



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

# **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**Zjednodušený 3D model samočinné  
převodovky ZF 4HP20**

**Simplified 3D model of automatic  
transmission ZF 4HP20**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2020**

**Stanislav ŠIMČÁK**

**Studijní program:** B2341 STROJÍRENSTVÍ

**Studijní obor:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem

**Vedoucí práce:** Ing. Jaroslav Kaněra

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Šimčák Jméno: Stanislav Osobní číslo: 437749  
Fakulta/ústav: Fakulta strojní  
Zadávací katedra/ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Konstruování podporované počítačem

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Zjednodušený 3D model samočinné převodovky ZF4HP20

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Zhotovte zjednodušený demonstrační 3D model samočinné převodovky ZF 4HP20. Nejprve popište reálnou převodovku, poté proveďte náležitá zjednodušení tak, aby bylo ústrojí 3D vytisknutelné, ovladatelné jedním člověkem a zároveň poskytovalo dostatečnou názornost při výuce. Model musí schematicky odpovídat skutečnému převodovému ústrojí. Vymodelujte 3D model, vytiskněte jej na 3D tiskárně a smontujte.

Seznam doporučené literatury:

Citroën Technical Training: ZF 4HP20 Automatic Transmission

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jaroslav Kaněra, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: 20.04.2020 Termín odevzdání bakalářské práce: 15.07.2020

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jaroslav Kaněra  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů, literatury a dalších odborných zdrojů.

V Praze dne . . . ..

## Poděkování

Při této příležitosti bych velmi rád poděkoval vedoucímu své bakalářské práce, panu Ing. Jaroslavu Kaněrovi, za podnětné a cenné rady, připomínky, názory a postřehy během sepsování této práce a také za jeho pomoc a čas strávený při tisknutí, dozorování nad 3D tiskem, za pomoc při sestavování a kompletaci sestavy modelu zjednodušené převodovky.

Další poděkování patří zaměstnancům Vědeckotechnického parku Roztoky (VTP Žalov) a to zejména panu Ing. Davidovi Světlíkovi za jeho pomoc při seznamování se se softwarem „PrusaSlicer“ určeným pro domácí 3D tiskárnu a také za jeho technickou a technologickou podporu.

Jméno autora: Stanislav Šimčák

Název práce: Zjednodušený 3D model samočinné převodovky ZF 4HP20

Název práce v AJ: Simplified 3D model of automatic transmission ZF 4HP20

Rok: 2020

Studijní program: B2341 Strojírenství

Obor studia: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Ústav: 12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

Bibliografické údaje: počet stran: 45  
počet obrázků: 61  
počet tabulek: 13  
počet grafů: 2  
počet příloh: 2

Klíčová slova: ZF 4HP20, planetové soukolí, planetová převodovka, 3D tisk, zjednodušení převodovky

Keywords: ZF 4HP20, planetary gears, planetary transmission, 3D print, transmission simplification

Anotace: Tato práce se zabývá vytvořením demonstrativního výukového modelu samočinné převodovky ZF 4HP20. Původní automobilová převodovka ZF 4HP20 je konstrukčně a funkčně zjednodušená a vytištěná na 3D tiskárně. Takto upravená převodovka bude sloužit k výukovým účelům. Součástí této práce jsou i kinematická schémata a výpočty jednotlivých převodových stupňů ústrojí. Dále je ukázáno, které úpravy převodovky byly provedeny a jak se změny projeví na kinematice.

Anotace v AJ: This bachelor thesis deals with design of a demonstrative educational model of a ZF 4HP20 automatic transmission. The original transmission ZF 4HP20 is thoroughly simplified and printed on a 3D printer. Modified transmission model is destined for educational purposes. This thesis also contains kinematic diagrams and all the gear ratios are calculated. The work further describes which modifications of the original transmission were made and how it affected transmissions kinematics.

## OBSAH PRÁCE

1. ÚVOD.....	2
2. TEORETICKÁ ČÁST.....	4
2.1. Rapid Prototyping.....	4
2.2. 3D tisk.....	7
2.3. Tiskárna i3 MK2.5.....	7
2.3.1. Materiál PLA – Polylactid acid .....	8
2.4. Převodovka ZF4HP20 .....	9
2.4.1. Úvodem o převodovce.....	9
2.4.2. Motor ES9 J4 L3.....	9
2.4.3. Technická data převodovky ZF4HP20 .....	9
2.4.4. Provedení převodovky.....	9
2.4.5. Jednoduchá planetová soukolí.....	12
2.4.6. Stupně volnosti planetových převodů.....	13
2.4.7. Potřebné výpočtové vztahy, Willisovy formule a maticová metoda .....	13
2.4.8. Kinematické schéma převodovky .....	17
2.4.9. Kinematické schéma pracovního chodu „R“.....	17
2.4.10. Kinematické schéma pracovního režimu prvního stupně „vpřed“ .....	19
2.4.11. Kinematické schéma pracovního režimu druhého stupně „vpřed“ .....	23
2.4.12. Kinematické schéma pracovního režimu třetího stupně „vpřed“ .....	25
2.4.13. Kinematické schéma pracovního režimu čtvrtého stupně „vpřed“ .....	26
2.4.14. Kinematická charakteristika převodovky ZF 4HP20 .....	27
3. PRAKTICKÁ ČÁST.....	28
3.1. Základní zjednodušení a úpravy na převodovce ZF 4HP20.....	28
3.2. Úpravy původních a tvorba nových komponent převodovky.....	30
3.2.1. Podsestava unašeče PS2 a satelitů S2.....	32
3.2.2. Podsestava korunového kola C2, satelitů S1 a unašeče PS1.....	33
3.2.3. Planetové kolo na výstupu PS0.....	34
3.2.4. Planetové kolo P1.....	35
3.2.5. Dutý hřídel.....	36
3.2.6. Trubka.....	37
3.2.7. Satelity S1 a S2 .....	37
3.2.8. Planetové kolo P2.....	37
3.2.9. Centrální hřídel a klička.....	39
3.2.10. Stojan.....	40
3.3. Normalizované díly .....	42
3.4. 3D tisk součástí a úpravy dílů kvůli 3D tisku .....	43
4. ZÁVĚR.....	44
5. ZDROJE .....	45

## 1. ÚVOD

Ve 4. ročníku bakalářského programu Strojírenství - oboru Konstruování podporované počítačem je vyučován předmět Převody (kód 2211851, zkratka PVD), jehož osnovou jsou převodová ústrojí motorových vozidel, třecí členy v převodových ústrojích, mechanické převodovky, hydrodynamické převody, hydrostatické převody atd. a mimo jiné i planetové převody.

K prohloubení poznatků studentů a pro názornost během výuky má ústav 12120 k dispozici nejrůznější modely částí převodových ústrojí, ale zejména pro výuku planetových převodů je k dispozici model pouze jednoho jednoduchého planetového soukolí. Ostatní demonstrativní součástky jsou například torza skutečných převodovek nebo jejich ústrojí. To znamená, že byly optimalizovány a vyráběny za účelem reálného provozu i kompaktnosti z důvodu úspory místa a proto pro výukové potřeby musely být dodatečně demontovány či obrobeny tak, aby se dalo nahlédnout dovnitř. Pro lepší představu o problematice planetových převodovek by bylo užitečnější mít k dispozici celý funkční mechanismus nějaké reálné již existující převodovky, jež využívá planetových soukolí. Problémem je, že obrábění je poměrně drahé, tudíž pro vznik nových modelů je nejlepší zvolit si vhodnou planetovou převodovku a dodatečně ji upravit, optimalizovat pro 3D tisk, vytisknout a zkompletovat. Největší náklady jsou spojené, odhlédneme-li od pořizovací ceny 3D tiskárny, právě s náplněmi ve formě drátu na cívce – „filamentu“, s relativně malou spotřebou elektrické energie samotných tiskáren, dále s normalizovanými dílci, které napomáhají k dokonalějšímu vzájemnému pohybu tištěných součástí či jejich vzájemnému vymezení a nakonec s brusnými prostředky (smirkový papír, pilník) pro konečnou úpravu povrchu vytištěných součástí a s lepidlem pro spojení dílců.

Proto jsem dostal možnost vybrat si právě převodovku ZF 4HP20, která se skládá ze dvou jednoduchých planetových soukolí. Obrovskou výhodou bylo, že samotnou, z části rozebranou převodovku ZF 4HP20, jsem měl k dispozici na pracovišti v Roztokách.

Zmíněná převodovka byla vyvinuta ve firmě ZF AG, která sídlí ve Friedrichshafenu ve spolkové zemi Baden-Württemberg v Německu. Firma ZF AG se specializuje na vyvíjení technologií spjatých s pohonnými ústrojími komerčních vozidel, zejména osobních automobilů.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukční činností aplikovanou na problematiku planetových převodovek. Jak je zmíněno v zadání práce, musel jsem reálnou převodovku náležitě upravit tak, aby byla dostatečně demonstrativní při výuce, aby byla vytisknutelná, smontovatelná, ovladatelná jedním člověkem a hlavně jsem musel zajistit, aby model schematicky odpovídal skutečnému převodovému ústrojí.

Všechny tyto požadavky jsem přetvořil do 3D modelu, který jsem konstruoval zejména v CAD programu „Autodesk Inventor Professional 2019“, dále pak ve „Fusion 360“ od stejné firmy. Výhodou je vzájemná kompatibilita programů, nenastal tedy žádný problém s exportem a importem dat mezi nimi navzájem. Sestavu a jednotlivé díly, až na satelity a planetová kola, jsem vytvářel v Inventoru a doplňoval je o normalizované dílce, které Inventor generuje ze své vlastní knihovny. Nevýhodou Inventoru je, že neumí vygenerovat ozubení v požadované kvalitě pro 3D tisk, respektive neumí vygenerovat přesnou evolventu, pouze jakousi její, na pohled odpovídající, v realitě neuspokojivě fungující náhradu. Právě proto jsem paralelně s Inventorem používal program Fusion 360, který má volně ke stažení moduly, které umí generovat vnější ozubení s dokonalou evolventou.

Nenalezl jsem žádný modul kompatibilní s žádným ze zmíněných programů, který by uměl vytvořit ozubení vnitřní, proto jsem musel ponechat korunová kola vygenerovaná



Inventorem, což se, bohužel, projevilo na kvalitě – soukolí sice zabírá, odvaluje se vzájemně, ale hůře – s většími pasivními odpory. Tento problém se ale podařilo vyřešit nastavením 3D tiskárny, o kterém pojednávám v kapitole 3.4.

Důležitou funkcí, kterou nabízí program Inventor, je export 3D geometrie do souboru s příponou „.stl“. Tento typ souboru popisuje 3D objekt pomocí trojúhelníkové geometrie. S touto geometrií následně pracuje program, který ji exportuje do tzv. „g kódu“. Pro tiskárny výrobce Průša se jedná o program s názvem „PrusaSlicer.“



## 2. TEORETICKÁ ČÁST

### 2.1. Rapid Prototyping

Z technického hlediska spadá metoda výroby součástí 3D tiskem pod tzv. „Rapid Prototyping.“

Rapid Prototyping představuje moderní trend ve výrobě prototypových dílů aditivní technologií, která zahrnuje např. spékání / slinování prášků různého chemického složení, zrnitosti, fyzikálních, chemických i jiných užitných vlastností.

Podle použité technologie se v zařízeních Rapid Prototyping používají zejména materiály jako fotopolymery, termoplasty, speciálně upravený papír a kovové prášky. Tato technologie umožňuje vytvářet vnější a vnitřní tvary součástí jakkoli složité, což v konečném důsledku přináší možnost výroby tvarově komplexních dílů. Lze je zhotovit najednou, uspořit výrobní náklady, dále zkrátit dobu kompletace i zvýšit výrobní spolehlivost [1, str. 2].

V tabulce níže se nachází porovnání jednotlivých metod Rapid Prototypingu a materiálů k tomu použitých.

*Tab. 1.: Tabulka porovnání metod Rapid Prototyping [1, str.6]*

<b>Základní technologie Rapid Prototyping</b>	<b>Zkratka</b>	<b>Materiál modelu</b>
Stereolitografie	SLA, SL	Fotopolymer
Solid Ground Cutting	SGC	Fotopolymer, nylon
Selective Laser Sintering	SLS	Polyamid, nylon, vosk, kov.prášky
Direct Metal Laser Sintering	DMLS	Kovové prášky
Laminated Object Manufacturing	LOM	Papír s jednostranným pojivem
Fused Deposition Modeling	FDM	ABS, vosk, polykarbonát, PET...
Multi Jet Modeling	MJM	Termopolymer, akrylátový fotopolymer

Standartní všeobecný postup výroby součástí metodami Rapid Prototyping bývá následující:

**Návrh** – CAD data v příslušném programu

**Kontrola** – úplnost povrchu, orientace, převod na „.stl“ CAD formát

**Vrstvení** – tvorba řezů, tvorba podpůrných konstrukcí

**Stavba** – tvorba fyzického modelu nanášením vrstev definované tloušťky

**Dokončení** – dotvrzení, úprava povrchu

**Pokračující činnosti:** vizuální hodnocení, testy funkčnosti, testy montáže apod. [2, str. 7].

Tento všeobecný postup aplikuji na mnou vybraný díl klíčky – „Lever“, která slouží k otáčení centrálním hřídelem. Chci tak ukázat schematický postup, podle kterého jsem vytvářel díly do sestavy převodovky:

*Návrh* (CAD data v programu Autodesk Inventor 2019)

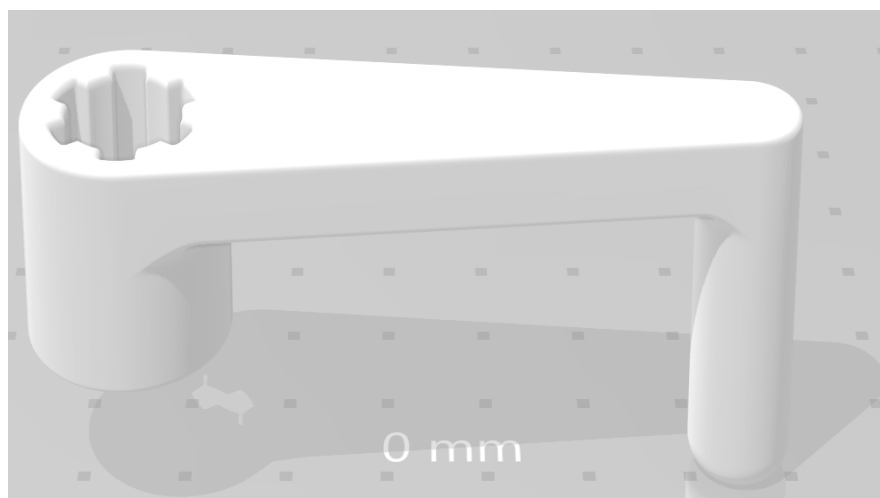


*Obr. 1.: ISO pohled na díl Lever*



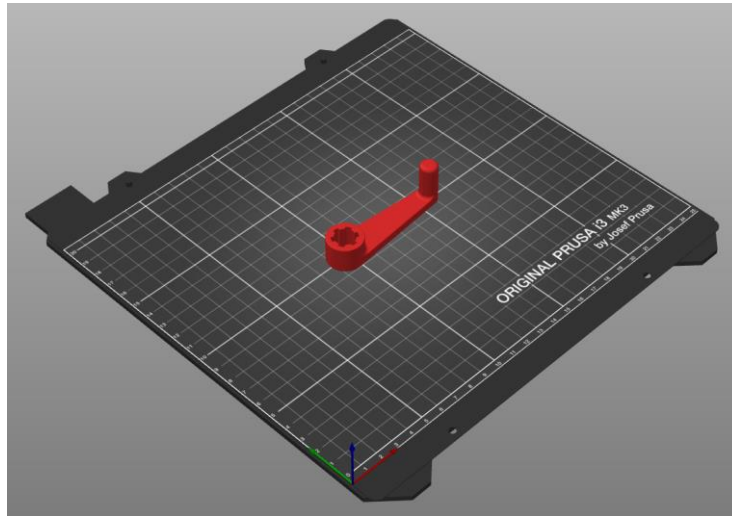
*Obr. 2.: Další ISO pohled na díl Lever*

**Kontrola** (převod do formátu „.stl“, kontrola povrchu součásti a jeho nedokonalostí)

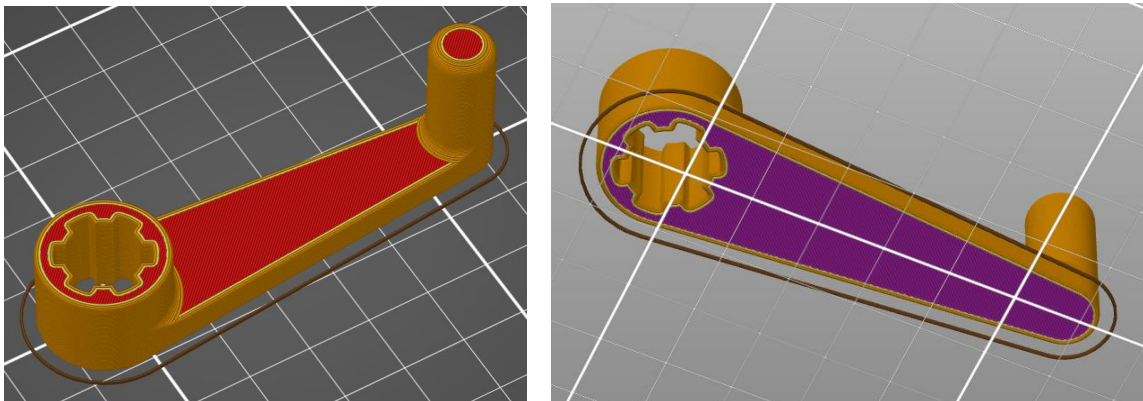


*Obr. 3.: Vizualizace CAD formátu „.stl“ v programu „3D Print“ od společnosti Microsoft*

**Vrstvení** (tvorba řezů a podpůrných konstrukcí)



Obr. 4.: Umístění „stl“ souboru do programu „PrusaSlicer“ na tiskovou plochu (tzv. „heatbed“)



Obr. 5. a 6.: „Naslicovaný“ model připravený k exportu do „g kódu“ pro rozhraní tiskárny

Hotová součást, tzn. po **Stavbě** a **Dokončení**, pak vypadá následovně:



Obr. 7.: Hotový výtisk

## 2.2. 3D tisk

Metoda 3D tisku, kterou jsem používal vzhledem k dostupné tiskárně Průša i3 MK2.5, je metoda Rapid Prototypingu na bázi tuhých materiálů tzv. „Fused Deposition Modeling“ – FDM.

Princip metody spočívá v natavování termoplastického materiálu navinutého ve formě drátu na cívku, ze které je vtačován do vyhříváné trysky pomocí kladek (podavače). Následně je tento roztavený materiál nanášen po jednotlivých vrstvách na ocelovou podložku (tzv. heatbed). Tisková hlava (neboli extruder) se pohybuje v rovině X a Y, dokud nedokončí celou jednu vrstvu součásti. Poté se celá tisková hlava posune o tloušťku vrstvy v ose Z směrem nahoru a dojde tak k tištění dalších vrstev.

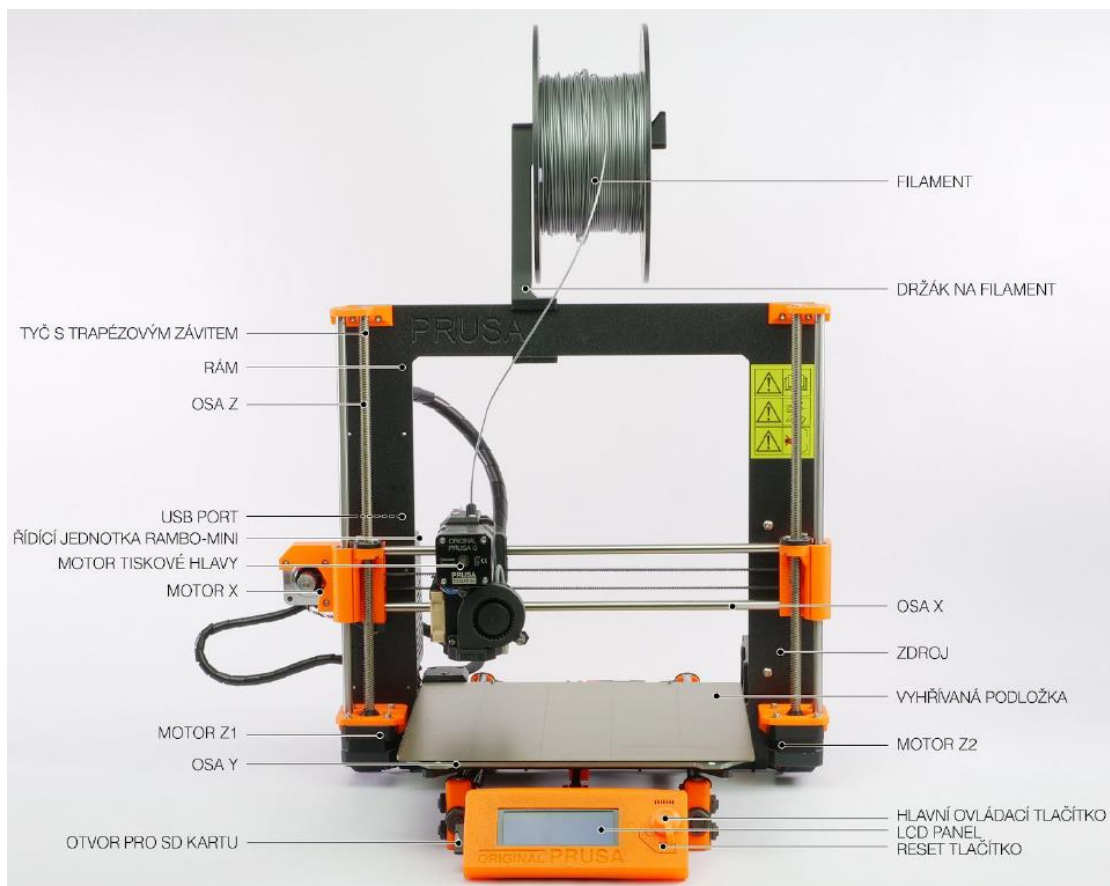
Prototypové součásti vyrobené touto metodou se používají při testování funkčnosti a designu nových, případně inovovaných výrobků.

