



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Konstrukce dopravníku s využitím 3D
tištěných dílů**

Design of Conveyor with 3D printed parts

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2022

Marek FABÍNI

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Fabini** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **457682**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající 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:

Konstrukce dopravníku s využitím 3D tištěných dílů

Název diplomové práce anglicky:

Design of Conveyor with 3D printed parts

Pokyny pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh dopravníku s použitím 3D tištěných dílů. Konstrukci navrhnete parametricky pro zadaný rozsah parametrů. Parametry šíře dopravníku jsou 100-600 mm. Parametr délky dopravníku je do 2000 mm. Maximální zatížitelnost dopravníku je do 30kg hmotnosti přepravovaného materiálu. Rychlost je dána zvoleným typem převodovky pro rozsah od 6m/min do 18m/min. Použijte co nejvíce standardizovaných dílů v konstrukci. Stručná osnova zadání: 1. Zpracujte rešerši problematiky lehkých technologických dopravníků v automatizované výrobě. Zpracujte rešerši problematiky plastových materiálů používaných v dopravnících a při 3D tisku. 2. Proveďte koncepční návrh varianty řešení. 3. Zpracujte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. 4. Zpracujte parametricky koncepční 3D model řešení. 5. Vytvořte 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966
Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976
Stránky projektu REPRAP. Dostupné z: <http://reprap.org/>
CHUA, Chee Kai. a Kah Fai. LEONG. 3D printing and additive manufacturing: principles and applications. Fourth edition of Rapid prototyping. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte., 2014. ISBN 9789814571401.
PRŮŠA, Josef. 3D tisk [online]. Dostupné z: <http://josefprusa.cz/>

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: **21.10.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.01.2022**

Platnost zadání diplomové práce:


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

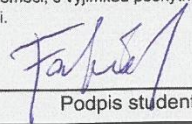

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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.

25.10.2021
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Konstrukce dopravníku s využitím 3D tištěných dílů“ vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D. a s použitím literatury uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze, 10.1.2022

Bc. Marek Fabíni

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za vedení mojí práce a za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích.

Anotační list

Jméno autora:	Marek Fabíni
Název DP:	Konstrukce dopravníku s využitím 3D tištěných dílů
Anglický název	Design of Conveyor with 3D printed parts
Rok:	2022
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 86 Počet obrázků 68 Počet tabulek 13 Počet příloh 8
Klíčová slova:	modulární dopravník, modulární pás, 3D tištěné díly
Keywords:	modular conveyor, modular belt, 3D printed parts
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá návrhem modulárního pásového dopravníku. Konstrukce dopravníku je navržena dle zadaných parametrů v několika variantách délky, resp. šířky. Dopravník slouží k přepravě kusového zboží nižší hmotnosti. Součástí práce je i MKP analýza vybraných komponent. Navržená konstrukce je zpracována jako plně parametrický 3D model.
Abstract:	This diploma thesis deals with the design of a modular belt conveyor. The construction of the conveyor is designed according to the specified parameters in several length and width variants. The conveyor is used to transport piece goods of lower weight. Part of the thesis is also FEM analysis of selected components. The design is processed as a fully parametric 3D model.

Obsah

1	ÚVOD	8
2	CÍLE PRÁCE.....	8
3	REŠERŠE	9
3.1	ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍKŮ PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU	9
3.1.1	Pásové dopravníky.....	9
3.1.2	Řemenové dopravníky.....	12
3.1.3	Řetězové dopravníky	13
3.1.4	Válečkové (rolnové) dopravníky	14
3.2	MODULÁRNÍ PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY	15
3.3	PŘEHLED TECHNOLOGIÍ 3D TISKU	18
3.3.1	Selective laser sintering (sls)	18
3.3.2	Direct metal laser sintering (dmls)	19
3.3.3	Selective heat sintering (shs).....	20
3.3.4	Stereolitografie (sla)	20
3.3.5	Multijet modeling (mjm)	21
3.3.6	Electron beam melting	22
3.3.7	Fused deposition modeling (fdm)	23
3.3.8	Laminated object manufacturing (lom).....	24
3.4	MECHANICKÉ VLASTNOSTI MATERIÁLŮ PRO 3D TISK	25
3.4.1	ABS (Akrylonitrilbutadienstyren).....	26
3.4.2	PLA (Polymléčná kyselina)	26
3.4.3	PET (Polyethylentereftalát)	26
3.4.4	Nylon (Polyamid)	27
3.4.5	PP (Polypropylen)	27
3.4.6	PC (Polykarbonát).....	28
3.4.7	Porovnání materiálů	28
4	Návrhové výpočty..... Chyba! Záložka není definována.	
4.1	Efektivní tažná síla v pásu bez akumulace produktů:.....	30
4.2	Efektivní tažná síla v pásu s akumulací produktů:.....	32
4.3	Dovolená tažná síla.....	34
4.4	Tažná síla pásu v dolní větvi	36
4.5	Prodloužení pásu	36
4.6	Počet ozubených kol na hřídeli	37
4.7	Dimenzování pohonu	38

5	Konstrukční návrh.....	41
5.1	Hnací a vratná jednotka	41
5.2	Pohon	42
5.3	Rám.....	44
5.4	Napínací mechanismus.....	44
5.5	Stojná konstrukce.....	45
5.6	Modulární pás.....	46
5.7	Tištěné díly	47
5.7.1	Držák.....	48
5.7.2	Upínací hlavice.....	50
5.7.3	Krytka ložiskové jednotky.....	51
5.7.4	Boční lišta	51
5.7.5	Krytka úhelníku.....	52
6	Kontrolní výpočty	53
6.1	Kontrola perového spoje na otláčení a stříh	53
6.2	Životnost ložisek	54
6.3	Kontrola vybraného skupinového spoje.....	56
6.3.1	Výpočet minimálního předpětí šroubu	56
6.3.2	Výpočet minimálního potřebného utahovacího momentu	57
6.3.3	Výpočet osově síly šroubu	58
6.3.4	Výpočet skutečného montážního předpětí.....	60
6.3.5	Výpočet tuhostí šroubového spoje.....	60
6.3.6	Výpočet sil Rötšcherova diagramu	61
6.3.7	Výpočet bezpečnosti šroubu	62
6.3.8	Kontrola svěrného spoje na namáhání příčnou silou.....	63
6.3.9	Kontrola otláčení stykových ploch.....	64
6.4	MKP analýza prohnutí hnací hřídele	64
6.5	MKP analýza zvonu.....	68
7	Závěr.....	73
	Seznam zkratk a symbolů	75
	Použité zdroje.....	79
	Seznam obrázků	81
	Seznam tabulek	83
	Seznam příloh.....	83

1 ÚVOD

Dopravník je zařízení pro přepravu sypkého materiálu, kusového zboží nebo ucelených manipulačních jednotek. Dopravníky umožňují rychlou a efektivní přepravu materiálu. V dnešní době již existuje velké množství různých typů dopravníků pro různé aplikace. Dopravníky jsou nezbytnou součástí automatických moderních výrobních linek, které výrazně zefektivňují výrobní procesy.

Prvotní pásovou dopravu spojenou s výrobním procesem datujeme z pohledu vzniku do období rozvoje technologií nepřetržité výroby a prvních větších řemeslných dílen. Základem dopravníku byl tehdy dopravníkový pás vyrobený z kůže nebo gumy a dřevěná konstrukce.

Značný vývoj dopravníkových systémů nastává v polovině 18. století v Anglii s rozvojem industrializace. Podle dostupných záznamů byl první dopravní pás uveden do provozu roku 1804 britským námořnictvem. Vedle armády našli velké využití nových technologií třeba i pekaři, kteří chtěli zkrátit čas výroby a být více efektivní.

Jedním z hlavních představitelů pásové dopravy je Ransom Eli Olds (zakladatel značky Oldsmobile), který si v roce 1901 nechal patentovat návrh na montážní linku.

V roce 1907 se technologie objevuje i v Evropě. Pravděpodobně prvním Evropanem, který použil pásovou výrobu se stává Ludwig Roselius.

Pásová výroba zažívá velký zlom v roce 1913. Henry Ford zavedl proces automatizované výroby k produkování legendárního automobilu Ford Model-T. Původní doba výroby dvanáct a půl hodiny byla zkrácena na jednu hodinu a třicet minut.

Pásový dopravník se zpravidla skládá z rámu, respektive nosné konstrukce, poháněné, resp. hnané jednotky a především pásu, jehož pohyb obvykle obstarává asynchronní elektromotor s převodovkou.

2 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce je navrhnout parametrický dopravník pro přepravu kusového materiálu s využitím tištěných dílů. Konstrukční návrh vychází ze zadání práce. Délka dopravníku je omezena od 1 m do 2 m, rychlost pásu od 6 do 18 m/min a šířka od 100 mm do 600 mm. Maximální zatížení dopravního pásu je 30 kg.

Parametrický 3D model dopravníku bude zhotoven v programu Autodesk Inventor. Kromě tohoto modelu bude práce obsahovat i výkres zvolené velikosti dopravníku.

Kromě normalizovaných součástí by měl dopravník obsahovat i díly vyrobené technologií 3D tisku, jejichž užití by v dané situaci bylo výhodnější před užitím dílů vyrobených jinou, tradičnější technologií.

3 REŠERŠE

Rešeršní část vychází ze zadání práce a popisuje jednotlivé typy dopravníků z hlediska konstrukce a použití. V další části se věnuje popisu technologií 3D tisku a vlastnostem některých materiálů, které se běžně pro 3D tisk využívají. Poslední kapitola porovnává vybrané materiály z hlediska fyzikálních vlastností.

3.1 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍKŮ PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

Dopravníky lze rozdělit hned podle několika hledisek. Tato dělení mohou vycházet například z toku materiálu po dopravníku (plynulý/taktový tok), z počtu hnacích bubnů (jednobubnové/vícebubnové dopravníky), podle sklonu dopravníku (dopravníky svislé/vodorovné/šikmé), dle konstrukce (stabilní/pojízdné/přestavitelné) nebo je lze dělit například dle druhu přepravovaného materiálu (materiál sypký/kusový/kapalný, plynný). Nicméně existují i další aspekty, podle kterých lze dopravníky rozdělovat. [2]

Jedno ze základních rozdělení se odvíjí od tažného členu dopravníku. V tomto případě lze dopravníky dělit na:

- **Dopravníky s tažným členem** – dopravovaný materiál nevykonává žádný relativní pohyb vzhledem k tažnému prvku. Tažným prvkem může být pás, ozubený řemen, destičkový či rolnový řetěz, nebo třeba válečky (rolnový dopravník).

- **Dopravníky bez tažného členu** – dopravovaný materiál vykonává relativní pohyb vzhledem k hnacímu prvku. V tomto případě se může jednat například o dopravník šnekový či dopravní skluzy.

V dalších kapitolách jsou blíže popsány dopravníky s tažným členem.

3.1.1 Pásové dopravníky

Jsou to nejčastěji používané dopravníky pro dopravu sypkého i kusového materiálu. Mohou být vodorovné nebo šikmé, stabilní, pojízdné nebo přenosné. Pokud se materiál dopravuje pouze jedním směrem, je dopravník jednosměrný. Pokud se střídá směr dopravy, je to dopravník reverzní. [1]

Norma ČSN 26 0001 dělí pásové dopravníky podle materiálu pásu na:

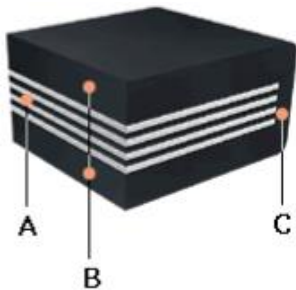
- dopravníky s gumovým pásem (nebo pásem z PVC),
- dopravníky s ocelovým pásem,
- dopravníky s ocelogumovým pásem,
- dopravníky s pásem z drátěného pletiva.

Firma STRAND definuje tažný element pásového dopravníku pro účely konstrukce na:

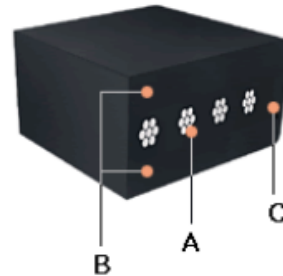
- vícevrstvý pás
- textilní pás

- celogumový pás
- ocelový pás
- pás z drátěného pletiva
- plastový modulární pás
- destičkový pás
- kruhové řemeny

I když pás může být z různých materiálů, k nejvíce používaným patří vícevrstvý pás s vrchní vrstvou (viz Obr.3) z PVC, PU, pryže nebo silikonu s textilní vložkou, kterou obvykle tvoří bavlna, umělé hedvábí, polyamid polyesteru nebo v kombinaci polyester x polyamid. Extrémně namáhané pásy pak mají kombinovanou výztuž polyamidu s ocelovými lanky (viz Obr.3). Vícevrstvé pásy mohou být tedy složeny z několika materiálů. [3]



Obrázek 1: vícevrstvý pás; A) textilní kostra složená z polyamidových (P), nebo polyesterových (EP) vložek; B) krycí vrstva; C) ochranné pryžové okraje, zabraňující poškození textilní kostry [3]



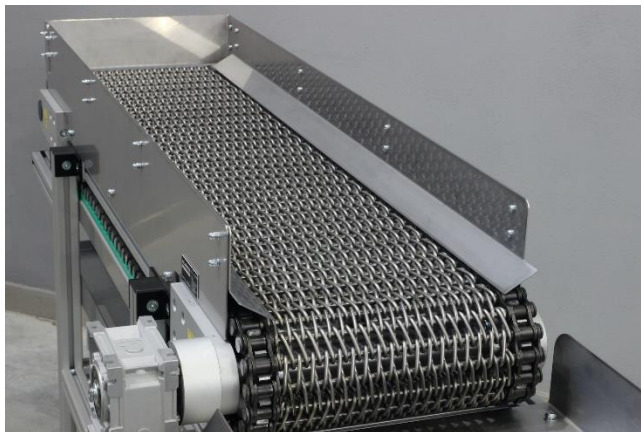
Obrázek 2: vícevrstvý pás s ocelovými kordy; A) vysokopevnostní ocelové kordy; B) krycí vrstva; C) ochranné pryžové okraje, zabraňující poškození ocelokordové kostry [3]

Ocelové pásy nachází uplatnění v mnoha průmyslech. Jejich tvrdý, odolný, plochý a hladký povrch lze přivést do kontaktu s materiály o vysokých teplotách, lepivými, mastnými, ostrými nebo abrazivními materiály. Využívají se tak například v chemickém či potravinářském průmyslu při procesech chlazení a tuhnutí produktů. Speciální ocelové pásy z leštěné oceli se používají například při výrobě fotografických filmů a odlévání filmů včetně speciálních filmů pro displeje z tekutých krystalů na fotoaparátech. Také se využívají pro výrobu filtračních membrán pro lékařské použití nebo třeba při výrobě plastových fólií. [4]



Obrázek 3: Dopravník s ocelovým pásem [4]

Pásy z drátěného pletiva se mohou používat například v potravinářském, chemickém či dýhárenském průmyslu při procesech mytí, sušení, chlazení nebo zmrazování, lisování a separaci. Další uplatnění najdeme při procesech, které probíhají za vyšších teplot. Může se jednat třeba o procesy spékání, pájení, kalení, popouštění a žihání ve sklářském, elektrotechnickém nebo strojírenském průmyslu. [5]



Obrázek 4: Dopravník s drátěným pásem [5]

Modulární, destičkové a hladké pásy se nejčastěji využívají v potravinářském a chemickém průmyslu. Modulární i destičkové pásy jsou složeny z několika prvků, které mezi sebou bývají pospojovány ocelovými či plastovými čepy. Modulární pásové dopravníky jsou blíže popsány v další kapitole (kap. č. 3.2).

Pro přepravu balené i nebalené potraviny, mezioperační dopravu a kompletační linky se využívá dopravník s kruhovými řemínky. Lze jej využít především pro dopravu lehčích předmětů.

Podle dělení firmy STRAND lze zahrnout kruhové řemeny do kategorie pásových dopravníků, nicméně v mnoha jiných děleních se kruhové řemeny zařazují samostatně do vlastní kategorie. V následující kapitole jsou popsány řemenové dopravníky zcela samostatně.



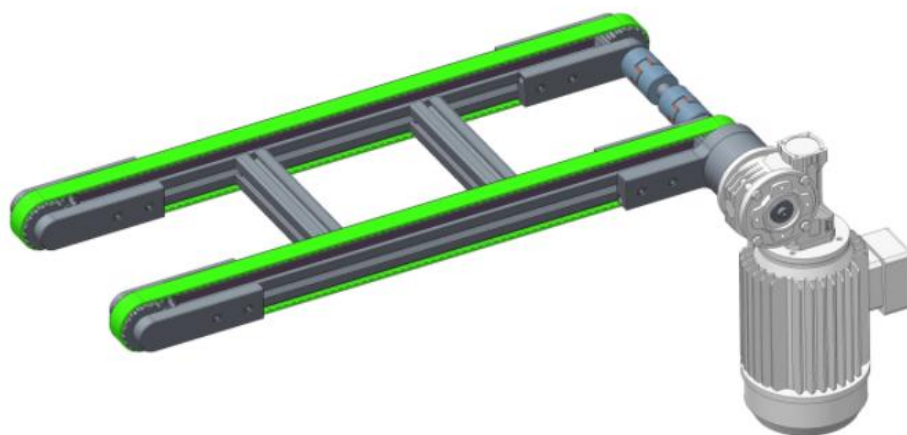
Obrázek 5: Dopravník s kruhovými řemínky [5]

3.1.2 Řemenové dopravníky

Jsou vhodné pro přepravu kusových výrobků větších rozměrů, kdy jeden z rozměrů je několikanásobně větší než ostatní (tyče, hranoly apod.). Pohyb kusů je uskutečněn pomocí ozubených řemenů, které jsou vedeny mezi hnacími, vratnými a převáděcími řemenicemi. Řemeny se pak pohybují po plastovém kluzném vedení s nízkou nebo zvýšenou vnější hranou pod horní větví řemene pro její podepření po celé ploše a snížení tření. Spodní vratné větve řemenů jsou vedeny v dutinách hliníkových profilů.

Přenos sil mezi dopravním prostředkem a dopravovaným materiálem je zajištěn silovým, nebo tvarovým stykem. Ozubený řemen může být opatřen velkou škálou transportních povrchů s různým koeficientem smykového tření. Řemeny též mohou být opatřeny unašeči libovolného tvaru a konstrukce, ty se připevňují k řemenu buď navařením nebo mechanickým spojením. [7]

Předností řemenových dopravníků je vyšší únosnost než u pásových dopravníků. Také mívají poměrně tichý chod.

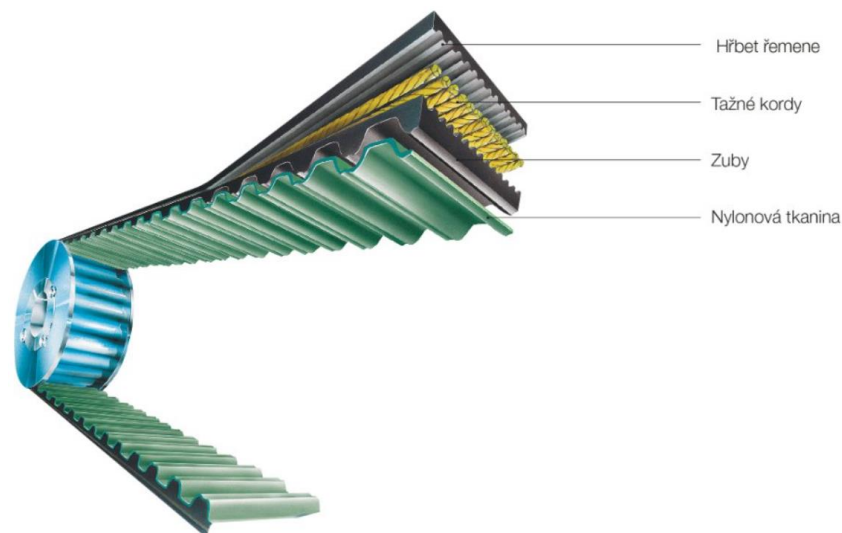


Obrázek 6: Řemenový dopravník [6]

Součástí dopravníku je ozubený řemen, jehož nejpodstatnější částí jsou tažné kordy, které definují hodnotu pevnosti, ohebnost a délkovou stabilitu řemene. Kordy mohou být ocelové, ze skleněných vláken či kevlaru. Kordy ze skleněných vláken a kordy ocelové jsou často součástí neoprenových řemenů. Polyuretanové řemeny pak využívají kordů z kevlaru nebo nerezové oceli. [6]

Jak lze pozorovat na obr.7, tažné kordy jsou překryty hřbetem řemene. Ten se skládá z již zmíněného polyuretanu nebo neoprenové směsi. Právě hřbet ozubeného řemene může být opatřen unašečí. [6]

Zuby řemene jsou vyrobeny ze stejného materiálu jako hřbet řemene. Neoprenové zuby pak bývají potaženy ještě nylonovou tkaninou. Polyuretanové ozubené řemeny jsou částečně k dodání s polyamidovou vrstvou na zubech. Ta snižuje tření a chrání zuby před opotřebením.[6]



Obrázek 7: Ozubený řemen [6]

3.1.3 Řetězové dopravníky

Řetězové dopravníky jsou určeny zejména k vodorovné dopravě (přesunu) kusových výrobků. Jsou vhodné pro dopravu přepravků, sudů, odlitků a tyčových materiálů. Nasazují se obvykle tam, kde je složité použití pásových dopravníků, např. při dopravě horkého a agresivního materiálu. [9]

Tažným a současně nosným prvkem je nekonečný pás v podobě řetězu, destičkového řetězu, válečkového řetězu s unašečí, řetězem s hrably a podobně. Řetězy dopravníku jsou mezi napínacím a hnaným řetězovým kolem podepřeny buď pevným vedením (kluzné uložení), nebo soustavou podpěrných kladek (valivé uložení), jejichž hřídele jsou uloženy v rámu dopravníku. Při použití kladkových řetězů jsou tyto podepřeny vodícími kolejkami, po nichž se kladky odvalují. [8]



Obrázek 8: Řetězový dopravník [8]

Řetězy mohou být opět vybaveny unašeči. Příkladem může být třeba unášecí příčky (hrabla) od firmy STRAND.

Dopravník s destičkovým řetězem (článekový dopravník) z plastu nebo nerezů se hodí pro přepravu úzkých předmětů, PET lahví, AL plechovek, plastových nádob, skla a drobných pevných obalů. Řetěz je tvořen destičkami, které tvoří téměř hladký povrch. [8]

Řetězy mohou být opatřeny i rolkami (viz obr.8), které chrání přepravované zboží před poškozením a při nahromadění více kusů zboží na jednom místě nedojde k zastavení dopravníku. Proto se přepravní válečkové řetězy někdy označují jako akumulční válečkové řetězy.

Zvláštními případy řetězových dopravníků jsou redlerové (hrnoci) či korečkové dopravníky.



Obrázek 9: Destičkový řetěz [8]



Obrázek 10: Rolnový řetěz [8]

3.1.4 Válečkové (rolnové) dopravníky

Válečkové dopravníky se skládají z řady válečků či kladiček otočných kolem svých čepů, nebo hřídelů, uložených ve stabilních nebo přestavitelných rámech. Využívají se pro přepravu kusových výrobků, které mohou mít vyšší hmotnosti. Základem je rám z hliníkových drážkovaných profilů item a válečky různých provedení – ocelové pozinkované, plastové, hliníkové, nerezové, pogumované... [10]

Pohon válečků může být zajištěn řetězem nebo řemenem. Konkrétně se může jednat například o pohon řetězovými smyčkami z válečku na váleček, průběžným tečným řetězem, kruhovým/plochým tečným řemenem nebo řemenovými smyčkami – kruhový/ozubený řemen. [10]

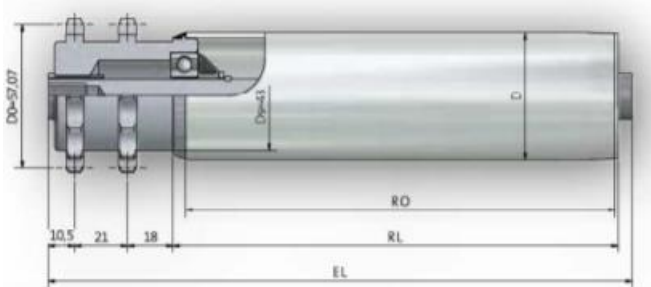
Válečkové dopravníky jsou využívány hlavně pro vysokou únosnost a robustní konstrukci.

Mezi základní konstrukční prvky válečků patří plášť, hřídel, ložiska, těsnění a hnací hlava. Plášť se nejčastěji vyrábí z uhlíkové oceli, nerezové oceli, hliníku či PVC. Pro výrobu kovových plášťů jsou využívány bezešvé trubky, popřípadě stáčené svařované plechové profily s následným broušením svaru. V případě PVC se jedná o vstřikovaný plast. Jako povrchové úpravy plášťů jsou užívány klasické metody jako: galvanické zinkování, galvanické chromování, karbonitridování či případně PVC návleky. [10]

Hřídel může být ukončena buď vnitřním závitem, vnějším závitem, šestihranem, ploškami nebo válcovou tyčí.

Ložiska jsou ve většině případů jednořadá radiální. Na obou stranách je vyústění hřídele opatřeno těsněním.

Poháněné válečky jsou osazeny hnací hlavou dle zvoleného systému rozvodu kroutícího momentu. Na následujících obrázcích lze vidět váleček s řetězovou hnací hlavou a pohon pomocí kruhových řemínků.



Obrázek 11: Váleček s řetězovou hnací hlavou [10]



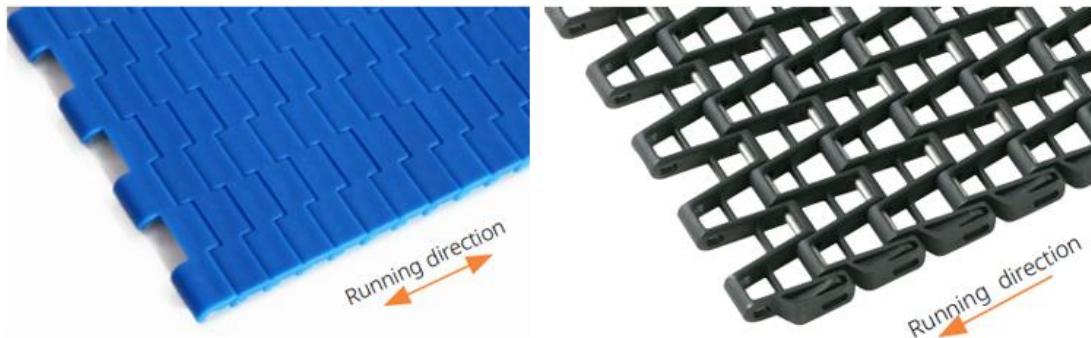
Obrázek 12: Pohon pomocí kruhových řemínků [10]

3.2 Modulární pásové dopravníky

Hlavním prvkem těchto dopravníků je modulární pás, který se skládá z malých plastových modulů propojených navzájem. Tyto články dohromady tvoří celý pás. Spojení článků je obvykle zajištěno pomocí plastových nebo kovových čepů.

