 x 2 mm a 40 x 3 mm. Jako nevýhoda je potřebná povrchová úprava po případném obrábění.

6.1.2.2. Nerezová ocel AISI 304 (1.4301)

Z velmi dobře známé nerezové oceli AISI 304 jsou trubky o průměru 40 mm vyráběny s tloušťkou stěny 1,5, 2 a 3 mm a dodávají se v popuštěném nebo nepopuštěném stavu. Tato nerezová ocel má velmi dobré mechanické vlastnosti, mez pevnosti $R_m=510 \text{ N.mm}^{-2}$ a mez kluzu $R_p=205 \text{ N.mm}^{-2}$.

6.1.2.3. Porovnání ocelových trubek

Z porovnání dostupných trubek v požadovaných rozměrech vyplynulo, že nejlepší mechanické vlastnosti a nejnižší měrnou hmotnost má trubka z nerezové oceli AISI 304 o rozměrech 40 x 1.5 mm. Pořizovací náklady nerezové trubky jsou přibližně o 1/3 dražší v porovnání s trubkou z klasické oceli.

Tabulka 2 Měrné hmotnosti ocelových trubek [23]

Materiál a rozměr	Měrná hmotnost [kg/m]
S235JRH 40 x 3	2,82
AISI 304 40x1.5	1,45
AISI 304 40x2	1,91
AISI 304 40x3	2,79

6.1.3. Trubky ze slitin hliníku

Poskytují nejlepší kompromis mezi měrnou hmotností a mechanickými vlastnostmi. Jsou dobře obrobitelné a dostupné v širokém spektru rozměrů. Výhodou jsou i relativně nízké pořizovací náklady.

6.1.3.1. EN 573-3 AW 6060 T66

Nejdostupnější trubky ze slitin hliníku jsou vyráběny z EN 573-3 AW 6060 T66. Použitelné rozměry v tomto případě jsou 40 x 36 mm a 40 x 34 mm.

Materiál se vyznačuje chemickou stálostí, je vhodný pro potravinářský průmysl. Velmi dobře obrobitelný, tvařitelný, leštitelný. Lze svařovat a je eloxovatelný.

Tabulka 3 Měrné hmotnosti trubek z hliníkových slitin [24]

Materiál a rozměr	Měrná hmotnost [kg/m]
EN 573-3 AW 6060 40x2	0,66
EN 573-3 AW 6060 40x2.5	0,79
EN 573-3 AW 6060 40x3	0,95

6.1.4. Porovnání materiálů

Každý z materiálů má v mém použití výhody a nevýhody. Plastové trubky jsou poměrně levné, ale mají špatné mechanické vlastnosti, které se po překročení 50 °C stávají ještě horšími. Ocelové trubky vynikají svými mechanickými vlastnostmi, ale mají příliš vysokou měrnou hmotnost, která je pro válečkové dopravníky bez pohonu důležitá.

Trubky z hliníkových slitin se zdají být jako vhodným kompromisem. Nabízejí slušné mechanické vlastnosti a disponují velmi nízkou měrnou hmotností.

6.2. Vlastní návrhy uložení

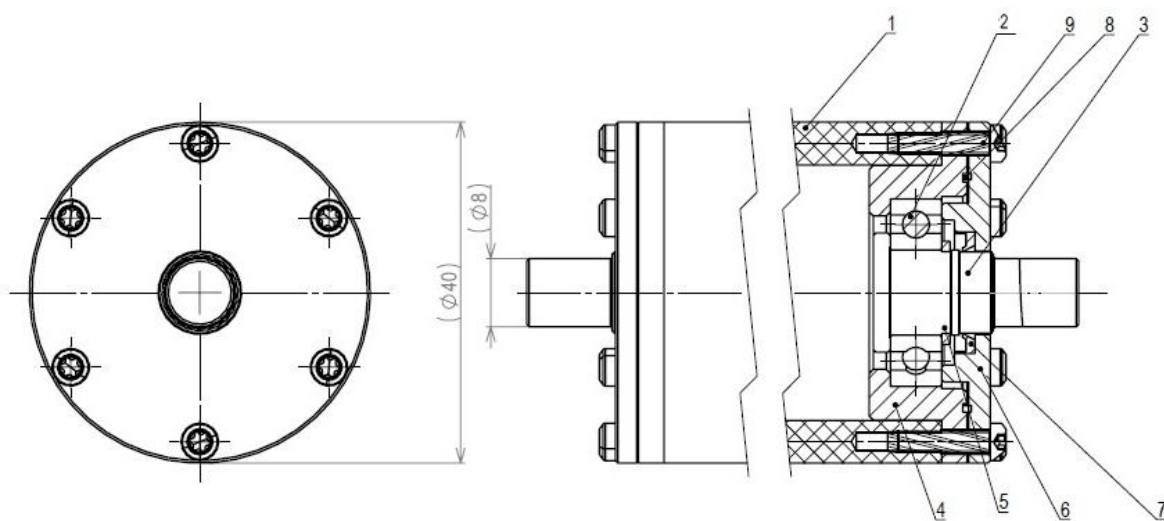
Prvotní myšlenkou bylo vytvořit uložení na principu zalisování pouzdra s ložiskem přímo do neobrobené trubky. Tato myšlenka bohužel ztroskotala na skutečnosti, že vnitřní průměr běžně dostupných polotovarů trubek je vyráběn s poměrně velkou tolerancí v řádu desetin milimetrů, což v žádném případě neumožňuje ani uložení s mírnou vůlí, natož nemůže být vůbec uvažováno nad lisováním. Příliš velká tolerance vnitřního průměru je způsobena tím, že je dána součtem tolerance vnějšího průměru a dvou tloušťek (výchozí rozměry trubek jsou vždy vnější průměr a tloušťka). Tento problém by se dal samozřejmě řešit zakázkovou výrobou trubek s přesným vnitřním průměrem, avšak finanční návratnost tento způsob řešení předurčuje pouze pro vysokou až velmi vysokou produkci.

Z těchto důvodů bylo třeba vymyslet řešení, které bude dávat smysl především z ekonomického hlediska. Proto se v následujících návrzích například nevyskytuje uložení, které by předpokládalo lisování pouzdra do trubky – tento druh uložení je finančně náročný a u delších válečků může představovat technologické komplikace.

Další neznámou, kterou bylo třeba navrhnout, je způsob zachycení reakcí od ložisek. Tato problematika se dá v tomto případě řešit dvěma způsoby. Prvním způsobem je osa procházející skrz válec, druhým způsobem je dvojice čepů. Každé z řešení má určité výhody i nevýhody.

6.2.1. Varianta s plastovou trubicí

První návrh je s použitím trubky z POMu, do které by se šroubovalo pouzdro společně s krytkou a těsněním. Tento způsob řešení by byl vzhledem k materiálu trubky použitelný do teplot maximálně 40°C, po překročení této teploty by došlo k citelné snížení únosnosti.



Obrázek 22 Varianta s plastovou trubicí

Tabulka 4 Kusovník varianty s plastovou trubkou

Položka	Název dílu	Množství
1	Trubka z POMu	1
2	Kuličkové ložisko 61900-2RZ	2
3	Čep	2
4	Pouzdro	2
5	Pojistný kroužek DIN 471 - 10x1	2
6	Krytka	2
7	Gufero 3621	2
8	Ploché těsnění	2
9	Šroub do termoplastů BN 20173 25x12	12

Axiální posun čepu je zajištěn pomocí pojistného kroužku a axiální posun v pouzdru je pojištěn krytkou, která se šroubuje na do čela trubky. Mezi krytkou a pouzdrém je vloženo těsnění, které není z obrázku patrné. V prostoru mezi krytkou a čepem je těsnící kroužek zabráňující vniku nečistot. Pouzdro společně s krytkou je přišroubováno pomocí šestice závitořezných šroubů do termoplastů.

Mezi hlavní výhody toho řešení se řadí především možnost vyrábět pouzdra a krytky na vstřikolisu (u malosériové výroby nevhodné kvůli finanční nákladnosti forem), a také samotný polotovár – používal by se neobrobený.

Tento typ řešení má bohužel spoustu nevýhod, tou nejméně zásadní je vyšší počet komponent, z čehož plyne delší doba montáže. Hlavní nevýhodou mimo použití do určité teploty je problém s vrtáním děr do trubky, do kterých se šroubují závitořezné šrouby do termoplastů. Tato nevýhoda by se dala částečně eliminovat vhodným přípravkem, ale i tak by se jednalo o časově náročný proces. Hlavní a zásadní nevýhodou je šroubový spoj – šroubované plasty mívají zpravidla problém s časovou stálostí šroubovaného spoje.

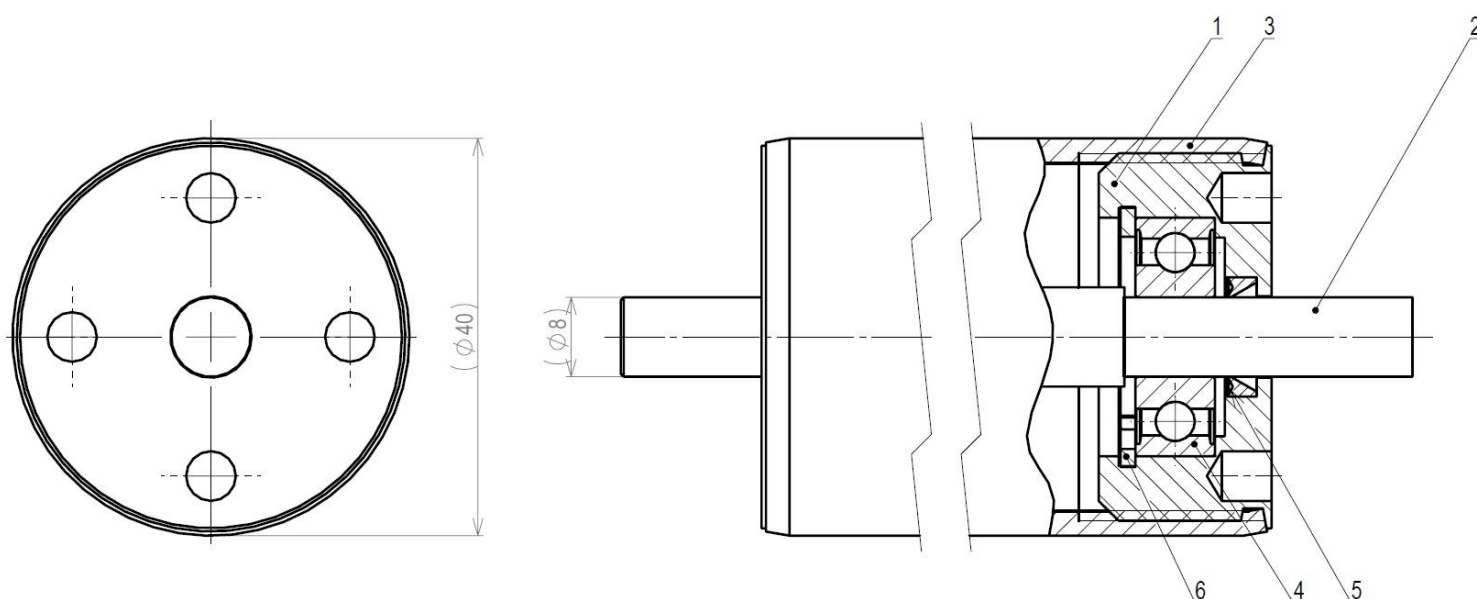
Další nevýhodou 2 čepového provedení je vychýlení vnitřního kroužku ložiska vůči vnějšímu kroužku ložiska, které by vznikalo při zatížení. Tento problém by se dal vyřešit dvěma způsoby – dvojicí ložisek na každém z čepu nebo jiným druhem ložiska. Vzniklá nesouosost by citelně snížila životnost takového válečku a mimo jiné by také došlo ke zvýšení hlučnosti. Výrobci ložisek dovolují u kuličkových ložisek nesouosost 2 až 10 úhlových minut [25], což by v tomto případě pokrylo maximálně výrobní nepřesnosti.