Výhodou této metody je výroba funkčních prototypů, které se svými vlastnostmi blíží konečným produktům. Při výrobě vzniká minimální odpad. Ten představuje pouze materiál využitý pro stavbu nutných podpěr.

Nevýhodou je omezená přesnost daná vlastnostmi materiálu a průměrem výstupní trysky. Proces výroby nelze urychlit z důvodu principu metody a vlastností materiálu. Problémem by bylo nedostatečné ulpívání materiálu na nižších vrstvách a s tím spojený problém dezintegrace tištěného dílce [1, str. 25].

## 2.3. Tiskárna i3 MK2.5

Tato tiskárna je od českého výrobce Průša. Nachází se na pracovišti VTP Roztoky – Žalov. Veškerý tisk dílů probíhal na této tiskárně.



Obr. 8.: Schéma tiskárny Průša i3 MK2.5 upgrade [3, str. 11]

Tato tiskárna umožňuje tisknutí v rozměrech 25 cm na šířku, 21 cm do hloubky a 21 cm na výšku. Standardně tato tiskárna používá trysku o průměru 0,4 mm, která je však kompatibilní pouze se strunou – tzv. „filamentem“ o průměru 1,75 mm. Kalibrace tiskárny je zcela automatická. Má také vyhřívanou magnetickou podložku s vyměnitelnými tiskovými pláty s různým povrchem. Tato podložka svým výhřevem zajišťuje rovnoměrné chladnutí součástí při tisku. Tiskárna má plně automatický systém pro podávání filamentu do tiskové hlavy – tzv. „extrudéru“, včetně senzoru rozpoznávajícího přítomnost filamentu. Samozřejmostí je také automatické natažení nově zavedeného filamentu, který ale musí uživatel sám seštipnout do špičky, než jej vloží do patřičného otvoru v hlavě. Pro dochlazení hlavy je tiskárna opatřena větráčkem. Tiskárna má integrovaný LCD display a přenos dat se realizuje pomocí slotu na paměťové karty typu SD [4].

### 2.3.1. Materiál PLA – Polyactid acid

Tento materiál jsem použil jako výchozí pro 3D tisk svých součástí.

Jedná se o nejčastěji používaný materiál pro 3D tisk. Je biologicky odbouratelný, snadno se tiskne a výtisky z PLA jsou velmi tvrdé. Je to perfektní volba pro tisk drobných modelů díky nízké tepelné roztažnosti.

PLA má relativně nízkou teplotu tání – 175°C. Na rozdíl od reaktoplastů je možné PLA opakovaně zahřívát přes jeho teplotu tání s velmi malou degradací materiálu. Je to plast velmi tvrdý, ale tudíž i křehký, a jakmile se rozbije, často se třští.

Vedlejším efektem nízké teploty tání je nízká teplotní odolnost, výtisky začínají ztrácet mechanickou pevnost už při teplotách nad 60°C.

Kombinace biologické odbouratelnosti a nízké teplotní odolnosti znamená, že výtisky z PLA nejsou ideální pro venkovní použití, nemluvě o nízké odolnosti proti UV záření. PLA je rozpustné pouze v chemikáliích, jako je například chloroform nebo horký benzen.

Při povrchových úpravách PLA je lepší použít broušení za mokra kvůli snadnému natavování plastu třením.

*Tab. 2.: Srovnání výhod a nevýhod PLA při 3D tisku [3, str. 56]*

Výhody	Nevýhody
Snadný tisk	Křehkost
Detailní tisk drobných modelů	Nízká tepelná odolnost
Bezproblémový tisk velkých součástí	Složitý post-processing
Tvrdość a tuhost	
Nekrouť se při tisku	
Šetrnost k životnímu prostředí	

PLA je kyselinou polymléčnou, vyráběnou polymerací kyseliny mléčné pocházející z fermentačního procesu. Fermentačním procesem se myslí proces kvašení, při kterém v důsledku metabolické aktivity mikroorganismů dochází k přeměně organických látek na látky nové [5, str. 15 a 29].

*Tab. 3.: Vybrané fyzikální a mechanické vlastnosti PLA [6, str. 25]*

Pevnost v tahu	Tažnost	Pevnost v ohybu	Modul pružnosti v ohybu	Průměrná hustota
$68 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	4 %	$98 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	$3\,700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	$1,26 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$

## 2.4. Převodovka ZF4HP20

Převodovka ZF 4HP20 je pro účely výuky a demonstrace dostatečně názorná, protože obsahuje dvě jednoduchá planetová soukolí a zároveň není nadměrně komplikovaná. Má 4 převody pro jízdu vpřed a jeden zpětný chod. Třetí stupeň představuje tzv. „direkt“.

### 2.4.1. Úvodem o převodovce

Jedná se o plně elektronicky ovládanou samočinnou převodovku pro motor s příčnou zástavbou. Tato převodovka byla určena pro výkonnější motory se zdvihovým objemem nad 2 000 cm<sup>3</sup>. V koncernu PSA se pojila například s motorem ES9 J4 L3 (3.0 L V6) o výkonu 140 kW. Takto spárovaná převodovka s motorem byly k dostání například v modelech XANTIA od automobilky CITROËN.

### 2.4.2. Motor ES9 J4 L3

Zmíněný motor, ES9 J4 L3, byl vyvinut koncernem PSA Group. Vyráběn byl od roku 1997, nadále byl postupně modifikován až do roku 2010, kdy byla jeho produkce, s nástupem platnosti normy Euro 5 ukončena. Tento motor se tak dostal v nejrůznějších úpravách do různých modelů skupiny PSA.

Šlo o zážehový šestiválcový motor uložený vpředu napříč s válci uspořádanými do V. Ventilový rozvod byl DOHC a měl hydraulicky ovládaná zdvihátka ventilů. Blok motoru byl vyroben ze slitiny hliníku. Zdvihový objem činil 2 946 cm<sup>3</sup>, přičemž vrtání měl 87 mm a zdvih 82,6 mm [7].

Motor měl zcela původně výkon 140 kW a poskytoval 267 Nm točivého momentu [8].

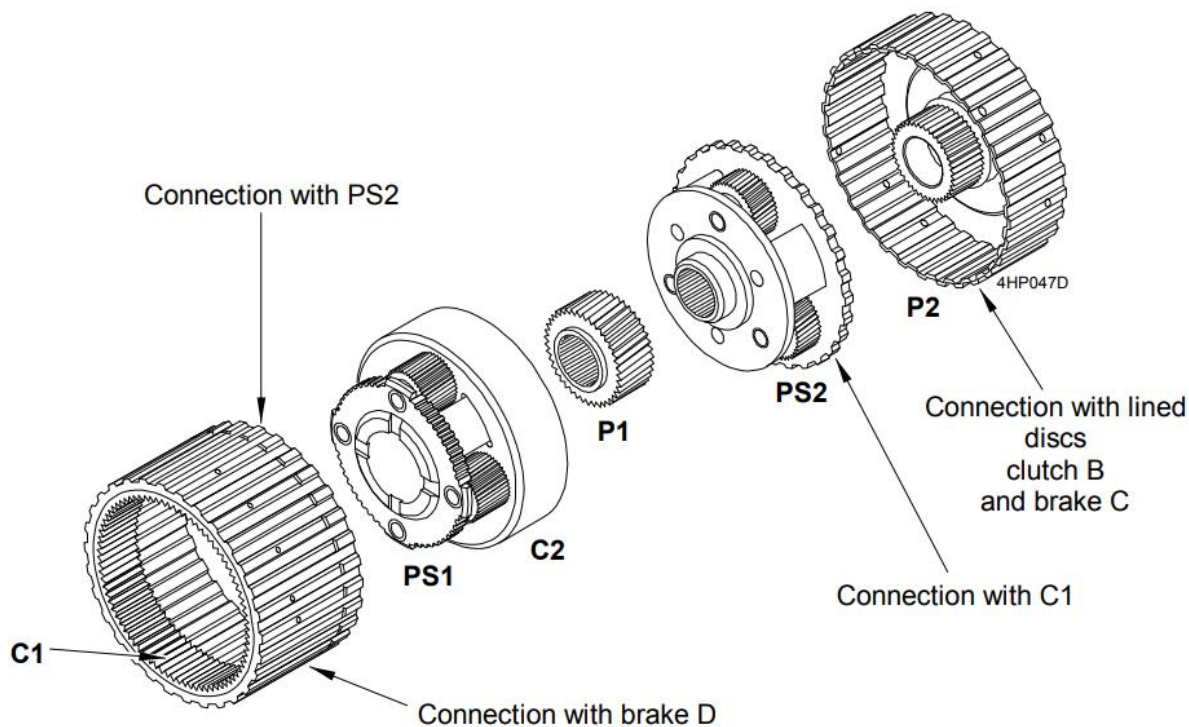
### 2.4.3. Technická data převodovky ZF4HP20

Převodovka byla původně dimenzována na 330 Nm točivého momentu při 3 500 min<sup>-1</sup>. Ovládána byla kombinací hydraulické jednotky a elektronického modulu ECU. Přemostovací spojka hydrodynamického měniče převodovky 4HP20 umožňovala na 2. až 4. převodový stupeň řízený skluz, na 3. a 4. převodový stupeň mohl být měnič kompletně přemostěn. Řidič mohl volící pákou omezit rozsah převodů, které převodovka řadila. Poloha s označením „3“ znamenala řazení 1. až 3. převodového stupně, poloha označená jako „2“ znamenala zařazení 1. a 2. převodového stupně a poloha označená jako „1“ umožňovala zařazení pouze 1. převodového stupně. Ústrojí bylo také vybavena dvěma módy. Jeden byl auto-diagnostický (zaznamenával do paměti chybné či poruchové stavy pro budoucí vyhodnocování), druhý mód umožňoval zařazení nižších převodových stupňů v případě jistých chyb či poruch. V modelu CITROËN XANTIA bylo v hydraulickém okruhu mezi 7,7 až 8,3 litry oleje ESSO LT 71141. Mazání převodovky bylo tlakové. Interval výměny převodkového oleje činil 60 000 ujetých kilometrů. Celková hmotnost převodového tělesa, včetně olejové náplně a elektroniky, činila 88 kg [9, str. 7].

### 2.4.4. Provedení převodovky

Převodovku tvoří brzdy C, D a F, dále pak spojky B a E. Samotný mechanismus tvoří 2 jednoduchá planetová soukolí, která jsou spolu spojena následovně: unašeč PS1 a

korunové kolo C2, unašeč PS2 a korunové kolo C1. V sestavě se dále nacházejí planetová kola P1 a P2, unašeče PS1 a PS2, korunová kola C1 a C2, a dvě sady satelitů.



Obr. 9.: Detailní náhled na podsestavy jednotlivých planetových soukolí [9, str. 44]

Počty zubů jsou uvedeny v tabulce níže:

Tab. 4.: Počty zubů jednotlivých ozubených kol převodovky [9, str. 44]

Název součástí v AJ	Český ekvivalent	Počet zubů
Sunwheel P1	Planetové kolo P1	39
Sunwheel P2	Planetové kolo P2	37
Planet wheel S1	Satelit S1	21
Planet wheel S2	Satelit S2	29
Ring C1	Korunové kolo C1	81
Ring C2	Korunové kolo C2	95

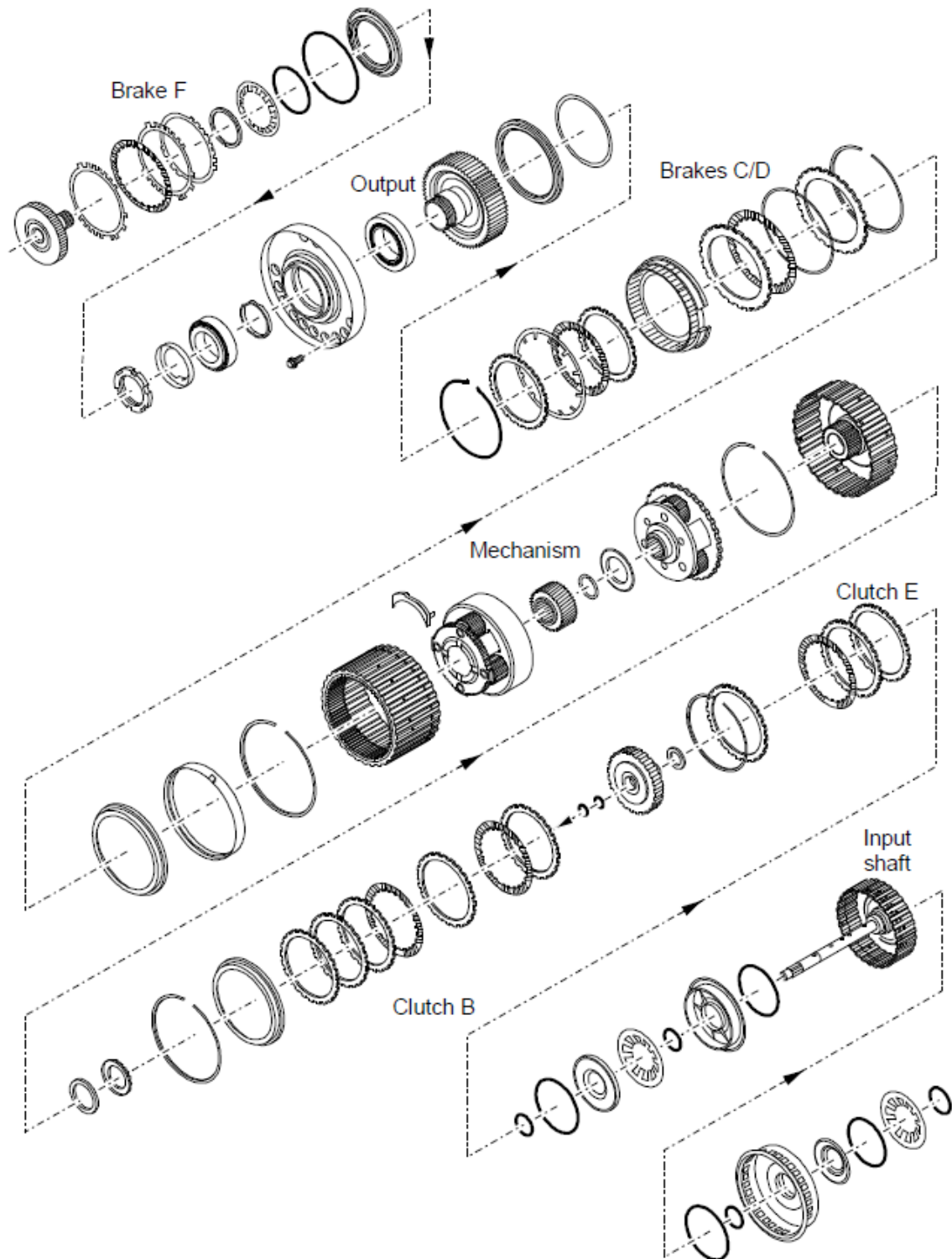
Spojení soukolí navzájem či s ostatními prvky převodovky je realizováno tvarovým prvkem - výstupky s lichoběžníkovým profilem.



Obr. 10.: Tvarový prvek na soukolí PS2



Obr. 11.: Tvarový prvek na součásti P2

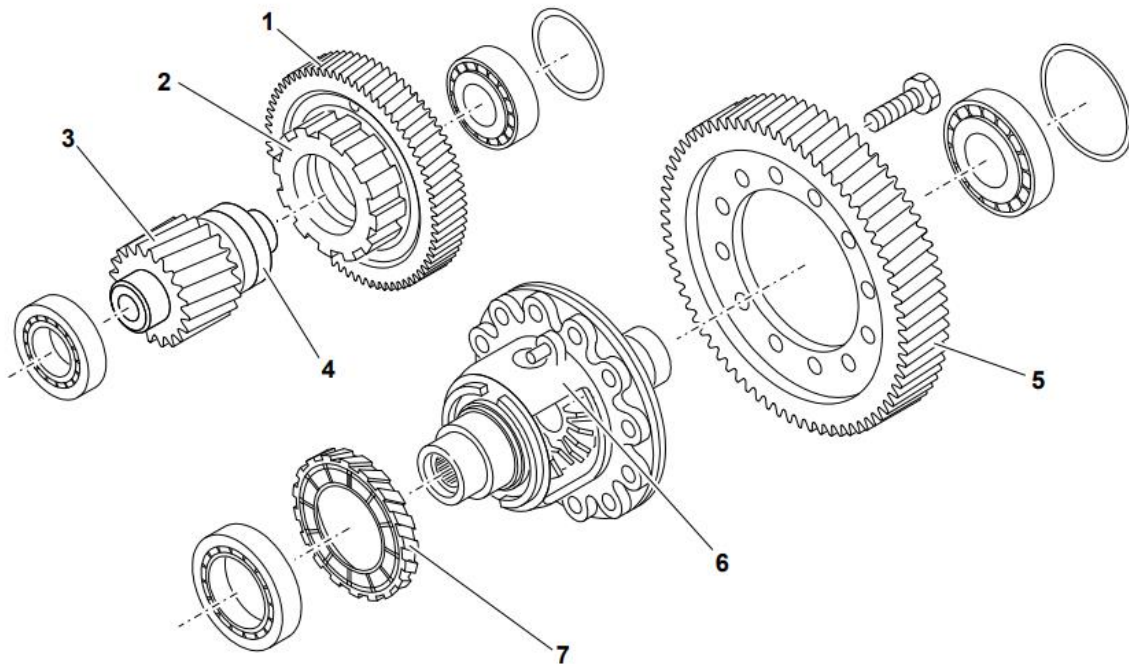


*Obr. 12.: Rozpadová sestava jednotlivých komponent tvořících sestavu převodovky*

[9, str. 42]

Na vstupu převodovky je hydrodynamický měnič. Na výstupu z převodovky je tzv. „Output gear“, což je ozubené kolo označené jako PS0, které zabírá spolu s ozubeným kolem stálého převodu. Pastorek stálého převodu pak zabírá s kolem, ke kterému je přišroubováno těleso diferenciálu.





Obr. 13.: Rozpadová sestava podsestav stálého převodu a diferenciálu [9, str. 36]

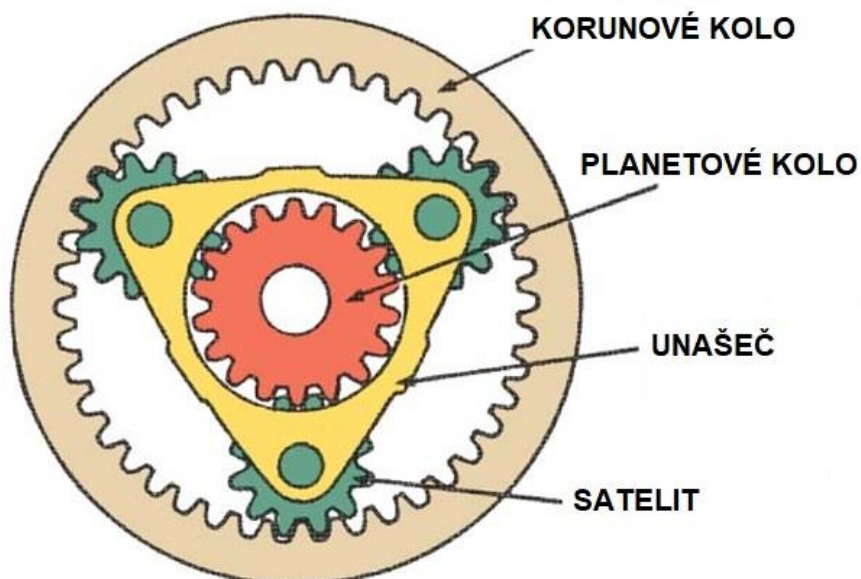
Tab. 5.: Vysvětlivky k obr. 13.

Číslo	Význam
1	Velký pastorek stálého převodu
2	Kolo parkovacího mechanismu
3	Malý pastorek stálého převodu
4	Hřídel stálého převodu

Číslo	Význam
5	Velké kolo diferenciálu
6	Diferenciálová jednotka
7	Kolo „Speedo“ (používá se jako senzor otáček diferenciálu)

### 2.4.5. Jednoduchá planetová soukolí

Jednoduché planetové soukolí (zkráceně JPS) je planetové soukolí pouze s jedním unašečem.



Obr. 14.: Provedení jednoduchého planetového soukolí [10]

JPS se skládá z korunového kola, planetového kola, unašeče a sady satelitů. JPS má tu vlastnost, že osa, jež sdílí všechny centrální součásti (satelity tedy nikoli), je tzv. centrální osa.

Ovšem satelity konají dvojitý rotační pohyb – otáčí se kolem vlastní osy na čepu unašeče a kolem centrální osy společně s unašečem, v důsledku tohoto dvojitýho rotačního pohybu nemají pevnou osu.

U JPS platí, že obecně mají počet stupňů volnosti  $\geq 1$ . U planetového soukolí není možné určit převodový poměr pomocí počtu zubů či geometrických rozměrů, proto se pro výpočet převodového poměru  $i$  a účinnosti  $\eta$  musí převést na mechanismus s pevnou osou, tj. se zastaveným unašečem. K tomu slouží tzv. „Willisovy formule“ [11, str. 6].