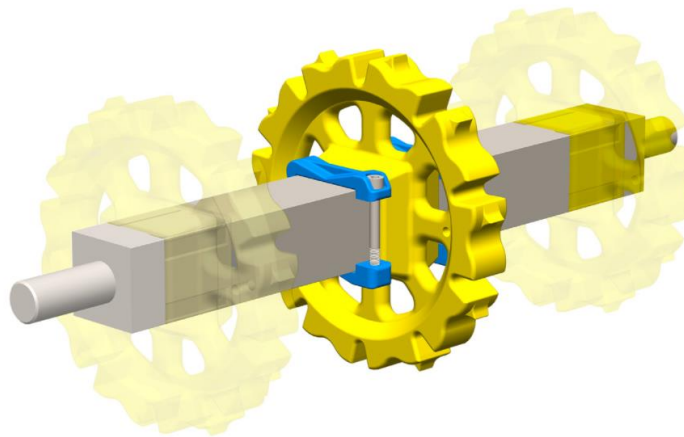
Jednotlivé typy článků mají parametry přizpůsobeny odlišným požadavkům. Je možno zvolit články, které na sebe navazují tak těsně, že tvoří uzavřenou plochu, nebo články, které mají různě velký podíl otevřené plochy (viz následující obrázek). Do některých pásů je možno zasunout přídatné moduly, například přepážky proti pohybu materiálu (unašeče) při

transportu po nakloněné rovině. Dále existují speciální pásy pro pohyb po obloukové dráze. Některé typy článků mají na povrchu protiskluzné prvky, nebo naopak otáčivá kolečka. [11]



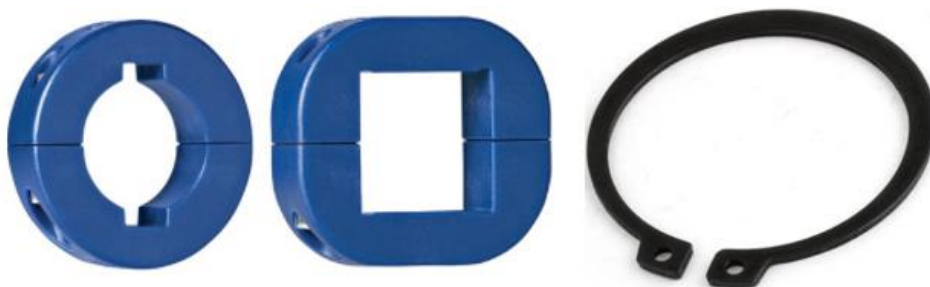
Obrázek 13: Příklad uzavřené a otevřené plochy pásu [11]

Dalším typickým prvkem jsou plastová ozubená kola. Ta bývají zpravidla uložena na hřídeli kruhového nebo čtvercového průřezu. Vzhledem k teplotní rozpínatelnosti plastových článků se pak většinou fixuje pouze jedno až dvě kola. Zbylá kola se na hřídeli nechávají „na volno“, aby se mohla snadno přizpůsobovat rozpínání pásu. [13]



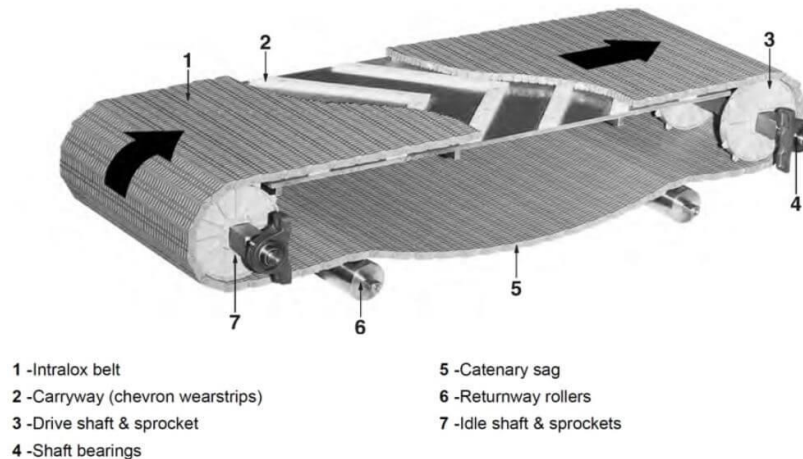
Obrázek 14: Ozubené plastové kolo uchycené na hřídeli čtvercového průřezu [11]

Fixace kola je zajištěna pomocí pojistných kroužků/objímek. Různé typy pojistných kroužků nabízí firma Habasit. Kroužky bývají zhotoveny z jednoho či 2 kusů. Kroužky pro hřídele kruhového i čtvercového průřezu lze vidět na následujícím obrázku. [13]



Obrázek 15: Druhy pojistných kroužků [13]

Pás se pohybuje po kluzné desce, rovnoběžných kluzných lištách, nebo kluzných lištách tvaru „V“. Deska, resp. kluzné lišty nesou pás i jeho zátěž. V případě delších dopravníků (obvykle více než 2 m) bývá pás ve vratné/spodní větvi podpírán válečky nebo dalšími kluznými lištami/deskou. Přídavné válečky, resp. kluzná deska zamezují nežádoucímu prověšení pásu.[13]



Obrázek 16: Příklad konstrukce modulárního pásového dopravníku [12]

Pásky, ozubená kola i kluzné lišty jsou vyráběné především z plastových materiálů. Nejčastějšími materiály jsou polypropylen, polyetylen, polyamid nebo polyoxymetylen. [13]

Modulární pásové dopravníky bývají často používány například v potravinářském či farmaceutickém průmyslu. Vzhledem k prodyšnosti pásu jsou totiž vhodné tam, kde je zapotřebí sušení nebo odkapávání vody. Zároveň lze tyto dopravníky použít pouze pro přepravu kusového materiálu.

Výhodou těchto dopravníků je jejich vysoká odolnost. Zároveň, v případě poškození pásu je možná snadná vyměnitelnost plastových článků. Na rozdíl od gumového pásu se tak nemusí měnit celý pás, ale pouze jeho poškozené segmenty. Vzhledem k vysoké flexibilitě pásu lze snadno vytvářet dopravníky se zatáčkami, či spirálovitou drahou. [14]

Jak již bylo napsáno, jednotlivé články pásu se spojují pomocí čepů. Může se jednat například o plastový čep s oválnou hlavou. Pod hlavou čepu se pak nachází nákrůžek, který zajišťuje pohyb pásu v axiálním směru. Nákrůžek je umístěn mezi dvěma výběžky článku pásu o nepatrně menším průměru díry, než je průměr nákrůžku. Pro montáž se použije kladivo. Další variantou je čep s osmihrannou hlavou. Zde lze k sestavování, resp. rozkládání použít pouze šroubovák. Pro pásky, u nichž se vyžaduje vyšší pevnost článků na okrajích pásu, lze použít čepy bez hlavy. Ty mohou mít nákrůžek, nebo mohou být fixovány pomocí dalšího prvku (zátky). Některé typy spojení lze vidět na následujícím obrázku. [13]



Obrázek 17: Způsoby zajištění pásu v axiálním směru [13]

Pohon dopravníku zajišťuje především šneková převodovka s elektromotorem, umístěna na hnací hřídeli. U větších zařízení se používají převodovky kuželocelní. Podstavce pod dopravníky mívají stavitelné patky, nebo pojezdová kola. [14]

3.3 Přehled technologií 3d tisku

Všechna zařízení na výrobu 3D modelů pracují na principu rozložení počítačového modelu do tenkých vrstev a jejich následném sestavení do reálného modelu v pracovním prostoru tiskárny. Na rozdíl od klasického obrábění se materiál neubírá, ale naopak je po vrstvách přidáván. Model je stavěn na základní desce, která po dokončení každé vrstvy poklesne dolů právě o tloušťku této vrstvy. Přehled některých typů technologií ukazuje následující tabulka.

Rozdělení AM technologií										
Proces	Laserové AM technologie				Vytlačování za tepla	Tryskání materiálu	Adheze materiálu	Elektronový paprsek		
	Laserové tavení		Laserová polymerizace							
Schéma procesu										
Metoda Materiál	SLS	DMD	SLA	FDM	3DP	LOM	EBM			
	SLM	LENS	SGC	Robocasting	IJP	SFP				
	DMLS	SLC	LTP		MJM					
		LPD	BIS		BPM					
			HIS		Thermojet					
Výrobní materiál		Prášek	Tekutý	Pevný						

Tabulka 1: Přehled technologií 3D tisku [16]

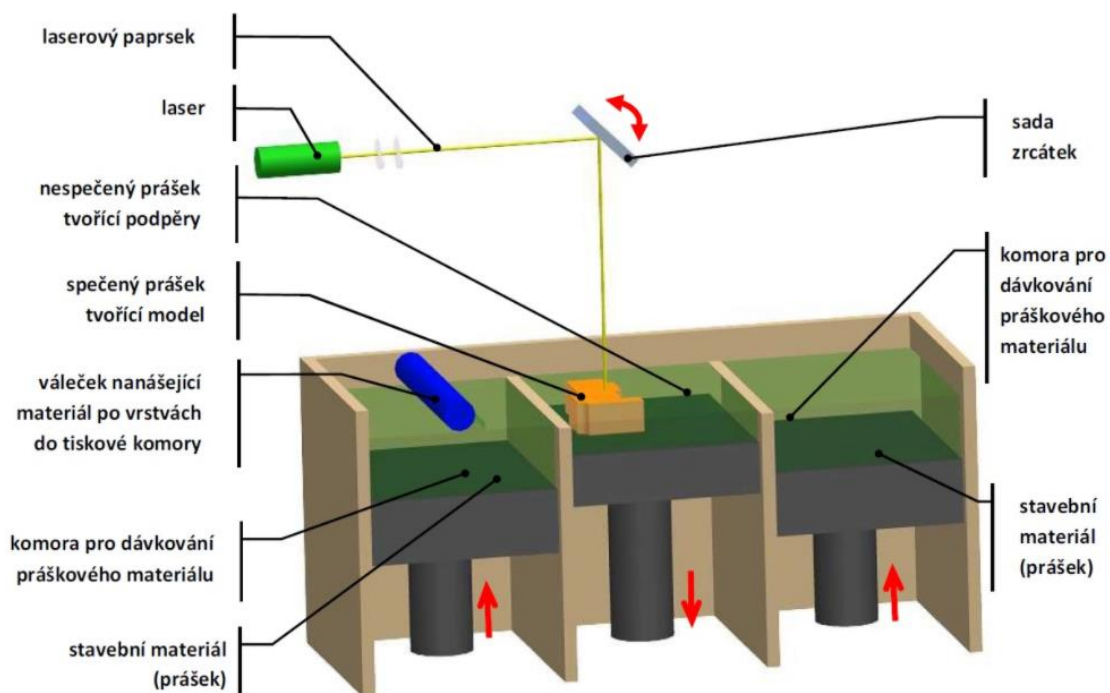
Některé z těchto technologií jsou principiálně popsány v následujících kapitolách.

3.3.1 Selective laser sintering (sls)

Technologie SLS neboli selektivní laserové slinování, využívá tepelné energie paprsku laseru, která je soustředěna na práškový materiál.

Proces začíná rozetřením počáteční vrstvy prášku po pracovní ploše tiskové komory. Prášek je do komory nanesen válečkem/stěrkou, který/á si bere materiál z dávkovací komory. Komora, ve které proces probíhá, je vyplněna inertním plynem, aby se zamezilo případné oxidaci. Jako inertní plyny se používají dusík nebo argon. Data z CAD souboru se přesouvají do CO₂ laseru, který postupně skenuje průřezy součástí na prášek na vyhřívaném pracovním stole tiskové komory. Paprsek laseru taví materiál a během tohoto procesu slinování se tvoří můstky mezi částicemi. Po vytvoření první vrstvy klesne pracovní stůl o jednu tloušťku vrstvy a váleček/stěrka rozetře po pracovní ploše novou vrstvu prášku. Proces se opakuje, dokud nevznikne celá pevná součást. Výsledkem procesu je součást zcela obalená v neslinovaném prášku. Na konci se součást z prášku vyjme a očistí se např. stlačeným vzduchem a poté je připravena k použití či dalšímu zpracování. [19]

Přesnost této metody je závislá na velikosti částic vstupního materiálu, které mají rozměr od 20 do 100 μm . Prášek může být složen z plastových, kovových, keramických nebo polymerových látek.



Obrázek 18: Princip technologie SLS a DMLS [16]

3.3.2 Direct metal laser sintering (dmls)

Technologie DMLS je založena na stejném principu jako přechází SLS technologie. DMLS nicméně pracuje výhradně s kovovými prášky. Aby však laser přetavil kovový prášek, musí vyvinout podstatně větší teplotu než u SLS, proto je jedním z rozdílů mezi DMLS a SLS výkon laseru. [16]

Prášek je zahříván na teplotu, která se blíží teplotě tání, resp. teplotě, při níž se částice chemicky sloučí. Stejně tak je tomu i u SLS metody.

Menší průměr částic umožňuje pokládat tenčí vrstvy. Tloušťky vrstev se pohybují v rozmezí 20-45 μm . Díky tenčím vrstvám je možné touto metodou dosáhnout vysoké přesnosti. [16]

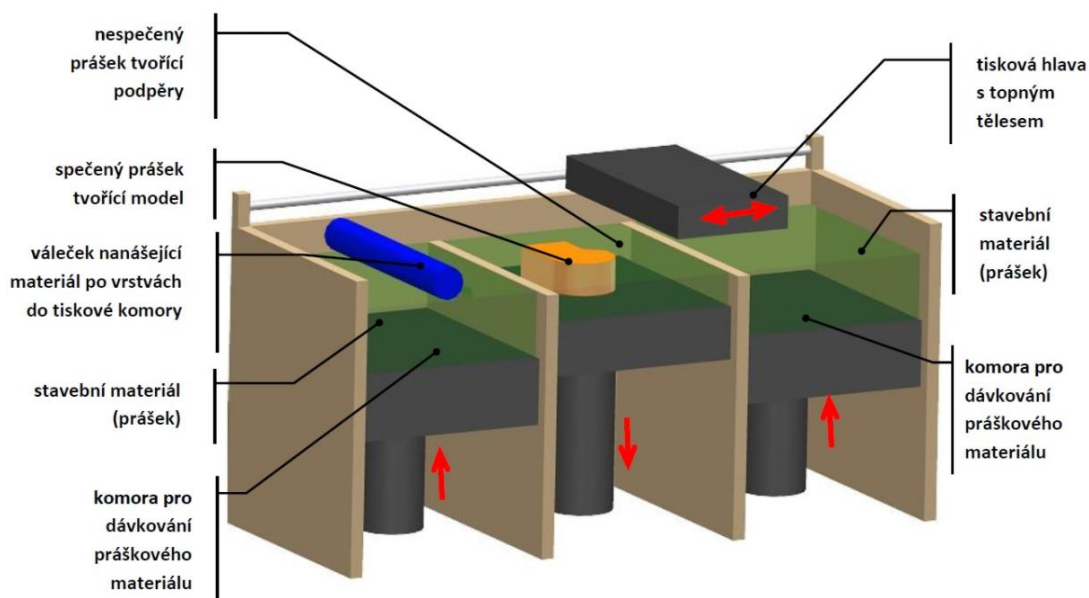
DMLS pracuje výhradně se sloučeninami, a to například s nerezovou ocelí, sloučeninami titanu a niklu, bronzem, inconelem atd. [16]

3.3.3 Selective heat sintering (shs)

SHS, česky slinování plastového prášku teplem je obdobná technologie jako SLS, resp. DMLS s tím rozdílem, že se prášek neslinuje laserem ale selektivním působením tepla, podobně jako ve 2D laserové tiskárně. [16]

Slinování tenké vrstvy prášku zajišťuje tisková hlava. Tato hlava se pohybuje horizontálně ve dvou směrech a její součástí jsou topná tělesa, mechanismus pro nanášení prášku a ohřívače vrstev. Materiál je opět nanášen po vrstvách na vertikálně pohyblivou platformu. Čerstvý prášek je dodáván do pracovní komory opět z dávkovacích komor. Sestava tiskové hlavy je od pracovní komory oddělena tepelným vodivým štítem. [19]

Na rozdíl od SLS a DMLS metod není zapotřebí u této metody použití podpurného materiálu (prášku).



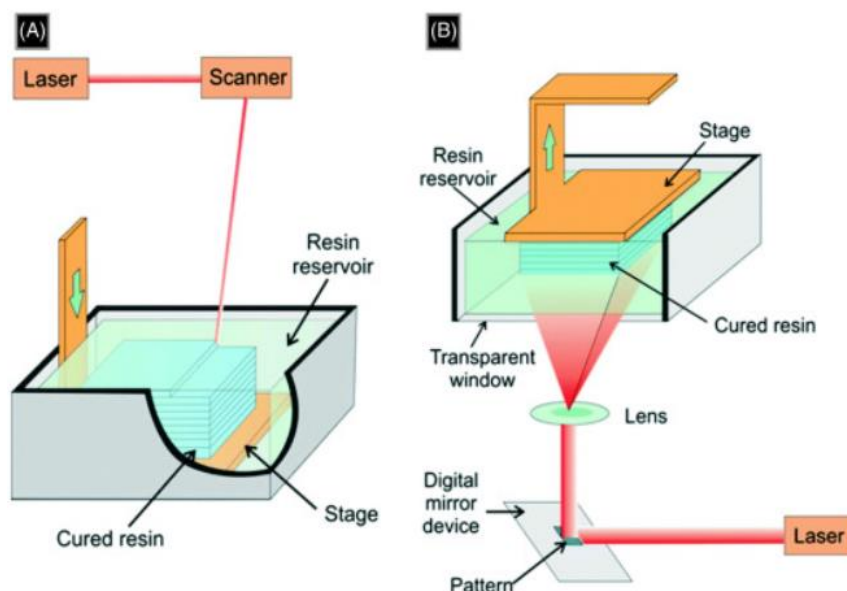
Obrázek 19: SHS technologie [16]

3.3.4 Stereolitografie (sla)

V prvním případě (viz obr.3 a)) je pracovní plocha, na kterou má být vyhotoven model, postupně ponořována do kádě tekutého fotopolymeru. Nízkoenergetický, vysoce zaostřený

UV laserový paprsek působí na materiál shora. Vlivem paprsku dojde ke ztuhnutí geometrie vrstvy, po které se paprsek pohybuje. Geometrie jednotlivých vrstev je dána jednotlivými postupnými řezy 3D modelu. Po vytvoření jedné vrstvy se pracovní plocha spustí o vzdálenost rovnou tloušťce vrstvy (25 až 50 μm) a na dřívě dokončené vrstvě je vytvořena vrstva nová. Tento proces pokračuje do úplného vyhotovení modelu. Poté je model vyjmut z vany a odstraní se přebytečný polymer. V mnoha případech se konečné vytvrzení provede umístěním součásti do UV trouby. Po závěrečném vytvrzení se z dílu odříznou podpěry a povrchy se vyleští, obrousí nebo jinak upraví. [20]

Osvětlování fotopolymeru může probíhat jak seshora, tak zespod. V současnosti je ale používanější varianta osvětlování zespod (viz následující obrázek). Osvětlování seshora má totiž nevýhodu v tom, že výška hladiny polymeru musí být neměnná a větší než výška tisknutého tělesa. To znamená, že se v nádobě musí nacházet velké množství materiálu, který nebude při tisku využit. Nejčastějším zdrojem světla bývá laser nebo DLP projektor, který bývá častěji umístěn pod nádobou s polotovarem. Příklad technologie využívající DLP projektor: digital light processing (DLP) a digital micromirror devices (DMDs). VP umožňuje i osvětlovat celou plochu najednou a to tak, že světelný paprsek prochází skrz masku, která má negativní tvar požadovaného průřezu. Použití takových masek zrychluje dobu tisku (obvykle trvá tisk 1 vrstvy 10 sekund). Tato technologie nese označení solid ground curing (SGC). [21]



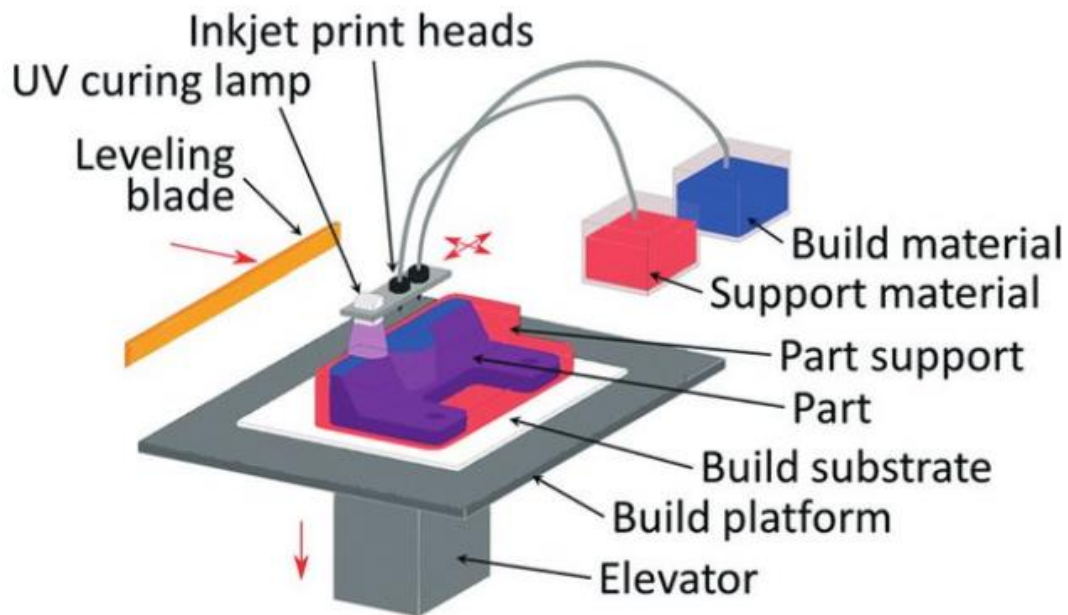
Obrázek 20: SLA technologie [21]

3.3.5 Multijet modeling (mjm)

Multijet Modeling nebo také Multijet printing je technologie. Tiskárny využívající tuto technologii se velmi podobají klasickým 2D tiskárnám, z tiskové hlavy však namísto inkoustu

vychází termopolymer. Tisková hlava obsahuje velké množství trysek (až 352), které jsou umístěny v jedné rovině. Každá tryska je individuálně řízena počítačem. Materiál je nanášen na platformu a po dokončení každé vrstvy vytvrzen UV lampou. Po dokončení vrstvy sjíždí nosná deska o tloušťku vrstvy níže. [16]

U tiskáren používajících k tisku tuto metodu je pohyb tiskové hlavy omezen na osu X, a pohyb po osách Y a Z vykonává nosná deska tiskárny. Při složitějších konstrukcích modelu využívá i technologie MJM tvorbu podpůrné konstrukce. Stavební a podpůrný materiál mají různou teplotu tání a podpory se tedy mohou odstraňovat zahřátím celého modelu.



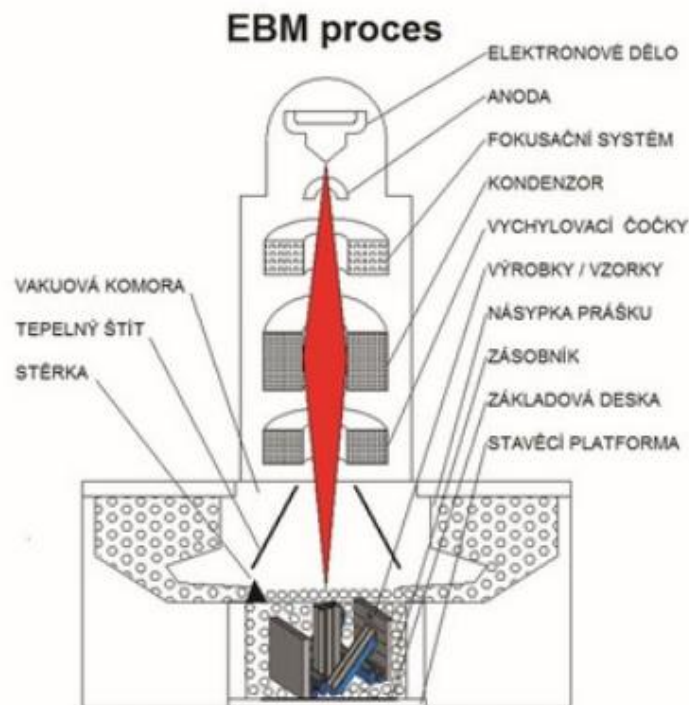
Obrázek 21: MultiJet Modeling technologie [16]

3.3.6 Electron beam melting

Technologie EBM je principiálně velmi podobná technologii SLS, liší se tavícím nástrojem, kterým je v tomto případě elektronový paprsek dosahující výkonu až 6 KW a posuvové rychlosti $8000 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, což je několikanásobně více v porovnání s tiskem pomocí laserového paprsku. Materiálem je umístěn do vakuové komory ve formě prášku nebo drátu, kde je pomocí elektronového paprsku roztaven a opět po vrstvách spojován. Teplo se generuje ze ztráty kinetické energie elektronů při jejich dopadu na povrch materiálu. Dráhově je elektronový paprsek řízen elektromagnetickými čočkami, které poskytují extrémně rychlé a přesné řízení paprsku. Platforma se opět po nanesení vrstvy sníží právě o tloušťku vrstvy a proces se opakuje, dokud není díl hotov. Výsledkem jsou tvarové komponenty, téměř zbavené vnitřního pnutí, s materiálovými vlastnostmi stejnými či lepšími, než mají lité a tvářené součásti. [22]

Jelikož proces probíhá ve vakuu, a proto je vhodný pro výrobu součástek z reaktivních materiálů jako je například titan.

Tavení elektronovým paprskem vyžaduje podpurné konstrukce, které ukotví části a převislé struktury na konstrukční platformu.



Obrázek 22: EBM technologie [22]

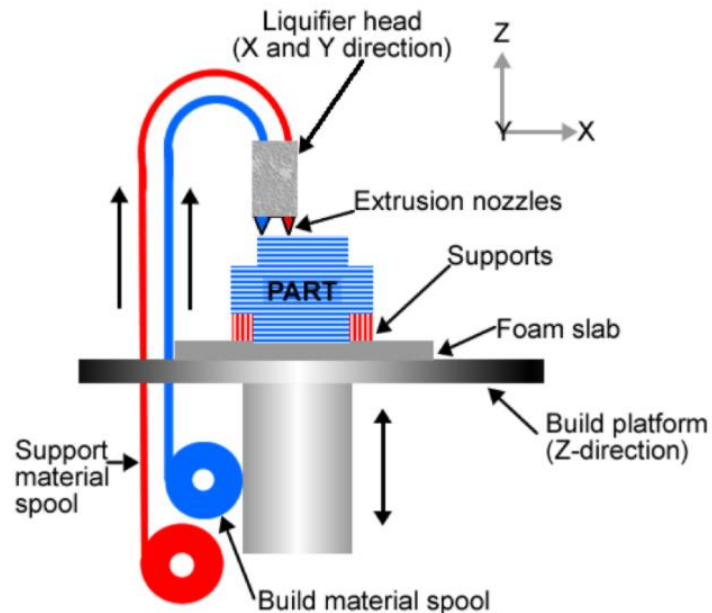
3.3.7 Fused deposition modeling (fDM)

Materiál je vytlačován skrz tiskovou hlavu (extrudér), která trasuje geometrii řezu a nanáší materiál, vrstvu po vrstvě na stavební podložku. Materiálem vstupujícím do extrudéru je obvykle struna (filament), ale některá nastavení využívají i granulé, které jsou umístěny v zásobníku. Zásobník bývá přímo součástí hlavy. [15]

Tisková hlava obsahuje topné články, které udržují materiál při teplotě blízké se teplotě tání materiálu. Materiál ztuhne a přilne k již nanesené vrstvě. Jakmile je vrstva nanesena, platforma se sníží o tloušťku vrstvy a proces se opakuje. Případně se posune tisková hlava směrem vzhůru právě o tloušťku vrstvy. Tloušťka vrstvy a rozměrová přesnost je určena průměrem hubice tiskové hlavy. Pro tisk složitějších součástí se musí navíc použít podpurný materiál. Tento materiál je přiváděn na platformu ze stejné tiskové hlavy jako stavební materiál. Tisková hlava tedy obsahuje dvě ústí. V případě použití podpor jsou podpory odstraněny buď mechanicky odlamováním, nebo v případě použití rozpustných podpor je součást ponořena do speciálního roztoku, který podpory ze součásti vyplaví. [15]

Pro tisk složitějších součástí se musí navíc použít podpurný materiál.

Používanými materiály jsou: PLA, ABS, PC, PC-ABS, PET, XT, ASA, FDM Nylon 12 a mnoho dalších. Dále se mohou využívat filamenty s příměsí bronzu, uhlíkového vlákna, nebo například dřeva. [16]

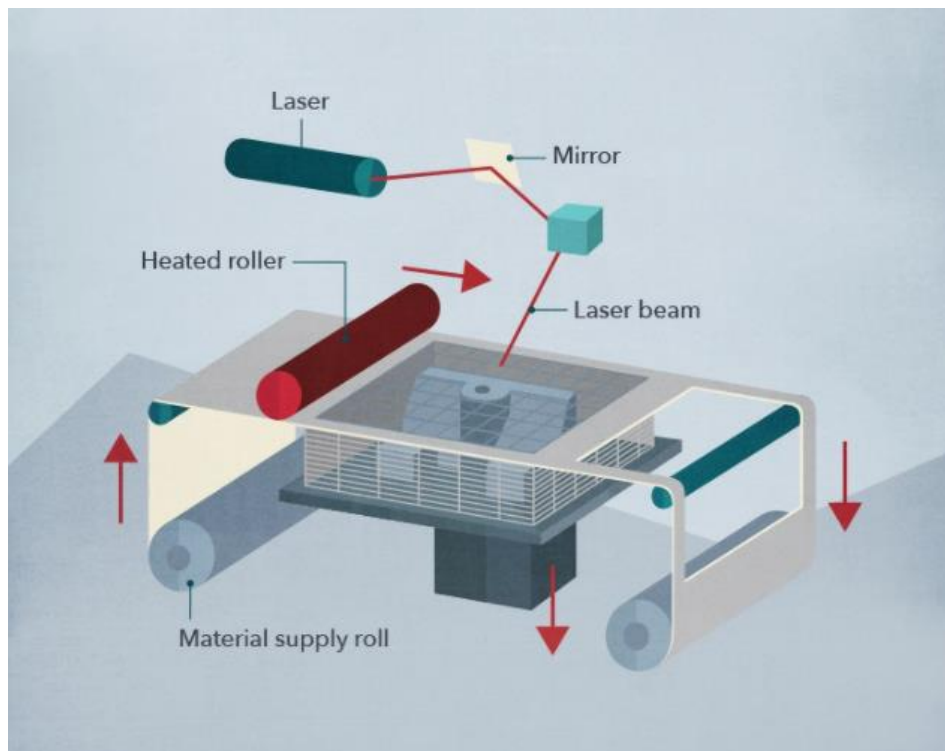


Obrázek 23: Princip FDM technologie [15]

3.3.8 Laminated object manufacturing (lom)

Součást je vytvářena ze speciálních plastových fólií opatřených vrstvou polyetylenu nebo z mnoha vrstev papíru napuštěných zpevňující hmotou. Existují ale i varianty zpracovávající kovové folie. Fólie s materiálem se převijí z jedné cívky na druhou. Tato fólie je v každém kroku navinuta přes celý pracovní prostor (pohyblivá nosná deska), zažehlena vyhřívaným válcem k už hotové vrstvě, a poté je z ní CO₂ laserem nebo nožem vyříznut obrys nové vrstvy. Přebytečná odřezaná fólie je laserem rozdělena na čtverce a později odstraněna. Po vytvoření vrstvy se podložka sníží o tloušťku fólie a postup se opakuje až do vytvoření celé součásti. Zařízení je také vybaveno čidlem přítlačné síly a teploty válce pro kontrolu podmínek výroby.

