

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení  
Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh modelu dopravního prostředku s optimalizací pro 3D tisk

Autor: Bc. Damaris KOLAŘÍKOVÁ  
Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.  
Konzultant práce: Ing. Ivana ZETKOVÁ Ph.D.

Akademický rok 2020/2021

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Damaris KOLAŘÍKOVÁ**  
Osobní číslo: **S19N0198P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**  
Téma práce: **Návrh modelu dopravního prostředku s optimalizací pro 3D tisk**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je konstrukční návrh modelu dopravního prostředku s vnitřním mikro-převodovým mechanismem. Předpokládaná výroba modelu technického zařízení bude pomocí 3D tiskových technologií. Další část řešení je ve výběru vhodné metody tisku a její optimalizace pro možnost plnohodnotné výroby modelu pomocí 3D tisku. U výsledného řešení provést komplexní hodnocení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
2. Vypracování rozboru technických parametrů.
3. Vypracování vybrané varianty řešení včetně výpočtového hodnocení.
4. Zhodnocení vybraného konstrukčního návrhu.

Rozsah diplomové práce: **40 – 60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

#### Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S. A KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra. Brno: Computer Press, 1999
  - [2] MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. Praha, 2006
  - [3] ŘAŠA, J., ŠVERCL, J. Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
  - [4] SHIGLLEY, J., E., MISCHKE, C., R., BUDYNAS, R., G. Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, Brno, 2010
- Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Ivana Zetková, Ph.D.**  
Regionální technologický institut

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Tímto bych ráda poděkovala vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad. Dále paní Ing. Ivaně Zetkové, Ph.D. za konzultace a možnost realizace konstrukčního návrhu 3D tiskem z kovu a panu Ing. Zdeňku Chvalovi, Ph.D. za realizaci konstrukčního návrhu 3D tiskem z plastu. V neposlední řadě pak panu Ing. Pavlu Hanzlovi za přípravu 3D tisku kovu a panu Pavlu Hozmanovi za postprocessing kovových dílů a pomoc při kompletaci.

Kolaříková Damaris

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Kolaříková	<b>Jméno</b> Damaris	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. FORMÁNEK, Ph.D.	<b>Jméno</b> Josef	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh modelu dopravního prostředku s optimalizací pro 3D tisk		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	88	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	87	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh modelu dopravního prostředku v CAD softwaru Solidworks. Modelem je lokomotiva poháněná elektromotorem přes navržený mikro-převodový mechanismus. Zdroj energie zajistí akumulátor. Byla provedena pevnostní kontrola návrhu a na závěr pak simulace výroby dílu aditivní technologií v programu Amphyon. Výsledkem je poháněný model lokomotivy reprezentující 3D tisk.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	Model lokomotivy, konstrukční návrh, CAD, aditivní výroba, počítačová simulace, mikro-převodový mechanismus, planetový převod, řemenový převod

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Kolaříková	<b>Name</b> Damaris	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. FORMÁNEK, Ph.D.	<b>Name</b> Josef	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of a model vehicle with optimization for 3D print		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	88	<b>TEXT PART</b>	87	<b>GRAPHICAL PART</b>	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma thesis disserts on design proposal of a model vehicle in CAD software Solidworks. The model is a locomotive driven by an electric motor through a designed micro-transmission mechanism. The power source is provided by the battery. A strength check of the design and also simulation of the production of the part by additive technology in the Amphyon software was performed. The result is a powered locomotive model representing 3D printing.
<b>KEY WORDS</b>	Locomotive model, design, CAD, additive manufacturing, computer simulation, micro-transmission mechanism, planetary transmission, belt transmission

## Obsah

1	Úvod.....	8
2	Cíl práce .....	9
3	Kooperace .....	10
4	Požadavky .....	11
5	Průzkum trhu.....	12
5.1	Dělení a značení modelů.....	12
5.2	Vybrané 3D tiskové technologie .....	13
5.2.1	Dělení dle technologie:.....	13
5.2.2	Faktory ovlivňující 3D tisk: .....	16
5.3	Převodové mechanismy .....	17
6	Konstrukční návrh.....	18
6.1	Návrh pro tisk .....	20
6.2	Optimalizace .....	22
6.2.1	Optimalizace z hlediska objemu podpěr a hmotnosti dílů .....	22
6.2.2	Optimalizace kvůli 3D tisku.....	28
6.3	Výpočet síly potřebné pro pohyb modelu.....	32
6.4	Výpočet adhezní síly .....	33
6.5	Návrh mikro-převodového mechanismu .....	34
6.5.1	První část mikro-převodového mechanismu pro přenos kroutícího momentu mezi mimoběžnými osami .....	34
6.5.2	Druhá část mikro-převodového mechanismu pro redukci otáček .....	37
6.5.3	Výpočet otáček motoru .....	41
6.5.4	Úprava převodového mechanismu pro 3D tisk .....	42
6.6	Uložení rotujících částí .....	43
6.7	Kontrola namáhání .....	44
6.7.1	Zatížení od předepínací síly .....	45
6.7.2	Zatížení od momentu ve spoji hřídele a kola .....	46
6.7.3	Zatížení od tíhy lokomotivy .....	47
6.8	Kompletní návrh sestavy .....	48
7	Výsledek tisku a kompletace.....	49
7.1	Tisk metodou FDM .....	49
7.2	Tisk metodou MJF.....	50
7.3	Tisk metodou DMLS .....	51
7.4	Kompletace .....	53
8	Závěr .....	55
	Seznam použitých zdrojů .....	56
	Seznam obrázků .....	57
	Seznam tabulek .....	58
	Seznam příloh.....	58



## 1 Úvod

Modely dopravních prostředků jsou velmi populární nejen jako hračky, ale i jako cenné výstavní kusy. Nezáleží tedy na věku a každý si může najít svoji „hračku“ – zmenšeninu něčeho co se mu líbí.

Konstrukce modelů se liší v závislosti na předpokládaném věku uživatele. Pro malé děti jsou dopravní prostředky nejčastěji hodně barevné, jednoduché, velmi odolné a bez zbytečných detailů. Naproti tomu modely dopravních prostředků pro dospělé, jsou velmi propracované, co nejvěrohodněji se podobající realitě ve zmenšeném měřítku. Mohou se mezi nimi nacházet velmi cenné sběratelské kusy.

Pro mnoho lidí je modelářství koníčkem, který nabízí odreagování od všedních starostí. Velkou nevýhodou tohoto koníčku je, že není zcela pro každého. Protože se jedná o zmenšeniny dopravních prostředků, je vyžadována velká zručnost a hlavně preciznost. U pohybujících se modelů je také nutná znalost pohonů, jejich zapojení a mnoho dalšího.

Více či méně propracované modely z různých materiálů, jejich příslušenství nebo komponenty k sestavení modelů, popřípadě potřebné nástroje, lze koupit ve specializovaných prodejnách.

## 2 Cíl práce

Cílem práce je konstrukční návrh modelu dopravního prostředku a mikro-převodového mechanismu. Jako dopravní prostředek je vybrána lokomotiva, z důvodu návaznosti na Plzeňskou výrobu kolejových vozidel. Bude se jednat o parní lokomotivu Jupiter (Obr. 1), která sice nebyla vyráběna v Plzni, ale je zajímavá a netypická svým vzhledem.



**Obr. 1: Lokomotiva Jupiter [6]**

Tento model bude poháněn elektromotorem přes navržený mikro-převodový mechanismus. Zdroj energie pro pohon elektromotoru bude zajištěn akumulátorem.

Bude proveden průzkum modelářského trhu, aby model, který je předmětem této diplomové práce nebyl totožný nebo příliš podobný nějakému již existujícímu modelu.

Předpokládaná výroba modelu i převodového mechanismu proběhne pomocí 3D tiskových technologií, které se zdají být budoucností ve výrobě součástí. Výrobou modelu lokomotivy a mikro-převodového mechanismu bude ověřena možnost jejich použití při výrobě složitých součástí. Jednotlivé komponenty budou vyrobeny různými technologiemi 3D tisku a následně zhodnoceny. Cílem je optimalizace modelu a převodového mechanismu, aby byla umožněna plnohodnotná výroba bez následných dokončovacích operací nebo alespoň zajištění jejich minimalizace.

### 3 Kooperace

Realizátorem 3D tisků bude Regionální technologický institut v Plzni. „Jedná se o moderní strojírenské a technologické výzkumné centrum Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni, které bylo vybudováno díky finančním prostředkům z Evropského fondu pro regionální rozvoj.“ [1]

V červenci roku 2015 došlo k zahájení provozu centra, které nyní zaměstnává přibližně 100 výzkumných pracovníků.

„Aktivity výzkumného centra RTI jsou realizovány ve čtyřech výzkumných programech, které se specializují na výzkum a vývoj moderních konstrukcí vozidel včetně jejich pohonných systémů, výzkum a vývoj výrobních strojů včetně jejich modernizací, výzkum a vývoj tvářecích technologií a technologií obrábění.“ [1]

Ve výzkumném centru se nachází několik laboratoří a zkušeben s různými specializacemi. Laboratoř experimentálního obrábění se zabývá nejen konstrukcí součástí pro 3D tisk, ale také konstrukcí podpor a v neposlední řadě optimalizací parametrů 3D tisku. „Dále se zaměřuje na moderní konstrukci a výrobu řezných nástrojů vč. úpravy mikrogeometrie a detailního měření, broušení tvarově složitých ploch, leštění povrchu, analýzu tvaru drážky a návrh tvaru kotouče“ [1]

## 4 Požadavky

- Plnohodnotná výroba modelu a mikro-převodového mechanismu pomocí 3D tiskové technologie.
- Kompatibilitnost navržené lokomotivy s modelářským kolejištěm. Lokomotiva by měla mít rozchod kol odpovídající rozchodu kolejí standardně používaných v modelářské praxi.
- Pohyb lokomotivy po kolejích, kdy pohon kol bude zajištěn elektromotorem napájeným baterií. Točivý moment bude přenášen a regulován za pomoci mikro-převodového mechanismu. Bude porovnáno několik různých převodových mechanismů a následně vybrán nejvhodnější.
- Optimalizace modelu pro minimalizování nákladů nejen z hlediska množství použitého materiálu, ale také na dokončovací operace související s odstraňováním podpor a úpravou povrchu.

## 5 Průzkum trhu

Nejen na našich kolejích, ale i v modelářském světě existuje mnoho druhů lokomotiv. Liší se nejen vnějším vzhledem, ale také pohonem. Standardně vyráběné prodávané modely obvykle odpovídají zmenšené skutečnosti, často v nějakém běžném měřítku, což ale není podmínkou.

Mnoho modelářů si své kusy konstruují a vyrábí sami, tudíž je každý díl originálem. Často není vyroben v přesném měřítku, a i vzhled nebývá stoprocentně kopií skutečnosti. V závislosti na velikosti modelu mohou být prvky přidány, změněny nebo odebrány, dle preferencí modeláře.

Je možné zakoupit kompletní pohony pro modely. Jejich označení nese všechny potřebné informace, jakými jsou například rozchod kol nebo měřítko modelu, do kterého je vhodná jeho implementace. Tento pohon se skládá z mikromotoru, magnetu, převodovky a hnaných dvojkolí. [2]

### 5.1 Dělení a značení modelů

Nejznámějším a nejpoužívanějším dělením je dělení dle rozchodu kolejí viz. Tabulka 1. Vzdálenost kol musí vždy odpovídat určitému typu rozchodů, aby bylo možné model lokomotivy provozovat na standardních kolejištích.

Tabulka 1: Značení modelových železnic [3]

Označení	Měřítko	Rozchod [mm]
Z	1:220	6,5
N	1:160	9
TT	1:120	12
H0	1:87	16,5
S	1:64	22,5
0	1:45	32
1	1:32	45
2 (G)	1:22,5	64

Některá měřítka mají přiřazené varianty úzkého rozchodu viz. Tabulka 2.

Tabulka 2: Značení modelových úzkorozchodných železnic [3]

Označení	Normální rozchod [mm]	Úzký rozchod „m“ [mm]	Úzký rozchod „e“ [mm]	Úzký rozchod „f“ [mm]
N	9	6,5	-	-
TT	12	9	6,5	-
H0	16,5	12	9	6,5
0	32	22,5	16,5	12

Neoficiálně lze dělit lokomotivy dle vzhledu, který je závislý na pohonu v reálném provozu.

- Parní lokomotivy
- Elektrické lokomotivy
- Motorové lokomotivy
- Diesellové lokomotivy
- Drezíny

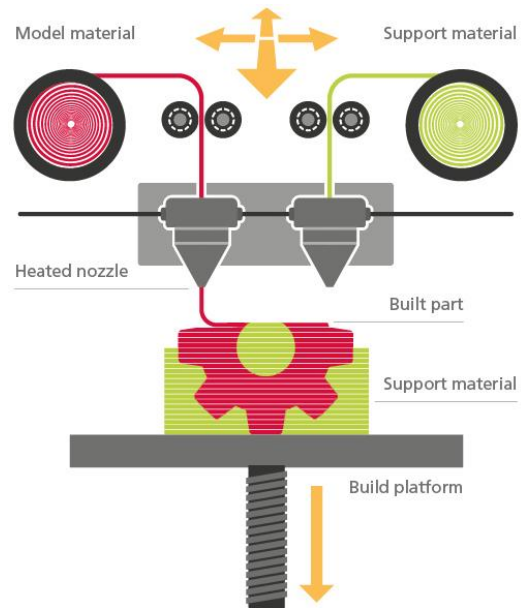
## 5.2 Vybrané 3D tiskové technologie

Model lokomotivy i mikro-převodový mechanismus bude zhotoven pomocí 3D tiskových technologií. Existuje poměrně velké množství způsobů výroby součástí 3D tiskem. U každého tisku je možné nastavit velké množství parametrů, které mohou mít výrazný vliv na proces spékání materiálu a chemické reakce probíhající v průběhu tohoto procesu. Výroba se liší nejen použitým materiálem, ale také technologií, jež je použita ke zhotovení modelu.

### 5.2.1 Dělení dle technologie:

#### 5.2.1.1 FDM (Fused Deposition Modeling)

Jedná se o nejběžněji používané 3D tiskárny. Filament je protlačovaný skrze nahřívací trysku (extrudér), která postupně po vrstvách nanáší materiál dle 3D modelu. Konstrukce jednotlivých tiskáren se liší v závislosti na způsobu pohybu extrudéru a podložky tisku. [7]



Obr. 2: Schéma 3D tisku technologií FDM [9]

Nejjednodušší, a tedy i nejčastěji využívaný systémem je Kartézský. Extrudér se pohybuje dle souřadnic ve třech na sebe kolmých osách, což umožňuje poměrně snadné naprogramování tisku a kalibraci tiskové hlavy. Tento typ tiskáren je nejvíce využívám amatérskými tiskaři. [7]

Dále je používán systém Delta, kde je extrudér uchycen mezi třemi rameny rozmístěnými po 120°. Výhodou těchto tiskáren je velký tiskový prostor a rychlost tisku. Nevýhodou je potřeba speciálního softwaru pro výpočet pohybu ramen, a tudíž i kalibrace bude složitější. [7]

Novinkou je systém Polar, který využívá pohybu extrudéru ve dvou osách spolu s rotací podložky. Výhodné je jeho použití při výrobě rotačních součástí. Nevýhodou je pak potřeba speciálního sliceru, schopného převést model na křivky, které tímto způsobem pohybu extrudéru vznikají. [7]

### 5.2.1.2 SL (Stereolitografie)

„Stereolitografie je laserová technologie využívající tekutou pryskyřici citlivou na UV světlo. Ultrafialový laserový paprsek přechází přes povrch pryskyřice a selektivně zpevňuje materiál dle průřezu výrobku, přičemž vyrábí 3D díl odspodu nahoru. Nutné podpěry pro převisy a dutiny jsou generovány automaticky a později manuálně odstraněny.“ Díly vynikají velmi vysokou kvalitou povrchu a při pokovení lze použít jako alternativu pro plechové díly. [15]



Obr. 3: Schéma průběhu 3D tisku technologií SL [15]

### 5.2.1.3 SLS (Selective Laser Sintering)

„Laserové sintrování je laserová technologie využívající pevné práškové materiály, obvykle plasty. Počítačově řízený laserový paprsek selektivně spéká částice v prostoru pro nanášení prášku, když zvyšuje teplotu prášku nad bod skelného přechodu, čímž se sousední částice spojují. Prášek je samonosný, proto nejsou nutné žádné podpůrné struktury. Díky tomu, že nejsou nutné podpůrné struktury, je tato technologie vhodná pro spřažené díly, pohyblivé díly, ohebné spoje a jiné vysoce komplexní díly. Je možné vyrábět plně funkční prototypy, nebo i komplexní díly pro koncové použití.“ [8]



Obr. 4: Schéma průběhu 3D tisku technologií SLS [8]

#### 5.2.1.4 DMLS (Direct Metal Laser Sintering)

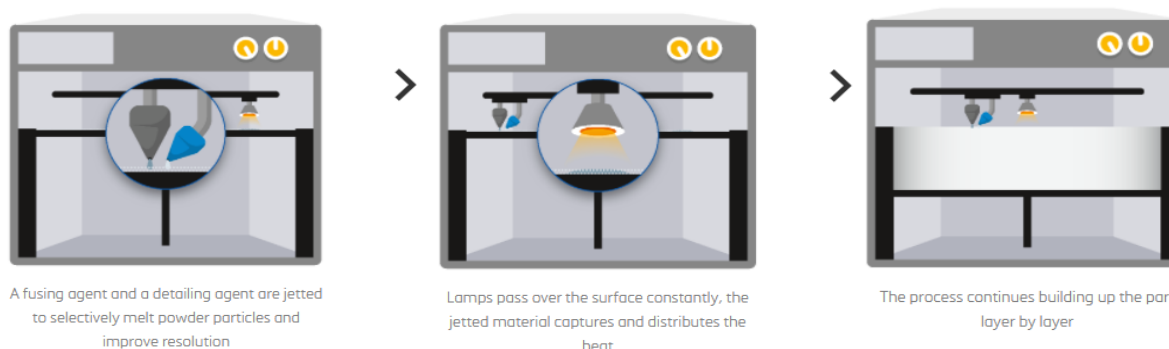
„3D tisk kovů je laserová technologie využívající kovy ve formě prášku. Podobně jako u laserového sintrování, vysoce výkonný laser selektivně spojuje částice v prostoru pro nanášení prášku, zatímco stroj distribuuje rovnoměrné vrstvy kovového prášku. Podpůrné struktury jsou budovány současně ze stejného materiálu a později jsou manuálně odstraněny.“ [16] Před postprocessingem může být díl vystaven tepelnému zpracování za účelem zlepšení jeho mechanických vlastností.



Obr. 5: Schéma průběhu 3D tisku technologií DMLS [16]

#### 5.2.1.5 MJF (Multi Jet Fusion)

„Multi Jet Fusion je technologie, která pro výrobu používá práškový materiál, ovšem bez použití laserů. Na začátku se rovnoměrně zahřeje prostor pro nanášení prášku. Na místa, ve kterých je nutné selektivně roztavit částice, je stříkáno spojovací činidlo, po obvodu vnějších kontur dílu je přitom nanášeno činidlo zajišťující vysoké rozlišení povrchových detailů. Zatímco lampy přecházejí přes povrch prostoru pro nanášení prášku, stříkaný materiál zachycuje teplo a pomáhá jej rovnoměrně distribuovat.“ Díky využití jemnozrnných materiálů lze vyrábět přesné díly s nízkou pórovitostí a nejsou zde potřeba téměř žádné dokončovací operace, pouze odstranění přebytečného prášku. Tento typ výroby je vhodný spíše pro prototypovou nebo malosériovou výrobu. [14]



Obr. 6: Schéma průběhu 3D tisku technologií MJF [14]



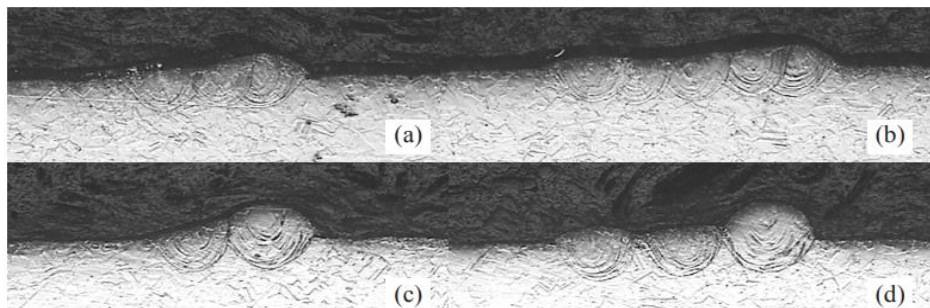
### 5.2.2 Faktory ovlivňující 3D tisk:

- Výkon laseru nebo teplota extrudéru
- Rozměr laserového paprsku nebo průměr vytlačovací trysky
- Rychlost a strategie skenování
- Tloušťka vrstvy
- Vzdálenost mezi jednotlivými šrafy
- Chemické složení materiálu
- Velikost zrn prášku nebo průměr struny filamentu

Změna kteréhokoliv z výše uvedených faktorů ovlivní výsledek. Vzhledem k různorodosti používaných materiálů, technologiím procesu a dalšímu nastavení je 3D tisk založen především na experimentálních znalostech. Kvalita výsledného dílu závisí na zkušenostech obsluhy stroje, programátora, konstruktéra a také na kvalitě vstupního materiálu a procesních parametrech.

U 3D tisku využívajícího laserového paprsku má na geometrii výsledné součásti velký vliv i jeho pozice na platformě. V závislosti na poloze dílu se mění dopadový úhel laseru a tím i jeho energie, oblast působení a odrazivost. To následně ovlivní strukturu a mechanické vlastnosti výrobku. [10]

Drsnost výsledné součásti lze zlepšit zvýšením intenzity laseru nebo přiblížením jeho drah, díky čemuž dojde k lepšímu slinutí prášku (Obr. 7). Nenatavený prášek lépe absorbuje laserové záření než prášek spečený, tudíž první laserový přechod nataví více materiálu než následující. Pokud by vzdálenost mezi jednotlivými drahami byla příliš velká nedojde k jejich propojení, což výrazně sníží pevnost a zvýší drsnost výsledné součásti. Dojde k ovlivnění pórovitosti a mechanických vlastností. [11]



Obr. 7: Průřez součástí s rozdílnou vzdáleností drah laseru [11]

Na obrázcích „a, b“ je vzdálenost mezi jednotlivými dráhami laseru 60  $\mu\text{m}$  a na obrázcích „c, d“ je tato vzdálenost 100  $\mu\text{m}$ . Rozdíl je poměrně dobře znatelný na první pohled, kdy u větší vzdálenosti drah je výrazná vyšší drsnost a také ne příliš velký kontakt mezi dráhami.

Najít správnou vzdálenost mezi dráhami je potřeba i u FDM tisku, aby se roztavený materiál, vytlačovaný z nahřívací trysky, správně spojil s vedlejšími dráhami.

Neméně důležitá je pak také rychlost pohybu, ať už laseru nebo nahřívací hlavy. Se zvyšující se rychlostí narůstá riziko vzniku pórů a trhlin, zároveň se snižuje vrstva protavení, tudíž je spojení mezi jednotlivými vrstvami slabší.

Pokud je gradient při ochlazování příliš velký, vzniká uvnitř součástí pnutí, které může způsobit nežádoucí deformace, v krajním případě trhliny. Napětí vzniklé v součástech nelze zcela eliminovat, ale jeho dopady je možné regulovat například předehříváním nebo správným zvolením podpěr a výplní.

### 5.3 Převodové mechanismy

Pro převod rotačního pohybu motoru na poháněná kola, zajišťující pohyb lokomotivy, je použito mikro-převodového mechanismu. Převodový mechanismus slouží nejen k přenosu energie z hnacího na hnaný člen, ale také ke změně druhu, velikosti, směru a smyslu pohybu mezi nimi. V tomto případě jsou důležité otáčky na výstupu, aby bylo dosaženo požadované rychlosti pohybu lokomotivy.

Dělení převodů:       - přímé (třecí, ozubené)  
                          - nepřímé (řemenové, řetězové, lanové)

Obvykle bývá převodový poměr konstantní, pokud nedojde k prokluzu nebo není použit variátor, který je určen pro variabilní převod. S rostoucí frekvencí otáčení závisející na převodu se zmenšují ztráty, krouticí moment a mění se výkon. [4]

Základní parametry převodových mechanismů:

Index 1 - hnací člen

Index 2 – hnaný člen

$$i_{1,2} = \frac{\text{rychlost hnacího členu}}{\text{rychlost hnaného členu}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$i > 1$  převod do pomala

$i < 1$  převod do rychla

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$P = M_k \cdot \omega$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

$i$ ... Převodový poměr [-]
$\omega$ ... Úhlová rychlost [rad/s]
$n$ ... Frekvence otáček [1/s]
$P$ ... Výkon [W]
$M_k$ ... Krouticí moment [Nm]

Účinnost je poměr příkonu a výkonu, jejíž hodnota se pohybuje mezi 0 a 1. Snahou je dosáhnout hodnoty co nejbližší 1, aby docházelo k co nejmenším ztrátám při provozu mechanismu. Hodnoty 1 nelze dosáhnout, protože zatím neexistuje bezztrátový mechanismus. U třecích převodů může docházet ke skluzu, který snižuje účinnost.

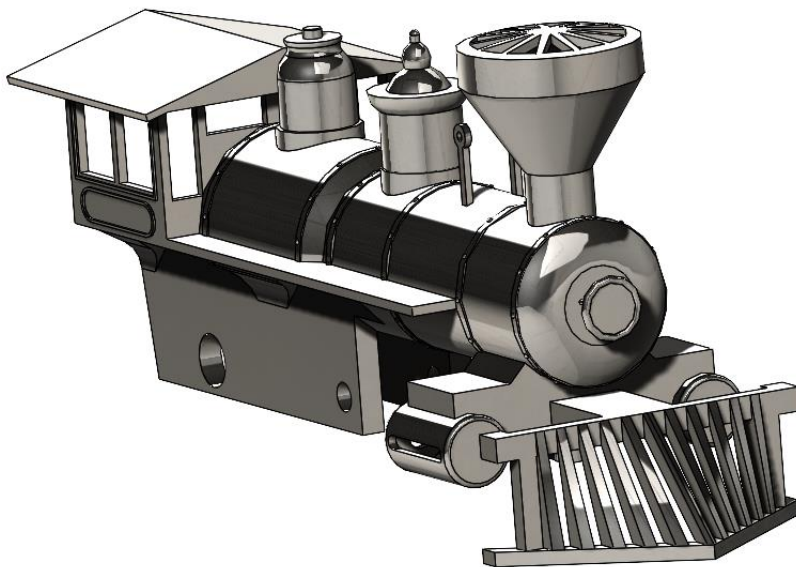
$$\eta_{\vartheta} = \frac{\omega_2 \cdot r_2}{\omega_1 \cdot r_1} = 1 - \vartheta$$

$r$ ... Poloměr kola [m]
$\vartheta$ ... Skluz [-]

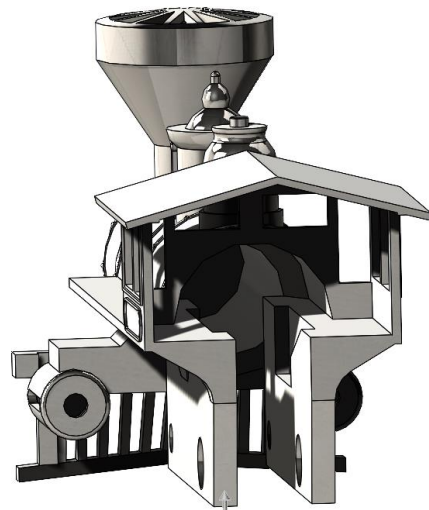
Detailnější dělení a popis jednotlivých převodových mechanismů spolu s veškerými potřebnými vzorci potřebnými při konstrukčním návrhu převodového mechanismu se nachází v Příloze č.1.

## 6 Konstrukční návrh

Po průzkumu trhu, 3D tiskových technologií a detailnějším prozkoumání převodových mechanismů byl proveden návrh lokomotivy. Návrh byl inspirován parní lokomotivou Jupiter a vymodelován v CAD softwaru Solidworks. Nejprve se jednalo pouze o návrh základního tvaru, který byl postupně rozpracován více do detailů (Obr. 8). Jsou to právě detaily, které dělají výsledný model zajímavým a v tomto případě ověří kvalitu použitých 3D tiskových technologií, pomocí nichž bude navržený model zhotoven. Dále bylo provedeno vybrání vnitřního prostoru lokomotivy (Obr. 9), nejen kvůli snížení hmotnosti, ale hlavně kvůli možnosti umístění mikro-převodového mechanismu, elektromotoru a napájecího akumulátoru právě do tohoto prostoru.



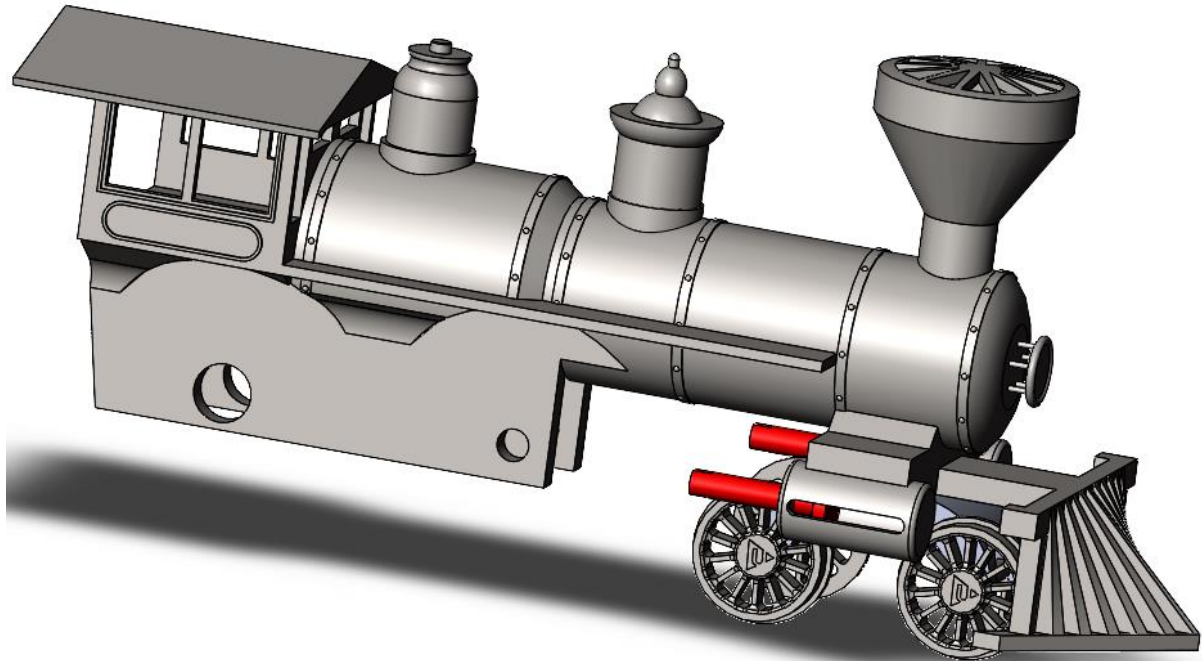
Obr. 8: Návrh vzhledu lokomotivy



Obr. 9: Vnitřní prostor ("strojovna") lokomotivy

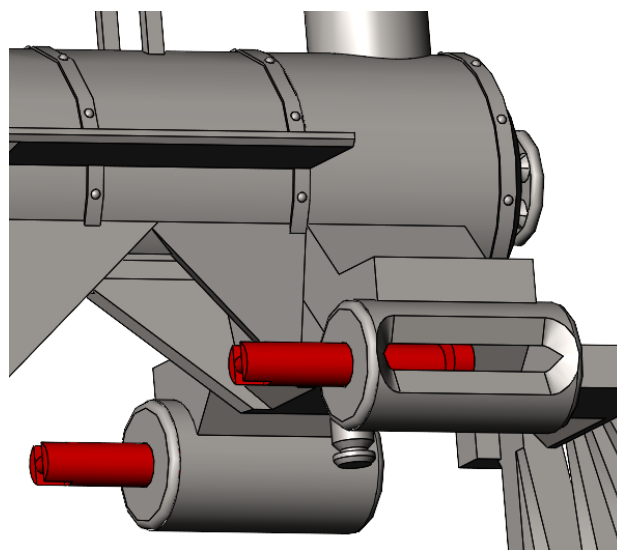
Teoreticky by bylo možné vytisknout kompletní sestavu lokomotivy spolu s koly a všemi vzájemně se pohybujícími součástmi, bez nutnosti jakékoliv montáže, ale kvůli možnému problému s obtížným odstraňováním podpěr a menší přesností vyrobeného celku budou díly vyrobeny zvlášť a následně složeny do sestavy funkční lokomotivy. Je žádoucí, aby kola zajišťující pohyb lokomotivy po kolejích byla přesná, proto jejich výroba, spolu s několika dalšími díly, proběhne odděleně od zbytku lokomotivy. Následná montáž do sestavy nebude nijak náročná a bude možné ji provést s použitím běžného nářadí.