Mezi výhody planetových soukolí patří:

- schopnost přenosu velkých výkonů díky vlastnostem vnitřního ozubení – vysoká únosnost a účinnost
- dosažení vysokých převodových poměrů při zachování kompaktních rozměrů (zejména díky dělení toku výkonu do několika cest) a relativně nízké hmotnosti
- nižší zatížení ložisek kvůli rovnoměrnému rozdělení zatížení

Naopak nevýhody planetových soukolí jsou následující:

- nutnost vysoké přesnosti během výroby a také při montáži
- složitý návrh struktury planetového soukolí pro požadované poměry z hlediska kinematického schématu, počtu zubů, účinnosti a smontovatelnosti

#### 2.4.6. Stupně volnosti planetových převodů

Pro určení stupňů volnosti u ozubených soukolí je znám vzorec pro obecný rovinný mechanismus:

$$w = 3 \cdot n - 2 \cdot (r + p) - 1 \cdot o \quad (1)$$

kde  $n$  je počet pohyblivých členů mechanismu,  $r$  jest počet rotačních dvojic,  $p$  je počet posuvných dvojic a nakonec  $o$  značí počet obecných dvojic neboli záběrů ozubených kol.

U planetových soukolí vykonávají všechny členy rotační pohyb, z čehož plyne, že  $n = r$ . Zde se také nevyskytují žádné posuvné dvojice, takže  $p = 0$ . Vztah se tedy zjednoduší na tvar:

$$w = n - o \quad (2)$$

Tento vztah určuje funkční počet stupňů volnosti, je tedy nutno počítat pouze s tolika členy, kolik jich je nezbytně nutné použít, co se kinematického hlediska týče. Pro funkčnost planetového mechanismu by postačil pouze jeden satelit, což platí i pro ostatní členy zejména je-li jich v sadě více, nepočítají se, protože by tím pádem tvořily z hlediska výpočtu nadbytečná spojení [11, str. 12].

#### 2.4.7. Potřebné výpočtové vztahy, Willisovy formule a maticová metoda

Pro výpočty planetových soukolí, jak bylo zmíněno v 2.4.5. u jednoduchých planetových soukolí, je nutné použít Willisovy formule. Jelikož se mi k výpočtům hodí zejména první a druhá Willisova formule, odvodím a ověřím platnost pouze těchto dvou formulí. Nejdříve je však potřeba mít stanovenou symboliku značení.

Obecně pro převodový poměr JPS platí:

$$i = i_{\text{zastavený člen}}^{\text{vstup-výstup}} \quad (3)$$

Vstup se obvykle značí písmenem  $a$ , výstup písmenem  $n$ , takže vztah (3) lze přepsat na tvar:

$$i = i_{a \cdot n}^{\text{zastavený člen}} \quad (4)$$

Máme také vztah pro JPS, který popisuje tzv. *základní převod planetového soukolí*. Tento převod se stanoví tak, že pomyslně zastavíme unašeč soukolí  $r$ , na vstupu je planetové kolo  $p$  a na výstupu je korunové kolo  $k$ . Vztah vypadá následovně:

$$i = i_{\text{planeta} \cdot \text{koruna}}^{\text{unašeč}} = i_{p \cdot k}^r \quad (5)$$

Dále je možné upravovat hodnoty převodů a to zcela ekvivalentními úpravami. Pro ukázkou mějme libovolný převodový poměr, který popisuje poměr dvou úhlových rychlostí:

$$i_{XY} = \frac{\omega_X}{\omega_Y} \quad (6)$$

Nový převodový poměr, pokud zaměníme vstup za výstup, lze pak vyjádřit jako převrácenou hodnotu původního převodového poměru ze vztahu (6), tedy platí:

$$i_{YX} = \frac{\omega_Y}{\omega_X} = \frac{1}{\frac{\omega_X}{\omega_Y}} \quad (7)$$

**První Willisova formule** říká, že je JPS je tvořeno právě jedním unašečem, planetovým kolem a korunovým kolem. Udělíme celému mechanismu rychlost stejně velkou, ale opačného smyslu, než je rychlost unašeče, tedy  $-\omega_r$ . Pak budeme mít rychlost unašeče nulovou a rychlosti jednotlivých členů tak budou relativní vůči unašeči. Zastavením unašeče budeme mít převod s pevnými osami, a ten už je možné určit pomocí počtu zubů následovně:

$$i_{XY}^Z = \frac{\omega_X - \omega_Z}{\omega_Y - \omega_Z} \quad (8)$$

Po úpravě čitatele vztahu (8) tím, že přičteme a zároveň odečteme relativní úhlovou rychlost  $\omega_Y$ , dostaneme výsledný vztah první Willisovy formule:

$$i_{XY}^Z = \frac{\omega_X - \omega_Z + \omega_Y - \omega_Y}{\omega_Y - \omega_Z} = \frac{\omega_Y - \omega_Z}{\omega_Y - \omega_Z} - \frac{\omega_X - \omega_Y}{\omega_Y - \omega_Z} = 1 - \frac{\omega_X - \omega_Y}{\omega_Y - \omega_Z} = 1 - i_{XZ}^Y \quad (9)$$

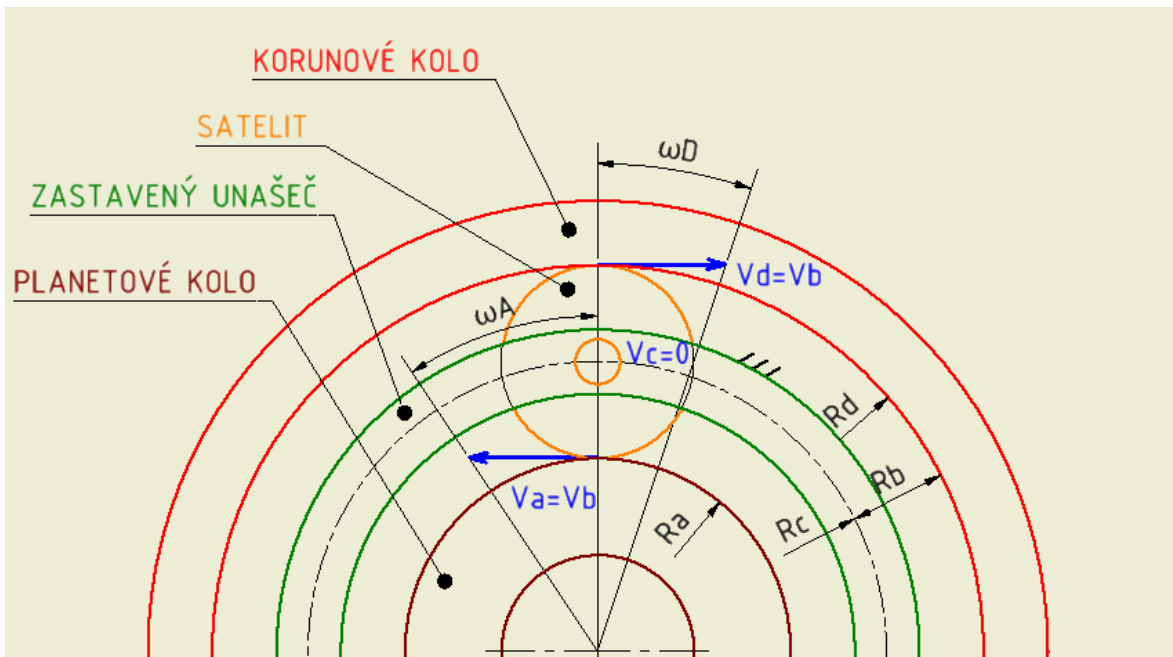
Původně byla tato formule (vztah 9) odvozena pro centrální členy, to znamená pro korunové kolo a planetové kolo, nicméně platí i pro satelity, respektive pro relativní otáčky mezi unašečem a satelity:

$$i_{sy}^r = \frac{\omega_s - \omega_r}{\omega_y - \omega_r} = \frac{\omega_{sr}}{\omega_y - \omega_r} \quad (10)$$

**Druhá Willisova formule** uvažuje mechanismus s 1°volnosti při zastaveném unašeči, tedy, že  $\omega_r = 0$ .

Na následující straně je obrázek 15., kde je popsán zjednodušený pohled na JPS. Je-li úhlová rychlost unašeče  $\omega_r$  rovna nule, pak stejně je rovna nule i obvodová rychlost unašeče  $v_C$ , protože platí vztah, kterým je obvodová rychlost spjata s úhlovou:

$$\omega_r [s^{-1}] = \omega_C = \frac{v_C [m \cdot s^{-1}]}{r_C [m]} \quad (11)$$



Obr. 15.: Zjednodušený pohled na JPS se zastaveným unašečem

V bodě, kde zabírají planetové kolo (index A) se satelitem (index B), platí, že obvodové rychlosti jsou si rovny, tedy že  $v_A = v_B$ . To samé platí i v bodě, kde zabírá satelit s korunovým kolem (index D), zde platí, že  $v_D = v_B$ .

V těchto zmíněných bodech platí:

$$r_A \cdot \omega_A = r_B \cdot \omega_B = r_D \cdot \omega_D \quad (12)$$

Rovnici (vztah 12) upravíme a vydělíme  $r_A$ :

$$\omega_A - \frac{r_D}{r_A} \cdot \omega_D = 0 \quad (13)$$

Tuto rovnici lze upravit na výsledný tvar druhé Willisovy formule:

$$\omega_A - i_{AD}^C \cdot \omega_D = 0 \quad (14)$$

To znamená, že úhlová rychlost planetového kola je ve výsledku stejná, jako součin příslušného převodu (při zastaveném satelitu a točivém účinku procházejícím z planety na korunu) s úhlovou rychlostí korunového kola.

**Třetí Willisova formule** se uvádí pro diferenciál, tedy mechanismus se 2° volnosti.

Výsledný tvar třetí Willisovy formule je následující:

$$\omega_A - i_{AD}^C \cdot \omega_D - i_{AC}^D \cdot \omega_C = 0 \quad (15)$$

Výsledný tvar třetí Willisovy formule znamená, že úhlová rychlost planetového kola je stejná jako součet součinů příslušných převodových poměrů (při zastaveném satelitu a točivém účinku z planety na korunu, při zastavené koruně a točivém účinku z planety na satelit) a úhlových rychlostí (korunového kola a satelitu) [11, str. 17 až 21].

**Maticová metoda** spočívá v sestavení kinematických rovnic pro každý člen mechanismu, jejich zápis do příslušné matice dle následujících pravidel.

Řádky jsou jednotlivá planetová soukolí a nezáleží na jejich pořadí.

Sloupce tvoří jednotlivé komponenty v mechanismu, to znamená vstup, výstup a vazby.

Na pořadí sloupců nezáleží, poslední sloupec by však měl být vždy vstupem, pokud nám jde o relativní otáčky vzhledem ke vstupu.

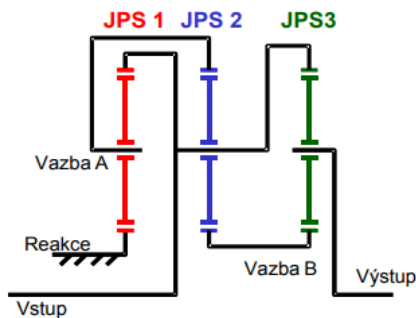
V následující tabulce je shrnuto, jak budou značeny jednotlivé členy mechanismu v matici.

Tab. 6.: Značení příslušných členů mechanismu v matici

Člen mechanismu	Planeta	Unašeč	Koruna	Člen se v mechanismu nevyskytuje
$a_i$	1	$i^r - 1$	$i^r$	0

[12, str. 36 až 40]

Jako příklad uvedu matici pro 5° převodovku ZF s označením ZF 5HP30.



Obr. 16.: Mechanismus převodovky ZF5HP30 [12, str. 37]

Tab. 7.: Matice pro 5° mechanismus převodovky ZF5HP30

Člen mechanismu	Výstup	Vazba A	Vazba B	Vstup
1	0	$i^{r1} - 1$	0	$-i^{r1}$
2	0	$-i^{r2}$	1	$i^{r2} - 1$
3	$i^{r3} - 1$	0	1	$-i^{r3}$

Kramerovým pravidlem se vypočítá relativní úhlová rychlost s ohledem na rychlost vstupní následovně:

$$\bar{\omega}_n = -\frac{\Delta_n}{\Delta} \quad (16)$$

kde  $\Delta$  je černě zvýrazněný determinant matice z tab. 6. a  $\Delta_n$  je červeně zvýrazněný upravený determinant matice z tab. 7. s ohledem na vstup.

Upravený determinant matice  $\Delta_n$  získám tak, že zaměním položky na vstupu a výstupu u posledního soukolí. Výsledek je následující:

Tab. 8.: Upravená matice mechanismu převodovky ZF 5HP30

Člen mechanismu	Výstup	Vazba A	Vazba B	Vstup
1	0	$i^{r1} - 1$	0	$-i^{r1}$
2	0	$-i^{r2}$	1	$i^{r2} - 1$
3	$-i^{r3}$	0	1	$i^{r3} - 1$

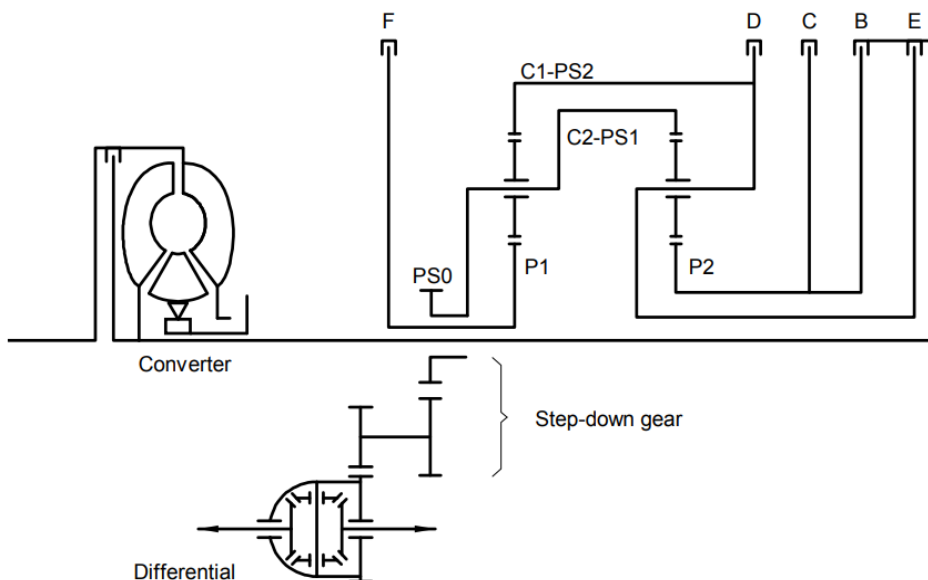
Výsledný převod, s ohledem na vstup, se vypočítá jako:

$$i = \frac{1}{\bar{\omega}_n} = -\frac{\Delta}{\Delta_n} \quad (17)$$

[12, str. 39]

### 2.4.8. Kinematické schéma převodovky

Kinematické schéma převodovky má za úkol ukázat, které prvky převodovky jsou v pohybu a které jsou zabrzděny. Na obrázku 16. níže lze vidět kinematické schéma celé převodovky, včetně hydrodynamického měniče, stálého převodu a diferenciálu. Dále je patrné, že v převodovce figurují brzdy C, D a F nezbytné pro úplné zastavení některých částí mechanismu a spojky B a E pro realizaci pohonu součástí.



Obr. 17.: Kinematické schéma převodovky ZF4HP20 [9, str. 50]

Vývojář, tedy firma ZF, uvádí u každého pracovního režimu řídicí a reakční element soukolí. Řídicím elementem se rozumí ta komponenta, na kterou jako první teče výkon od spojky. Reakčním elementem je pak ta komponenta, která je zabrzděna jednou z brzd.

V Tab. 9. níže uvádím řadící tabulku, která má ukázat, jaké elementy jsou aktivovány pro který převod. Aktivovaný element je zde označen symbolem tečky.

Tab. 9.: Řadící tabulka převodovky ZF 4HP20 [9, str. 59]

Pracovní režim	Spojky		Brzdy		
	B	E	C	D	F
R	•			•	
1	•				•
2		•			•
3	•	•			
4		•	•		

### 2.4.9. Kinematické schéma pracovního chodu „R“

V tomto pracovním režimu teče výkon z hydrodynamického měniče přes spojku B, pak na planetové kolo P2. Brzda D je aktivována, takže zamezuje rotaci našeči soukolí PS2 a korunovému kolu C1. Výkon, který teče z planetového kola P2, pokračuje sadou

satelitů S2 na korunové kolo C2, jím dále pokračuje tok výkonu až na kolo na výstupu PS0.

Řídícím elementem je planetové kolo P2, reakčními elementy jsou unašeč PS2 a korunové kolo C1.

Výrobce uvádí, že výsledný převodový poměr je -2,568 a vypočítal jej takto:

$$\frac{\omega_{C2} - \omega_{PS2}}{\omega_{P2} - \omega_{PS2}} = -\frac{37}{95} \quad (18)$$

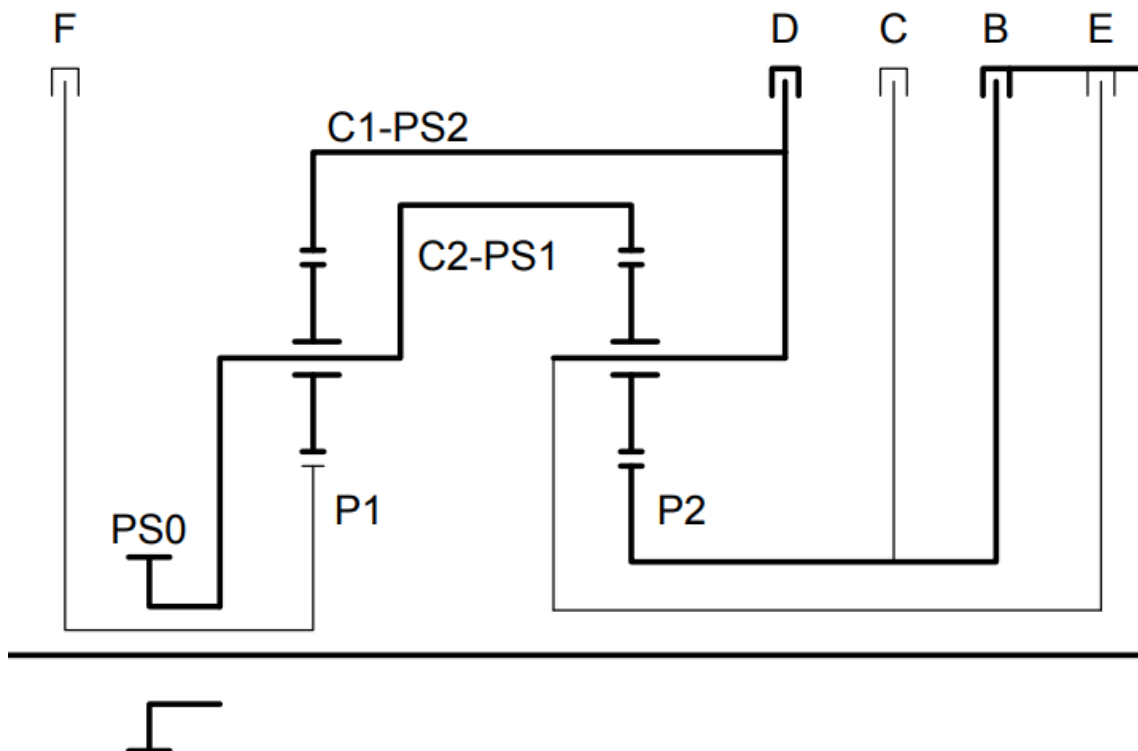
Po úpravě zlomku, kdy je relativní úhlová rychlost unašeče soukolí PS2 nulová, tedy  $\omega_{PS2} = 0$ , se dá zlomek zjednodušit na tvar:

$$\omega_{C2} = -\frac{37}{95} \omega_{P2} \quad (19)$$

Výsledný vztah pro převodový poměr pro pracovní chod „R“ je:

$$\omega_{P2} = -\frac{95}{37} \omega_{C2} \cong -2,568 \cdot \omega_{C2} \quad (20)$$

[9, str. 56 až 58]



Obr. 18.: Kinematické schéma pracovního chodu „R“ [9, str. 51]

#### **Vlastní výpočet:**

Zde se k výpočtu hodí Obr. 15 a vztah (14), protože se jedná o zcela totožnou situaci.

Využijí stejných obvodových rychlostí satelitu S2, korunového kola C2 a planetového kola P2.

Vztah obvodových rychlostí planetového kola P2 a satelitu S2 je:

$$r_{P2} \cdot \omega_{P2} = r_{S2} \cdot \omega_{S2} \quad (21)$$

Vztah obvodových rychlostí korunového kola C2 a satelitu S2 je:

$$r_{C2} \cdot \omega_{C2} = r_{S2} \cdot \omega_{S2} \quad (22)$$

Z těchto vztahů plyne:

$$r_{P2} \cdot \omega_{P2} = r_{C2} \cdot \omega_{C2} \quad | : r_{P2} \quad (23)$$

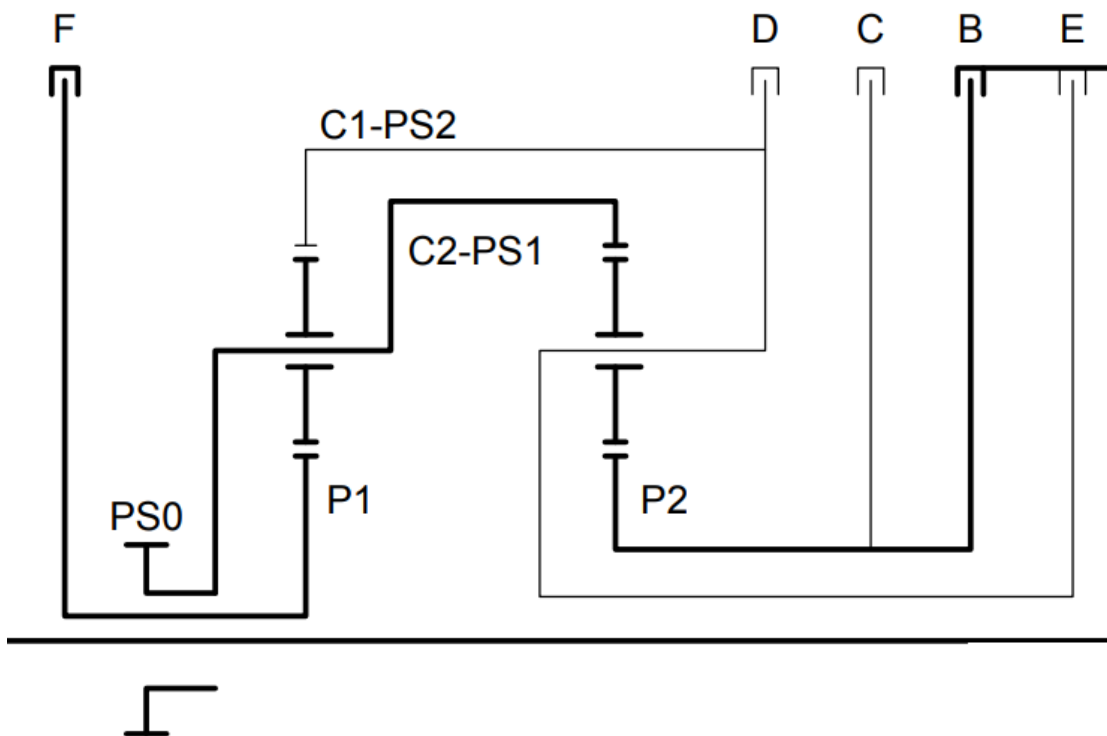
$$\omega_{P2} - \frac{r_{C2}}{r_{P2}} \cdot \omega_{C2} = 0 \quad (24)$$

Záměnou poloměrů kol za počty jejich zubů dostanu:

$$\omega_{P2} - \frac{z_{C2}}{z_{P2}} \cdot \omega_{C2} = 0 \quad (25)$$

Výsledný převodový poměr při pracovním chodu „R“  $i_z$  je poměr  $-\frac{z_{C2}}{z_{P2}}$ , tedy  $-\frac{95}{37}$ , což je přibližně rovno -2,568. Znaménko minus má za význam opačný smysl otáčení vůči řídicímu členu P2. Tento převodový poměr je také základním převodem planetového soukolí, tedy  $i^r = i_{p.k}^r$ .