Mezi největší výhody této technologie patří schopnost vyrábět i velké součásti a možnost zpracovat různé druhy materiálu jako je například papír, různé polymery nebo kovy. Další předností je rychlost výroby daná tím, že laser pouze vyřezává obrys a celá vrstva je zažehlena najednou zažehlovacím válcem. Problémem se můžou stát podpůrné konstrukce, které u této metody vznikají z oříznutých částí fólie. Konstrukci je třeba upravit tak, aby bylo možné z dutin tyto nařezané části vyjmout. [23]



Obrázek 24: Technologie LOM [23]

3.4 Mechanické vlastnosti materiálů pro 3d tisk

Jak již bylo poznamenáno, samotný návrh dopravníku obsahuje díly, které mají být vyrobeny pomocí technologie FDM. Výběr vhodného materiálu je zcela nezbytný pro správnou funkčnost dílů, resp. sestavy. Pro vhodný výběr materiálu je zapotřebí si přesně definovat jakou roli bude díl v sestavě zastávat, tzn. zdali bude zatížen staticky či dynamicky, v jakém rozmezí teplot se bude vyskytovat, s jakými materiály bude přicházet do kontaktu, nebo například s jak velkými zatíženími bude muset pracovat. Důležitou roli při finálním výběru materiálu hraje také ekonomická úvaha.

V následujících kapitolách je popsáno několik materiálů, se kterými lze pracovat při tisku pomocí FDM technologie. Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, princip stavby modelu spočívá v nanášení vrstev taveného materiálu na sebe, přičemž každá z vrstev bezprostředně po nánosu tuhne. Je tedy důležité si uvědomit, že materiálové vlastnosti takto vzniklých součástí se mohou výrazně lišit od materiálových vlastností součástí vyrobených jinými technologiemi. Z tohoto důvodu bylo na vytištěných zkušebních tělesech různých materiálů provedeno již velké množství mechanických i dalších zkoušek.

Materiály bývají nejčastěji prodávány ve formě tiskové struny navinuté na cívku, popřípadě ve formě granulí.

3.4.1 ABS (Akrylonitrilbutadienstyren)

ABS je velmi pevný a houževnatý termoplast s výbornou tepelnou odolností. Díky tomu je vhodný k tisku mechanicky namáhaných dílů. Jako termoplast může být také opakovaně roztaven a krystalizován, aniž by došlo k znehodnocení materiálu. V neposlední řadě je filament z ABS rozpustný v acetonu. Po nanesení vrstvy acetonu na plochu výtisku lze spojit více výtisků dohromady. Navíc je možné výtisky vyhladit acetonovými výpary a získat tak dokonale lesklý povrch. [24]

Vyšší teplota tání tohoto materiálu souvisí právě s vysokou tepelnou odolností tohoto materiálu. Výtisky obvykle nevykazují známky deformace až do 98 °C. [25]

ABS je běžně používán k výrobě levných a odolných mechanických dílů (LEGO kostky, díly do aut, kryty mobilů atd.). [25]

Nevýhodou ABS jsou potenciálně nebezpečné výpary vznikající během tisku, silné kroucení při nedodržení vhodného postupu tisku a také smršťivost dílů po vychladnutí. [25]

3.4.2 PLA (Polymléčná kyselina)

PLA je biologicky rozložitelný polyester z rostlinných materiálů. Konkrétně se vyrábí z kukuřice, cukrové třtiny či řepy. Ve specializovaných průmyslových kompostárnách, kde teploty přesahují 80 °C se dá rozložit kompostováním. Materiál se vyznačuje vysokou pevností a nízkou tepelnou roztažností. Právě díky nízké tepelné roztažnosti je vhodný jak pro tisk drobných detailních výtisků, tak i velkých modelů, které zabírají velkou část tiskové plochy. Na rozdíl od jiných materiálů se také díky této vlastnosti téměř nekrouť. [25]

PLA se nicméně nehodí pro technické použití. Zaprvé neodolává vysokým teplotám (měkne už při 60 °C), podléhá rozkladu vlivem UV záření a ani mechanicky nepatří mezi nejodolnější materiály, jelikož je tvrdý a křehký – při nárazu se láme po vrstvách či střepinách. Ani soudržnost vrstev není tak dobrá jako u některých jiných materiálů. [26]

Nejllepší použití PLA je pro tisk konceptů, prototypů, modelů a hraček.

3.4.3 PET (Polyethylentereftalát)

Jedná se o termoplastický polyester, který je známý především díky plastovým lahvám. Ve 3D tisku se každopádně používají spíše jeho modifikace. Nejznámější je pak PET-G neboli glykolem modifikovaný PET, který patří mezi nejsnadněji tisknutelné materiály. Známý je také pro svoji poměrně dobrou houževnatost a teplotní odolnost (použití do cca 80 °C), která souvisí i s tím, že má malou tepelnou roztažnost, a tudíž se téměř nekrouť. Jeho vlastnosti z něj dělají vhodného kandidáta pro tisk různých mechanických dílů, svěráků a vodotěsných dílů (díky dobrému propojení vrstev). S houževnatostí souvisí i jeho vysoká pružnost. Díky tomu se při namáhání jen dočasně prohne, ale nepraskne. [26]

I když je PET používán v potravinářství, a také PETG je považován za zdraví nezávadný, nedoporučuje se tento materiál pro tisk předmětů, které přicházejí do kontaktu s potravinami. Mezi vrstvami, které se během tisku vytvářejí se totiž mohou usazovat bakterie. Nicméně lze na povrch dílu aplikovat epoxidový povrch, který již kontakt s potravinami umožňuje. Stejně tak je tomu i u výše zmíněného PLA. [26]

Mezi největší nevýhody tohoto materiálu patří možné stringování neboli tvorba vlásků na modelu. Je tak nevhodný pro výtisk detailních dílů. Další nevýhodou je silná přilnavost k tiskové podložce a těžko se odstraňující podpěry. [26]

3.4.4 Nylon (Polyamid)

Nylon je velmi houževnatý pružný materiál s vysokým poměrem pevnosti ku hmotnosti. Disponuje také vynikající adhezí mezi vrstvami a poměrně vysokou teplotní odolností spolu s nízkým součinitelem tření. Kromě teplotní a mechanické odolnosti je i chemicky odolný. [25]

Jeho nevýhodou je fakt, že je silně hygroskopický. Kvůli tomu je zapotřebí uchovávat filament ve vzduchotěsné nádobě s pohlcovačem vlhkosti (silica gel). Při špatném skladování dokáže během 24 hodin absorbovat množství vody vážící více než 10% hmotnosti filamentu. Kromě nutnosti sušení filamentu je nevýhodou Nylonu kroucení (warping). Pro úspěšný tisk nylonu je vhodné mít zvýšenou ambientní teplotu kolem tiskárny, tzn. tisknout v encloseru.[27]

Nylon je vhodný pro tisk funkčních technických dílů s vysokými nároky na teplotní a mechanickou odolnost.

3.4.5 PP (Polypropylen)

Polypropylen je obecně jeden z nejpoužívanějších plastů na planetě. Jedná se o vysoce houževnatý materiál s vynikající odolností proti únavě. Zachovává si tvar po ohybu nebo protažení. Pyšní se také dobrou teplotní (až do 105°C), elektrickou (má vysoký elektrický odpor) a chemickou odolností (odolává vůči zásadám, průmyslovým přípravkům na čištění a kyselinám). Díky své nízké hustotě dosahují výtisky nízkých hmotností, vyznačují se vysokým poměrem pevnosti k hmotnosti. Další výhodou je jeho výroba z granulátu, který je vhodný pro styk s potravinami. [27]

Nemá schopnost odolávat dlouhodobému působení UV záření. Jeho další nevýhoda je spjata se samotným tiskem. Materiál je zprv poměrně drahý a má špatnou přilnavost k podložce. Při tisku větších modelů pak může docházet k silnému kroucení.

PP se v oblasti 3D tisku používá na tisk pantů, řemínků a dalších ohebných dílů. Hodí se také pro tisk tenkostěnných modelů pro svoji dobrou průsvitnost. Běžně se používá na skladování a balení v potravinářském průmyslu. [26]

3.4.6 PC (Polykarbonát)

Polykarbonát je technický materiál (termoplast) disponující skvělou houževnatostí, odolností v tahu a vůči vysokým teplotám. Jedná se také o jeden z nejtvrdějších materiálů ve světě 3D tisku. [26]

Čistý polykarbonát není vhodný pro 3D tisk kvůli špatné přilnavosti k podkladu a silné tepelné roztažnosti, která způsobuje deformaci a praskání modelů. Z toho důvodu se do polykarbonátu přidávají různá aditiva zlepšující tisknutelnost. [26]

Hlavní nevýhodou většiny polykarbonátů je fakt, že jsou extrémně hygroskopické. Měly by proto být uchovávány ve vzduchotěsných obalech s vysoušedlem (silica gel) a před tiskem vysušeny v troubě. K dalšímu mínusu patří silné kroucení objemnějších modelů. [25]

Polykarbonát lze použít pro tisk technických dílů, jenž vyžadují vysokou teplotní a mechanickou odolnost.

3.4.7 Porovnání materiálů

Následující tabulka porovnává popsané materiály z hlediska fyzikálních vlastností i ekonomické stránky. Kromě srovnání různých plastových materiálů porovnává i vlastnosti stejného materiálu od různých výrobců filamentů.

Materiál a jeho dodavatelé	Teplotní odolnost [°C]	Rázová houževnatost Charpy [kJ/m ²]	Odolnost v tahu [MPa]	Cena [Kč/kg]
PLA				
AmazonBasics PLA				495
Das Filament PLA	54	16	55	603
Eumakers PLA	54	13	41	863
Esun PLA	54	16	65	581
Fiberlogy PLA	54	15	58	542
Fillamentum PLA	54	15	50	732
Floreon 3D PLA				1011
Hatchbox PLA	56	15	46	430
Plasty Mladec PLA	55	16	54	479
Prusament PLA	55	12	57	599
Verbatim PLA	50	16	63	699
ColorFabb PLA-PHA		30	61	1254
Devil Design PLA	55	15	59	560
OverturePLA	53	21	29	540
Spectrum PLA	58	15	53	580
PETG				
E3D Edge	77	47	51	894
ColorFabb XT	75	64	48	1219
Fiberlogy PETG	68	42	51	606
Plasty Mladec PETG	70	75	37	495
Prusament PETG	68	no break	46	699
Taulman T-Glase	78	79	46	908
Verbatim PETG	70	34	50	605
Devil Design PETG	70	24	47	480
ABS				
Esun ABS				581
Fillamentum ABS	81	32	39	628
Hatchbox ABS				430
Plasty Mladec ABS	97	30	36	479
Verbatim ABS		21	47	605
PC (Polycarbonate)				
Polymaker PC-Max	109	74	59	1568
Prusament PC Blend	113	no break	63	1399
PP (Polypropylene)				
Verbatim PP	56	no break		1678
Nylon				
Taulman Bridge	76	no break	27	712
Fillamentum Nylon FX256	110	no break	45	1816
Fiberthree F3 PA Puro Pro	90	28	32	4551

Tabulka 2: Porovnání fyzikálních vlastností a ceny materiálů [28]

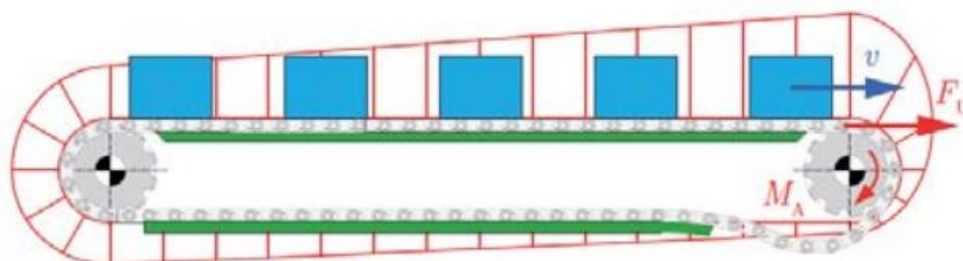
4 NÁVRHOVÉ VÝPOČTY

Kapitola se zabývá důležitými výpočty, na jejichž základě jsou vybrány jednotlivé komponenty dopravníku. Jedná se především o výpočty sil, které jsou zásadní pro vhodnou volbu pohonu a pásu. Z výpočtů vychází celá konstrukce dopravníku.

4.1 Efektivní tažná síla v pásu bez akumulace produktů:

Pro návrh jednotlivých komponent dopravníku je výpočet tažné síly nezbytným krokem. Výpočet sil v modulárním pásu se však liší od výpočtu sil v klasickém pásovém dopravníku, kde lze na rozdíl od modulárních pásových dopravníků počítat s Eulerovým zákonem. Zde, vzhledem k přenosu sil pomocí ozubených plastových kol nelze uvažovat tření mezi pásem a bubnem.

Rozložení tažné síly v modulárním pásovém dopravníku lze vidět na následující obrázku. Nejvyšší hodnotu má síla v horní větvi, právě nad ozubenými koly hnacího hřídele. Naopak ve spodní větvi právě pod ozubenými koly hnacího hřídele dochází k prověšení pásu a hodnota síly je zde nejnižší. Síla pak pomalu narůstá kvůli hmotnosti pásu a jeho kontaktu s kluznou plochou v důsledku tření. Po překročení bodu právě nad hnanou hřídelí dochází k výraznému nárůstu síly vzhledem k přídavné hmotnosti produktů.



Obrázek 25: Rozložení tažné síly v modulárním pásu [29]

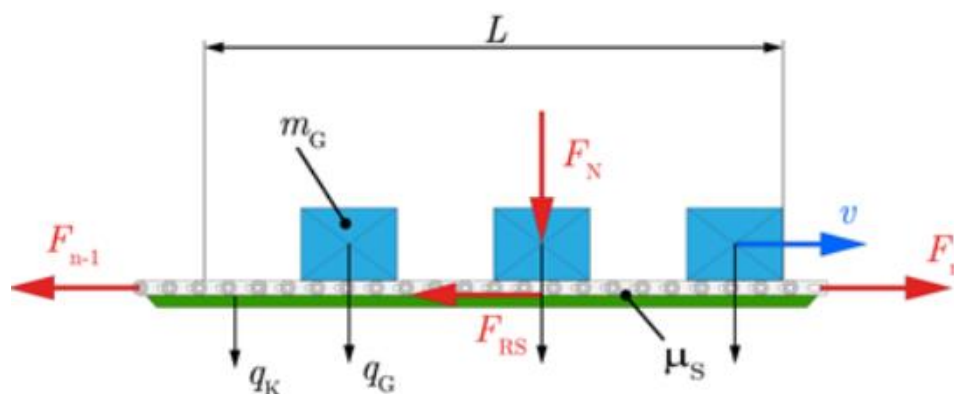
Především pro výpočet požadovaného výkonu dopravníku se musí spočítat právě nejvyšší hodnota síly, tzn. hodnota právě nad ozubenými koly hnací hřídele, což je zároveň minimální síla potřebná pro uvedení pásu do pohybu.

Především v případě nakloněných dopravníků, popřípadě dopravníků obsahujících zatáčky se pro výpočet výsledné síly pás dělí na jednotlivé úseky. Síla projevující se na konci každého úseku F_n je dána součtem tažné síly vyvolané předchozím úsekem F_{n-1} a ztrátami F_R v právě počítaném úseku. Zapsáno pomocí vzorce jako: [29]

$$F_n = F_R + F_{n-1} \quad (1)$$

V našem případě počítáme tažnou sílu v přímém, rovinném dopravníku, kde je zatížení vyvoláno výhradně normálovou silou F_n , která vychází z hmotnosti produktů a vlastní

hmotnosti modulárního pásu. Rozložení sil v přímém rovinném úseku je znázorněno na následujícím obrázku: [29]



Obrázek 26: Jednoduchý přímý úsek [29]

Vztah pro třecí ztráty F_R (v obrázku značeno jako F_{RS}) v tomto úseku bude

$$F_R = \mu_s \cdot g \cdot L \cdot (q_K + q_G), \quad (2)$$

kde μ_s je třecí koeficient mezi pásem a kluznými lištami (uvažuji hodnotu 0,28), g je gravitační zrychlení, L je délka úseku a q_K a q_G jsou specifické hmotnosti produktu a pásu. [29]

Friction Coefficient (μ_s) between Chain/Belt and Wearstrip

Chain/Belt Material	Wearstrip Material					
	UHMWPE Dry	UHMWPE Wet	UHMWPE with Oil	Nylatron NSM Dry	SS-Steel Dry	SS-Steel Wet
POM-NL	0.20	0.15	0.12	0.22	0.25	0.21
POM-D	0.19	0.14	0.12	0.21	0.24	0.20
POM-LF	0.18	0.13	0.12	0.20	0.23	0.19
POM-SLF	0.17	0.12	0.12	0.19	0.22	0.18
POM-SX	0.15	0.10	0.11	0.17	0.20	0.16
PP	0.25	0.20	0.15	0.28	0.30	0.27
PE	0.25	0.20	0.15	0.28	0.25	0.20
PA6	0.20	N/a	0.15	0.22	0.30	n/a
GR	0.26	0.22	0.18	0.29	0.32	0.25
AR	0.26	0.22	0.18	0.29	0.32	0.25

Tabulka 3: Koeficienty tření mezi pásem a kluznými lištami pro různé materiály [11]

Specifickou hmotnost produktu q_G pak lze spočítat jako:

$$q_G = m_G l_G + l_D, \quad (3)$$

přičemž l_G je délka produktu a l_D je vzdálenost mezi produkty.

Specifická hmotnost pásu na jeden metr délky q_K pak odpovídá součinu:

$$q_K = m_K^* \cdot b_K, \quad (4)$$

kde m_K^* je hmotnost pásu na metr čtvereční a b_K je šířka pásu. Hodnota m_K^* je dohledatelná v katalozích dodavatelů pásů.

Po dosazení je kompletní vzorec pro třecí ztráty dán vztahem:

$$F_R = \mu_s \cdot g \cdot L \cdot \left(m_K^* \cdot b_K + \frac{m_G}{(l_G + l_D)} \right). \quad (5)$$

$$F_R = 0,28 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot \left(5,7 \cdot 0,457 + \frac{30}{(0,5 + 0,165)} \right) = 261,62 \text{ N/m} \quad (6)$$

V případě dopravníku o šířce 457 mm bude mít tažná síla v pásu velikost:

$$F_B = F_R \cdot b_K = 261,62 \cdot 0,457 = 119,57 \text{ N} \quad (7)$$

Pro kontrolu správnosti výsledku provedu výpočet dle rovnice uvedené v katalogu společnosti Ammeraal. Pro zjednodušení zachovám indexy veličin. Zde se tažná síla v pásu vypočte jako:

$$F_B = (2m_K^* + m_G)L \cdot \mu_s \cdot g \cdot b_K \cdot SF \text{ [N]}. \quad (8)$$

Lze si všimnout, že tento vzorec počítá i se servisním faktorem SF, který zohledňuje i prostředí, ve kterém se dopravník nachází a jeho průměrnou délku používání. Uvažuji čisté prostředí a průměrnou délku používání dopravníku více než 5 hodin. Dle katalogu má servisní faktor velikost 1,2. Dále si lze povšimnout, že tato varianta výpočtu nepočítá s hodnotami délek produktů a vzdálenosti mezi nimi. [13]

Nyní provedeme dosazení známých hodnot do vzorce:

$$F_B = (2 \cdot 5,7 + 30) \cdot 2 \cdot 0,28 \cdot 9,81 \cdot 0,457 \cdot 1,2 = 124,78 \text{ N} \quad (9)$$

Výsledky jsou téměř totožné. Pro další výpočty budu uvažovat vyšší hodnotu síly F_B .

Jak již bylo zmíněno, výše vypočtené hodnoty však platí pouze pro šířku pásu 457 mm.

Další hodnoty tažné síly pro ostatní šířky pásu jsou uvedeny v následující tabulce.

šířka pásu	[mm]	152,4	228,6	304,8	457,2	533,4	609,6
tažná síla (Jens Sumpf)	[N]	46,08	58,15	78,26	119,57	140,77	162,34
tažná síla (Ammeraal)	[N]	41,59	62,39	83,19	124,78	145,58	166,37

Tabulka 4: Porovnání výsledků tažných sil pro jednotlivé šířky pásu

4.2 Efektivní tažná síla v pásu s akumulací produktů:

V této kapitole budeme uvažovat i případ, kdy se budou produkty na páse akumulovat (viz Obrázek 22). Do výpočtu je pak zapotřebí zahrnout i přídatné tření F_{RG} . Tažná síla projevující se na konci uvažovaného úseku pak bude mít velikost: [29]

$$F_n = F_R + F_{RG} + F_{n-1}, \quad (10)$$

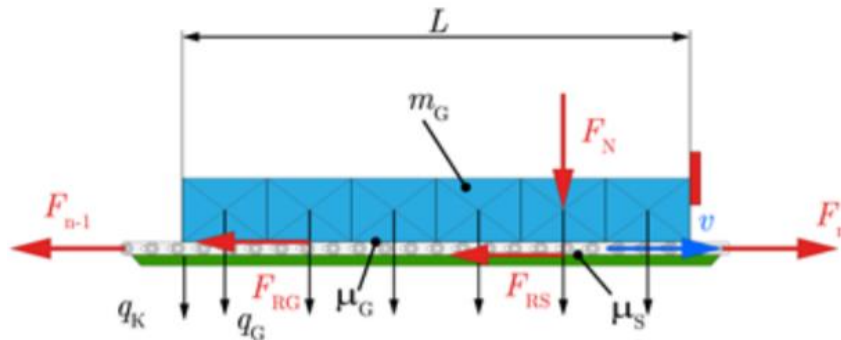
kde F_R jsou třecí ztráty popsané v přechodí kapitole. Nově je zde započítáno tření vyvolané mezi pásem a produkty. Jeho velikost vyplývá z následujícího vztahu:[29]

$$F_{RG} = \mu_G \cdot g \cdot L \cdot q_G,$$

kde q_G je koeficient tření mezi produktem a pásem.

Specifická hmotnost produktu vynechává v tomto případě člen l_D : [29]

$$q_G = \frac{m_G}{l_G}. \quad (11)$$



Obrázek 27: Jednoduchý přímý úsek s akumulací produktů [29]

Podle katalogu firmy Habasit se pak tažná síla při akumulaci produktů vypočte dle vztahu: [13]

$$F_{Baku} = [(2m_k^* + m_G)L \cdot \mu_G + m_{Pa} \cdot \mu_P]g \cdot SF \text{ [N/m]}, \quad (12)$$

kde m_{Pa} je hmotnost akumulovaného produktu [kg/m^2] a μ_P je koeficient tření mezi pásem a produktem. Hodnoty koeficientů tření pro různé materiály lze najít v následující tabulce. V mém případě uvažuji produkty z kartonu. Koeficient tření v tomto případě odpovídá hodnotě 0,22.

Friction Coefficient, (μ_2) between Chain/Belt and Product

Chain Material	Lubrication	Product Material			
		Glass	Metal	Plastic	Cardboard
Carbon*/ Stainless Steel	Water	0.25	0.25	0.20	-
	Water + soap	0.15	0.15	0.10	-
	Oil	0.15	0.15	0.10	-
POM-D (Acetal)	Dry	(0.18)	0.24	0.22	0.27
	Water	(0.16)	0.21	0.19	-
POM-LF (Acetal)	Dry	(0.15)	0.20	0.18	0.21
	Water	(0.12)	0.18	0.16	-
POM-SLF (Acetal)	Dry	(0.12)	0.15	0.15	0.19
	Water	(0.10)	0.14	0.14	-
AR/GR	Dry	(0.27)	0.32	0.26	0.31
	Water	(0.25)	0.30	0.25	-
PP	Dry	(0.19)	0.32	0.17	0.22
	Water	(0.17)	0.30	0.15	-
PE	Dry	(0.10)	0.13	0.10	0.15
	Water	(0.09)	0.11	0.09	-

Tabulka 5: Koeficienty tření mezi pásem a produktem pro různé materiály [11]

Jelikož známe všechny hodnoty, lze nyní dosadit do vztahu a získat hodnotu síly:

$$F_{Baku} = [(2 \cdot 5,7 + 30) \cdot 2 \cdot 0,28 + 30 \cdot 0,22] \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 350,62 \text{ N/m} \quad (13)$$

Pokud bychom vynásobili hodnotu příslušnou šířkou dopravníkového pásu, dostaneme hodnotu síly v Newtonech. V následujícím výpočtu uvažujeme opět šířku 457,2 mm.

$$F_{Baku} = 292,18 \cdot 0,457 = 160,23 \text{ N.} \quad (14)$$

Porovnání tažných sil bez akumulace a s akumulací produktů pro jednotlivé šířky pásu posytuje následující tabulka.

šířka pásu	[mm]	152,4	228,6	304,8	457,2	533,4	609,6
bez akumulace	[N]	41,59	62,39	83,19	124,78	145,58	166,37
s akumulací	[N]	53,43	80,15	106,87	160,30	187,02	213,74

Tabulka 6: Hodnoty tažných sil v pásu bez a s akumulací produktů

V dalších výpočtech uvažuji s hodnotami tažných sil bez akumulace produktů.

4.3 Dovolená tažná síla

Výsledky vypočtených tažných sil v pásu je zapotřebí porovnat s maximální dovolenou silou, což je hodnota, která by neměla být překročena. Překročení této síly by mohlo vést k porušení pásu.

Před samotným výpočtem je zapotřebí volby pásu. Vzhledem k zadání práce jsem zvolil pás typu "M2470 Flat Top 1" od firmy Habasit. Jeho detailnější popis je uveden v kapitole 7.6. Katalogový list je zároveň součástí příloh práce.

Pro maximální dovolenou sílu platí vztah: [13]

$$F'_{adm} = F'_N \cdot c_T \cdot c_V \cdot b_k [N], \quad (15)$$

kde F'_N je nominální tahová síla, c_T je teplotní faktor a c_V je rychlostní faktor.

Nominální tahová síla je síla, jejíž hodnotu lze dohledat pro zvolený typ pásu v katalogovém listu (viz Tabulka 6). Pro zvolený polypropylenový pás je její hodnota $F'_N = 17200 \text{ N/m}$.