Největší součástí pro tisk bude tělo lokomotivy tisknuté spolu s písty uvnitř válců (Obr. 10), kterým bude ve válcích umožněn pohyb. Tyto díly jsou na obrázcích níže označeny červenou barvou. Mezi jednotlivými pohyblivými díly musí být při konstrukci pro tisk uvažována vůle několika desetin milimetru. Tato vůle zajistí, že po dokončení tisku a odstranění přebytečného materiálu, bude umožněn plánovaný pohyb.



**Obr. 10: Návrh modelu lokomotivy s pohyblivými díly**

Válce, ve kterých se budou písty pohybovat (Obr. 11), se nachází v přední části lokomotivy. Jejich pohyb bude zajištěn otáčením zadních kol, poháněných elektromotorem přes mikro-převodový mechanismus. Spojení pístnice s koly zajistí táhla, která převedou rotační pohyb kol na posuvný pohyb pístu ve válci. Ve skutečnosti tento mechanismus funguje jinak, ale cílem této práce je ukázat možnosti 3D tiskových technologií, tudíž není zapotřebí kopírovat skutečné funkce reálné lokomotivy, které by vzhledem k původnímu parnímu pohonu bylo poměrně těžké zajistit.



**Obr. 11: Pohyblivá část - válce s pohyblivými písty**

## 6.1 Návrh pro tisk

Sestava je vymodelována v CAD softwaru Solidworks, jež je schopen uložit modely ve formátu potřebném pro samotný 3D tisk. Jedná se o formát STL, který zobrazuje pouze povrch objektu za pomoci trojúhelníkovité struktury, nezohledňuje barvy, textury, ani jiné detaily, které jsou v CAD softwarech podporovány. Všechny 3D tiskové technologie jsou schopny s tímto formátem pracovat.

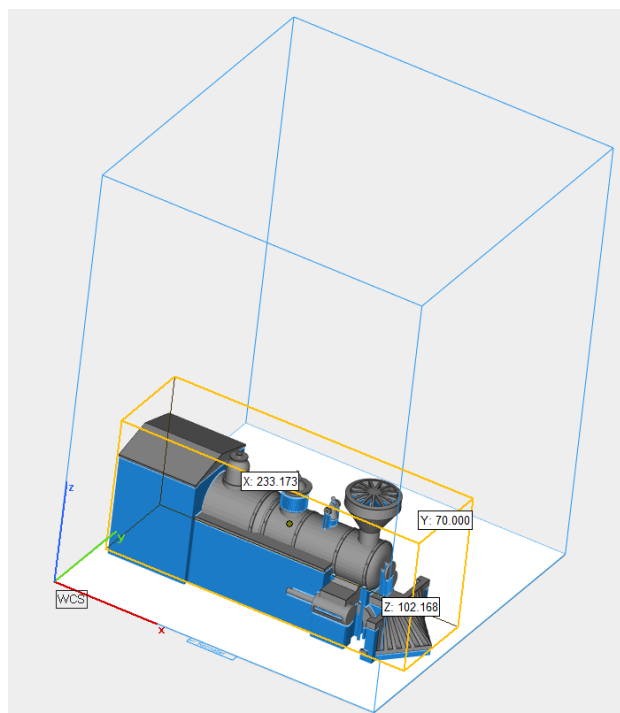
Na 3D tiskárnu ale nelze poslat pouze navržený model. Je třeba definovat jeho umístění v prostoru komory tisku, popřípadě vytvořit podpěry zajišťující stabilitu dílu a správné vedení tepla (Obr. 12), aby nevznikalo příliš velké prnutí, které by mohlo způsobit deformace nebo praskliny na výrobku.

Pro účely této diplomové práce se předpokládá výroba třemi různými technologiemi 3D tisku, lišícími se jak použitým materiálem, tak způsobem nanášení vrstev. Tyto tři způsoby jsou podrobněji popsány v kapitole 6 a jsou zvoleny kvůli své rozdílnosti. Každá ze zvolených metod má své výhody i nevýhody, které budou popsány na konci této práce.

Metody tisku:

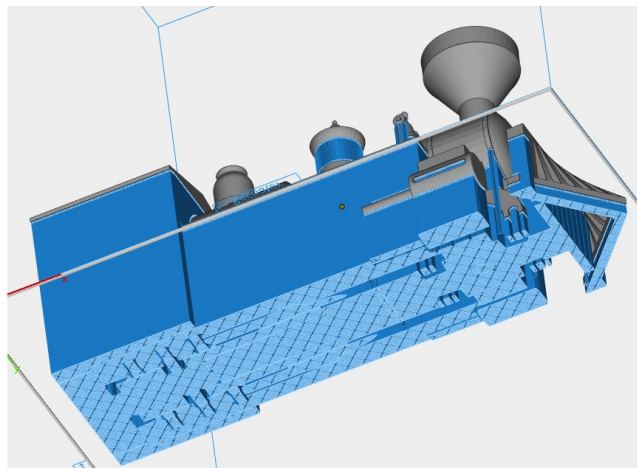
- FDM (Fused Deposition Modeling)
- MJF (Multi Jet Fusion)
- DMLS (Direct Metal Laser Sintering)

Po zvolení polohy dílu v prostoru komory tisku, je potřeba vytvořit podpěry pod všemi plochami, které neleží na základové desce a jejichž úhel vůči této desce je menší než  $42^\circ$  (Obr. 12). Vzhledem k tomu, že se jedná o kritickou hodnotu, je doporučeno volit úhel větší. Dále jsou podpěry použity také u otvorů nebo zaobleních s vodorovnou osou větších než 6 milimetrů. Kritéria pro vytváření podpěr nejsou striktně daná, mohou se lišit v závislosti na požadavku přesnosti výroby, materiálu a často vyplývají hlavně ze zkušeností samotného konstruktéra. Pro lepší představu o tom, které části dílu je nutné podepřít, byly vygenerovány podpěry v programu Materialise Magics.

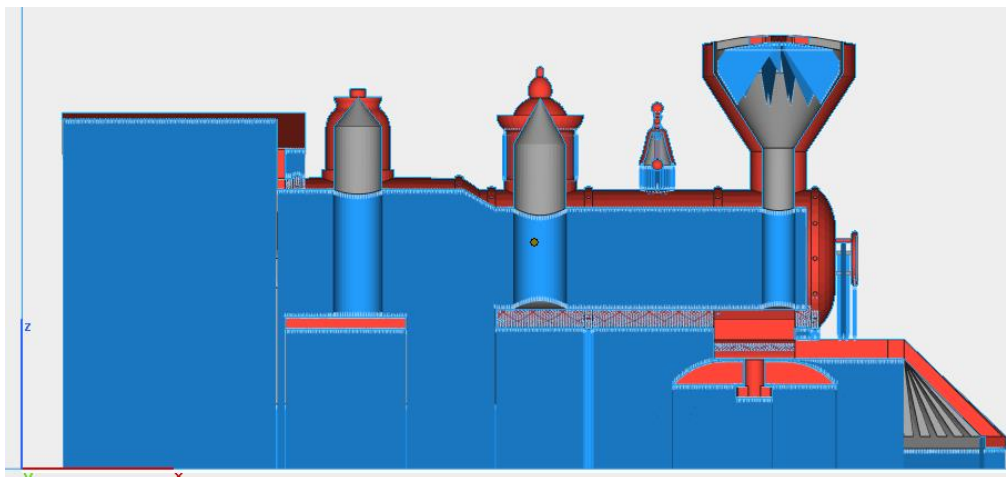


Obr. 12: Umístění lokomotivy na platformě tiskárny

Z obrázků, na kterých jsou podpěry vybarveny modře, samotný díl šedě a oblasti řezu červeně, je zřejmé, že pro předběžně navrhovaný model je nutné použít podpěry pod skoro celým modelem (Obr. 13). Nejen celý objem mezi platformou a modelem je vyplněn podpěrami, ale také téměř celý vnitřní prostor a veškeré dutiny, jak je vidět v řezu (Obr. 14). Takto vypadající model lokomotivy by nebyl pro 3D tisk vhodný. Příliš velký objem podpěr by znamenal velké množství odpadního materiálu, zároveň by musely být podpěry odstraněny, tudíž by čas dokončovacích operací výrazně ovlivnil čas potřebný ke zhotovení modelu. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k optimalizaci, jejímž cílem je minimalizovat objem podpěr, odlehčit díl a přizpůsobit ho výrobě 3D tiskem.

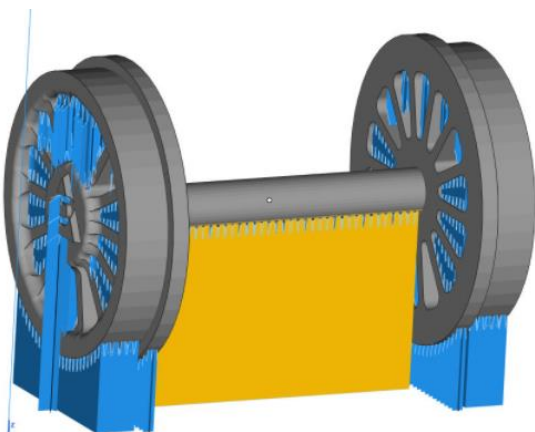


Obr. 13: Podpěry ve spodní části lokomotivy

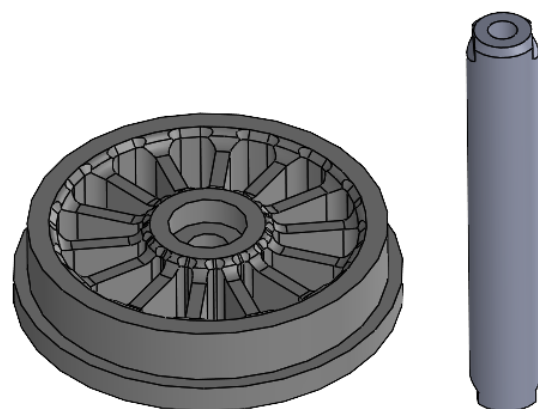


Obr. 14: Podpěry v řezu rovinou symetrie

Zbytečně velké množství podpěr bylo zjištěno také u předního dvojkolí (Obr. 15), které bylo z tohoto důvodu rozděleno na 3 části – 2 kola a hřídel (Obr. 16). Kola s hřídelí budou spojena šroubem. Poloha jednotlivých dílů při tisku vůči základně bude mnohem přijatelnější, tudíž nebudou muset být použity podpěry a zároveň se dosáhne větší přesnosti.



Obr. 15: Podpěry u předního dvojkolí



Obr. 16: Díly děleného předního dvojkolí

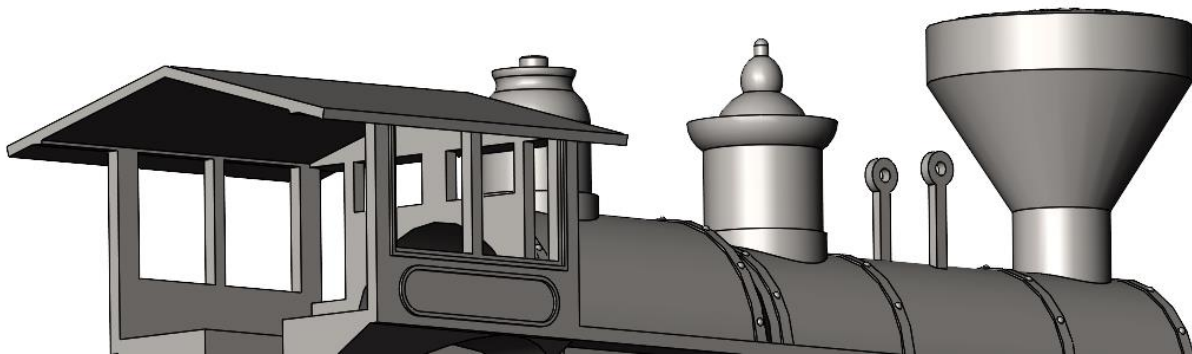
## 6.2 Optimalizace

### 6.2.1 Optimalizace z hlediska objemu podpěr a hmotnosti dílů

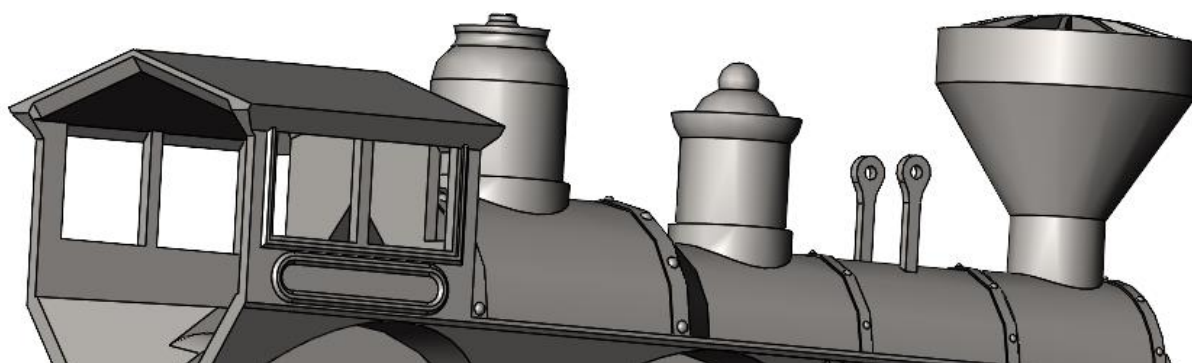
Na základě detailního prozkoumání podpěr vygenerovaných programem Materialise Magics, byl model upravován tak, aby bylo dosaženo co nejmenšího objemu těchto podpěr, s tím úzce související potřeby dokončovacích operací, snížení objemu odpadního materiálu a zkrácení času dokončovacích operací. Redukce podpěr na minimum snižuje také náklady na výrobu, protože nevzniká tolik odpadního materiálu a nespečený prášek lze opětovně použít pro další tisk.

Prvním krokem optimalizace je zvážení možnosti úprav, popřípadě odstranění částí modelu vyžadujících podpěry, tak aby nedošlo k ovlivnění funkčnosti a také vzhledu dílu. Ostré hrany jsou následně sraženy nebo zaobleny, což je dalším krokem ke zlepšení tisknutelnosti sestavy. Použitá sražení by měla mít vůči základně úhel větší než  $42^\circ$  a zaoblení by měla být menší než 6 mm.

Vnější vzhled lokomotivy zůstal téměř nezměněn. Převisy střechy strojovny byly zkráceny a doplněny úkosem vhodným pro 3D tisk bez podpěr a u několika dalších detailů byl pozměněn tvar tak, aby lépe vyhovoval použité technologii výroby.

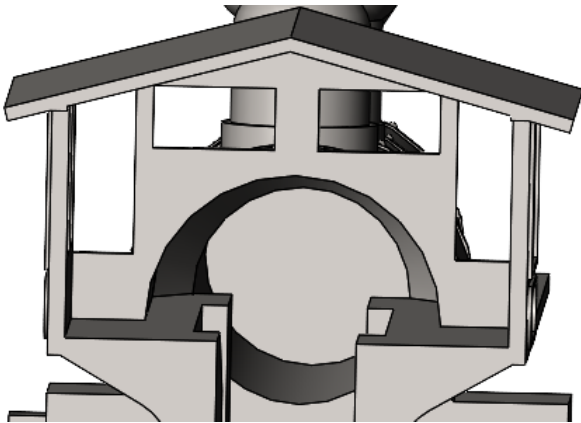


Obr. 17: Vnější design lokomotivy PŘED optimalizací

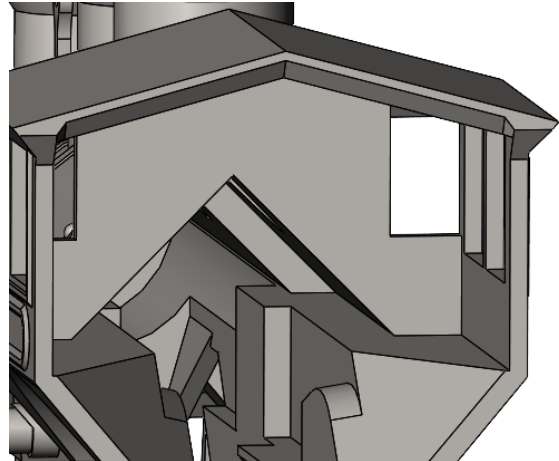


Obr. 18: Vnější design lokomotivy PO optimalizaci

Naproti tomu vnitřní prostor lokomotivy prošel velkými změnami. Válcová dutina byla opatřena zkosením v celé horní polovině, jenž svírá úhel  $90^\circ$ . To eliminovalo nutnost použití podpěr v celé této původně válcové oblasti dílu. Kvůli nově vzniklému zkosení, došlo ke zmenšení prostoru pro umístění elektromotoru, tudíž bylo potřeba vytvořit náběh, umožňující jeho umístění do předem připraveného vybrání.

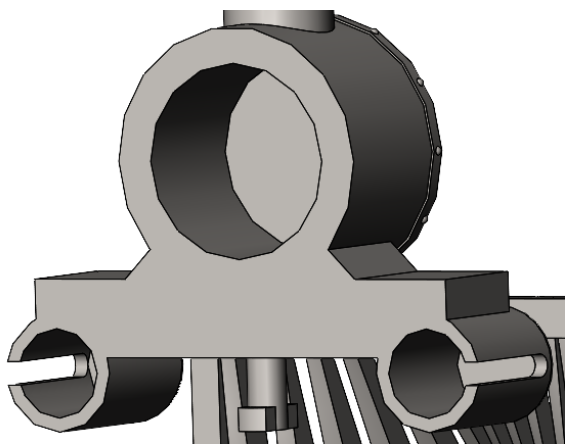


Obr. 19: Vnitřek lokomotivy PŘED optimalizací

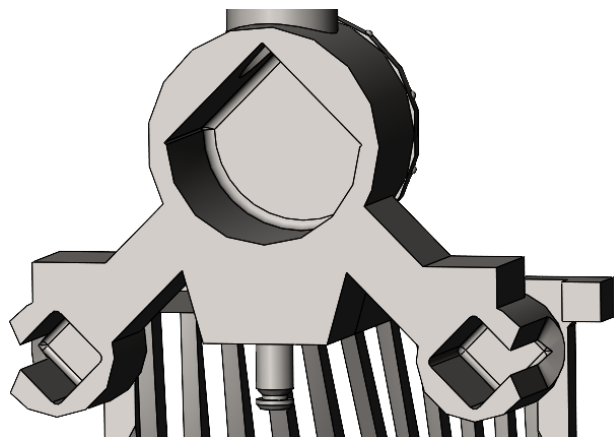


Obr. 20: Vnitřek lokomotivy PO optimalizaci

Úprava v podobě přidaného zkosení byla provedena i u válců s pohybujícími se písty v přední části lokomotivy. Odstranění podpěr v dutině těchto válců by bylo velmi obtížné, s velkou pravděpodobností dokonce nemožné, tudíž by nebyl možný ani pohyb pístů uvnitř, proto byl zvolen kosočtvercový průřez celé dutiny a pístů. Tento tvar je možné vytisknout bez podpěr, pouze je potřeba neopomenout vůli, kterou je potřeba zanechat mezi jednotlivými díly, aby byl umožněn vzájemný pohyb těchto součástí.



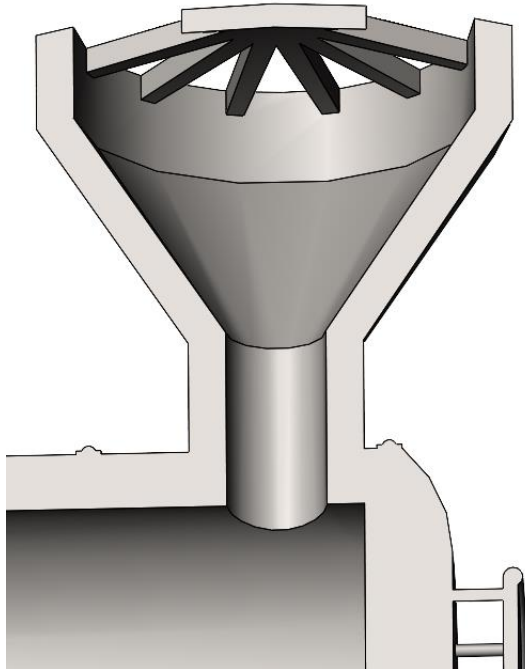
Obr. 21: Řez válci pístů PŘED optimalizací



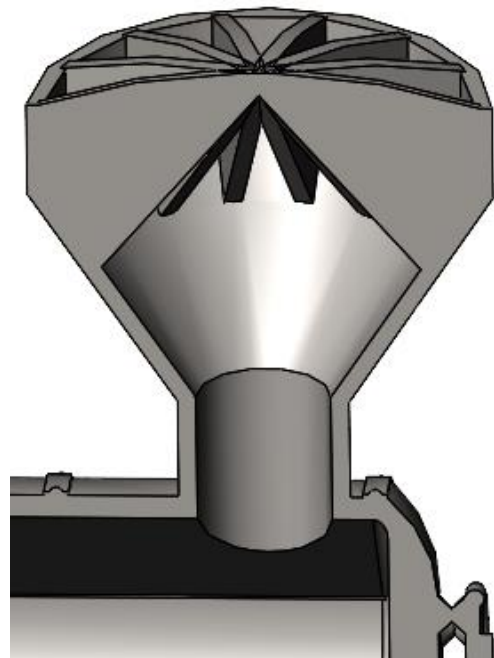
Obr. 22: Řez válci pístů PO optimalizaci



Další kroky vedly k vytvoření žeber, popřípadě podpěr trvale vyztužujících danou konstrukci. Nahrazení dočasných podpěr podpěrami trvalými má hned několik výhod. První z nich je, že nemusí být tyto podpěry po dokončení tisku odstraňovány. Druhou výhodou je pak zpevnění konstrukce, díky čemuž mohou být použity například tenčí stěny nebo odebrán materiál, což úzce souvisí s další výhodou, kterou je redukce hmotnosti.

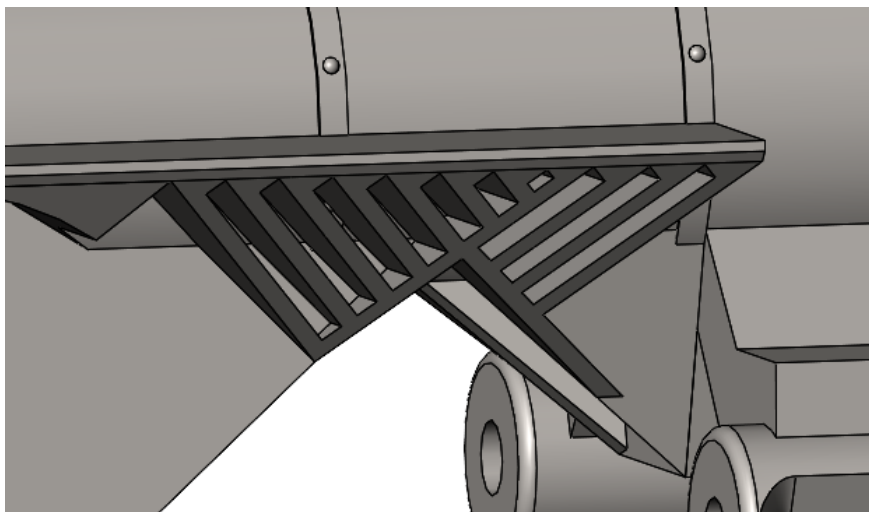


Obr. 23: Řez komínem PŘED optimalizací



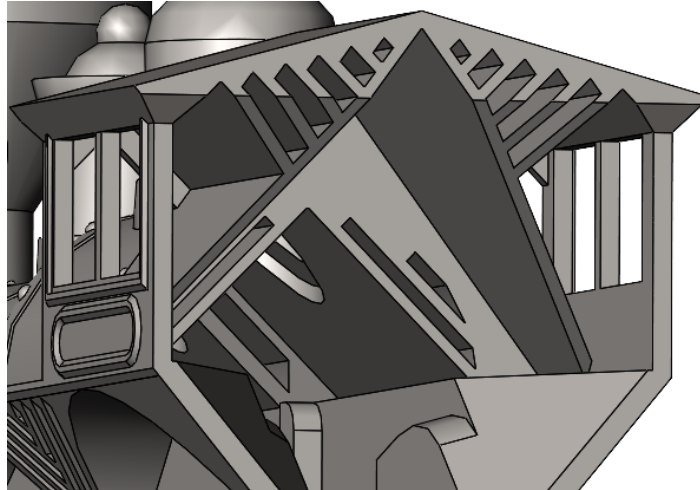
Obr. 24: Řez komínem PO optimalizaci

V některých místech byly doplněny stěny, sloužící jako opora pro žebra podepírající vodorovné plochy. Tyto stěny jsou zvoleny tak, aby nezneškodovaly celkový vzhled lokomotivy a zároveň byly co nejefektivněji využity.



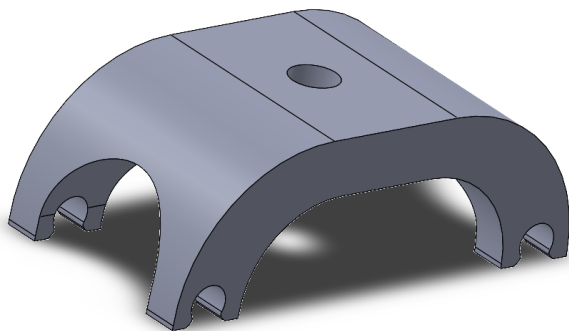
Obr. 25: Žebra podepírající lávku

Největší objem podpěr se nachází v oblasti strojovny a je snaha o jejich eliminaci. Střecha svírá se základnou příliš malý úhel na to, aby byl možný 3D tisk bez podpěr. Změna tohoto úhlu by výrazně změnila vzhled lokomotivy, což by narušilo celkový dojem, tudíž je potřeba vytvořit podepření, které umožní zanechat stávající úhel střechy, zároveň nenaruší celkový vzhled lokomotivy a nahradí dočasné podpěry, které by bylo nutné odstraňovat. Byla vytvořena žebra pod úhlem 45°, kompletně podepírající střechu lokomotivy. Díky tomuto žebrování bude střecha dostatečně podepřena pro tisk.

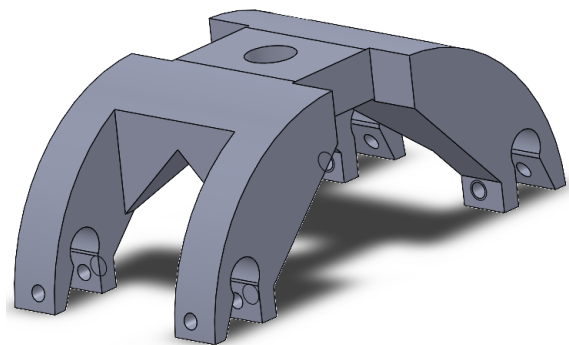


Obr. 26: Žebra podepírající střechu

Dalším upraveným dílem je pohyblivá přední náprava. Jejím primárním cílem je přenesení hmotnosti lokomotivy na přední dvojkolí, kvůli čemuž musí být dostatečně pevná. Vzhledem k předpokládanému pohybu těchto kol po kolejnicích, které mohou měnit směr je potřeba, aby se náprava přizpůsobila těmto změnám svým natočením. V případě, že by nebylo natáčení možné, mohlo by v zatáčkách kolejiště docházet k vykolejování. Kvůli eliminaci podpěr byla veškerá zaoblení ve spodní části modelu nahrazena zkosněním pod úhlem 45°. Prostřední část nápravy bude nutné zachovat vodorovnou, aby mohla být její poloha na čepu, na kterém bude mít možnost se natáčet, zajištěna pojistným kroužkem.

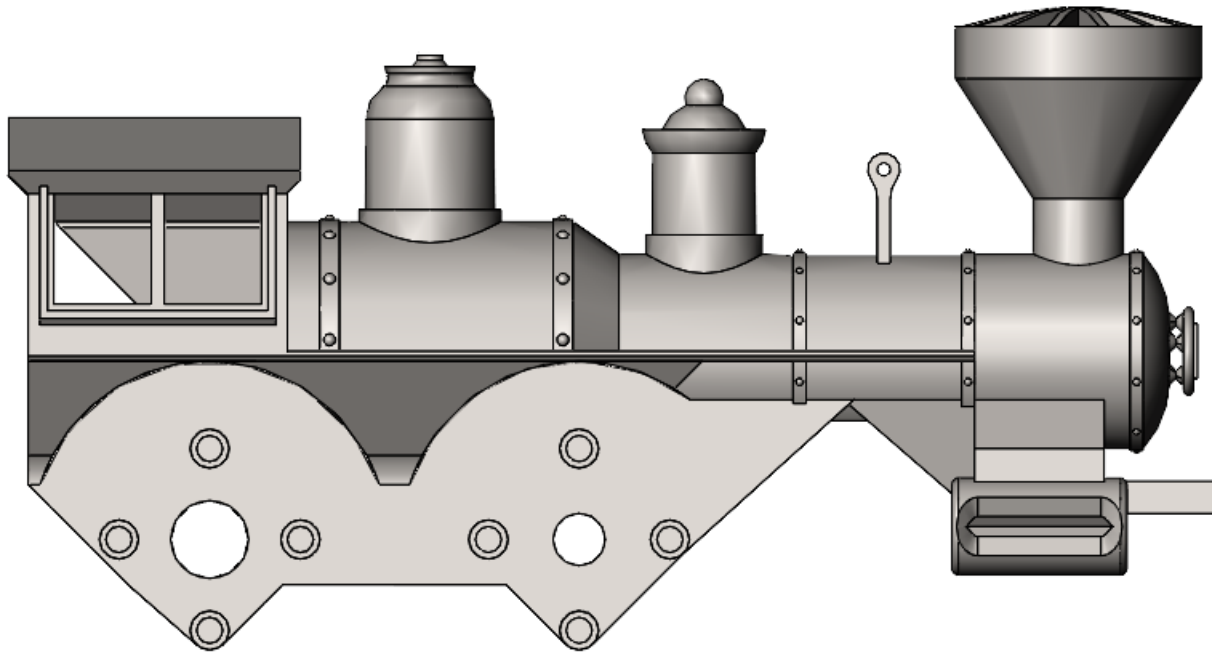


Obr. 27: Držák přední nápravy PŘED optimalizací

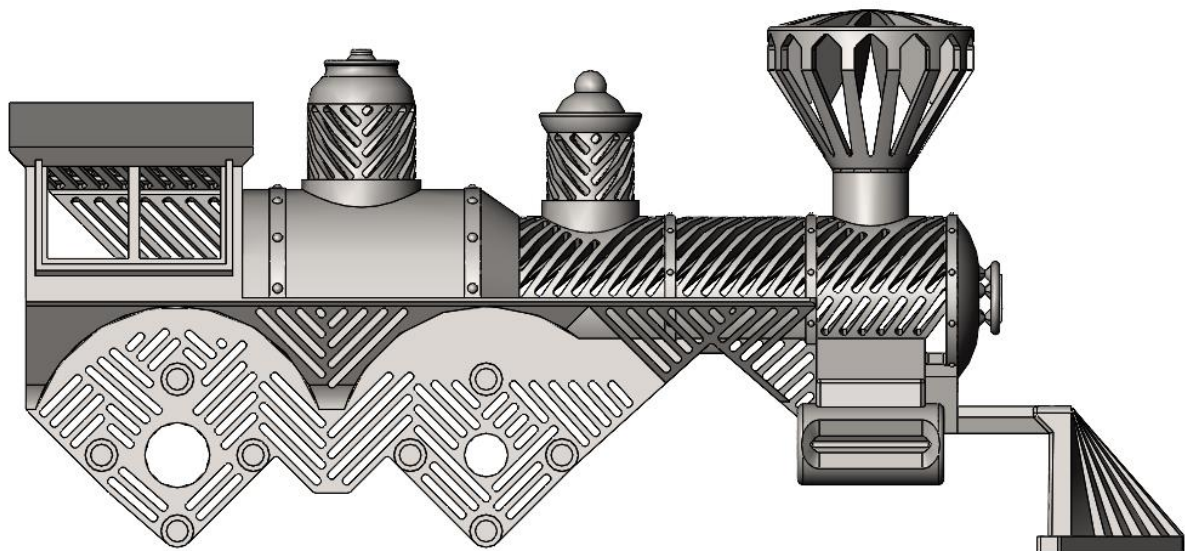


Obr. 28: Držák přední nápravy PO optimalizaci

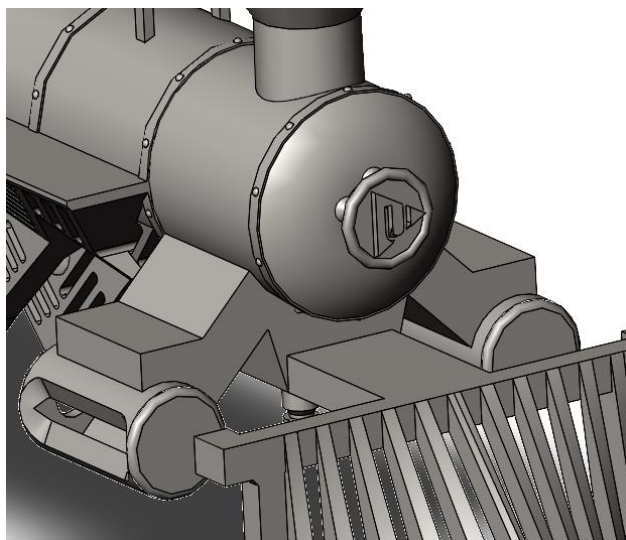
Úpravou modelu pro 3D tisk došlo ke zvýšení hmotnosti sestavy vlivem přidání materiálu, kvůli dosažení vhodnějších úhlů mezi základnou a tisknutelnou plochou. Z tohoto důvodu byly všechny části modelu obsahující větší objem materiálu odlehčeny. Odlehčení bylo provedeno nejen z důvodu nižší hmotnosti sestavy a ušetření materiálu, ale také z důvodu dodržení podobné tloušťky všech stěn, aby nedošlo například k akumulování tepla, což by mohlo mít za následek praskání nebo vysokou křehkost dílu. Tloušťka většiny stěn byla tedy změněna na tloušťku v rozsahu jednoho až dvou milimetrů v závislosti na poloze a zatížení. Ke značné úspoře materiálu došlo také díky vytvoření dutin nebo žebrování v místech, kde nebylo možné použít tenké stěny, což snížilo hmotnost celé sestavy a také náklady na výrobu.