#### 2.4.10. Kinematické schéma pracovního režimu prvního stupně „vpřed“



Obr. 19.: Kinematické schéma pracovního režimu prvního stupně „vpřed“ [9, str. 52]

Při tomto režimu teče výkon od hydrodynamického měniče skrze spojku B, pak na planetové kolo P2, které je funguje jako řídicí element. Dále teče výkon spojením korunového kola C2 a unašeče soukolí PS1 a skrze satelity S1 na kolo výstupu PS0. Brzda F je aktivována, aby zamezila otáčení planetovému kolu P1 a tudíž satelity S1 rotují okolo zastaveného planetového kola P1. Kolo na výstupu PS0, unašeč soukolí PS1 a korunové kolo C2 se otáčejí ve stejném smyslu jako planetové kolo P2 na vstupu.

Řídicím elementem je planetové kolo P2, reakčním elementem je planetové kolo P1.

Výrobce uvádí převodový poměr 2,718 a dospěl k němu následovně:



$$\frac{\omega_{C1} - \omega_{C2}}{\omega_{P1} - \omega_{C2}} = -\frac{39}{81} \quad (26)$$

Jelikož je ale planetové kolo P1 zabrzděno, to znamená, že je jeho úhlová rychlost  $\omega_{P1} = 0$ , což zjednoduší vztah (26):

$$\omega_{C1} - \omega_{C2} = \frac{39}{81} \omega_{C2} \quad (27)$$

$$\omega_{C1} = \frac{39 + 81}{81} \omega_{C2} \quad (28)$$

Vztah (28) je dále upraven na:

$$\omega_{C2} = \frac{81}{120} \omega_{C1} \quad (29)$$

Vztah je (29) dosazen do vztahu (18):

$$\frac{\omega_{C2} - \omega_{PS2}}{\omega_{P2} - \omega_{PS2}} = -\frac{37}{95} = \frac{\frac{81}{120} \omega_{C1} - \omega_{PS2}}{\omega_{P2} - \omega_{PS2}} \quad (30)$$

Vztah 30 je nadále upravován:

$$\frac{81}{120} \omega_{C1} - \omega_{PS2} = -\frac{37}{95} \omega_{P2} + \frac{37}{95} \omega_{PS2} \quad (31)$$

$$\frac{81}{120} \omega_{C1} = -\frac{37}{95} \omega_{P2} + \frac{132}{95} \omega_{PS2} \quad | \cdot \frac{120}{81} \quad (32)$$

$$\omega_{C1} = -\frac{37 \cdot 120}{95 \cdot 81} \omega_{P2} + \frac{132 \cdot 120}{95 \cdot 81} \omega_{PS2} \quad (33)$$

Dle obr. 18. je vidno, že unašeč soukolí PS2 je na pevno spojen s korunovým kolem C1, takže platí, že  $\omega_{C1} = \omega_{PS2}$ . Vztah je (33) nadále upravován:

$$\omega_{C1} = -\frac{37 \cdot 120}{95 \cdot 81} \omega_{P2} + \frac{132 \cdot 120}{95 \cdot 81} \omega_{C1} \quad (34)$$

$$\omega_{C1} - \frac{15\,840}{7\,695} \omega_{C1} = -\frac{4\,440}{7\,695} \omega_{P2} \quad (35)$$

$$-\frac{8\,145}{7\,695} \omega_{C1} = -\frac{4\,440}{7\,695} \omega_{P2} \quad (36)$$

$$\omega_{C1} = \frac{4\,440 \cdot 7\,695}{7\,695 \cdot 8\,145} \omega_{P2} = \frac{4\,440}{8\,145} \omega_{P2} \quad (37)$$

Vztah (37) popisuje vztah mezi relativní úhlovou rychlostí korunového kola C1 a relativní úhlovou rychlostí planetového kola P2 na vstupu.

Pro tento pracovní režim nadále platí:

$$\frac{\omega_{C1} - \omega_{PS1}}{\omega_{P1} - \omega_{PS1}} = -\frac{39}{81} \quad (38)$$

Zde také platí, že planetové kolo P1 je zabrzděno, tedy že  $\omega_{P1} = 0$ , pak vztah (38) je upraven na:

$$\omega_{C1} - \omega_{PS1} = -\frac{39}{81} \omega_{PS1} \quad (39)$$

$$\omega_{C1} = \frac{120}{81} \omega_{PS1} \quad (40)$$

Do vztahu (40) je dosazen vztah (37), tedy:

$$\frac{4\,440}{8\,145} \omega_{P2} = \frac{120}{81} \omega_{PS1} \quad (41)$$

Vztah (41) je nadále upravován do konečného tvaru:

$$\omega_{P2} = \frac{120 \cdot 8\,145}{81 \cdot 4\,440} \omega_{PS1} \cong 2,718 \cdot \omega_{PS1} \quad (42)$$

Výsledný převod při pracovním režimu prvního stupně „vpřed“, mezi planetovým kolem P2 a unašečem soukolí PS1,  $i_1$  je tedy přibližně roven 2,718 [9, str. 56 až 58].

### ***Vlastní výpočet:***

Pro vlastní výpočet použiji *maticovou metodu*.

Kvůli lepší přehlednosti a orientaci ve výpočtu si barevně oddělím jednotlivé komponenty soukolí, viz Obr. 20.

Na vstupu *a* je přes spojku B přiveden točivý účinek na planetové kolo P2 a je označen modře.

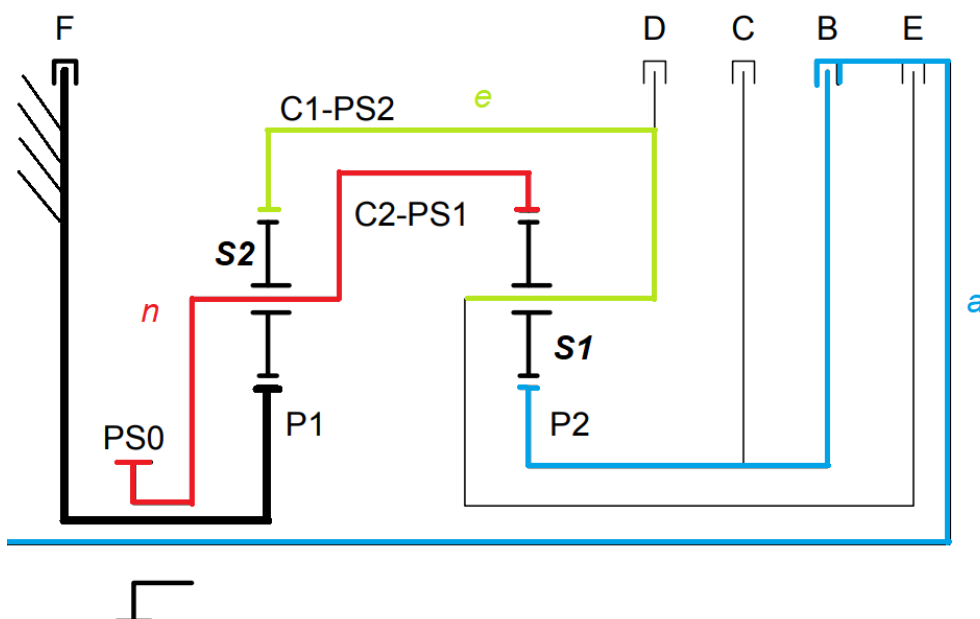
Následuje satelit S1, tedy člen mechanismu 1, podle jehož vazeb s okolními součástmi budu sestavovat jednotlivé prvky v matici.

Unašečem satelitu S1 a zároveň korunovým kolem je zeleně označená *vazba e*.

Satelit S2 mi také bude figurovat v matici jako člen mechanismu 2. Pro něj také budu vyplňovat jednotlivé prvky v matici podle toho, jaké vazby má s ostatními součástmi převodovky.

Výstup *n* je zároveň korunové kolo satelitu S1 a unašeč satelitu S2.

Dále nesmím opomenout brzdou F, která znemožňuje rotaci planetovému kolu P1. Jedná se tedy o reakční člen.



Obr. 20.: Barevně znázorněné prvky převodovky v režimu prvního stupně „vpřed“ [9, str. 50]

Následně si sestavím tabulku, která mi reprezentuje matici, do které zapisuji prvky soukolí dle Tab. 6.

Tab. 10.: Zápis jednotlivých komponent soukolí dle Tab. 6.

Člen mechanismu		Výstup $n$	Vazba $e$	Vstup $a$
Planetové soukolí 2	Poznámka	Unašeč	Koruna	Není součástí
	Značení	$i^{r2} - 1$	$-i^{r2}$	0
Planetové soukolí 1	Poznámka	Koruna	Unašeč	Planeta
	Značení	$-i^{r1}$	$i^{r1} - 1$	1

Prvky do matice jsem sestavoval podle vzájemných vazeb tak, jak jsem naznačil výše.

Satelit S1 zabírá na vstupu  $a$  s planetovým kolem P2. Do řádku pro planetové soukolí 1 v matici píše dle Tab. 6. výraz pro planetové kolo, tedy 1.

Satelit S1 se otáčí kolem unašeče, který zde reprezentuje vazba  $e$ . Do příslušného řádku matice pro planetové soukolí 1 tedy napíše dle Tab. 6.  $i^r - 1$  s příslušným indexem, tedy  $i^{r1} - 1$ .

Na výstupu  $n$  u satelitu S1 je v záběru korunové kolo. Do řádku pro planetové soukolí 1 napíše podle značení z Tab. 6. pro korunu  $-i^r$  s příslušným indexem, tedy  $-i^{r1}$ .

Planetové soukolí 2 není přímo fyzicky spojeno se vstupem  $a$ , proto má v příslušném sloupci vstupu  $a$  vyplněnu nulu.

Vazbou  $e$  v planetovém soukolí 2 je korunové kolo, které s ním zabírá. Dle Tab. 6. vyplním na místo vazby  $e$  v řádku soukolí 2 výraz  $-i^r$  s příslušným indexem, tedy  $-i^{r2}$ .

Unašeč satelitu S2 je výstup  $n$ . Pro unašeč dle Tab. 6. platí, že má označení  $i^r - 1$ , tedy konkrétně  $i^{r2} - 1$ .

Matice A má tvar:

$$\begin{pmatrix} i^{r2} - 1 & -i^{r2} & 0 \\ -i^{r1} & i^{r1} - 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Determinant matice A označený jako  $\Delta$  je:

$$\Delta = \det \begin{vmatrix} i^{r2} - 1 & -i^{r2} \\ -i^{r1} & i^{r1} - 1 \end{vmatrix} = (i^{r2} - 1) \cdot (i^{r1} - 1) - (-i^{r2}) \cdot (-i^{r1}) \quad (43)$$

Jelikož ale platí, že v mnou vytvořeném modelu je základní převod obou soukolí stejný, tedy že  $i^{r1} = i^{r2} = i^r$ , pak se vztah (43) zjednoduší na:

$$\Delta = (i^r - 1)^2 - (-i^r)^2 \quad (44)$$

U výpočtu determinantu  $\Delta_N$  musím zaměnit sloupec vstupu za výstup. Matice A' bude vypadat následovně:

$$\begin{pmatrix} 0 & -i^{r2} & i^{r2} - 1 \\ 1 & i^{r1} - 1 & -i^{r1} \end{pmatrix}$$

Determinant  $\Delta_N$  této matice A' vypočítám jako:

$$\Delta_N = \det \begin{vmatrix} 0 & -i^{r2} \\ 1 & i^{r1} - 1 \end{vmatrix} = -(-i^{r2}) \cdot (1) = i^{r2} \quad (45)$$

Zde také platí, že základní převod obou soukolí je stejný, takže výraz (45) se dá vyjádřit jako:

$$\Delta_N = i^{r^2} \quad (46)$$

Dle vztahu (17) vypočítám převodový poměr mezi vstupem a výstupem jako:

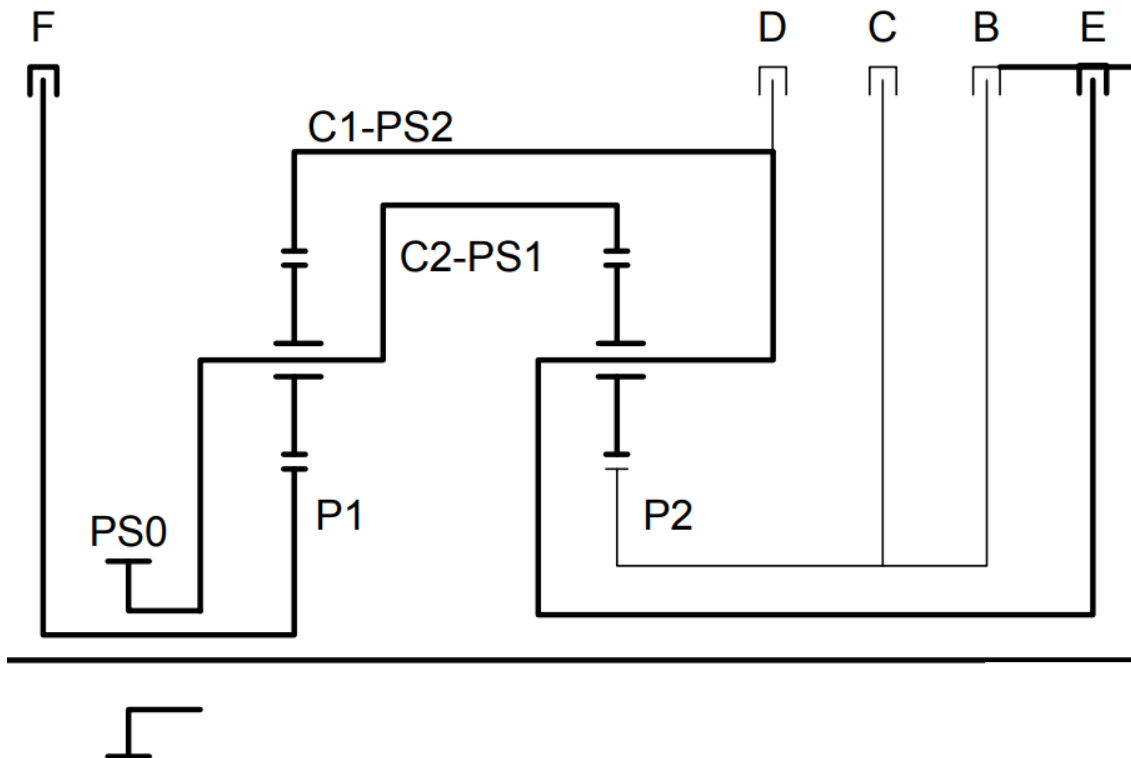
$$i = -\frac{\Delta}{\Delta_n} = -\frac{(i^r - 1)^2 - (-i^r)^2}{i^{r^2}} \quad (47)$$

Hodnota základního převodového poměru je -2,568, kterou dosadím do vztahu (47) a dostanu číselně hodnotu převodového poměru mezi vstupem P2 a výstupem PS0:

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta_n} = -\frac{(-2,568-1)^2 - (+2,568)^2}{-2,568} \cong 2,389 \quad (48)$$

Výsledný převodový poměr při pracovním režimu prvního stupně „vpřed“  $i_1$  je 2,389. Tato hodnota se liší od hodnoty výrobce z důvodu, že mnou použitý model je idealizovaný, tedy obě planetová soukolí mají totožný počet zubů.

#### 2.4.11. Kinematické schéma pracovního režimu druhého stupně „vpřed“



Obr. 21.: Kinematické schéma pracovního režimu druhého stupně „vpřed“ [9, str. 53]

U takto zvoleného pracovního režimu teče výkon do převodovky opět přes hydrodynamický měnič. Poté skrze spojku E, unašečem soukolí PS2 a korunovým kolem C1 a dále na sadu satelitů S1. Jelikož je aktivovaná brzda F, tím pádem je zastaveno planetové kolo P1 a jelikož existuje vazba spojení korunového kola C2 a unašeče PS1 se satelity S2, resp. toto vazba zamezuje vzájemné rotaci satelitů S2 vůči unašeči PS2, dojde tak k přenosu výkonu na kolo výstupu PS0, které se otáčí ve stejném smyslu jako spojení PS2 – C1, tedy i jako spojení PS1 – C2.

Řídicími elementy je vazba korunového kola C1 a unašeče soukolí PS2. Reakčním elementem je planetové kolo P1.

Výrobce uvádí výsledný převodový poměr přibližně 1,481. Postup byl již zmíněn, týká se vztahů (38 až 40). Pro upřesnění uvádím znovu:

$$\frac{\omega_{C1} - \omega_{PS1}}{\omega_{P1} - \omega_{PS1}} = -\frac{39}{81} \quad (38)$$

Zde také platí, že planetové kolo P1 je zabrzděno, tedy že  $\omega_{P1} = 0$ , pak je vztah (38) upraven na:

$$\omega_{C1} - \omega_{PS1} = -\frac{39}{81} \omega_{PS1} \quad (39)$$

$$\omega_{C1} = \frac{120}{81} \omega_{PS1} \cong 1,481 \cdot \omega_{PS1} \quad (40)$$

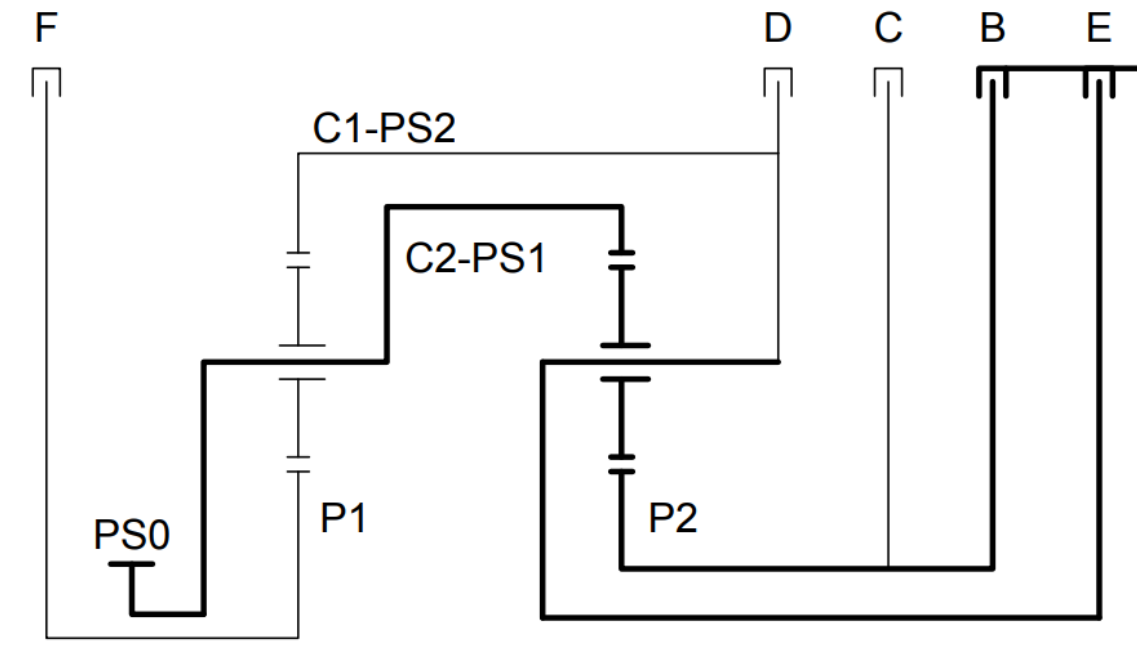
Výsledný převodový poměr  $i_2$  při pracovním režimu druhého stupně „vpřed“ je  $\frac{120}{81}$ , tedy přibližně 1,481 [9, str. 56 až 58].

**Vlastní výpočet:**

$$i_2 = i_{k.r}^p = 1 - i_{k.p}^r = 1 - \frac{1}{i_{p.k}^r} = 1 - \frac{1}{i_z} = 1 - \frac{1}{-2,568} \cong 1,389 \quad (49)$$

Výsledný převodový poměr pracovního režimu druhého stupně „vpřed“  $i_2$  spočítám pomocí první Willisovy formule a úpravy za pomoci základního převodového poměru. Jedná se o situaci, kdy je zastaveno planetové kolo P1 a točivý účinek tedy přechází z koruny C1 na unašeč PS1. Zde se opět jedná modifikované soukolí, proto se výsledný vypočítaný převodový poměr liší od toho od výrobce.