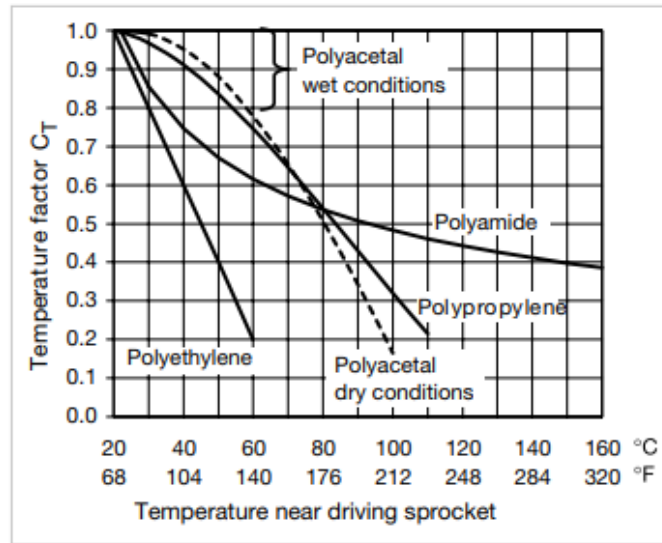
Belt data

Belt material		POM	PP	
Rod materiál		PA	POM	PP
Nominal tensile strength F'_N straight run	N/m	30000	18500	17200
	lb/ft	2055	1267	1178
Temperature range	°C	-40 - 93	5 - 93	5 - 105
	°F	-40 - 200	40 - 200	40 - 220
Belt weight m_B	kg/m ²	8.7	5.7	5.7
	lb/sqft	1.79	1.17	1.17

Tabulka 7: Vlastnosti zvoleného pásu [13]

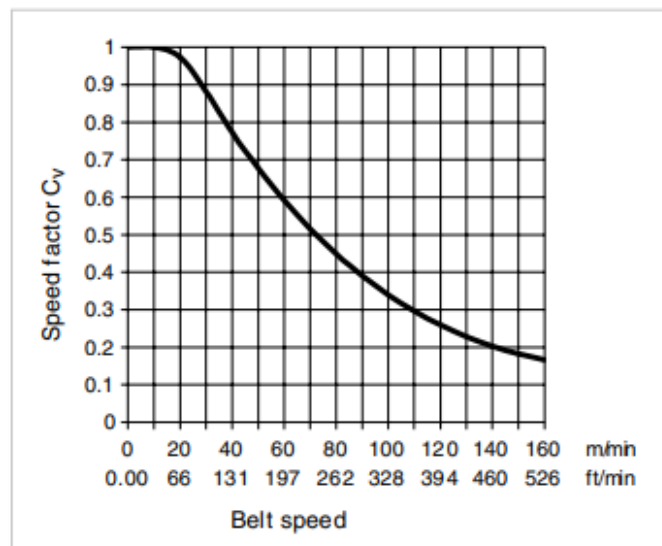
Teplotní faktor je bezrozměrnou veličinou, kterou lze snadno odečíst z následujícího grafu. Ten je součástí katalogu dodavatele. V našem případě uvažujeme nejvyšší možnou teplotu 60 °C. Oblast výskytu této nejvyšší teploty se uvažuje v blízkosti ozubených kol umístěných na hnací hřídeli. Pro zvolený typ materiálu pásu, tedy polypropylen, byla odečtena hodnota $c_T = 0,74$. [13]

Standard materials



Obrázek 28: Graf závislosti teploty na teplotním faktoru [13]

Obdobně se odečte i hodnota pro rychlostní faktor. Maximální rychlost dopravníku vyplývá ze zadání práce a její hodnota je $v = 18 \text{ m/min}$. Pro tuto zadanou rychlost byla odečtena hodnota $c_v = 0,96$. [13]



Obrázek 29: Graf závislosti rychlosti pásu na rychlostním faktoru [13]

Nyní již známe všechny hodnoty veličin a můžeme vypočítat maximální dovolenou sílu:

$$F'_{adm} = 17200 \cdot 0,74 \cdot 0,96 \cdot 0,4572. \quad (16)$$

Výsledná hodnota maximální dovolené síly pro šířku pásu 457,2 mm je:

$$F'_{adm} = \mathbf{5586,47 \text{ N}}. \quad (17)$$

Hodnoty dovolených sil pro všechny uvažované šířky pásu lze vidět v následující tabulce.

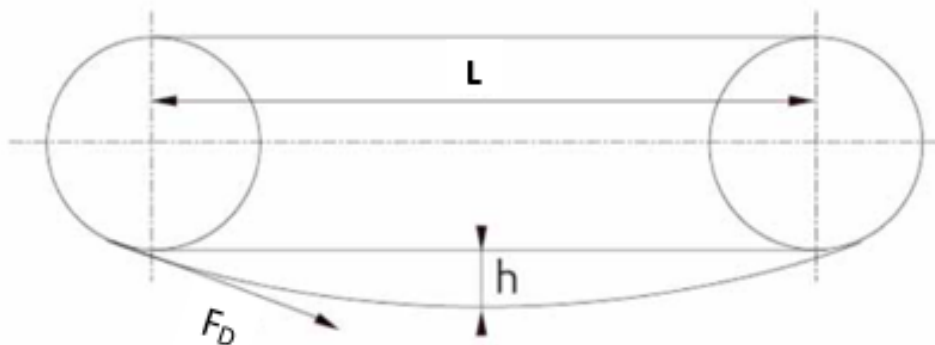
šířka pásu	[mm]	152,4	228,6	304,8	457,2	533,4	609,6
dovolená síla	[N]	1862,157	2793,236	3724,315	5586,472	6517,551	7448,629

Tabulka 8: Hodnoty dovolených sil pro jednotlivé šířky pásu

Pokud porovnáme výsledné hodnoty s vypočtenými hodnotami tažných sil v pásu, zjistíme, že hodnoty dovolených sil mnohonásobně převyšují hodnoty tažných sil.

4.4 Tažná síla pásu v dolní větvi

Pro další výpočty je zapotřebí spočítat i sílu v dolní větvi dopravníku v oblasti pod hnací hřídelí. Tato síla na rozdíl od tažné síly v horní větvi nebude působit v horizontálním směru, jelikož pás v dolní větvi vyžaduje prověšení. Výsledná hodnota síly je ovlivněna především třením mezi pásem a kluznými lištami v horní větvi pásu (v dolní větvi se kluzné lišty nevyskytují) a uvažovanou hloubkou prověšení pásu. [13]



Obrázek 30: Tažná síla v dolní větvi [13]

Tažnou sílu v dolní větvi vypočteme jako:

$$F_D = m_k^* \cdot L \cdot b_k \cdot g \cdot \left(\frac{L}{8\mu_s} + \frac{h}{L} \right), \quad (18)$$

kde h je hloubka prověšení pásu v dolní větvi. Doporučené hloubky prověšení udávají dodavatelé pásů ve svých katalozích. Dle firmy Habasit by se měla tato hodnota pohybovat v rozmezí od 25 do 100 mm. Při výpočtu uvažuji hodnotu 50 mm. [13]

Po dosazení známých hodnot veličin má tažná síla v dolní větvi pásu hodnotu:

$$F_D = 5,7 \cdot 2 \cdot 0,46 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{2}{8 \cdot 0,28} + \frac{0,05}{2} \right) = 56,43 \text{ N}. \quad (19)$$

Výpočet uvažuje nejdelší možnou variantu dopravníku (2 m).

4.5 Prodloužení pásu

Rozdíl v pracovní teplotě a teplotě prostředí může při větším rozdílu v hodnotách způsobit nezanedbatelné prodloužení pásu jak v jeho délce, tak i šířce. S tímto potenciálním prodloužením je zapotřebí počítat i při návrhu konstrukce dopravníku.

Prodloužení pásu po délce lze spočítat podle následujícího vztahu: [13]

$$\Delta L_b = L_b \cdot e_c (T_2 - T_1), \quad (20)$$

kde L_b je délka pásu, e_c je koeficient expanze, T_2 je pracovní teplota a T_1 je teplota prostředí. Hodnoty koeficientů expanze pro různé materiály pásů lze dohledat v Tabulce 2. V našem případě polypropylenového pásu je hodnota e_c rovna $0,13 \frac{mm}{m \times ^\circ C}$.

	$\frac{mm}{m \times ^\circ C}$	$\frac{in.}{ft \times ^\circ F}$
POM	0.12	0.0008
PP	0.13	0.0009
PE	0.18	0.0012
PA6/PA6.6	0.11	0.0007

Tabulka 9: Hodnoty koeficientů expanze [11]

Ze zadání známe i obě teploty. Po dosazení všech hodnot do rovnice lze tedy spočítat prodloužení pásu po délce:

$$\Delta L_b = 4,466 \cdot 0,13(60 - 15), \quad (21)$$

$$\Delta L_b = 26,13 \text{ mm} \quad (22)$$

Obdobně se vypočítá i změna šířky pásu ΔW_b :

$$\Delta W_b = W_b \cdot e_c(T_2 - T_1), \quad (23)$$

$$\Delta W_b = 0,4672 \cdot 0,13(60 - 15), \quad (24)$$

$$\Delta W_b = 2,73 \text{ mm} \quad (25)$$

Změnu šířky pásu pro všechny uvažované šířky pásu shrnuje následující tabulka.

šířka pásu	[mm]	152,4	228,6	304,8	457,2	533,4	609,6
změna šířky pásu	[mm]	0,89154	1,33731	1,78308	2,67462	3,12039	3,56616

Tabulka 10: Změny šířky pásu pro jednotlivé šířky pásu

4.6 Počet ozubených kol na hřídeli

Počet ozubených kol na hřídeli vychází z rovnic nerovnosti pro minimální počet kol v závislosti na šířce pásu:

$$n_{sp.} \approx \frac{b_k}{0,1524} + 1, \quad (26)$$

kde b_k je šířka pásu v metrech.

Pro šířku pásu $b_k = 457,2 \text{ mm}$ vypočteme počet kol:

$$n_{sp.} \approx \frac{0,4572}{0,1524} + 1 = 4 \quad (27)$$

Dále provedeme kontrolu počtu kol na hřídeli. Ta je dána vztahem:

$$n_{sp.} \geq \frac{F_B}{SP_{perm.}}, \quad (28)$$

který uvažuje i zatížení kol. F_B je tedy tahová síla v pásu [N]. Veličina $SP_{perm.}$ je dovolené zatížení na jedno kolo. Tato hodnota je k nalezení v katalogu. Pro zvolený polypropylenový pás má tato veličina hodnotu 1300 N.

Pro maximální zatížení platí:

$$n_{sp.} = 4 \geq \frac{300}{1300} = 0,23. \quad (29)$$

Výpočty pro ostatní šířky pásů jsou uvedeny v následující tabulce:

šířka pásu	[mm]	152,4	228,6	304,8	457,2	533,4	609,6
počet kol na hřídeli	[ks]	2	3	3	4	5	5

Obrázek 31: Počet kol na hřídeli pro jednotlivé šířky pásu

4.7 Dimenzování pohonu

Při výpočtu vycházím ze zadaných hodnot rychlostí dopravního pásu, které jsou 6-18 m/min. Pro volbu vhodného pohonu je zapotřebí spočítat především kroutící moment na hnacím hřídeli a otáčky tohoto hřídele. Pro výběr vhodného typu převodovky se dopočítá ještě převodový poměr, resp. poměr mezi otáčkami elektromotoru a otáčkami hnacího hřídele.

Při výběru pohonu uvažuji konstantní rychlost pásu. Pro různé rychlosti se tak pohon může lišit. Zvolené pohony pro jednotlivé rychlosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Pro pohon dopravníku jsem zvolil spojení třífázového asynchronního motoru 3 x 400 V s krytím IP 55 se šnekovou převodovkou. Volba šnekové převodovky připadá v úvahu především díky tomu, že nabízí velký rozsah převodových poměrů, nízkou prostorovou náročnost vzhledem k vzájemnému natočení vstupního a výstupního hřídele o 90° a nízkou hmotnost.

Výpočet kroutícího momentu hnacího hřídele vychází z hodnot tažné síly F_B , resp. požadované minimální síly pro pohyb dopravníku s maximálním zatížením a průměru plastových ozubených kol D . Kroutící moment se vypočte jako součin těchto veličin:

$$M_k = F_B \cdot \frac{D}{2} = 124,35 \cdot \frac{0,0995}{2} = 6,19 \text{ Nm} \quad (30)$$

Pohon musí mít stejný nebo vyšší výstupní kroutící moment než 6,19 Nm.

Počet otáček hnacího hřídele je dán podílem veličin rychlosti dopravníku a průměru ozubených kol. Následující výpočet uvažuje maximální zadanou hodnotu rychlosti. Pro ostatní rychlosti je výpočet obdobný. Všechny hodnoty otáček hnacího hřídele pro jednotlivé rychlosti odstupňované po 3 m/min jsou uvedeny v následující tabulce.

Požadovaná hodnota otáček pro rychlost 18 m/min je tedy:

$$n_2 = \frac{v}{D \cdot \pi} = \frac{18}{0,0995 \cdot \pi} = 57,58 \text{ ot/min.} \quad (31)$$

Jak bylo zmíněno na začátku kapitoly, pro volbu vhodné převodovky je zapotřebí vypočítat převodový poměr mezi otáčkami elektromotoru a otáčkami hnacího hřídele. Hodnoty otáček elektromotoru vychází z katalogu firmy WEG.

Převodový poměr pro maximální rychlost dopravníku je:

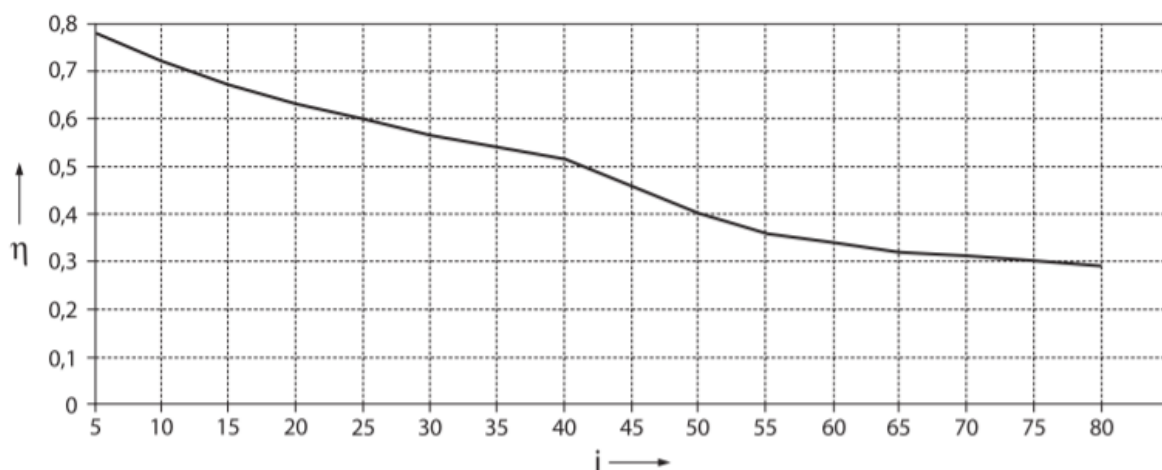
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1420}{57,58} = 24,66, \quad (32)$$

kde n_1 je počet otáček motoru a n_2 počet otáček hnacího hřídele. Na základě této hodnoty lze zvolit vhodnou šnekovou převodovku. Nejbližší katalogová hodnota odpovídá poměru 1:24. Zvolenou převodovkou je převodovka typu GS 120. I v případě ostatních hodnot zadaných rychlostí lze použít stejný typ převodovky.

Minimální potřebný výkon motoru, při kterém by se pás již mohl pohybovat rychlostí 18 m/min je dán vztahem:

$$P = \frac{M_k \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} = \frac{6,19 \cdot 57,58}{9550 \cdot 0,61} = 0,0615 \text{ kW} = 61,15 \text{ W}, \quad (33)$$

kde η je účinnost šnekové převodovky. Její hodnotu lze přibližně určit na základě odečtení z grafu závislosti účinnosti na převodovém poměru. Graf je součástí katalogu firmy WEG (viz Obrázek 20). Uvažovaná hodnota převodového poměru je určena na základě katalogové hodnoty jako nejbližší hodnota k vypočtené hodnotě převodového poměru. Pro rychlost 18 m/min je skutečná (katalogová) hodnota převodového poměru 24:1. Pro tento poměr byla odečtena hodnota účinnosti šnekové převodovky $\eta = 0,61$.



Obrázek 32: Graf závislosti účinnosti šnekové převodovky na převodovém poměru [30]

V neposlední řadě vypočtu skutečné hodnoty rychlostí pásu a jejich odchylky od požadovaných rychlostí.

Skutečná hodnota počtu otáček výstupního hřídele je dána poměrem mezi otáčkami motoru n_1 a katalogovou (skutečnou) hodnotou převodového poměru šnekové převodovky i_{skut} :

$$n_{2skut} = \frac{n_1}{i_{skut}} = \frac{1420}{24} = 59,17 \text{ ot/min}, \quad (34)$$

Skutečnou rychlost pásu lze vypočítat právě z hodnoty n_{2skut} , v součinu s průměrem ozubeného kola:

$$v_{skut} = \pi \cdot D \cdot n_{2skut} = \pi \cdot 0,0995 \cdot 59,17 = 18,49 \text{ m/min}, \quad (35)$$

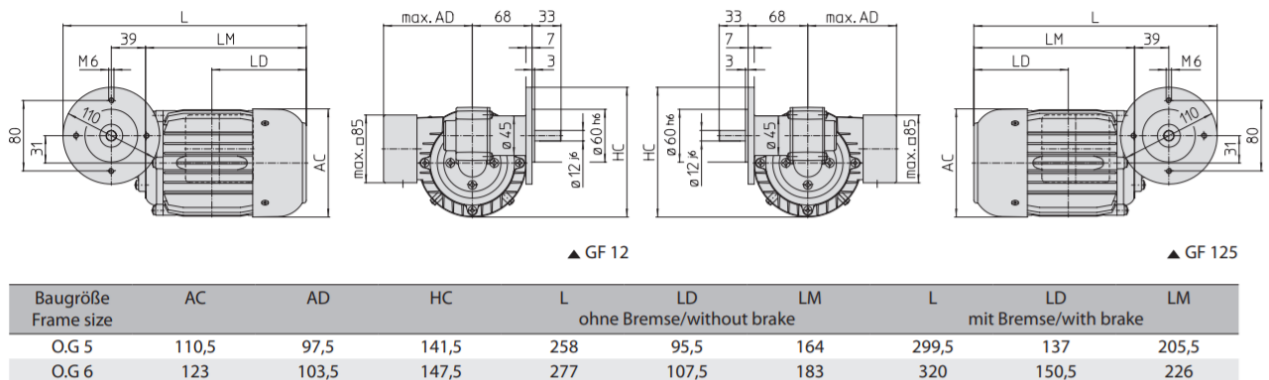
Odchylka skutečné rychlosti od zadané rychlosti se vypočte jako:

$$\Delta v = \frac{v_{skut} - v}{v} = \frac{18,49 - 18}{18} = 0,0275 = +2,75 \% \quad (36)$$

Skutečná hodnota rychlosti modulárního pásu bude o 2,75 % vyšší než požadovaná hodnota.

VELIČINA	ZKRATKA	JEDNOTKA					
Zadaná rychlost dopravníku	v	m/min	6	9	12	15	18
Otáčky hnacího hřídele	n2	ot/min	19,19	28,79	38,39	47,99	57,58
Účinnost šnekové převodovky	eta	-	0,30	0,40	0,53	0,57	0,61
Požadovaný výkon	P	W	41,45	46,63	46,92	54,53	61,15
Výkon motoru	Pmotor	W	50,00	50,00	70,00	90,00	90,00
Kroutící moment pohonu	M2	Nm	7,70	6,80	9,40	10,30	8,80
Maximální kroutící moment	M2 max	Nm	10,00	10,00	11,00	10,00	10,00
Vypočtený převodový poměr	i	-	74,50	49,67	36,47	29,59	24,66
Katalogový převodový poměr	iskut	-	75,00	50,00	38,00	30,00	24,00
Otáčky motoru	n1	ot/min	1430,00	1430,00	1400,00	1420,00	1420,00
Skutečné otáčky hnacího hřídele	n2skut	ot/min	19,07	28,60	36,84	47,33	59,17
Skutečná rychlost	vskut	m/min	5,96	8,94	11,52	14,80	18,49
Odchylka od zadané rychlosti	deltav	%	0,67	0,67	4,03	1,36	-2,75
Typ motoru			SDG 534	SDG 534	SDLG 534	SDG 634	SDG 634
Typ převodovky			GF 12	GF 12	GF 12	GF 12	GF 12

Tabulka 11: Výpočty základních veličin pro volbu pohonu



Obrázek 33: Základní rozměry zvoleného typu pohonu [30]

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Konstrukční návrh je součástí praktické části diplomové práce. Konkrétně se jedná o návrh modulárního pásového dopravníku, který je navržen do vnitřních prostorů pro převoz kusového zboží. Celý koncept vychází ze zadaných počátečních hodnot i vypočtených hodnot dle katalogů dodavatelů pásových modulárních dopravníků.

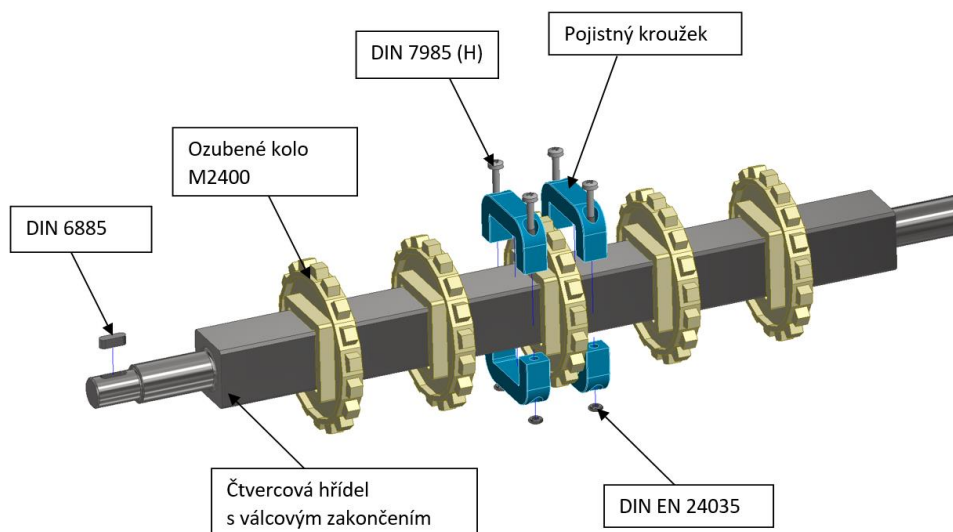
Model by vytvořen v programu Autodesk Inventor, a to parametricky. Celková šířka dopravníku vychází z šířky pásu. Jednotlivé šířky pásu pak vychází z hodnot uvedených v katalogu (viz příloha). Hodnoty šířky pásu se pohybují v rozmezí hodnot od 152,4 mm do 609,6 mm.

Celková délka dopravníku vychází z osové vzdálenosti hřídelů a pohybuje se v rozmezí hodnot od 1000 mm do 4000 mm. Celková výška je ovlivněna především výškou stojanů i průměrem ozubených kol. Výška stojanů odpovídá hodnotám v rozmezí od 700 mm do 1200 mm. Průměry ozubených kol jsou v rozmezí hodnot od 100 mm do 200 mm. Vzhledem k různým velikostem dopravníku je nezbytné vybrat i různé pohony s různými parametry, které budou výpočetně odpovídat každé velikosti dopravníku.

V následujících kapitolách je popsán konstrukční návrh dopravníku po dílčích sestavách.

5.1 Hnací a vratná jednotka

Obě jednotky jsou v podstatě totožné. Na následujícím obrázku lze vidět rozpad sestavy. Jejím prvky jsou čtvercová hřídel vyrobená z materiálu ČSN 12 060, nylonová ozubená kola a pojistný kroužek, který pozičně zajišťuje středové ozubené kolo. Z důvodu předpokládaného zkracování, resp. prodlužování pásu se ostatní kola na hřídeli nefixují. V případě hřídele s dvěma ozubenými koly se zajišťuje pouze kolo na hnací straně. Ozubená kola byla vybrána z katalogu firmy Habasit. Katalogový list produktu je součástí přílohy práce.



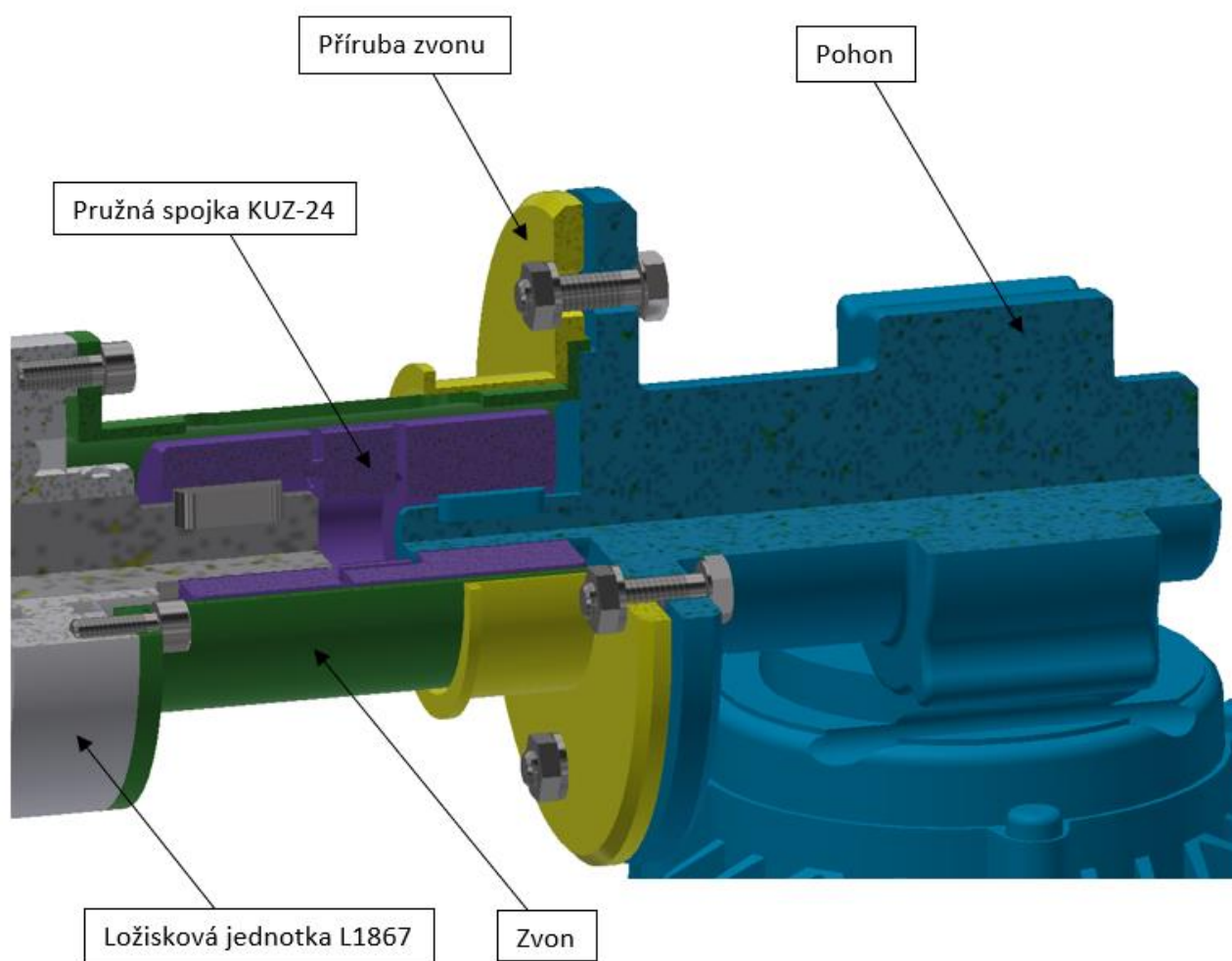
Obrázek 34: Rozpad sestavy hnací hřídele

5.2 Pohon

Volba pohonu vychází z výpočtu otáček a kroutícího momentu hnací hřídele a výpočtu požadovaného výkonu motoru (viz kapitola 4.7).

Sestava pohonu s připojením k hnací hřídeli se skládá z třífázového asynchronního elektromotoru SDG/SDLG, šnekové převodovky typu GF 12, pružné spojky, příruby zvonu a zvonu (viz obrázek). Aby bylo možné pohon ke zvonu připevnit, je převodovka zakončena přírubou.

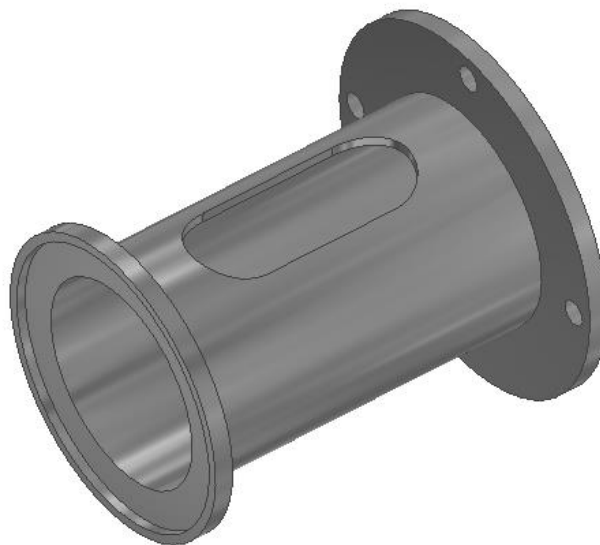
Pro spojení hnacího hřídele (D20) s výstupním hřídelem převodovky (D12) jsem zvolil pružnou spojku KUZ-24 z katalogu firmy Zimm. Radiální spojení spojky a hřídele je zajištěno pomocí pera DIN 6885, které doporučuje výrobce spojek. Axiální spojení zajišťují šrouby M5. Parametry spojky jsou uvedeny v příloze práce.