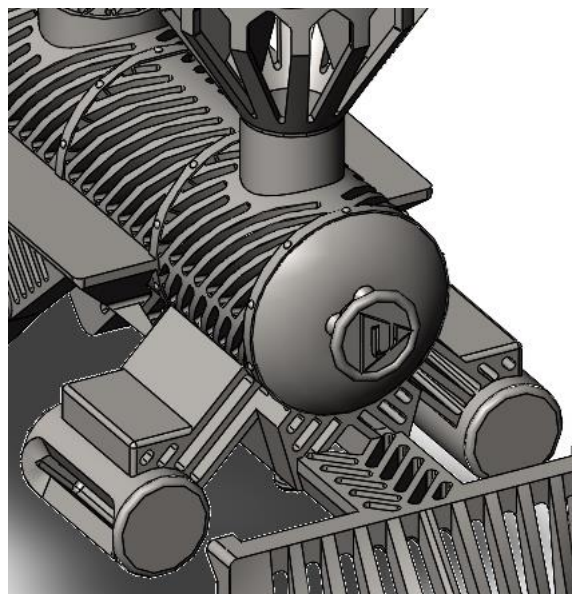
Obr. 29: Tělo lokomotivy PŘED odlehčením



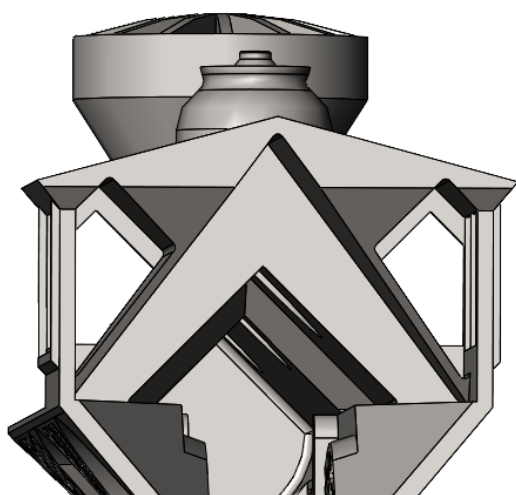
Obr. 30: Tělo lokomotivy PO odlehčení



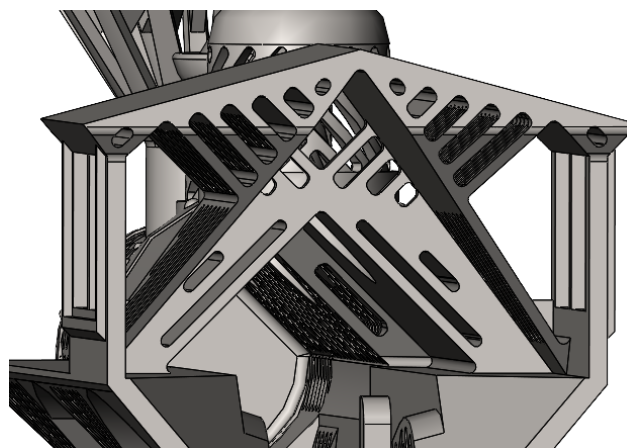
Obr. 32: Přední část lokomotivy PŘED odlehčením



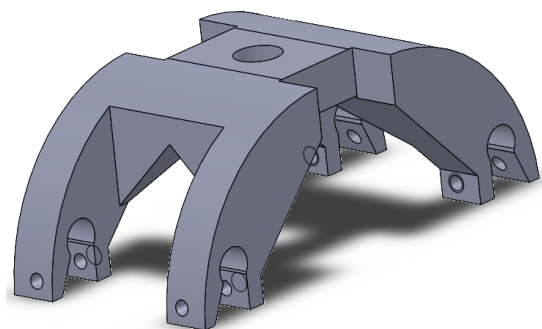
Obr. 31: Přední část lokomotivy PO odlehčení



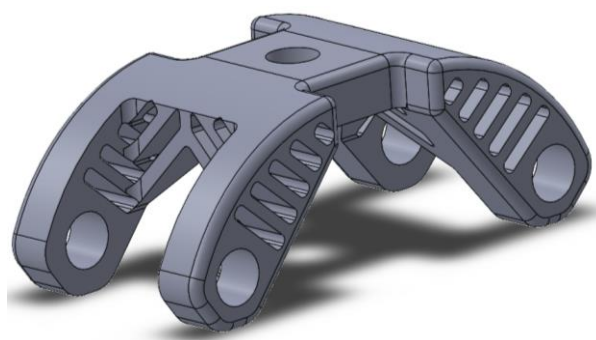
Obr. 33: Vnitřní prostor PŘED odlehčením



Obr. 34: Vnitřní prostor PO odlehčení



Obr. 35: Držák přední nápravy PŘED odlehčením



Obr. 36: Držák přední nápravy PO odlehčení

### 6.2.2 Optimalizace kvůli 3D tisku

Minimalizací podpěr a odlehčením dílů došlo ke značnému zesložnění jednotlivých součástí. Nejkomplikovanějším dílem, který bude problematický při výrobě je tělo lokomotivy (Obr. 37). Tento díl je standardními technologiemi nevyrobitelný, a i pro samotný 3D tisk bude potřeba s ním ještě dále pracovat. Vzhledem k jeho složitosti není v silách ani zkušeného konstruktéra odhalit všechny problematické oblasti, které by mohly způsobit problémy při tisku. Pro odhalení oblastí, které by se při výrobě mohly příliš deformovat a způsobit tak špatnou geometrii výsledného dílu nebo zastavení celého procesu tisku, slouží simulační program Amphyon.

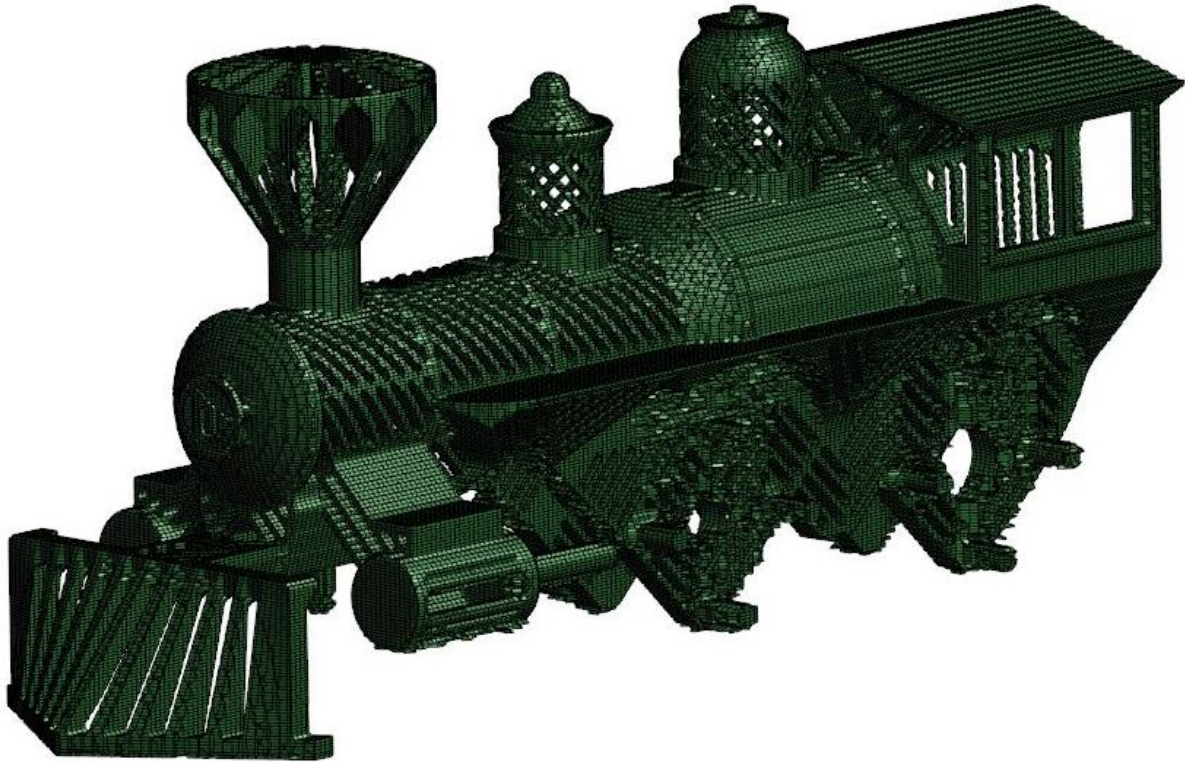
Amphyon nabízí několik různých modulů, které lze využít. Jsou jimi například návrh polohy dílu na platformě v závislosti na preferencích, automatické vygenerování podpěr, termální simulace a v neposlední řadě je to modul mechanické simulace tisku, který byl použit při optimalizaci lokomotivy. Ještě před výběrem samotného výpočtového modulu je potřeba nastavit typ tiskárny a materiál tisku. Dále je pak možné nastavit další parametry, jako je například tloušťka vrstvy, intenzita laseru a mnoho dalších. Analýza tisku v modulu mechanické simulace nabízí konstruktérovi poměrně podrobný přehled o průběhu tisku. Tím napomáhá odhalit kritická místa, která by mohla být při samotné výrobě problematická. Výsledek simulace se může od skutečného tisku lišit, protože samotný tisk může být ovlivněn mnoha okolními faktory se kterými simulace nepočítá a nelze je předpovídat.

Pro spuštění mechanické simulace je potřeba vložit a umístit díl spolu s předem připravenými podpěrami na platformu tisku. Podpěry byly vytvořeny v programu Materialise Magics, který je pro generování podpěr a jejich následnou úpravu ideální.



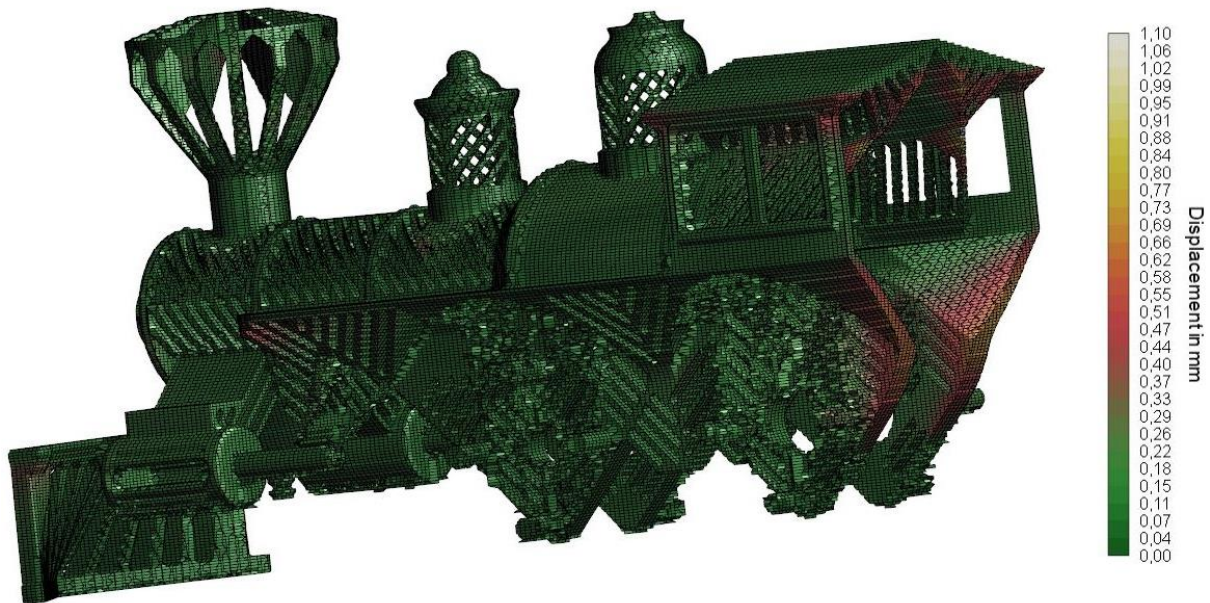
Obr. 37: Podpěry po jejich minimalizaci

Dále je potřeba vytvořit síťování dílu (Obr. 38), jako je tomu u všech počítačových výpočtových analýz. Podpěry jsou na Obr. 38 skryté, aby byla lépe vidět síť samotného dílu. Přesnost výpočtu je úzce spjata s hustotou síťování, ale také s tím souvisí výpočtový čas analýzy. Platí, že čím menší elementy sítě jsou, tím přesnější bude výpočet, ale zároveň bude mnohem delší čas pro dokončení analýzy. Hustotu sítě je potřeba volit s přihlédnutím k velikosti dílu, jeho složitosti a požadované přesnosti výsledku. Po splnění všech těchto kroků je možné provést mechanickou simulaci.



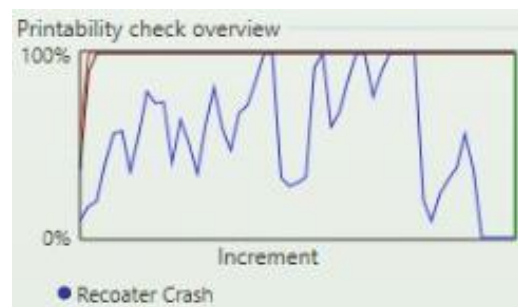
Obr. 38: Model lokomotivy s vytvořenou sítí pro simulaci

Výsledky simulace přináší mnoho přínosných informací. Především jde o přibližné hodnoty deformací, které jsou barevně vyobrazeny na modelu (Obr. 39). Lze také zobrazit jednotlivé vrstvy tisku a tím zjistit nejproblematictější místa.



Obr. 39: Vyznačení předpokládaných deformací vznikajících při tisku

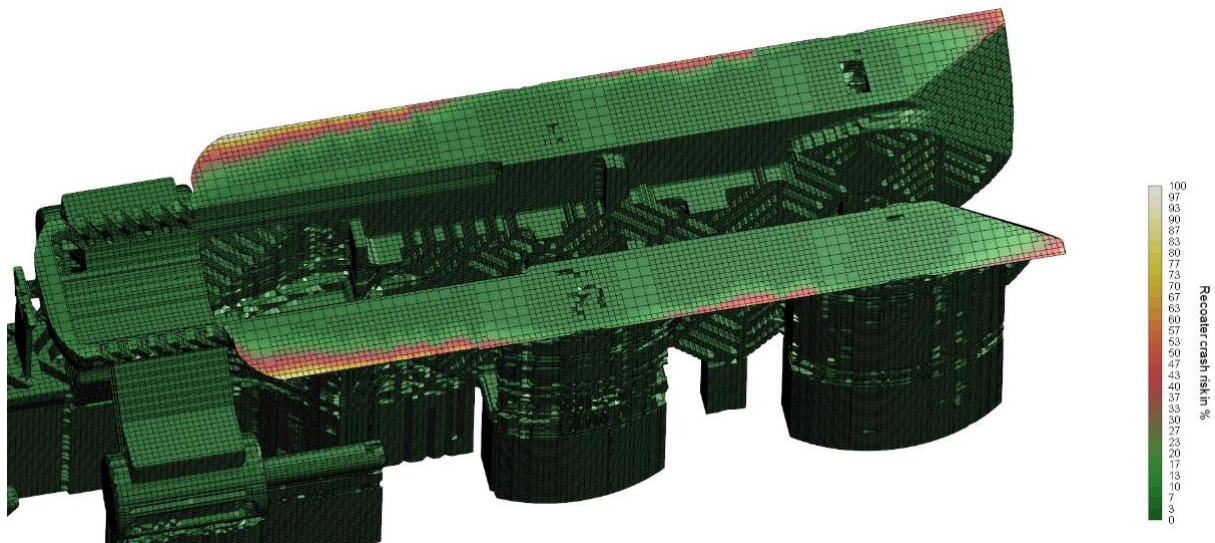
Velikost deformací úzce souvisí s tisknutelností dílu, protože při deformaci větší, než je nanášená vrstva prášku, by mohlo dojít ke kolizi s recoaterem, nanášejícím tuto vrstvu. Tato kritická místa a pravděpodobnost kolize lze vyčíst z grafu kontroly tisku na Obr. 40.



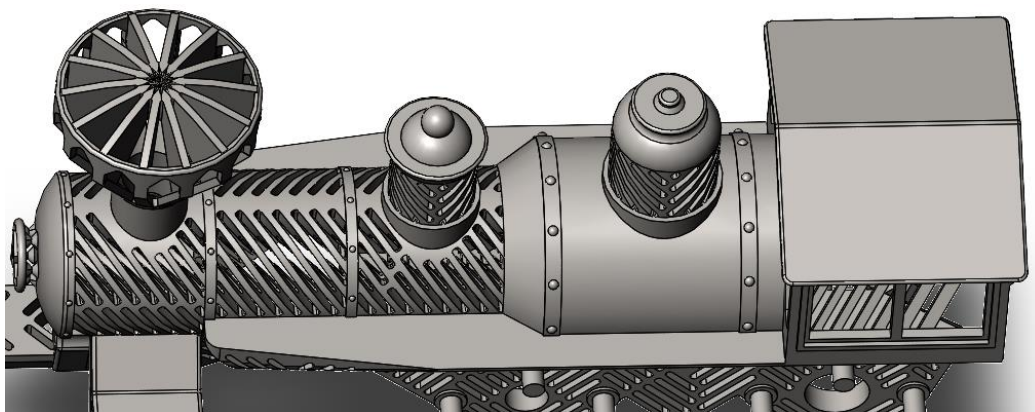
Obr. 40: Graf rizika kolize

Tyto dvě informace byly primárně využity při optimalizaci dílu z hlediska tisknutelnosti. Místa, ve kterých dosáhla deformace kritických hodnot nebo tyto hodnoty přesáhla, tudíž by došlo ke kolizi s recoaterem, byla upravena tak, aby se snížila hodnota deformace a tím i riziko kolize.

Došlo k mnoha úpravám především tenkých žebér podepírajících některé části lokomotivy, které by bez tohoto podepření nemohly být vytisknuty nebo by musely být podepřeny dočasnými podpěrami, jejichž následným odstraněním by se zvýšil čas dokončovacích operací a množství odpadu. Právě tato žebra se v mnoha místech stala problémem, proto byla nepatrně zesílena. Zároveň byly vzájemně propojeny dlouhé tenké pruty, které vznikly odlehčením a u kterých by došlo k příliš velkým vychýlkám v průběhu tisku. Některé problematické části (Obr. 41), jako lávka nebo zadní část lokomotivy byly zmenšeny a zaobleny (Obr. 42). Zaoblení ostrých hran a rohů výrazně napomáhá lepší tisknutelnosti dílů, protože právě v ostrých rozích nebo na hranách může docházet ke koncentraci napětí, což může způsobit nežádoucí deformace. Zaoblením jsou pak tyto koncentrátoři napětí eliminováni, nebo je alespoň zmenšeno napětí vznikající v těchto místech.



Obr. 41: Riziková místa s pravděpodobností kolize



Obr. 42: Úprava na základě podkladů ze simulace

Po provedení úprav ve všech místech možné kolize byla provedena opětovná simulace tisku, aby bylo zjištěno, zda provedené změny pomohly snížit velikosti deformací, či nikoliv. Nová simulace opět ukázala několik míst, kde se deformace blíží kritické hodnotě a mohlo by dojít ke kolizi, ale s přihlédnutím k možnosti nastavení parametrů tisku, kterými je možné tuto deformaci ovlivnit, byl model uznán výrobitelným, a tudíž je možné provést jeho tisk. Rovněž lze také přihlédnout ke skutečnosti, že deformace vypočtená analýzou se může od skutečné nepatrně lišit.



### 6.3 Výpočet síly potřebné pro pohyb modelu

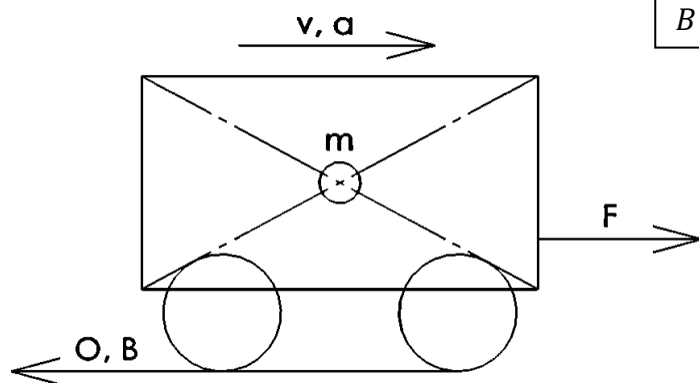
Sestava je vymodelována v CAD softwaru Solidworks, kde je využito funkcí, díky kterým je možné zjistit fyzikální vlastnosti jednotlivých dílů nebo celé sestavy. Pro výpočty potřebné k návrhu převodového mechanismu je potřeba znát hlavně hmotnost sestavy. Dále je zde možné zjistit další podrobné informace o sestavě nebo jednotlivých dílech, jakými je například poloha těžiště, objem nebo momenty setrvačnosti.

Pro uvedení lokomotivy do pohybu je potřeba vyvinout dostatečně velkou tažnou sílu  $F$ , proti které v reálném světě působí různé odpory (Obr. 43) např. jízdní odpor, odpor zrychlení nebo vozidlový a traťový odpor. Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o zmenšený model, budou tyto odpory zanedbány. Dalším předpokladem pro výpočet je působení pouze statických podélných a svislých sil. Dynamické rázy, které se mohou objevit, nebudou uvažovány. Ve výpočtu tažné síly vycházející z druhého Newtonova pohybového zákona, bude model tvořit ideální, homogenní, tuhé těleso s hmotností soustředěnou v jeho těžišti. [12]

Velikost zrychlení, jakého by mělo být dosaženo je zvolena  $0,075 \text{ m/s}^2$ . S rychlostí  $0,075 \text{ m/s}$  urazí lokomotiva během jedné minuty  $4,5 \text{ m}$  a za hodinu pak  $270 \text{ m}$ . Výpočet bude proveden pro variantu vyráběnou z nerezové oceli s označením 1.4404. Tento model bude ze všech variant nejtěžší, tudíž bude potřeba největší síla pro jeho uvedení do pohybu a pro dosažení požadované rychlosti. Pohonný mechanismus zvolený na základě těchto výpočtů bude možné použít i pro ostatní modely.

$$F = m \cdot a = 1,35 \cdot 0,075 = 0,101 \text{ N}$$

$F$ ... Síla vyvinutá na těleso [N]
$m$ ... Hmotnost modelu lokomotivy [kg]
$a$ ... Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]
$v$ ... Rychlost [m/s]
$O$ ... Odpory [-]
$B$ ... Brzdná síla [N]

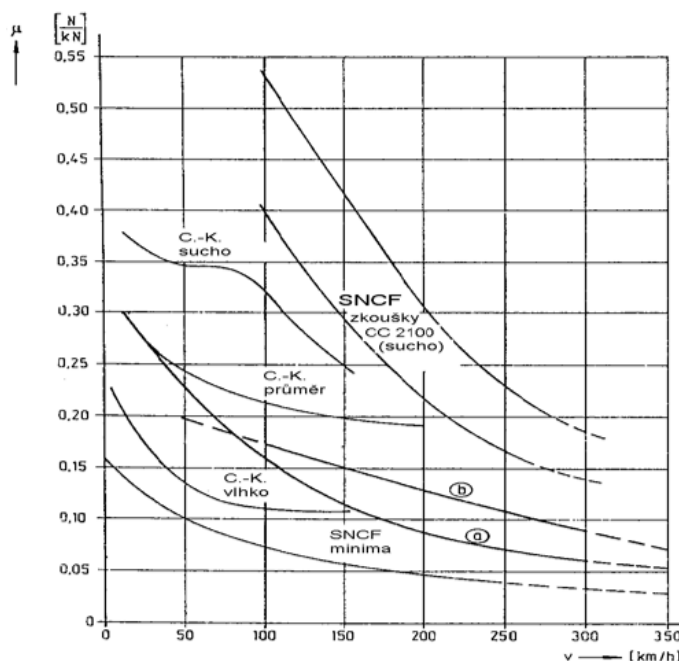


Obr. 43: Schéma pro výpočet tažné síly

## 6.4 Výpočet adhezní síly

Dále je dobré znát maximální sílu, kterou může být těleso uvedeno do pohybu bez toho, aby došlo k prokluzu hnacího dvojkolí na kolejnici. Tato síla závisí na adhezním koeficientu, který lze ovlivnit použitými materiály, ale hlavně tíhou tělesa a jeho rychlostí (Obr. 45). Hmotnost použitá ve výpočtu pak závisí na počtu hnaných náprav, protože celková hmotnost se mezi ně rozloží a tudíž je i do výpočtu dosazena pouze poměrná část této hmotnosti. Vzhledem k tomu, že u modelu bude poháněna pouze jedna náprava, je ve výpočtu použita celá hmotnost lokomotivy. [13]

Koeficient adheze je obtížné vypočítat, proto byl stanoven měřením (Obr. 44). Oficiálně uznávaná měření nezávisle na sobě provedla francouzská společnost SNCF a Curtius-Kniffler, díky nimž byly následně stanoveny požadované koeficienty adheze, popřípadě vzorce pro jejich výpočet. Měřením byla zjišťována závislost součinitele adheze na rychlosti vozidla. [13]

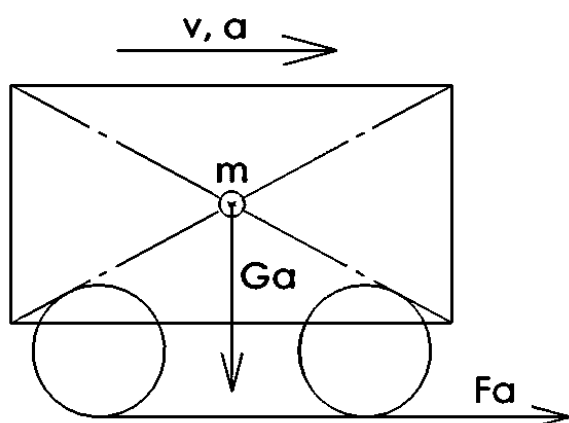


Obr. 44: Závislost součinitele adheze na rychlosti [13]

$$G_a = m \cdot g = 1,35 \cdot 9,81 = 13,244 \text{ N}$$

$$F_a = \mu \cdot G_a = 0,3 \cdot 13,244 = 3,973 \text{ N}$$

$G_a$  ... Tíha tělesa [N]  
 $m$  ... Hmotnost modelu lokomotivy [kg]  
 $g$  ... Gravitační konstanta [N/kg]  
 $F_a$  ... Adhezní síla [N]  
 $\mu$  ... Koeficient adheze [-]



Obr. 45: Schéma pro výpočet adhezní síly

Adhezní síla je větší než síla potřebná pro pohyb lokomotivy, vypočtená v předchozí kapitole. To znamená, že by nemělo dojít k prokluzu mezi kolem a kolejnicí, pokud působící tažná síla nepřesáhne 4 Newtony.

## 6.5 Návrh mikro-převodového mechanismu

Rozměry vnitřního prostoru lokomotivy jsou základním parametrem pro návrh pohonného a převodového mechanismu. Jak už bylo zmíněno výše, ve vnitřním prostoru se budou nacházet důležité komponenty zajišťující pohon lokomotivy, jimiž je elektromotor, mikro-převodový mechanismus a akumulátor napájecí elektromotor.

Celý mikro-převodový mechanismus se bude skládat ze dvou částí. První z nich bude umístěna uvnitř „strojovny“ lokomotivy a bude zajišťovat přenos krouticího momentu z elektromotoru na hnanou, mimoběžnou hřídel dvojkolí. Druhá část bude tvořena planetovým převodem umístěným uvnitř hnaných kol, který bude snižovat otáčky elektromotoru na otáčky potřebné k pohybu modelu. Požadovaná rychlost otáčení poháněcích kol lokomotivy je poměrně malá, přibližně 0,5 otáčky za sekundu. I přes to, že jsou otáčky elektromotoru regulovatelné, je lepší použít převod do pomala, aby docházelo jen k nezbytně nutnému zatěžování motoru. Při vyšších otáčkách elektromotoru dochází k menšímu namáhání, než při malých otáčkách.

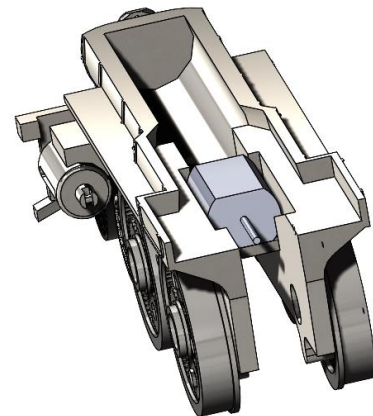
### 6.5.1 První část mikro-převodového mechanismu pro přenos krouticího momentu mezi mimoběžnými osami

Základní funkcí první části mikro-převodového mechanismu je přenos krouticího momentu z elektromotoru na hnané dvojkolí. Elektromotor bude umístěn uvnitř „strojovny“ lokomotivy, proto je nutné přizpůsobit jeho polohu a rozměry tomuto prostoru. Kvůli omezenému prostoru bude hnací osa umístěna kolmo k poháněné hřídeli (Obr. 46). Na základě této skutečnosti musí být navržen převod schopný přenosu krouticího momentu mezi mimoběžnými osami.

Tento prostor závisí na zvoleném rozchodu kol. Aby byl model kompatibilní s modelářským kolejištěm, je zvolen rozchod 32 mm, který odpovídá standardně používanému rozchodu kolejnic 32 mm, jež nese označení „O“ a modely provozované na těchto kolejištích jsou obvykle v měřítku 1:45.