### 2.4.12. Kinematické schéma pracovního režimu třetího stupně „vpřed“



Obr. 22.: Kinematické schéma pracovního režimu třetího stupně „vpřed“ [9, str. 54]

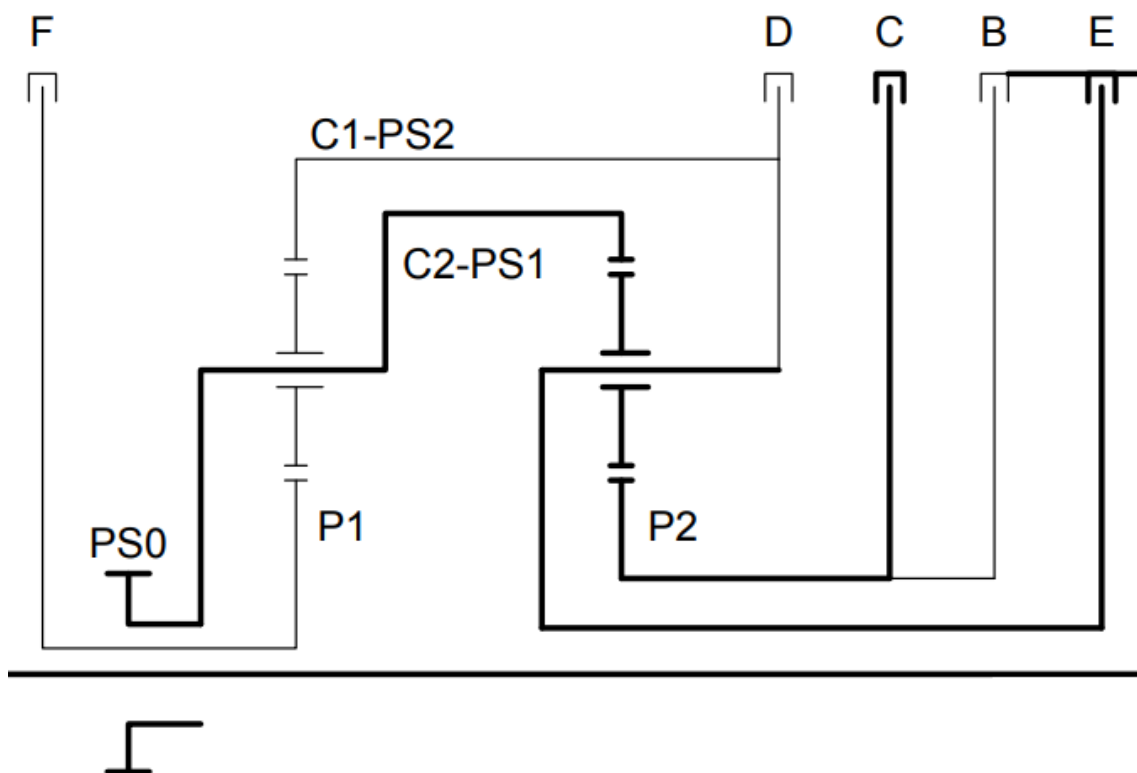
Výkon v tomto pracovním režimu teče z hydrodynamického měniče přes spojky B a E. Jelikož teče výkon skrze obě zmíněné spojky, dojde tak k situaci, kdy se planetové kolo P2 (zde je řídicím elementem) a satelit S2 otáčejí stejnou úhlovou rychlostí, tedy vůči sobě nerotují a díky tomu teče výkon spojkami skrze vazbu planetového kola P2 a sadou satelitů S2, pokračuje korunovým kolem C2, unašečem soukolí PS1 až na kolo na výstupu PS0, které se tak točí ve stejném smyslu otáčení, jako kolo na vstupu, tedy planetové kolo P2.

Řídicími elementy jsou tak spojení unašeče soukolí PS2 s korunovým kolem C1 a planetové kolo P2. Reakčními elementy nejsou žádné komponenty, protože satelity S2 jsou vedeny a řízeny unašečem PS2 a navíc ještě planetovým kolem P2, proto nemohou samy rotovat.

Převodový poměr je  $i_3 = 1$ , tento převod je tedy tzv. „direkt“.

Rozdíl u „direktu“ mezi vytištěným modelem a reálnou převodovkou je ten, že vytištěná převodovka neumožňuje chod převodovky pomocí *shiftelementů* B a E zároveň. Vytištěná převodovka umožňuje pouze výběr mezi aktivací *shiftelementů* B (posun centrálního hřídele směrem vpřed) či E (posun centrálního hřídele směrem vzad). Vytištěná převodovka je tak schopna demonstrovat „direkt“, avšak pouze bez zatížení kola na výstupu - díky pasivním odporům v ozubení. Realizace pevného spojení elementů planetového kola P2 a unašeče soukolí PS1 možná je, ale kvůli brzdění komponent zvenku (ze strany od stojanu) by již nebyla z této strany možná. Alternativou by zůstávalo spojení těchto částí uvnitř převodovky, ale následné ovládání převodovky by bylo velmi výrazně ztíženo, což rozporuje zadání této práce. Proto pro realizaci „direktu“ doporučuji aktivaci *shiftelementu* E pohybem zpět – směrem ke klíče.

### 2.4.13. Kinematické schéma pracovního režimu čtvrtého stupně „vpřed“



Obr. 23: Kinematické schéma pracovního režimu čtvrtého stupně „vpřed“ [9, str. 55]

V tomto případě je aktivována brzda C, která zamezí rotaci planetovému kolu P2. Výkon vystupující z hydrodynamického měniče tak teče skrze spojku E a dále na unašeč soukolí PS2 (PS2 a C1 jsou řídicími elementy). Ten koná rotační pohyb vzhledem k planetovému kolu P2, tedy jím teče výkon skrze satelit S2, který unáší (přenáší točivý účinek). Výkon ze satelitu S2 pokračuje skrze korunové kolo C2, unašečem soukolí PS1 až na kolo na výstupu PS0. Výstupní kolo PS0, unašeč soukolí PS1 a C2 se tak otáčí ve stejném smyslu jako unašeč soukolí PS2.

Řídicími elementy je vazba spojení unašeče soukolí PS2 a korunového kola C2. Reakčním elementem je pak planetové kolo P2.

Výrobce uvádí výsledný převodový poměr 0,72 a dospěl k němu následovně:

$$\frac{\omega_{C2} - \omega_{PS2}}{\omega_{P2} - \omega_{PS2}} = -\frac{37}{95} \quad (50)$$

Jelikož je planetové kolo P2 brzděno, je tedy jeho úhlová rychlost  $\omega_{P2}$  rovna nule, takže výraz (50) lze upravit:

$$\omega_{C2} - \omega_{PS2} = \frac{37}{95} \cdot \omega_{PS2} \quad (51)$$

Vztah (51) je dále upraven na:

$$\omega_{C2} = \frac{37 + 95}{95} \cdot \omega_{PS2} \quad (52)$$

Výsledný vztah pro závislost úhlové rychlosti korunového kola C2 na výstupu na unašeči soukolí PS2 na vstupu je:

$$\omega_{PS2} = \frac{95}{132} \cdot \omega_{C2} \cong 0,720 \cdot \omega_{C2} \quad (53)$$

Převodový poměr pracovního režimu čtvrtého stupně vpřed  $i_4$  je dle výrobce 0,72 [9, str. 56 až 58].

#### **Vlastní výpočet:**

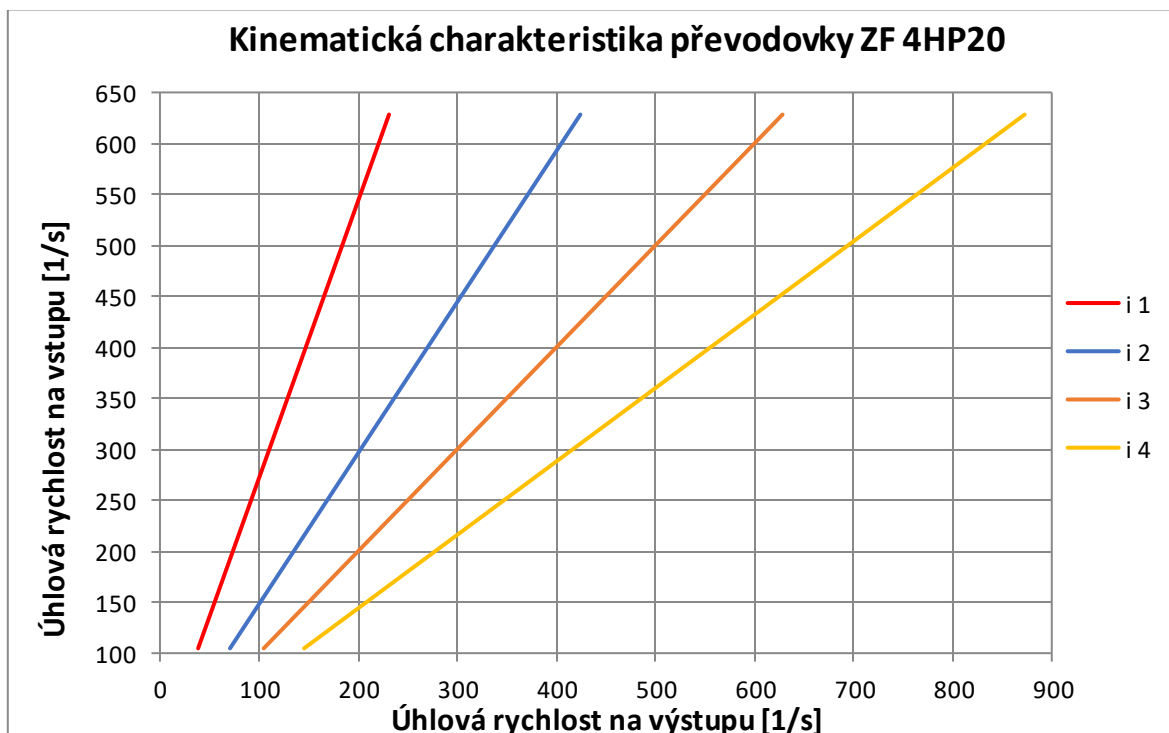
Ze schématu z Obr. 23. je vidno, že převodový poměr pracovního režimu čtvrtého stupně „vpřed“ odpovídá převodovému poměru, kdy je zastavené planetové kolo P2 a otáčivý účinek se tak přenáší z unašeče PS2 na korunové kolo C2 přes sadu satelitů S2. Tento převodový poměr se dá vypočítat z Willisovy formule a jejím následným upravením pomocí základního převodového poměru:

$$i_4 = i_{r.k}^p = 1 - i_{r.p}^k = 1 - \frac{1}{i_{p.r}^k} = 1 - \frac{1}{1 - i_{p.k}^r} = 1 - \frac{1}{1 - (-2,568)} \cong 0,72 \quad (54)$$

#### **2.4.14. Kinematická charakteristika převodovky ZF 4HP20**

Kinematická charakteristika popisuje závislost vstupní úhlové rychlosti na té výstupní. V grafu níže jsou barevně odlišeny jednotlivé převodové stupně vpřed  $i_1$  až  $i_4$  a  $i_z$  vzad. Úhlové rychlosti na vstupu jsem zvolil přibližně takové, jako jsou u běžného zážehového spalovacího motoru. Rozmezí otáček jsem tedy zvolil od 1 000 do 6 000  $\text{min}^{-1}$ , čemuž v přepočtu odpovídají úhlové rychlosti v rozmezí od 104,7 do 628,3  $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Převodové poměry, které jsem uvažoval ve výpočtu v grafu níže, jsou ty od výrobce, tedy  $i_1 = 2,718$ ,  $i_2 = 1,481$ ,  $i_3 = 1$ ,  $i_4 = 0,72$  a  $i_z = -2,568$ .





### 3. PRAKTICKÁ ČÁST

V analytické části ukáži a okomentuji, jaké změny jsem provedl na původní převodovce 4HP20 tak, aby byla vytisknutelná, ovladatelná jedním člověkem a zároveň poskytovala dostatečnou názornost při výuce.

#### 3.1. Základní zjednodušení a úpravy na převodovce ZF 4HP20

##### *Řadící elementy*

Původní samočinná převodovka 4HP20 potřebuje pro realizaci změny převodových stupňů zejména hydrodynamický měnič, olejové čerpadlo, hydraulickou jednotku, elektronický modul ECU atd. Ve výukovém modelu, který má názorně demonstrovat činnost planetového soukolí, není použití těchto komponent představitelné. Řazení je realizováno s pomocí tvarových elementů – rovnobokého drážkování a čepů. Některé řadící elementy musely být z důvodu realizovatelnosti umístěny, v rozporu se zadáním, skrytě uvnitř převodovky. Těmito řadícími elementy se rozumí tvarové prvky opatřené na centrálním hřídeli, a na součástech s ním sousedícími, které je nutno spojit s centrálním hřídelem pro realizaci přenesení točivého účinku na jednotlivé prvky planetového soukolí. Jedná se konkrétně o planetové kolo P2 a unašeč soukolí PS2. Zmíněným tvarovým prvkem, který slouží pro dočasné spojení těchto součástí, je mírně upravené rovnoboké drážkování.

##### *Realizace brzdění součástí*

Další zásadní změnou oproti původní převodovce 4HP20 byla realizace zabrzdění dílčích komponent planetových soukolí. Stojan převodovky byl navrhnut tak, aby kromě nosné funkce měl i funkci brzdící. Stojan a brzděné součásti k sobě přiléhají čelními plochami. Brzdění je realizováno dírami v těchto čelních plochách příslušných součástí, dírami stejného rozměru ve stojanu převodovky a válcovými kolíky, které jsou uloženy v těchto dírách s vůlí. Vsunutím kolíku skrze díru ve stojanu a vymezením čela kolíku k čelu díry v příslušné součásti dojde k zamezení pohybu součásti vůči pevnému stojanu. Díry v dílčích součástech a ve stojanu sdílí stejnou roztečnou kružnici. Součásti, které jsou brzděny, mají ve svých čelních plochách 6 děr, stojan má na každé straně po 3.

##### *Změny v JPS*

Další věcí, která se změnila, je úprava jednotlivých JPS tak, že obě mají stejné parametry. Počet satelitů u každého JPS je 3. Satelity mají 29 zubů, ale mají navzájem opačný smysl stoupání šroubovice. Planetová kola P2, P1 a stejně tak kolo na výstupu PS0 mají počet zubů 37, ale opačný smysl stoupání šroubovice. Korunová kola C1 a C2 mají obě po 95 zubech a taktéž je u obou kol smysl stoupání šroubovice opačný. Opačné směry stoupání šroubovice (pravé a levé) párových součástí (například planetových kol C1 a C2) jsou z důvodu vyvození axiálních sil, respektive jejich zachycení ve stojanu.

V tabulce níže uvádím parametry ozubení jednotlivých komponent jednoduchých planetových soukolí:

*Tab. 11.: Parametry upravených členů JPS*

Název součásti	Počet kusů v sestavě	Počet zubů	Úhel sklonu zubů $\alpha$	Smysl stoupání šroubovice
Planetové kolo P2	1	37	15°	Levý
Satelit S2	3	29	15°	Pravý
Korunové kolo C2	1	95	15°	Levý
Planetové kolo P1	1	37	15°	Pravý
Satelit S1	3	29	15°	Levý
Korunové kolo C1	1	95	15°	Pravý
Kolo PS0 na výstupu	1	37	15°	Pravý

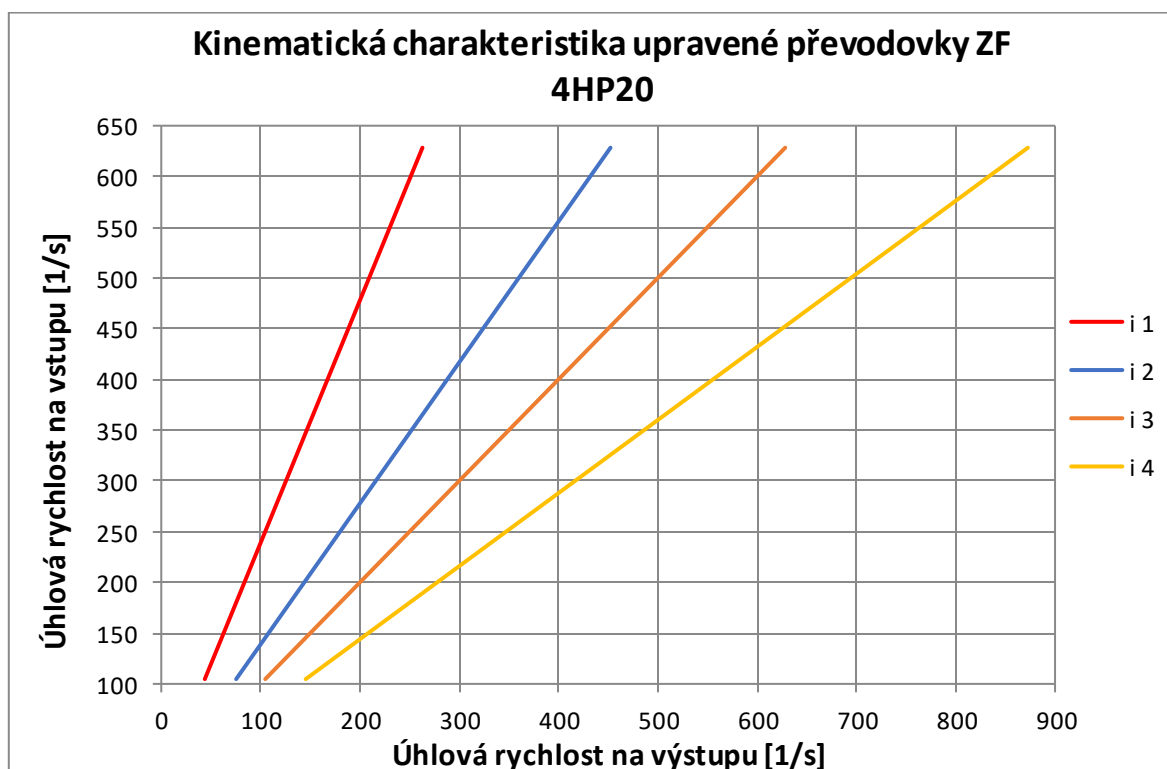
### Kinematické schéma

Změna počtu zubů u jednotlivých součástí vede ke změně kinematických poměrů v převodovce. Vzal jsem výpočty od výrobce a dosadil do nich nové zvolené počty zubů a vypočítal jsem nové převodové poměry 1. a 2. převodového stupně. Ty se shodují s těmi, které uvádím i ve svých výpočtech. V Tab. 12. uvádím přehled.

*Tab. 12.: Porovnání převodových poměrů původní a upravené převodovky 4HP20*

Pracovní režim převodovky	Původní převodový poměr	Nový převodový poměr
1. stupeň vpřed	$i_1 = 2,718$	$i_{1N} = 2,389$
2. stupeň vpřed	$i_2 = 1,481$	$i_{2N} = 1,389$
3. stupeň vpřed	$i_3 = 1$	$i_{3N} = 1$
4. stupeň vpřed	$i_4 = 0,72$	$i_{4N} = 0,72$
Zpětný chod	$i_z = -2,568$	$i_{zN} = -2,568$

Z Tab. 11. je patrné, že změna počtu zubů měla vliv pouze na první a druhý převodový stupeň, protože tyto pracovní režimy závisí na základním převodu planetového soukolí 1, konkrétně tedy na planetovém kole P1, satelitech S1 a korunovém kole C1, u kterých došlo ke změně počtu zubů.



Kinematická charakteristika je tedy tímto zásahem změněna. I zde jsem úhlové rychlosti na vstupu zvolil přibližně takové, jako jsou u běžného zážehového spalovacího motoru. Rozmezí otáček na vstupu je stejné jako u předešlé charakteristiky, tedy v intervalu od 1 000 do 6 000 min<sup>-1</sup>, čemuž v přepočtu odpovídají úhlové rychlosti v rozmezí od 104,7 do 628,3 rad·s<sup>-1</sup>.

Převodové poměry jsou jiné. Platí tedy že  $i_1 = 2,389$ ,  $i_2 = 1,389$ ,  $i_3 = 1$ ,  $i_4 = 0,72$  a  $i_z = -2,568$ .

Ještě je potřeba, kvůli změně počtu satelitů u JPS1 zkontrolovat, zda li je nové soukolí smontovatelné.

**Podmínka smontovatelnosti pro soukolí typu  $2k+r$  je:**

$$\frac{z_{koruna} + z_{satelit}}{s} = C \quad (55)$$

kde  $z$  je počet zubů,  $C$  značí celé číslo a  $s$  je počet satelitů [12, str. 75].