Obrázek 35: spojení hnací hřídele s hřídelí pohonu

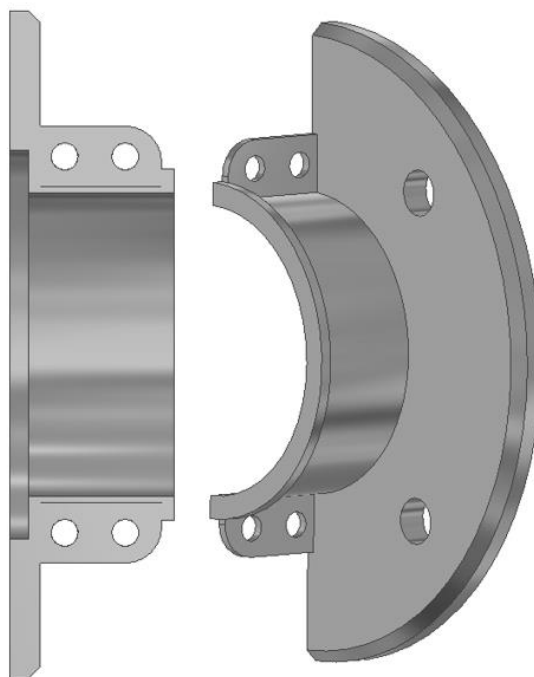
Zvon (viz následující obrázek) je z jedné strany připevněn pomocí šroubů s válcovou hlavou M5 do ložiskové jednotky. Druhá strana zvonu – hrdlo zvonu je sevřeno mezi přírubou zvonu a přírubou pohonu. Svěrný spoj je realizován za pomoci šroubů DIN 931 – M5x0,8x20-

10.9. Po délce zvonu je vyhotoven otvor pro montáž spojky. Zvon i příruba zvonu jsou vyrobeny ze slitiny hliníku Al 6061.



Obrázek 36: Zvon

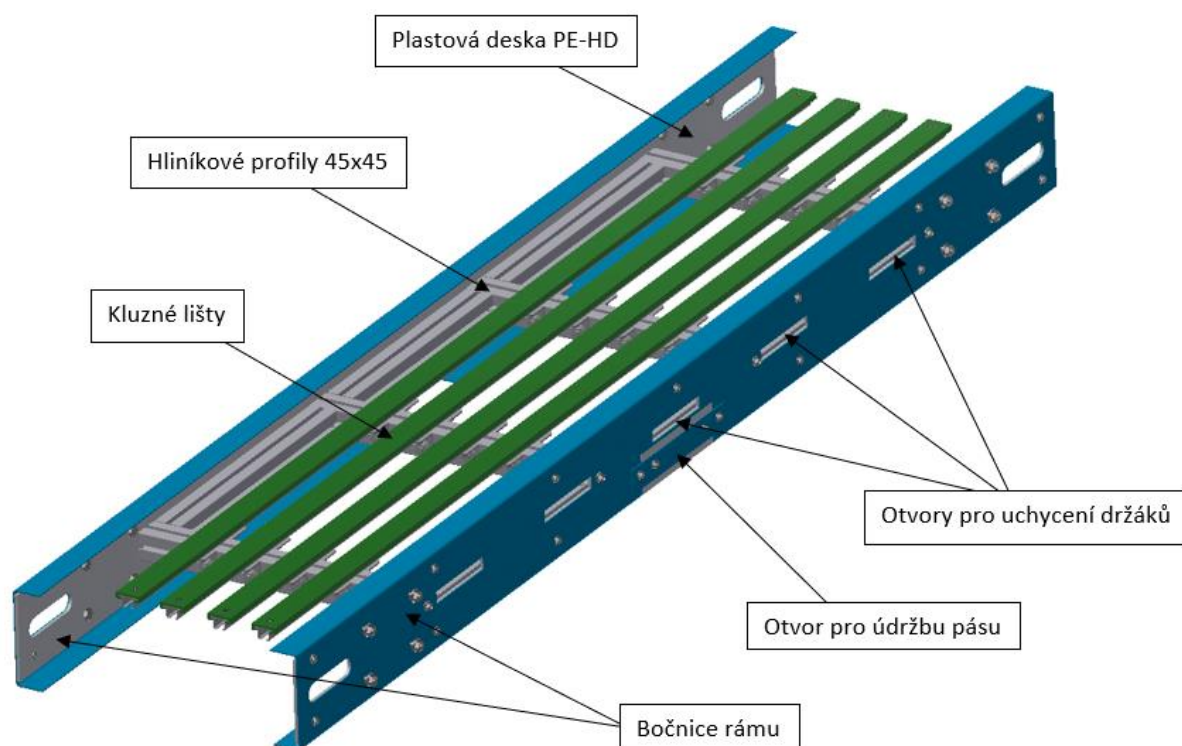
Aby bylo možné spojení realizovat, je příruba zvonu rozdělena na 2 samostatné části. Tyto příruby jsou spojeny pomocí šroubů M5 a matic. Část příruby zvonu lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 37: Příruba zvonu

5.3 Rám

Sestava rámu (viz Obrázek 26) sestává ze 2 plechů tvaru U, které jsou spojeny s čelní plochou hliníkových profilů o modulu 45 ve 4 bodech na každé straně. Mezi plechem a hliníkovým profilem je ještě umístěna plastová deska, která vyztužuje celou konstrukci. Ta je k plechu připevněna v několika dalších místech. Materiálem desky je melen, známý také jako PE-HD nebo PE300. V případě vyššího průměru ozubených plastových kol, resp. větší šířky plechu tvaru U sestává rám ze 2 profilů IM 40-8, 40x80. Ke spojení plechu s profily pak dochází v 6 bodech na každé straně.



Obrázek 38: Sestava rámu

Součástí rámu jsou kluzné lišty od firmy Habasit, připevněné šroubem a maticí k ocelovému profilu typu CM-16. Profily CM-16 je spojen s hliníkovými profily pomocí úhelníků. Do plechu je po stranách vypálen otvor tvaru drážky pro pero pro zasunutí hnacího a hnaného hřídele. Tvar počítá i s možností posunu hřídelů kvůli napínání pásu.

Počet kluzných lišt v sestavě odpovídá šířce modulárního pásu. Pro šířky pásu 152,4 mm a 228,6 mm jsou součástí rámu 2 lišty, pro šířky 304,8 a 381 mm 3 lišty. Pro ostatní šířky 4 lišty.

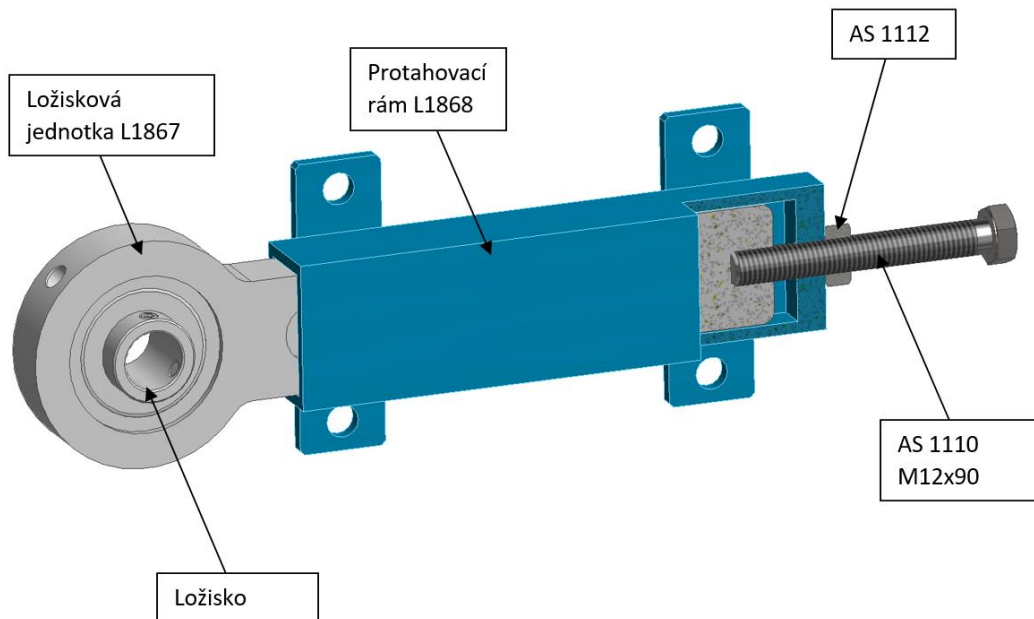
5.4 Napínací mechanismus

Sestavu mechanismu tvoří svařenec, napínací jednotka s kuličkovým ložiskem od firmy SKF (viz příloha č.). Mezi napínací jednotkou a svařencem vzniká lineární vedení tvořené

drážkou v napínací jednotce a hranolem, který je součástí svařence. Napínací jednotka je spojena se závitovou tyčí. Spojení je zajištěno kruhovou uzavřenou maticí. Pozici mechanismu zajišťují matice s nákrážky.

Svařenec je spojen k rámu dopravníku pomocí šroubů a matic, kuličkovými ložisky jsou vedeny hřídele. Kromě strany, kde je k hřídeli připojen pohon jsou napínací jednotky opatřeny koncovým plastovým víkem.

Rozpad sestavy je znázorněn na následujícím obrázku.



Obrázek 39: Napínací mechanismus

5.5 Stojná konstrukce

Stojná konstrukce je zhotovena z nařezaných hliníkových profilů. Profily jsou mezi sebou propojeny pomocí tzv. úhelníků. Spojení úhelníku s profilem je zajištěno pomocí šroubu DIN 7984 a T-matice o velikosti 8. Celý dopravník stojí na stavěcích patkách. Profil v oblasti patky je zakrytý záslepkou s dírou.

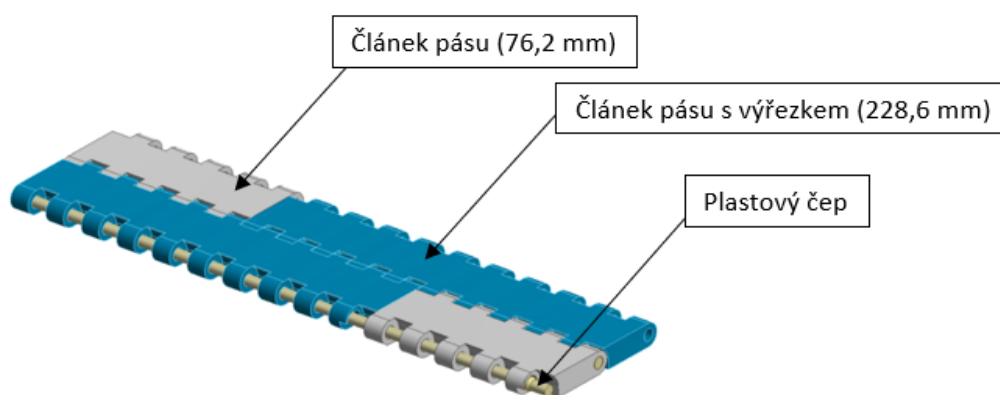


Obrázek 40: Stojná konstrukce

5.6 Modulární pás

Modulární pás je tvořen plastovými moduly (polypropylen), které jsou navzájem spojeny plastovými čepy. Pás je poháněn ozubenými koly, která přebírají i funkci vedení modulárního pásu.

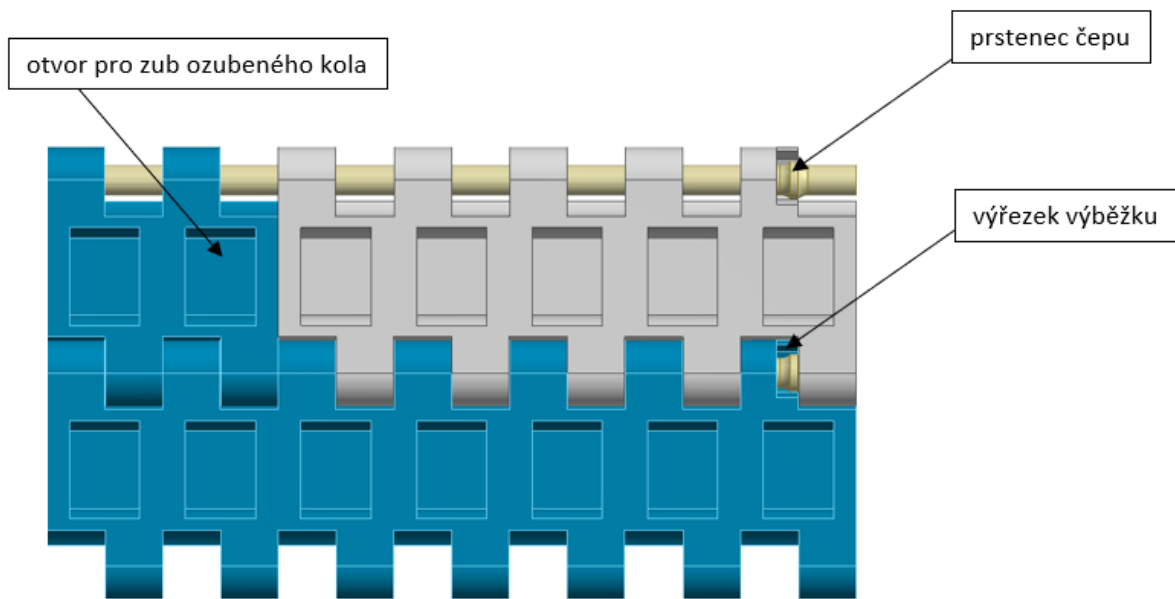
Vzhledem k počátečním parametrům byl zvolen článek pásu s uzavřenou plochou. Konkrétně se jedná o typ M2470 Flat Top 1" od společnosti Habasit. Na následujícím obrázku lze vidět spojení 2 řad pásu.



Obrázek 41: Vzorek pásu

Jedna řada pásu sestává ze 2 článků. Šířka pásu vychází z katalogových hodnot a jak již bylo napsáno, pohybuje se v rozmezí od 152,4 mm do 609,6 mm. Nejkratší článek pásu má délku 76,2 mm. Neužší pás sestává ze 2 stejně dlouhých článků v jedné řadě. V ostatních případech jde vždy o kombinaci delšího a kratšího článku. Jak lze pozorovat na obrázku, články jsou po řadách sestavovány střídavě.

Spojení článků je zajištěno pomocí plastových čepů. Díky upravenému prvnímu výběžku článku pásu a prstenci na konci čepu lze bezpečně spojit současně 2 řady článků mezi sebou a 2 články pásu v jedné řadě. Prstenec se v podstatě protlačí výběžkem o nepatrně menším průměru od prstence až do výřezu výběžku článku pásu.

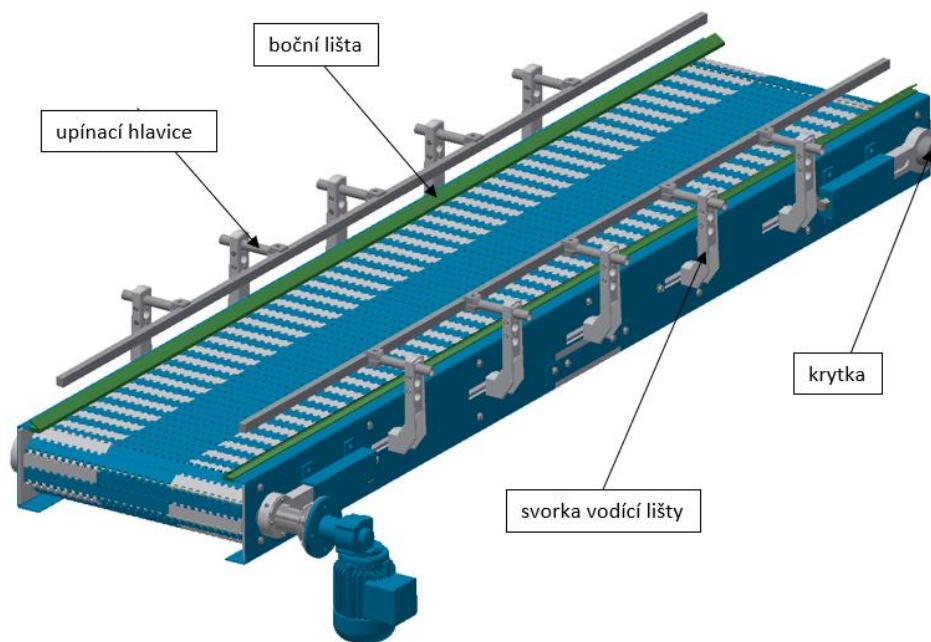


Obrázek 42: Vzorek pásu-pohled zdola

5.7 Tištěné díly

Navržený dopravník uvažuje několik tištěných dílů pomocí FDM technologie. Vzhledem k nižší odolnosti FDM tištěných dílů ve srovnání s technologií vstřikování se jedná o součásti nijak nebo minimálně staticky zatěžované. Upřednostnění technologie 3D tisku před tradičnějšími technologiemi (především technologií vstřikování) vychází také z ekonomické úvahy.

Kromě dílů sestavy bočního vedení jsou dalšími vytištěnými díly záslepka konců hřídele i boční lišta upevněná k hraně bočnice. Uvažované tištěné prvky znázorňuje následující obrázek.



Obrázek 43: Tištěné díly

5.7.1 Držák

Držák, nebo také svorka vodící lišty (viz Obrázek 39) je součástí sestavy bočního vedení, jehož funkcí je usnadnění přepravy výrobků. Držák je upnut k bočnici dopravníku pomocí T-matice a šroubu. Jeho pozice po délce bočnice je částečně polohovatelná (po délce 150 mm). Držák obsahuje tři otvory pro zasunutí upínací hlavice. Pro zajištění upínací hlavice jsou z boční strany vyhotoveny otvory pro šrouby a matice.

Ekonomické srovnání dílu vyrobeného technologií vstřikování a tištěného dílu vyrobeného technologií FDM vyplývá z porovnání ceny držáku od firmy Bosch Rexroth s cenou za tištěný stejný díl.

Cena vstřikovaného dílu se pohybuje okolo 600 Kč s DPH. Cena zahrnuje i šrouby a matice. Materiálem je polyamid (nylon). Cena tištěného dílu se určí na základě ceny za jeden kilogram filamentu.

Přiřazením materiálu vymodelovanému dílu v programu Autodesk Inventor lze zjistit přibližnou hmotnost dílu. Hmotnost nylonového držáku se pohybuje okolo 160 g. Ze známých cen za 1 kilogram filamentu lze tedy určit přibližnou cenu vytištěného dílu.

Volba materiálu pro tisk vyplývá jak z ceny materiálu, tak i jeho fyzikálních vlastností. Hlavním požadavkem, kromě ceny výtisku je především vyšší rázová houževnatost materiálu. Materiál je staticky pouze minimálně zatížen (drží upínací hlavici s částí hmotnosti hliníkového vedení), největší potenciální riziko poškození dílu vyplývá spíše z náhodného nárazu nešikovného pracovníka, jemuž by měl být tištěný díl schopen odolat.

Z materiálů popsaných v kapitole 3.4 nejvíce splňují zmíněné požadavky nylon a PETG. Materiály ABS a PLA splňují sice požadavek na levný materiál, nicméně v obou případech materiál vykazuje nižší rázovou houževnatost. Polypropylen a polykarbonát jsem z úvahy vyloučil především z finančních důvodů. Oproti ostatním materiálům jsou totiž výrazně dražší.

Ze zvolených materiálů je nyní zapotřebí vybrat alespoň jeden typ filamentu. K volbě vhodného typu filamentu napomůže následující tabulka, která shrnuje ceny jednotlivých filamentů i jejich mechanické vlastnosti.

Materiál	Typ filamentu	Cena [Kč/kg]	Charpy dle ISO 179-1eU [kJ/m²]	Odolnost v tahu dle ISO 527 [Mpa]
Nylon	Taulman Bridge	712	no break	27
	Fillamentum Nylon FX256	1816	no break	45
	Fiberthree F3 PA Puro Pro	4551	28	32
PETG	E3D Edge	894	47	51
	ColorFabb XT	1219	64	48
	Fiberlogy PETG	606	42	51
	Plasty Mladec PETG	495	75	37
	Prusament PETG	699	no break	46
	Taulman T-Glase	908	79	46
	Verbatim PETG	605	34	50
	Devil Design PETG	480	24	47
Gembrid PETG	499	9	50	

Tabulka 12: Ceny a mechanické vlastnosti jednotlivých filamentů

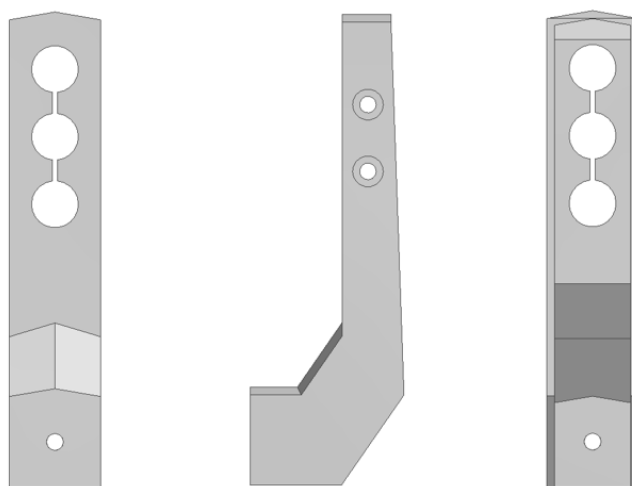
Jak již bylo uvedeno, cena vstřikovaného držáku se pohybuje kolem 600 Kč. Hmotnost držáku je 160 g. Porovnání cen vstřikovaného dílu s tištěným dílem je uvedeno v tabulce číslo 12. V tabulce je mimo jiné ve 4. sloupci uvedena i cena za upravený navržený díl. Jeho samostatnou konstrukci lze vidět na následujícím obrázku.

Materiál	Typ filamentu	Cena tištěného dílu	Cena vlastního dílu	Rozdíl v ceně
Nylon	Taulman Bridge	113,92	66,216	479,08
	Fillamentum Nylon FX256	290,56	168,888	302,44
	Fiberthree F3 PA Puro Pro	728,16	423,243	-135,16
PETG	E3D Edge	143,04	83,142	449,96
	ColorFabb XT	195,04	113,367	397,96
	Fiberlogy PETG	96,96	56,358	496,04
	Plasty Mladec PETG	79,2	46,035	513,8
	Prusament PETG	111,84	65,007	481,16
	Taulman T-Glase	145,28	84,444	447,72
	Verbatim PETG	96,8	56,265	496,2
	Devil Design PETG	76,8	44,64	516,2
Gembrid PETG	79,84	46,407	513,16	

Rozdíl v ceně vychází z porovnání ceny držáku od firmy Bosch Rexroth s cenou stejného, avšak tištěného dílu. Z ekonomického hlediska jsou téměř všechny varianty filamentů vyhovující. Pouze držák vytištěný za pomoci filamentu Fiberthree F3 PA Puro Pro by vycházel draž než držák od společnosti Bosch Rexroth.

Pro tisk držáku volím materiál PETG, typ filamentu Plasty Mladec PETG. Tento materiál nejvíce vyhovuje prvotním požadavkům. Kromě vysokých hodnot rázové houževnatosti i odolnosti v tahu, vyhovuje i finančně. Rozdíl v ceně držáku vyrobeného technologií vstřikování a tištěného držáku je značný.

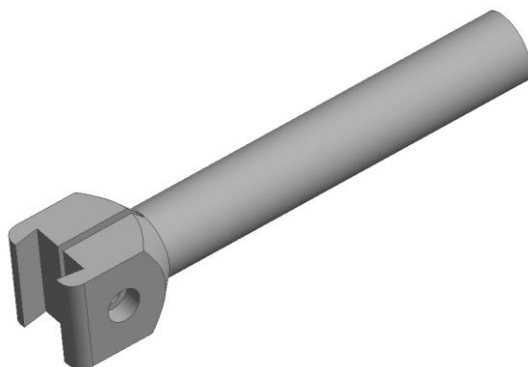
Pro navrženou sestavu bočního vedení je konstrukce držáku upravena. Navržený díl lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 44: Držák/Svorka vodící lišty

5.7.2 Upínací hlavice

Součástí bočního vedení je i upínací hlavice (viz Obrázek 40). Ta může být zasunuta do jednoho ze tří otvorů držáku v závislosti na požadované výšce vedení. Poloha upínací hlavice je po její délce polohovatelná. Samotná svěrná hlava svírá kolejnici. Sevření zajišťuje šroub s maticí.



Obrázek 45: Upínací hlavice

Požadavky na materiál odpovídají požadavkům materiál držáku. I zde proto uvažují PETG, typ filamentu Plasty Mladec PETG.

Cena za 1 kus upínací hlavice, kterou prodává firma Bosch Rexroth je 206 Kč. Cena výtisku za použití vybraného filamentu je pouhých 13 Kč za kus.

5.7.3 Krytka ložiskové jednotky

Funkcí krytky (viz Obrázek 41) je zakrytí třech konců hřídelů (kromě konce hnacího hřídele, který je spojen s pohonem). Krytka je spojena s ložiskovou jednotkou.

Požadavek na materiál krytky vychází především z předpokladu, že by na krytku po čas provozu dopravníku mohla působit zvýšená teplota vzhledem k jejímu umístění v blízkosti ložiskové jednotky. Hlavním požadavkem je tak zvýšená teplotní odolnost materiálu. Dalším požadavkem je určitá pružnost materiálu, vzhledem k tomu, že se krytka do ložiskového domku „zacvakává“.

Na základě požadavků na materiál jsem zvolil nylon, konkrétně typ filamentu Fillamentum Nylon FX256, vzhledem k vysoké teplotní odolnosti tohoto materiálu (110 °C) a jeho dostatečné pružnosti.



Obrázek 46: Krytka

5.7.4 Boční lišta

Boční kluzná lišta chrání produkty před kontaktem s hranou bočnice. Boční lišta je vyrobena na 3D tiskárně s pásovým dopravníkem vzhledem k její délce (od 1000 mm do 2000 mm). Pro tisk jsem zvolil filament Iglidur I150-PF vzhledem k jeho nízkému koeficientu tření. Cena filamentu za 1 kilogram se pohybuje okolo 700 Kč.

Tvar kluzné boční lišty lze vidět na následujícím obrázku. Kluzná lišta je k plechu bočnice připevněna pomocí šroubu a matice ve 4 bodech.

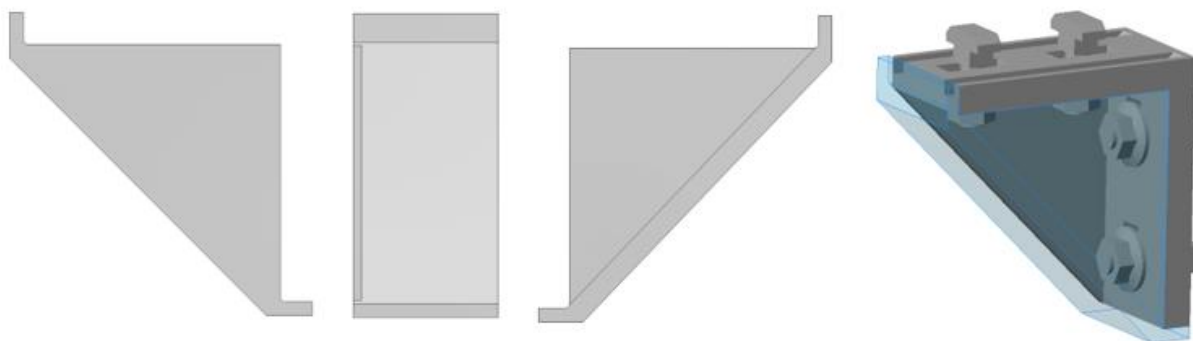


Obrázek 47: Kluzná lišta

5.7.5 Krytka úhelníku

Funkcí krytky úhelníku je zakrytí spojovacích součástí největších úhelníků stojné konstrukce (45x90). Jelikož krytka není nijak staticky zatěžovaná, není zapotřebí volby nikterak odolného materiálu. Volím tedy nejlevnější variantu filamentu z tabulky 2, což je materiál filamentu PLA, konkrétně filament Hatchbox PLA. Cena kilogramu tohoto filamentu vychází na 430 Kč za kilogram.

Hmotnost jedné krytky je přibližně 15 g, cena 1 krytky pro zvolený filament vychází na 6,50 Kč. Cena krytky na internetu se pohybuje okolo 45 Kč.



Obrázek 48: Krytka úhelníku

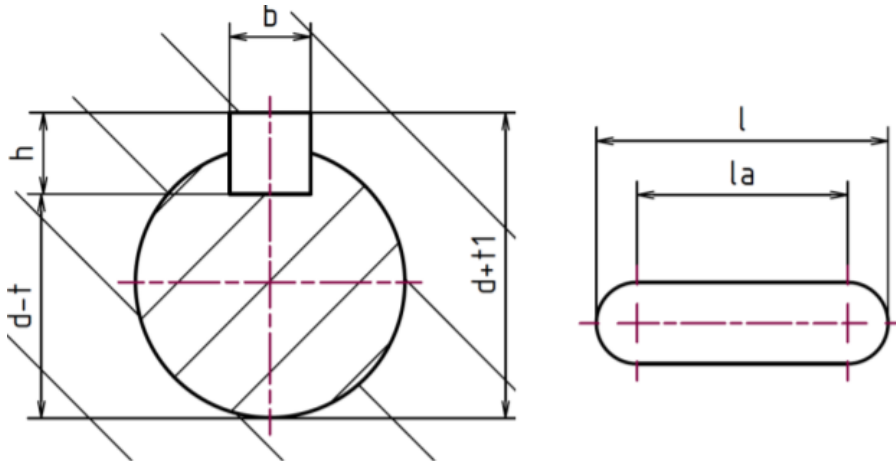
6 KONTROLNÍ VÝPOČTY

Následující kapitola obsahuje kontrolní výpočty některých vybraných komponent pásového dopravníku.

