



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

VYTVOŘENÍ MODELU PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ POMOCÍ 3D TISKU

3D PRINT OF GEARBOX HOUSING MODEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Kopecký

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kryštof Dočkal

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Marek Kopecký
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Kryštof Dočkal
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vytvoření modelu převodové skříně pomocí 3D tisku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při výuce strojních součástí se dlouhodobě vyskytuje nedostatečné pochopení uložení jednotlivých strojních součástí uvnitř převodové skříně. Jednou z cest, jak názorně tuto problematiku vysvětlit je použít fyzického modelu. Vzhledem k široké dostupnosti technologií 3D tisku je možné takovýto model vytvořit na 3D tiskárně.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je vytvoření modelu převodové skříně pomocí 3D tisku doplněného o normalizované součásti demonstrujícího uložení jednotlivých částí uvnitř převodovky. Vytvoření modelu musí nutně předcházet rešerše návrhu převodových skříní.

Díličí cíle bakalářské práce:

- rešerše v oblasti návrhu převodových skříní,
- vytvoření konceptů návrhů převodových skříní,
- vytvoření modelu převodové skříně,
- vyrobení modelu skříně pomocí 3D tisku a následné sestavení.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

DAS, Partha S. Design and Analysis of a New Accessory Gearbox Housing for a Gas Turbine Engine. In: Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B [online]. ASME, 2011, 2011, s. 1149-1158 [cit. 2018-10-26]. DOI: 10.1115/GT2011-46747. ISBN 978-0-7918-5466-2. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1633591>

STOKES, A. Manual gearbox design. Boston: Butterworth-Heinemann, 1992. ISBN 0750604174.

Howe D.C., C.V. Sundt, A.H. McKibbon. AGBT Advanced Counter-Rotating Gearbox Detailed Design Report [online]. USA: NASA, 1987 [cit. 16.5.2018]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19940005945.pdf>

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

V této práci je představen návrh převodové skříně pro dvoustupňovou převodovku s čelním soukolím kuchyňského robotu. Pevnostní výpočet je řešený iteračně pomocí MKP analýzy. Práce obsahuje rešerši z oblasti převodových skříní, model převodovky v digitální formě a vytištěný prototyp převodovky, který slouží k demonstraci jednotlivých uložení a použití normalizovaných součástí. Tato bakalářská práce by měla sloužit jako úvod do komplexní problematiky převodových skříní a zároveň nabízí konstrukční řešení jednoho konkrétního problému.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodová skříně, 3D tisk, Metoda konečných prvků

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the design of two stage spur gearbox housing for food processor. Strength calculation was conducted using FEM analysis. State of the art from the field of transmission casing, CAD model and prototype created by 3D print are parts of the thesis. 3D printed model is meant for demonstration of bearing seats and use of normalized mechanical elements. The thesis should provide fundamentals of gearbox housing and show a solution of one case.

KEYWORDS

Gearbox housing, transmission housing, 3D print, Final element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPECKÝ, Marek. *Vytvoření modelu převodové skříně pomocí 3D tisku*. Brno, 2019, 53 s. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí bakalářské práce Ing. Kryštof Dočkal

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Tomáši Zapletalovi za věcné připomínky při návrhu ozubení, mému vedoucímu Ing. Kryštofovi Dočkalovi za cenné rady a vstřícnost při konzultacích a mé rodině, která mne ve studiích podporovala.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Kryštofa Dočkala. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Způsoby mazání a chlazení součástí převodové skříně	14
2.2	Mechanické vibrace převodovek	15
2.3	Vhodné materiály a výroba převodových skříní	16
2.3.1	Výroba převodových skříní	16
2.3.2	Litiny	16
2.3.3	Slitiny hliníku	17
2.3.4	Oceli	18
2.4	Postup návrhu převodové skříně	18
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	23
3.1	Analýza problému	23
3.2	Cíl práce	23
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	24
4.1	Návrh konceptů	24
4.1.1	Návrh variant	26
4.2	Porovnání a výběr výsledného konceptu	27
4.2.1	Tuhost a celková deformace	27
4.2.2	Smontovatelnost	29
4.2.3	Výběr výsledné varianty řešení	30
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	31
5.1	Základní úprava vybrané varianty	31
5.2	Volba počtu a tloušťky žeber pro zpevnění ložiskového vrtání	32
5.3	Návrh šroubového spoje	34
5.4	Řešení mazání a těsnění převodové skříně	37
5.5	Řešení uložení ložisek ve skříní	37
5.6	Technologická úprava modelu	38
5.7	Konečná MKP analýza modelu	40
5.8	Vytištění součástí převodovky	43

6	DISKUZE	44
7	ZÁVĚR	46
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	47
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	49
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	50
11	SEZNAM TABULEK	51
12	SEZNAM PŘÍLOH	52

1 ÚVOD

Převodová skříň někdy též hovorově nazývaná „kastle“ je jednou za základních součástí převodovky. Můžeme dokonce tvrdit, že se jedná o nejdůležitější součást, neboť bez možnosti uložení ostatních součástí převodovky by převodová skříň ani nemohla fungovat. Ve své podstatě je převodová skříň konstrukce, neboť je to nepohyblivá část stroje. A to činí z převodových skříní často podceňovanou část převodovky. Převodová skříň sice nemůže nijak aktivně ovlivňovat její chod, ale jako pasivní prvek ji lze vhodně optimalizovat, a tím se přiblížit k optimálnímu chodu převodovky. Konstrukteři ji velmi často navrhují zbytečně masivní a tím se zvyšují výrobní náklady a celkovou hmotnost převodovky. V opačném případě ji poddimenzují a u převodovky dochází z nedostatečného tlumení vibrací může nastat únavové poškození skříně.