Dosazení do vztahu (55) je následující:

$$\frac{95 + 37}{3} = 44 \quad (56)$$

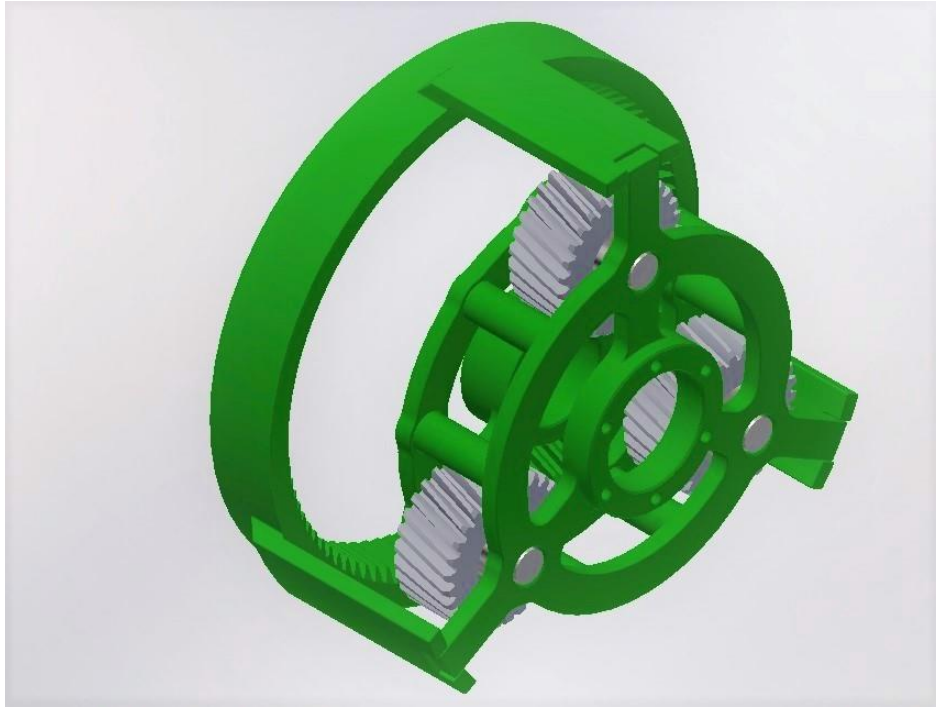
Výsledkem je celé číslo. To znamená, že tato modifikace je proveditelná. Soukolí JPS1 bude fungovat a bude smontovatelné.

### 3.2. Úpravy původních a tvorba nových komponent převodovky

Náležité zjednodušení a úpravy, co se brzdění, řazení a jednotlivých JPS týče, jsem popsal v kapitole výše. V této kapitole se budu detailně věnovat jednotlivým dílům a podsestavám.

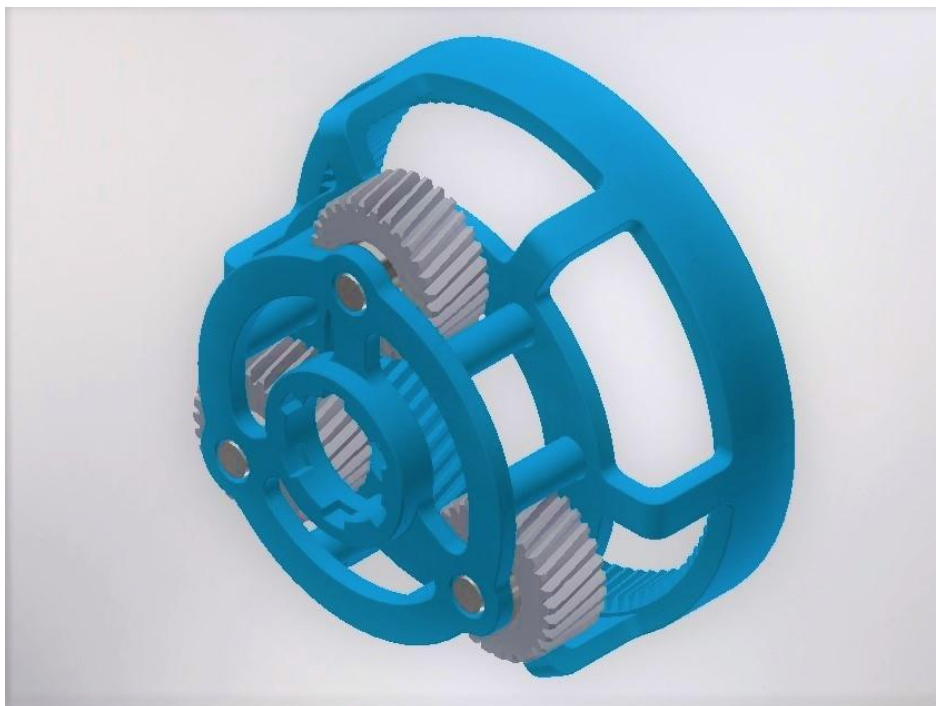
V sestavě jsou barevně odlišeny ty komponenty, jež spolu tvoří kinematické celky. Například zeleně zbarvená podsestava unašeče PS2 a korunového kola C1. Kvůli spojení součástí jsem vytvořil 3 výstupky po obvodu korunového kola C1 po 120° a na unašeči soukolí PS2 také, viz Obr. 24. Z věnce korunového kola C1 vyčnívají ploché výstupky směřující k unašeči PS2. Tyto výstupky jsou na konci opatřeny 5 mm vybráním obdélníkovým profilem.

Unašeč PS2 má na zadní části v radiálním směru 3 výstupky obdélníkového profilu po 120°, které zapadnou do vybrání na konci výstupků korunového kola C1. Tyto výstupky se po montáži nerozebíratelně spojí – slepí se lepidlem. Tím dojde k vytvoření vazby, která umožňuje přenášet točivý účinek celou podsestavou PS2 a C1. Taková vazba ve skutečnosti existuje – unašeč PS2 a kolo C1 jsou na pevně spojeny.



Obr. 24.: ISO pohled na podsestavu korunového kola C1 a unašeče PS2

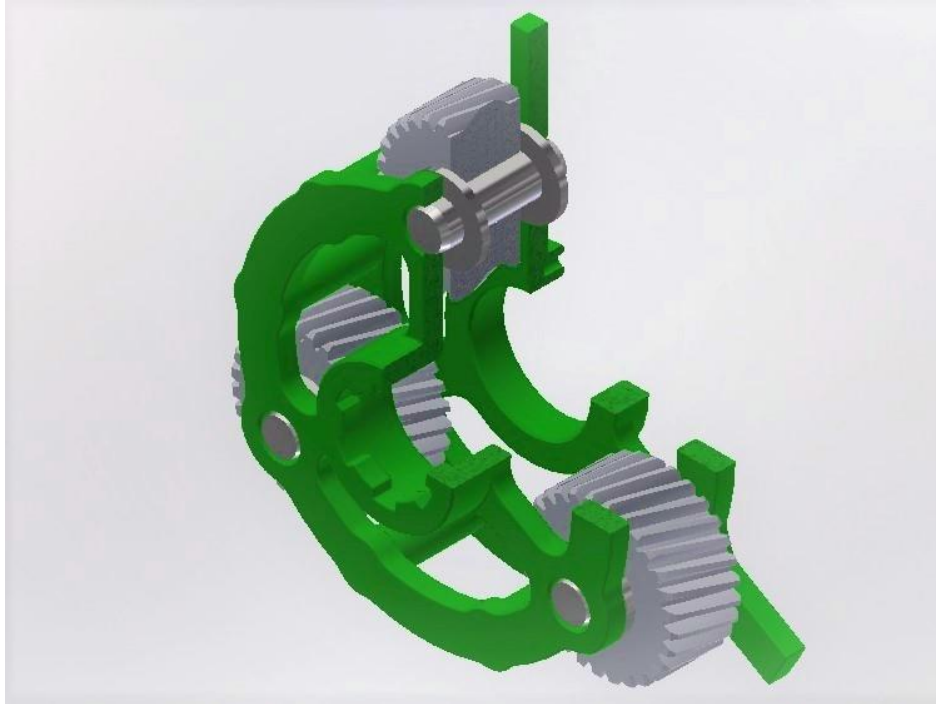
Další vazba je vidět na Obr. 25. Dle schématu jsou korunové kolo C2 a unašeč soukolí PS1 spojeny. Unašeč jako takový, bude tvořit pouze přední (klecová) část, protože zadní část unašeče je integrována do korunového kola C2. Vazba mezi korunou C2 a zadní částí unašeče PS1 je realizována šesti vyčnívajícemi výstupky a diskovou částí unašeče, který je dosedacím dílem pro přední část unašeče. V podstavě tak budou 2 tištěné části – přední část unašeče a korunové kolo s integrovanou zadní částí unašeče.



Obr. 25.: ISO pohled na vazbu mezi korunovým kolem C2 a unašečem PS1

### 3.2.1. Podsestava unašeče PS2 a satelitů S2

Unašeč soukolí PS2 je kvůli finální montáži rozdělen na 2 části – zadní (bottom) a klec (cage). Obě části mají shodně umístěné díry pro ocelové kolíky  $\Phi 10$  mm, na kterých se budou otáčet satelity. Kolíky se při finální montáži vlepí do těchto děr. Pro vzájemné vymezení součástí slouží válečky, které jsou součástí těla zadní části unašeče. Protikus, tedy klec, je opatřena válcovými zhloubeními, do kterých tyto válečky zapadnou a tím se vymeží. Takto spojené válečky a zhloubení se nakonec při finální montáži slepí lepidlem.

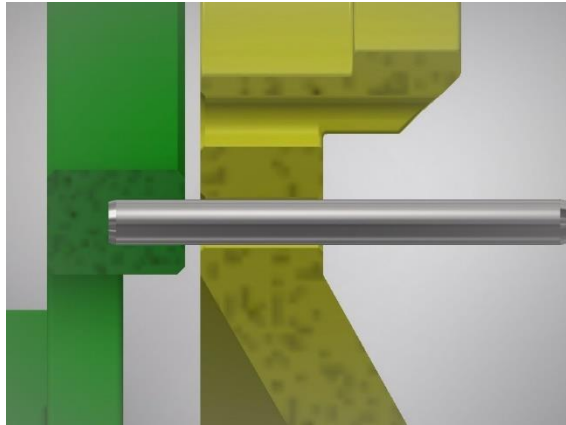


*Obr. 26.: ISO pohled na ¼ řez podsestavou*

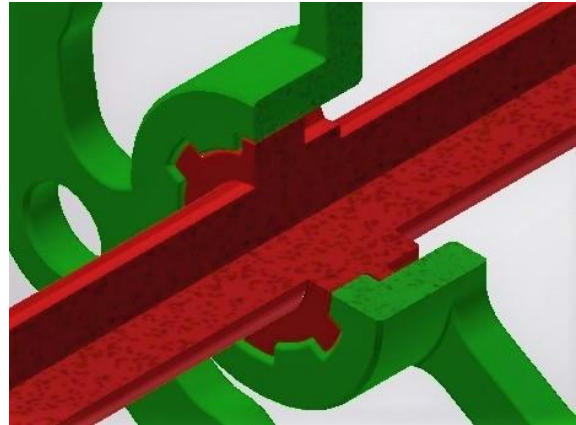
Jelikož je potřeba brzdit unašeč soukolí PS2, je zadní díl opatřen nábojem s dírami pro válcový kolík, které jej na pevně spojí se stojanem a tak jej zabrzdí, viz Obr. 27. Náboj má uprostřed díru, aby jím mohlo procházet planetové kolo P2.

Klec PS2 je opatřena řadícími elementy, do kterých zapadnou řadící elementy od centrálního hřídele – Obr. 28. Axiálně je hřídel vymezen kruhovou částí, která odděluje přední a zadní řadící elementy. Detailněji je lze vidět na Obr. 49.

Pro snadnější otáčení satelitů, tedy pro snížení pasivních odporů třením na čelech satelitů po dílech unašeče PS2, byly použity ocelové distanční podložky, patrné například na Obr. 26. mezi přední částí unašeče PS2 a čely satelitů S2.



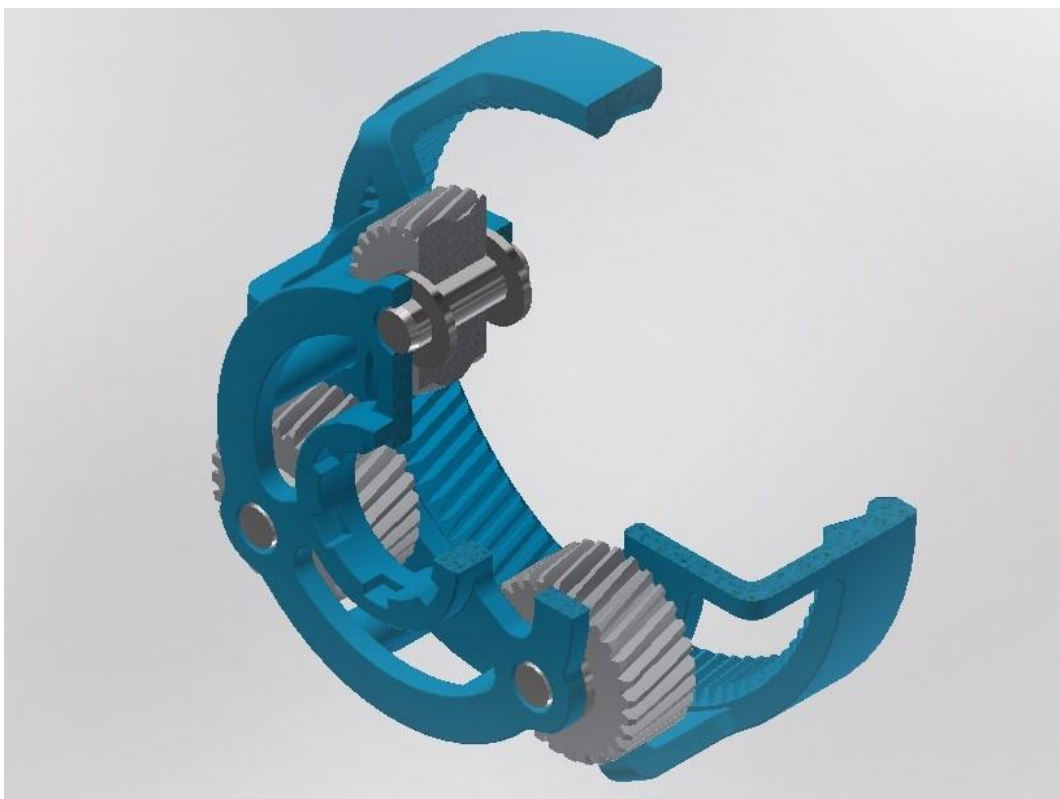
Obr. 27.: Detailní pohled na zabrzdněný unašeč PS2 pomocí válcového kolíku vsunutého skrze díru ve stojanu



Obr. 28.: Detailní pohled na  $\frac{3}{4}$  řez řadícími elementy PS1 a centrálního hřídele

### 3.2.2. Podsestava korunového kola C2, satelitů S1 a unašeče PS1

Kvůli usnadnění finální montáže je unašeč soukolí PS1 opět rozdělen na 2 části – na přední část „klec“ (cage) a zadní část, která tvoří jeden celek spolu s korunovým kolem C2. Korunové kolo C2 bylo pro poskytnutí dostatečné názornosti a pro umožnění náhledu dovnitř do JPS2 prodlouženo a čelní část koruny, která je zadní diskovou částí unašeče PS1 byla odlehčena tak, že zůstalo šest výstupků do tvaru „L“ spojených s diskem. V diskové části koruny jsou 3 díry pro kolíky, které jsou osami satelitů S1. Dále se v čele nachází šest válcových zahloubení, do kterých se pro ustavení klecové části unašeče PS1 zasune 6 jejích válečků a při finální montáži se slepí lepidlem.

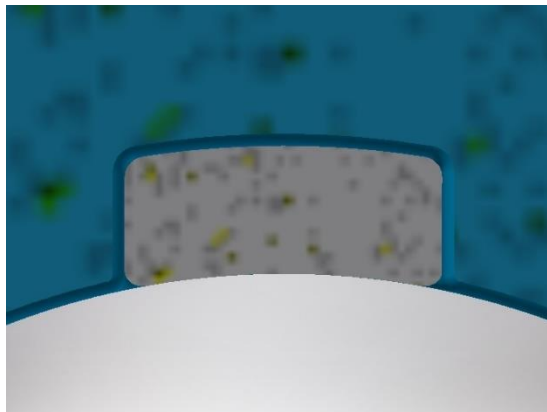


Obr. 29.: ISO pohled na  $\frac{3}{4}$  řez podsestavy

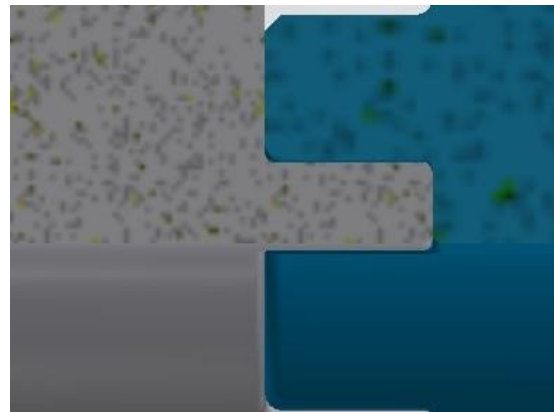
Přední část „klec“ je podobně jako u předchozího soukolí se šesti válečky, třemi dírami pro válcové kolíky  $\Phi 10$  mm a v náboji je tvarový prvek pro rozebíratelné spojení unašeče s výstupním kolem PS0. Toto spojení je realizováno modifikovaným rovnobokým drážkováním, avšak kvůli nepřesnostem 3D tiskárny upraveným tak, aby šlo kolo PS0 s vynaložením mírné síly vyjmout a v případě zájmu jej dále modifikovat podle potřeby.

Obrázky níže demonstrují spojení přední části unašeče PS1 a kola PS0 pomocí upraveného rovnobokého drážkování. Vůle mezi profily je 0,1 mm. Takto zvolená vůle zajišťuje při spojení vytištěných součástí spojení přechodné – spojení rozebíratelné.

Pro názornost je kolo PS0 na obrázcích šedé, aby bylo kolo PS0 od přední části unašeče PS1 snadno k rozeznání.

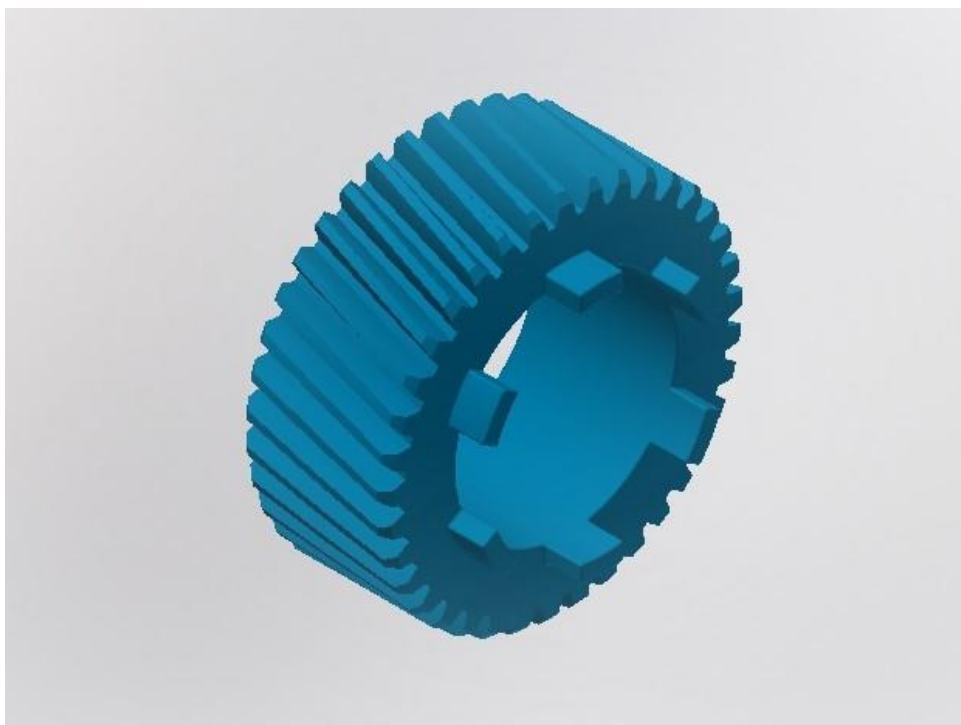


*Obr. 30.: Pohled zepředu na řez spojených součástí PS0 a PS1*



*Obr. 31.: Pohled zprava na řez spojených součástí PS0 a PS1*

### 3.2.3. Planetové kolo na výstupu PS0



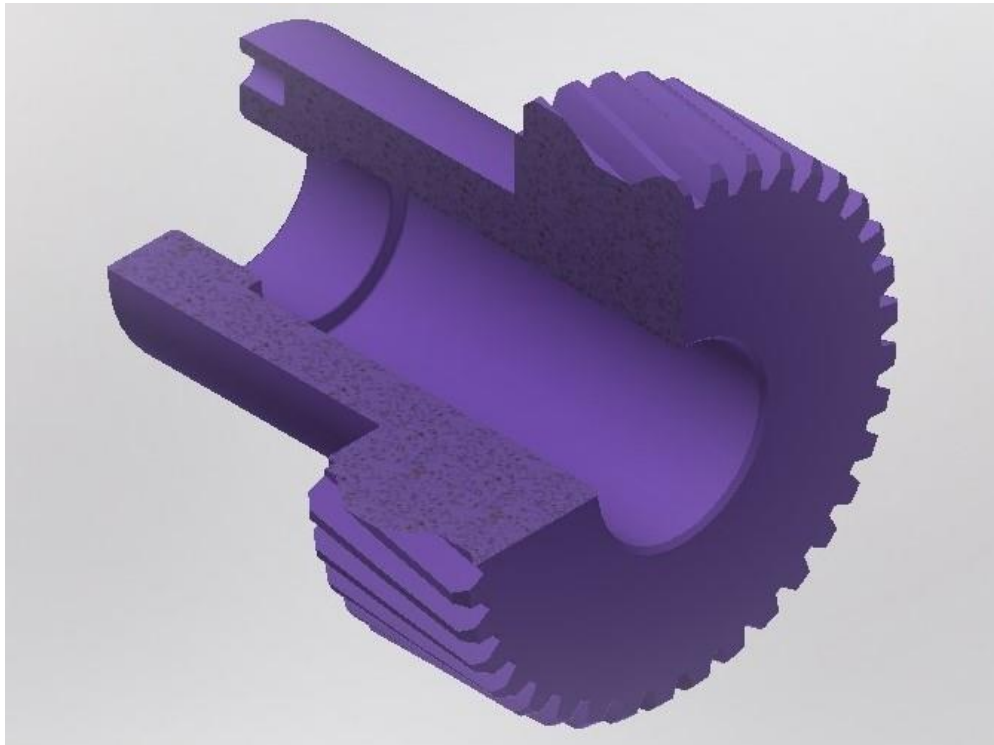
*Obr. 32.: ISO pohled pravý horní na kolo PS0*

Kolo PS0, které je na výstupu, je inspirováno planetovým kolem P1. Má stejné parametry ozubení – počet zubů, úhel sklonu zubů a smysl stoupání šroubovice.