6.1 Kontrola perového spoje na otláčení a stříh

Pro přenos kroutícího momentu z motoru na hnací hřídel je použit tvarový spoj pomocí těsného pera. Těsná pera jsou normalizované součásti a kontrolují se na otláčení a stříh.

Pro průměr hřídele 20 mm a vzhledem k doporučení výrobce pružné spojky bylo zvoleno pero DIN 6885-1 A 6x6x18. Základní rozměry těsného pera lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 49: Základní rozměry těsného pera [31]

Při výpočtu perového spoje mezi hřídelí hnacího bubnu a pružné spojky musíme vycházet ze známého pevnostního výpočtu pera, který vychází z porovnání tlaků:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D, \quad (37)$$

kde F je obvodová síla, S je plocha pera, která přichází do kontaktu se spojkou a p_D je dovolený tlak pro otláčení pera. Pro kontakt ocelových ploch je doporučená hodnota dovoleného tlaku 80 MPa.

Obvodovou sílu lze vyjádřit jako podíl kroutícího momentu a průměru hřídele:

$$F = \frac{2M_k}{d} \quad (38)$$

Po dosazení nám vyjde známý vztah pro dimenzování pera:

$$p = \frac{2M_k}{d \cdot l_a \cdot t_1} \leq p_D, \quad (39)$$

kde l_a je aktivní délka pera (viz Obrázek 26) a t_1 výška vystupující části pera.

Maximální hodnota tlaku, kterou může vyvolat spojka na těsné pero vychází z hodnoty kroutícího momentu výstupního hřídele převodovky pro převodový poměr 24:1. Pro nejširší variantu pásu má hodnotu 7,24 Nm.

Po dosazení známých hodnot zjistíme, že kontrola pera na otláčení vyhovuje:

$$p = \frac{2 \cdot 7240}{20 \cdot 12 \cdot 2,9} \leq p_D \quad (40)$$

$$p = 20 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \quad (41)$$

Pro kontrolu pera na stříh se vyjde ze vztahu:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D, \quad (42)$$

kde τ je napětí ve smyku a τ_D dovolené napětí ve smyku (40 MPa). Plocha S je v tomto případě dána vztahem:

$$S = b \cdot l_a, \quad (43)$$

kde b je šířka pera.

Obvodová díla je opět dána poměrem kroutícího momentu a průměru hřídele. Po dosažení dostaneme vzorek pro kontrolu pera na stříh:

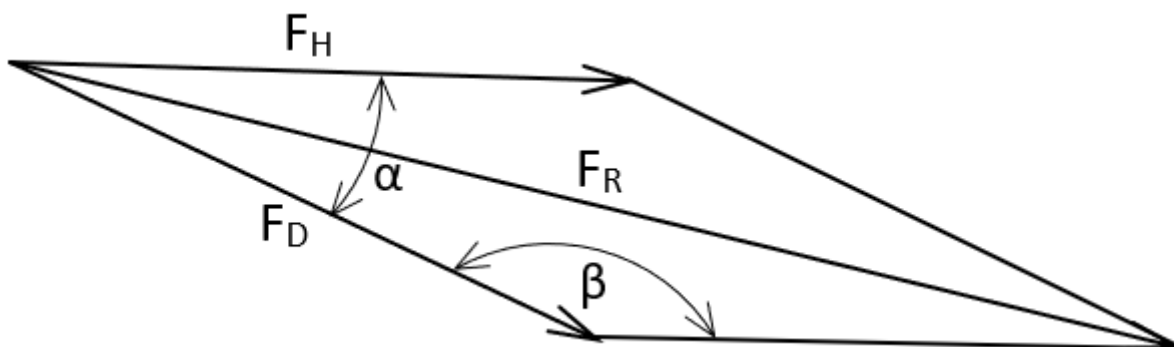
$$\tau = \frac{2 \cdot M_k}{b \cdot l_a \cdot d} = \frac{2 \cdot 7240}{6 \cdot 12 \cdot 20} = 6,94 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \quad (44)$$

Kontrola pera na stříh vyhovuje.

6.2 Životnost ložisek

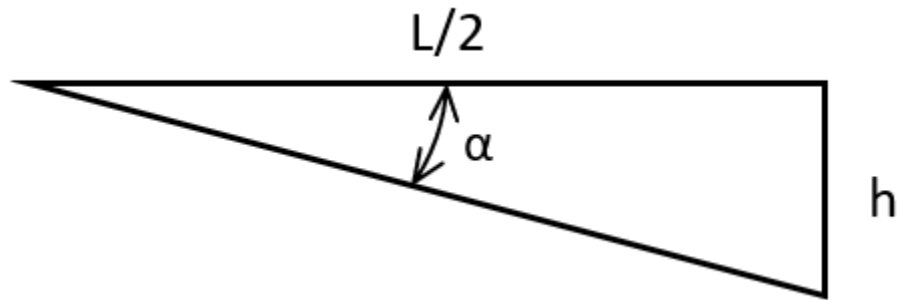
Pro konstrukci byla zvolena kuličková ložiska od firmy SKF. Vzhledem k relativně nízkým hodnotám tažných sil byla vybrána ložiska typu 61804-2RS1. Tento typ ložiska je zakrytý z obou stran z důvodu zamezení vniknutí nečistot do prostor valivých elementů.

Pro výpočet životnosti ložisek je zapotřebí určit radiální sílu, která na ložisko působí. Tu lze vypočítat na základě hodnot tažných sil v horní a dolní větvi, které byly spočteny v kapitole 8. Radiální síla je výslednou silou, která na ložiska působí během provozu.



Obrázek 50: Silový čtyřúhelník

Pro výpočet potřebujeme dále znát úhel α , tj. úhel, který spolu svírají tažné síly v horní a dolní větvi. Ten lze určit pomocí Pythagorovy věty na základě známé délky dopravníku a hloubky prověšení.



Úhel α spočítáme pomocí funkce tangens jako:

$$\tan^{-1} \alpha = \frac{2h}{L} \quad (45)$$

Po dosazení se $\alpha = 2,86^\circ$.

Z geometrie lze nyní dopočítat i tupý úhel β . Jeho velikost je $\beta = \frac{360^\circ - 2 \cdot \alpha}{2} = 177,14^\circ$.

Dále již známe všechny potřebné veličiny pro výpočet radiální síly. Při výpočtu využijeme kosinovou větu o rovinných trojúhelnících. Pro radiální sílu F_R bude platit, že:

$$F_R^2 = F_D^2 + F_H^2 - 2F_D F_H \cdot \cos \beta, \quad (46)$$

$$F_R = \sqrt{F_D^2 + F_H^2 - 2F_D F_H \cdot \cos \beta}, \quad (47)$$

po dosazení:

$$F_R = \sqrt{56,43^2 + 125,54^2 - 2 \cdot 56,43 \cdot 125,54 \cdot \cos 177,14^\circ}, \quad (48)$$

$$F_R = 181,92 \text{ N}. \quad (49)$$

Následující výpočet životnosti ložiska se týká pouze ložiska, které nese hnací hřídel. Toto ložisko je totiž nejvíce zatěžováno. Ostatní ložiska budou mít logicky vyšší životnost.

Při výpočtu uvažuji nejvyšší vypočtené otáčky hřídele pro rychlost dopravníku 18 m/min.

Životnost ložiska se vypočte jako:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_R}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L}, \quad (50)$$

kde C je základní dynamická únosnost, F_R je radiální síla působící na ložisko, p je exponent trvanlivosti (pro kuličková ložiska $p = 3$) a n_L jsou otáčky ložiska. Otáčky ložiska se rovnají otáčkám hřídele.

Hodnotu základní dynamické únosnosti a další parametry zvoleného ložiska obsahuje následující tabulka.

DATA VÝPOČTU

Základní dynamická únosnost	C	4.03 kN
Základní statická únosnost	C ₀	2.32 kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.104 kN
Mezní otáčky		13 000 r/min
Výpočtový součinitel	k _r	0.015
Výpočtový součinitel	f ₀	14.5

Tabulka 13: Data výpočtu zvoleného ložiska [32]

Po dosazení získáme výslednou hodnotu životnosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{4,03}{0,18}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 59,17} = 3\,161\,147,8 \text{ hodin} = 360,86 \text{ let} \quad (51)$$

Dle výpočtu jsou všechna ložiska předimenzována.

6.3 Kontrola vybraného skupinového spoje

Pro výpočet jsem zvolil skupinový spoj mezi přírubou pohonu a přírubou zvonu. Tyto dvě příruby mezi sebou svírají hrdlo zvonu. Jedná se tedy o svěrný spoj.

Svěrný spoj musí odolat maximálnímu havarijnímu zatížení, které by nastalo při zaseknutí hnací hřídele. Zatížení odpovídá plnému reakčnímu momentu pohonu. Hlavním požadavkem na spoj je schopnost odolat tomuto případnému stavu.

Velikost předpětí šroubu musí být větší než síla, kterou by způsobil reakční moment pohonu v případě havárie. V opačném případě by mohlo dojít k protočení pohonu ve svěrném spoji.

6.3.1 Výpočet minimálního předpětí šroubu

Svěrný spoj je realizován pomocí 4 šroubů DIN 931 – M5x0,8x20-10.9.

Velikost síly, kterou vyvolá moment působící na středním průměru hrdla zvonu se vypočte jako:

$$F_s = \frac{2M_k \cdot k_m}{d_s}, \quad (52)$$

kde M_k je kroutící moment, který se v případě havárie bude rovnat momentu reakčnímu, k_m je bezpečnost kroutícího momentu (katalogová hodnota) a d_s je střední průměr hrdla zvonu.

Po dosazení hodnot do vzorce dostáváme výsledek:

$$F_s = \frac{2M_k \cdot k_m}{d_s} = \frac{2 \cdot 6,19 \cdot 1,6}{0,052} = 380,92 \text{ N} \quad (53)$$

Minimální síla, která by zamezila prokluzu se pak vypočte jako:

$$F_N = \frac{F_T}{f_d}, \quad (54)$$

kde F_T je třecí síla, která je ekvivalentní vypočtené síle F_s a f_d je dynamický součinitel tření mezi hliníkem a ocelí. Pro suchý povrch. Po dosazení vychází velikost síly:

$$F_N = \frac{380,92}{0,47} = 810,47 \text{ N} \quad (55)$$

Příruba obsahuje 4 šrouby, proto výsledná minimální velikost předpětí pro jeden šroub bude mít hodnotu:

$$Q_o = \frac{F_N}{i}, \quad (56)$$

kde i je počet šroubů.

$$Q_o = \frac{810,47}{4} \geq 202,62 \text{ N} \quad (57)$$

6.3.2 Výpočet minimálního potřebného utahovacího momentu

Potřebný moment na klíči M_{kk} je dán součtem 2 momentů:

$$M_{kk} = M_{TM} + M_Z, \quad (58)$$

kde M_{TM} je třecí moment pod maticí a M_Z moment v závitě.

Moment pod maticí se pak určí jako:

$$M_{TM} = Q_o \cdot f_M \cdot \rho_M, \quad (59)$$

kde ρ_M je poloměr tření šroubu a f_M je součinitel tření v závitě.

Po dosazení dostaneme hodnotu momentu pod maticí:

$$M_{TM} = 202,62 \cdot 0,15 \cdot 3,584 \cdot 10^{-3} = 0,11 \text{ Nm}. \quad (60)$$

Moment v závitě jako:

$$M_Z = Q_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi'), \quad (61)$$

kde d_2 je střední průměr závitu, γ je úhel stoupání závitu a φ' je třecí úhel v závitě.

Pro získání výsledné hodnoty je nejprve zapotřebí dopočítat neznámé hodnoty.

Pro úhel stoupání závitu platí:

$$\tan \gamma = \frac{i_z \cdot P_z}{\pi \cdot d_2}, \quad (62)$$

kde i_z je počet chodů závitu a P_z je rozteč závitu.

Po dosazení známých hodnot dostáváme:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{i_z \cdot P_z}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{1 \cdot 0,8}{\pi \cdot 4,48} = 3,25^\circ. \quad (63)$$

Dále vypočteme druhou neznámou, tj třecí úhel v závitě:

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \beta_n}, \quad (64)$$

kde f je součinitel tření (pro ocel-ocel se $f = 0,15$) a β_n je úhel boku závitů v normálové rovině.

Pro úhel boku závitů v normálové rovině platí vztah:

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma, \quad (65)$$

kde β je úhel boku závitů.

Po dosazení a dopočítání získáváme:

$$\beta_n = \tan^{-1} (\tan 30^\circ \cdot \cos 3,25^\circ) = 29,96^\circ. \quad (66)$$

a dopočítáme velikost φ' :

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{0,15}{\cos 29,96^\circ} = 9,83^\circ \quad (67)$$

Nyní již známe všechny potřebné veličiny pro výpočet momentu v závitě. Po dosazení získáváme výslednou hodnotu momentu v závitě:

$$M_Z = 202,62 \cdot \frac{4,48 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(3,25^\circ + 9,83^\circ) = 0,11 \text{ Nm}, \quad (68)$$

Zároveň již známe oba momenty, které tvoří potřebný moment na klíči M_{kk} :

$$M_{kk} = 0,11 + 0,11 \geq 0,22 \text{ Nm}, \quad (69)$$

6.3.3 Výpočet osově síly šroubu

Na šrouby působí mimo jiné i síla od hmotnosti pohonu. Na základě velikosti této síly lze určit i sílu šroubu působící v jeho ose.

Sílu od hmotnosti pohonu vypočítáme jednoduše jako:

$$F_p = m_p \cdot g, \quad (70)$$

kde m_p je hmotnost pohonu.

Po dosazení získáme výslednou hodnotu:

$$F_p = 7,5 \cdot 9,81 = 73,58 \text{ N} \quad (71)$$

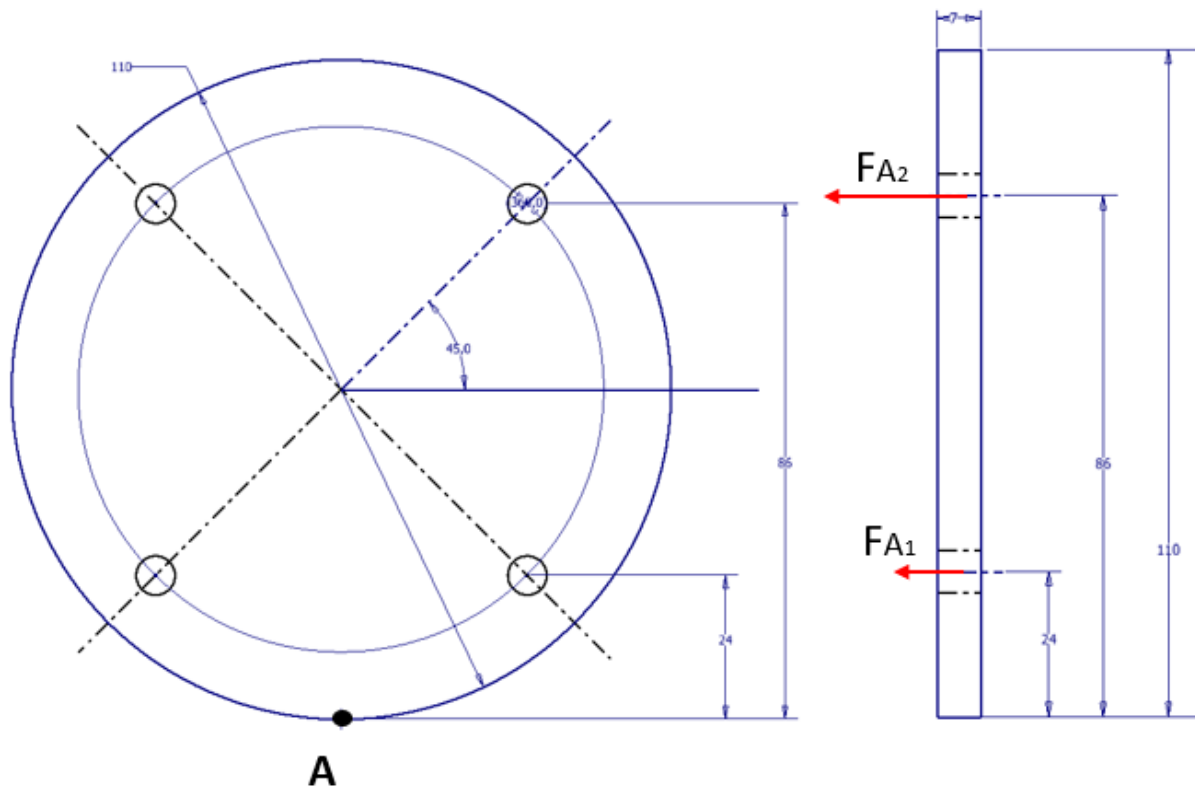
Těžiště pohonu je od svěrného spoje vzdálené o délku $l = 75 \text{ mm}$. Na spoj tedy bude působit ohybový moment o velikosti:

$$M_p = F_p \cdot l \quad (72)$$

Po dosazení:

$$M_p = 73,58 \cdot 0,075 = 5,52 \text{ Nm} \quad (73)$$

Dále je zapotřebí si uvědomit, že osová síla bude mít vzhledem k rozmístění šroubů v přírubě různou velikost pro horní, resp. dolní řadu šroubů. Předpokládám, že by se zatížená příruba měla tendenci otáčet kolem bodu A. Větší zatížení by pak působilo na horní šrouby.



Obrázek 51: Působení osových sil

Z velikosti ohybového momentu od pohonu a vzdálenosti os šroubů od bodu A lze určit výsledné osové zatížení v horní, resp. dolní řadě šroubů.

Pro ohybový moment kolem bodu A platí:

$$M_A = M_p = 2(F_{A_1}y_1 + F_{A_2}y_2), \quad (74)$$

kde F_{A_1} , F_{A_2} je osová síla šroubu v dolní, resp. horní řadě a y_1 , y_2 je vzdálenost osy šroubu dolní, resp. horní řady od bodu A.

Z geometrie platí poměr:

$$\frac{F_{A_1}}{y_1} = \frac{F_{A_2}}{y_2}. \quad (75)$$

Nyní již lze určit velikost osových sil v jednotlivých řadách. Pro síly v horní řadě platí:

$$F_{A_2} = \frac{M_p}{2\left(\frac{y_1}{y_2} + y_2\right)}, \quad (76)$$

po dosazení získáme výslednou hodnotu:

$$F_{A_2} = \frac{5\,520}{2\left(\frac{28}{82} + 82\right)} = 33,51 \text{ N}. \quad (77)$$

Obdobně postupujeme i v případě osové síly v první řadě šroubů:

$$F_{A_1} = \frac{F_{A_2}}{y_2} \cdot y_1 = \frac{33,51}{82} \cdot 28 = 11,44 \text{ N.} \quad (78)$$

6.3.4 Výpočet skutečného montážního předpětí

Výslednou hodnotu předpětí šroubu ovlivňuje jak osová síla šroubu, tak i reakční moment pohonu. Výpočet provedu na základě volby utahovacího momentu s přihlédnutím na předchozí výpočty. Volím utahovací moment 3 Nm.

Skutečné montážní předpětí je dáno vztahem:

$$Q_o = \frac{M_{kk}}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + f_M \cdot \rho_M}. \quad (79)$$

Všechny hodnoty veličin potřebných pro výpočet jsou nám již známy a lze tedy dopočítat hodnotu předpětí:

$$Q_o = \frac{3000}{\frac{4,48}{2} \cdot \tan(3,25^\circ + 9,83^\circ) + 0,15 \cdot 3,584} = 1879,71 \text{ N.} \quad (80)$$

6.3.5 Výpočet tuhostí šroubového spoje

Pro určení všech sil Rötšcherova diagramu je zapotřebí nejprve určit tuhosti přitěžujících, resp. odlehčujících částí spoje.

Tuhostí přitěžujících částí se myslí tuhost dřívku šroubu a části šroubu se závitem.

Tuhost dřívku šroubu:

$$C_d = \frac{E \cdot S_d}{l_d} = \frac{E \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2}{l_d}, \quad (81)$$

kde E je Youngův modul pružnosti v tahu, S_d je plocha kruhového průřezu dřívku a l_d je délka dřívku šroubu

$$C_d = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 5^2}{4} = 1\,030\,835,09 \text{ N/mm} \quad (82)$$

Tuhost šroubu se závitem:

$$C_z = \frac{E \cdot S_z}{l_z} = \frac{E \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2}{l_z}, \quad (83)$$

kde S_z je plocha kruhového průřezu šroubu se závitem a l_z je délka šroubu se závitem.

$$C_z = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 4,48^2}{10} = 331\,028,36 \text{ N/mm} \quad (84)$$

Tuhost šroubu a zároveň tuhost přitěžujících částí

$$C_1 = C_s = \frac{1}{\frac{1}{C_d} + \frac{1}{C_z}} = \frac{1}{\frac{1}{1\,030\,835,09} + \frac{1}{331\,028,36}} = 250\,565,25 \text{ N/mm} \quad (85)$$

Jednou z možností, jak určit tuhost desek je pomocí náhradní Rötšcherovy trubky. Tato metoda spočívá v tom, že tuhost desek se určí jako tuhost trubky C_T délky l_p s vnějším průměrem D_e a s vnitřním průměrem D_0 , kde D_0 je průměr díry pro šroub. E_p je Youngův modul pružnosti v tahu příslušného materiálu trubky. Tuhost Rötšcherovy trubky je pak rovna:

$$C_T = \frac{\pi(D_e^2 - D_0^2)E_p}{4l_p} \quad (86)$$

Pro zjednodušení při výpočtu, nechť vnější průměr náhradní Rötšcherovy trubky je roven dvojnásobku průměrů šroubu, to je: $D_e = 2d$.

Tuhost odlehčujících částí, což jsou v našem případě obě příruby, se vypočte jako:

$$C_2 = \frac{1}{\frac{1}{C_{pz}} + \frac{1}{C_{pp}}} \quad (87)$$

kde C_{pz} je tuhost příruby zvonu a C_{pp} tuhost příruby pohonu.

Pro určení tuhosti příruby zvonu platí:

$$C_{pz} = \frac{E_{pz} \cdot S_{m_1}}{l_{pz}} = \frac{E_{pz} \cdot \pi(d_e^2 - d_o^2)}{4l_{pz}}, \quad (88)$$

kde E_{pz} je Youngův modul pružnosti příruby zvonu a l_{pz} je délka příruby zvonu.

Po dosazení známých hodnot dostáváme výslednou hodnotu:

$$C_{pz} = \frac{E_{pz} \cdot S_{m_1}}{l_{pz}} = \frac{70000 \cdot \pi(12^2 - 6^2)}{4 \cdot 7} = 848\,230,02 \text{ N/mm} \quad (89)$$

Obdobně provedeme i výpočet pro tuhost příruby pohonu:

$$C_{pp} = \frac{E_{pp} \cdot S_{m_2}}{l_{pp}} = \frac{E_{pp} \cdot \pi(d_e^2 - d_o^2)}{4l_{pp}}, \quad (90)$$

kde E_{pp} je Youngův modul pružnosti příruby pohonu a l_{pp} je délka příruby pohonu.

Po dosazení:

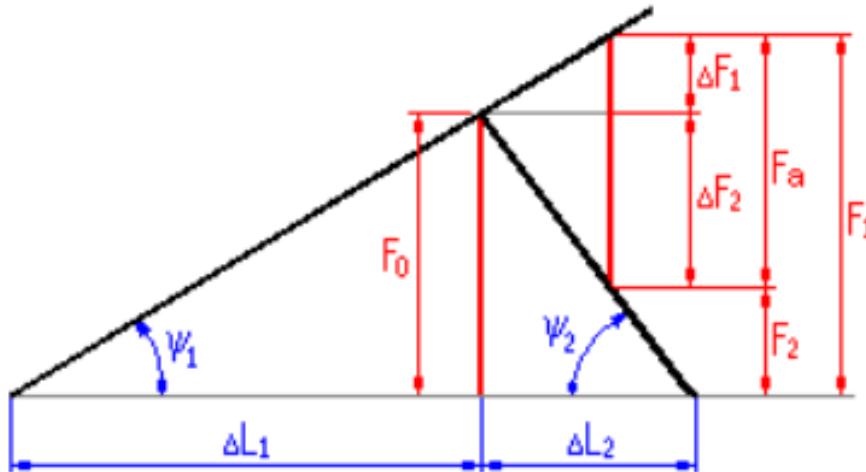
$$C_{pp} = \frac{E_{pp} \cdot S_{m_2}}{l_{pp}} = \frac{210\,000 \cdot \pi(12^2 - 6^2)}{4 \cdot 7} = 2\,544\,690,05 \text{ N/mm}. \quad (91)$$

Nyní již lze vypočítat celkovou tuhost odlehčujících částí dosazením do vzorce:

$$C_2 = \frac{1}{\frac{1}{848\,230,02} + \frac{1}{2\,544\,690,05}} = 636\,172,51 \text{ N/mm} \quad (92)$$

6.3.6 Výpočet sil Rötšcherova diagramu

Základní řešení předepjatých šroubových spojů se provádí pomocí Rötšcherova diagramu síla – deformace. Výpočet je proveden pro větší z osových sil, tzn. pro osovou sílu, která působí na šroub v horní řadě příruby (viz podkapitola 6.3.3). Tato síla je značena jako F_{A_2} , v následujícím grafu jako F_a .



Obrázek 52: Rötscherův diagram [33]

$$\Delta F_1 = F_{A_2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} = 33,51 \cdot \frac{250\,565,25}{250\,565,25 + 636\,172,05} = 9,47 \text{ N}, \quad (93)$$

Kde ΔF_1 je část osově složky provozní síly přitěžující šroub

V dalším kroku vypočítáme část osově složky provozní síly odlehčující sevřené části:

$$\Delta F_2 = F_{A_2} \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2} = 33,51 \cdot \frac{636\,172,05}{250\,565,25 + 636\,172,05} = 24,04 \text{ N} \quad (94)$$

Dále dopočítáme maximální provozní sílu (v grafu jako F_1) a provozní zatížení (v grafu jako F_2). Pro provozní sílu platí:

$$Q_1 = Q_0 + \Delta F_1 = 1879,71 + 9,47 = 1889,18 \text{ N}.$$

Pro maximální provozní zatížení platí, že:

$$Q_2 = Q_0 - \Delta F_2 = 1879,71 - 24,04 = 1855,67 \text{ N}$$

6.3.7 Výpočet bezpečnosti šroubu

Šrouby mezi přírubou pohonu a přírubou zvonu jsou namáhány kombinací tahu a smyku. Pro určení bezpečnosti šroubu je tedy zapotřebí spočítat tahové napětí v šroubu a napětí smykové v krutu.

Pro tahové napětí v šroubu platí vztah:

$$\sigma_t = \frac{Q_o}{S_3} = \frac{Q_o}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}, \quad (95)$$

kde d_3 je průměr jádra šroubu a S_3 je plocha jádra šroubu.

Po dosazení získáme výslednou hodnotu tahového napětí:

$$\sigma_t = \frac{1879,71}{\frac{\pi}{4} \cdot 4,019^2} = 148,17 \text{ Nmm}^2 \quad (96)$$

Napětí v krutu se vypočte jako:

$$\tau_k = \frac{M_{kk}}{W_k} = \frac{M_{kk}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (97)$$

po dosazení:

$$\tau_k = \frac{3000}{\frac{\pi \cdot 4,019^3}{16}} = 235,36 \text{ Nmm}^2 \quad (98)$$

Nyní již lze určit hodnotu redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (99)$$

Po dosazení známých hodnot:

$$\sigma_{red} = \sqrt{148,17^2 + 3 \cdot 235,36^2} = 433,75 \text{ Nmm}^2 \quad (100)$$

Bezpečnost šroubového spoje se vypočte jako:

$$k_s = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}}, \quad (101)$$

kde σ_{kt} je mez kluzu materiálu (tabulková hodnota).

Po dosazení:

$$k_s = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{900}{433,75} = 2,07 \quad (102)$$

6.3.8 Kontrola svěrného spoje na namáhání příčnou silou

Jak již bylo napsáno, svěrný spoj je zatížen silou od hmotnosti pohonu. Tato síla působí vzhledem k poloze šroubů v příčném směru. Hodnota síly byla spočítána v kapitole 6.3.3. Její velikost je 73,58 N.