Šířka spodní části strojovny se odvíjí od rozchodu kol a spolu s vůlí mezi kolem a vnější stěnou strojovny bude 26 mm. V této části je nutné zajistit uložení zadních náprav a také dostatečný prostor pro převod, který přeneseme krouticí moment z elektromotoru na zadní hnanou nápravu. Dojde tedy k vybrání střední části strojovny a zanechání stěny tlusté 5 mm po obou stranách, zajišťující uložení hřídele spojující zadní kola. Prostor pro vložený mikro-převodový mechanismus pak bude 16 mm.

Přenos mezi kolmými hřídeli je možné zajistit několika různými druhy převodů. Nejjednodušší je pravděpodobně řemenový převod, který může být použit ke spojení řemenic v nejrůznějších polohách a vzdálenostech. Dále se nabízí kuželové soukolí, které ale není příliš vhodné z prostorového hlediska. Rozměrově přijatelnější je šroubové válcové soukolí, které při správné volbě úhlu zubů lze použít i pro přenos momentu mezi kolmými osami. Velikost ozubených kol by šlo následně redukovat vložením mezikola, díky kterému by mohly být průměry hnacího a hnaného kola znatelně menší a zároveň by došlo ke změně výsledného směru rotace, což by bylo žádoucí vzhledem k silám vznikajícím v ozubení. Nejobtížněji vyrobitelným převodem je šnekové soukolí, které ale nejlépe zvládne přenos krouticího momentu mezi kolmými osami. Pokud bude předpokládána výroba za pomoci 3D tisku, bude obtížnost výroby šnekového soukolí srovnatelná s výrobou jakéhokoliv jiného soukolí.



Obr. 46: Uložení elektromotoru

### 6.5.1.1 Varianty

Zvolení nevhodnější varianty, která bude následně přesněji spočítána a zakomponována do těla lokomotivy, se provede porovnáním všech výše zmíněných možných převodů viz. Tabulka 3. Každý návrh bude na základě různých kritérií hodnocen body 1-5, kdy 5 bodů je nejlepší možné hodnocení. Následně dojde k sečtení všech bodů u jednotlivých variant. Převodový mechanismus s nejvíce body bude použit pro přenos krouticího momentu z elektromotoru na hnané dvojkolí.

Tabulka 3: Rozhodovací tabulka

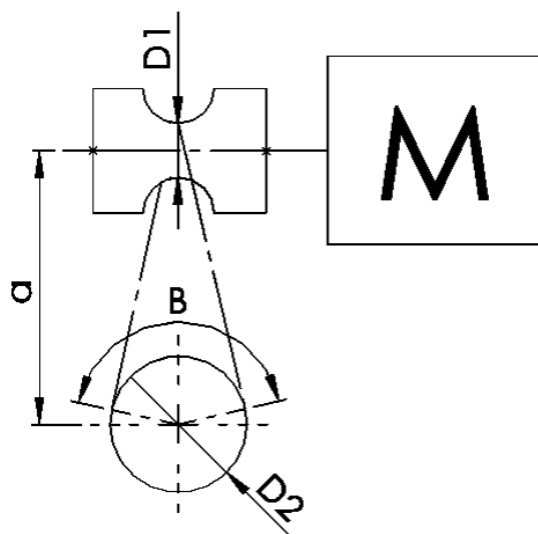
	Řemenový převod	Kuželové soukolí	Šroubové válcové soukolí	Šroubové válcové soukolí s vloženým mezikolem	Šnekové soukolí
Nároky na prostor	5	1	3	4	3
Spolehlivost přenosu krouticího momentu	3	5	5	5	5
Odolnost proti přetížení	5	1	1	1	1
Opracování po 3D tisku	5	4	4	4	4
Montáž	5	3	4	3	4
Síly vznikající v převodu	2	1	4	5	4
Hlučnost	5	3	4	4	5
Převodový poměr	3	2	4	4	5
<b>Součet bodů</b>	<b>33</b>	20	29	30	31

Hodnotící kritéria byla navržena vzhledem k předpokládané výrobě 3D tiskem, umístění převodu v lokomotivě a následnému provozu. Z vyhodnocovací tabulky, sloužící pro porovnání převodů dle vybraných kritérií bylo zjištěno, že nevhodnější variantou pro převod krouticího momentu mezi elektromotorem a na něj kolmou mimoběžnou hnanou hřídelí je řemenový převod, popřípadě šnekové soukolí. Tyto převody se výrazně liší svou konstrukcí. Řemenový převod je třecí, naproti tomu šnekové soukolí je tvarové.

Z hlediska vyrobitelnosti standardními způsoby by byla výroba řemenic znatelně snazší, v porovnání s výrobou šneku a šnekového kola, obzvláště s přihlédnutím k miniaturním rozměrům převodového mechanismu. Pokud ale bude převod vyráběn 3D tiskovými technologiemi, vyrobitelnost šnekového soukolí se znatelně zjednoduší. I přes tuto skutečnost získal nejvyšší hodnocení řemenový převod, tudíž bude použit pro přenos krouticího momentu z elektromotoru na hřídel hnaného dvojkolí.

### 6.5.1.2 Konstrukční návrh mikro-převodového mechanismu

Vzhledem k miniaturnímu provedení převodového mechanismu a potřebnému pootočení řemenu o 90°, byl vybrán řemen kruhového průřezu, který se nejčastěji používá právě pro malé a jemné převody. Z katalogu kruhových řemenů byl vybrán nevyztužený Polyuretanový kruhový řemen o nejmenším možném průměru, kterým jsou 2 mm. Hnací hřídel bude opatřena řemenicí s drážkou pro vedení řemenu (Obr. 49) a hnaná hřídel bude vyrobena s touto drážkou taktéž (Obr. 48). Mezi řemenem z polyuretanu a ocelovou řemenicí je poměrně vysoký koeficientu tření  $f = 0,7$ . Převodový poměr je pak určen průměry řemenic.



Obr. 47: Schéma řemenového převodu

Úhel opásání:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a} = \frac{8 - 4}{2 \cdot 22} = 0,0909 \Rightarrow \beta = 169,568^\circ \doteq 170^\circ = 2,967 \text{ rad}$$

Délka řemene:

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{D_1}{2} \cdot \beta + \frac{D_2}{2} \cdot (2 \cdot \pi - \beta) = \\ &= 2 \cdot 22 \cdot \sin \left( \frac{170^\circ}{2} \right) + \frac{4}{2} \cdot 2,967 + \frac{8}{2} \cdot (2 \cdot \pi - 2,967) = 63 \text{ mm} \end{aligned}$$

Převodový poměr:

$$i_{\text{ř}} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{8}{4} = 2$$

Třecí síla:

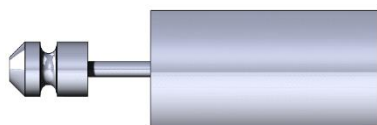
$$F_t = F_o = \frac{M_{t1}}{D_1} = \frac{F \cdot \frac{D_1}{2}}{D_1} = \frac{0,101 \cdot \frac{4}{2}}{4} = 0,051 \text{ N}$$

Normálová síla:

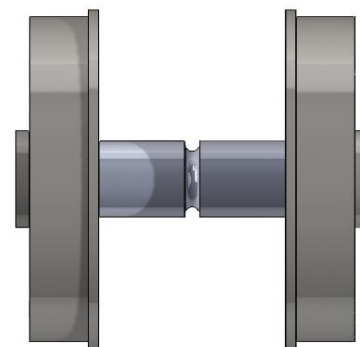
$$F_n = \frac{F_t}{f} = \frac{0,051}{0,7} = 0,073 \text{ N}$$

Předeřinovací síla:

$$F_p = 2 \cdot F_n \cdot \sin \delta = 2 \cdot 0,073 \cdot \sin 45^\circ = 0,103 \text{ N}$$



Obr. 49: Hnací řemenice s elektromotorem

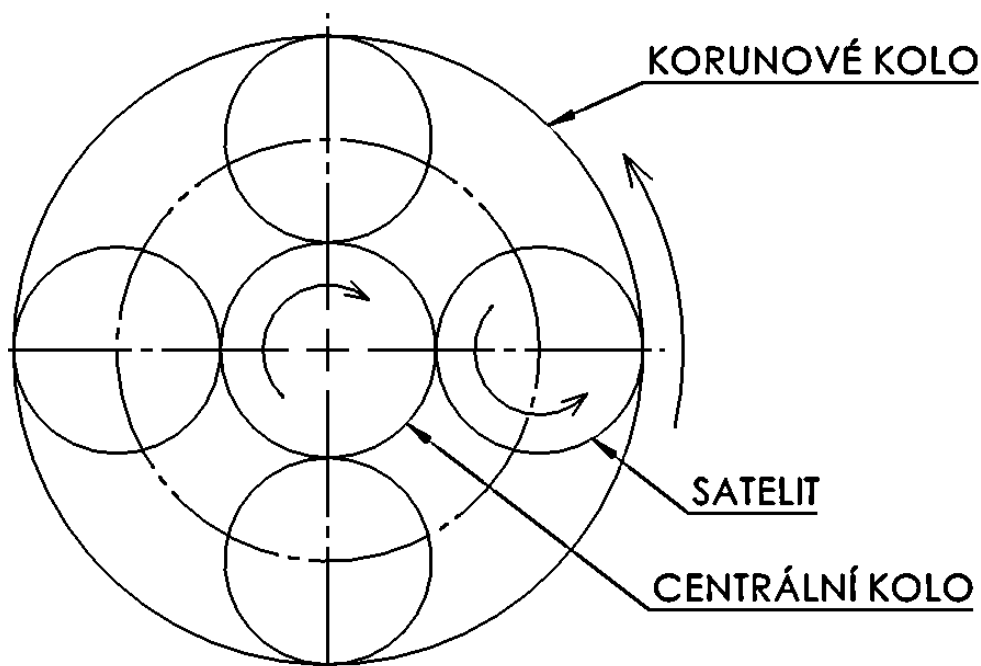


Obr. 48: Hnaná řemenice na hřídeli

### 6.5.2 Druhá část mikro-převodového mechanismu pro redukci otáček

Pro převodovku regulující otáčky elektromotoru na požadované otáčky kola nezbylo uvnitř lokomotivy příliš prostoru, proto bylo potřeba najít jiné místo. Vzhledem k poměrně velkému průměru zadních kol byla navržena planetová převodovka, která bude součástí každého kola a bude tvořit jeho „výplň“. Střed bude tvořen centrálním kolem pevně spojeným s hřídelí, poháněnou elektromotorem přes řemenový převod. Toto kolo následně roztočí satelity, které nebudou obíhat kolem ozubeného kola, jako tomu je nejčastěji u planetových převodů, ale budou rotačně uloženy na čepech, jež jsou součástí těla modelu. Díky tomuto uložení satelitů pak bude roztáčeno korunové kolo, jehož vnější strana se bude odvalovat po kolejnicích, čímž dojde k pohybu lokomotivy.

Kvůli dosažení co největšího převodového poměru byla snaha mít na korunovém kole co největší počet zubů, naopak na centrálním kole co nejmenší.



Obr. 50: Schéma planetového převodu

### 6.5.2.1 Konstrukční návrh korunového kola

Je znám průměr kola lokomotivy 47 mm, od kterého se bude odvíjet počet zubů korunového kola. Zvolený modul  $m = 0,5 \text{ mm}$ , dále je brán úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$ , výška hlavy  $h_a^* = 1$  a radiální vůle  $c_a^* = 0,25$ . Maximální počet zubů, při uvažování průměru patní kružnice menší o 4 mm, než je průměr kola odvalující se po kolejnici, je zjištěn úpravou a dosazením do vzorce pro výpočet průměru patní kružnice viz. Tabulka II (Základní geometrické charakteristiky pro vnitřní válcové nekorigované soukolí s přímými zuby).

$$z_k = \frac{d_{fkp} - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)}{m} = \frac{43 - 2 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,25)}{0,5} = 84$$

$z_k$  ... Počet zubů korunového kola [-]  
 $d_{fkp}$  ... Předběžný průměr patní kružnice [mm]

Následně byly dopočítány ostatní geometrické parametry potřebné pro konstrukci ozubeného kola.

Průměr roztečné kružnice:

$$d_k = m \cdot z_k = 0,5 \cdot 84 = 42 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$d_{bk} = d_k \cdot \cos \alpha = 42 \cdot \cos 20^\circ = 39,5 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{ak} = d_k - 2 \cdot m \cdot h_a^* = 42 - 2 \cdot 0,5 \cdot 1 = 41 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{fk} = d_k - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*) = 42 - 2 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,25) = 40,75 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu na roztečné kružnici:

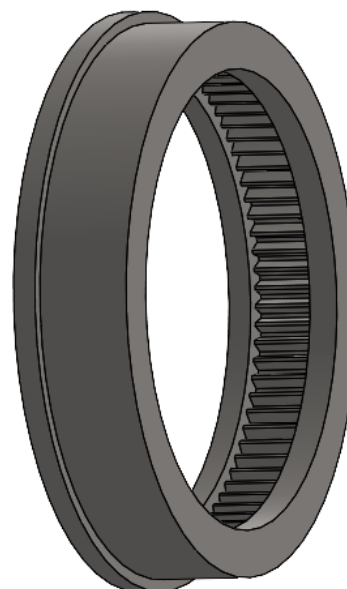
$$s_k = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

Šířka zubové mezery na roztečné kružnici:

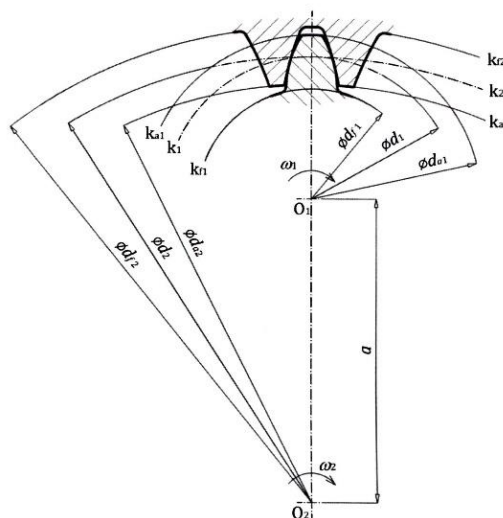
$$e_k = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p_k = e_k + s_k = 0,785 + 0,785 = 1,57 \text{ mm}$$



Obr. 51: Návrh korunového kola



Obr. 52: Geometrie vnitřního ozubení [5]

### 6.5.2.2 Konstrukční návrh centrálního kola

Pro zjištění minimálního počtu zubů centrálního kola je zvolen podobný postup jako u kola korunového. Tentokrát je znám nejmenší možný průměr, závislý na průměru zahloubení pro podložku, která bude použita pod hlavu imbusového šroubu spojujícího kolo s hřídelí. Průměr otvoru bude 8 mm, opět dojde k přičtení 4 mm, což definuje průměr patní kružnice. Dále jsou známy hodnoty těchto veličin: zvolený modul  $m = 0,5 \text{ mm}$ , úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$ , výška hlavy  $h_a^* = 1$  a radiální vůle  $c_a^* = 0,25$ . Úpravou a dosazením do vzorce pro výpočet průměru patní kružnice viz. Tabulka I (Základní geometrické charakteristiky pro vnější válcové nekorigované soukolí s přímými zuby), je získán minimální počet zubů.

$$z_c = \frac{d_{fcp} + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)}{m} = \frac{12 - 2 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,25)}{0,5} = 27 \Rightarrow 28$$

$z_c$  ... Počet zubů korunového kola [-]  
 $d_{fcp}$  ... Předběžný průměr patní kružnice [mm]

Vzhledem k tomu, že je počet zubů korunového kola dělitelný čtyřmi, bude počet zubů centrálního kola zvolen 28, aby byl také dělitelný čtyřmi, kvůli následnému umístění satelitů.

Dále byly dopočítány ostatní veličiny potřebné pro konstrukci ozubeného kola.

Průměr roztečné kružnice:

$$d_c = m \cdot z_c = 0,5 \cdot 28 = 14 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$d_{bc} = d_c \cdot \cos \alpha = 14 \cdot \cos 20^\circ = 13,16 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{ac} = d_c + 2 \cdot m \cdot h_a^* = 14 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1 = 15 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{fc} = d_c - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*) = 14 - 2 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,25) = 12,75 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu na roztečné kružnici:

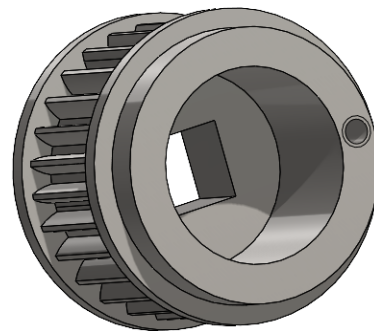
$$s_c = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

Šířka zubové mezery na roztečné kružnici:

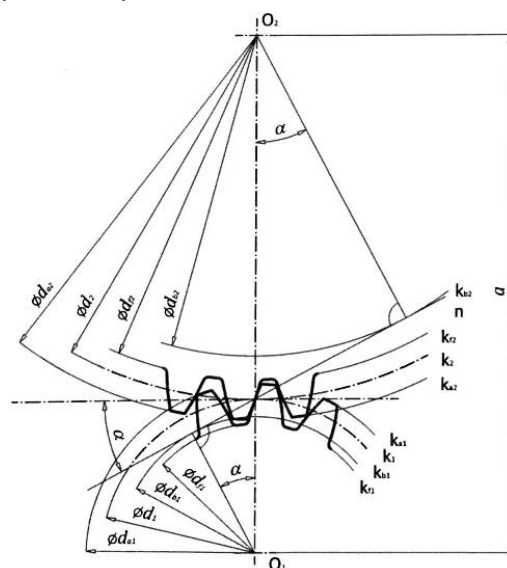
$$e_c = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p_c = e_c + s_c = 0,785 + 0,785 = 1,57 \text{ mm}$$



Obr. 53: Návrh centrálního kola



Obr. 54: Geometrie vnějšího ozubení [5]



### 6.5.2.3 Konstrukční návrh satelitů

Do mezery mezi těmito dvěma koly jsou vloženy satelity, které přenáší krouticí moment z centrálního kola na korunové kolo. Průměr roztečné kružnice satelitů je zjištěn odečtením poloměru roztečné kružnice centrálního kola od poloměru roztečné kružnice korunového kola.

Průměr roztečné kružnice:

$$d_s = \frac{d_k}{2} - \frac{d_c}{2} = \frac{42}{2} - \frac{14}{2} = 14 \text{ mm}$$

Na základě zjištěného průměru je dále vypočítán počet zubů a ostatní rozměry potřebné ke konstrukci kola satelitu, na základě Tabulky I, stejně jako tomu bylo v předcházející kapitole. Pro ozubení platí stejná počáteční data, jimiž jsou: zvolený modul  $m = 0,5 \text{ mm}$ , úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$ , výška hlavy  $h_a^* = 1$  a radiální vůle  $c_a^* = 0,25$ .

Tentokrát je znám průměr roztečné kružnice, ale není znám počet zubů, který je možné zjistit úpravou vzorce pro výpočet roztečné kružnice.

Počet zubů:

$$d_s = m \cdot z_s \Rightarrow z_s = \frac{d_s}{m} = \frac{14}{0,5} = 28$$

Průměr základní kružnice:

$$d_{bs} = d_s \cdot \cos \alpha = 14 \cdot \cos 20^\circ = 13,16 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{as} = d_s + 2 \cdot m \cdot h_a^* = 14 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1 = 15 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{fs} = d_s - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*) = 14 - 2 \cdot 0,5 \cdot (1 + 0,25) = 12,75 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu na roztečné kružnici:

$$s_s = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

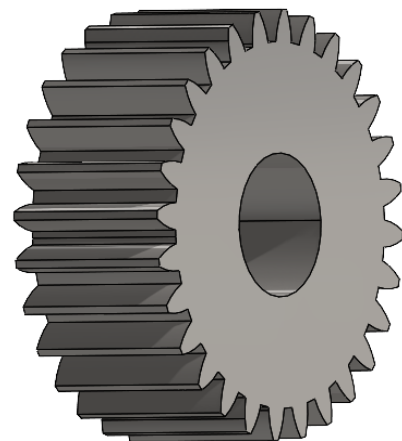
Šířka zubové mezery na roztečné kružnici:

$$e_s = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 0,5 = 0,785 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p_s = e_s + s_s = 0,785 + 0,785 = 1,57 \text{ mm}$$

Nyní je potřeba zvolit počet satelitů, aby zuby správně zapadaly do zubových mezer jak centrálního, tak korunového ozubeného kola. Při volbě jejich počtu je vhodné se řídit společným dělitelem počtu zubů ozubených kol. V tomto případě je společný dělitel čtyři, tudíž je možné použít pro přenos krouticího momentu mezi centrálním a korunovým kolem dva nebo čtyři satelity s jistotou, že pokud bude jejich rozmístění rovnoměrné, zuby ozubených kol budou správně zapadat do zubových mezer.



Obr. 55: Návrh satelitu

#### 6.5.2.4 Převodový poměr

Výpočet převodového poměru je rozdělen na 2 části. Nejprve bude vypočítán převodový poměr mezi centrálním kolem a satelitem a následně mezi satelitem a korunovým kolem. Celkový převodový poměr je získán vynásobením těchto dvou převodových poměrů.

Centrální kolo – Satelit:

$$i_{cs} = \frac{z_s}{z_c} = \frac{28}{28} = 1$$

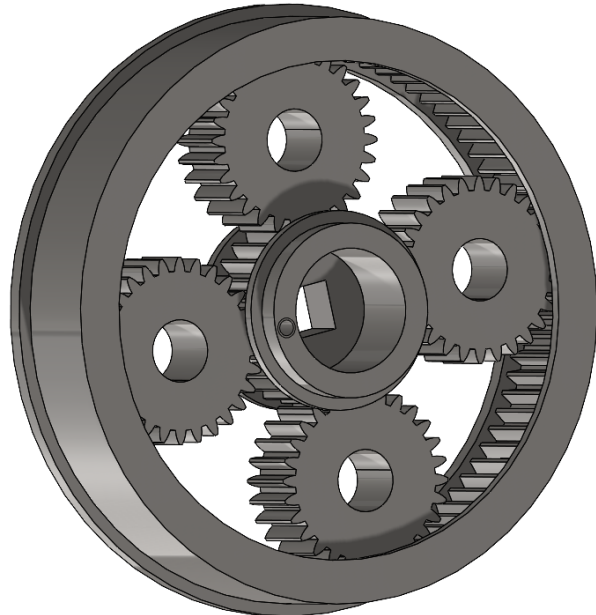
Satelit – Korunové kolo:

$$i_{sk} = \frac{z_k}{z_s} = \frac{84}{28} = 3$$

Celkový převodový poměr:

$$i_p = i_{cs} \cdot i_{sk} = 1 \cdot 3 = 3$$

Převodový poměr planetového převodu s pevnou pozicí satelitů je 3, tudíž počet otáček korunového kola bude třikrát menší, než počet otáček kola centrálního, které je pevně spojeno s hnací hřídelí.



Obr. 56: Sestava planetového převodu

#### 6.5.3 Výpočet otáček motoru

Přenos krouticího momentu od elektromotoru na kola pohánějící lokomotivu zajistí mikro-převodový mechanismus složený ze dvou částí. Každá z jeho částí byla počítána zvlášť a nyní je potřeba tyto dvě části spojit dohromady v jeden celek. Hřídel spojující poháněná kola je důležitým členem obou převodů. V řemenovém převodu je poháněnou řemenicí a zároveň je součástí centrálního ozubeného kola, které pohání planetovou převodovku.

Výsledný převodový poměr:

$$i = i_r \cdot i_p = 2 \cdot 3 = 6$$

Vzhledem ke skutečnosti, že jsou známy požadované otáčky kol pohánějících lokomotivu, nyní je znám i celkový převodový poměr, je možné vypočítat potřebné výstupní otáčky elektromotoru. Zvolená požadovaná rychlost lokomotivy je 0,075 m/s, což je 4,5 m/min. Pokud je známa rychlost a velikost zadních kol, budou vypočteny otáčky kola, díky nimž budou pomocí převodového poměru vypočítány otáčky elektromotoru.

Otáčky kola:

$$n_k = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{4,5 \cdot 1000}{\pi \cdot 47} = 30,48 \doteq 30 \text{ ot/min}$$

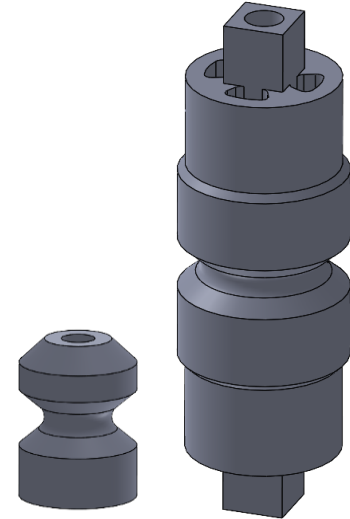
Otáčky elektromotoru:

$$n = n_k \cdot i = 30 \cdot 6 = 180 \text{ ot/min}$$

#### 6.5.4 Úprava převodového mechanismu pro 3D tisk

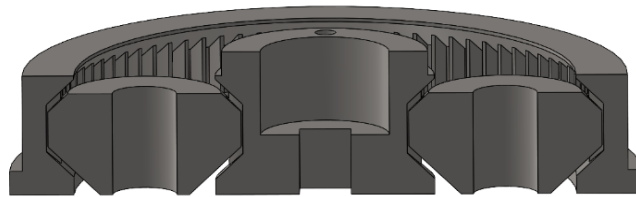
Po návrhu mikro-převodového mechanismu bylo potřeba zvážit jeho vyrobiteľnosť pomocí 3D tiskových technológií. Kvôli tomuto požadavku výroby bylo nezbytné provést několik drobných úprav, které zlepšit tisknutelnost a minimalizují objem použitých podpěr.

První část převodového mechanismu se skládá ze dvou řemenic. Tyto řemenice nemají příliš složitý tvar, tudíž jedinými provedenými úpravami byla změna bočních úhlů v drážce pro řemen, přidání sražení a vytvoření dutin za účelem odlehčení. Boční úhly ve vodící drážce byly změněny na  $42^\circ$ , což je možné tisknout bez podpěr a odpadá následná nutnost jejich odstraňování a úprava stykové plochy s řemenem.



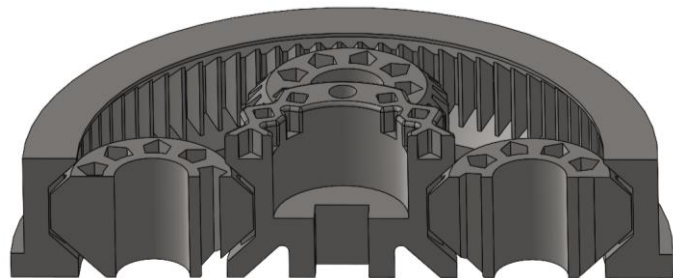
Obr. 57: Řemenice pro 3D tisk

Druhou částí je planetová převodovka, jejíž fungování a tisk celé sestavy je o něco složitější. Odstraňování podpěr uvnitř této převodovky by bylo obtížné, ne-li nemožné, tudíž je potřeba jednotlivá kola v sestavě upravit tak, aby byla možná výroba kompletní sestavy bez použití podpěr ve špatně dostupných místech, ideálně jejich úplná eliminace, kvůli snížení potřeby dokončovacích operací. Mezi zuby, u kterých je předpoklad vzájemného pohybu, je potřeba zanechat mezeru několika desetin milimetru, aby došlo k oddělení kol po dokončení tisku. Zároveň musí být tato vůle dodržena mezi boky zubů satelitů a okraji centrálních a korunových kol, vystředujících jejich polohu. Pokud by boky ozubených kol zůstaly vodorovné, musely by být použity podpěry, proto budou všechny vodorovné plochy opatřeny zkosením pod úhlem  $45^\circ$ , což umožní výrobu bez podpěr a zároveň zůstane dodržena vzájemná poloha kol v planetovém převodu, potřebná pro správné fungování.



Obr. 58: Řez planetovou převodovkou přizpůsobenou pro 3D tisk

Kvôli redukcii hmotnosti výsledné sestavy bylo odlehčeno nejen tělo lokomotivy, ale také kola planetového převodu. Ve všech místech, kde to bylo možné byl ubrán materiál, popřípadě vytvořeny odlehčovací dutiny.

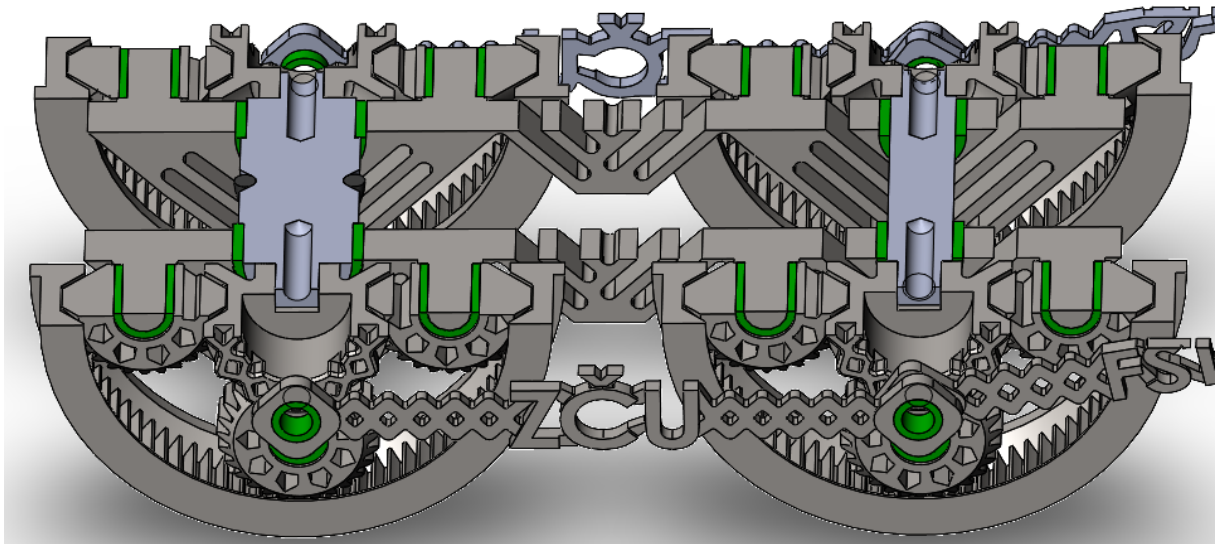


Obr. 59: Řez planetovou převodovkou po odlehčení

## 6.6 Uložení rotujících částí

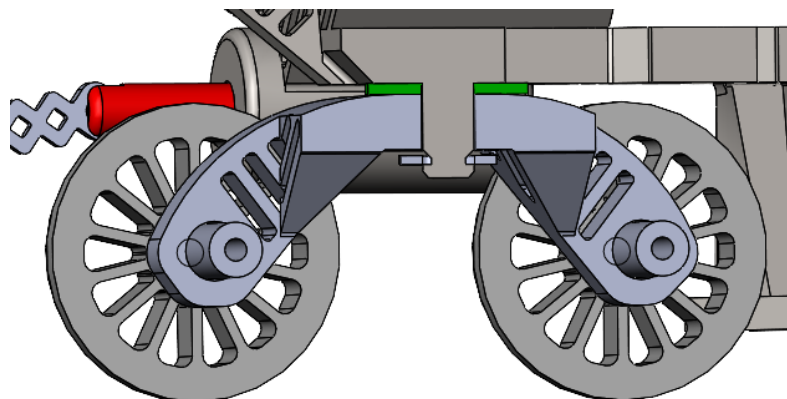
Posledním krokem konstrukce byla úprava rotačních uložení, aby docházelo k co nejmenšímu tření mezi jednotlivými díly. Vzhledem k miniaturním rozměrům nebylo možné použít valivá ložiska, proto byla zvolena ložiska kluzná. Kluzná pouzdra jsou výrazně tenčí než valivá ložiska a vyrábí se i v miniaturních rozměrech, pro které byla přizpůsobena stávající konstrukce. Lze vybírat z nejrůznějších materiálů těchto ložisek, od plastových pouzder po kovová, která jsou nejčastěji bronzová nebo slitinová, popřípadě mohou být tvořena vrstvami několika různých materiálů.