### 3.2.4. Planetové kolo P1

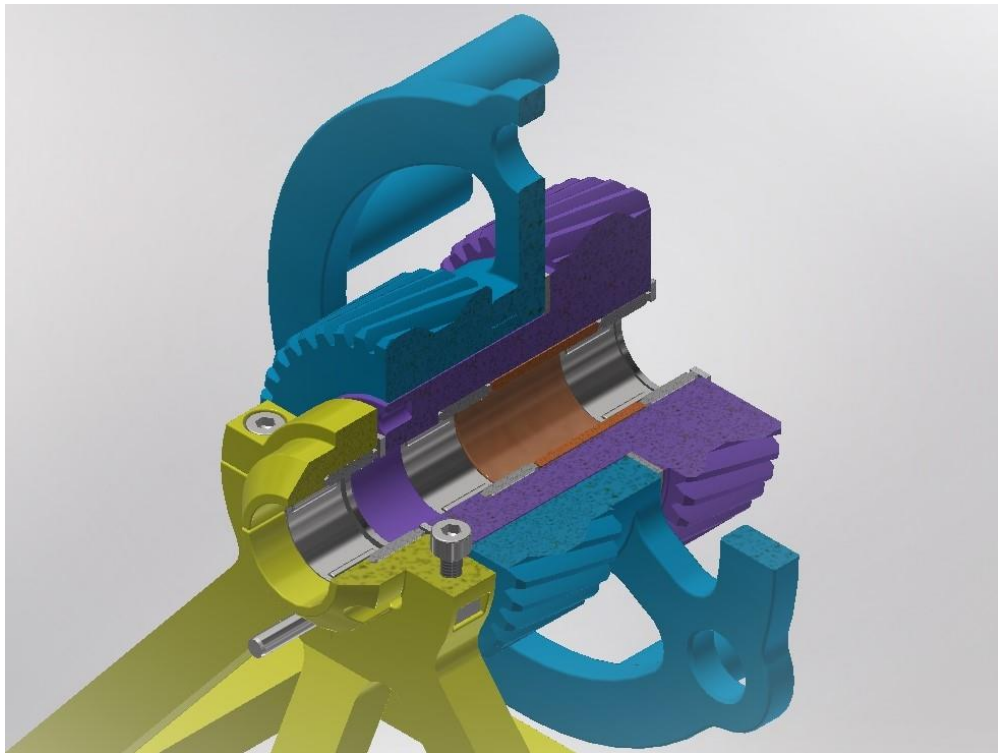
Planetové kolo P1 je umístěno v sestavě převodovky (viz Obr. 34.) tak, že na čelech součásti je od ostatních komponent sestavy odděleno distanční podložkou pro snížení pasivních odporů, dále je kvůli své délce a kvůli zachycení sil v ozubení (kromě axiálních) uloženo na ložiskách a na čelní ploše sousedící se stojanem má díry pro válcové kolíky, kterými dojde k zastavení kola P1.

Ve válcové části uvnitř kola jsou uložena ložiska a jsou vymezena s vůlí 0,2 mm v axiálním směru pomocí duté (hnědě vybarvené) součásti. Patrný je válcový kolík v díře stojanu, který se používá při brzdění komponent. Aby nedošlo k „drhnutí“ čelních ploch unašeče PS1 s čelní plochou kola P1, je mezi nimi distanční podložka pro snížení odporů. Dále se ještě počítá s vůlí 0,5 mm v axiálním směru mezi distanční podložkou a stojanem. Planetové kolo P1 má vůči náboji unašeče PS1 a díře v součásti kola PS0 vůli 0,4 mm.



*Obr. 33.: ISO pohled na  $\frac{3}{4}$  řez planetového kola P1*

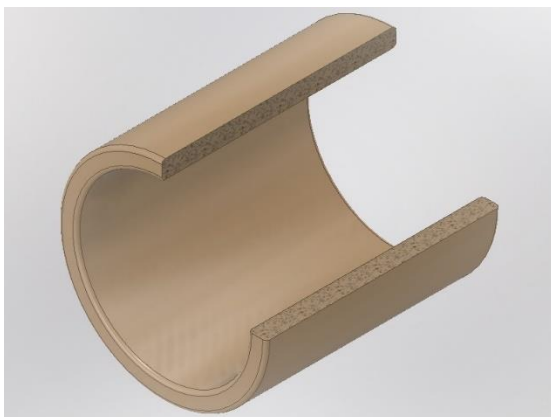




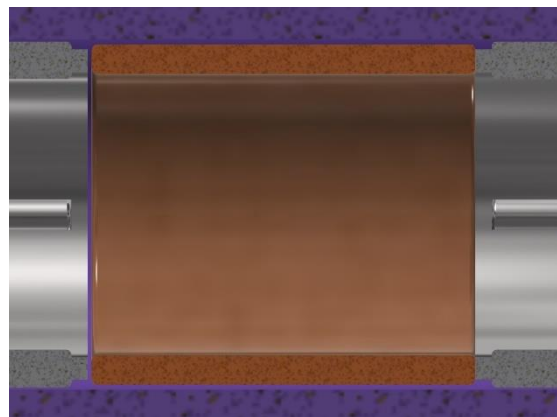
*Obr. 34.: Pohled na  $\frac{3}{4}$  řez sestavení planetového kola P1 v sestavě*

### 3.2.5. Dutý hřídel

Dutý hřídel (Hollow Shaft) je patrný v Obr. 34. uprostřed. Používá se jako axiální vymezení polohy ložisek. Ve skutečnosti nemá hnědou barvu, ta je zde použita pouze pro barevné odlišení součástí navzájem, reálně je totiž vytištěna z čirého PLA. Tato součást má vůli jak vůči planetovému kolu P1, kterou jsem již zmínil, tak vůli o stejné velikosti vůči centrálnímu hřídeli.



*Obr. 35: ISO pohled na  $\frac{3}{4}$  řez součástí*



*Obr. 36.: Detail axiálního vymezení ložisek dutým hřídelem*

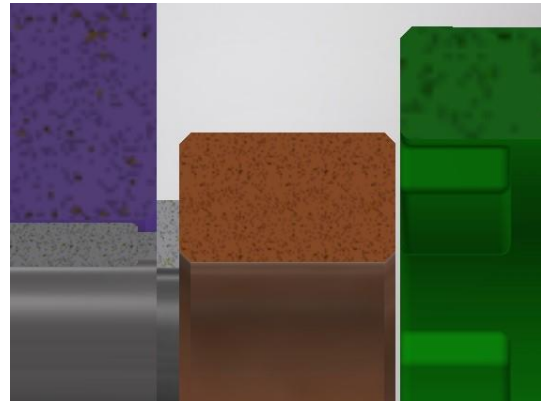
### 3.2.6. Trubka

Trubka (Tube) je rotační součást podobná dutému hřídeli, která slouží jako axiální zajištění mezi součástmi. Konkrétně axiálně vymezuje distanční podložku (může na ní tlačit ložiskový kroužek), která je mezi trubkou a planetovým kolem P1.

Stejně jako u dutého hřídele, tato součást nemá hnědou barvu, ale je ve skutečnosti tištěna z čirého PLA.



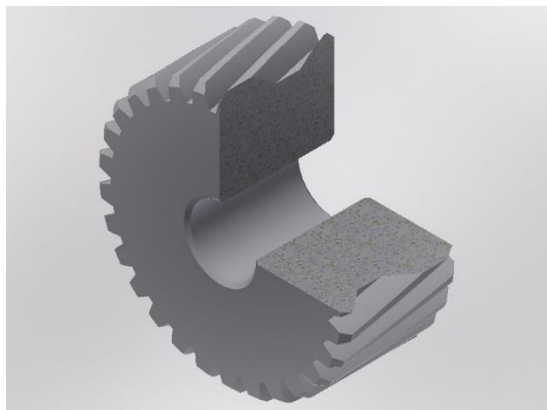
Obr. 37.: ISO pohled na součást Tube



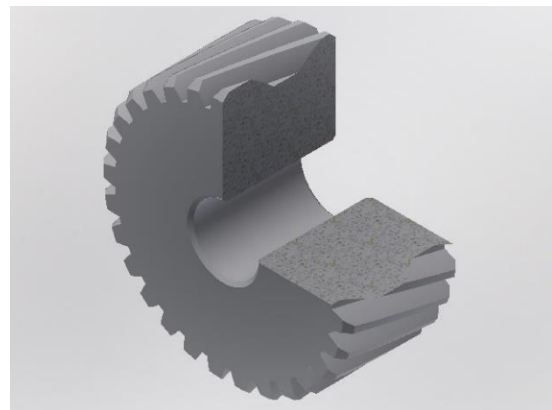
Obr. 38.: Detail axiálního vymezení trubkou mezi zelenou částí unašeče PS2 a fialovou planetou P1

### 3.2.7. Satelity S1 a S2

Satelity S1 a S2 se od sebe liší pouze ve smyslu stoupání šroubovice. Satelity S1 mají levý smysl stoupání a satelity S2 mají pravý. Jinak jsou, co do parametrů ozubení a rozměrů, stejné. Materiál satelitů je stejný jako materiál jim příslušných unašečů.



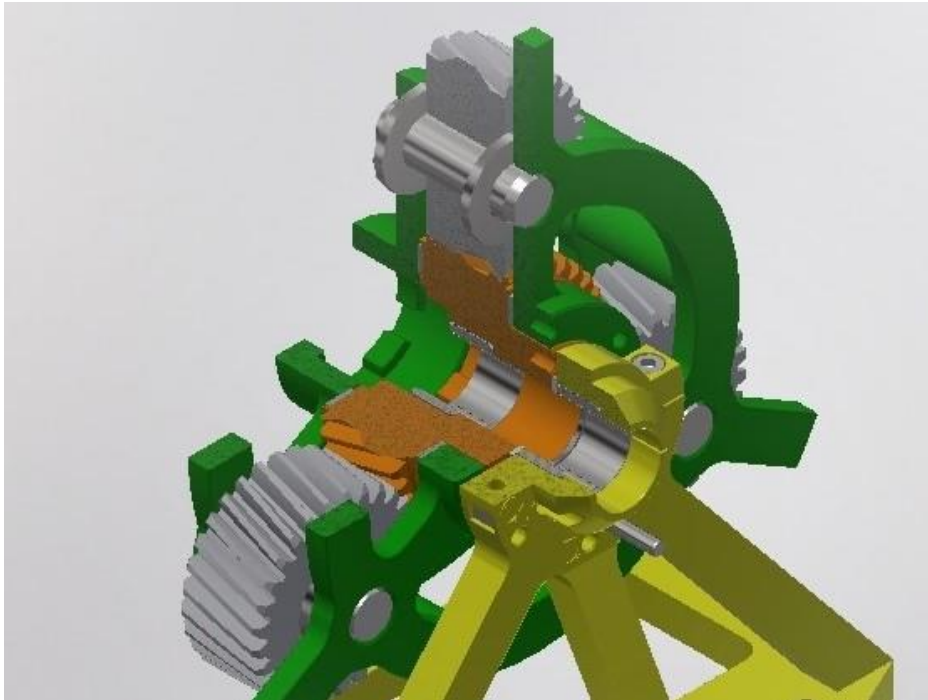
Obr. 39.: ISO pohled na  $\frac{3}{4}$  řez součástí S1



Obr. 40.: ISO pohled na  $\frac{3}{4}$  řez součástí S2

### 3.2.8. Planetové kolo P2

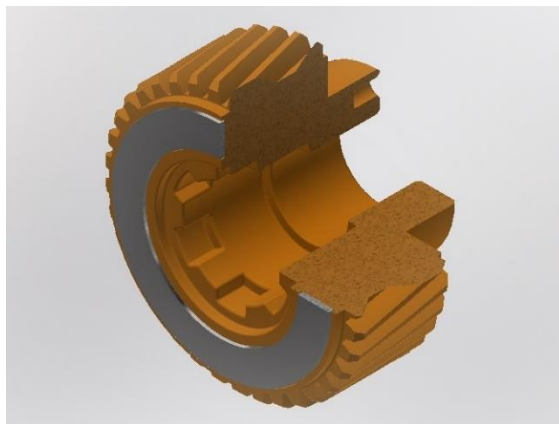
Planetové kolo P2 (oranžové kolo uprostřed Obr. 41.) je na všech svých čelních plochách opatřeno distančními podložkami, aby „nedrhlo“ svým strukturovaným tištěným povrchem o povrch sousedících součástí. Kvůli zatížení kola od sil v ozubení je ložisko (ložisková klec s jehlami) planetového kola P2 umístěno ložisko pod částí s ozubením. Dále je nutné planetě P2 při pracovním režimu čtvrtého stupně „vpřed“ znemožnit otáčení, k tomu slouží díry v planetě a stojanu a válcové kolíky.



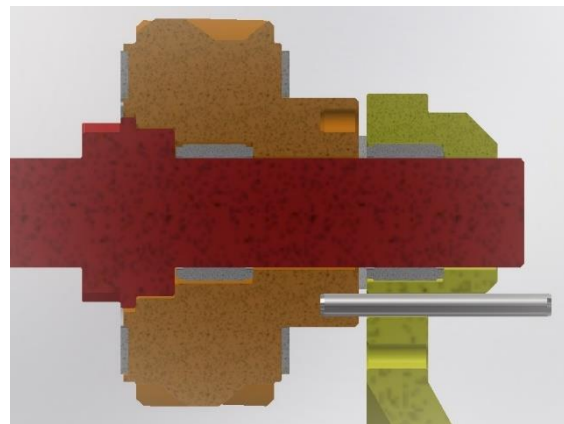
*Obr. 41.: Pohled na  $\frac{3}{4}$  řez sestavení planetového kola P2 vzhledem k okolním dílům*

Aby nedocházelo k pohybu distanční podložky (mezi planetou P2 a zadní čelní plochou klecové části unašeče PS1) při pracovním chodu převodovky, je planetové kolo P2 opatřeno osazením viz Obr. 42., ve kterém je ustavena distanční podložka.

Obr. 43. ukazuje, jak je brzděno kolo P2 válcovým kolíkem.



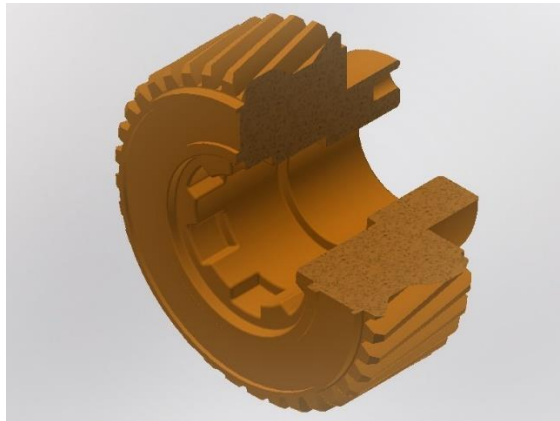
*Obr. 42.: Pohled na  $\frac{3}{4}$  řez planetou P2 a distanční podložkou*



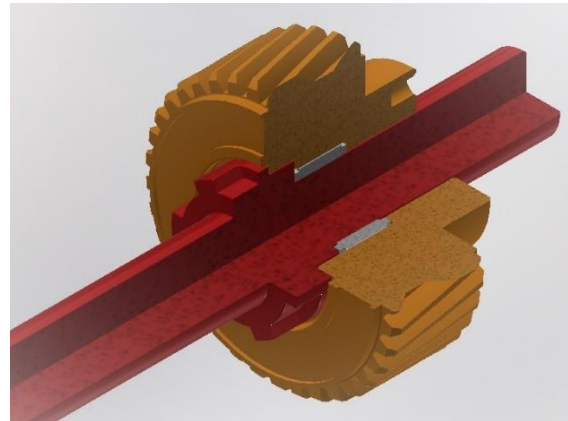
*Obr. 43.: Ukázka zabrzděné planety P2 a zapadnutí řadicích elementů do sebe*

Na obr. 44. lze vidět vnitřek planetového kola P2 - řadicí elementy pro realizaci přenosu točivého účinku na planetu a dále válcovou část pro uložení ložiska uvnitř součásti.

Na Obr. 45. je vidno, jak do sebe zapadnou řadicí elementy centrálního hřídele do řadicích elementů v planetě P2.



Obr. 44.: Pohled na  $\frac{3}{4}$  řez planetovým kolem P2



Obr. 45.: Pohled na  $\frac{3}{4}$  řez vnitřkem planety P2 – na řadící elementy a ložisko

### 3.2.9. Centrální hřídel a klička

Centrální hřídel (Central Shaft) spolu s kličkou (Lever) slouží k vyvození točivého účinku a jeho přenosu na určené komponenty. Pro snadnější otáčení je hřídel podepřen ve stojanu 2 jehlovými ložisky. Klička a centrální hřídel jsou spolu spojeny upraveným rovnobokým drážkováním z důvodu řazení. Toto modifikované rovnoboké drážkování je navrženo tak, aby vůle mezi nábojem kličky a hřídelem byla v optimálním případě všude 0,1 mm, což po vytištění a smontování zaručí rozebiratelné spojení s přesahem – k sejmutí kličky z hřídele je třeba vyvinout velkou axiální sílu. Díky tomu lze i pomocí kličky řadit - pohybovat hřídelem od neutrální polohy v axiálním směru v rozmezí  $\pm 5$  mm.

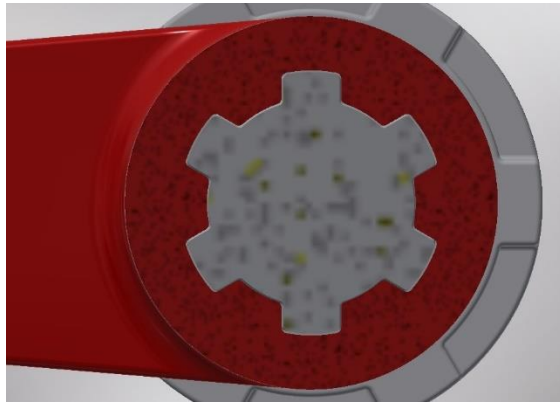
Řazením se myslí pohyb hřídelem v axiálním směru tam nebo zpět, aby řadící elementy na hřídeli zapadly do těch buďto v planetě P2 anebo v přední klecové části unašeče PS2.



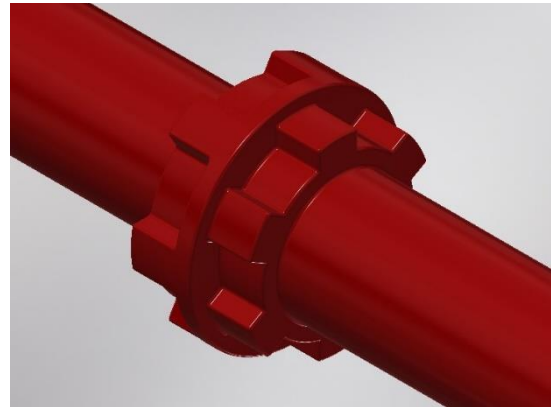
Obr. 46.: ISO pohled na podsestavu kličky a centrálního hřídele



Obr. 47.: Druhý ISO pohled na podsestavu kličky a centrálního hřídele



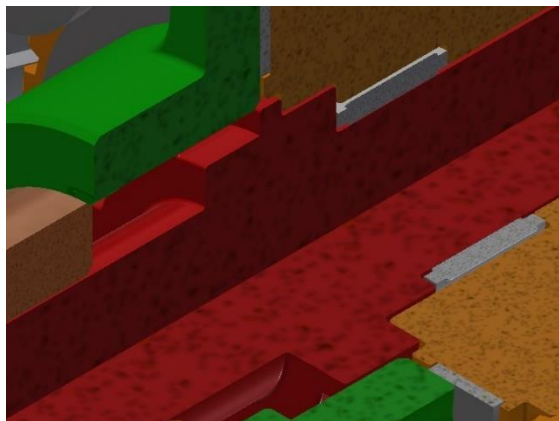
*Obr. 48.: Řez centrálním hřídelem (pro odlišení šedivý) a kličkou*



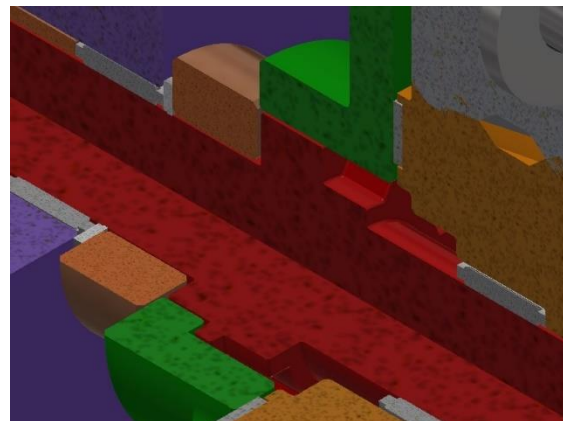
*Obr. 49.: Detailní pohled na řadicí elementy (tzv. shiftelementy)*

Aby došlo ke spojení řadicích elementů a přenosu točivého účinku z centrálního hřídele na planetové kolo P2, musí se hřídel z neutrální polohy posunout cca 5 mm vpřed bez jakéhokoli natočení.

Ke spojení centrálního hřídele s unašečem PS2 je nutné posunout centrální hřídel směrem zpět k uživateli a přitom musí dojít k natočení hřídele o 30°. Toto natočení je nezbytné, protože jím je jasně odlišeno řazení mezi planetou P2 a unašečem PS2.