Dříve byla problematika převodové skříně obtížně řešitelná, ale moderní výpočtové metody především metoda konečných prvků nám umožňuje řešit skříň řešit téměř ve všech oblastech této problematiky, jakými mohou být pevnostní výpočet, šíření vibrací a hluku, chlazení převodové skříně anebo dokonce simulace proudění maziva ve skříně.

Cílem této bakalářské práce je několik dílčích úkolů. Prvním z nich je rešerše z oblasti převodových skříní, která obsahuje stručný úvod pro problematiku převodových skříní. Dalším dílčím úkolem je vytvoření CAD modelu převodové skříně a ostatních částí dvoustupňové převodovky pro kuchyňský robot. Pevnostní výpočet převodové skříně je obsažen v této práci a výpočty ostatních částí probíhaly v předmětu Konstruování strojních součástí – převody. Posledním dílčím úkolem této BP je vytištění prototypu skříně, který má za úkol ověřit správnost návrhu, ale také by měl sloužit jako učební pomůcka, které demonstruje jednotlivá uložení a použití normalizovaných součástí.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Převodová skříň zajišťuje uložení všech součástí. Pohlcuje všechny síly a momenty, které se vytvářejí při jejím chodu. Z funkčního hlediska je třeba při návrhu zohlednit požadavky, kterými jsou [1]:

- zajištění přesné pozice hřídelí a ozubených kol vůči sobě ve všech zátěžových stavech
- mazání ozubených kol a ložisek
- zajistit dobré vedení a odvod tepla, které vzniká při jejích chodu
- dostatečné tlumení vibrační hluku
- snadnou smontovatelnost a vyměnitelnost součástí
- optimální tuhost při zachování přijatelné hmotnosti.

Jednotlivé, mnohdy vzájemně provázané konstrukční požadavky budou detailněji rozebrány v následujících kapitolách.

2.1 Způsoby mazání a chlazení součástí převodové skříňe

K bezporuchovému chodu převodovky je třeba zajistit dostatečné mazání pohyblivých částí. Převodovky je možné mazat více typy maziv, kterým by měla být převodová skříň konstrukčně uzpůsobena. Důležité kritéria, která jsou zohledněna při volbě maziva je viskozita a obvodová rychlost ozubených kol. S výše uvedenými parametry přímo souvisí množství generovaného tepla.

Pro převodovky s malými rychlostmi do ~300 m/min lze použít plastická maziva [2]. Ty jsou dostačující z důvodu nízkého chladicí schopnosti a cirkulace maziva. Použití plastických maziv usnadňuje konstrukční náročnost skříňe, protože nemusí být utěsněná a nemusí obsahovat systém cirkulace maziva. Ložiska musí být uzavřená nebo jinak domazávané. Plastická maziva lze použít také pro otevřené skříňe [3].

Oleje lze použít při obvodových rychlostech až do 2600 m/min. Při obvodové rychlosti ozubených kol nižších než ~1000 m/min lze použít systém mazání rozstříkem. Ozubená kola by měla být ponořena v olejové lázni ve hloubce dvojnásobku výšky zubu, což způsobuje rozstřík maziva při chodu převodovky a zajišťuje dostatečné mazání pro pastorky, ložiska a ostatní komponenty. Tato výška ponoření je optimální, protože minimalizuje ztráty z důsledku pění. Převodová skříň by měla mít žlaby s vyústěním do ložisek pro zachycení stékajícího oleje ze stěn skříňe. Mazání rozstříkem lze použít i pro obvodové rychlosti do ~1500 m/min. V tomto případě je potřeba vytvořit přepážky, které redukují pění [3].

Nad obvodové rychlosti nad ~1500 m/min jsou převodovky často mazány nuceným oběhem. Jedná se o systém skládající se ze systému kanálků, maznic, filtrů a čerpadel. Nad rychlosti ~2600 m/min je použití oleje spíše pro chlazení než mazání [3].

Při chodu převodovky vzniká teplo a tím je uvnitř skříně vyvolán přetlak a vzduch a mazivo uniká do okolí. Při následném ochlazení vzniká podtlak a okolní vzduch vniká zpět. Proto je potřeba utěsnění skříně. Utěsnění zabrání vniknutí prachových částic a vlhkosti obsažené ve vzduchu, které by mohly snižovat životnost převodovky a zabránit úniku maziva. Těsnění můžeme rozdělit do statické a pro rotující části. Mezi statické těsnění můžeme zařadit O-kroužky a kruhové šnůry, plošné anebo tekutá těsnění [1]. Při volbě těsnění je potřeba mít na paměti, že některé druhy maziv degradují materiál těsnění. Pro rotační části jsou nejvýznamnější hřídelové těsnící kroužky – gufera. Dále je možné do skříně umístit redukční ventil s filtrem, který bude regulovat tlakový rozdíl.