V sestavě byla použita kluzná ocelová pouzdra s vnitřní kompozitní vrstvou z PTFE (Polytetrafluorethylen, známý jako teflon), která jsou samomazná a bezúdržbová. Vynikají dobrou tepelnou vodivostí a rozměrovou stálostí. Radiální kluzná ložiska budou použita pro uložení satelitů, zadních dvojkolí a ve spojích táhel mezi koly. Axiální kluzné ložisko bude použito mezi tělem lokomotivy a otočnou přední nápravou, která ponese část tíhy lokomotivy. Všechna ložiska jsou v sestavě označena zelenou barvou.



Obr. 60: Řez zadní částí lokomotivy

Umístění radiálních kluzných ložisek v uložení zadních dvojkolí, v uložení satelitů a ve spojích táhel



Obr. 61: Řez rovinou symetrie procházející axiálním ložiskem mezi přední nápravou a tělem lokomotivy

## 6.7 Kontrola namáhání

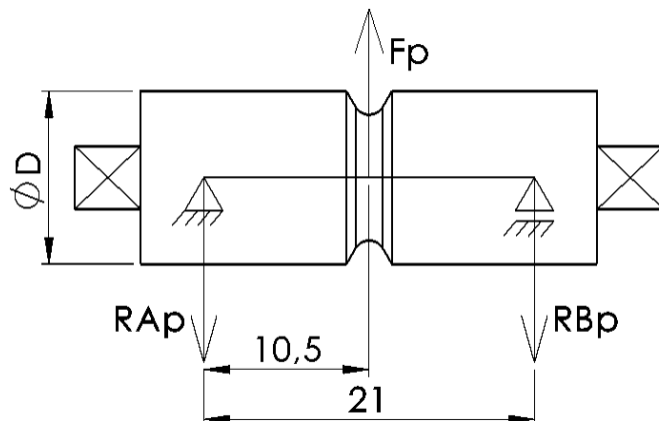
Pro kontrolu namáhaných součástí, zda vyhovují pevnostním požadavkům, je potřeba znát dovolená napětí v ohybu, krutu a tlaku. Díly budou tisknuty z materiálu, jímž je nerezová ocel 1.4404, dále pak PLA a PA 12 se sklem. Hodnoty dovolených namáhání pro tyto materiály jsou uvedeny níže v Tabulce 4. U dílů vyrobených 3D tiskem metodou FDM je potřeba brát v úvahu směr zatížení vůči jednotlivým vrstvám, protože se hodnota dovoleného napětí může v jednotlivých směrech znatelně lišit v závislosti na použitém materiálu.

**Tabulka 4: Dovolená namáhání pro použité materiály**

	<b>Ocel 1.4404</b>	<b>PLA</b>	<b>PA 12 se sklem</b>
$\sigma_{DOV}$ [MPa]	200	38	30
$\tau_{DOV}$ [MPa]	200	38	30
$p_{DOV}$ [MPa]	200	40	30

### 6.7.1 Zatížení od předepínací síly

Hnací hřídel bude pro výpočty zjednodušena na nosník na dvou podporách. Tyto podpory jsou schématicky umístěny do středu reálného uložení a jejich rozteč je tedy 21 mm. Zatížení hřídele od předepínací síly řemenu  $F_p = 0,103 \text{ N}$  působí uprostřed, kde je z důvodu lepšího vedení vytvořena drážka.



Obr. 62: Schéma zatížení hřídele od předepínací síly

Výpočet reakcí:

Hřídel je zatížena předepínací silou přesně uprostřed. Nosník je tedy symetrický, a reakce v uložení budou stejně velké.

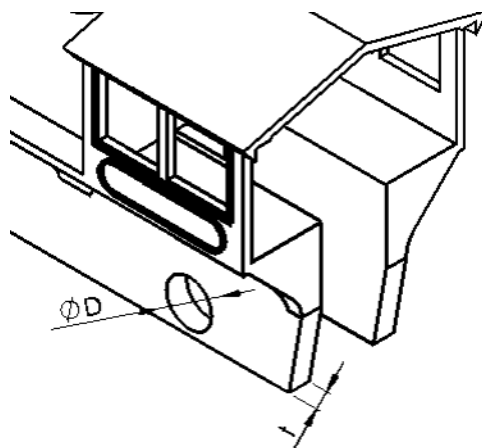
$$M_A: -F_p \cdot 10,5 + R_{Bp} \cdot 21 = 0 \Rightarrow R_{Bp} = R_{Ap} = \frac{F_p \cdot 10,5}{21} = \frac{0,103 \cdot 10,5}{21} = 0,052 \text{ N}$$

Otlačení v uloženích:

V každém uložení působí síla rovnající se reakci vypočítané výše. Tlak na válcových plochách ve skutečnosti nepůsobí rovnoměrně, ale pro výpočet se tato skutečnost zanedbává a plocha tlaku je průmětem válce do roviny. Velikost tlaku působící na plochu musí být menší, než je dovolený tlak pro použitý materiál.

$$p_A = \frac{R_{Ap}}{S} = \frac{R_{Ap}}{D \cdot t} = \frac{0,052}{11 \cdot 5} = 0,001 \text{ MPa}$$

$$p_A < p_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Obr. 63: Schéma zobrazující použité veličiny

Pevnost v ohybu:

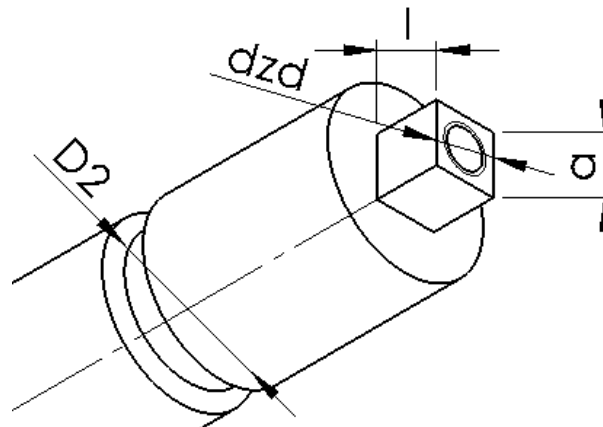
Pevnost hřídele v ohybu bude kontrolována uprostřed, kde je umístěna drážka pro řemen a hřídel je v tomto místě nejúžší. Zároveň zde působí i předepínací síla, tudíž vzniká největší moment a jedná se tedy o nejkritičtější místo. Opět je potřeba porovnat výslednou hodnotu napětí s dovoleným namáháním v ohybu pro použitý materiál.

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_p \cdot 10,5}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{0,103 \cdot 10,5}{\frac{\pi \cdot 8^3}{32}} = 0,022 \text{ MPa}$$

$$\sigma_O < \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### 6.7.2 Zatížení od momentu ve spoji hřídele a kola

Přenosu krouticího momentu z hřídele na kola bude dosaženo tvarovým stykem. Konce hřídele budou ve tvaru čtyřhranu, na který se nasadí kola. Aby nedošlo k sesunutí kol z hřídele, bude tento spoj pojištěn šrouby. Zvolený čtyřstěn bude krouticím momentem namáhán na krut a otláčení, proto je potřeba provést pevnostní kontrolu a v případě nevyhovujícího výsledku upravit rozměry nebo tvar čtyřhranu. Hřídel, která je zároveň řemenicí, bude ve svém středu pomocí řemenu poháněna silou  $F_t = 0,051 \text{ N}$  působící na rameni  $D_2/2 = 4 \text{ mm}$ . Pro kontrolu jsou vypočítaná napětí porovnána s dovoleným napětím v krutu a tlaku.



Obr. 64: Schéma zobrazující použité veličiny

Pevnost v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_t \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{0,141 \cdot a^4 - \frac{\pi \cdot d_{zd}^4}{32}}{\frac{a}{2}}} = \frac{0,051 \cdot \frac{8}{2}}{\frac{0,141 \cdot 4^4 - \frac{\pi \cdot 3^4}{32}}{\frac{4}{2}}} = 0,014 \text{ MPa}$$

$$\tau_k < \tau_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Otláčení:

$$p = \frac{F_t}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{0,051}{2 \cdot 4 \cdot 4} = 0,002 \text{ MPa}$$

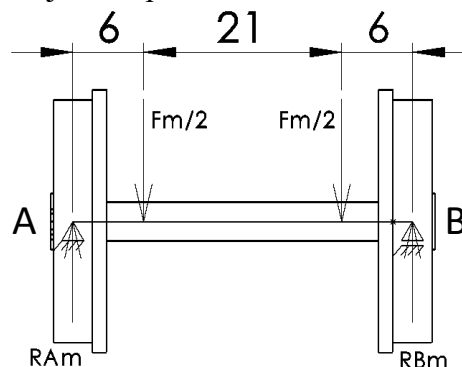
$$p < p_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Vzhledem k tomu, že jsou satelity umístěny na čepech spojených s tělem lokomotivy, bylo by možné říci, že i v tomto uložení může být přenesen určitý tlak od hmotnosti sestavy na kolo. Protože tlak v daném místě nepřekračuje dovolené napětí, je možné tuto skutečnost zanedbat. Pokud by otláčení v uložení překročilo povolenou mez, bylo by přistoupeno k výpočtu s uvažováním odlehčení od uložení satelitů, což by vypočtené hodnoty značně vylepšilo.

### 6.7.3 Zatížení od tíhy lokomotivy

Dalším napětím, kterým bude sestava zatížena je zatížení vlastní hmotností lokomotivy. Tíha lokomotivy bude na kolejnice přenášena pomocí několika dvojkolí. Hmotnost je ve skutečnosti mezi tyto nápravy nerovnoměrně rozložena, proto bude jednodušší ve výpočtech uvažovat zatížení jedné nápravy celou vahou lokomotivy. Zároveň je zbytečné provádět kontrolu všech hřídelí, pokud bude nejmenší z nich vyhovovat pevnostní podmínce, vyhoví pak i ostatní o větších průměrech. Zároveň bude tento nejmenší průměr kontrolován na otláčení v uložení.

Pro zjednodušení lze situaci znázornit jako nosník na dvou podporách. Tento nosník je symetrický, tudíž budou vzniklé reakce v obou uloženích stejně velké.



Obr. 65: Schéma pro kontrolu od zatížení vlastní tíhou

$$F_m = m \cdot g = 1,35 \cdot 9,81 = 13,244 \text{ N}$$

$$M_A: \frac{F_m}{2} \cdot 6 + \frac{F_m}{2} \cdot (6 + 21) - R_B \cdot (6 + 21 + 6) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bm} = R_{Am} = \frac{\frac{F_m}{2} \cdot 6 + \frac{F_m}{2} \cdot (6 + 21)}{(6 + 21 + 6)} = \frac{\frac{13,244}{2} \cdot 6 + \frac{13,244}{2} \cdot (6 + 21)}{(6 + 21 + 6)} = 6,622 \text{ N}$$

Otláčení hřídele v místě uchycení:

$$p = \frac{\frac{F_m}{2}}{s} = \frac{\frac{F_m}{2}}{d \cdot t} = \frac{\frac{13,244}{2}}{4 \cdot 5} = 0,331 \text{ MPa}$$

$$p < p_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pevnost v ohybu:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{\frac{F_m}{2} \cdot 6}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{13,244}{2} \cdot 6}{\frac{\pi \cdot 4^3}{32}} = 25,294 \text{ MPa}$$

$$\sigma_O < \sigma_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Pevnost ve střihu:

Tíha lokomotivy bude namáhat hřídele také na střih. Kontrola pevnosti bude provedena u nejmenšího namáhaného průřezu, protože pokud tento průřez vyhoví, bude možné považovat za vyhovující i ostatní větší průřezy. Na střih jsou namáhány dva průřezy, jeden kruhový na přední nápravě a druhý čtvercový se závitovou dírou na nápravě zadní.

$$S_{kruh} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,57 \text{ mm}^2$$

$$S_{ctverec} = a^2 - \frac{\pi \cdot d_{zd}^2}{4} = 4^2 - \frac{\pi \cdot 3^2}{4} = 8,93 \text{ mm}^2$$

$$\tau_s = \frac{\frac{F_m}{2}}{S_{ctverec}} = \frac{\frac{13,244}{2}}{8,93} = 0,742 \text{ MPa}$$

$$\tau_s < \tau_{DOV} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



## 6.8 Kompletní návrh sestavy

Kompletní konstrukční návrh se neskládá pouze z dílů, které budou vyrobeny pomocí 3D tiskových technologií, ale také obsahuje nakupované součásti.

- DC Elektromotor typ 130

Byl zvolen na základě výpočtu potřebné síly pro uvedení lokomotivy do pohybu, a také na rozměrech vnitřního prostoru stroje, kam bude umístěn. Jeho otáčky naprázdno jsou 19 000 RPM a pracovní napětí 3-6 V. Průměr osy, na kterou bude nalisována řemenice, je 2 mm.

- Akumulátor YJ Li-pol

Polštářkový Li-pol akumulátor poskytuje napětí 3,7 V, potřebné pro napájení zvoleného elektromotoru. Jeho kapacita je 700 mAh a rozměry byly zvoleny dle vnitřního prostoru těla lokomotivy, kam bude umístěn.

- Kruhový řemen

Pro miniaturní řemenový převod byl vybrán nevyztužený Polyuretanový kruhový řemen o nejmenším možném průměru, kterým jsou 2 mm. Tento řemen může být nahrazen O - kroužkem o stejném průměru, pokud zajistí správnou sílu předpětí, danou výpočtem.

- Kluzná ložiska

Kluzná ložiska nejsou pro fungování sestavy podmínkou, ale jejich použití zajistí menší tření mezi jednotlivými díly a zvýší přesnost uložení těchto dílů vůči sobě, což zajistí menší namáhání sestavy při jejím pohybu. Jsou použita radiální ložiska v rotačních uloženích, ale i jedno axiální, mezi natáčecí přední nápravou a tělem lokomotivy.

- Šrouby, podložky a pojistný kroužek

Pro spojení některých součástí je potřeba použít šrouby nebo pojistný kroužek, čímž bude zajištěna potřebná vzájemná poloha. Vzhledem k miniaturním rozměrům modelu jsou použity šrouby s hlavou pro Imbus velikosti M2,5 a M3. Pro spojení centrálního kola planetové převodovky s hřídelí je potřeba použít také podložku pod hlavu šroubu. Otočnou přední nápravu zajistí proti vypadnutí z čepu, na kterém se bude otáčet, třmenový kroužek.

## 7 Výsledek tisku a kompletace

Po pevnostní kontrole nejvíce namáhaných součástí lokomotivy a co nejpreciznější optimalizaci bylo přistoupeno k samotné výrobě 3D tiskovými technologiemi. Jednotlivé technologie se od sebe liší jak použitým materiálem, tak způsobem vzniku jednotlivých vrstev. Z důvodu rozdílnosti průběhu tisku by bylo ideální optimalizovat sestavu pro každý typ technologie individuálně. Kvůli lepšímu zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých druhů tisku, bude zanechán jednotný tvar pro všechny použité technologie výroby.

### 7.1 Tisk metodou FDM

Díly vyrobené technologií FDM je možné poznat na první pohled. Jednotlivé nanesené vrstvy jsou u dílu vždy znatelné, může se lišit jejich tloušťka dle nastavení, ale nikdy není dosaženo naprosto hladkého povrchu. Tento tisk zároveň není vhodný pro výrobu detailních dílů. Tisknutelnost detailnějších modelů lze ovlivnit průměrem použité nahřívací trysky. Pak platí, že čím menší je průměr trysky, tím přesněji lze díl vytisknout, ale zvyšuje se čas potřebný na jeho výrobu. Dokončení dílů probíhá poměrně snadno. Podpěry lze obvykle odlomit nebo odstranit například ostrým nožičkem a vzhledem k tomu, že se jedná o díly z plastu, je možné ostré hrany a stopy po podpěrách snadno obrousit nebo seříznout. Největší výhodou tisku metodou FDM je jeho dostupnost. Tiskárny jsou vyráběny i pro amatérské použití, jejich obsluha není nikterak složitá, a také materiál je snadno dostupný. Tato metoda se bezpochyby řadí mezi nejlevnější a nejdostupnější.

Planetový převod byl navržen s vůlí mezi zuby 0,1 mm, což se ukázalo pro tento způsob tisku jako nedostačující. Došlo ke slepení boků zubů a jednotlivá kola nebylo možné oddělit. Z toho důvodu byly zuby planetového převodu zjednodušeny a upraveny tak, aby mezi nimi vznikla mezera minimálně 0,2 mm. Tato změna je pouhým okem nepozorovatelná, ale byla tak zajištěna dostatečně velká vůle mezi koly, díky čemuž byl druhý pokus výroby funkční planetové převodovky úspěšný.



Obr. 66: Výsledek tisku planetové převodovky metodou FDM

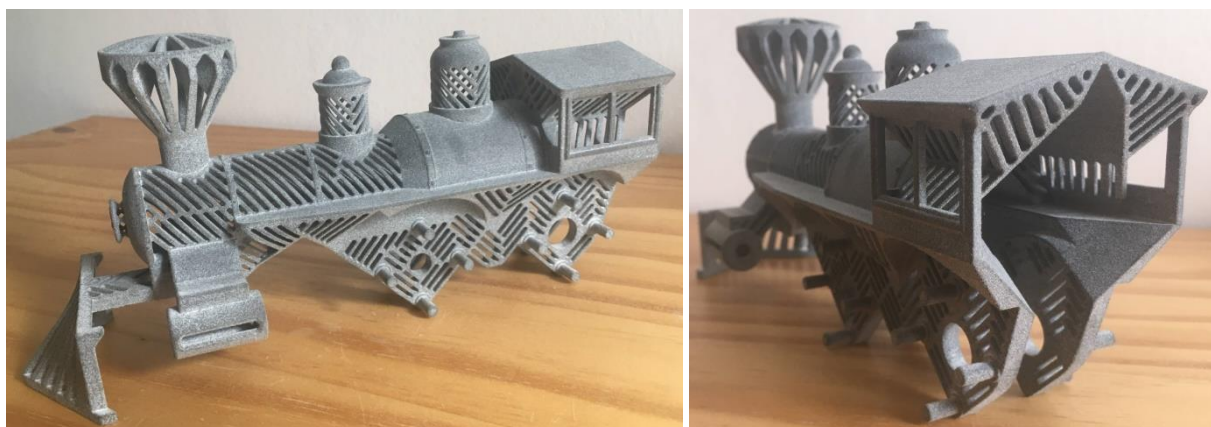
## 7.2 Tisk metodou MJF

Velkou výhodou tisku metodou MJF je, že díly nevyžadují podpěry. Prášek tisku je samonosný a povrch poměrně přesný, tudíž není potřeba žádných dokončovacích operací kromě vysypání přebytečného prášku, pokud není požadováno jinak. Pro tento druh tisku lze využít celý prostor komory tisku, protože díl nemusí být uložen přímo na platformě. Přebytečný prášek je možné použít při dalším tisku, tudíž nevzniká žádný odpadní materiál. Je možná výroba i vzájemně se pohybujících dílů. Podmínkou je návrh dílů sestavy s vůlí mezi stykovými plochami větší, než je velikost částic prášku použitého pro tisk. Nespečený prášek po vysypání zajistí mezeru mezi jednotlivými díly a bude tak umožněn jejich vzájemný pohyb. Tato metoda je ideální nejen pro výrobu funkčních prototypů, ale i pro výrobu jinak obtížně vyrobitelných plastových dílů. Pokud je prototyp vyroben touto metodou, je potřeba brát v úvahu, že následná výroba jinými technologiemi 3D tisku nebo například odléváním, či konvenčními metodami, bude pravděpodobně o něco složitější, ať už kvůli nutnosti podepření některých ploch a otvorů při jiném druhu 3D tisku nebo kvůli dostupnosti ploch při výrobě jiným způsobem.

Všechny díly vyrobené touto metodou byly přesné, včetně všech detailů. Na povrchu je viditelná struktura velmi jemného prášku, způsobující matný vzhled dílu. Planetový převod vyrobený dle konstrukčního návrhu, byl po vysypání přebytečného prášku plně funkční a díky velmi malým vůlím je planetová převodovka i poměrně přesná.



Obr. 68: Výsledek tisku planetové převodovky metodou MJF

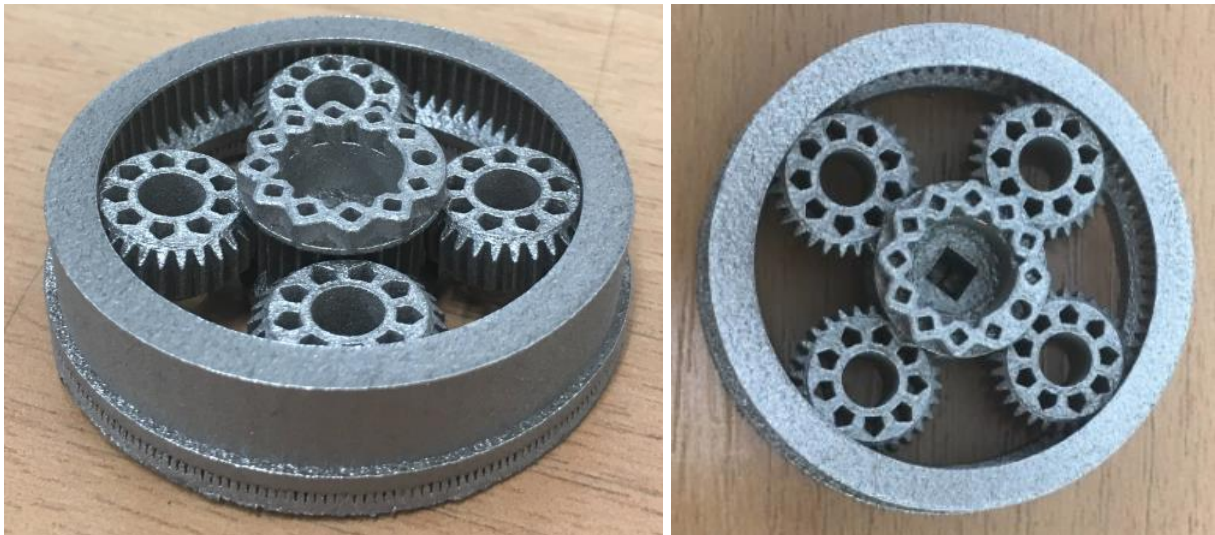


Obr. 67: Výsledek tisku těla lokomotivy metodou MJF

### 7.3 Tisk metodou DMLS

Technologie DMLS umožňuje výrobu kovových dílů, které jsou konvenčními způsoby nevyrobitelné. Touto metodou lze vyrábět velmi složité a přesné díly, nebo i funkční sestavy. Hodí se hlavně pro výrobu dílů, které není možné vyrobit jiným způsobem. Kovový 3D tisk je poměrně nákladný a vyžaduje zkušenou obsluhu. Mezi vyráběným dílem a platformou tisku bývá obvykle mezera vyplněná podpěrami, kvůli snadnějšímu odebrání dílu z platformy. Tyto podpěry jsou následně spolu se všemi ostatními odstraněny. Protože se jedná o kov, není možné je pouze odlomit, jako u jiných technologií 3D tisku využívajících plast nebo jiné nekovové materiály, ale musí být použito nástrojů pro práci s kovem.

Díly vyrobené kovovým 3D tiskem jsou velmi přesné s velmi dobrými pevnostními vlastnostmi a nízkou drsností povrchu. Vše závisí na velikosti zrn použitého prášku, druhu materiálu a parametrech tisku. Planetový převod byl vyroben dle konstrukčního návrhu s minimálními vůlemi mezi zuby jednotlivých kol. Díky přesnosti výroby a jemnosti prášku je dosaženo velmi přesného vzájemného uložení kol vůči sobě s plnou funkčností planetové převodovky.

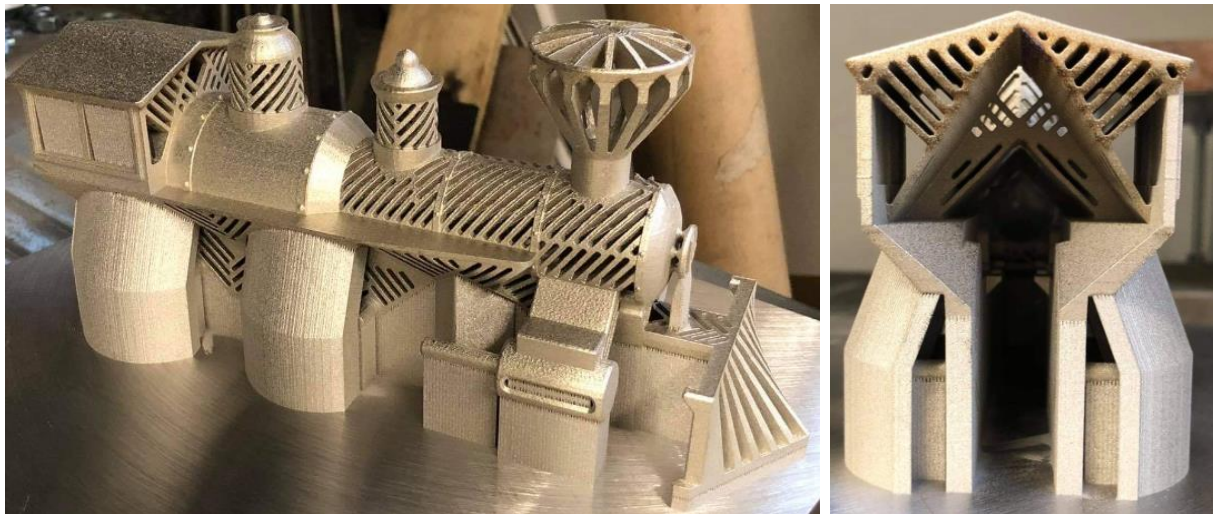


Obr. 69: Výsledek tisku planetové převodovky metodou DMLS

Při tisku těla lokomotivy došlo v jednom místě ke zborcení navržené struktury v blízkosti komínu. K tomuto zborcení došlo pouze na jedné straně dílu, což bylo nejspíše způsobeno nevhodným natočením vůči recoateru. Tento problém byl vyřešen změnou parametrů tisku a jiným natočením dílu na platformě.



Obr. 71: Vada vzniklá při tisku těla lokomotivy metodou DMLS



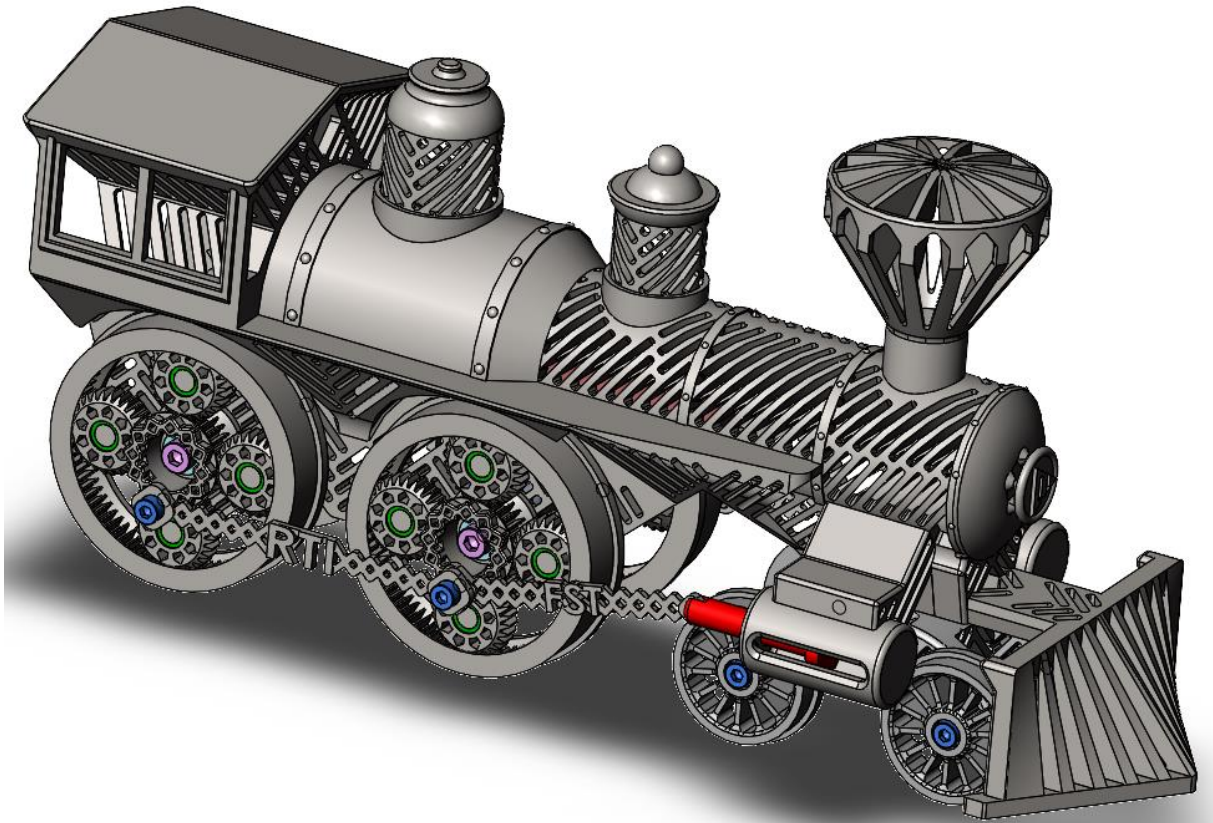
Obr. 70: Výsledek tisku těla lokomotivy metodou DMLS

Samotným tiskem proces výroby dílu metodou DMLS nekončí. Po vychladnutí dílu je potřeba odstranit přebytečný kovový prášek a podpěry. Tyto podpěry zajišťovaly stabilitu dílu při procesu a podpíraly některé plochy, které by jinak nebylo možné vyrobit. Bez odstranění podpěr by nebylo možné díly dále použít. K jejich odstranění byly použity nástroje pro práci s kovem. Povrch vyrobených dílů je matný s lehce znatelnou strukturou prášku, není ho potřeba nijak dále upravovat. Pouze plochy, kde byly použity podpěry jsou broušeny a jejich povrch je tedy lesklejší než zbylé části modelu.

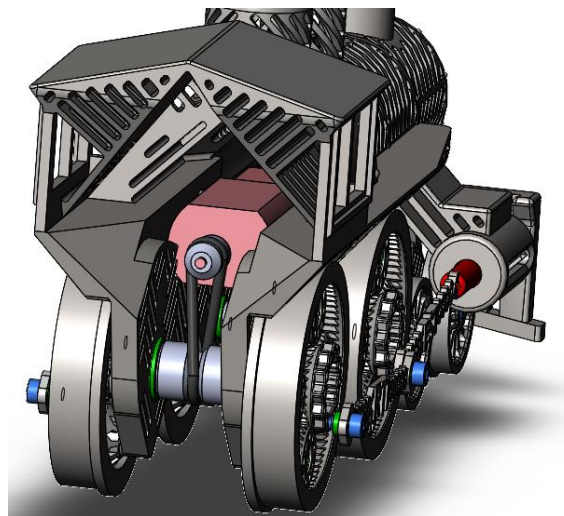
## 7.4 Kompletace

Kompletní sestavu lokomotivy tvoří nejen díly vyrobené 3D tiskem, ale také díly nakupované, které by nebylo možné vyrobit nebo by byla jejich výroba zbytečně složitá a nákladná. Nakupované díly byly vybírány už v průběhu navrhování sestavy tak, aby bylo možné je do sestavy umístit, popřípadě jim byla konstrukce přizpůsobena.

Po shromáždění všech dílů sestavy bylo možné přistoupit k samotné montáži. Montáž byla provedena dle výkresu sestavy (Příloha č. 2), vytvořeného ze 3D modelu sestavy navržené v programu Solidworks (Obr. 72, 73). Je z něj patrné jak umístění jednotlivých dílů, tak hlavní rozměry sestavy.