Potřebného sevření se zpravidla dosahuje pomocí předepjatých šroubových spojů. Tečné reakce – jak známo – se mohou měnit od nuly až do hodnoty třecích sil a angažují se vždy jen o velikosti nezbytné k udržení rovnovážného stavu. Stav, kdy tečné reakce dosáhnou velikosti třecích sil, odpovídá stavu na pokraji prokluzu a při řešení únosnosti spoje se považuje za stav kritický. Vůči tomuto stavu se pak stav provozní jistí určitou mírou bezpečnosti k . Rovnice únosnosti svěrného spoje má obecný tvar:

$$F_p \cdot k \leq T = f_s \cdot N, \quad (103)$$

kde k je zmíněný součinitel bezpečnosti ($k = 1,3 - 2$), f_s je statický součinitel tření mezi hliníkem a ocelí na suchém povrchu a N je v našem případě velikost předpětí šroubu.

$$73,58 \cdot 2 \leq T = 0,61 \cdot 1879,71 \quad (104)$$

$$147,16 \leq 1146,62 \quad (105)$$

6.3.9 Kontrola otláčení stykových ploch

Pro kontrolu otláčení stykových ploch je nejprve zapotřebí určit velikost tlaku ve stykové ploše. Kontrola dimenzování pak vychází z porovnání vypočteného tlaku ve stykové ploše s tlakem dovoleným. Kontrolu provádím jak u stykové plochy mezi přírubou pohonu a zvonem, tak i mezi zvonem a přírubou zvonu.

Velikost tlaku ve stykové ploše určíme ze vztahu

$$p_s = \frac{F_N}{S_p}, \quad (106)$$

kde F_N je síla montážního předpětí spoje, která byla vypočtena v předchozí kapitole a S_p je průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly. V našem případě plocha mezikruží.

Pro velikost tlaku ve stykové ploše mezi přírubou pohonu a zvonem bude tedy platit

$$p = \frac{4F_N}{\pi(d_p - d_{zi})^2}, \quad (107)$$

kde d_p je průměr příruby a d_z je vnitřní průměr zvonu.

Po dosazení zjistíme velikost tlaku

$$p = \frac{12\,000}{\pi(60 - 44)^2} = 14,72 \text{ MPa} \quad (108)$$

Kontrolu dimenzování při namáhání na otláčení provádíme podle vztahu:

$$p \leq p_D, \quad (109)$$

kde p_D je přípustná hodnota tlaku ve stykových plochách. V našem případě

$$14,72 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \quad (110)$$

Obdobně vypočteme i velikost kontaktního tlaku mezi zvonem a přírubou zvonu. Zde platí:

$$p = \frac{4F_N}{\pi(d_{ze} - d_{pi})^2}, \quad (111)$$

kde d_{ze} je největší průměr zvonu a d_{pi} je vnitřní průměr příruby zvonu.

Po dosazení získáme tlak ve stykové ploše mezi zvonem a přírubou zvonu

$$p = \frac{12\,000}{\pi(64 - 54)^2} = 38,2 \text{ MPa}. \quad (112)$$

Z nerovnice vyplývá, že i druhá kontrola na otláčení vyhovuje

$$38,2 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \quad (113)$$

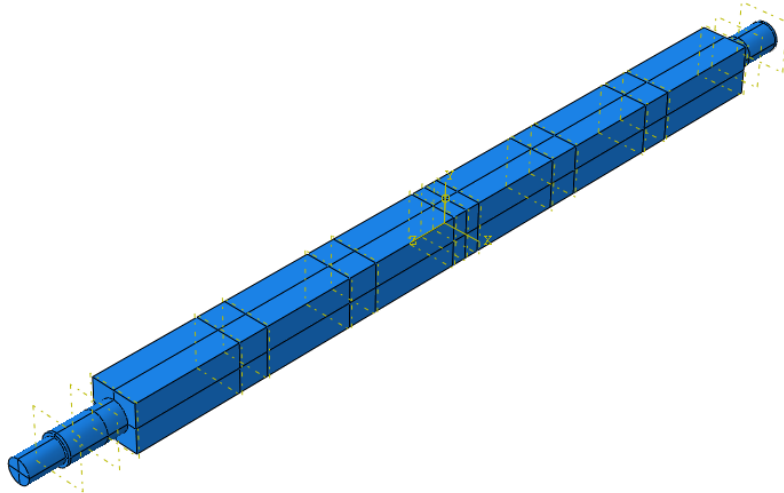
6.4 MKP analýza prohnutí hnací hřídele

Následující kapitola analyzuje průběh napětí a posuvů na hnací hřídeli dopravníku pomocí metody konečných prvků. Výpočet je proveden pro nejdelší variantu hřídele, která je

zatížena od hmotnosti produktů. Maximální zatížení pásu, resp. hnací hřídele vyplývá ze zadání. Tato hodnota byla stanovena na 30 kg. Nejdelší varianta hřídele vychází z šířky pásu 610 mm a její hodnota je 755 mm.

Pro analýzu prvku jsem použil program Abaqus. Model hřídele v programu neobsahuje zkosení ani zaoblení. Tyto prvky nemají na výpočet a celkovou pevnost zásadní vliv.

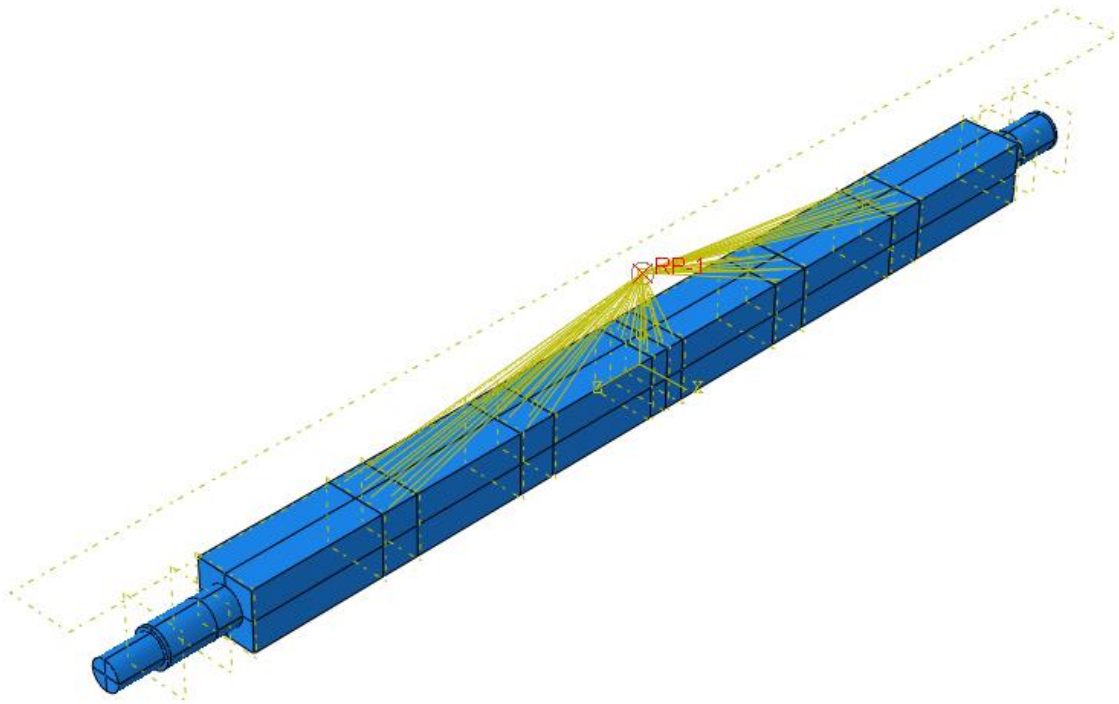
V první části byl model rozdělen na několik dílčích částí. Toto rozdělení usnadňuje budoucí síťování prvku. Kromě rozdělení prvku na jednotlivé válce dle průměrů a kvádr jsem prvek dělil i v místech, kde přichází do kontaktu s dalšími součástmi (ozubenými koly a ložisky).



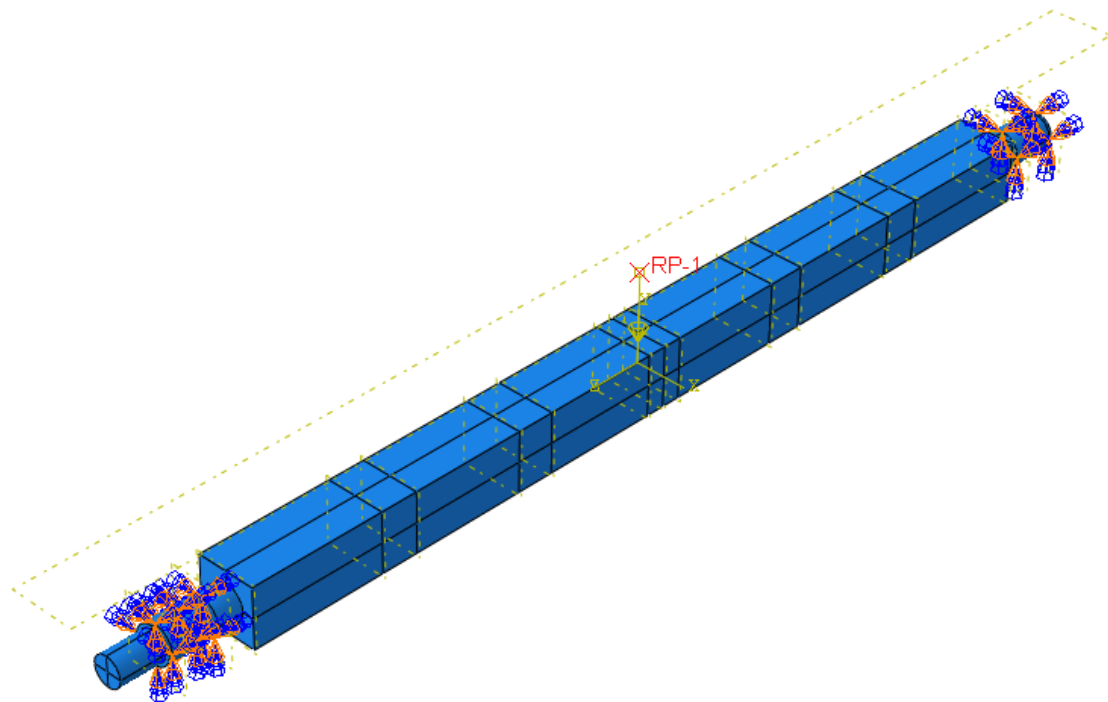
Obrázek 53: Rozdělení hřídele na dílčí části

Materiál hřídele je uhlíková ocel ČSN 12 050 o Youngově modulu pružnosti $E = 190 \text{ GPa}$, Poissonově čísle $\mu = 0,28$ a hustotě materiálu $\rho = 8000 \text{ kg/m}^3$. Tyto základní hodnoty byly hřídeli přiřazeny v modulu „Property“.

V modulu „Load“ byly přiřazeny modelu okrajové podmínky a zatížení. Okrajové podmínky vyplývají z uložení hřídele v ložiskách a byly zadávány do modelu jako „Displacement/Rotation“, kdy všechna posunutí i rotace mají nulové hodnoty. Hřídel je zatížen silou od hmotnosti produktu a má velikost 300 N. Tato síla působí na hřídel přes ozubená plastová kola a je zavedena pomocí prvku „Inertia“, přiřazením zadané hmotnosti referenčnímu bodu umístěného nad středovým ozubeným kolem v místě dotyku pásu s produktem a gravitačního zatížení modelu. Plochy, do kterých se zatížení rozkládá jsou spojeny s referenčním bodem pomocí vazby „Coupling“.

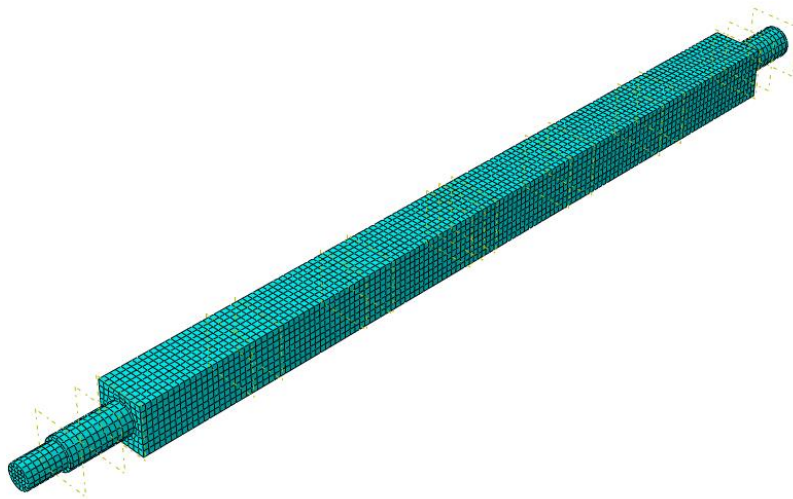


Obrázek 54: Umístění referenčního bodu a spojení bodu se zatěžovanými plochami



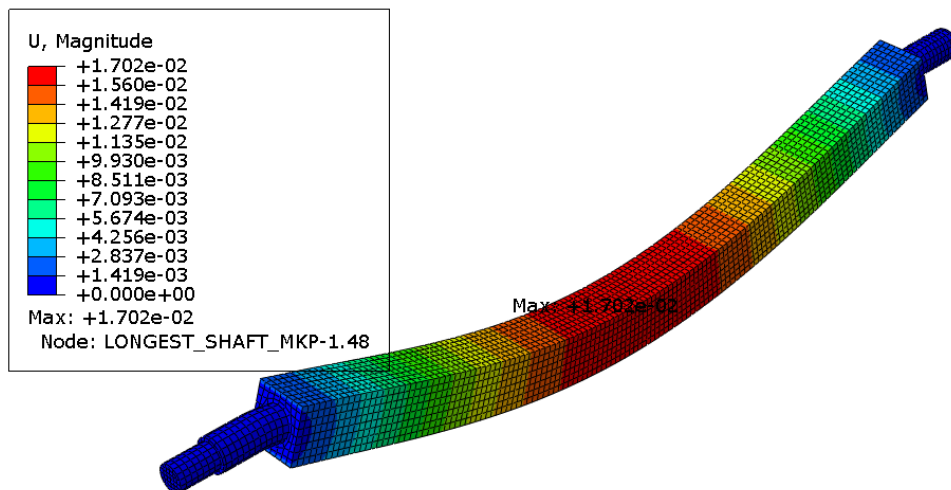
Obrázek 55: Okrajové podmínky a zatížení

Pro síťování byly použity lineární hexagonální prvky C3D8R. Síť se skládá z 19 144 uzlů a 16 385 elementů. Síťovaná hřídel je vidět na následujícím obrázku.



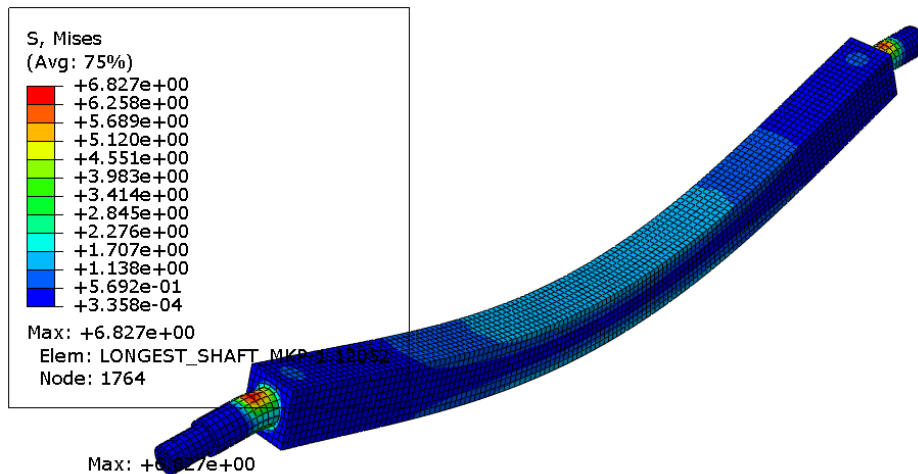
Obrázek 56: Síť modelu

V modulu „Vizualization“ lze pozorovat model v deformovaném stavu. Průběh posuvů ukazuje následující obrázek. Výsledný nejvyšší posuv je minimální, jeho hodnota je pouze 0,017 mm. Výsledek koresponduje s výpočtem v předchozí kapitole.



Obrázek 57: Prohnutí hnací hřídele

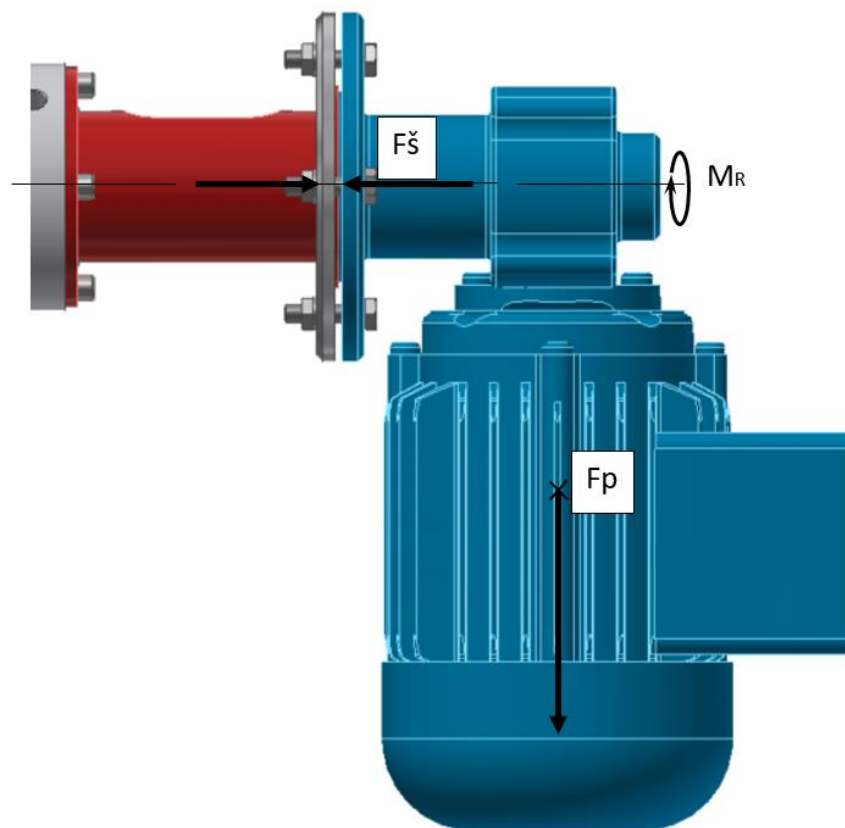
Další obrázek znázorňuje průběh Misesova napětí. Maximální napětí, které hmotnost produktu vyvolá je 6,83 MPa a jeho působiště je na delším konci hřídele mezi ložiskem a čtvercovým průřezem hřídele. Napětí je výrazně nižší, než je mez kluzu materiálu.



Obrázek 58: Průběh Misesova napětí na hnací hřídeli

6.5 MKP analýza zvonu

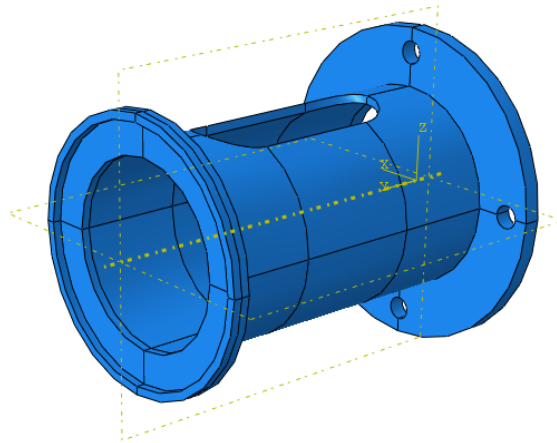
Kromě hřídele provedeme i analýzu zvonu. Zvon zakrývá oblast spojení hřídelů, z jedné strany je pevně uchycen k ložiskové jednotce pomocí šroubů a z druhé strany sevřen mezi přírubou pohonu a přírubou zvonu. Zvon je zatížen silou vyvolanou hmotností pohonu s působišťem v těžišti pohonu, reakčním momentem pohonu a sevřením přírub působí na povrch hrdla zvonu tlaková síla. Silové zatížení zvonu lze vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 59: Zatížení zvonu

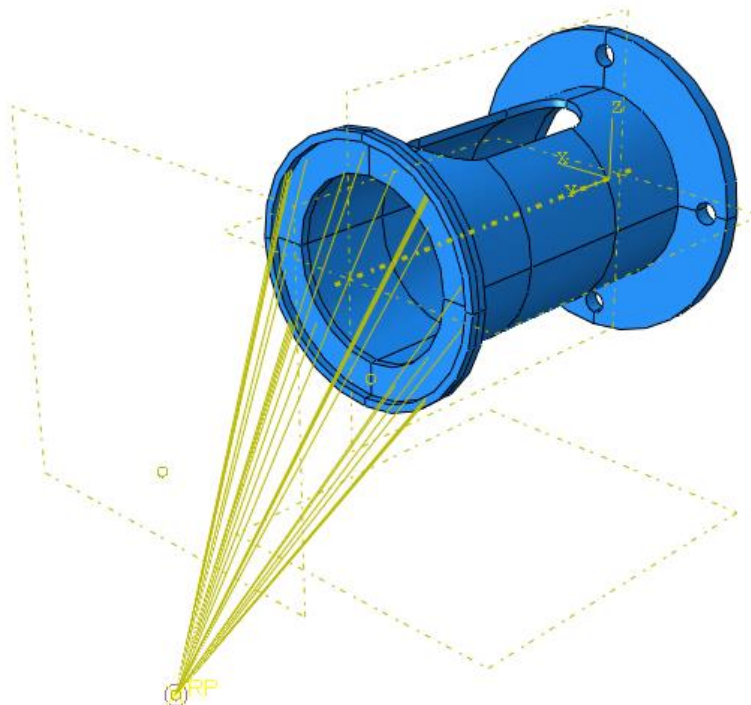
Stejně jako v předchozím případě MKP analýzy hřídele je zapotřebí zvon rozdělit na více částí především kvůli síťování modelu. Zvon jsem rozdělil na jednotlivé duté válce dle průměrů, dvěma na sebe kolmými rovinami procházejícími osou zvonu a nejdelší dutý válec dalšími dvěma rovinami po délce válce.

Materiál válce je slitina hliníku Al 6061 s Youngovým modulem pružnosti $E = 65,9 \text{ GPa}$, Poissonovým číslem $\mu = 0,33$ a hustotou materiálu $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$.



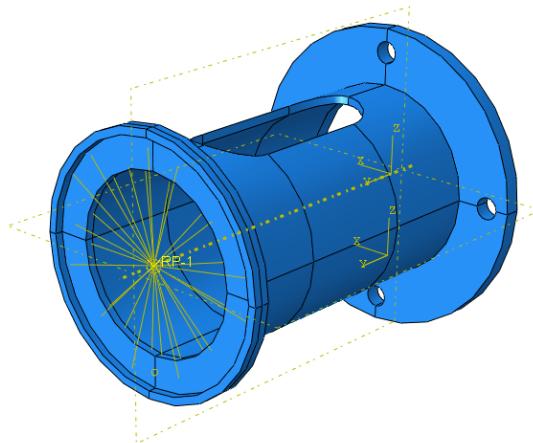
Obrázek 60: Rozdělení zvonu na části

V modulu „Interaction“ jsem zavazbil plochy hrdla zvonu s referenčním bodem, jenž představuje těžiště pohonu. Jedná se o spojení vazbou „Coupling“.



Obrázek 61: Spojení referenčního bodu s hrdlem zvonu vazbou "Coupling"

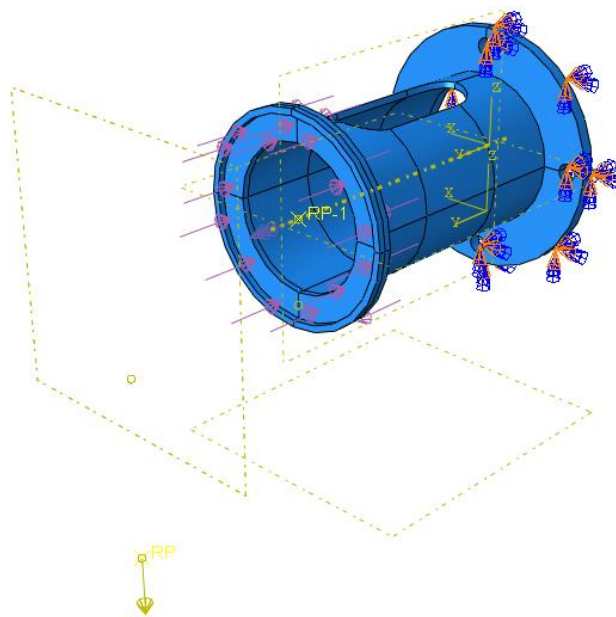
Další vazba je mezi referenčním bodem RP-1 a hrdlem zvonu. Opět se jedná o spojení pomocí vazby „Coupling“.



Obrázek 62: Spojení RP s hrdlem zvonu při zavádění reakčního momentu

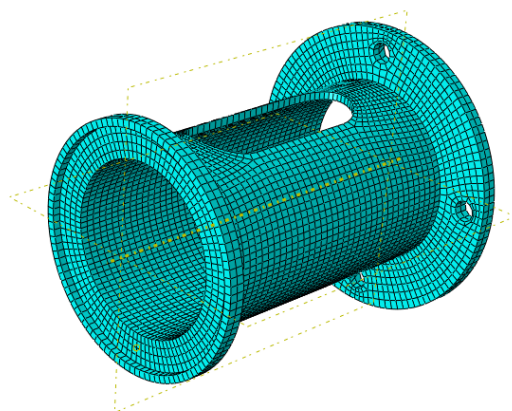
V následujícím kroku byly modelu přiřazeny okrajové podmínky a zatížení. Okrajové podmínky jsem přidělil přírubě zvonu, která je připevněna k ložiskové jednotce pomocí šroubů. Tato příruba se vzhledem k jednotce nepohybuje v žádném směru.

Následně jsem model zatížil silami v modulu „Load“. Síla vyvolaná hmotností pohonu má velikost 75 N a je umístěna v referenčním bodě RP, který představuje těžiště pohonu. Síla byla zavedena jako „Concentrated force“. Na hrdlo zvonu působí reakční moment. Jeho velikost vychází z poměru mezi záběrným momentem a jmenovitým momentem pohonu. Na hrdlo působí i tlak vyvolaný předpětím šroubů. Hodnoty tlaku byly vypočítány v kapitole 8.4. Okrajové podmínky a zatížení model lze vidět na následujícím obrázku.



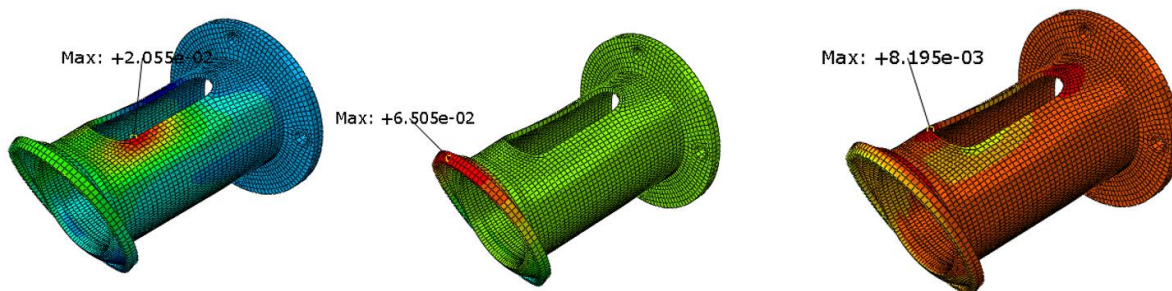
Obrázek 63: Okrajové podmínky a zatížení

V modulu „Mesh“ byla vytvořena síť modelu. Stejně jako v předchozím případě byly použity lineární hexagonální prvky C3D8R. Síť zvonu se skládá z 11 985 uzlů a 6 213 elementů. Síťovaná hřídel je vidět na následujícím obrázku.



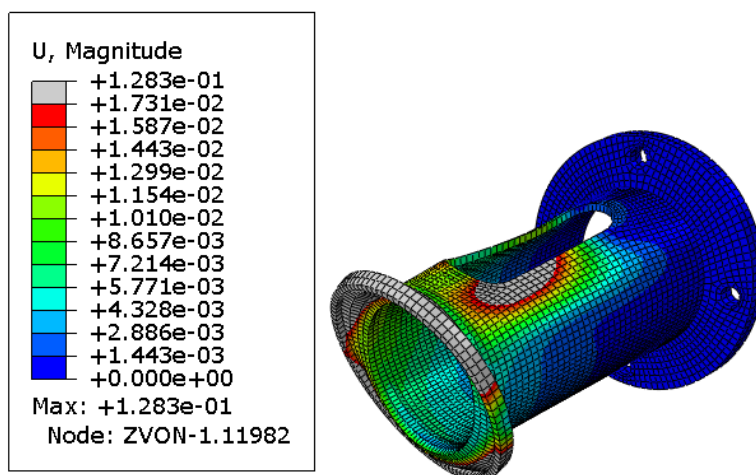
Obrázek 64: Zasíťovaný model zvonu

Výsledky analýzy deformovaného modelu ukazují, že nejvíce je zatíženo právě hrdlo zvonu, kde vznikají nejvyšší posuvy i napětí. Následující obrázek znázorňuje maximální posuvy v jednotlivých směrech (ve směru x, y a z).