2.2 Mechanické vibrace převodovek

Při chodu převodovky dochází ke vzniku hluku vlivem rázů a vibrací. Největší původce je záběr ozubených kol, ty se poté přenáší do převodové skříně, kde tvoří hluk přenášený do okolí. Vhodným krokem pro snížení hluku je správný výběr počtu zubů. Vhodné je volit počet zubů roven prvočíslu nebo alespoň lichému číslu. Tato volba eliminuje časté potkávání stejných zubů a chyby v ozubení se budou méně sčítat [4]. Důležité je také, aby i ostatní části převodovky byly co nejvíce tuhé při zachování nízké hmotnosti. Zvýšení tuhosti zvýší statickou a únavovou pevnost součástí.

Na snížení hlučnosti má samozřejmě vliv tvar převodové skříně. Největšími zdroji hluku jsou velké rovné nebo mírně zakřivené plochy [4]. Rovné plochy lze odstranit přidáním žeber, což rozdělí jejich jednodolitost. Vnější žebra jsou sice levnější, ale zvětšení vnějšího povrchu přispívá ke zvýšení hluku [1]. Proto je lepší zvolit vnitřní žebra. Přidáním žeber zároveň dojde ke zvýšení tuhosti a hmotnosti převodové skříně. Volba materiálu také velmi ovlivní hlučnost. Lehké materiály mají mnohem nižší tlumící účinek než například litiny.

2.3 Vhodné materiály a výroba převodových skříní

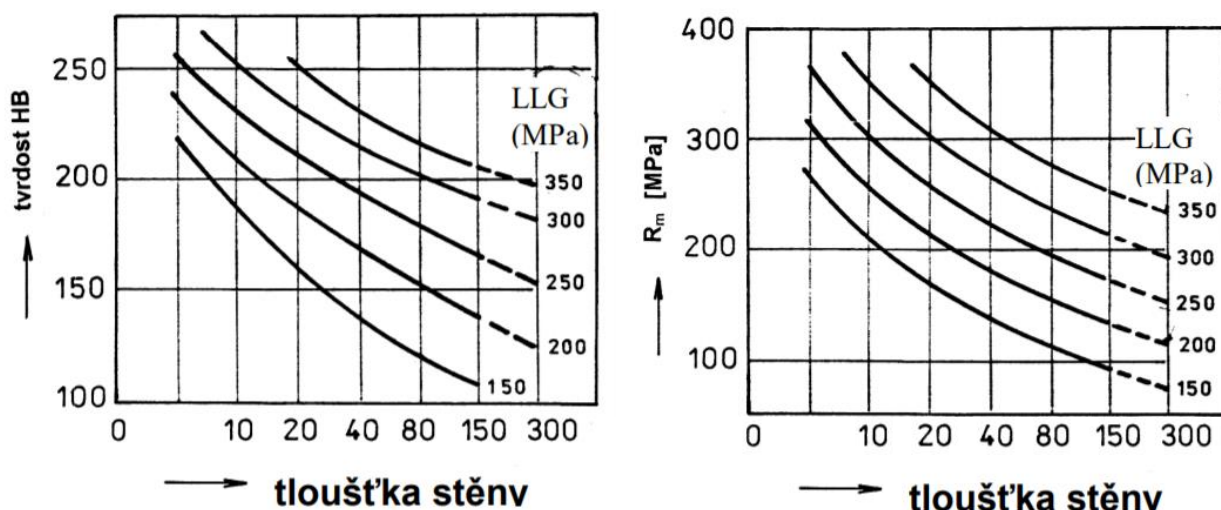
2.3.1 Výroba převodových skříní

Převodová skříň lze vyrobit několika způsoby. Nejčastěji se technologie výroby odvíjí od počtu vyrobených kusů. U velkovýroby je nejčastější technologie odlévání. Při malovýrobě a kusové výrobě se skříň vyrábí pomocí svařování. Funkční plochy u polotovarů skříní vyrobené výše uvedenými postupy se následně obrábí. Nejprve plochy pro upnutí, poté plochy v dělicí rovině. Pokud je skříň složená z více částí, tak se složí a ustaví do přesné polohy pomocí kolíků nebo lícovaných šroubů. Poté se obrábí vrtání pro uložení ložisek. Nevhodnější stroj pro tento úkon je vyvrtávačka, jelikož má vysokou tuhost a zajišťuje dostatečnou přesnost. U dnešních CNC strojů je možné obrábění funkčních ploch i bez spojování částí k sobě pomocí kolíků.

2.3.2 Litiny

Litiny jsou slitiny železa a uhlíku, kde obsah uhlíku je více než 2,14 %. Vhodné jsou především 2 druhy litin – litiny s lupínkovým grafitem a kuličkovým grafitem. Litina s lupínkovým grafitem (LLG) má díky svojí struktuře specifické vlastnosti. Grafit se v ní vyskytuje ve formě lupínků, což jsou velmi dlouhé prostorové útvary s malou tloušťkou. Tato topologie je velmi vhodný z hlediska tlumení, jelikož taková struktura působí jako tlumič vibrací. Na druhou stranu má tato topologie negativní dopad, jelikož ostré konce lupínků grafitu působí jako koncentrátoři napětí.