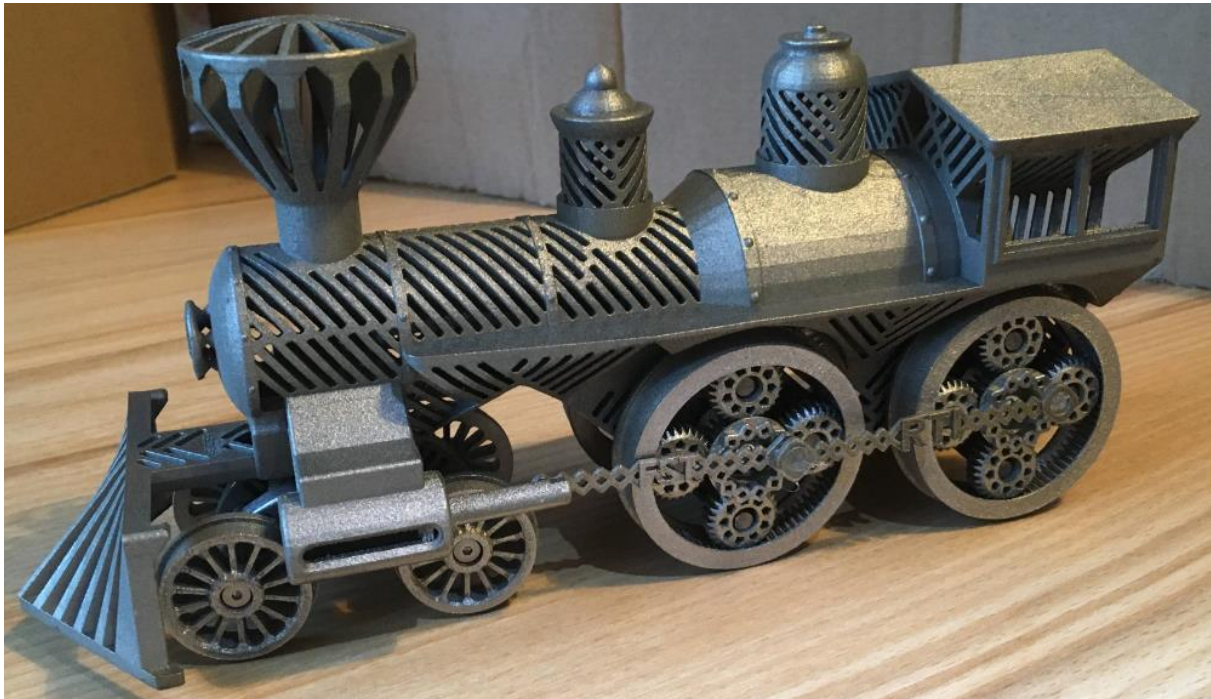


Obr. 72: Sestava modelu lokomotivy v CAD softwaru Solidworks

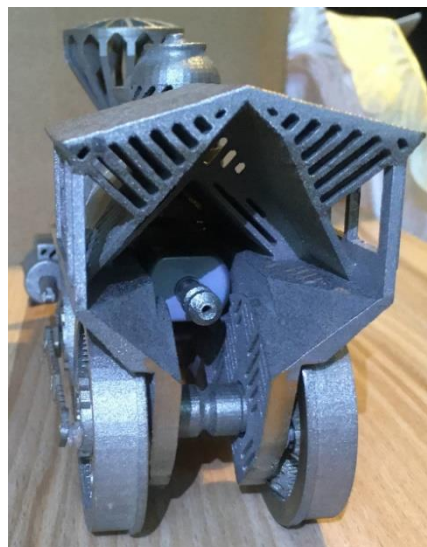


Obr. 73: Umístění řemenového převodu a pohonu uvnitř "strojovny"

Nejprve bylo provedeno zapojení elektromotoru s akumulátorem, čímž bylo zjištěno, že není možné zařízení vypnout, tudíž byl dodatečně zapojen přepínač zajišťující odpojení elektromotoru od napájení. Následně byla tato část vložena do vnitřního prostoru strojovny na místa k tomu určená. Po umístění kluzných ložisek bylo možné přejít k sestavení všech ostatních částí lokomotivy. Zadní kola tvořená planetovou převodovkou mají satelity rotačně uloženy na čepech, které jsou součástí těla lokomotivy. Hřídel se čtyřhranným osazením na koncích je uložena do otvorů s ložisky ve spodní části těla lokomotivy. Na čtyřhrany jsou nasazena zadní kola a upevněna šrouby. Přední dvojkolí jsou taktéž sešroubována, ale jejich hřídel není uložena v otvorech v těle lokomotivy, ale v otvorech držáku přední nápravy. Tento držák je umístěn na čep v rovině symetrie, pojištěn třmenovým kroužkem, a aby bylo umožněno jeho snadnější natáčení, nachází se mezi držákem a tělem kluzné axiální ložisko. Nakonec jsou připojena boční táhla kol propojující obě zadní kola a kolo s pístem.



Obr. 74: Sestava modelu lokomotivy po kompletaci



Obr. 75: Umístění řemenic a pohonu uvnitř "strojovny"

## 8 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout model dopravního prostředku a mikro-převodového mechanismu. Nejprve bylo potřeba si ujasnit požadavky, které by měl výsledný model splňovat. Základním požadavkem byla výroba modelu 3D tiskovou technologií, u které byla žádoucí optimalizace z hlediska minimalizace objemu odpadního materiálu, minimalizace potřeby dokončovacích operací a využití potenciálu výroby 3D tiskem. Dalším požadavkem byla kompatibilita s modelářským kolejištěm, po kterém se předpokládá pohyb modelu. Posledním požadavkem pak byl pohon modelu, kdy točivý moment bude od elektromotoru na kola přenesen mikro-převodovým mechanismem.

V teoretické části práce byl nejprve proveden průzkum modelářského trhu v oblasti železniční dopravy. Dále pak byly vybrány některé druhy 3D tiskových technologií, které by mohly být použity pro výrobu navrženého modelu. Poslední částí byla rešerše převodových mechanismů a jejich výpočtových vztahů, což bylo využito při navrhování mikro-převodových mechanismů.

Inspirací pro návrh designu těla lokomotivy byla lokomotiva Jupiter. Model byl navrhován v CAD softwaru Solidworks, umožňujícím nejen návrh jednotlivých dílů, ale i celé sestavy. Mnoho prvků bylo přizpůsobeno pro 3D tisk nebo dokonce vytvořeno speciálně kvůli výrobě 3D tiskem, aby bylo na první pohled zřejmé, že model nebyl vyroben konvenčními metodami. První návrh byl upravován za účelem snížení objemu podpěr a dokončovacích operací. Rovněž byl odlehčen a znatelně zkomplikován různými vybráními a odlehčeními, vyrobitelnými pouze 3D tiskem. Nakonec byl nejsložitější díl, jímž je tělo lokomotivy, optimalizován kvůli vyrobitelnosti. Ke kontrole dílů z hlediska tisknutelnosti byl využit software Amphyon, který dokáže simulovat průběh tisku a odhalit tak kritická místa ještě před samotnou výrobou 3D tiskem.

Pohyb modelu je zajištěn elektromotorem vybraným na základě vypočtených sil potřebných pro pohyb modelu a rozměrů prostoru pro jeho umístění. Přenos krouticího momentu elektromotoru na kola pohánějící model, zajišťují dva převodové mechanismy spojené společnou hřídelí. Přenos momentu mezi mimoběžnými hřídelemi zajišťuje řemenový převod a redukci otáček pak planetový převod umístěný v samotných kolech.

Kontrola pevnosti byla provedena u nejméně zatížených součástí nebo oblastí. Vypočtená napětí v jednotlivých místech byla porovnána s dovolenými napětími jednotlivých materiálů, ze kterých byla předpokládána výroba modelu. Bylo zjištěno, že model pevnostně vyhovuje.

Místa styku vzájemně se pohybujících součástí byla opatřena kluznými ložisky snižujícími tření mezi jednotlivými díly a zároveň zajišťujícími jejich přesnou vzájemnou polohu. Pevné spojení součástí pak zajistily šroubové spoje.

Díly sestavy byly vyrobeny jak technologií 3D tisku využívající plast, tak technologií využívající kov. Technologií MJF využívající plast s příměsí skla byly díly vyrobeny bez potřeby jakýchkoliv dokončovacích operací. Díly vyrobené technologií DMLS bylo potřeba po vytisknutí zbavit podpěr.

Po montáži všech komponent sestavy je výsledkem plně funkční poháněný model lokomotivy. Zadní kola tisknutá v celku jsou funkční planetovou převodovkou regulující otáčky vstupující z řemenového převodu, přenášejícího krouticí moment mezi mimoběžnými hřídelemi od elektromotoru.



## Seznam použitých zdrojů

- [1] *Regionální technologický institut*. [online]. Plzeň: ©1991-2018 ZČU Plzeň, [cit. 23.10.2020]. Dostupné z: <https://rti.zcu.cz/>
- [2] *Železniční modely*. [online]. Liberec: ©2016-2021 JW Model.cz, [cit. 02.11.2020]. Dostupné z: <http://www.modelycsd.cz/kategorie/h0f-meritko-1-87/lokomotivy/12199-pohon-pro-pohon-lokomotiv-polni-nebo-dulni-drahy/>
- [3] *Wikipedia*. [online]. [cit. 08.11.2020]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Modelov%C3%A1\\_%C5%BEeleznice#M%C4%9B%C5%99%C3%ADtka\\_modelov%C3%A9\\_%C5%BEeleznice\\_v\\_Evrop%C4%9B](https://cs.wikipedia.org/wiki/Modelov%C3%A1_%C5%BEeleznice#M%C4%9B%C5%99%C3%ADtka_modelov%C3%A9_%C5%BEeleznice_v_Evrop%C4%9B)
- [4] *Fakulta strojní ČVUT*. [online]. Praha: ©2014-2021 ČVUT FS, [cit. 08.11.2020]. Dostupné z: [http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn\\_design\\_KON\\_I\\_9.pdf](http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_9.pdf)
- [5] J. KRÁTKÝ, E. KRÓNEROVÁ, S. HOSNEDL, 2011. *Obecné strojní části 2: Základní a složené převodové mechanismy*. Plzeň: Západočeská univerzita. ISBN 978-80-261-0066-9
- [6] *Wikimedia Commons* [online]. [cit. 26.11.2020]. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CP\\_steam\\_loco.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CP_steam_loco.jpg)
- [7] *Markers Lab*. [online]. Praha 6: ©2016, [cit. 04.01.2021]. Dostupné z: <https://makerslab.cz/typy-3d-tiskaren/>
- [8] *Materialise*. Laserové sintrování [online]. ©2021 Materialise, [cit. 15.05.2021]. Dostupné z: [materialise.com/cs/manufacturing/technologie-materialy-a-dokoncovaci-upravy/laserove-sintrovani](https://www.materialise.com/cs/manufacturing/technologie-materialy-a-dokoncovaci-upravy/laserove-sintrovani)
- [9] Ricoh. [online]. ©Ricoh, [cit. 04.01.2021]. Dostupné z: <https://rapidfab.ricoh-europe.com/technologies/fused-deposition-modelling/>
- [10] Z. C. OTER, Y. GENCER, M. TARAKCI. Microstructure evolution and surface quality of laser-sintered maraging steel parts produced on different building platform positions. [online] 18 October 2019, [cit. 07. 2. 2021]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2019.163568>
- [11] I. YADROITSEY, I. SMURNOV. Surface Morphology in Selective Laser Melting of Metal Powders. *Physics Procedia* [online] 15 April 2011, 264-270 [cit. 14. 2. 2020]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.phpro.2011.03.034>
- [12] M. ZÍTKO. Vagóny. [online]. Nové Město nad Metují: [cit. 22.01.2021]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/vagony/energie.html>
- [13] M. VINTR. *Trakční vlastnosti lokomotivy s velkým instalovaným výkonem*. Plzeň, 2017. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Fakulta elektrotechnická.
- [14] *Materialise*. Multi Jet Fusion [online]. ©2021 Materialise, [cit. 15.05.2021]. Dostupné z: <https://www.materialise.com/cs/manufacturing/technologie-materialy-a-dokoncovaci-upravy/multi-jet-fusion>
- [15] *Materialise*. Stereolitografie [online]. ©2021 Materialise, [cit. 15.05.2021]. Dostupné z: <https://www.materialise.com/cs/manufacturing/technologie-materialy-a-dokoncovaci-upravy/stereolitografie>
- [16] *Materialise*. 3D tisk kovů [online]. ©2021 Materialise, [cit. 15.05.2021]. Dostupné z: <https://www.materialise.com/cs/manufacturing/technologie-materialy-a-dokoncovaci-upravy/3d-tisk-kovu>

## Seznam obrázků

Obr. 1: Lokomotiva Jupiter [6] .....	9
Obr. 2: Schéma 3D tisku technologií FDM [9] .....	13
Obr. 3: Schéma průběhu 3D tisku technologií SL [15] .....	14
Obr. 4: Schéma průběhu 3D tisku technologií SLS [8] .....	14
Obr. 5: Schéma průběhu 3D tisku technologií DMLS [16] .....	15
Obr. 6: Schéma průběhu 3D tisku technologií MJF [14] .....	15
Obr. 7: Průřez součástí s rozdílnou vzdáleností drah laseru [11] .....	16
Obr. 8: Návrh vzhledu lokomotivy .....	18
Obr. 9: Vnitřní prostor ("strojovna") lokomotivy .....	18
Obr. 10: Návrh modelu lokomotivy s pohyblivými díly .....	19
Obr. 11: Pohyblivá část - válce s pohyblivými písty .....	19
Obr. 12: Umístění lokomotivy na platformě tiskárny .....	20
Obr. 13: Podpěry ve spodní části lokomotivy .....	21
Obr. 14: Podpěry v řezu rovinou symetrie .....	21
Obr. 15: Podpěry u předního dvojkolí .....	21
Obr. 16: Díly děleného předního dvojkolí .....	21
Obr. 17: Vnější design lokomotivy PŘED optimalizací .....	22
Obr. 18: Vnější design lokomotivy PO optimalizaci .....	22
Obr. 19: Vnitřek lokomotivy PŘED optimalizací .....	23
Obr. 20: Vnitřek lokomotivy PO optimalizaci .....	23
Obr. 21: Řez válci pístů PŘED optimalizací .....	23
Obr. 22: Řez válci pístů PO optimalizaci .....	23
Obr. 23: Řez komínem PŘED optimalizací .....	24
Obr. 24: Řez komínem PO optimalizaci .....	24
Obr. 25: Žebra podepírající lávku .....	24
Obr. 26: Žebra podepírající střechu .....	25
Obr. 27: Držák přední nápravy PŘED optimalizací .....	25
Obr. 28: Držák přední nápravy PO optimalizaci .....	25
Obr. 29: Tělo lokomotivy PŘED odlehčením .....	26
Obr. 30: Tělo lokomotivy PO odlehčení .....	26
Obr. 31: Přední část lokomotivy PO odlehčení .....	27
Obr. 32: Přední část lokomotivy PŘED odlehčením .....	27
Obr. 33: Vnitřní prostor PŘED odlehčením .....	27
Obr. 34: Vnitřní prostor PO odlehčení .....	27
Obr. 35: Držák přední nápravy PŘED odlehčením .....	27
Obr. 36: Držák přední nápravy PO odlehčení .....	27
Obr. 37: Podpěry po jejich minimalizaci .....	28
Obr. 38: Model lokomotivy s vytvořenou sítí pro simulaci .....	29
Obr. 39: Vyznačení předpokládaných deformací vznikajících při tisku .....	30
Obr. 40: Graf rizika kolize .....	30
Obr. 41: Riziková místa s pravděpodobností kolize .....	31
Obr. 42: Úprava na základě podkladů ze simulace .....	31
Obr. 43: Schéma pro výpočet tažné síly .....	32
Obr. 44: Závislost součinitele adheze na rychlosti [13] .....	33
Obr. 45: Schéma pro výpočet adhezní síly .....	33
Obr. 46: Uložení elektromotoru .....	34
Obr. 47: Schéma řemenového převodu .....	36
Obr. 48: Hnaná řemenice na hřídeli .....	36

Obr. 49: Hnací řemenice s elektromotorem .....	36
Obr. 50: Schéma planetového převodu .....	37
Obr. 51: Návrh korunového kola.....	38
Obr. 52: Geometrie vnitřního ozubení [5].....	38
Obr. 53: Návrh centrálního kola.....	39
Obr. 54: Geometrie vnějšího ozubení [5].....	39
Obr. 55: Návrh satelitu .....	40
Obr. 56: Sestava planetového převodu.....	41
Obr. 57: Řemenice pro 3D tisk.....	42
Obr. 58: Řez planetovou převodovkou přizpůsobenou pro 3D tisk.....	42
Obr. 59: Řez planetovou převodovkou po odlehčení .....	42
Obr. 60: Řez zadní částí lokomotivy .....	43
Obr. 61: Řez rovinou symetrie procházející axiálním ložiskem mezi přední nápravou a tělem lokomotivy .....	43
Obr. 62: Schéma zatížení hřídele od předepínací síly .....	45
Obr. 63: Schéma zobrazující použité veličiny.....	45
Obr. 64: Schéma zobrazující použité veličiny.....	46
Obr. 65: Schéma pro kontrolu od zatížení vlastní tíhou.....	47
Obr. 66: Výsledek tisku planetové převodovky metodou FDM .....	49
Obr. 67: Výsledek tisku těla lokomotivy metodou MJF .....	50
Obr. 68: Výsledek tisku planetové převodovky metodou MJF.....	50
Obr. 69: Výsledek tisku planetové převodovky metodou DMLS .....	51
Obr. 70: Výsledek tisku těla lokomotivy metodou DMLS .....	52
Obr. 71: Vada vzniklá při tisku těla lokomotivy metodou DMLS.....	52
Obr. 72: Sestava modelu lokomotivy v CAD softwaru Solidworks .....	53
Obr. 73: Umístění řemenového převodu a pohonu uvnitř "strojovny" .....	53
Obr. 74: Sestava modelu lokomotivy po kompletaci .....	54
Obr. 75: Umístění řemenic a pohonu uvnitř "strojovny" .....	54

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Značení modelových železnic [3] .....	12
Tabulka 2: Značení modelových úzkorozchodných železnic [3].....	12
Tabulka 3: Rozhodovací tabulka.....	35
Tabulka 4: Dovolena namáhání pro použité materiály .....	44

## Seznam příloh

PŘÍLOHA č. 1: Převodové mechanismy .....	i
PŘÍLOHA č. 2: Výkres sestavy modelu dopravního prostředku (Lokomotivy) .....	xxviii

## **PŘÍLOHA č. 1**

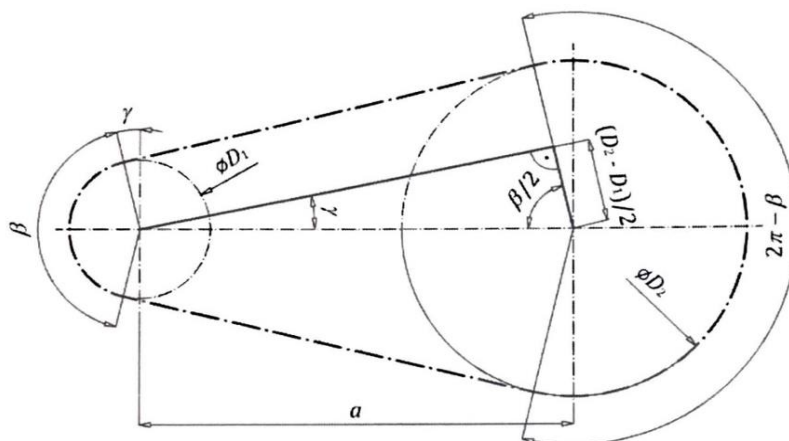
### **Převodové mechanismy**

## I Nepřímé převody

Vloženým členem u těchto převodů je řemen, řetěz nebo lano, propojující hnací a hnaný člen. U třecích převodů, kde je vloženým členem řemen nebo lano, může docházet k prokluzu, na rozdíl od řetězových převodů, kde mezery článků musí být synchronizovány se zuby ozubeného kola. [4]

### I.I Řemenové převody

Řemenové převody ploché a klínové fungují na principu tření, výjimkou je převod ozubeným řemenem, kdy je využíván tvarový styk. Účinnost tohoto převodu se pohybuje mezi 95 ÷ 98 %. Základními prvky převodu jsou minimálně dvě řemenice (hnací a hnaná) a řemen. Díky vloženému členu je možné jedním hnacím členem pohánět několik hnaných členů. Velikost řemenu závisí na tahové síle a potřebném tření. Tření je ovlivněno šířkou řemenu, jeho tvarem (Obr. 9), úhlem opásání řemenic (Obr. 8), materiálem stykových ploch, přítlakovou silou řemenu na řemenici a rychlostí. Kvůli přítlakové síle řemene na řemenici dochází k namáhání ložisek, která musí být dimenzována s přihlédnutím k velikosti této síly. [4][5]



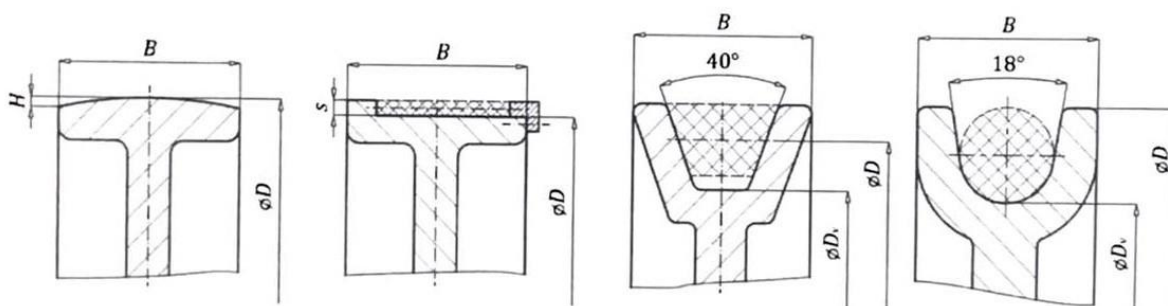
Obr. I: Schéma pro výpočet úhlu opásání a délky řemene [5]

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2}$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}$$

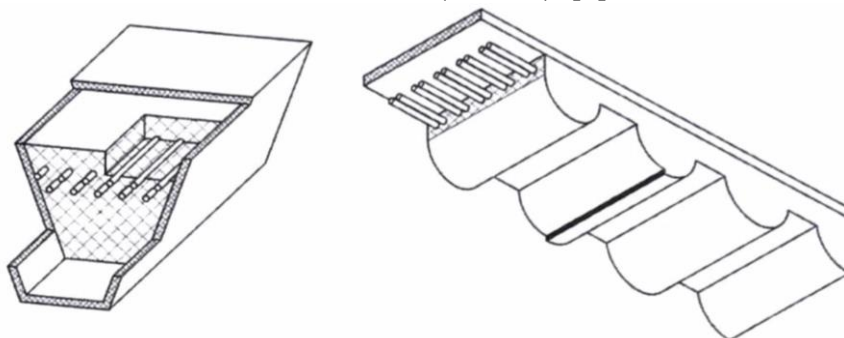
$$L = 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{D_1}{2} \cdot \beta + \frac{D_2}{2} \cdot (2 \cdot \pi - \beta)$$

$F$  ... Obvodová síla [N]  
 $M_k$  ... Kroučící moment [Nm]  
 $D$  ... Průměr řemenic [m]  
 $\beta$  ... Úhel opásání řemenice [°] [rad]  
 $a$  ... Osová vzdálenost řemenic [m]  
 $L$  ... Délka řemenu [m]



Obr. II: Věnce řemenic pro plochý, klínový a kruhový řemen [5]

Při volbě materiálu je potřeba uvažovat namáhání řemenu na tah a ohyb a zároveň součinitel tření mezi řemenem a řemenicí. Jednoduché řemeny jsou vyráběny z kůže, pryže, textilních vláken, plastů nebo ocelových pásků. Ne vždy ale tyto řemeny vyhoví pevnostním nebo třecím požadavkům. Následuje použití řemenů tvořených více vrstvami s vyztužením nosnými vlákny. Povrchová vrstva je nejčastěji pryžová, kvůli dobrým třecím vlastnostem. Jádro tvoří tažná vrstva s vysokou pevností zachycující vzniklé síly, obvykle se jedná o tkaninu, kordová, sklolaminátová nebo uhlíková vlákna (Obr. 10). [5]



Obr. III: Průřez řemeny s nosnými vlákny [5]

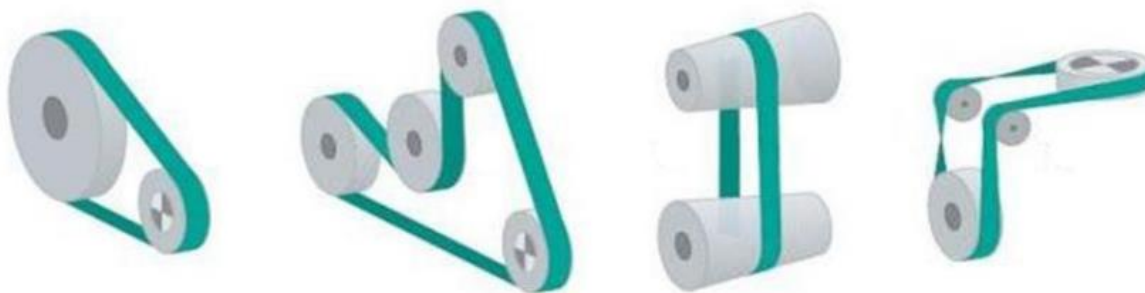
Životnost pohonu může být snížena mnoha faktory. Jedním z nejčastějších je příliš malé nebo naopak příliš velké napnutí řemenů. Dále také špatná ochrana před okolními mechanickými a chemickými vlivy, jako jsou oleje, mazadla nebo cizí předměty. Životnost řemenu pak závisí na ohybové frekvenci, která musí být menší než dovolená ohybová frekvence udávaná výrobcem. [5]

$$f_o = \frac{v \cdot z}{L}$$

$f_o$ ... Ohybová frekvence [1/s]
$v$ ... Obvodová rychlost [m/s]
$z$ ... Počet řemenic [-]
$L$ ... Délka řemenu [m]

### I.I.I Ploché řemeny

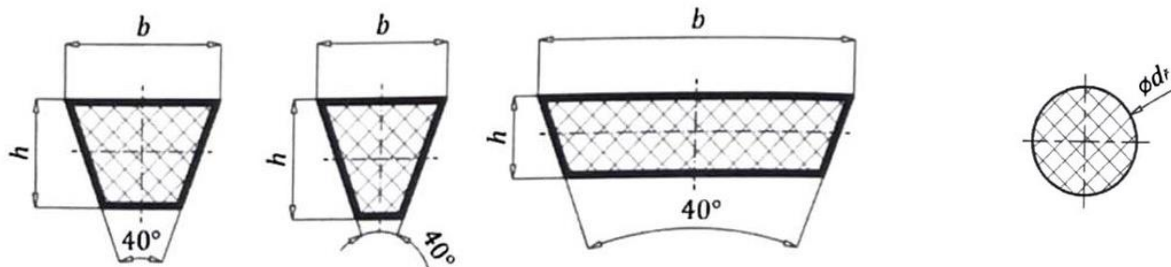
Pomocí plochých řemenů je možné zajistit přenos krouticího momentu mezi řemenicemi v nejrůznějších polohách a vzdálenostech (Obr. 11). Při nerovnoběžném uspořádání řemenic je nutné zajistit boční vedení řemenu na řemenicích, aby nedošlo by k jeho spadnutí. Řemeny jsou spojovány lepením, sešitím, svařením nebo za pomoci kovových spojek. U třecích převodů může dojít ke skluzu, který je žádoucí v případě ochrany soustavy před přetížením. Nežádoucím se stává v případě, že k němu dochází například nedostatečným třením nebo vlivem opotřebování komponent, čímž pak snižuje účinnost převodu. [5]



Obr. IV: Polohy řemenic [4]

### I.I.II Klínové řemeny

Řemenice jsou vyrobeny s drážkami, odpovídajícími tvaru řemenu (Obr. 12). Drážky zajišťují jeho vedení, a je tudíž možné umístit několik řemenů vedle sebe. Často jsou využívány pro vysokorychlostní převody a mají lichoběžníkový průřez. Výjimečně jsou používány řemeny kruhového průřezu, výhradně u malých a jemných převodů. [4]



Obr. V: Klínové řemeny různých průřezů [5]

### I.I.III Ozubené řemeny

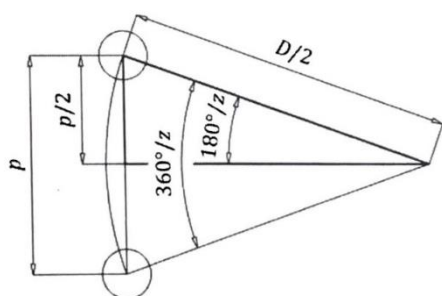
Ozubené řemeny zajišťují synchronní převod tvarovým stykem (Obr. 13). Díky tomu nemusí být řemen napnut mezi řemenicemi tak velkou silou jako tomu je u třecích převodů, u kterých je potřeba vyvodit dostatečně veliké tření pro přenos požadovaného krouticího momentu. Z toho důvodu nedochází k tak vysokému namáhání ložisek v uloženích řemenic.



Obr. VI: Ozubený řemen [5]

## I.II Řetězové převody

Přenos pohybu mezi hnacím a hnaným členem zajišťuje řetěz, který zapadá mezi zuby na hnacím i hnaném členu (Obr. 14). Výhodou je, že nedochází ke skluzu a jeho účinnost dosahuje až 98 %. Řetězový převod je jak chemicky, tak mechanicky odolný, proto ho lze použít v prostředích s nedostatečnou ochranou proti vlhkosti a drobným nečistotám. Nevýhodou je větší hlučnost chodu, protože se řetěz obvykle vyrábí z kovu, méně často pak z plastu. Řetězový převod je možné využít pro pohon více rovnoběžných hřídelů jedním hnacím členem. Řetězová kola mají obvykle kvůli standardně používaným řetězům některé rozměry normalizované dle ČSN 01 4811. [5]

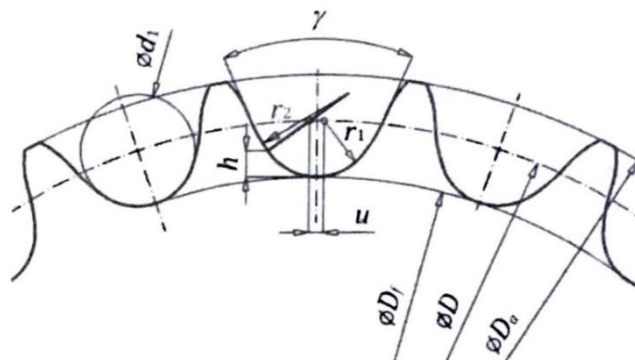


$D$  ... Průměr roztečné kružnice [m]  
 $p$  ... Rozteč zubů [m]  
 $z$  ... Počet zubů kola [-]

$$D = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Obr. VII: Schéma pro určení roztečné kružnice [5]

Tvar zubů je volen tak, aby docházelo k záběru, při kterém se řetěz dotýká paty zubu a dna zubové mezery a nepřichází do kontaktu s hlavou zubu. Kvůli možnosti zajistit obousměrný chod, jsou zuby voleny souměrné, musí být ale přizpůsobeny tvaru použitého řetězu (Obr. 15). Řetěz nebývá předepnut, pouze napnut, tudíž jsou ložiska v řetězových kolech namáhána mnohem méně než u třecích převodů. Pokud by byl řetěz předepnut, došlo by nejen k většímu namáhání ložisek, ale hlavně ke snížení účinnosti převodu. [5]



Obr. VIII: Geometrie zubu řetězového kola [5]

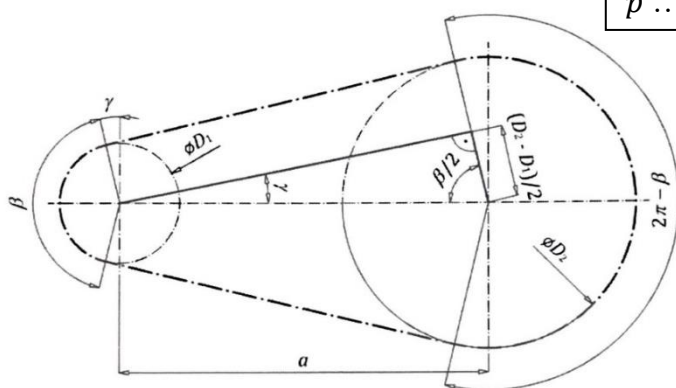
Stejně jako u řemenového převodu je zde potřeba znát úhel opásání a délku řetězu (Obr. 16). Rozdíl je v tom, že řetěz nelze mít jakkoliv dlouhý, ale je potřeba volit jeho délku jako násobek délky článků a následně pak přizpůsobit osovou vzdálenost. [5]

$$\cos \frac{\beta}{2} = \sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}$$

$$L = 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{D_1}{2} \cdot \beta + \frac{D_2}{2} \cdot (2 \cdot \pi - \beta)$$

$$X = \frac{L}{p}$$

$\beta$  ... Úhel opásání řetězového kola [°] [rad]  
 $D$  ... Průměr řetězových kol [m]  
 $a$  ... Osová vzdálenost řetězových kol [m]  
 $L$  ... Délka řetězu [m]  
 $X$  ... Počet článků řetězu  
 $p$  ... Rozteč zubů [m]



Obr. IX: Schéma pro výpočet úhlu opásání a délky řetězu [5]

### I.III Lanové převody

Tento převod je tvořen bubnem a kladkami propojenými lanem. Jejich použití je převážně u zvedacích zařízení jako jsou jeřáby, výtahy, lanovky a dopravníky. Z tohoto důvodu nebudou v této práci podrobněji popisovány. [4]



## II Přímé převody

Přímé převody se skládají ze dvou vzájemně se dotýkajících členů, hnacího a hnaného. K přenosu pohybu dochází využitím tvarových elementů nebo třením. Je možná transformace různých pohybů:

- rotační – rotační
- rotační – posuvný
- posuvný – rotační

V této práci bude využit pouze převod rotačního pohybu na rotační, tudíž bude kapitola zaměřena převážně na tuto oblast.