Tento způsob řešení je vzhledem ke zmíněným nevýhodám nevhodný. V případě realizace s použitím průchozí osy místo dvou samostatných čepů a použitím kovových materiálů, by se však jednalo o použitelné řešení.

6.2.2. Varianta s průchozí osou – kombinace závitu a kovotlačení

Další návrh vychází za předpokladu použití trubky z hliníkové slitiny. Do trubky by se vyřízнул závit a následně se do ní zašroubovalo pouzdro společně s ložiskem a pojistnými kroužky. Možný axiální posun by byl zajištěn uzavřením konce trubky kovotlačením. Osa je v tomto případě s mírnou axiální vůlí.

Tento způsob řešení, především umístění závitu na vnitřním průměru trubky, výborně kompenzuje toleranční pole vnitřního průměru trubky. Malý průměr závitu M36x1,5 pro nás v tomto případě nehraje roli - bude závislý na vnitřním průměru trubky. Z obrázku je patrné, že závit nebude namáhán v ose, proto je daný způsob řešení, kdy bude dostačující kosmetický závit, akceptovatelný.



Obrázek 23 Varianta s průchozí osou - kombinace závitu a kovotlačení

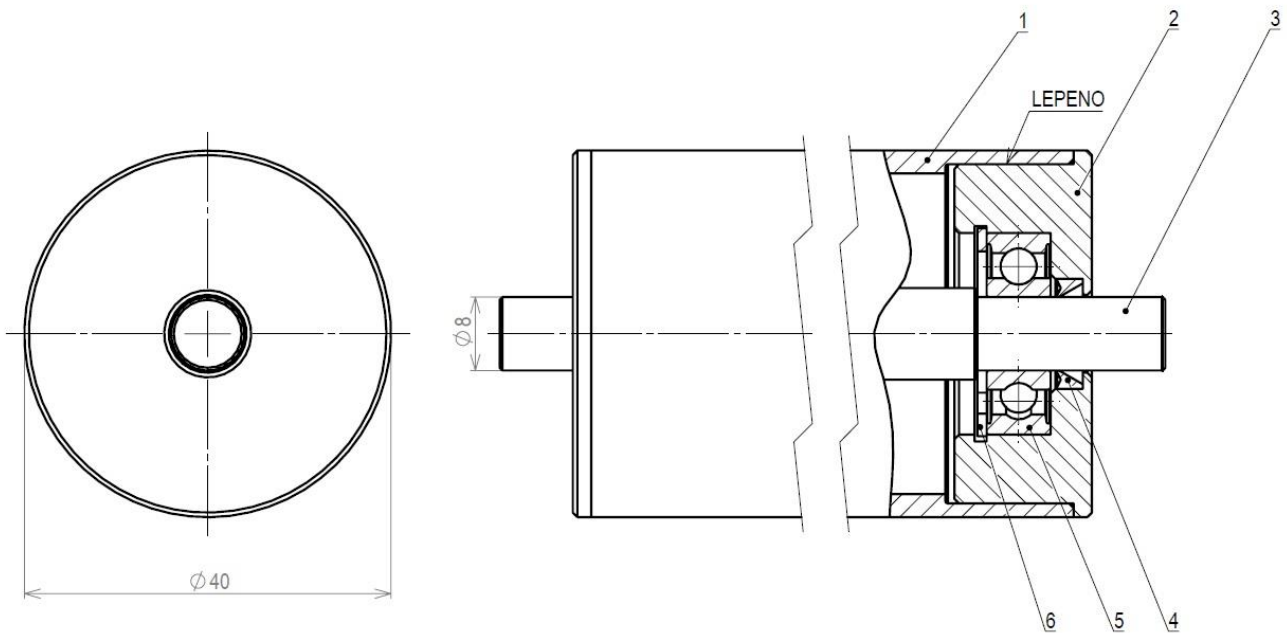
Tabulka 5 Kusovník varianty s průchozí osou - kombinace závitu a kovotlačení

Položka	Název dílu	Množství
1	Pouzdro	2
2	Hřídel	1
3	Trubka z hliníkové slitiny 40x2,5 mm	1
4	Ložisko 628	2
5	Těsnící kroužek 8x12x3	2
6	Pojistný kroužek DIN 472 - 25x1,5	2

Největším rizikem tohoto způsobu uložení je axiální pojištění pouzdra technologií kovotlačení, která je riziková z hlediska ladění výroby. Pro různé materiály a různé tloušťky jsou potřebné různé nástroje a technologické postupy.

6.2.3. Finální varianta uložení válečku

Finální varianta uložení uvažuje použití částečně obrobené trubky z hliníkové slitiny. Uložení pouzdra a trubky bude s mírnou vůlí, zajištění vůči vzájemnému pohybu bude dosaženo dvousložkovým epoxidovým lepidlem. Povrch obrobené trubky bude eloxován, čímž bude chráněn proti oxidaci povrchu a zároveň se na povrchu vytvoří tvrdá vrstva, která bude váleček chránit před oděrky.



Obrázek 24 Finální varianta uložení válečku

Tabulka 6 Kusovník finální varianty uložení válečku

Položka	Název dílu	Množství
1	Trubka z hliníkové slitiny 40x2,5 mm	1
2	Pouzdro	2
3	Osa	1
4	Těsnící kroužek 8x12x3	2
5	Ložisko SKF 608	2
6	Pojistný kroužek DIN 472 - 22 x 1	2

6.3. Ložiska

Volba velikosti ložiska vychází ze základní statické únosnosti C_0 , která musí být rovna nebo větší ekvivalentnímu statickému zatížení, v našem případě 500 N. Vzhledem k otáčkám, velikosti a druhu zatížení, se jako jediná vhodná hodí ložiska jednořadá kuličková.

6.4. Pouzdro ložiska

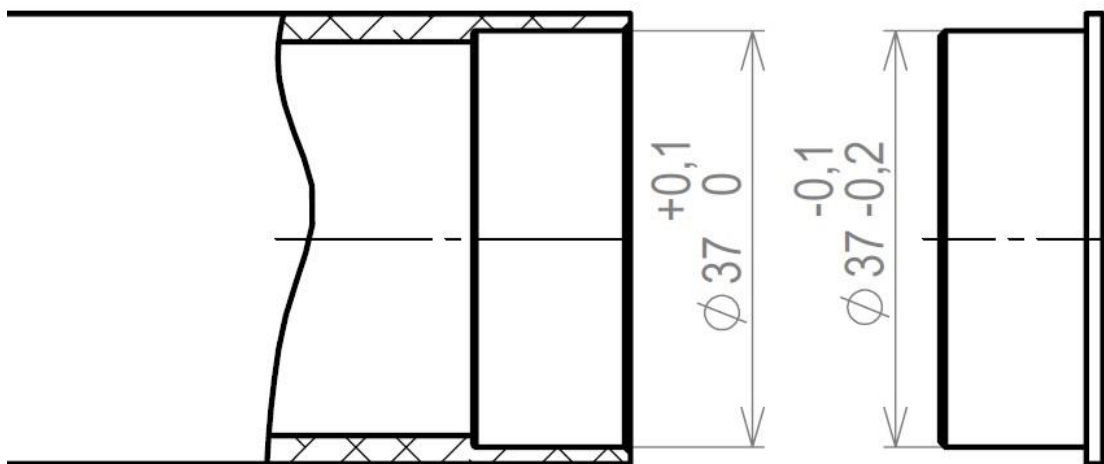
Vzhledem k uvažování malosériové výroby bylo pouzdro ložiska navrhováno tak, aby bylo bezproblémově vyrobitelné třískovým obráběním. Vzhledem k tomu, že pouzdro rotuje společně s válečkem, musel být brán ohled také na hmotnost, z čehož plynulo použití běžně dostupného materiálu EN 573-3 AW 6063 T66. Jako polotovar je vhodná tyč o průměru 40 mm.

6.5. Návrh uložení lepeného spoje

Uložení pouzdra ve válci je potřebné navrhnout s ohledem na lepení pomocí dvousložkového epoxidového lepidla. Při tomto návrhu jsem uvažoval minimální vůli v uložení $v_{\min}=0,1$ mm a maximální vůli $v_{\max}=0,3$ mm. Nominální průměr osazení ve válci je 37 mm.

Navržené uložení:

- průměr osazení ve válci - $\varnothing D = 37^{+0,1}_0$ mm
- vnější průměr pouzdra - $\varnothing d = 37^{-0,1}_{-0,2}$ mm



Obrázek 25 Uložení pouzdra ve válci

6.6. Návrh upevňovací lišty

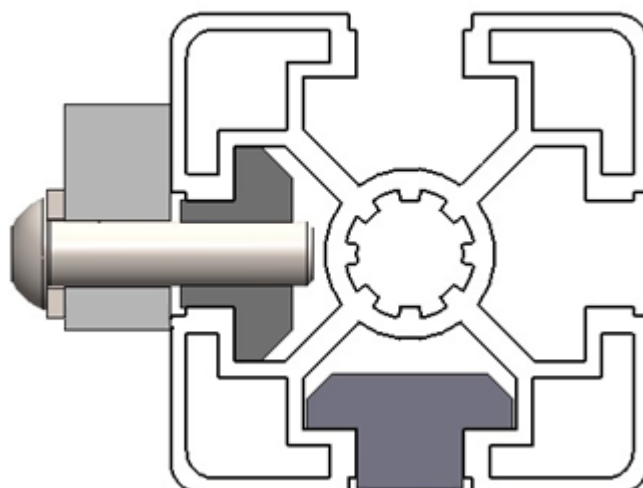
Při návrhu upevňovací lišty jsem vycházel z následujících požadavků – nízké výrobní náklady, rychlá montáž samotné lišty, instalace válečků do lišty a jednoduchá výroba. A samozřejmě modulárnost, tj. kombinace lišt s roztečí 50 mm a 100 mm. Polotovar pro tuto lištu je čtyřhranná tyč o průřezu 20 x 10 mm a z materiálu S235JR (1.0038).



Obrázek 26 Upevňovací lišta

Uchycení ke konstrukci z hliníkových profilů je prostřednictvím matice pro T drážky, která je vložena v drážce profilu, a šroubu M6x25 s hlavou s vnitřním šestihranem.

Rozteč děr pro přichycení k rámu je shodná s roztečí válečků. Z čehož plyne zásadní nedostatek – srovnání matic v T drážce do každé osy díry lišty bude velmi časově náročné. Mezi další nevýhodu matic pro T drážky se řadí systém vložení – kvůli rozměrové náročnosti se musí vkládat čelem profilu, což může představovat značnou komplikaci například v případě nutnosti navýšit počet těchto matek, ale konstrukce dopravníku je již dostavěná.