Mez pevnosti a mez kluzu LLG je velmi závislá na tloušťce stěny, jak ukazuje obr. 2-1. Se zvětšující se tloušťkou se mez pevnosti snižuje. Mez pevnosti v tlaku je až 4krát větší než tahu, proto je vhodné součásti z litin konstruovat na namáhání tlakem [5]. Litiny s lupínkovým grafitem mají vysokou hodnotu meze únavy z důvodu malé vrubové citlivosti [5]. Litina s lupínkovým grafitem je obtížně svařitelná, svařitelnost je možná pouze po přehřevu. Výhodou je naopak dobrá obrobitelnost, dobrá zabíhavost a korozní odolnost. Z tepelných zpracování možné také mírné vyžhání ke snížení k odstranění napětí [6].



obr. 2-1 Graf ukazující závislost meze pevnosti a pružnosti na tloušťce stěny [5]

U Litiny s kuličkovým grafitem (LKG) se grafit formuje do tvaru kuliček. To je dosaženo přidáním modifikátorům, nejčastěji hořčíkem nebo jeho slitinami. Má mnohem lepší mechanické vlastnosti než LLG, ale jeho schopnost tlumení je nižší. Modul pružnosti je mnohem vyšší než u litiny s lupínkovým grafitem přibližně v rozmezí $E= 1,60-1,85$ GPa [5], proto se více přibližuje vlastnostem oceli. Podíl výrobků z LKG se každým rokem zvyšuje na úkor LLG [7]. Nemá tak výrazný tlumicí účinek jako LLG.

Existují další typy litin například litina s vermikulárním grafitem, která má přechodnou strukturu mezi LLK a LKG. Bílá litina má strukturu tvořenou cementitem a perlitem. Je velmi křehká, těžko obrobitelná, ale disponuje odolností vůči opotřebení. Temperovaná litina vzniká tepelným zpracováním bílé litiny, kde se cementit rozkládá na grafit a ostatní fáze. Je velmi náročná na tepelné zpracování, a proto dražší než grafitické litiny. Přesto však podíl výrobků z temperované litiny v posledních letech mírně roste [7].

2.3.3 Slitiny hliníku

Mimo železných slitin jsou vhodné pro výrobu převodových skříní také neželezné kovy. Jedná se především o slitiny hliníku. Mezi jejich výhody patří nízká hustota, která je přibližně 3krát menší než u litin [8]. Dále to je nízká teplota tavení, odolnost vůči korozi a dobrá slévatelnost a obrobitelnost. Maximální mez pevnosti dosahuje hodnoty 250 MPa [9].

Nejčastěji používané slitiny hliníku a křemíku – siluminy. Mají vysokou zabíhavost a je možno je pájet a svařovat. V praxi se však pro odlévání tvarových odlitků používají speciální siluminy obohacené o měď a hořčík, případně další prvek. Mají lepší mechanické vlastnosti než klasické siluminy, ovšem na úkor slévárenských vlastností, které klesají.

Mezi další slitiny hliníku patří slitiny Al-Cu. Lze je použít při vyšších pracovních teplotách kolem 350-450 °C. Nejsou však korozně odolné a je potřeba je povrchově chránit [8]. Dále jsou ještě významné slitiny Al-Mg. Mají vysokou korozní odolnost, vyšší pevnost, rázovou houževnatost a nízkou hustotu. Naopak mají horší slévárenské vlastnosti.

2.3.4 Oceli

Dnešní slévárenské technologie umožňují odlévání oceli přesto, že vyžadují vysokou teplotu a nestandardní postupy při odlévání. Odlitky převodových skříní jsou vhodné tam, kde materiálové vlastnosti litin nestačí a vyžadují vysokou pevnost [6]. V případě kusové výroby je ekonomicky výhodnější převodovou skříň z oceli vyrobít svařováním a následný polotovar obrobit. Oceli jsou zaručeně svařitelné do 0,2% obsahu uhlíku v případě, že obsahují větší podíl uhlíku nebo jsou legované je třeba dopočítat uhlíkový ekvivalent k ověření zaručitelnosti svařování.