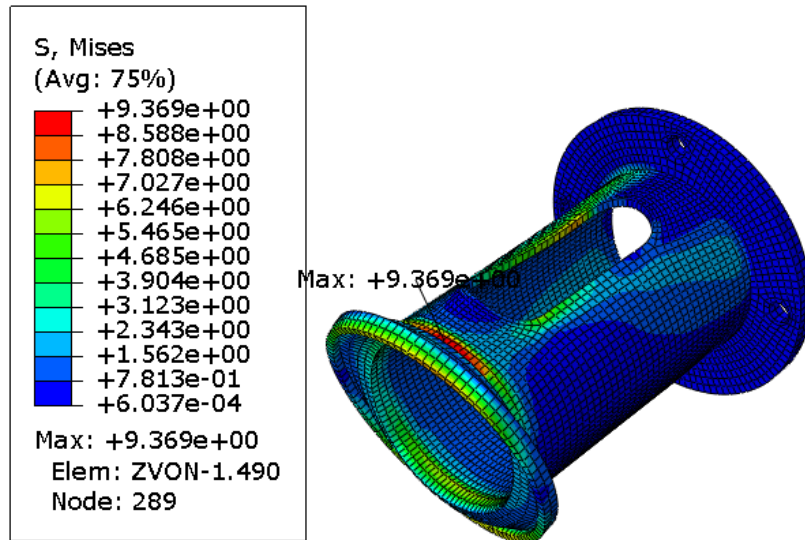
Obrázek 65: Maximální posuvy v osách

Maximální posuv vzniká na hrdle zvonu a jeho velikost je 0,13 mm (viz Obrázek 43).



Obrázek 66: Maximální posuv U

Nejvyšší hodnoty Misesova napětí lze vidět na následujícím obrázku. Působíště nejvyššího napětí je právě na hranici mezi hrdlem a nejdelším válcem zvonu a jeho velikost je přibližně 10 MPa. Tato hodnota je výrazně nižší, než je hodnota meze kluzu materiálu zvonu (250 MPa). Vyšší hodnoty napětí se vyskytují i na hraně otvoru perovitého tvaru.



Obrázek 67: Průběh Misesova napětí na zvonu

Výsledné hodnoty napětí a posuvů obou komponent znázorňuje následující tabulka.

Komponenta	Materiál	Mez kluzu	Max. Misesovo napětí	Max. průhyb
hnací hřídel	ČSN 12060	480 Mpa	7 Mpa	0,017 mm
zvon	Al 6061	250 Mpa	10 Mpa	0,13 mm

Tabulka 14: Výsledné hodnoty Misesova napětí a průhybu obou komponent

Z výsledků je patrné, že obě komponenty jsou minimálně zatíženy. Maximální hodnoty Misesova napětí jsou v obou případech značně nižší ve srovnání s hodnotami mezí kluzu materiálů. Maximální průhyby činí 0,017 mm v případě hřídele a 0,13 mm v případě zvonu. Obě součásti jsou předdimenzovány. Nabízí se tak případná úprava rozměrů některých částí komponent. V případě hřídele především nižší průměr, v případě zvonu například užší stěna válce.

7 ZÁVĚR

Na základě zadání diplomové práce byl navržen 3D parametrický model modulárního pásového dopravníku. Dopravník je sestaven převážně ze standardizovaných komponent, nestandardizovanými díly jsou bočnice dopravníku, hnací a hnaná hřídel, tištěné komponenty a zvon i příruba zvonu.

Dopravník je navržen pro variantu délek od 1000 mm do 2000 mm a pro šířku pásu od 72 mm do 610 mm. Součástí návrhu je i volba vhodného typu pohonu pro zadané rychlosti dopravníku od 6-18 m/min odstupňovanými pro 3 m/min.

Rešerše rozděluje v první řadě dopravníky dle tažného elementu, detailněji se pak zabývá popisem modulárních pásových dopravníků a jejich prvků. V další části se věnuje popisu technologií 3D tisku a některých plastových materiálů, které se používají při konstrukci dopravníků i ve 3D tisku. Poslední část rešerše porovnává tyto materiály z hlediska jejich vlastností a ceny. Toto srovnání se týká filamentů pro 3D tisk.

Součástí konstrukce dopravníku jsou i tištěné díly, konkrétně se jedná o držák, upínací hlavici, krytku ložiskové jednotky, krytku úhelníku a boční lištu. Konstrukce jednotlivých komponent je popsána v konstrukčním návrhu včetně úvahy nad volbou vhodného materiálu, resp. filamentu z pohledu jeho fyzikálních vlastností a ceny. Komponenty jsou také porovnávány především z ekonomického hlediska se standardizovanými díly vyrobenými jinou technologií. Výsledky porovnání ukazují na to, že 3D tištěné komponenty jsou téměř pro všechny filameny značně ekonomicky výhodnější variantou v porovnání s cenou standardizovaných dílů.

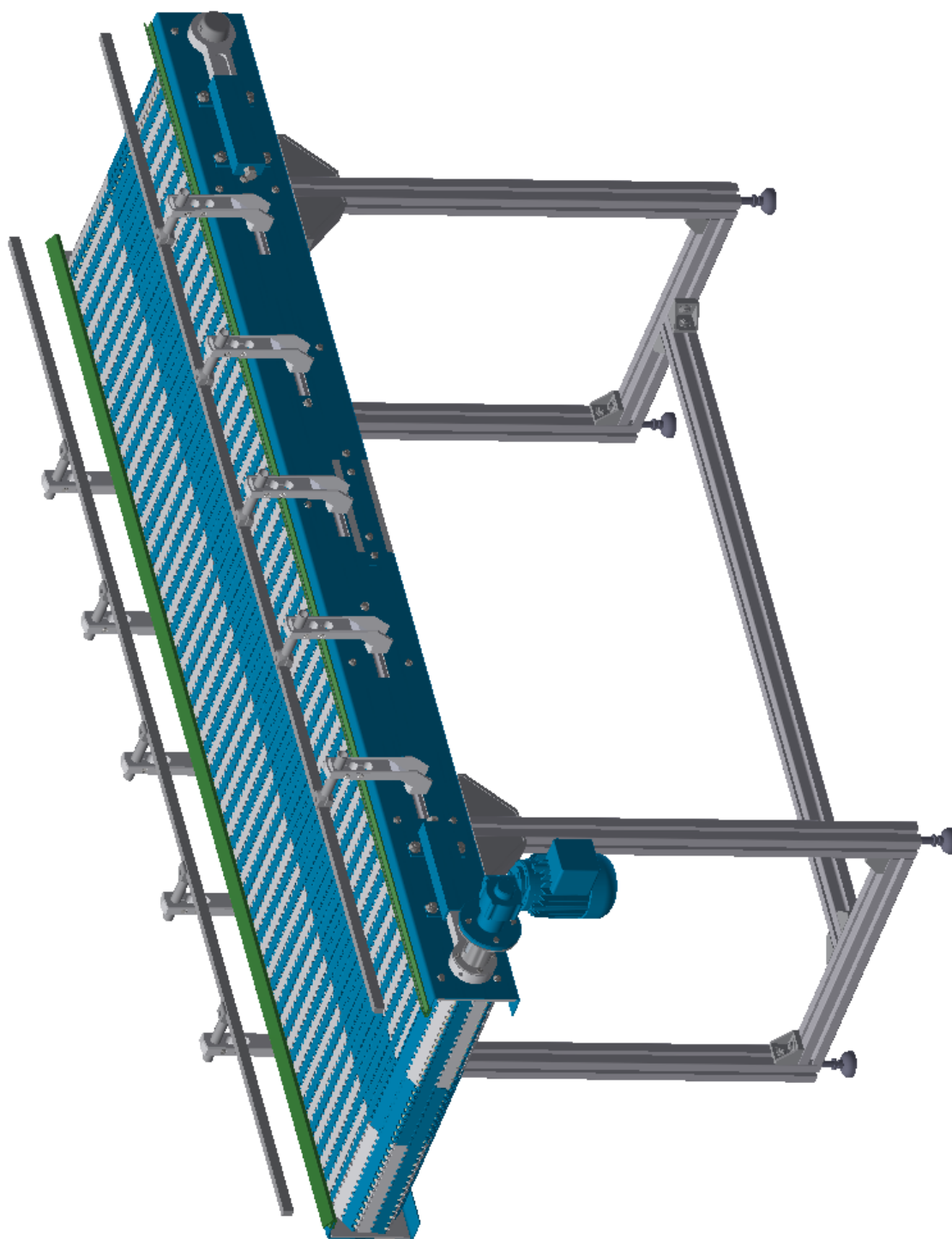
Tištěné díly zahrnuté v konstrukci dopravníku jsou tepelně a staticky zatěžovány. K dalšímu zkoumání se nabízí teoretická možnost použití tištěných komponent dynamicky zatěžovaných, jako například ozubených kol, pojistného kroužku středového kola, nebo samotného modulárního pásu dopravníku. Práce je výchozím bodem pro další navazující výzkum nasazení 3d tištěných dílů pro tyto komponenty. Nasazení těchto dynamicky zatěžovaných součástí bude nutné ověřit experimentálně.

Poslední část práce se věnuje MKP analýzám prohnutí hnací hřídele a analýze zvonu. Z obou těchto analýz vyplývá, že velikosti zatížení nepředstavují pro komponenty těchto parametrů větší riziko. Posuvy dosahují minimálních hodnot, stejně tak jako hodnoty Misesova napětí jsou minimální ve srovnání s mezí kluzu komponent.

Konstrukce dopravníku vychází z návrhových výpočtů, jednotlivé komponenty a nezbytné uzly jsou pak kontrolovány kontrolními výpočty.

Přílohy práce obsahují koncepční výkres dopravníku pro zvolenou délku, resp. šířku dopravníku i technické listy některých standardizovaných komponent.

Následující list znázorňuje největší variantu dopravníku.



Obrázek 68: Největší varianta dopravníku

Seznam zkratk a symbolů

$\Delta F_1 [N]$	Část osově složky provozní síly přitěžující šroub
$\Delta F_2 [N]$	Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené části
$C_1 [N/mm]$	Tuhost přitěžujících částí
$C_2 [N/mm]$	Tuhost odlehčujících částí
$C_s [N/mm]$	Tuhost šroubu
$C_T [N/mm]$	Tuhost trubky
$C_d [N/mm]$	Tuhost dřívku šroubu
$C_{pp} [N/mm]$	Tuhost příruby pohonu
$C_{pz} [N/mm]$	Tuhost příruby zvonu
$C_z [N/mm]$	Tuhost šroubu se závitem
$D_e [mm]$	Vnější průměr trubky
$D_o [mm]$	Průměr díry pro šroub
$E_{pp} [N/mm^2]$	Youngův modul pružnosti příruby pohonu
$E_{pz} [N/mm^2]$	Youngův modul pružnosti příruby zvonu
$F_{A_1} [N]$	Osová síla šroubu v dolní řadě
$F_{A_2} [N]$	Osová síla šroubu v horní řadě
$F_B [N]$	Efektivní tažná síla v pásu
$F_{Baku} [N]$	Efektivní tažná síla v pásu s uvažováním akumulace produktů
$F_D [N]$	Tažná síla v dolní větvi pásu
$F_N [N]$	Normálová síla
$F_R [N]$	Třecí síla
$F_R [N]$	Radiální síla působící na ložisko
$F_{RG} [N]$	Třecí síla vyvolaná mezi pásem a produkty
$F'_{adm} [N]$	Dovolená tažná síla v pásu
$F_n [N]$	Celková tažná síla v pásu na konci zvoleného úseku
$F_p [N]$	Síla od hmotnosti pohonu
$F_s [N]$	Síla na středním průměru hrdl
$L_h [hod]$	Životnost ložiska
$L_b [mm]$	Délka pásu
$M_A [Nm]$	Ohybový moment kolem bodu A
$M_{TM} [Nm]$	Třecí moment pod maticí
$M_Z [Nm]$	Moment v závitu
$M_k [Nm]$	Kroutící moment hnací hřídele
$M_{kk} [Nm]$	Potřebný moment na klíči
$M_p [Nm]$	Ohybový moment od pohonu
$P_z [mm]$	Rozteč závitu
$Q_1 [N]$	Maximální provozní síla
$Q_2 [N]$	Maximální provozní zatížení

$Q_o [N]$	Předpětí šroubu
$S_{m_1} [mm^2]$	Plocha mezikruží trubky – zvon
$S_{m_2} [mm^2]$	Plocha mezikruží trubky – příruba
$S_3 [mm^2]$	Plocha jádra šroubu
$SP_{perm.} [N]$	Dovolené zatížení na jedno kolo
$S_d [mm^2]$	Plocha kruhového průřezu dříku
$S_p [mm^2]$	Průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru zatěžující síly
$S_z [mm^2]$	Plocha kruhového průřezu šroubu se závitem
$T_1 [°C]$	Teplota prostředí
$T_2 [°C]$	Pracovní teplota
$W_b [mm]$	Šířka pásu
$W_k [mm^4]$	Modul průřezu v krutu
$b_K [mm]$	Šířka pásu
$c_T [-]$	Teplotní faktor
$c_V [-]$	Rychlostní faktor
$d_2 [mm]$	Střední průměr závitu
$d_3 [mm]$	Průměr jádra šroubu
$d_s [mm]$	Střední průměr hrdla zvonu
$e_c [mm/m \cdot °C]$	Koeficient expanze
$f_M [-]$	Součinitel tření v závitu
$f_d [-]$	Dynamický součinitel tření
$f_s [-]$	Statický součinitel tření
$i_{skut} [-]$	Skutečný převodový poměr šnekové převodovky
$i_z [-]$	Počet chodů závitu
$k_s [-]$	Bezpečnost šroubu
$k_m [-]$	Koeficient bezpečnosti kroutícího momentu
$l_D [mm]$	Vzdálenost mezi produkty
$l_G [mm]$	Délka produktu
$l_a [mm]$	Aktivní délka pera
$l_d [mm]$	Délka dříku šroubu
$l_p [mm]$	Délka trubky
$l_{pp} [mm]$	Délka příruby pohonu
$l_{pz} [mm]$	Délka příruby zvonu
$l_z [mm]$	Délka šroubu se závitem
$m_{Pa} [kg]$	Hmotnost akumulovaného produktu
$m_G [kg]$	Hmotnost produktu
$m_k^* [kg/m^2]$	Hmotnost pásu na metr čtvereční
$m_p [kg]$	Hmotnost pohonu
$n_{2skut} [ot/min]$	Skutečná hodnota počtu otáček výstupního hřídele

n_1 [ot/min]	Otáčky motoru
n_2 [ot/min]	Otáčky hnací hřídele
n_L [ot/min]	Otáčky ložiska
$n_{sp.}$ [–]	Počet ozubených kol na hřídeli
p_D [N/mm ²]	Dovolený tlak
p_s [N/mm ²]	Tlak ve stykové ploše
q_G [kg]	Specifická hmotnost produktu
q_K [kg]	Specifická hmotnost pásu
t_1 [mm]	Výška vystupující části pera
v_{skut} [m/min]	Skutečná rychlost pásu
y_1 [mm]	Vzdálenost osy šroubu dolní řady od bodu A
y_2 [mm]	Vzdálenost osy šroubu horní řady od bodu A
β_n [°]	Úhel boku závitu v normálové rovině
μ_G [–]	Koeficient tření mezi produktem a pásem
μ_s [–]	Třecí koeficient mezi pásem a kluznými lištami
ρ_M [mm]	Poloměr tření šroubu
σ_{red} [N/mm ²]	Redukované napětí
σ_t [N/mm ²]	Tahové napětí v šroubu
τ_D [N/mm ²]	Dovolené napětí ve smyku
τ_k [N/mm ²]	Napětí v krutu
φ' [°]	Třecí úhel v závitu
ΔL_b [mm]	Prodloužení pásu po délce
ΔW_b [mm]	Prodloužení pásu po šířce
Δv [–]	Odchylka skutečné rychlosti
h [mm]	Prověšení pásu
C [kN]	Základní dynamická únosnost
D [mm]	Průměr ozubeného plastového kola
E [N/mm ²]	Youngův modul pružnosti
F [N]	Obvodová síla
L [mm]	Rozteč dopravníku
P [kW]	Výkon motoru
S [mm ²]	Plocha pera
SF [–]	Servisní faktor
d [mm]	Průměr hřídele
g [Nm ² /kg ²]	Gravitační zrychlení
i [–]	Převodový poměr
i [–]	Počet šroubů příruby
l [mm]	Délka těžiště pohonu od příruby
p [–]	Exponent trvanlivosti
p [N/mm ²]	Tlak

v [m/min]	Rychlost dopravníku
α [°]	Úhel, který spolu svírají tažné síly v horní a dolní větvi
β [°]	Úhel boku závitu
γ [°]	Úhel stoupání závitu
η [–]	Účinnost šnekové převodovky
τ [N/mm ²]	Napětí ve smyk

Použité zdroje

- [1] BIROŠČÁKOVÁ, Irena. *DOPRAVNÍ STROJE A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/STR_4_Dopravní-stroje-a-manipulační-zařízení-UT_PL.pdf. Učební materiál. Střední průmyslová škola Ostrava.
- [2] ADÁMEK, Michal. *Návrh pásového dopravníku pro přepravu kusového materiálu* [online]. Praha, 2018 [cit. 2022-01-08]. Diplomová práce. ČVUT.
- [3] Pásové dopravníky. *Strand* [online]. [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://strand.cz/dokumenty/pasove-dopravniky/>
- [4] Super-Mirror Polished Steel Belts. *Ipcó* [online]. Sandviken, Sweden [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://ipco.com/products/super-mirror-polished-steel-belts/>
- [5] Dopravní pásy. *Eurositex* [online]. Sandviken, Sweden [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://www.eurositex.cz/typ-330-340/>
- [6] Řemenové dopravníky. *Haberkorn* [online]. [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/remenove-dopravniky/>
- [7] *Šířkově a výškově nastavitelný řemenový dopravník* [online]. Plzeň, 2013 [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/12514/1/bp_skrivanek_komplet.pdf. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni.
- [8] Řetězové dopravníky. *Strand* [online]. Loděnice u Berouna [cit. 2022-01-08]. Dostupné z: <https://strand.cz/dokumenty/retezove-dopravniky/>
- [9] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979. Česká matice technická, č. spisu 351, roč. 84 (1979).
- [10] Válečkové dopravníky. *Logsys* [online]. 2017 [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/valeckove-dopravniky>
- [11] Modulární pásy. *Ammeraalbeltech* [online]. [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/cs-cz/produkty/modularni-pasy/>
- [12] Modular Plastic Conveyor Belts, Engineering Manual. *Belt power* [online]. 2020 [cit. 2022-01-11]. Dostupné z: <https://www.beltpower.com/wp-content/uploads/2020/12/Intralox-Engineering-Manual-2020.pdf>
- [13] *Plastic Modular Belts Engineering Guide Habasit* [online]. Switzerland: 2018 [cit. 2022-01-10].
- [14] Modulární dopravníky. *Haberkorn* [online]. Mokré Lazce, 2018 [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/modularni-dopravniky/>
- [15] Sidambe, A.T. Biocompatibility of Advanced Manufactured Titanium Implants—A Review. *Materials* 2014, 7, 8168-8188. <https://doi.org/10.3390/ma7128168>
- [16] Přehled technologií 3D tisku. *Dkmetal* [online]. 2012 [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <http://www.dkmp.cz/o-nas/detail/prehled-technologie-3d-tisku>
- [17] BHATTACHARJEE, Nirveek, Arturo URRIOS, Shawn KANG a Albert FOLCH. The upcoming 3D-printing revolution in microfluidics. *Lab on a Chip* [online]. 2016, 16(10), 1720-1742 [cit. 2022-01-10]. ISSN 1473-0197. Dostupné z: doi:10.1039/C6LC00163G
- [18] Additive manufacturing. *Scanandmake* [online]. Liverpool [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://scanandmake.com/additive-manufacturing>
- [19] M. Baumers, C. Tuck, R. Hague, Selective Heat Sintering versus Laser Sintering: Comparison of Deposition Rate, Process Energy Consumption and Cost Performance
- [20] Jak funguje SLA technologie. *Josefprusa* [online]. Praha [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://josefprusa.cz/original-prusa-sl1-nova-sla-3d-tiskarna/>

- [21] MORITZ, Tassilo; MALEKSAEEDI, Saeed. Additive manufacturing of ceramic components. In: *Additive Manufacturing*. Butterworth-Heinemann, 2018. p. 105-161.
- [22] Electron beam melting. *Additively* [online]. Zurich [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.additively.com/en/learn-about/electron-beam-melting#read-more>
- [23] Polydoros S and Sfantsikopoulos M, "On the Accuracy Performance of the Laminated Object Manufacturing Technology", Proceedings of the "Euro RP2001/ 10th European Conference on Rapid Prototyping & Manufacturing", Paris, 2001
- [24] What is ABS Material? *Plastic extrusion technologies* [online]. Middlefield [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://plasticextrusiontech.net/resources/what-is-abs-material/>
- [25] Materiálový slovník. *Materiál pro 3D* [online]. [cit. 2022-01-10]. Dostupné z: <https://www.materialpro3d.cz/materialovy-slovník/>
- [26] Materiály. *Prusament* [online]. Praha, 2018 [cit. 2022-01-11]. Dostupné z: <https://prusament.com/cs/materials/>
- [27] Ultimate 3D Printing Materials Guide. *Simplify3D* [online]. 2019 [cit. 2022-01-11]. Dostupné z: <https://www.simplify3d.com/support/materials-guide/>
- [28] Prusa tabulka materiálů. *Prusa Knowledge Base* [online]. Praha [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://help.prusa3d.com/cs/materials>
- [29] Sumpf J., Bankwitz H., Nendel K., Rasch F. Novel calculation method for chain conveyor systems. *Logistics Journal: referierte Veröffentlichungen*, Vol. 2014, Issue 11, 2014, <https://doi.org/10.2195/lj Rev sumpf en 201411 01>.
- [30] *Weg_catalogue_energy_efficient.pdf*. *Weg-antriebe* [online]. Belingen [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://www.weg-antriebe.de/ie3-onlinekatalog.html>
- [31] GRUBER, Jan. *Návrh hnací a vratné jednotky dopravníku s plochým řemenem* [online]. Praha, 2020 [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/89976/F2-DP-2020-Gruber-Jan-DP_Hnaci%20a%20vratna%20jednotka%20dopravníku%20s%20plochym%20remenem.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Diplomová práce. ČVUT.
- [32] Technické údaje 61804-2RS1. *SKF* [online]. [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-61804-2RS1>
- [33] Předepjatý šroubový spoj. *Mitcalc* [online]. [cit. 2022-01-13]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/boltcon/Help/cz/boltcon.htm>

Seznam obrázků

Obrázek 1: vícevrstvý pás; A) textilní kostra složená z polyamidových (P), nebo polyesterových (EP) vložek; B) krycí vrstva; C) ochranné pryžové okraje, zabraňující poškození textilní kostry [3]	10
Obrázek 2: vícevrstvý pás s ocelovými kordy; A) vysokopevnostní ocelové kordy; B) krycí vrstva; C) ochranné pryžové okraje, zabraňující poškození ocelokordové kostry [3]	10
Obrázek 3: Doprvník s ocelovým pásem [4]	11
Obrázek 4: Doprvník s drátěným pásem [5]	11
Obrázek 5: Doprvník s kruhovými řemínky [5]	12
Obrázek 6: Řemenový doprvník [6]	12
Obrázek 7: Ozubený řemen [6]	13
Obrázek 8: Řetězový doprvník [8]	14
Obrázek 9: Destičkový řetěz [8]	14
Obrázek 10: Rolnový řetěz [8]	14
Obrázek 11: Váleček s řetězovou hnací hlavou [10]	15
Obrázek 12: Pohon pomocí kruhových řemínků [10]	15
Obrázek 13: Příklad uzavřené a otevřené plochy pásu [11]	16
Obrázek 14: Ozubené plastové kolo uchycené na hřídeli čtvercového průřezu [11]	16
Obrázek 15: Druhy pojistných kroužků [13]	16
Obrázek 16: Příklad konstrukce modulárního pásového doprvníku [12]	17
Obrázek 17: Způsoby zajištění pásu v axiálním směru [13]	18
Obrázek 18: Princip technologie SLS a DMLS [16]	19
Obrázek 19: SHS technologie [16]	20
Obrázek 20: SLA technologie [21]	21
Obrázek 21: MultiJet Modeling technologie [16]	22
Obrázek 22: EBM technologie [22]	23
Obrázek 23: Princip FDM technologie [15]	24
Obrázek 24: Technologie LOM [23]	25
Obrázek 25: Rozložení tažné síly v modulárním pásu [29]	30
Obrázek 26: Jednoduchý přímý úsek [29]	31
Obrázek 27: Jednoduchý přímý úsek s akumulací produktů [29]	33
Obrázek 28: Graf závislosti teploty na teplotním faktoru [13]	35
Obrázek 29: Graf závislosti rychlosti pásu na rychlostním faktoru [13]	35
Obrázek 30: Tažná síla v dolní větvi [13]	36
Obrázek 31: Počet kol na hřídeli pro jednotlivé šířky pásu	38
Obrázek 32: Graf závislosti účinnosti šnekové převodovky na převodovém poměru [30]	39
Obrázek 33: Základní rozměry zvoleného typu pohonu [30]	40
Obrázek 34: Rozpad sestavy hnací hřídele	41
Obrázek 35: spojení hnací hřídele s hřídelí pohonu	42
Obrázek 36: Zvon	43
Obrázek 37: Příruba zvonu	43
Obrázek 38: Sestava rámu	44
Obrázek 39: Napínací mechanismus	45
Obrázek 40: Stojná konstrukce	46
Obrázek 41: Vzorek pásu	46
Obrázek 42: Vzorek pásu-pohled zdola	47
Obrázek 43: Tištěné díly	48

Obrázek 44: Držák/Svorka vodící lišty	50
Obrázek 45: Upínací hlavice	50
Obrázek 46: Krytka	51
Obrázek 47: Kluzná lišta	52
Obrázek 48: Krytka úhelníku	52
Obrázek 49: Základní rozměry těsného pera [31]	53
Obrázek 50: Silový čtyřúhelník	54
Obrázek 51: Působení osových sil	59
Obrázek 52: Rötšcherův diagram [33]	62
Obrázek 53: Rozdělení hřídele na dílčí části	65
Obrázek 54: Umístění referenčního bodu a spojení bodu se zatěžovanými plochami	66
Obrázek 55: Okrajové podmínky a zatížení	66
Obrázek 56: Síť modelu	67
Obrázek 57: Prohnutí hnací hřídele	67
Obrázek 58: Průběh Misesova napětí na hnací hřídeli	68
Obrázek 59: Zatížení zvonu	68
Obrázek 60: Rozdělení zvonu na části	69
Obrázek 61: Spojení referenčního bodu s hrdlem zvonu vazbou "Coupling"	69
Obrázek 62: Spojení RP s hrdlem zvonu při zavádění reakčního momentu	70
Obrázek 63: Okrajové podmínky a zatížení	70
Obrázek 64: Zasíťovaný model zvonu	71
Obrázek 65: Maximální posuvy v osách	71
Obrázek 66: Maximální posuv U	71
Obrázek 67: Průběh Misesova napětí na zvonu	72
Obrázek 68: Největší varianta dopravníku	74

Seznam tabulek

Tabulka 1: Přehled technologií 3D tisku [16].....	18
Tabulka 2: Porovnání fyzikálních vlastností a ceny materiálů [28]	29
Tabulka 3: Koeficienty tření mezi pásem a kluznými lištami pro různé materiály [11]	31
Tabulka 4: Porovnání výsledků tažných sil pro jednotlivé šířky pásu.....	32
Tabulka 5: Koeficienty tření mezi pásem a produktem pro různé materiály [11]	33
Tabulka 6: Hodnoty tažných sil v pásu bez a s akumulací produktů	34
Tabulka 7: Vlastnosti zvoleného pásu [13].....	34
Tabulka 8: Hodnoty dovolených sil pro jednotlivé šířky pásu	35
Tabulka 9: Hodnoty koeficientů expanze [11].....	37
Tabulka 10: Změny šířky pásu pro jednotlivé šířky pásu	37
Tabulka 11: Výpočty základních veličin pro volbu pohonu	40
Tabulka 12: Ceny a mechanické vlastnosti jednotlivých filamentů.....	49
Tabulka 13: Data výpočtu zvoleného ložiska [32]	56
Tabulka 14: Výsledné hodnoty Misesova napětí a průhybu obou komponent	72

Seznam příloh

Příloha 1: Technický list modulárního pásu
Příloha 2: Technický list vybrané spojky
Příloha 3: Technický list plastového ozubeného kola
Příloha 4: Technický list ložiskového domku
Příloha 5: Technický list rámu ložiskové jednotky
Příloha 6: Technický list pojistného kroužku
Příloha 7: Technický list profilu CM-16
Příloha 8: Technický list kluzné lišty C-02
Příloha 9: Koncepční výkres dopravníku