Obrázek 27 Uchycení upevňovací lišty k nosné konstrukci

Jako řešení lze navrhnout menší četnost těchto spojů, ale vzhledem k možné zatížitelnosti jednotlivých válečků by docházelo k překročení dovoleného napětí ve stykových plochách.



Obrázek 28 Pohled na přípevněnou lištu

7. Pevnostní kontrola

Sestava válečku má několik kritických míst, které je třeba ověřit analytickou metodou, případně metodou konečných prvků. Vzhledem k použitému materiálu a poměrně malým rozměrům hrozí otláčení osy v lepším případě od lišty, ve které je umístěn, nebo v horším případě od ložiska. Kromě otláčení je taktéž třeba zkontrolovat maximální ohybové napětí a trvanlivost použitých kuličkových ložisek.

7.1. Kontrola trvanlivosti ložiska

- Základní trvanlivost ložiska dle ISO 281:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4)$$

- Přepočítání trvanlivosti na provozní hodiny:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad (5)$$

L_{10} – základní trvanlivost (při spolehlivosti 90%) [miliony otáček]

L_{10h} – základní trvanlivost (při spolehlivosti 90%) [miliony hodin]

C – základní dynamická únosnost [kN]

P – ekvivalent dynamického zatížení ložiska [kN]

n – otáčky [1/min]

p – exponent rovnice trvanlivosti (=3 pro kuličková ložiska)

Použité ložisko od společnosti SKF 608 o vnějším průměru 22 mm a šířce 7 mm disponuje základní dynamickou únosností $C = 3,45$ kN.

Ekvivalentní dynamické zatížení uvažuji jako maximální přípustné zatížení válečku v případě kdy by jej zachytávalo pouze jedno ložisko, tedy $P = 500$ N.

$$L_{10} = \left(\frac{3,45}{0,5}\right)^3 = 328,5 \text{ milion otáček} \quad (6)$$

Výsledná hodnota je 328,5 milionu otáček. Přepočítání na hodiny provedu za předpokladu konstantních otáček válce, i když se v tomto případě válec nebude točit konstantní rychlostí. Čistě teoreticky pro výpočet uvažuji maximální rychlost po povrchu dopravníku 3 m/s, z čehož lze odvodit otáčky válečku.

Obvod válečku

$$o = 2\pi r = 2\pi * 20 = 125,7 \text{ mm} = 0,1257 \text{ m} \quad (7)$$

A následně otáčky za vteřinu, resp. za minut

$$n_s = \frac{v}{o} = \frac{3}{0,1257} = 23,9 \text{ ot./s}$$

$$n = n_s * 60 = 23,9 * 60 = 1434 \text{ ot./min} \quad (8)$$

Trvanlivost v provozních hodinách je:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 1434} 328,5 = 3818 \text{ milion hodin} \quad (9)$$

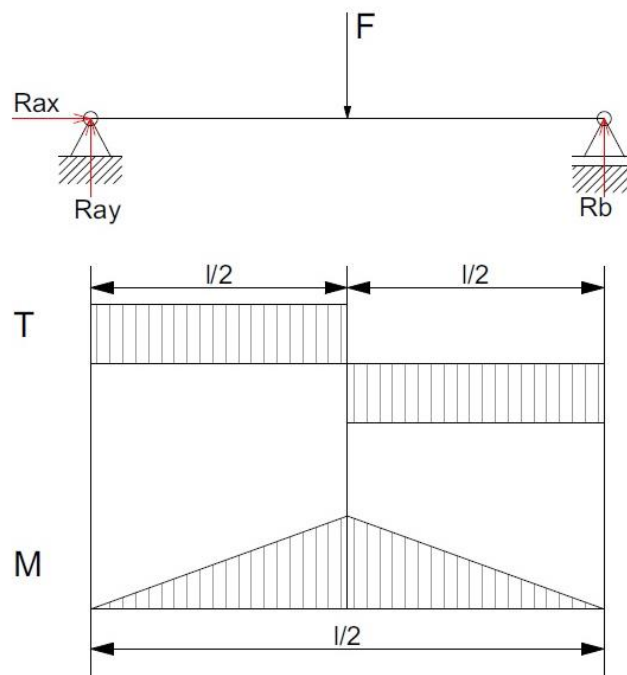
Z výsledku je patrné, že počet hodin při 90% spolehlivosti dosahuje desítek let. Do trvanlivosti ložisek vnáší velkou neznámou způsob zatěžování, kterou nelze matematicky vyjádřit. Válečky se nebudou otáčet konstantní rychlostí tak jak je uvažováno ve výpočtu, ale budou neustále zrychlovat a zpomalovat v závislosti na užití, sklonu dráhy a dalších parametrech. Taktéž rychlost otáčení je velkou neznámou – byla určena na základě odhadu.

7.2. Kontrola na ohyb válce

Válec bude namáhán od přepravovaného kusového materiálu na ohyb. Při pevnostní kontrole uvažují maximální možné zatížení 50 kg.

7.2.1. Analytická kontrola

Zatížení jsem uvažoval jako osamocenou sílu v místě vyvolující nejvyšší ohybový moment. Tomuto místu odpovídá vzdálenost poloviny celkové délky od jedné z podpěr. Ve výpočtu jsem neuvažoval osazení ve válci.



Obrázek 29 Schéma uvolnění analytické metody včetně průběhu momentů a posouvajících sil

- Výpočet zatěžující síly:

$$F = m * g = 50 * 9,81 = 490,5 \text{ N} \quad (10)$$

Pro přehlednost ve výpočtech budu uvažovat zatížení $F = 500 \text{ N}$.

- Výpočet reakcí uložení:

$$\sum F_Y: R_{AY} + R_B - F = 0$$

$$\sum F_X: R_{AX} = 0$$

$$\sum M_B: R_{AY} * l - F * \frac{l}{2} = 0 \rightarrow R_{AY} = \frac{F}{2} = 250 \text{ N}$$

$$R_B = F - R_{AY} = 500 - 250 = 250 \text{ N} = R_{AY} \quad (11)$$

- Maximální ohybový moment tedy je:

$$M_{OMAX} = R_{AY} * \frac{l}{2} \quad (12)$$

Při výpočtu maximálního ohybového momentu uvažuji nejdelší možnou délku válce $l = 1000 \text{ mm}$.

Po dosažení délky je maximální ohybový moment roven:

$$M_{OMAX} = 250 * \frac{1000}{2} = 125000 \text{ Nmm}$$

- Maximální ohybové napětí je rovno:

$$\sigma_{OMAX} = \frac{M_{OMAX}}{W_O} \quad (13)$$

W_O = modul průřezu v ohybu [mm^3]

- Modul průřezu v ohybu mezikružní:

$$W_O = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \quad (14)$$

D = vnější průměr válce

d = vnitřní průměr válce

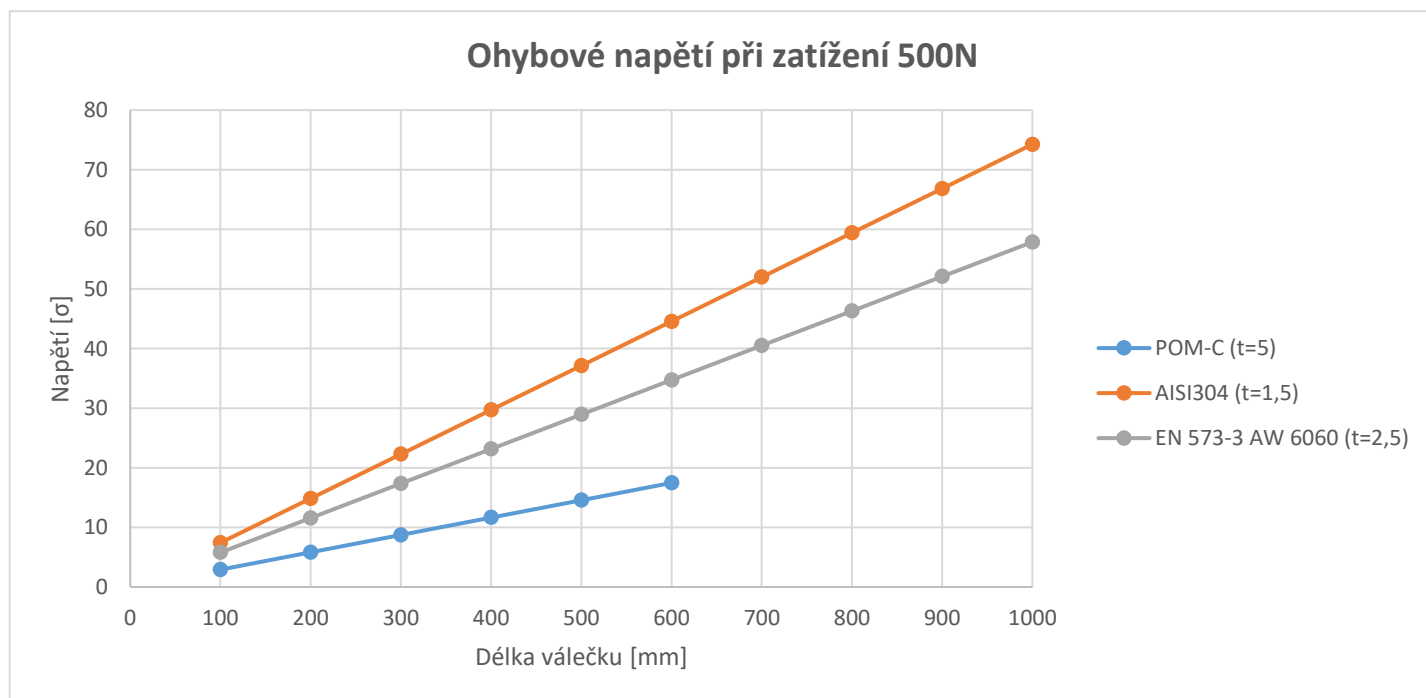
Po dosažení přikládám tabulku s vypočítanými hodnotami všech uvažovaných materiálů.

Tabulka 7 Ohybové napětí při zatížení 500 N

Ohybové napětí při zatížení 500 N [N.mm ⁻²]			
Délka válce [mm]	Materiály		
	POM-C	AISI 304	AW 6060
100	2,91	7,43	5,79
200	5,82	14,85	11,57
300	8,73	22,28	17,36
400	11,64	29,70	23,15
500	14,55	37,13	28,94
600	17,46	44,56	34,72
700	-	51,98	40,51
800	-	59,41	46,30
900	-	66,83	52,08
1000	-	74,26	57,87

Maximální ohybové napětí u materiálu POM-C je 17,46 N.mm⁻². V porovnání s ostatními materiály se jedná o nejnižší hodnotu, které je však dosaženo díky tloušťce stěny, která je 5 mm. Dovolené ohybové napětí u tohoto materiálu je 80 N.mm⁻².

Nerezová ocel AISI 304 o délce 1000 mm je namáhána ohybovým napětím 74,26 N.mm⁻² a její maximální dovolené ohybové napětí je 205 N.mm⁻², z čehož plyne vyhovující bezpečnost $k=2,76$.