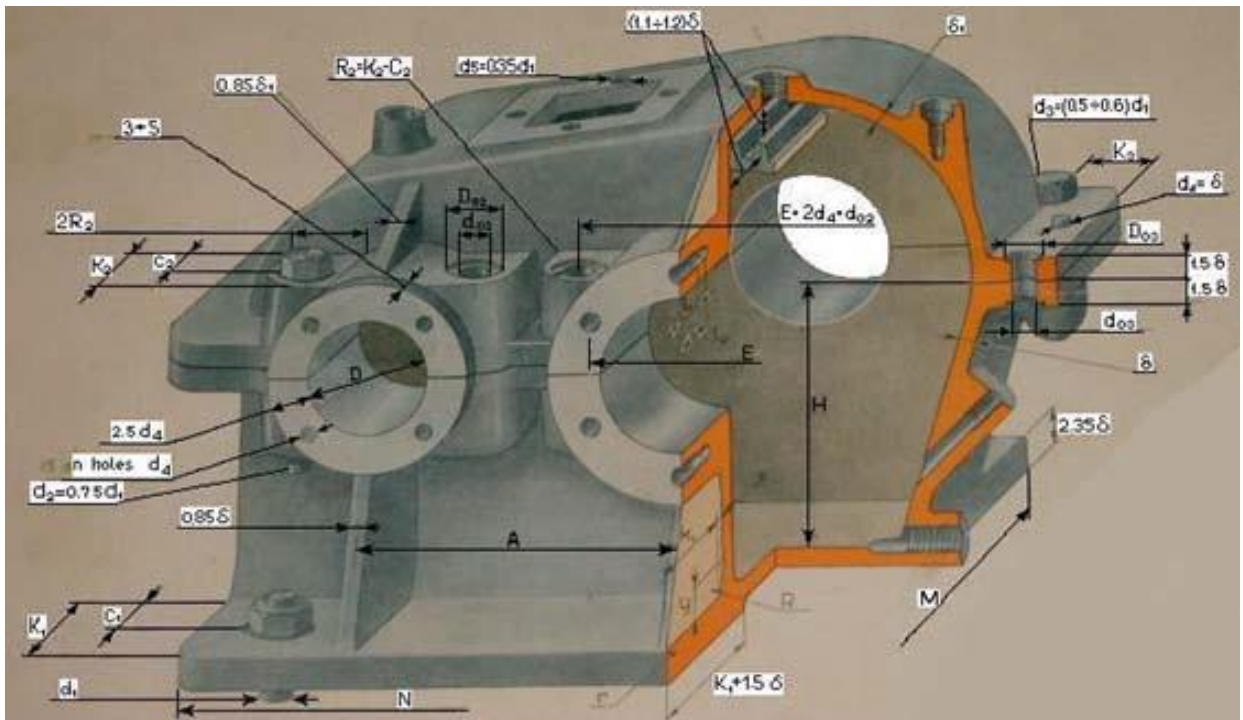
2.4 Postup návrhu převodové skříně

Převodová skříň by měla zajistit podporu součástí v ní uložených. Také by měla pohlcovat síly a momenty, které se tvoří při chodu převodovky. Hlavní zátěžová síla se tvoří při záběru ozubení, která se přes hřídele a ložiska přenáší do samotné skříně. Vedlejší zatížení vycházejí z konstrukčních prvků, jakými mohou být předepjaté šrouby a uložení ložisek.

Při návrhu je potřeba zohlednit několik důležitých možností a kritérií, mezi patří:

- možnosti a způsoby upnutí a uložení převodovky ve stroji
- počet vyrobených kusů, případná možnost automatizace výroby
- technologie výroby a volba materiálu
- prostorová omezení převodovky ve stroji
- životnost převodovky
- způsoby mazání a utěsnění skříně
- přípustná hlučnost převodovky
- dovolená hmotnost.

Při návrhu tloušťky stěny, žeber, vrtání pro ložiska a děr pro šrouby můžeme vycházet z doporučení technických příruček. Design basic of industrial gearboxes [10] stanovuje tyto rozměry pro jednostupňovou průmyslovou převodovku dělenou v rovině os hřídelí, která se skládá ze skříně a víka (viz obr. 2-2). Příručka také udává, že stanovené rozměry jsou pouze doporučující. Rozměry této skříně jsou závislé na osově vzdálenosti soukolí A, velikosti vnějšího průměru ložiska D a šířce pastorku.



obr. 2-2 Obrázek určující rozměry skříňe [10]

Tloušťka stěny δ skříňe se určuje vztahem:

$$\delta = 0,025 \cdot A + 1 \geq 7,5 \text{ mm} \quad (1)$$

a tloušťka stěny víka δ_1 :

$$\delta_1 = 0,02 \cdot A + 1 \geq 7,5 \text{ mm} \quad (2)$$

Zbývající rozměry jsou dány vztahem:

$$d_1 = 12 + 0,036 \cdot A \quad (3)$$

$$d_4 = 0,08 \cdot D \quad (4)$$

$$H = A \quad (5)$$

$$E = 1,2 \cdot D \quad (6)$$

Tloušťku stěny tedy konstruktér určuje sám a neexistuje pro něj žádné směrodatné pravidlo. Musí být však dostatečná, aby zajistila podporu a přenos sil z ložisek a zároveň měla přijatelné deformace. Je důležité nezapomenout, že pokud polotovar skříňe bude odlitek, je tloušťka stěny omezena technologií výroby. Tabulky 2-1, 2-2 ukazují minimální tloušťku stěny odlitku v závislosti na volbě materiálu.

tab. 2-1 Doporučené nejmenší tloušťky stěny odlitků, upraveno, [11]

Materiál odlitku	Doporučená nejmenší tloušťka stěny odlitku		
	Lehkých	Středních	Těžkých
Šedá litina (LLG)	3 až 5	8 až 12	12 až 15
Tvárná litina (LKG)	4 až 6	10 až 14	14 až 17
Temperovaná litina	2 až 3	3 až 5	5 až 8
Slitiny hliníku	3 až 5	5 až 8	8 až 12

tab. 2-2 Řazení odlitků do hmotnostních tříd, upraveno, [11]

Odlitek	Lehký	Střední	Těžký
Ze slitin železných kovů	do 100 kg	do 1000 kg	do 5000 kg
Ze slitin neželezných kovů	do 5 kg	o 50 kg	nad 50 kg

Pevnostní výpočet se dnes provádí pomocí metody konečných prvků nebo jiných numerických metod. Dříve se neurčoval z důvodů nerealizovatelnosti výpočtu a vycházelo se z empirických pokusů a citu konstruktéra. Po výrobě prototypu se při zkouškách ověřovala správnost návrhu.