### II.I Převody s přímou vazbou využívající tvarových elementů

Jedná se o převodové mechanismy, které k přenosu pohybu využívají tvarového styku elementů. Tvarovým elementem jsou zuby, které jsou rozmístěny rovnoměrně po obvodu kol, aby byl zajištěn rovnoměrný a trvalý přenos pohybu z hnacího na hnaný člen. Nejznámějšími a nejpoužívanějšími ozubenými převody jsou ozubená soukolí, jejichž aktivní částí je ozubený věnec neboli ozubení. Speciálními případy jsou pak ozubené převody, kdy je ozubené kolo nahrazeno šnekem nebo hřebenem. Šnek je ozubené kolo malého průměru, u kterého se ozubení mění na závit a přenáší pohyb na šnekové kolo. [5]

Ozubené převody se liší vzájemnou polohou os spolu zabírajících kol.

- S rovnoběžnými osami
- S různoběžnými osami
- S mimoběžnými osami

### II.I.I Válcová (čelní) soukolí

Ozubení spolu zabírajících kol jsou vytvořena na válcových tělesech s rovnoběžnými osami rotace. Hlavní funkcí převodu je konstantní transformace mechanické energie, její velikosti, rychlosti a směru. Jedná se o nejpoužívanější převody, jejichž boky zubů se po sobě odvalují, čímž je dosaženo velmi vysoké účinnosti a přenosu velikých výkonů. Kvůli tvarovému styku je kladen důraz na přesnost a tuhost nejen zubů, ale i uložení, díky čemuž je výroba složitější a dražší. Při správné údržbě, která není nikterak náročná, má převod dobrou spolehlivost a životnost a může být i krátkodobě přetíženo. [5]

Soukolí lze dělit dle umístění ozubení na válci:

- Vnější soukolí – ozubení spolu zabírajících kol se nachází na vnější straně válců [5]
- Vnitřní soukolí – ozubení jednoho kola se nachází na vnější straně válce, druhé je vytvořeno na vnitřní straně dutého válce [5]

Dále je možné dělit soukolí dle sklonu zubů vzhledem k ose ozubeného kola:

- S přímými zuby – podélná osa zubů je rovnoběžná s osou rotace kola [5]
- S šikmými zuby – podélná osa zubů je skloněná vůči ose rotace (speciálním případem je ozubení s dvojitě šikmými zuby. V tomto případě jsou symetricky vytvořena dvě ozubení s opačným sklonem zubů) [5]

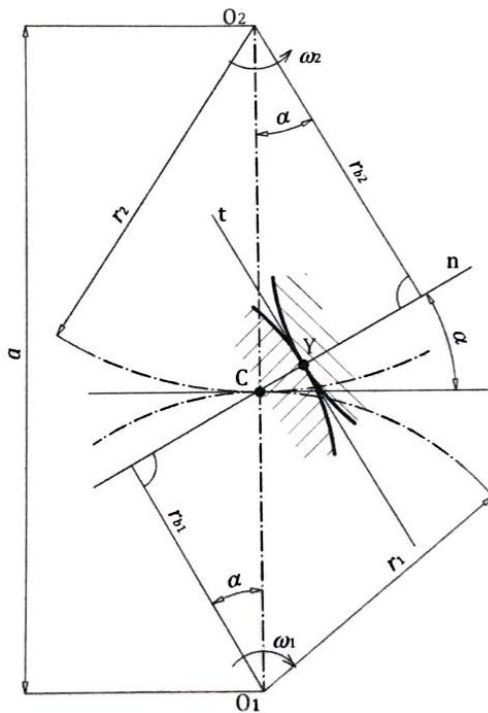


Obr. X: Válcová soukolí [5]

Schéma pro výpočet profilu spolu zabírajících zubů, které jsou základním prvkem ozubeného převodu, vznikne řezem kolmým na podélnou osu zubů (Obr. 18). Konstantní a plynulý převod páru na sebe dosedajících zubů se řídí základním zákonem ozubení. Pokud normála v kterémkoliv bodě profilu prochází stálým valivým bodem C, ležícím na spojnici středů ozubených kol, pak jsou boky zubů sdružené a platí vztah pro výpočet převodového poměru. [5]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1C} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

*i* ... Převodový poměr [-]  
*ω* ... Úhlová rychlost [rad/s]  
*OC* ... Střed ozubených kol, valivý bod  
*r* ... Poloměr kružnic [mm]  
*z* ... Počet zubů věnce [-]

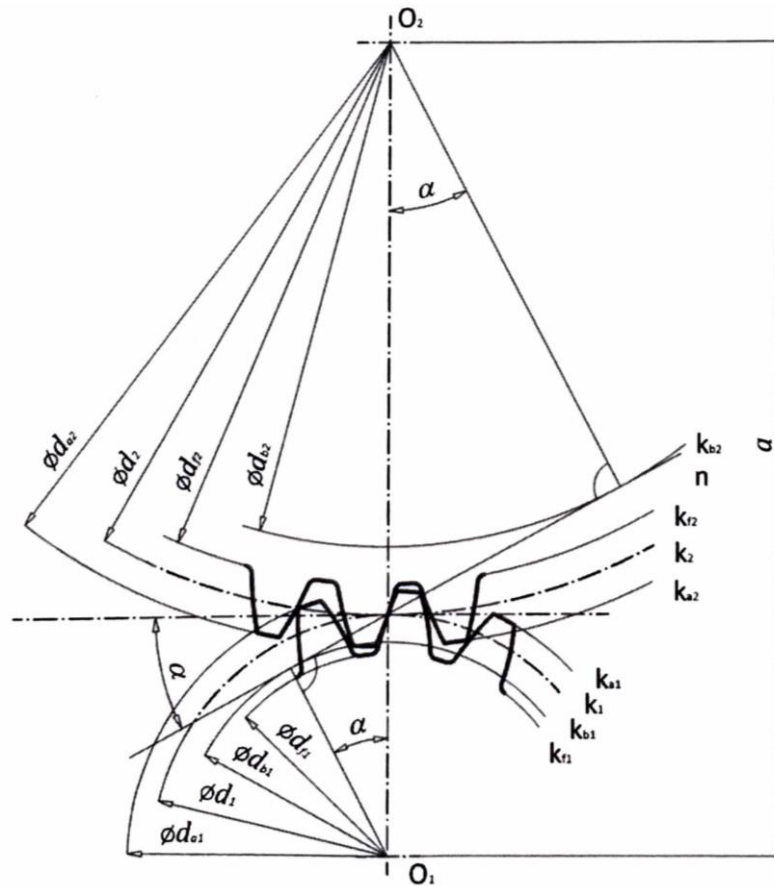


Obr. XI: Schéma základního zákona ozubení [5]

Zubové profily se liší svým tvarem, kterého může být dosaženo několika způsoby výroby. Nejuniverzálnějším způsobem je metoda přímá, jež je použitelná pro výrobu libovolného profilu. Dalšími specializovanějšími metodami jsou metody nepřímá trochoidní a nepřímá obálková. [5]

- Cykloidní – Ne příliš často používaný profil, složitý na výrobu, s vysokými nároky na přesnost. Vzniká odvalováním kružnice po kružnici. [5]
- Kruhový oblouk (Wildhaber-Novikovo ozubení) – Profil konkávního popřípadě konvexního tvaru je náročný na výrobu a přesnost. Může být použit pouze v šikmém ozubení a při malých rychlostech. Nesplňuje základní zákon ozubení, tedy konstantní převodový poměr, ale vyniká vysokou únosností. [5]
- Evolventní – Ve strojírenství nejčastěji používaný profil, necitlivý na montážní a provozní nepřesnosti. Vzniká odvalováním přímky po kružnici. [5]





Obr. XIII: Geometrie nekorigovaného soukolí [5]

Tabulka I: Základní geometrické charakteristiky pro vnější válcové nekorigované soukolí s přímými zuby [5]

N - nekorigovaná kola	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
základní parametry ozubení	$z_1$	$z_2$
	$m, \alpha, h_a^*, c_a^*$	
pro normalizované ozubení	$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
průměr roztečné kružnice	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_2 = m \cdot z_2$
průměr základní kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$
teoretická osová vzdálenost	$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$	
rozteč na roztečné kružnici	$p = \pi \cdot m$	
tloušťka zubu na rozteč. kružnici	$s_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
šířka zubové mezery na rozteč. kruž.	$e_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$e_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$

$$\cos \alpha_{y1,2} = \frac{d_{b1,2}}{d_{y1,2}} = \frac{d_{1,2} \cdot \cos \alpha}{d_{y1,2}}$$

$$s_{y1,2} = d_{y1,2} \cdot \left( \frac{s_{1,2}}{d_{1,2}} + ev\alpha - ev\alpha_{y1,2} \right)$$

$\alpha_y$  ... Úhel záběru na obecné kružnici [°]  
 $s_y$  ... Tloušťka zubu na obecné kružnici [mm]  
 $d_y$  ... Průměr obecné kružnice [mm]

Vypočtené rozměry tloušťky zubu a zubové mezery mohou být dále upraveny, aby vznikla vůle mezi spolu zabírajícími zuby, ve které bude rozprostřena vrstva maziva. Mezery lze dosáhnout také zvětšením osové vzdálenosti mezi spolu zabírajícími koly. Mazivo tlumí vibrace a eliminuje drobné deformace a posunutí vlivem např. nepřesnosti výroby nebo tepelné dilatace. [5]

$$j = c_p \cdot (\sqrt{a} \cdot 10^{-3})$$

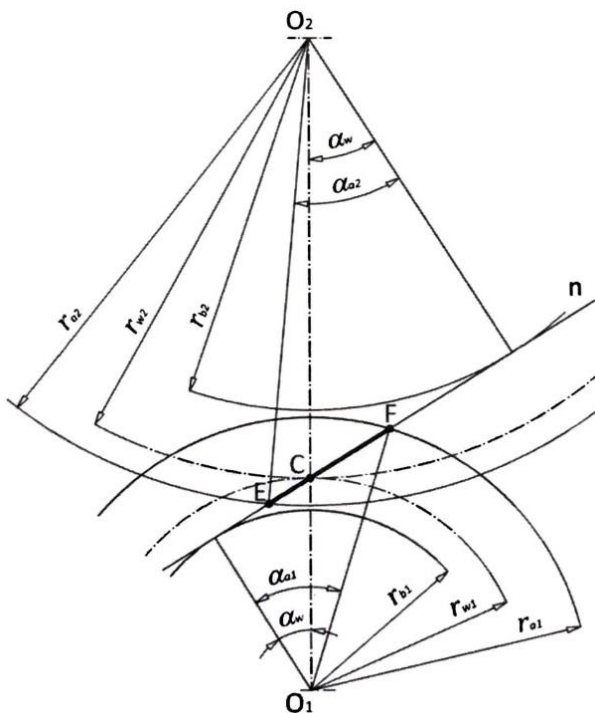
$j$  ... Boční vůle [mm]  
 $c_p$  ... Součinitel velikosti vůle [-]  
 $a$  ... Teoretická osová vzdálenost [mm]

Plynulost chodu je dána součinitelem trvání záběru a jeho podmínkou je  $\varepsilon_\alpha > 1,1$ . Znamená to, že 10 % délky záběru zabírají 2 páry zubů, zbytek pak pouze 1 pár. [5]

$$\overline{EF} = r_{b1} \cdot (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + r_{b2} \cdot (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{EF}}{p_b} = \frac{z_1 \cdot (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_2 \cdot (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)}{2 \cdot \pi}$$

$\overline{EF}$  ... Záběrová úsečka [mm]  
 $r$  ... Poloměr kružnic ozubení [mm]  
 $\alpha$  ... Úhel záběru [°]  
 $\varepsilon_\alpha$  ... Souč. trvání záběru evolventy [-]  
 $p_b$  ... Rozteč na zákl. kružnici [mm]  
 $z$  ... Počet zubů [-]



Obr. XIV: Součinitel trvání záběru [5]

### II.1.1.II Základní geometrie přímého vnitřního ozubení

Vnitřní ozubení se od vnějšího liší ozubeným kolem s vnitřním ozubením, ve kterém obíhá pastorek s vnějším ozubením a rovnoběžnou osou. Na první pohled je soukolí odlišné, ale základní výpočty jsou stejné jako u ozubení vnějšího. [5]

$$\alpha = 20^\circ \dots (\text{dle ČSN 01 4608})$$

$$p = s + e$$

$$h = h_a + h_f$$

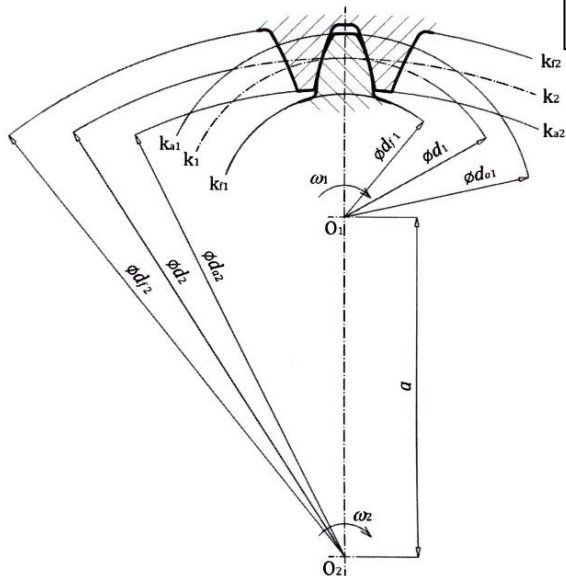
$\alpha$  ... Úhel záběru [ $^\circ$ ]

$p$  ... Rozteč [mm]

$s, e$  ... Vzdálenost sousedních bodů zubů [mm]

$m$  ... Modul [mm]

$h$  ... Výška zuby [mm]



Tato soukolí vynikají menším opotřebením a hlučností díky lepším klzným poměrům dotykových ploch. Aby nedošlo ke kolizi mezi vnějšími zuby pastorku a vnitřními zuby kola zmenšuje se výška zuby o hodnotu  $k \cdot m$ . Obvykle se tento problém projeví už při montáži, když nelze vložit kola do záběru v požadované vzdálenosti. [5]

Obr. XV: Geometrie vnitřního ozubení [5]

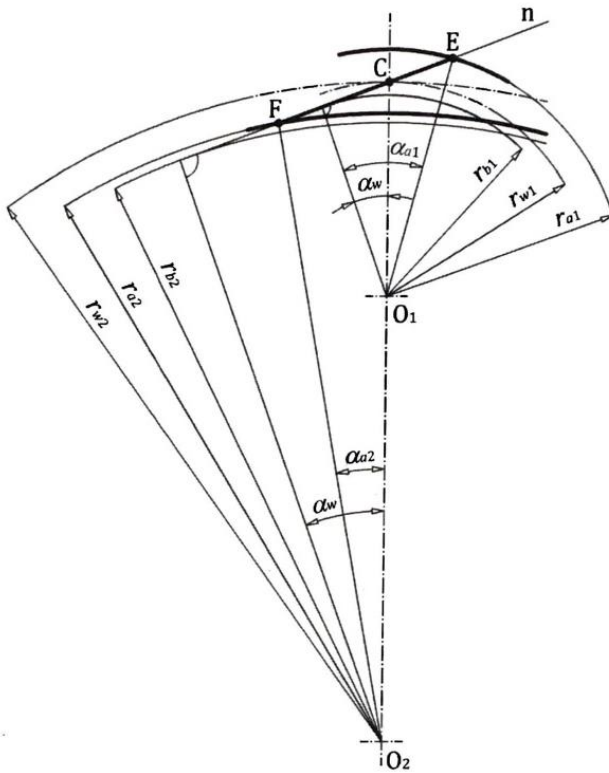
Tabulka II: Základní geometrické charakteristiky pro vnitřní válcové nekorigované soukolí s přímými zuby [5]

N - nekorigovaná kola	pastorek - kolo 1 vnější ozubení	kolo - kolo 2 vnitřní ozubení
	$z_1$	$z_2$
	$m, \alpha, h_a^*, c_a^*$	
pro normalizované ozubení	$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
průměr roztečné kružnice	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_2 = m \cdot z_2$
průměr základní kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot h_a^*$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$
teoretická osová vzdálenost	$a = 0,5 \cdot (d_2 - d_1)$	
rozteč na roztečné kružnici	$p = \pi \cdot m$	
tloušťka zuby na rozteč. kružnici	$s_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
šířka zubové mezery na rozteč. kruž.	$e_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$e_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
tloušťka zuby na obecné kružnici	$s_{y1,2} = d_{y1,2} \cdot \left( \frac{s_{1,2}}{d_{1,2}} \pm \text{eva} \mp \text{eva}_{y1,2} \right)$	

Stejně jako u vnějšího ozubení, tak i zde je počítána plynulost chodu. Použity jsou i totožné výpočtové vztahy.

$$\overline{EF} = r_{b1} \cdot (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + r_{b2} \cdot (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\overline{EF}}{p_b} = \frac{z_1 \cdot (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_2 \cdot (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)}{2 \cdot \pi}$$



$\overline{EF}$  ... Záběrová úsečka [mm]  
 $r$  ... Poloměr kružnic ozubení [mm]  
 $\alpha$  ... Úhel záběru [°]  
 $\varepsilon_{\alpha}$  ... Souč. trvání záběru evolventy [-]  
 $p_b$  ... Rozteč na zákl. kružnici [mm]  
 $z$  ... Počet zubů [-]

Obr. XVI: Součinitel trvání záběru [5]



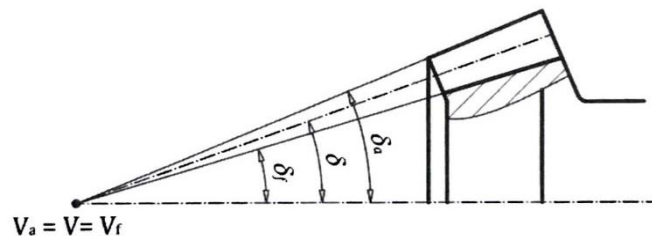
## II.I.II Kuželová soukolí

Slouží k přenosu krouticího momentu z hnacího členu na hnaný, kdy jsou osy rotace jednotlivých kol různoběžné. Ozubení se nachází na kuželových plochách spoluzabírajících kol, výjimečně se používá soukolí s jedním rovinným kuželovým kolem. Ozubení lze dělit podle vzájemné polohy podélné osy zubu s osou kužele. Vynikají vysokou účinností až 96 %, dobrou životností a spolehlivostí, a také krátkodobou přetížitelností. Jejich nevýhodou je nutnost mazání a chlazení, nároky na přesnost a tuhost uložení. Dále v závislosti na použitém materiálu je to hlučnost a neschopnost tlumit vibrace a rázy. [5]

- Ozubení s přímými zuby – „Podélná osa zubů je rovnoběžná s přímkou směřující do vrcholu kužele.“ [5]
- Ozubení se šikmými (šroubovými) zuby – „Podélná osa zubů je skloněná/nerovnoběžná s osou ozubení.“ [5]
- Ozubení se zakřivenými zuby – „Podélná boční křivka zubu je skloněná s osou ozubení.“ [5]

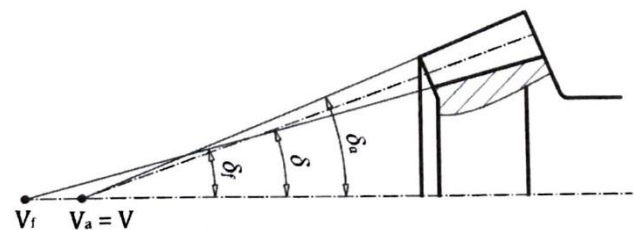
Další možnost dělení kuželových kol dle vzájemné polohy patního a hlavového kužele. [5]

- Typ 1 – Vrcholy kuželů se sbíhají ve stejném bodě, z čehož vyplývá, že je výška zubů směrem k tomuto bodu klesá. Nejvíce je tento typ profilu zubu používán pro přímé a šikmé ozubení. [5]



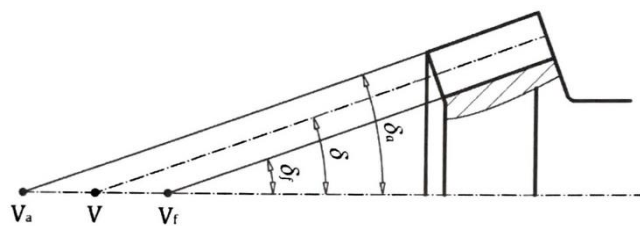
Obr. XVII: Kuželový věnec Typ 1 [5]

- Typ 2 – Vrcholy kuželů jsou vůči sobě posunuty tak, aby byla zachována konstantní šířka zubové mezery, v čehož vyplývá, že se šířka zubu směrem k vrcholu zmenšuje. Nejčastěji se tento typ zubového profilu používá u kuželových kol se zakřivenými zuby. [5]



Obr. XVIII: Kuželový věnec Typ 2 [5]

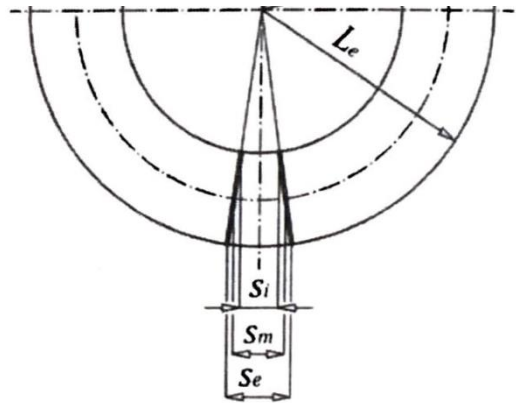
- Typ 3 – Všechny povrchové přímky kuželů jsou rovnoběžné, tudíž zůstává výška zubů konstantní. Tento typ zubového profilu se stejně jako Typ 2 používá u kuželových kol se zakřivenými zuby. [5]



Obr. XIX: Kuželový věnec Typ 3 [5]

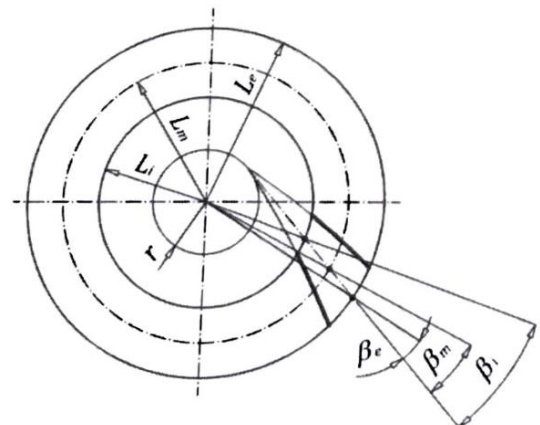
Podrobněji lze kuželová kola dělit podle křivky vedené podél boku zubu. [5]

- Kola s přímým ozubením – Přímka prochází středem kuželů.



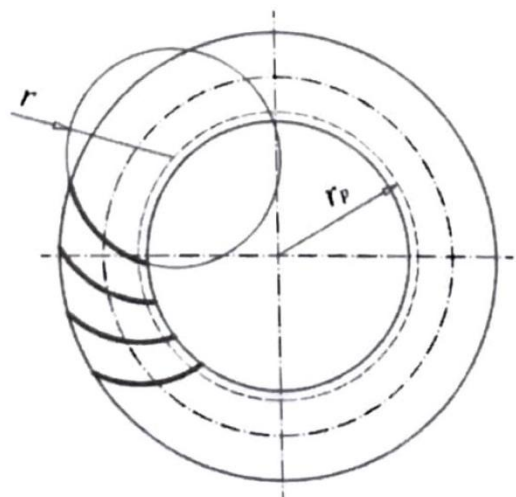
Obr. XX: Kolo s přímými zuby [5]

- Kola se šikmým ozubením – Přímka je tečná k pomocné kružnici a v případě kuželových kol se nejedná doslova o šikmé ozubení, ale spíše o šroubovici.



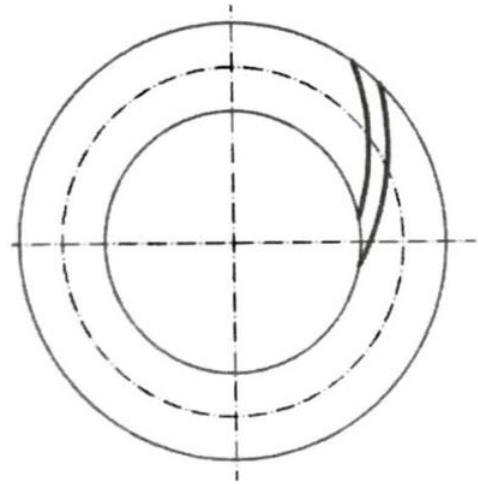
Obr. XXI: Kolo se šikmými zuby [5]

- Kola s kruhovými zuby (Gleason) – Křivka opisuje část kružnice se středem na pomocné kružnici, která má střed společný se středem kužele.



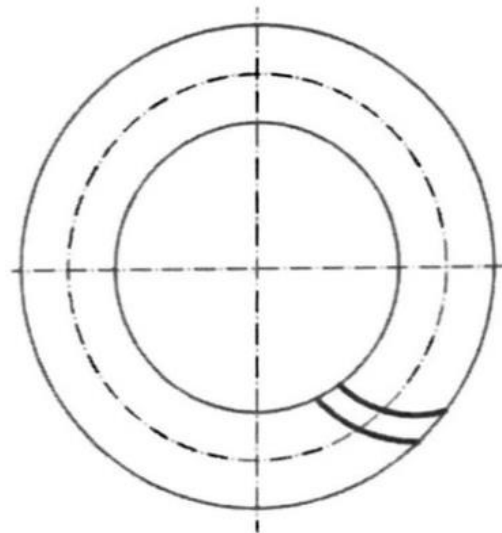
Obr. XXII: Kolo s kruhovými zuby Gleason [5]

- Kola s paloidními zuby (Klingelnberg) – Křivka je řízena prodlouženou evolventou, nazývanou se paloida.



Obr. XXIII: Kolo s paloidními zuby [5]

- Kola s eloidními zuby (Oerlikon, Spiromatic) – Křivka je řízena prodlouženou epicykloidou.

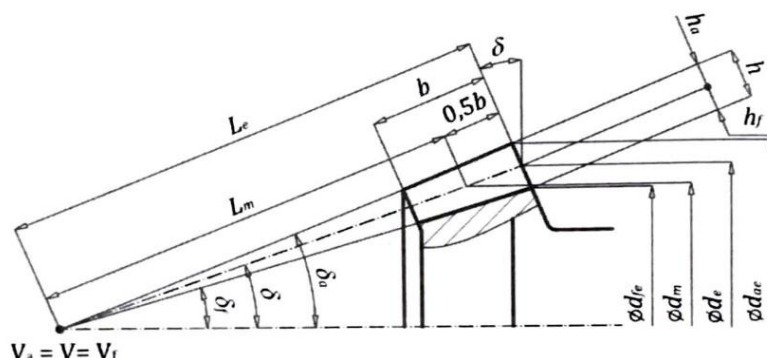


Obr. XXIV: Kolo s eloidními zuby [5]

### II.1.1.1 Základní geometrie ozubení

Většina rozměrů kuželových kol se váže na 3 důležité průměry. O který průměr se jedná lze poznat dle označení indexem. [5]

- Vnější průměr – e
- Střední průměr – m
- Vnitřní průměr – i



Obr. XXV: Rozměry kuželového kola [5]

$$\alpha_{te} = 20^\circ \text{ (dle ČSN 01 4608)}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$d_{e1,2} = z_{1,2} \cdot m_{te} = \frac{z_{1,2} \cdot m_e}{\cos \beta_e}$$

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae}^* \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

$$d_{fe1,2} = d_{e1,2} - 2 \cdot (h_{ae}^* + c_{ae}^*) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

$\alpha$  ... Úhel záběru [°]  
 $i$  ... Převodový poměr [-]  
 $\omega$  ... Úhlová rychlost [rad/s]  
 $\delta$  ... Vrcholový úhel kužele [°]  
 $z$  ... Počet zubů [-]  
 $d$  ... Průměr kružnice [mm]  
 $m$  ... Modul [mm]  
 $\beta$  ... Úhel sklonu zubu [°]  
 $h_{ae}^*$  ... Výška hlavy [-]  
 $c_{ae}^*$  ... Radiální vůle [-]

Tabulka III: Základní výškové geometrické charakteristiky [5]

Geometrická charakteristika	Jednotková velikost [-]	Skutečná velikost [mm]
Radiální vůle	$c_{ae}^* = 0,2$	$c_{ae} = c_{ae}^* \cdot m_{te} = 0,2 \cdot m_{te}$
Výška hlavy	$h_{ae}^* = 1$	$h_{ae} = h_{ae}^* \cdot m_{te} = m_{te}$
Výška paty	$h_{fe}^* = c_{ae}^* + h_{ae}^* = 1,2$	$h_{fe} = h_{fe}^* \cdot m_{te} = 1,2 \cdot m_{te}$
Poloměr zaoblení hlavy výrobního hřebene	$R_{fe}^* = 0,38$	$R_{fe} = R_{fe}^* \cdot m_{te} = 0,38 \cdot m_{te}$

Mezi rozměry na jednotlivých kružnicích existuje geometrická podobnost. [5]

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{m_m}{m_e} = \frac{h_m}{h_e} = \frac{L_m}{L_e}$$

Šířku ozubení je nutné volit s ohledem na to, aby zuby na malém průměru kola nebyly příliš tenké, protože by z hlediska únosnosti neměly význam a mohlo by dojít k jejich poškození. [5]

$$\psi_L = \frac{b}{L_e} = 0,25 \div 0,35$$

$\psi$  ... Poměrná šířka věnce [-]  
 $b$  ... Šířka ozubení [mm]  
 $L$  ... Kuželová vzdálenost [mm]

Tabulka IV: Základní geometrické charakteristiky pro kuželová kola Typ 1 - přímé ozubení [5]

Rozměry na vnější ploše	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
parametry kol	$z_1, \delta_1, b$	$z_2, \delta_2, b$
	$x_1 = x, \quad x_{\tau 1} = x_{\tau}$	$x_2 = -x, \quad x_{\tau 2} = -x_{\tau}$
parametry zák. profilu (na vnější čelní ploše)	$m_e$ – dle noramalizované řady $\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,20$	
počet zubů virtuálního kola	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$
minimální korekce	$x_{min} = \frac{z_m - z_v}{z_m}$	
podmínka N kol	$z_v \geq z_m = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2 \alpha} = 17$	
počet zubů rovinného kola	$z_c = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_2}$ , pro $\Sigma = 90^\circ$ platí $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
kuželová vzdálenost vnější	$L_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c$	
šířka věnce	$b = \psi_L \cdot L_e = (0,25 \div 0,35) \cdot L_e$	
průměr roztečné kružnice	$d_{e1} = m_e \cdot z_1$	$d_{e2} = m_e \cdot z_2$
průměr hlavové kružnice	$d_{ae1} = d_{1e} + 2 \cdot m_e \cdot (h_a^* + x_1) \cdot \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_{2e} + 2 \cdot m_e \cdot (h_a^* + x_2) \cdot \cos \delta_2$
průměr patní kružnice	$d_{fe1} = d_{1e} - 2 \cdot m_e \cdot (h_f^* - x_1) \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{2e} - 2 \cdot m_e \cdot (h_f^* - x_2) \cdot \cos \delta_2$
tloušťka zubu	$s_{e1} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1})$	$s_{e2} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 2})$
šířka zub. mezery	$e_{e1} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - x_{\tau 1})$	$e_{e2} = m_e \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - x_{\tau 2})$
Rozměry na střední ploše	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
kuželová vzdálenost střední	$L_m = L_e - 0,5 \cdot b = L_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)$	
průměr roztečné kružnice	$d_{1m} = d_{1e} \cdot \frac{L_m}{L_e}$	$d_{2m} = d_{2e} \cdot \frac{L_m}{L_e}$