Obrázek 30 Průběh ohybového napětí při zatížení 500 N

Pro nosník na dvou podporách zatíženého osamělou silou uprostřed nosníku platí známý vztah pro průhyb:

$$u = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_X} \quad (15)$$

u = průhyb [mm]

l = délka nosníku (válece) [mm]

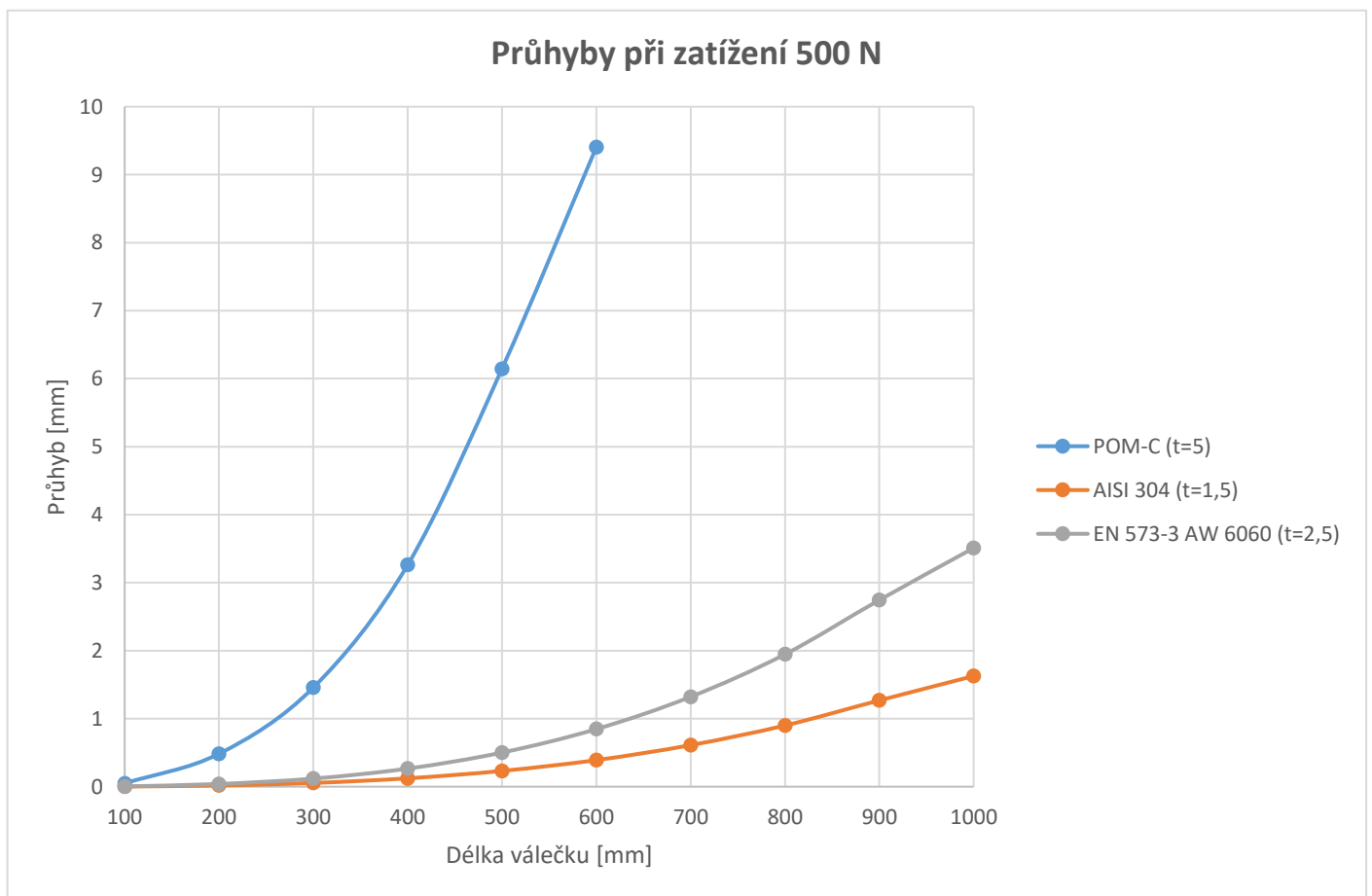
F = zatěžující síla [N]

E = modul pružnosti v tahu [MPa]

J_X = kvadratický moment průřezu [mm⁴]

- Kvadratický moment průřezu pro mezikružší:

$$J_X = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \quad (16)$$



Obrázek 31 Závislost průhybu při zatížení 500 N na délce válce

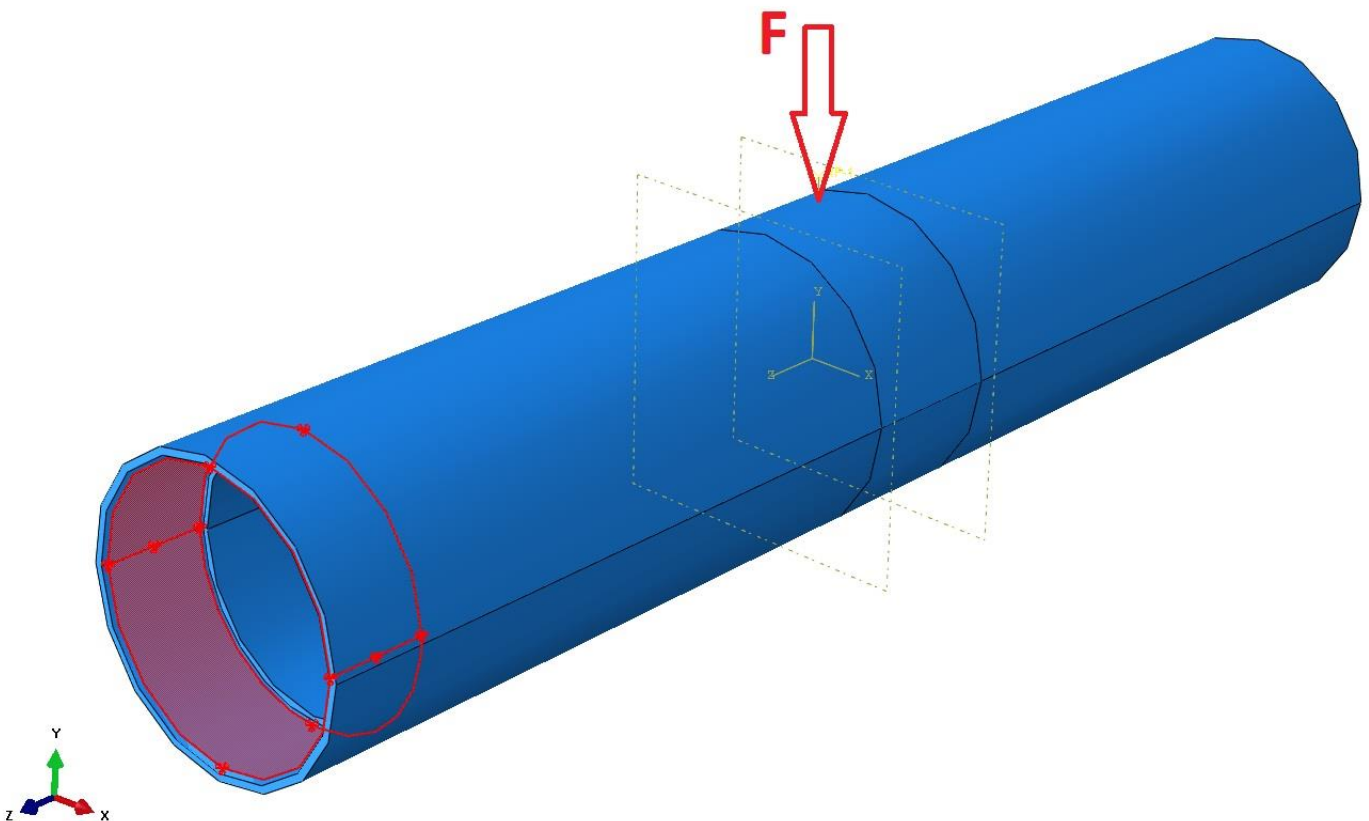
Z grafu průhybu v závislosti na délce válce při zatížení 500 N je asi nejzajímavější porovnání průhybů nerezové oceli AISI 304 a hliníkové slitiny EN 573-3 AW 6060, u nichž výraznější rozdíl v průhybu nastal až od délky 800 mm.

U materiálu POM-C jsem průhyb vypočítal do délky 600 mm, dále to již nemělo smysl. Je třeba však připomenout, že jsem všechny materiály považoval za homogenní, což by se především u materiálu POM-C při použití ve větší míře mohlo projevit.

7.2.2. Kontrola pomocí MKP

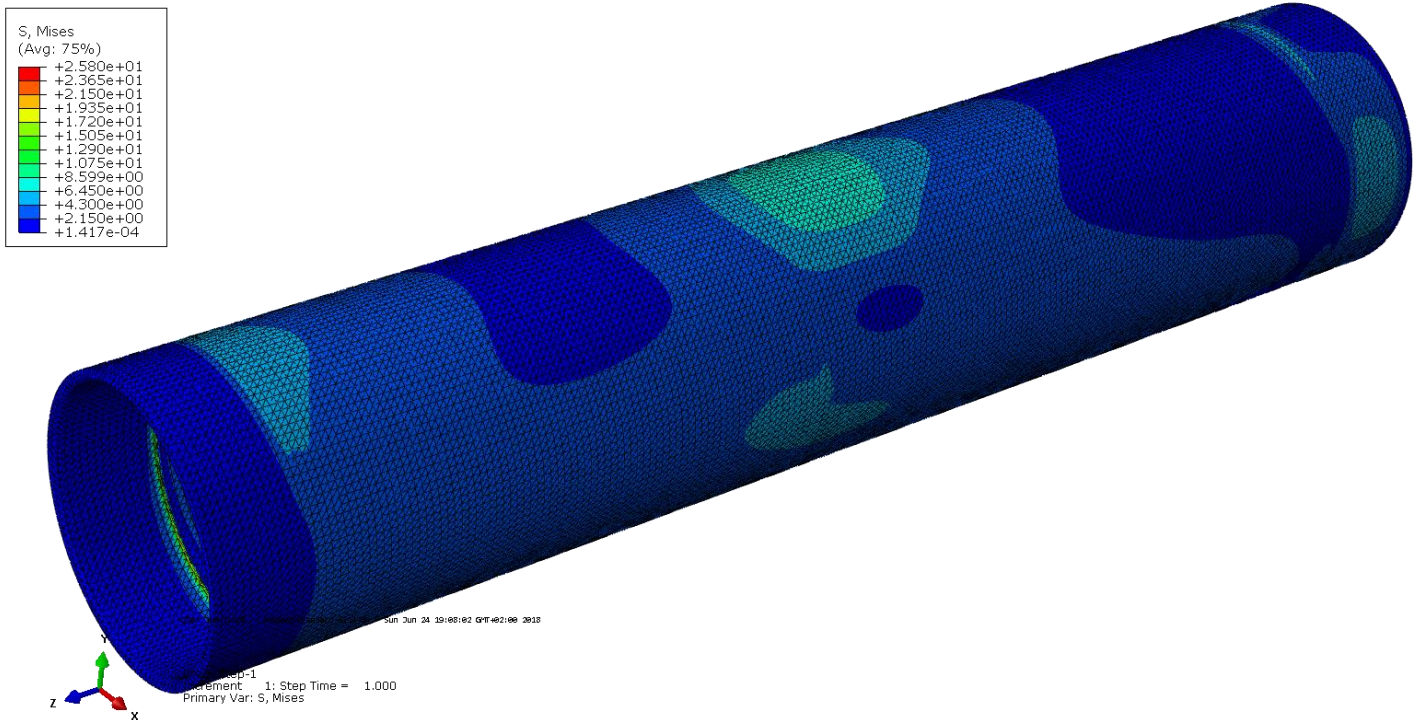
Namáhání válce jsem kontroloval pomocí metody konečných prvků za použití softwaru Abaqus. Nepředpokládám, že by se hodnoty průhybů v porovnání s analytickou metodou lišily výrazným způsobem, ale zajímá mě především napěťová špička, která bude vznikat v těsné blízkosti osazení, do kterého se vkládá pouzdro s ložiskem.