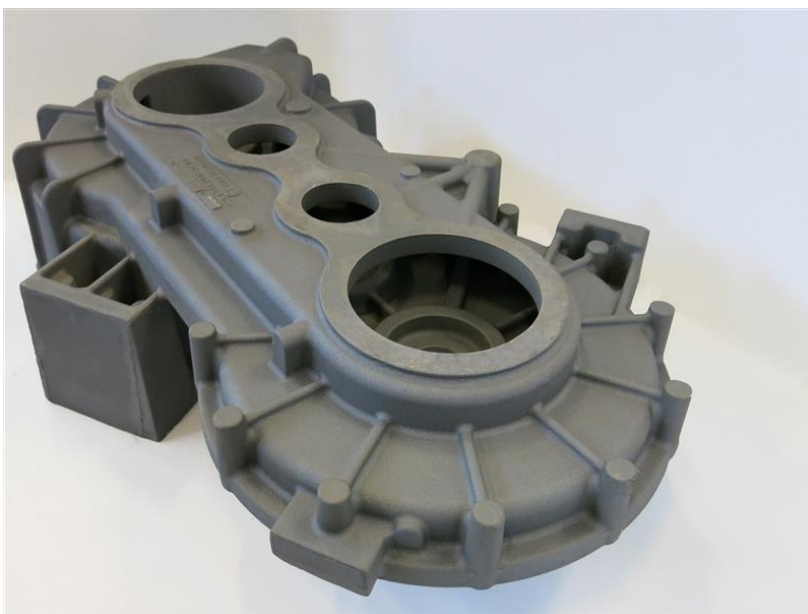
Samotná skříň může být navrhována 2 hlavními způsoby - „žlabová“ skříň a dělená skříň. Žlabová se skládá se ze samotné skříně a víka. Ukázka tohoto typu skříně je na obr. 2-3. Taková převodovka je velmi špatně smontovatelná, ale na druhou stranu je výroba ploch pro uložení ložisek a hřídelí jednoduchá.

**obr. 2-3** Žlabová převodovka [22]

Dělená skříň může být dělena v rovině ležící na osách hřídelí (obr. 2-4) nebo kolmo na ni (obr. 2-5). Výhoda dělení v rovině ležící na osách hřídelí je snadná smontovatelnost, nevýhoda je nižší tuhost. V případě dělení v rovině kolmo na osy kol je skříň tužší a srovnatelně smontovatelná s dělením na osách hřídelí [1].



obr. 2-4 Převodová skříň dělená s rovině os hřídelí [21]



Obr. 2-5 Převodová skříň dělená v rovině ozubených kol [19]

Namáhané stěny skříně je vhodné posílit žebry. Ty umožňují zachovat stejnou pevnost a tuhost při tenčí stěně a zároveň také snižují deformace skříně. V případě odlitku také zabráňují popraskání při tuhnutí. Pro jejich optimalizaci je potřeba dodržet několik pravidel. Žebra by měli být orientované ve směru hlavního napětí, je vhodné je orientovat na tlak, při kterém má až 4krát větší pevnost než při tahu. Žebra by také měla být vyšší než širší [1]. V případě, že bude stěna namáhaná na tlak nebo tah, tak tato topologie nijak neovlivní výslednou deformaci, pokud ale bude stěna posílená žebry namáhaná na ohyb silou kolmou na stěnu tak bude mít stěna větší tuhost proti ohybu. Jejich ideální rozměr vychází z tloušťky stěny t_w , kterou zpevňují. Jejich výška by měla být přibližně $h = (3-4) t_w$ a šířka $b = (1-2) t_w$. Na stěně, kde je ložiskové vrtání by žebra měla být orientovaná v radiálním směru se středem v ose ložiskového vrtání [1]. Síly, které skříň pohlcuje, jsou totiž také orientované v radiálním směru tudíž by žebra měla být namáhaná na tlak nebo tah. Dlouhá žebra s délkou $s = (5-15) t_w$ dobře přenášejí hluk [1].

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Hlavní problém, který se u návrhu řešení vyskytuje je optimalizace převodové skříně z několika hledisek. Prvním se přizpůsobení tvaru skříně zvolenému systému mazání. Dále je zajištění dobrého odvodu tepla a chlazení skříně. Skříň by dále měla uzpůsobena pro dostatečné tlumení vibrací, které jsou příčinou vzniku hluku při jejím chodu. Dále by skříň a celá převodovka měla mít co nejsnazší smontovatelnost. Mezi další významné problémy je řešení optimalizace tuhosti při zachování přijatelné hmotnosti a zároveň zajištění přesné pozice hřídelí a ozubených kol vůči sobě ve všech zátěžových stavech. U takto tvarově komplikovaného tělesa nelze při pevnostním výpočtu použít analytické metody a těleso se řeší pomocí MKP a doporučení technických příruček. Řešení těchto oddělitelných problémů se musí řešit u převodové skříně současně.

3.2 Cíl práce

Cílem konstrukční části bude vytvoření modelu převodové skříně, který bude optimalizovaný z hlediska hmotnosti a tuhosti. Zároveň by měl také pevnostně vyhovovat reálné součásti. Výchozí návrh pro tvorbu převodové skříně bude vycházet ze sestavy dvoustupňové převodovky pro kuchyňský robot ETA Gratus, jejíž výpočet a návrh byl řešený v předmětu Konstruování strojů – převody (6KT), proto ostatní části převodovky, jakými jsou hřídele a ozubená kola nebudou řešeny v konstrukční části. Pro vytvoření modelu budou vytvořeny dvě koncepce skříně a dále bude následovat jejich porovnání a výběr výsledné varianty, který bude dále podrobně rozpracován v konstrukční části. V ní bude skříň řešena z hlediska tuhosti, smontovatelnosti, utěsnění a mazání skříně.