*Obr. 50.: Spojení centrálního hřídele s planetou P2 pomocí řadicích elementů*

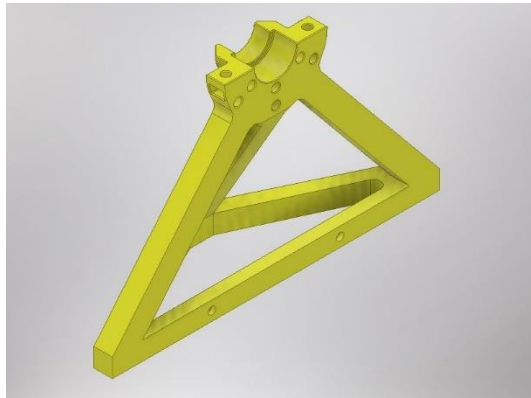


*Obr. 51.: Spojení centrálního hřídele s unašečem PS1 pomocí řadicích elementů*

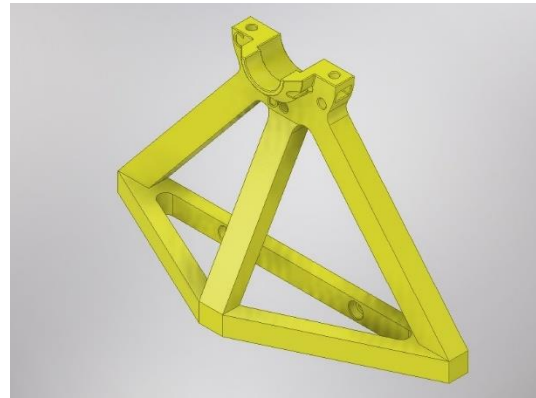
### 3.2.10. Stojan

Jak již bylo zmíněno, stojan slouží jako nosná konstrukce pro těleso převodovky a také k zabrzdění příslušných součástí.

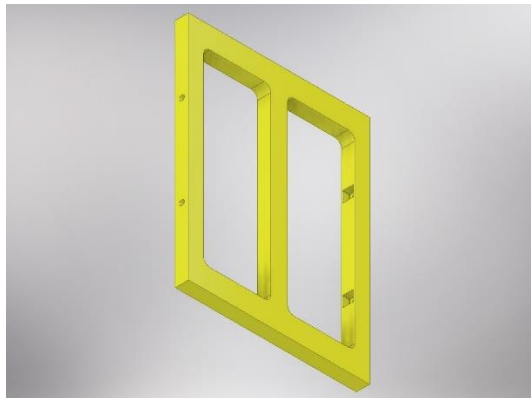
Tisknutí stojanu v jednom kuse by bylo velice komplikované z důvodu nelineárního chladnutí vyšších vrstev a také kvůli časové náročnosti. Problémem by byl vliv deformací tištěného dílce (s narůstající výškou by došlo ke křivení a vzájemnému posouvání tištěných vrstev) a tak byl stojan rozdělen na 3 části, viz Obr. 52 až 57., které se tiskly zvlášť.



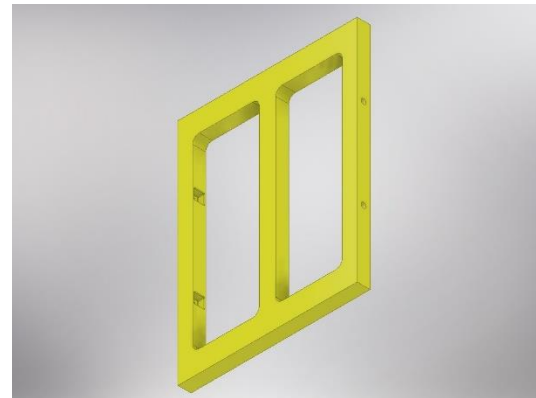
Obr. 52.: ISO pohled na levou nosnou část stojanu



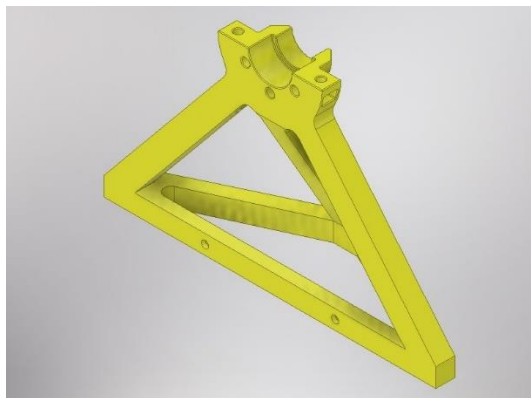
Obr. 53.: Další ISO pohled na levou nosnou část stojanu



Obr. 54.: ISO pohled na střední část stojanu



Obr. 55.: Další ISO pohled na střední část stojanu

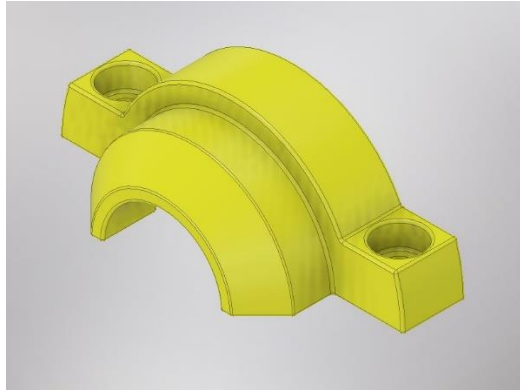


Obr. 56.: ISO pohled na pravou nosnou část stojanu

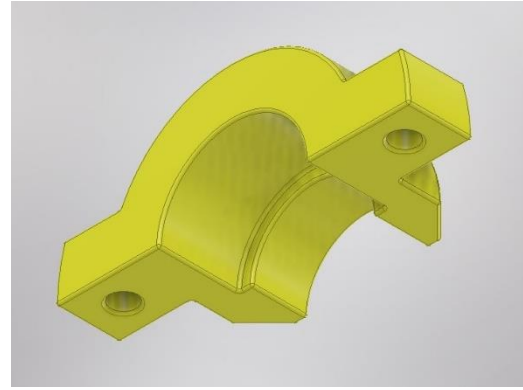


Obr. 57.: Další ISO pohled na pravou nosnou část stojanu

Další součástí, která tvoří podsestavu stojanu, je objímka (Sleeve). Objímka je součástí se 2 válcovými plochami na vnitřní straně a se 2 dírami pro šroub s válcovou hlavou. Větší z válcových ploch slouží k uložení ložiska, ta menší slouží k vedení centrálního hřídele s vůlí. Díry pro šrouby jsou nutné pro finální přimontování těchto objímek k nosným dílům.

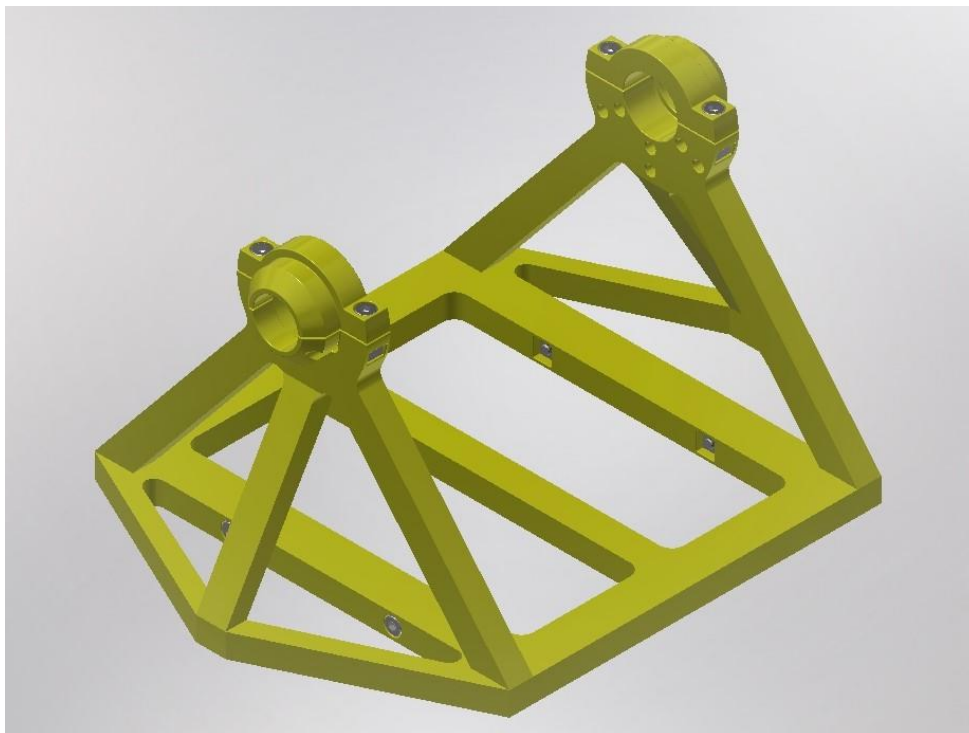


*Obr. 58.: ISO pohled na objímku*



*Obr. 59.: Další ISO pohled na objímku*

Všechny dílce se smontují šrouby s válcovou hlavou a čtyřhrannými maticemi.



*Obr. 60.: Pohled na kompletní podsestavu stojanu*

### 3.3. Normalizované díly

Jelikož byla většina funkčních dílů z této převodovky vytištěna na 3D tiskárně, bylo nutné použít pro snížení pasivních účinků ocel. Je to levný materiál, který při kontaktu s plastem vykazuje nižší hodnoty součinitele smykového tření, než když dochází ke tření tištěných plastových dílů. Problémem tištěných ploch je jejich strukturovaný a velmi hrubý povrch. Převodovka není nijak mazána a veškeré tření je tedy suché, což se mnohem více negativně projevuje na pasivních odporech. Proto byly mezi tištěné povrchy vloženy normalizované ocelové díly s velmi hladkým povrchem, které tak dopomohly ke snížení pasivního odporu a ulehčení práce obsluhy převodovky.

Seznam použitých dílů je v Tab. 13. a také v kusovníku v příloze (položky 17 až 24).

*Tab. 13.: Přehled použitých normalizovaných dílů v sestavě tištěné převodovky*

<b>Název součásti</b>	<b>Číslo normy</b>	<b>Kusů v sestavě</b>
Válcový kolík – 10x32 – A4	DIN 7	6
Podložka plochá – 10,5 – A2	DIN 125 A	12
Jehlová klec – K14x18x10-B	DIN 5405-1 / ISO 3030	5
Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem – M3x10 – A4	ISO 4762	8
Matice čtyřhranná nízká – M3 – A4	ISO 562	12
Podložka distanční – 14x20x1 – A2	DIN 988	3
Válcový kolík – 3x20 h8 – A1	DIN 7	2
Podložka distanční – 30x42x1 – A2	DIN 988	3

### 3.4. 3D tisk součástí a úpravy dílů kvůli 3D tisku

Kvůli modifikaci převodovky a její optimalizaci pro výukové účely bylo nutné se seznámit s technologií 3D tisku a udělat si představu, s jakou přesností tiskne tiskárna díly.

Pro součásti, jež jsou spojeny s přesahem, se volily rozměry vzdáleností povrchů větší o 0,1 mm (v radiálním i axiálním směru) a u spojení součástí s vůlí byly rozměry vzdáleností povrchů 0,3 mm. Tyto hodnoty byly získány zkušeností s tiskem zkušebních vzorků.

Zkušebními vzorky pro demonstraci uložení součástí s přesahem posloužily centrální hřídel s klíčkou. Tyto 2 součásti jsem si vybral schválně, abych si udělal představu, jak velká axiální síla je potřeba pro rozebrání. V tomto konkrétním případě je potřeba vyvinout velkou axiální sílu, což je výhoda pro finální montáž, protože odpadne nutnost součásti lepit.

Pro vyladění vůle mezi součástmi posloužil vytisknutý centrální hřídel. U něj se ladila vůle pro řadící elementy pomocí vytištěného planetového kola P2 a také vůle na jeho válcové části, kde jsou mimo jiné uložena ložiska. U centrálního hřídele (obecně u všech rotačních součástí, kde převládá podélný rozměr) velmi záleží, jestli je vytištěn vodorovně či svisle, tedy jsou-li nanášeny vrstvy plastu vertikálně či horizontálně vzhledem k nejdelšímu rozměru součásti. Pro tyto rotační součásti je lepší, aby byly tištěny (plast vrstven) vertikálně, protože nedochází k deformaci kruhového profilu do tvaru kapky tím, že horký plast během nerovnoměrného chladnutí „sesedá“.

Program *PrusaSlicer* umožňuje také nejrůznější nastavení tisku, podle toho, co uživatel žádá. Tím se myslí například nastavení výšky tisknuté vrstvy, která má největší vliv na dobu tisku a také na výslednou drsnost povrchu součásti. Další volbou nastavení jsou tzv. „perimetry“, což jsou obvodové obrysy jednotlivých vrstev, mezi které je nanášena výplň. Standardně bývají alespoň 2, ale s tvarovou náročností dílu automaticky narůstají.

Výplň je nanášena tavenina mezi perimetry. Tím přímo ovlivňuje integritu a tedy i pevnost a odolnost součásti. Dá se volit hustota a vzor výplně, které mají také významný vliv na dobu tisku. Vysoké hodnoty hustoty výplně jsem požadoval u součástí, které jsou nejvíce namáhané, tedy na stojan (60%) a centrální hřídel (80%). Jako vzor výplně jsem volil u všech součástí voštinu (plástev).

Dále jsem nastavoval tzv. „kompenzaci rozplácnutí první vrstvy“. Tato volba do „g kódu“ zanesou tiskárně informaci, že má omezit objemový průtok plastové taveniny v průběhu nanášení první vrstvy. Díky tomu nedojde k roztečení této vrstvy jako obvykle.



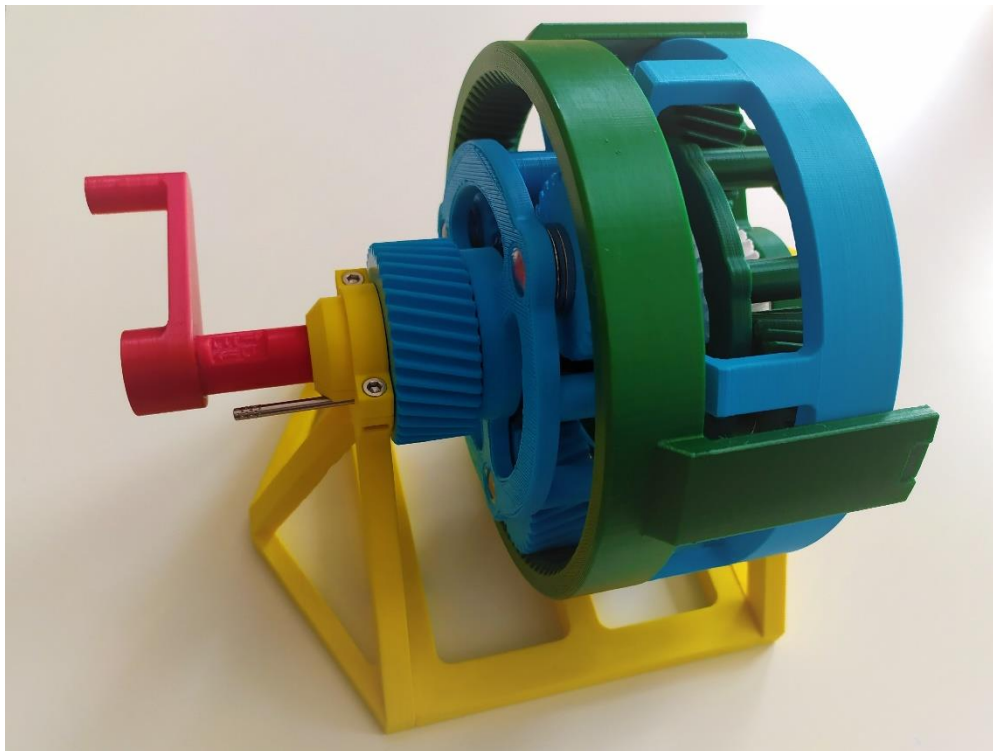
Velmi užitečná je možnost úpravy průtoku filamentu tryskou. Tuto hodnotu lze nastavovat v průběhu samotného 3D tisku na displeji tiskárny. Velikostí průtoku filamentu lze optimalizovat mikrogeometrii součástí. Poprvé vytištěné korunové kolo C1 v planetovém soukolí zabíralo velmi ztuhla, ale snížením průtoku trysky na 85% při tisku došlo ke zvětšení vůle v ozubení, a soukolí nyní zabírá zcela hladce. Díky tomuto nastavení šlo také snadno optimalizovat vůle satelitů na ocelových čepech.

## 4. ZÁVĚR

V teoretické části se zabývám problematikou 3D tisku, popisuji použitou 3D tiskárnu a materiál PLA, ze kterého jsem součást tiskl. Dále je zde ukázáno, jak jsem postupoval, abych z CAD modelu zrealizoval vytištěnou součást. Poté popisuji technické parametry převodovky, která sloužila jako předloha. Všechna tato problematika je doprovázena obrázky, které slouží jako ukázky, návody či schémata.

V další části představuji převodovku 4HP20, motor, pro který je dimenzována, technické parametry, provedení převodovky a také stálý převod spolu s diferenciálem. Další v pořadí je popis jednoduchých planetových soukolí, ukazují základní výpočty, Willisovy formule a maticovou metodu včetně příkladu. Nedílnou součástí převodovky jsou kinematická schémata všech pracovních režimů. Uvádím výpočty výrobce a také své výpočty a porovnávám je. Teoretická část je také doplněna kinematickou charakteristikou převodovky pro dopřednou jízdu.

V praktické části uvádím všechny změny, které jsem udělal, aby převodovka vyhovovala zadání. U každého dílu nebo podstavy demonstruji různá zjednodušení a úpravy původních dílů a též tvorbu dílů nových. Ukazují, jak jsem vyřešil řazení a brzdění součástí. Také nesmím opomenout normalizované díly, které mi dopomáhají ke snížení pasivních odporů. Nechybí ani kinematická charakteristika upravené převodovky.



*Obr. 61.: Pohled na vytištěnou a smontovanou upravenou převodovku*

## 5. ZDROJE

- [1] Ústav strojírenské technologie, Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno: Aditivní technologie – Metody Rapid Prototyping; [cit. 19.3.2020]. Dostupné online na: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/podklady/sto\\_bak/cv\\_STV\\_04\\_Aditivni\\_tehnologi\\_e\\_metody\\_Rapid\\_Prototyping.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/podklady/sto_bak/cv_STV_04_Aditivni_tehnologi_e_metody_Rapid_Prototyping.pdf)
- [2] Katedra výrobních systémů, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci: Přehled technik využívaných při Rapid Prototyping (učební text): Definice, specifikace: Rapid Prototyping; [cit. 20.3.2020]. Dostupné online na: [http://www.kvs.tul.cz/download/rapid\\_prototyping/P%C5%99ehled%20technik%20vyu%C5%BE%C3%ADvan%C3%BDch%20p%C5%99i%20Rapid%20Prototyping.pdf](http://www.kvs.tul.cz/download/rapid_prototyping/P%C5%99ehled%20technik%20vyu%C5%BE%C3%ADvan%C3%BDch%20p%C5%99i%20Rapid%20Prototyping.pdf)
- [3] Příručka 3D tiskáře, Uživatelský manuál 3D tiskáren: Original Prusa i3 MK2.5S upgrade; [cit. 21.3.2020]. Dostupné online na: [https://cdn.prusa3d.com/downloads/manual/prusa3d\\_manual\\_mk25s\\_cz\\_2\\_61.pdf#ga=2.33655137.156342301.1584611472-2133753862.1573214552](https://cdn.prusa3d.com/downloads/manual/prusa3d_manual_mk25s_cz_2_61.pdf#ga=2.33655137.156342301.1584611472-2133753862.1573214552)
- [4] Kompletní seznam vlastností tiskáren i3; [cit. 21.3.2020]. Dostupné online na: <https://www.prusa3d.cz/original-prusa-i3-mk3/>
- [5] Ústav chemie materiálů, Fakulta chemická, VUT Brno, diplomová práce na téma: Studium využití esterů kyseliny mléčné pro přípravu laktidů a PLA, autor Bc. Mikuláš Vida, Brno 2014: 1.1.3.3. Fermentační způsob výroby LA, 1.3 Kyselina polyméčná/polyaktid; [cit. 22.3.2020]. Dostupné online na: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=82922](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=82922)
- [6] Synthesis and characterization of linear and branched polyactid acid for use in food packaging applications, autor Kyle Clinton Bentz, 17.6.2011: Tab. 1.1 Mechanical properties od PLA; [cit. 22.3.2020]. Dostupné online na: <https://digitalcommons.calpoly.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=&httpsredir=1&article=1611&context=theses>
- [7] V6 ESL engine; [cit. 24.3.2020]. Dostupné online na: [https://en.wikipedia.org/wiki/V6\\_ESL\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/V6_ESL_engine)
- [8] Technické parametry motoru (ES9 J4S) ESL 3.0 V6 24V – 190 HP; [cit. 24.3.2020]. Dostupné online na: <http://www.nejlevnejsi-chiptuning.cz/parametry-uprav/renault/renault-safrane-30-v6-24v-190hp/>
- [9] Citroën Technical Training: ZF 4HP20 Automatic Transmission. 221 Bath Road, Slough SL1 4BA: Citroën UK; [cit. 25.3.2020]. Dostupné online na: [http://www.c5club.cz/files/automat/ZF\\_4HP20.pdf](http://www.c5club.cz/files/automat/ZF_4HP20.pdf)
- [10] Schematický obrázek jednoduchého planetového soukolí; [cit. 30.3.2020]. Dostupné online na: [http://thetechyinfos.weebly.com/uploads/3/8/3/2/38322477/5565548\\_orig.jpg](http://thetechyinfos.weebly.com/uploads/3/8/3/2/38322477/5565548_orig.jpg)
- [11] Úvod, JPS, Planetová soukolí, PUM2 – 2010/2011, autor Gabriela Achtenová; [cit. 30.3.2020]. Dostupné online na: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211132\\_PUM2/2-JPS-2010-CZ-2011.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211132_PUM2/2-JPS-2010-CZ-2011.pdf)
- [12] Výpočet grafickou, analytickou a maticovou metodou, Složená planetová soukolí, PUM2 – 2010/2011, autor Gabriela Achtenová; [cit. 1.4.2020]. Dostupné online na: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211132\\_PUM2/SPS-2011.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211132_PUM2/SPS-2011.pdf)