Způsob zavazbení válce je patrný z obrázku níže. Plochy v osazení jsem zajistil proti posunu v osách a zatěžující sílu kvůli napěťovým špičkám rozdistribuoval na plochu o šířce 10 milimetrů.



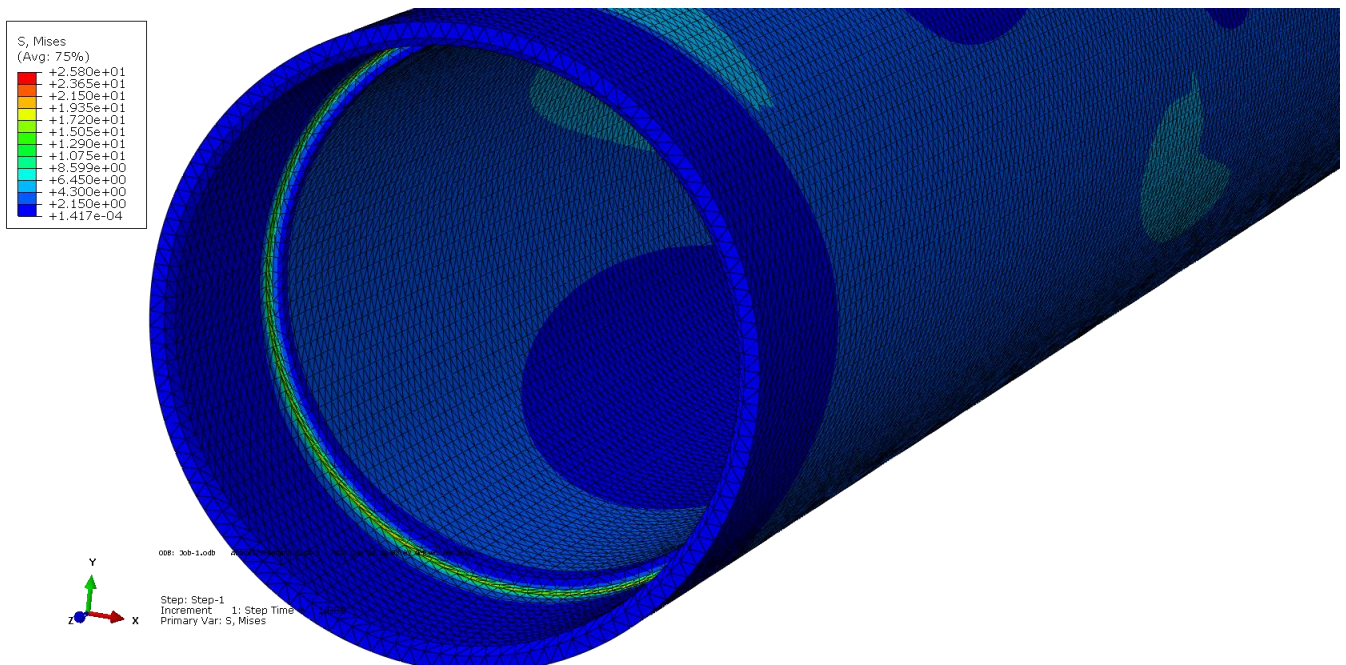
Obrázek 32 Způsob zatížení a vazby MKP modelu

Tvar elementů pro výpočet byl zvolen čtyřstěn (tetrahedron) a velikost elementu byla taková, aby v nejužším místě byly vždy alespoň 3 elementy.



Obrázek 33 Průběhy napětí zjištěný metodou MKP – délka válce 200 mm

Z obrázku průběhu napětí je patrná lokalita nejvyššího napětí. Nachází se v místě nejvyššího ohybového momentu, uprostřed válce v místě působení síly.



Obrázek 34 Napěťová špička v těsné blízkosti osazení

V porovnání s analytickou metodou se výsledek napětí liší přibližně o 2 MPa, což představuje rozdíl necelých 15%. Platilo pravidlo, že se zvyšující se délkou klesal % rozdíl mezi analytickou metodou a MKP. Kromě napěťové špičky v místě působení zatížení se

vyskytuje další v těsné blízkosti osazení. Tato napěťová špička může mít vliv na životnost válečku.

Tabulka 8 Porovnání ohybového napětí získaného analytickou metodou a pomocí MKP

Délka válečku [mm]	AW 6060	
	Analytika [N.mm ⁻²]	MKP [N.mm ⁻²]
100	5,79	7,24
200	11,57	13,42
300	17,36	18,21
400	23,15	24,12
500	28,94	29,45
600	34,72	35,31
700	40,51	40,95
800	46,30	46,89
900	52,08	52,53
1000	57,87	58,13

V tab.8 je porovnání ohybového napětí vypočítaného analytickou metodou a pomocí MKP. U kratších válců se výsledky liší ve větší míře, přibližně do 15%. U delších válců jsou výsledky téměř shodné.

Tabulka 9 Porovnání průhybů získaných analytickou metodou a pomocí MKP

Délka válečku [mm]	AW 6060	
	Analytika [mm]	MKP [mm]
100	0,004	0,009
200	0,040	0,012
300	0,119	0,201
400	0,266	0,289
500	0,502	0,541
600	0,847	0,884
700	1,322	1,345
800	1,947	1,973
900	2,745	2,764
1000	3,510	3,541

Z tab.9 jsou patrné mírné rozdíly průhybů vypočítaných analytickou metodou a výsledky získané metodou konečných prvků. Opět zde platí, že se zvyšující se délkou klesá % odchylka těchto hodnot. Největší průhyb je u válečku o délce 1000 mm a je roven 3,51 mm, resp. 3,54 mm.

7.3. Kontrola namáhání osy

Osa bude namáhána na ohyb a především tlakem ve stykových plochách uložení. Ohybové napětí bude vzhledem k uložení malé, tlak ve stykových plochách bude naopak velmi vysoký.

Návrh konstrukce je uzpůsoben tak, aby mezi nosnou konstrukcí a samotnými válci byla co nejmenší mezera. Ta je dána právě minimální délkou, kterou musí být válec uložen v nosné liště.

Rovnice pro výpočet tlaku ve stykových plochách je:

$$p = \frac{F}{S_p} \leq p_D \quad (17)$$

p – tlak ve stykových plochách [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

F – zatěžující síla [N]

S_p – průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly [mm^2]

p_D – dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$]

Pro zatížení jsem předpokládal maximální zatížení 50 kg a umístění zatížení na hraně válce.

Výpočet průmětu stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatížení se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$S_p = d * l \quad (18)$$

d – průměr osy [mm]

l – délka uložení [mm]

Z rovnice (17) lze odvodit potřebná minimální plocha při dovoleném tlakovém napětí $p_D=10$ MPa [26] následujícím způsobem:

$$S_p = \frac{F}{p_D} \quad (19)$$

Síla F je součet maximálního přípustného zatížení odpovídající 50kg, tj. přibližně 491N, a hmotnosti trubky z hliníkové slitiny EN 573-3 AW6060 o délce 1 metru a rozměrech 40x2.5mm, čemuž dle tab.3 odpovídá přibližná hmotnost 0,79kg (7,7N). Hmotnost pouzder s ložisky považuji v porovnání s maximálním přípustným zatížením za zanedbatelné.

$$S_p = \frac{491+7,7}{10} = 49,87 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

Ze vztahu výše vyšla minimální velikost průmětu stykové plochy 49,87 mm². Délku uložení následně určíme ze vztahu (18).

$$l = \frac{S_p}{d} = \frac{49,87}{8} = 6,23 \text{ mm} \quad (21)$$

Minimální potřebná délka uložení pro dovolený tlak ve stykových plochách $p_D=10 \text{ N.mm}^{-2}$ je 6,23 mm.

Dovolený tlak ve stykových plochách p_D je v tomto případě vyšší, než by bylo vhodné například u dlouhodobého zatížení. Válečkové dopravníky bez pohonu se používají zpravidla skloněné a uvažuje se tedy jen krátkodobé zatížení. Za připomenutí určitě stojí i postup určení maximálního tlaku ve stykových plochách. Uvažoval jsem maximální přípustné zatížení na hraně válce a přenos veškeré síly pomocí jen jednoho uložení (i když by to tak ve skutečnosti nebylo – vzdálenost mezi hranou válce a uložení v liště je pár jednotek milimetrů, takže z momentové rovnice by se dala určit zachycující síla v liště druhé).

7.4. Kontrola pouzdra na otláčení

Pouzdro bude namáháno na otláčení na průměru, který přichází do styku s ložiskem, a na vnějším průměru, který bude vložen do válce. Při přihlédnutí k rozměrům bude provedena kontrola pouze na otláčení od ložiska.

Pro zatížení je předpoklad maximálního možného zatížení 50 kg a přenosu jen pomocí jednoho z ložisek. Dále uvažuji vliv hmotnosti trubky o délce jednoho metru jako v předchozím případě. Materiál pouzdra je stejně jako v případě osy uvažována hliníková slitina s označením EN 573-3 AW6060. Rovnici pro výpočet tlaku ve stykových plochách (17) použijeme analogicky v tomto případě.

$$S_p = d * l \quad (22)$$

S_p – průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly [mm²]

d – vnější průměr ložiska [mm]

l – šířka ložiska [mm]

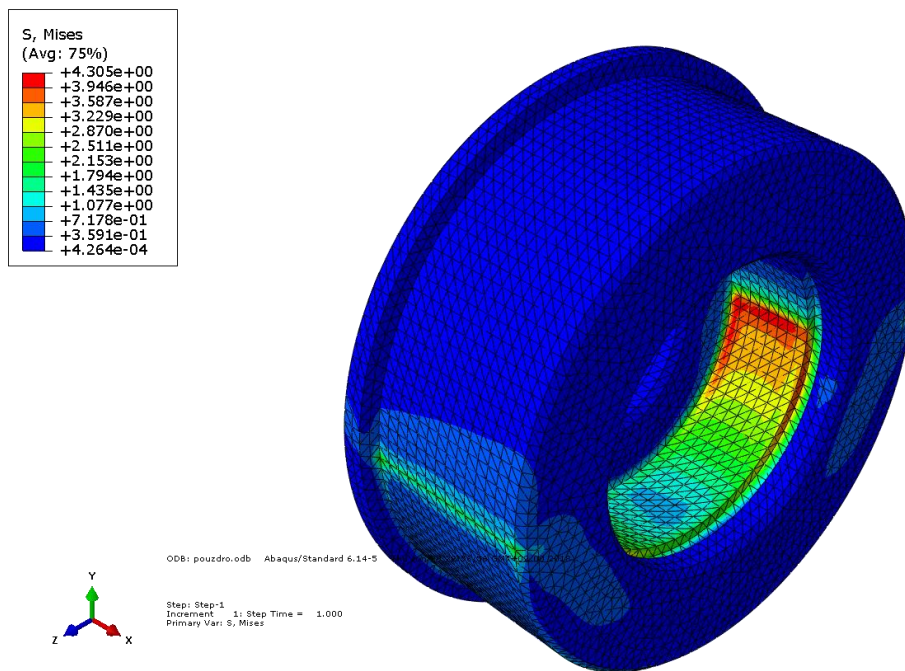
Po dosazení rozměrů ložiska:

$$S_p = 22 * 7 = 154 \text{ mm}^2$$

A následně rovnice pro tlaku ve stykových plochách (17) po dosazení průmětu ve stykové ploše:

$$p = \frac{491+7,7}{154} = 3,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (23)$$

Z výsledku vyplynulo, že napětí ve stykových plochách je dle očekávání podstatně nižší, než při kontrole namáhání osy. Při předpokládaném zatížení by tedy nemělo docházet k otlacení ložiska do pouzdra.