Poté se navržený model a ostatní části, které byly řešeny v předmětu 6KT vytisknou na 3D tiskárně metodou FDM. Dále bude následovat smontování skříně, která bude doplněna o normalizované součásti. Hotový prototyp by měl sloužit jako metodická pomůcka, která má ukazovat uložení jednotlivých součástí, použití normalizovaných prvků a princip dvoustupňové převodovky s přímými zuby.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Návrh konceptů

Výchozí pro model převodové skříně použitý při dalším návrhu je dvoustupňová převodovka kuchyňského robotu ETA Gratus. V převodovce bylo použito čelní soukolí s přímým ozubením. V tab. 4-1 jsou výchozí parametry pro její výpočet, který byl řešen v předmětu Konstruování strojů – převody. Převodovka je poháněna přes řemen elektromotorem, který je uložen ve stojanu mixéru. Ze zadání vyplývá že soukolí bude řazeno za sebou v rameni stroje, jak je patrné z obr. 4-1.

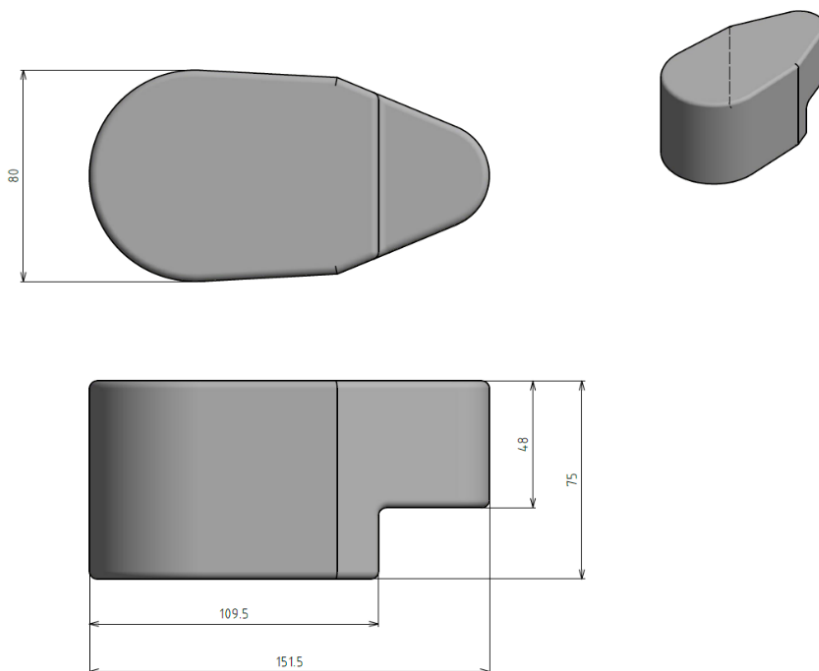
tab. 4-1 Vstupní parametry výpočtu

Vstupní parametry výpočtu:			
Jmenovitý výkon elektromotoru:	$P_j = 1000W$	Maximální hodnota limitního napětí v dotyku:	$\sigma_{Hlim} = 1250 MPa$
Jmenovité otáčky elektromotoru:	$n_e = 5000 min^{-1}$	Maximální hodnota limitního napětí v ohybu:	$\sigma_{Flim} = 450 MPa$
Výstupní otáčky:	$n_4 = 350 min^{-1}$	Střední měrná tuhost zubů:	$C\gamma = 13,57 Nmm^{-1} \cdot \mu m^{-1}$
Převodový poměr na řemenu:	$i_f = 2,135$	Celková úchylka dotykové křivky:	$F_{\beta\gamma} = 1,275 \mu m$
Maximální osová vzdálenost:	$a_{12} = 46 mm$	Součinitel vnějších dynamických sil:	$K_A = 1,5$



obr. 4-1 Řez převodovým ústrojím mixéru ETA Gratus, zdroj: [20]

Výstupem výpočtu byly rozměry ozubených kol, hřídelů a ložisek ze kterých vychází modelace převodové skříně. Vstupní hřídel byla záměrně ponechána kratší pro zvýšení tuhosti a zmenšení tvaru skříně. Zároveň to ovšem, ale zvýší složitost tvaru skříně. Výstupní hřídel nelze zkrátit, protože v místě případného uložení ložisek jsou umístěna ozubená kola. Nebyly určeny výstupní parametry pro přenos točivého momentu, proto byla zvolena drážka pro pero. V tab. 4-2 jsou nejdůležitější výstupní parametry výpočtu. Pro vytvoření konceptů návrhů budeme vycházet ze základního modelu (obr. 4-2), který bude tvořit obálku dané sestavy. Na modelu je ponechána rezerva pro uložení ložisek a víček a také rezerva pro tloušťku stěny.