Tabulka V: Základní geometrické charakteristiky pro kuželová kola Typ 1 - šikmé ozubení [5]

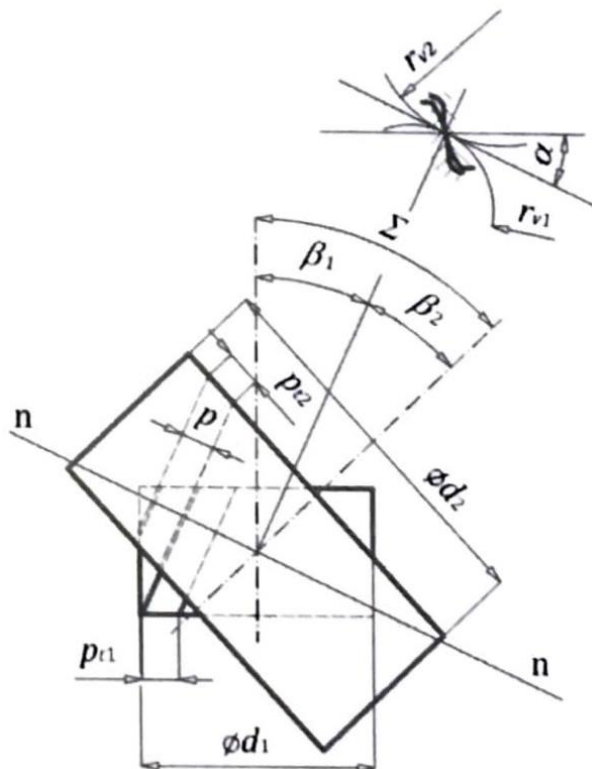
Rozměry na vnější ploše	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
parametry kol	$z_1, \delta_1, \beta_m, b$	$z_2, \delta_2, \beta_m, b$
	$x_1 = x, \quad x_{\tau 1} = x_\tau$	$x_2 = -x, \quad x_{\tau 2} = -x_\tau$
parametry základního profilu (na vnější čelní ploše)	$m_{te}$ – dle noramalizované řady $\alpha_t = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,20$	
počet zubů virtuálního kola	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m}$
minimální korekce	$x_{min} = \frac{z_m - z_v}{z_m}$	
podmínka N kol	$z_v \geq z_m = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2 \alpha_{nm}}$	
počet zubů rovinného kola	$z_c = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_2}$ , pro $\Sigma = 90^\circ$ platí $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
kuželová vzdálenost vnější	$L_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c$	
šířka věnce	$b = \psi_L \cdot L_e = (0,25 \div 0,35) \cdot L_e$	
průměr roztečné kružnice	$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1$	$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2$
průměr hlavové kružnice	$d_{ae1} = d_{1e} + 2 \cdot m_{te} \cdot (h_a^* + x_1) \cdot \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_{2e} + 2 \cdot m_{te} \cdot (h_a^* + x_2) \cdot \cos \delta_2$
průměr patní kružnice	$d_{fe1} = d_{1e} - 2 \cdot m_{te} \cdot (h_f^* - x_1) \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{2e} - 2 \cdot m_{te} \cdot (h_f^* - x_2) \cdot \cos \delta_2$
tloušťka zubu	$s_{e1} = m_{te} \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1})$	$s_{e2} = m_{te} \cdot (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 2})$
šířka zub. mezery	$e_{e1} = m_{te} \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - x_{\tau 1})$	$e_{e2} = m_{te} \cdot (0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - x_{\tau 2})$
Rozměry na střední ploše	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
kuželová vzdálenost střední	$L_m = L_e - 0,5 \cdot b = L_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)$	
průměr roztečné kružnice	$d_{1m} = d_{1e} \cdot \frac{L_m}{L_e}$	$d_{2m} = d_{2e} \cdot \frac{L_m}{L_e}$

### II.I.III Šroubová válcová soukolí

Ozubení spoluzabírajících kol jsou vytvořena na válcových tělesech s mimoběžnými osami. Vzdálenost těchto os je rovna součtu poloměrů „hrdlových“ kružnic. Soukolí jsou vyráběna válcová i kuželová, vyžadující přesné uložení. Hlavní funkcí převodu je konstantní transformace mechanické energie, její velikosti, rychlosti a směru. Jeho účinnost není moc vysoká, navíc je potřeba chlazení a mazání i při poměrně malém zatížení. [5]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1}$$

$i$  ... Převodový poměr [-]  
 $\omega$  ... Úhlová rychlost [rad/s]  
 $n$  ... Otáčky [ot/min]  
 $r$  ... Poloměr kružnic [mm]  
 $\beta$  ... Úhel os [°]



Obr. XXVI: Geometrie šroubového válcového soukolí [5]

Tabulka VI: Geometrické charakteristiky [5]

Geometrická charakteristika	Jednotková velikost [-]	Skutečná velikost [mm]
Radiální vůle	$c_a^* = 0,25$	$c_a = c_a^* \cdot m = 0,25 \cdot m$
Výška hlavy	$h_a^* = 1$	$h_a = h_a^* \cdot m = m$
Výška paty	$h_f^* = c_a^* + h_a^* = 1,25$	$h_f = h_f^* \cdot m = 1,25 \cdot m$
Poloměr zaoblení hlavy výrobního hřebene	$R_f^* = 0,38$	$R_f = R_f^* \cdot m = 0,38 \cdot m$

Modul i rozteč se různí v závislosti na rovině ve které se nachází.

Normálová rovina:

$$m = m_{n1} = m_{n2} = m_n$$

$$p = p_{n1} = p_{n2} = \pi \cdot m$$

Čelní rovina kola 1:

$$m_{t1} = \frac{m}{\cos \beta_1}$$

$$p_{t1} = \frac{p}{\cos \beta_1}$$

Čelní rovina kola 2:

$$m_{t2} = \frac{m}{\cos \beta_2}$$

$$p_{t2} = \frac{p}{\cos \beta_2}$$

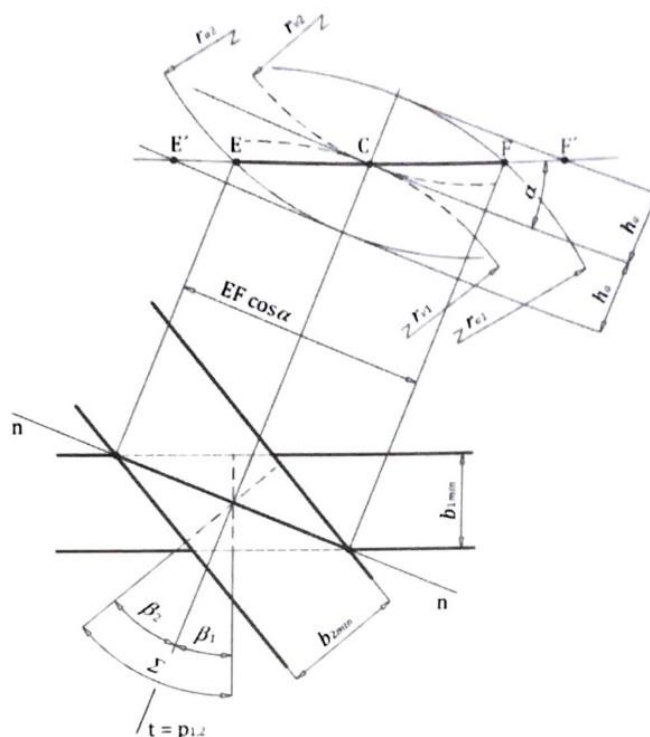
Pro přenos potřebné síly je třeba znát minimální tloušťku šířky kol, ale nedošlo k jejich poškození při zatížení vlivem právě příliš vysoké působící síly. Šířka kol vychází z délky záběrové úsečky (Obr. 34), ze které vychází také součinitel trvání záběru.

$$\overline{EF} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot m}{\sin \alpha}$$

$$b_{1,2min} = \overline{EF} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta_{1,2} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot m}{\tan \alpha} \cdot \sin \beta_{1,2}$$

$$\varepsilon = \frac{\overline{EF}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \geq 1,2$$

$m$  ... Modul [mm]  
 $p$  ... Rozteč [mm]  
 $\beta$  ... Úhel sklonu zubu [°]



$\overline{EF}$  ... Záběrová úsečka [mm]  
 $h_a^*$  ... Výška hlavy [-]  
 $m$  ... Modul [mm]  
 $\alpha$  ... Úhel záběru [°]  
 $b_{min}$  ... Minimální šířka kol [mm]  
 $\beta$  ... Úhel sklonu zubu [°]  
 $\varepsilon$  ... Souč. trvání záběru evolventy [-]

Obr. XXVII: Délka záběrové úsečky [5]



Tabulka VII: Základní geometrické charakteristiky pro šroubové válcové nekorigované soukolí [5]

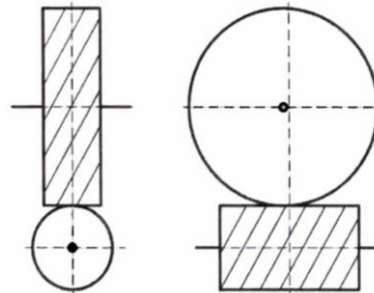
N - nekorigovaná kola	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
	$z_1$	$z_2$
	$m (m_n), \alpha(\alpha_n), \beta_{1,2}, h_a^*, c_a^*$	
pro normalizované ozubení	$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
čelní úhel záběru	$\operatorname{tg} \alpha_{t1,2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_{1,2}}$	
modul v čelní rovině	$m_{t1,2} = \frac{m}{\cos \beta_{1,2}}$	
průměr roztečné kružnice	$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_1}$	$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_2}$
průměr základní kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_{t1}$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_{t2}$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot h_a^*$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*)$
teoretická osová vzdálenost	$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$	
rozteč na roztečné kružnici	$p = \pi \cdot m$	
rozteč na roztečné kružnici v čelní rovině	$p_{t1,2} = \frac{\pi \cdot m}{\cos \beta_{1,2}}$	
tloušťka zubu na roztečné kružnici	$s_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
tloušťka zubu na roztečné kružnici v čelní rovině	$s_{t1} = \frac{s_1}{\cos \beta_1}$	$s_{t2} = \frac{s_2}{\cos \beta_2}$
šířka zubové mezery na roztečné kružnici	$e_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$	$e_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
šířka zub. mezery na roztečné kružnici v čelní rovině	$e_{t1} = \frac{e_1}{\cos \beta_1}$	$e_{t2} = \frac{e_2}{\cos \beta_2}$
minimální šířka	$b_{min1} = \overline{EF} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta_1$	$b_{min2} = \overline{EF} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta_2$
délka záběrové úsečky	$\overline{EF} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot m}{\sin \alpha}$	

## II.I.IV Šneková soukolí

Stejně jako ostatní převody slouží šneková soukolí k přenosu síly mezi hnacím a hnaným členem. Konstrukcí se nejvíce blíží šroubovému válcovému soukolí. Liší se pouze ozubením pastorku, které je v případě šnekového soukolí tvořeno šroubovicí a nazývá se šnek. Spoluzabírajícím prvkem je šnekové kolo, jehož osa spolu s mimoběžnou osou šneku v pohledu ve směru příčky uzavírá pravý úhel. Obě kola mohou mít válcový nebo globoidní tvar, z čehož vyplývá několik různých variací šnekových soukolí. [5]

- Válcový šnek + válcové šnekové kolo

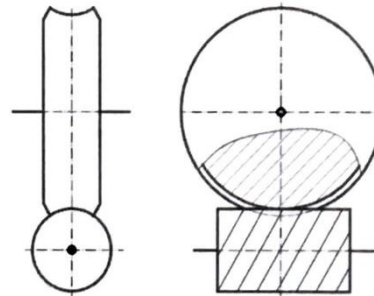
Ze všech možných variant je tento převod nejjednodušší na výrobu, ale jeho použití je omezeno pouze na bez silové převody, kvůli bodovému dotyku mezi spoluzabírajícími koly. [5]



Obr. XXVIII: Válcový šnek + válcové šnekové kolo [5]

- Válcový šnek + globoidní šnekové kolo

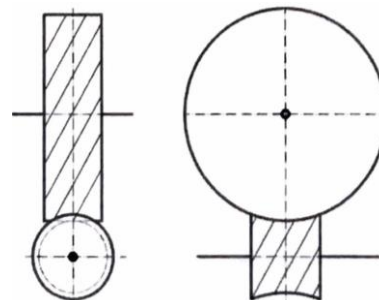
Tato varianta je nejvíce používána, díky nejlepšímu poměru mezi únosností převodu a výrobními náklady. [5]



Obr. XXIX: Válcový šnek + globoidní šnekové kolo [5]

- Globoidní šnek + válcové šnekové kolo

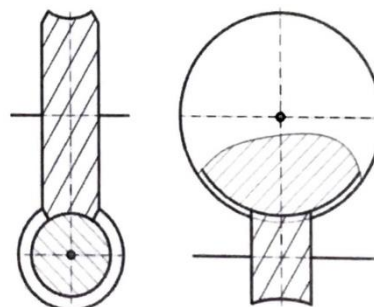
Výroba globoidního šneku je velmi náročná, proto se ve spojení s válcovým šnekovým kolem nevyužívá. [5]



Obr. XXX: Globoidní šnek + válcové šnekové kolo [5]

- Globoidní šnek + globoidní šnekové kolo

Soukolí sestavené z globoidního šneku spolu s globoidním šnekovým kolem představuje nejúnosnější šnekový převod, což je přímo úměrné výrobní ceně, která je velmi vysoká. Tento převod se tedy používá pouze v případech, kdy je to opravdu nezbytně nutné a není možné použít žádnou z výše uvedených variant. [5]



Obr. XXXI: Globoidní šnek + globoidní šnekové kolo [5]

Průměr šneku je vždy znatelně menší než průměr šnekového kola, díky čemuž je možné dosáhnout velkých převodových poměrů. Při správném uložení a mazání se jedná o nejtíšiší ozubené převody s dobrými tlumícími vlastnostmi a možností krátkodobého přetížení. Stejně jako závity, tak i šneky mohou být jednochodé nebo vícechodé a s pravotočivým nebo levotočivým stoupáním. [5]

Na úhlu stoupání šneku závisí modul i úhel záběru.

Čelní rovina:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_1} = \frac{m_n}{\cos(\frac{\pi}{2} - \gamma)} = \frac{m_n}{\sin \gamma}$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\sin \gamma}$$

$m$ ... Modul [mm]
$\beta$ ... Úhel sklonu zubu [°]
$\gamma$ ... Úhel stoupání šneku [°]
$\alpha$ ... Úhel záběru [°]

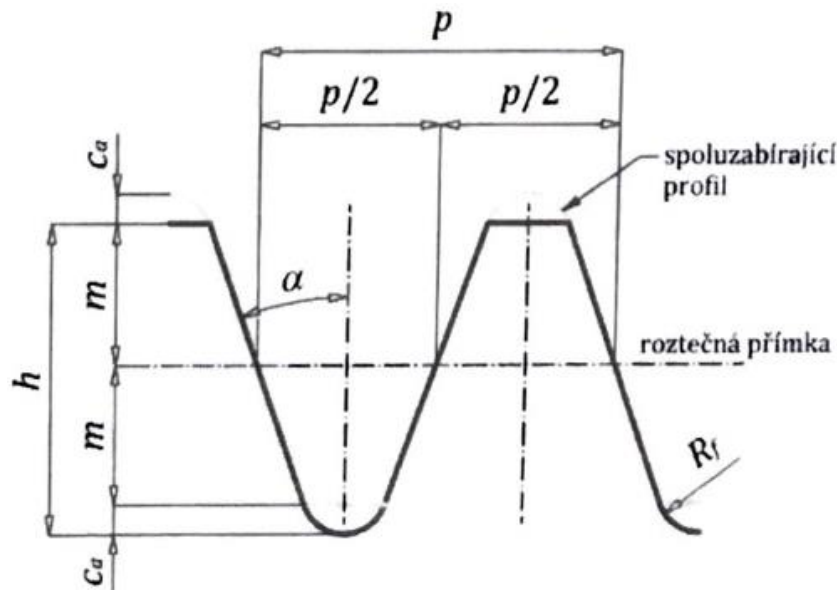
Osová rovina:

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{m_t \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma} = m_t \cdot \tan \gamma$$

$$\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$$

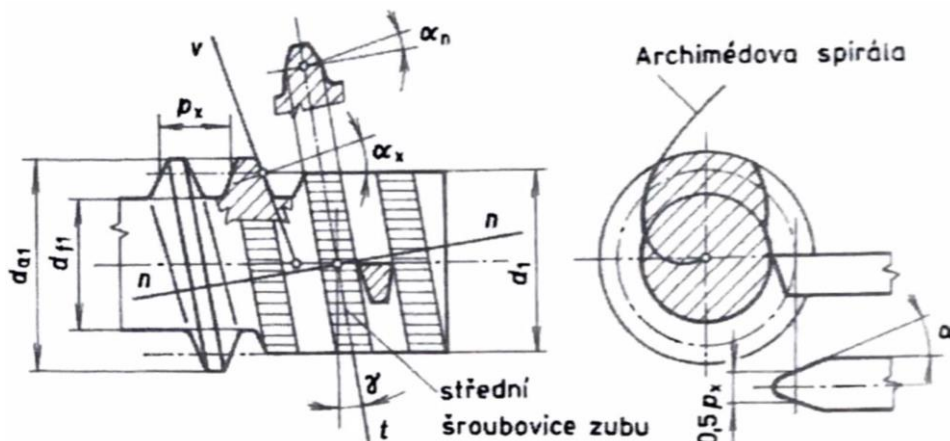
Dále se soukolí mohou lišit tvarem boční křivky zubu. [5]

- Základní ozubení – Boční křivkou je přímka. Jedná se o nejčastěji používaný profil, kvůli jednoduchosti výroby. [5]



Obr. XXXII: Základní profil ozubení šneku [5]

- Ozubení spirální – Boční křivkou v čelní rovině je Archimedova spirála, v osové rovině je to přímka a v normálové rovině vypouklá křivka. [5]

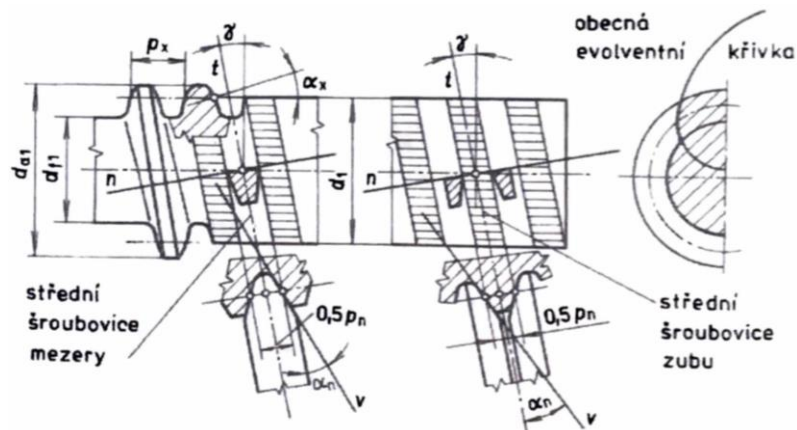


Obr. XXXIII: Spirální ozubení šneku [5]

Tabulka VIII: Geometrické charakteristiky šnekového soukolí s válčovým šnekem a spirálním ozubením [5]

	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
	$z_1, x_1 = 0$	$z_2, x_2 = x$
	$m_x, \alpha_x, \gamma, h_a^*, c_a^*$	
pro normalizované ozubení	$\alpha_x = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
průměr roztečné kružnice	$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\text{tg } \gamma} = m_x \cdot q$	$d_2 = m_x \cdot z_2$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_x \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_x \cdot (h_a^* + x)$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_x \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_x \cdot (h_a^* + c_a^* - x)$
průměr valivé kružnice	$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot m_x \cdot x$	$d_{w2} = d_2$
osová vzdálenost	$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + m_x \cdot x$	
tloušťka zubu osové rovině	$s_{x1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_x$	$s_{x2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_x + 2 \cdot m_x \cdot x \cdot \text{tg } \alpha_x$
tloušťka zubu normálové rovině	$s_{n1} = s_{x1} \cdot \cos \gamma$	$s_{n2} = s_{x2} \cdot \cos \gamma$
délka šneku	$l_1 \cong (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_x, z_1 < 4$ $l_1 \cong (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_x, z_1 \geq 4$	
šířka věnce šnek. kola	$b_2 \cong 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1, z_1 < 4$ $b_2 \cong 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1, z_1 \geq 4$	

- Ozubení obecné – Boční křivkou v čelní rovině je evolventa, v osové rovině je to vypouklá křivka a v normálové rovině přímka. [5]



Obr. XXXIV: Obecné ozubení šneku [5]

Tabulka IX: Geometrické charakteristiky šnekového soukolí s válcovým šnekem a obecným ozubením [5]

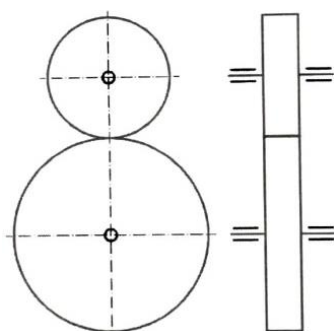
	pastorek - kolo 1	kolo - kolo 2
	$z_1, x_1 = 0$	$z_2, x_2 = x$
	$m_n, \alpha_n, \gamma, h_a^*, c_a^*$	
pro normalizované ozubení	$\alpha_n = 20^\circ, h_a^* = 1, c_a^* = 0,25$	
průměr roztečné kružnice	$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} = m_n \cdot q$	$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma}$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot h_a^*$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + x)$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^*)$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^* - x)$
průměr valivé kružnice	$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot x$	$d_{w2} = d_2$
osová vzdálenost	$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + m_n \cdot x$	
tloušťka zubu normálové rovině	$s_{n1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n$	$s_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2 \cdot m_n \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$
tloušťka zubu osové rovině	$s_{x1} = \frac{s_{n1}}{\cos \gamma}$	$s_{x2} = \frac{s_{n2}}{\cos \gamma}$
délka šneku	$l_1 \cong (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n, z_1 < 4$ $l_1 \cong (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_n, z_1 \geq 4$	
šířka věnce šnek. kola	$b_2 \cong 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1, z_1 < 4$ $b_2 \cong 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1, z_1 < 4$	

## II.II Převody s přímou vazbou využívající tření

Jedná se o nejstarší druh převodového mechanismu, který k přenosu síly z hnacího členu na hnaný využívá tření. Přenos síly je ovlivněn několika faktory, jimiž je součinitel tření mezi stykovými plochami, velikost styčné plochy a síla předepnutí. Zvýšení třecích účinků lze dosáhnout změnou tvaru spoluzabírajících kol, např. jejich rozšířením nebo vytvořením klínové drážky. Využití klínových drážek snižuje potřebnou přitlačnou sílu při stejném přenášeném výkonu. Obvykle jsou přenášeny menší výkony a při přetížení může dojít k prokluzu mezi členy, což chrání poháněné zařízení. Zároveň je převod poměrně tichý a schopný tlumit rázy nebo proměnlivé zatížení. Nevýhodou jsou velké nároky na uložení, kvůli nutnému předepnutí členů vůči sobě. [5]

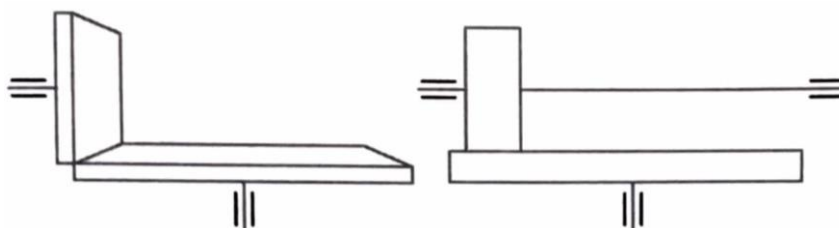
Třecí převody mohou mít různá konstrukční uspořádání dle vzájemné polohy os spoluzabírajících kol. [5]

- Rovnoběžné osy – Jedná se o nejběžnější třecí převod válcovými koly.



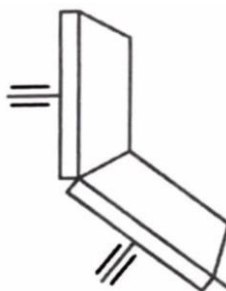
Obr. XXXV: Schéma třecího převodu s rovnoběžnými osami [5]

- Kolmé osy – Typické provedení jsou spoluzabírající kuželová kola, ale mohou být použita i válcová, kdy menší hnací válec přenáší otáčky na boční stěnu hnaného plochého válce. Tento přenos je použit u třecího variátorů, kdy posunem hnacího kola ke středu nebo naopak okraji hnaného válce dochází k plynulé změně převodu.



Obr. XXXVI: Schéma třecího převodu s kolnými osami [5]

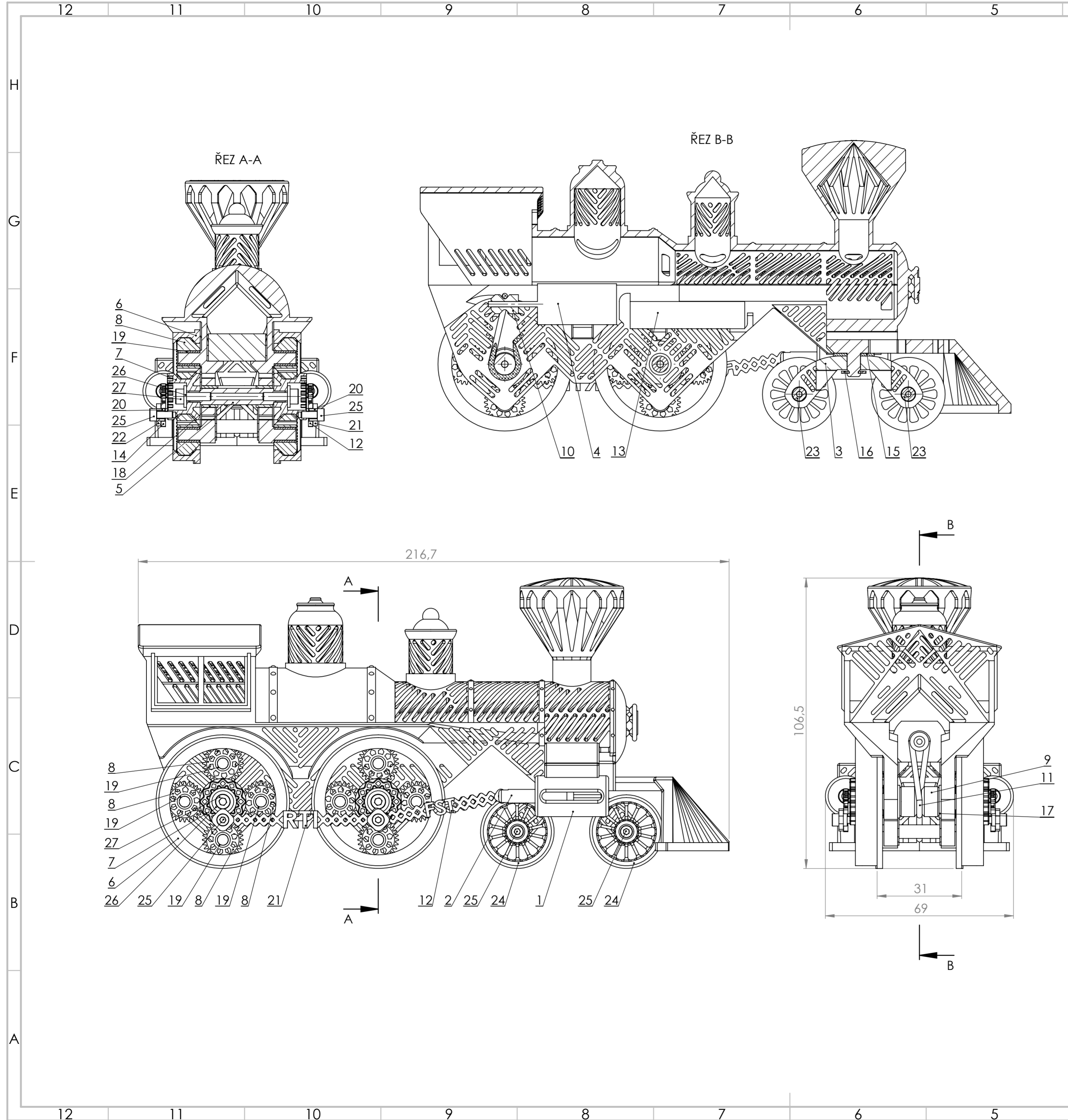
- Různoběžné osy – Třecí kola mají obvykle kuželovitý tvar, jehož vrcholový úhel závisí na úhlu mezi osami.



Obr. XXXVII: Schéma třecího převodu s různoběžnými osami [5]

## **PŘÍLOHA č. 2**

**Výkres sestavy modelu dopravního prostředku (Lokomotivy)**



Č. POLOŽKY	Č. DÍLU	NÁZEV	POČET KUSU
1	01_2021	TĚLO LOKOMOTIVY	1
2	02_2021	PÍST	2
3	03_2021	PŘEDNÍ NÁPRAVA	1
4	04_2021	ELEKTROMOTOR	1
5	05_2021	HŘÍDEL ZADNÍHO DVOJKOLÍ	1
6	06_2021_M05_Z84	KORUNOVÉ KOLO	4
7	07_2021_M05_Z28	CENTRÁLNÍ KOLO	4
8	08_2021_M05_Z28	SATELIT	16
9	09_2021	HNANÁ HŘÍDEL DVOJKOLÍ	1
10	10_2021	ŘEMENICE	1
11	N06102	ŘEMEN	1
12	11_2021	TÁHLO FST	1
13	YJ Li-pol 3,7V/700mAh	AKUMULÁTOR	1
14	11_2021_Z	TÁHLO FST ZRCADLENÉ	1
15	INA_AS_0515	AXIÁLNÍ LOŽISKO	1
16	KROUŽEK 4 ČSN 02 2929.00	TŘMENOVÝ KROUŽEK	1
17	GGB_KU_1006	KLUZNÉ POUZDRO PR10	2
18	GGB_KU_0606	KLUZNÉ POUZDRO PR6	2
19	GGB_KU_0408	KLUZNÉ POUZDRO PR4	16
20	SKF_PCM_030403	KLUZNÉ POUZDRO PR3	4
21	12_2021	TÁHLO RTI	1
22	12_2021_Z	TÁHLO RTI ZRCADLENÉ	1
23	13_2021	HŘÍDEL PŘEDNÍHO DVOJKOLÍ	2
24	14_2021	PŘEDNÍ KOLO	4
25	ŠROUB M2.5 x 6 ISO 4762	ŠROUB M2,5	8
26	PODLOŽKA 3 ISO 7089	PODLOŽKA POD M3	4
27	ŠROUB M3 x 10 ISO 4762	ŠROUB M3	4

PŘESNOST DLE ISO 2768	HMOTNOST: 135 KG	MĚŘÍTKO: 1:1	FORMÁT LISTU: A2	LIST 1 Z 1 LISTŮ
PROMÍTÁNÍ: EVROPSKÉ				
NAVRHL:	JMÉNO: KOLAŘÍKOVÁ DAMARIS	DATUM: 21.05.2021	PODPIS:	NÁZEV: SESTAVA LOKOMOTIVY
ZMĚNIL:				
SCHVÁLIL:				
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Č. ZAKÁZKY:	Č. VÝKRESU: 00_2021