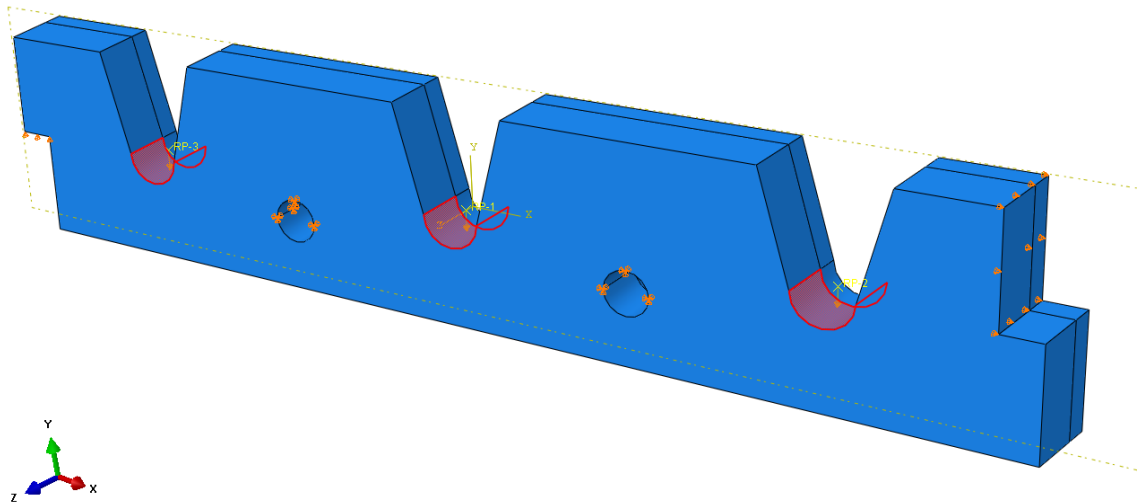
Obrázek 35 Kontrola pouzdra pomocí MKP

Pro kontrolu analytických výpočtu byla provedena kontrola pomocí MKP. Vzhledem ke konstrukci byly použity elementy typu čtyřstěny a velikost elementu 1 mm. Z výsledku je patrné, že se rozcházejí přibližně o třetinu v porovnání s analytickým výpočtem. Pomocí analytické metody bylo vypočítáno napětí ve stykové ploše $3,24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a pomocí MKP bylo zjištěno maximální napětí $4,31 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

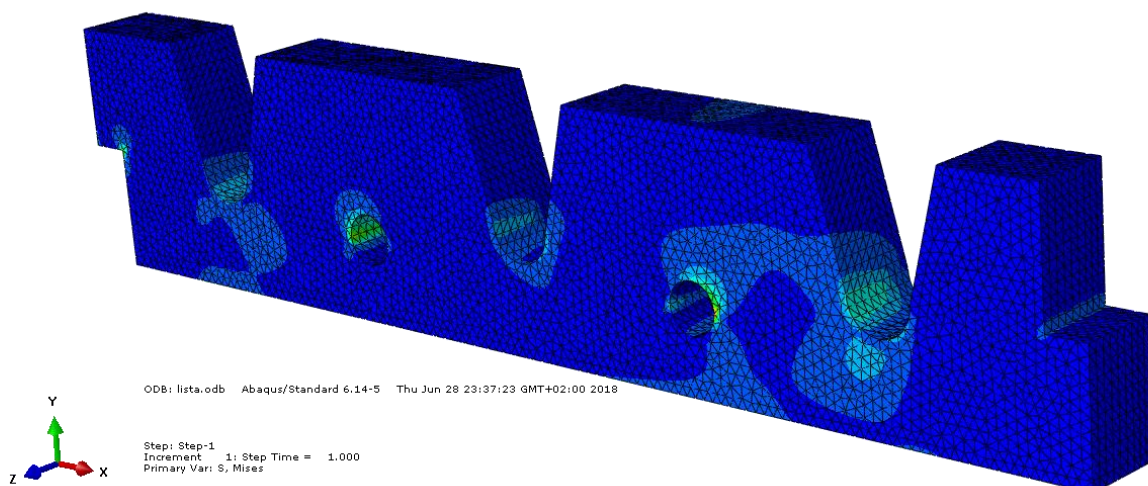
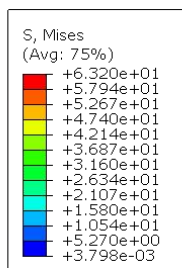
7.5. Kontrola upevňovací lišty – rozteč 50 mm

Upevňovací lišta je namáhána na otlacení a její kontrola byla provedena pomocí MKP. Pro výpočet jsem model zjednodušil kvůli náročnosti výpočtu. Na výsledek to vliv nemá – jedná se o lineární pole.

Pro zatížení jsem uvažoval minimální délku uložení osy v liště – tedy 6,23 mm a přenos veškeré tíhy plynoucí od zatížení pomocí děr pro šrouby. Opět byly použity elementy typu čtyřstěnu o velikosti 1 mm.



Obrázek 37 Kontrola upevňovací lišty pomocí MKP - vazby



Obrázek 36 Kontrola upevňovací lišty pomocí MKP

V modelu jsou patrné napěťové špičky v místě otvorů pro šrouby. Je to dáno použitím zjednodušeného MKP modelu. Ve skutečnosti po utažení šrouby vyvolají přítlak lišty k profilu a v té stykové ploše dojde k realizování přenosu síly vlivem tření mezi materiálem profilu a lišty. Normálová síla je pak osová síla šroubů. Součinitel tření je dán materiálem a stavem povrchů. Vzhledem k tomu, že tento MKP výpočet není zaměřen na šroubový spoj,

ale na tvar lišty a uložení válečku, mohou špičky v otvorech pro šrouby zanedbat. Je třeba však připomenout, že předpoklad zatížení v tomto případě byl takový, že každý z válců byl zatížen 50 kg a veškerá tíha byla přenášena pouze jednou stranou uložení. A taktéž se jednalo o nejmenší možnou rozteč 50 mm, což znamená, že na dopravníku o délce jednoho metru se mohou vyskytovat předměty o hmotnosti až 1000 kg.

Po zanedbání napěťových špiček v okolí šroubů je z výsledku MKP patrný průběh napětí v místě uložení válečku. Napětí v těchto místech nepřesahuje hodnotu $10 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, což je maximální dovolená mez pro krátkodobé zatížení.

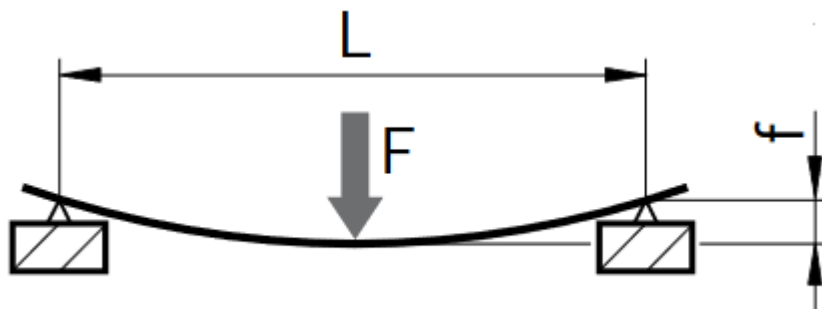
8. Nosná konstrukce

Nosná konstrukce válečkového dopravníku je řešena modulárně za použití hliníkových profilů a odpovídajících spojek. Vzhledem k výborné dostupnosti a variabilitě použití jsem uznal za vhodné použít hliníkový profil o typovém označení 45x45L a rozměrech 45 x 45 mm z materiálu EN 573-3 AW 6060 T66, který je dodáván v délkách až 6 metrů.

8.1. Určení rozteče stojin

Největší neznámá byla rozteč podpěr dráhy. Vzhledem ke skutečnosti, že jsou válečky dimenzovány na maximální zatížení 50 kg, bylo třeba zohlednit tuto skutečnost i do rozmístění stojin.

Pro analytickou metodu jsem použil vzorce pro průhyb profilu a maximální ohybové napětí od společnosti Bosch Rexroth [28].



Obrázek 38 Schéma zatížení profilu [28]

- Maximální ohybové napětí dle [28]:

$$\sigma_{Omax} = \frac{(m' \cdot g \cdot L + F) \cdot L}{4W \cdot 10^3} \quad (24)$$



m' - měrná hmotnost profilu [$\text{kg}\cdot\text{mm}^{-1}$]

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

L – délka profilu [mm]

F – zatěžující síla [N]

W – průřezový modul v ohybu [cm^3]

Pro použitý profil 45x45L platí $m' = 1,6 \times 10^{-3}$ a $W = 5,2 \text{ cm}^3$.

Zatížení jsem předpokládal odpovídající plnému zatížení válečku při rozteči 100 mm a rozteči stojin 1000 mm. Ve skutečnosti se jedná o pole osamocených sil, které by působily v místě uložení válečků. Převedením této tíhy do zjednodušené osamocené síly, která odpovídá 500 kg, znamená vyšší zatížení, než kterého bychom dosáhli při rozmístění osamocených sil po 100 mm.

Po dosažení odpovídajících hodnot:

$$\sigma_{Omax} = \frac{(1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 1000 + 500 \cdot 9,81) \cdot 1000}{4,5 \cdot 2 \cdot 10^3} = 190,24 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{ODov} = 195 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{Omax} < \sigma_{ODov}$$

- Bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_{ODov}}{\sigma_{Omax}} \geq 1 \quad (25)$$

Po dosažení

$$k = \frac{195}{190,24} = 1,025 [-]$$

Z výsledku je patrné, že i při tomto způsobu zatížení, který neodpovídá reálným podmínkám, je maximální ohybové napětí mírně nižší než dovolené ohybové napětí.

- Maximální průhyb dle [28]:

$$f = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} \quad (26)$$

f – průhyb [mm]

L – délka profilu [mm]

E – modul pružnosti v tahu, $E=70000 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

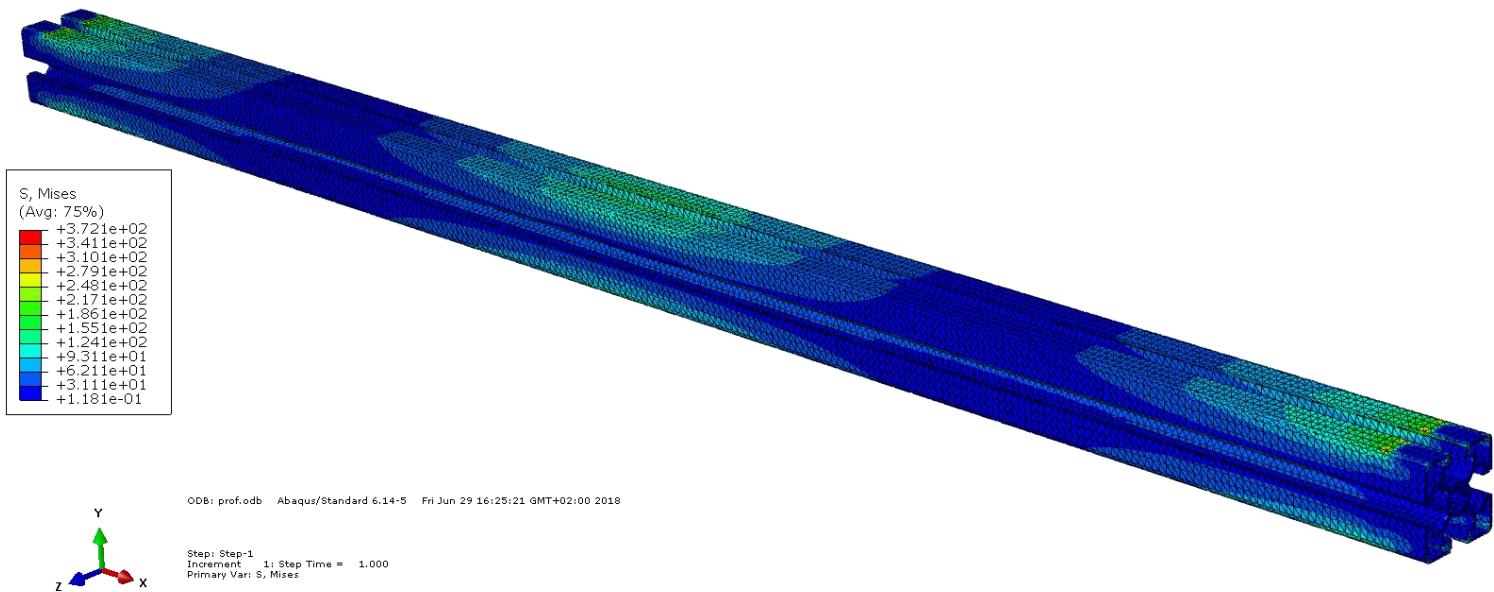
I – kvadratický moment průřezu [cm^4], $I=11,7 \text{ cm}^4$

Zatížení jsem předpokládal stejně jako při výpočtu maximálního ohybového napětí.

$$f = \frac{500,9,81 \cdot 1000^3}{48,70000 \cdot 11,7 \cdot 10^4} = 12,48 \text{ mm}$$

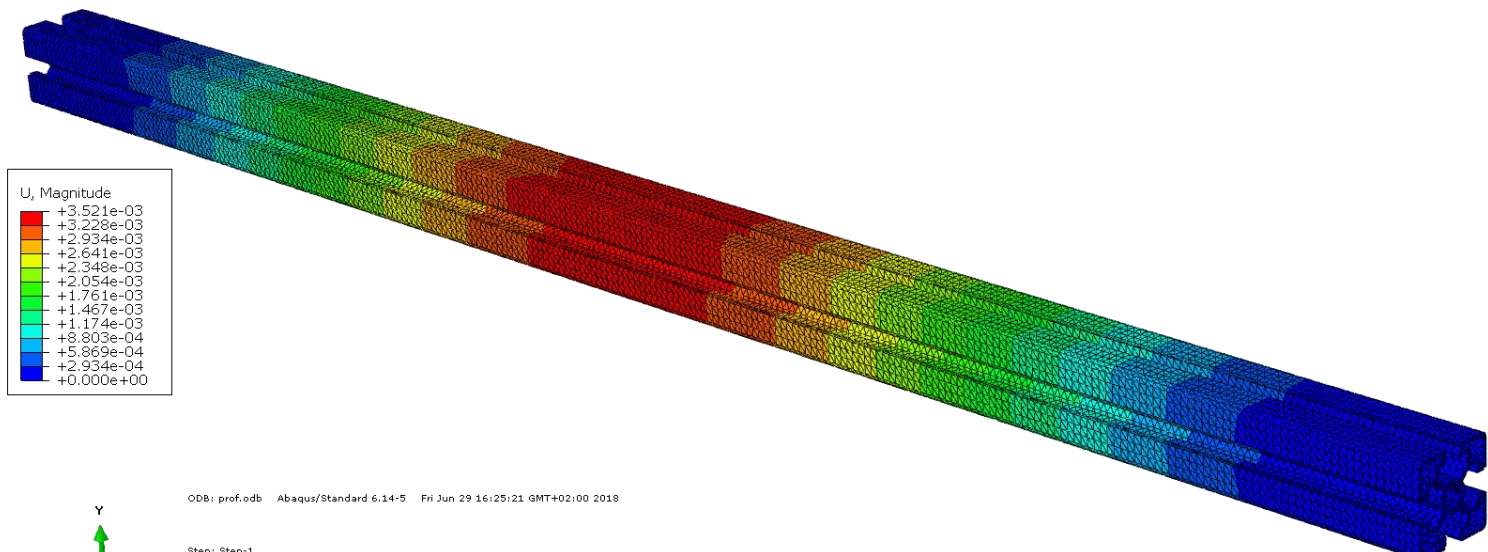
Po dosažení odpovídajících hodnot je znám maximální průhyb profilu 12,48 mm.

Pro porovnání analyticky získaného výsledku průhybu a maximálního napětí jsem využil MKP. Zatížení bylo kvůli porovnatelnosti výsledků provedeno podle obr.37. Typ elementu byl čtyřstěn a velikost elementu 1,5 mm.



Obrázek 40 Průběh napětí zatěžovaného profilu

Z obrázku 38 jsou patrné napěťové špičky, které vznikají v těsné blízkosti oblastí, které byly zajištěny proti pohybu. V místě maximálního ohybového napětí bylo zjištěno napětí přibližně $130 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Obrázek 39 Průhyb zatěžovaného profilu

Pomocí MKP byl zjištěn maximální průhyb profilu 3,52 mm v místě maximálního ohybového napětí. V porovnání s analytickou metodou se jedná o velký rozdíl, který je způsoben kloubovou podpěrou, která byla uvažována v analytickém výpočtu.

Z výsledků ohybového napětí lze odvodit, že nemá smysl zvětšovat rozteč stojin nad 1000 mm. Mohlo by dojít k překročení meze kluzu, což by způsobilo trvalou deformaci nosné konstrukce.

Tabulka 10 Porovnání průhybů a napětí

	Analytika	MKP
Průhyb [mm]	12,48	3,52
Napětí [N.mm⁻²]	190,24	130

Značné rozdíly ve výsledcích průhybu a napětí jsou způsobeny uvažováním kloubové podpěry u analytického výpočtu. V MKP výpočtu jsem stojiny uvažoval jako tuhé a profil v místech stojin vetkl.

9. Válečková dráha

Návrh válečkové dráhy je realizován parametricky podle uvedených parametrů níže. Parametrizace je řešena pomocí .xls souboru, který následně provede přepočty vstupních parametrů do 3D, změní geometrii a promítne změny do výkresu a kusovníku.

9.1. Parametrizace dráhy

Pro názorný příklady parametrizace dráhy jsem zvolil parametry v tab.9. Po zadání následujících parametrů se provede přepočty, který ovlivní výstupní model a výkres sestavy.

Tabulka 11 Vstupní parametry dráhy

Vstupní parametry	
Délka dráhy [mm]	2000
Šířka dráhy [mm]	600
Rozteč válečků [mm]	100
Dopravní výška [mm]	1000
Rozteč stojin [mm]	1000

V tabulce níže se nacházejí dílce, počty těchto dílců a jejich potřebné parametry pro sestavení dopravníku zadaného pomocí vstupních parametrů. Délka válečku lze volit víceméně libovolně od 100 mm do 1000 mm.

Tabulka 12 Výstupní parametry dráhy

Výstupní parametry		
Název dílce	Parametr dílce [mm]	Počet kusů
Profil 45x45L	1000	4
Profil 45x45L	626	4
Profil 45x45L	2000	2
Profil 45x45L	955	2
Upevňovací lišta*	2000	2
Váleček	600	20
Bočnice	1950	2
Doraz	716	1
Uhelník 45x45	-	31
Matice do T drážky	-	40
Šroub M10x25 ISO 7380	-	2
Šroub M6x25 ISO 7380	-	40
Podložka 10 ISO 7093	-	2
Podložka 6 ISO 7089	-	52
Kotvící prvek	-	2
Stavitelný prvek	-	4

*délka upevňovací lišty lze upravovat po 100 mm a je tak možné ji přizpůsobit technologickým omezením daného dodavatele

9.2. Sestava válečkové dráhy

Válečková dráha je složena z válečků, nosné konstrukce, bočnic, kotvících prvků a dorazů. Navrhnutá je tak, aby byla vyrobitelná jednoduchými technologiemi a z dostupných materiálů.



Obrázek 41 Pohled na válečkovou dráhu

Válečková dráha je na koncích opatřena dorazem a krytkou. Doraz přesahuje pojezdovou plochu a plní tak funkci zářáčky. Naopak čelní kryt dopravníku je pod pojezdovou plochou a umožňuje vyjetí materiálu z dopravníku.



Obrázek 42 Pohled z boku na válečkovou dráhu

Z obrázku 41 je patrná funkce dorazu, který v levé části dopravníku výrazně přesahuje pojezdovou plochu válečkového dopravníku. Doraz i koncový kryt jsou totožná součást se čtyřmi otvory a podle toho, která z dvojice otvorů se použije k připojení šroubu do centrálního otvoru nosníku 45x45L, plní tato součást funkci krytu nebo dorazu. Šíře je dána parametrem šířky dráhy.

10. Závěr

V této diplomové práci byla zpracována rešerše zaměřená na běžně používaná konstrukční řešení gravitačních válečkových dopravníků pro přepravu kusového materiálu. V rešerši byl zpracován přehled běžně dostupných komponent válečkového dopravníku. V navazující části byl zpracován konstrukční návrh válečkového dopravníku. Nosná konstrukce dopravníku je řešena modulárně ze stavebnicových AL profilů a spojek. Byly zpracovány nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. Vstupní parametry a na ně navazující výpočty jsou zpracovány v .xls souboru. Tento .xls soubor slouží jako řídicí vstup parametrů do 3D modelu řešeného v softwaru Solidworks. Parametrizace se přímo promítá do změn v modelu a na něj navazující koncepční 2D výkres včetně kusovníku. Byla zpracována 2D dokumentace na vybraný vzorek válečku.

Výhodou navrženého řešení je již zmíněná parametrizace a jednoduchost konstrukce. Řešení je vhodné pouze pro krátké dráhy a malosériovou výrobu. Hlavní výhodou je možnost velmi rychlé výroby a dodání z předzásoby materiálu (trubky v metráži, standardní materiál Al profilů a spojů, jediné vyráběné díly jsou čela válečků a ty jsou totožné pro všechny délky). U delších drah a vyšších výrobních sérií je výhodnější použít dostupná řešení velkých světových výrobců jako například Bosch nebo Interroll. Všechny cíle této diplomové práce byly splněny.



Obrázek 43 Pohled na válečkovou dráhu o délce 2m



Obrázek 44 Pohled z čelní strany

Seznam použité literatury

- [1] Powered roller conveyor. *Neoconveyors* [online]. 2011 [cit. 2017-12-06]. Dostupné z: <http://www.neoconveyors.com/wp-content/uploads/2011/07/Powered-Roller-Conveyor.jpg>.
- [2] Direct industry [online]. [cit. 2017-12-06]. Dostupné z: http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/15426-4002009.jpg
- [3] Roller conveyors. *Bleichert* [online]. [cit. 2017-12-06] Dostupné z: http://www.bleichert.de/fileadmin/_processed_/e/d/csm_AL25_A6_4c_1600x1200_11cea0761e.jpg
- [4] Roller Drive, *Interroll* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/pohony-a-rizeni/rollerdrive/>
- [5] Magnetic speed controller, *Interroll* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/valecky/dopravnikove-valecky/magnetic-speed-controller-msc-50/>
- [6] Fixed Drive Curve Roller Series, *Interroll* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597379467.pdf
- [7] Nepoháněné kuličkové stoly, *Interroll* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/cs/produkty/dopravniky-a-tridice/valeckove-dopravniky/nepohanene/rm-8140-kulickovy-stul/>
- [8] MCS Aluminium Profiles, *HepcoMotion* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <https://www.hepcotion.com/product/aluminium-profile-construction-system/mcs-aluminium-profiles/>
- [9] Gravitační dopravníkové válečky série 1000, *Interroll* [online]. [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/valecky/dopravnikove-valecky/gravitacni-dopravnikove-valecky-serie-1100/>
- [10] Ocelové dopravníkové válečky série 1200, *Interroll* [online]. [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/produkty/valecky/dopravnikove-valecky/ocelove-dopravnikove-valecky-serie-1200/>
- [11] Roller Conveyor for Heavy Loads, *Direct Industry* [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/rulli-rulmeca/product-15064-501387.html>
- [12] Rotační tlačení plechu, kovotlačení. [online] Katedra strojírenské technologie, Oddělení tváření kovů a plastů, Technická univerzita Liberec, Fakulta strojní. [cit.2017-12-28]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/10.htm
- [13] Metal spinning, Shutterstock [online]. [cit. 2017-12-14]. Dostupné z: <http://ak1.picdn.net/shutterstock/videos/11548361/thumb/1.jpg>

- [14] Rotační tlačení plechu s povrchovou úpravou, MM Spektrum [online]. [cit.2017-12-14]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/rotacni-tlaceni-plechu-s-povrchovou-upravou.html>
- [15] Lepení kovů, Lepidla.cz [online]. [cit.2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.lepidla.cz/cs/a/lepeni-kovu.html>
- [16] PETR, J. Povrchové úpravy hliníkových slitin. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2013. s.20-25.
- [17] DRÁPALA, Heinz SCHNEIDER a Andrea MIŠKUFOVÁ. Encyklopedie hliníku. Děčín: Alcan Děčín Extrusions, 2005, 700 s. ISBN 80-890-4188-4.
- [18] CRITCHFLOW, G. W. a D. M. BREWIS. Review of surface pretreatments for aluminium alloys. International Journal of Adhesion and Adhesives. 1996, Volume 16, Issue 4, s. 255-275.
- [19] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*, FSI VUT v Brně [online]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>
- [20] Plasty, Západočeská univerzita v Plzni [online]. [cit.2018-01-18]. Dostupné z: <https://www.opi.zcu.cz/download/plasty.pdf>
- [21] Keramika, kompozity, polymery. Masarykova univerzita [online]. [cit.2018-01-18]. Dostupné z: <http://www.ped.muni.cz/wphy/fyzvla/fmkomplet3.htm>
- [22] Duté tyče, AK plast [online]. [cit.2018-01-18]. Dostupné z: <http://www.akplast.cz/dute-tyce>
- [23] Trubky ocelové, Ferona [online]. [cit.2018-01-18]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40576/trubka-podelne-svarovana-hladka-en-10219-prumer-40x3>
- [24] Hliníkové trubky, Ehlinik.cz [online]. [cit.2018-01-18]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/hlinikove-trubky/kat-E300000101.html>
- [25] Údaje o ložisku, SKF.com [online]. [cit.2018-04-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/bearing-data/index.html>
- [26] BOLEK ,Alfred , Josef KOCHMAN a kol, Části strojů, 1.svazek; strana 390, ISBN 80-0300046-7
- [27] Flow Rack EcoFlow, Bosch Rexroth [online]. [cit. 2018-05-30]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/assembly-technology/manual-production-systems/flow-rack-systems/flow-rack-systems/flow-rack-ecoflow>
- [28] Basic mechanic elements, Bosch Rexroth [online]. [cit. 2018-05-30]. Dostupné z: [https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/3842540392_MGE_13_2_\(2017_07\)_EN_web.pdf?db=brmv2&lvid=1202899&mvid=13433&clid=20&sid=3DA2D9609AF029A92C14D685F58C847C.borex-tc&sch=M&id=13433,20,1202899](https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/3842540392_MGE_13_2_(2017_07)_EN_web.pdf?db=brmv2&lvid=1202899&mvid=13433&clid=20&sid=3DA2D9609AF029A92C14D685F58C847C.borex-tc&sch=M&id=13433,20,1202899)

Seznam uvedených veličin

Označení	Název	Jednotka
W_1	Odpor vlivem čepového a valivého tření	[N]
m_q	Hmotnost předmětu	[kg]
e	Součinitel valivého tření	[mm]
f_{ζ}	Součinitel čepového tření	[-]
r_{ζ}	Poloměr čepu válečku v ložiscích	[mm]
R	poloměr válečku	[mm]
K_1	Počet válečků pod předmětem	[-]
q_v	Hmotnost rotujících částí válečku	[kg]
W_2	Odpor rezultující ztráty energie předmětu po najetí na stojící váleček	[N]
J	Hmotný moment setrvačnosti válečku k vlastní ose rotace	[kg.m ²]
ω	Úhlová rychlost válečku	[s ⁻¹]
W_c	Celkový odpor působící na váleček	[N]
R_m	Mez pevnosti	[N.mm ⁻²]
R_p	Mez kluzu	[N.mm ⁻²]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[N]
L_{10}	Základní trvanlivost (při spolehlivosti 90%)	[mil. ot.]
L_{10h}	Základní trvanlivost (při spolehlivosti 90%)	[mil. hod.]
C	Základní dynamická únosnost	[kN]
P	Ekvivalent dynamického zatížení ložiska	[kN]
n	Otáčky	[1/min]
p	Exponent rovnice trvanlivosti	[-]
F	Zatěžující síla	[N]
R_{AY}	Reakce v místě A v ose y	[N]
R_B	Reakce v místě B	[N]
R_{AX}	Reakce v místě A v ose x	[N]
M_{OMAX}	Maximální ohybový moment	[N.mm]
σ_{OMAX}	Maximální ohybové napětí	[N.mm ⁻²]
W_O	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
k	Bezpečnost	[-]
u	Průhyb	[mm]
l	Délka nosníku (válce)	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[N.mm ⁻²]
J_x	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
p	Tlak ve stykových plochách	[N.mm ⁻²]
S_p	Průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly	[mm ²]



p_D	Dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
m'	Měrná hmotnost profilu	$[\text{kg}\cdot\text{mm}^{-1}]$
g	Gravitační zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
W	Průřezový modul v ohybu	$[\text{cm}^3]$
f	Průhyb	$[\text{mm}]$
I	Kvadratický moment průřezu	$[\text{cm}^4]$

Seznam obrázků

Obrázek 1 Válečkový dopravník.....	2
Obrázek 2 Řetězový pohon válečkového dopravníku [1]	4
Obrázek 3 Řemenový pohon válečkového dopravníku [2]	4
Obrázek 4 Pohon kuželovým soukolím válečkového dopravníku [3]	5
Obrázek 5 Váleček s integrovaným pohonem [4].....	5
Obrázek 6 Dopravníkový váleček s integrovaným pohonem	6
Obrázek 7 Mechanický regulátor rychlosti [5].....	6
Obrázek 8 Kónický váleček [6]	6
Obrázek 9 Kuličkový stůl [7].....	7
Obrázek 10 Hliníkové profily [8]	7
Obrázek 11 Váleček pro nízké zatížení od společnosti Interroll [9]	8
Obrázek 12 Váleček pro vysoké zatížení od společnosti Interroll [10]	9
Obrázek 13 Pouzdro s ložiskem a labyrintovým těsněním [11].....	10
Obrázek 14 Princip kovotlačení – dutá nádoba [12].....	12
Obrázek 15 Kovotlačitelský soustruh [13]	12
Obrázek 16 Pohled na dopravník s roztečí válečků 100 mm	16
Obrázek 17 Pohled na dopravník s roztečí 50 mm	17
Obrázek 18 Upevnění válečků do jednotlivých segmentů.....	19
Obrázek 19 Upevnění válečků do lišty	19
Obrázek 20 Závislost mechanických vlastností polymerů na teplotě [20].....	20
Obrázek 21 Závislost mechanických vlastností v závislosti na rychlosti deformace [21]	21
Obrázek 22 Varianta s plastovou trubicí	24
Obrázek 23 Varianta s průchozí osou - kombinace závitu a kovotlačení.....	26
Obrázek 24 Finální varianta uložení válečku	27
Obrázek 25 Uložení pouzdra ve válci	28
Obrázek 26 Upevňovací lišta	29
Obrázek 27 Uchycení upevňovací lišty k nosné konstrukci	29
Obrázek 28 Pohled na připevněnou lištu.....	30
Obrázek 29 Schéma uvolnění analytické metody včetně průběhu momentů a posouvajících sil.....	32
Obrázek 30 Průběh ohybového napětí při zatížení 500 N	34
Obrázek 31 Závislost průhybu při zatížení 500 N na délce válce	35
Obrázek 32 Způsob zatížení a vazby MKP modelu	36
Obrázek 33 Průběhy napětí zjištěný metodou MKP – délka válce 200 mm	37
Obrázek 34 Napěťová špička v těsné blízkosti osazení.....	37
Obrázek 35 Kontrola pouzdra pomocí MKP	41
Obrázek 36 Kontrola upevňovací lišty pomocí MKP	42
Obrázek 37 Kontrola upevňovací lišty pomocí MKP - vazby.....	42
Obrázek 38 Schéma zatížení profilu [28]	43
Obrázek 39 Průhyb zatěžovaného profilu	45
Obrázek 40 Průběh napětí zatěžovaného profilu	45
Obrázek 41 Pohled na válečkovou dráhu	48
Obrázek 42 Pohled z boku na válečkovou dráhu.....	49
Obrázek 43 Pohled na válečkovou dráhu o délce 2m.....	50
Obrázek 44 Pohled z čelní strany.....	51



Seznam tabulek

Tabulka 1 Měrné hmotnosti plastových trubek [22]	22
Tabulka 2 Měrné hmotnosti ocelových trubek [23]	23
Tabulka 3 Měrné hmotnosti trubek z hliníkových slitin [24]	23
Tabulka 4 Kusovník varianty s plastovou trubkou	25
Tabulka 5 Kusovník varianty s průchozí osou - kombinace závitu a kovotlačení	26
Tabulka 6 Kusovník finální varianty uložení válečku	27
Tabulka 7 Ohybové napětí při zatížení 500 N	34
Tabulka 8 Porovnání ohybového napětí získaného analytickou metodou a pomocí MKP	38
Tabulka 9 Porovnání průhybů získaných analytickou metodou a pomocí MKP	38
Tabulka 10 Porovnání průhybů a napětí	46
Tabulka 11 Vstupní parametry dráhy	46
Tabulka 12 Výstupní parametry dráhy	47



Seznam příloh

P1 – Výkresová dokumentace