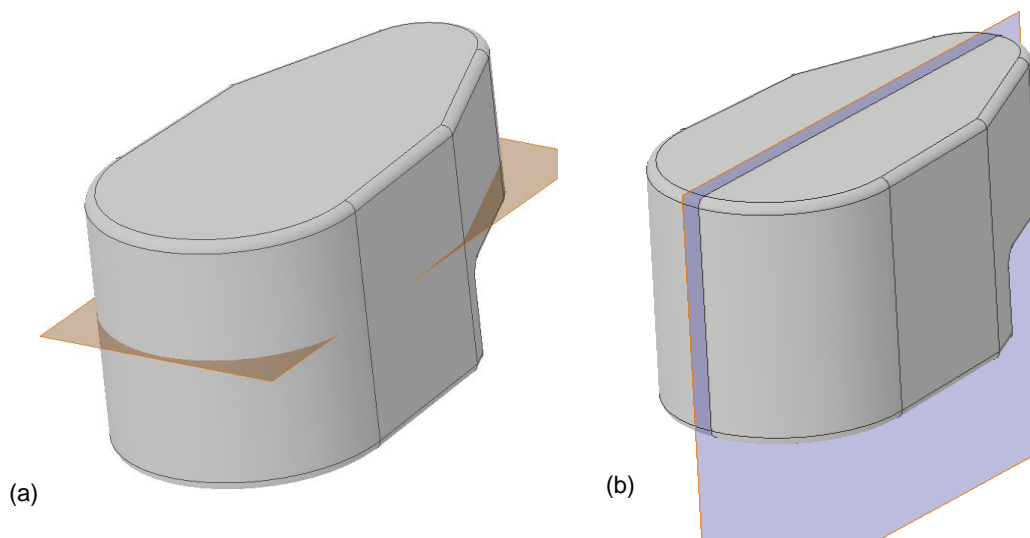
obr. 4-2 Základní tvar převodové skříně

tab. 4-2 Výstupní parametry výpočtu z předmětu 6KT

Výstupní parametry výpočtu:			
Celkový převodový poměr:	$i=6,691$	Nejmenší bezpečnost výstupní hřídele vzhledem k MSP (HMH):	$k_{MSP}=1,682$
		MSÚ (Soderberg):	$k_{MSÚ}=1,261$
Výstupní otáčky:	$n_4 = 349,8 \text{ min}^{-1}$	Nejmenší životnost ložiska:	$L_{10}= 11342 \text{ hod}$
Šířka ozubení – pastorku:	$b_1 = b_3 = 20 \text{ mm}$	Maximální obvodové rychlosti soukolí:	$V_{12}=3,13 \text{ ms}^{-1}$
kola:	$b_2 = b_4 = 18 \text{ mm}$		$V_{34}=1,24 \text{ ms}^{-1}$
Bezpečnost v dotyku– pastorku:	$S_{H1} = 1,212$	Bezpečnost v ohybu – pastorku:	$S_{F1} = 5,732$
kola:	$S_{H2} = 1,208$	kola:	$S_{F2} = 6,260$

4.1.1 Návrh variant

Nebudeme řešit variantu žlabové převodovky, jelikož by případná rovina pro uložení víka byla tvarově složitá nebo by skříň zabírala další prostor. Koncepce budeme dělit z hlediska dělicích rovin, který budeme daný model rozdělovat. První koncepční řešení bude dělení v rovině ozubených kol, jak ukazuje obr. 4-3 (a). Druhá varianta bude dělení v rovině os hřídelí. Dělení je naznačeno obr. 4-3 (b).

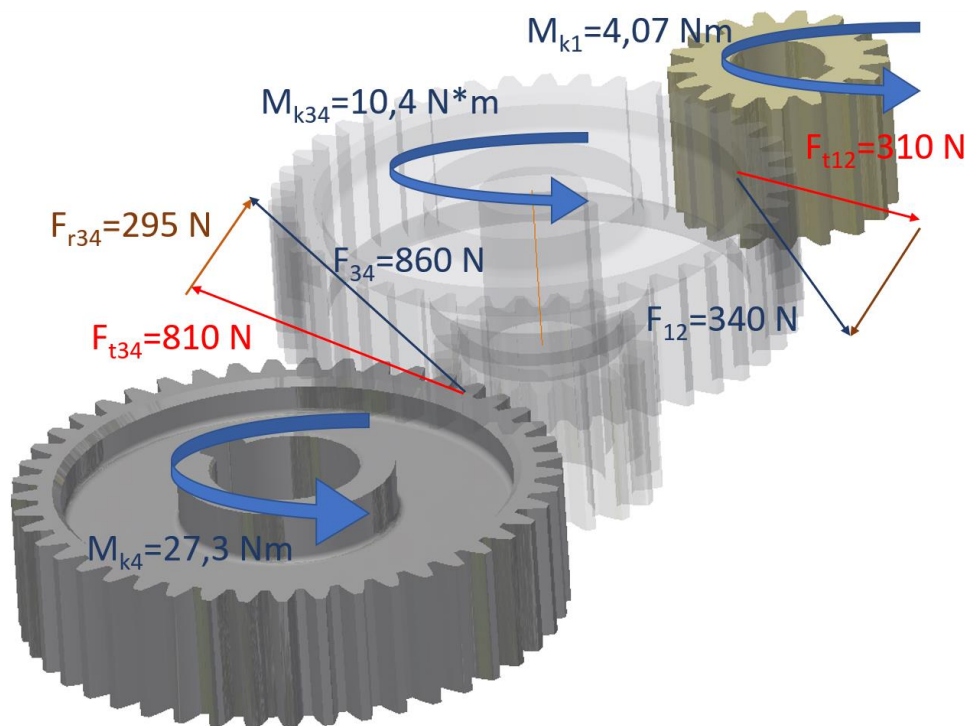


obr. 4-3 Koncepty skříní; (a) varianta A; (b) varianta B

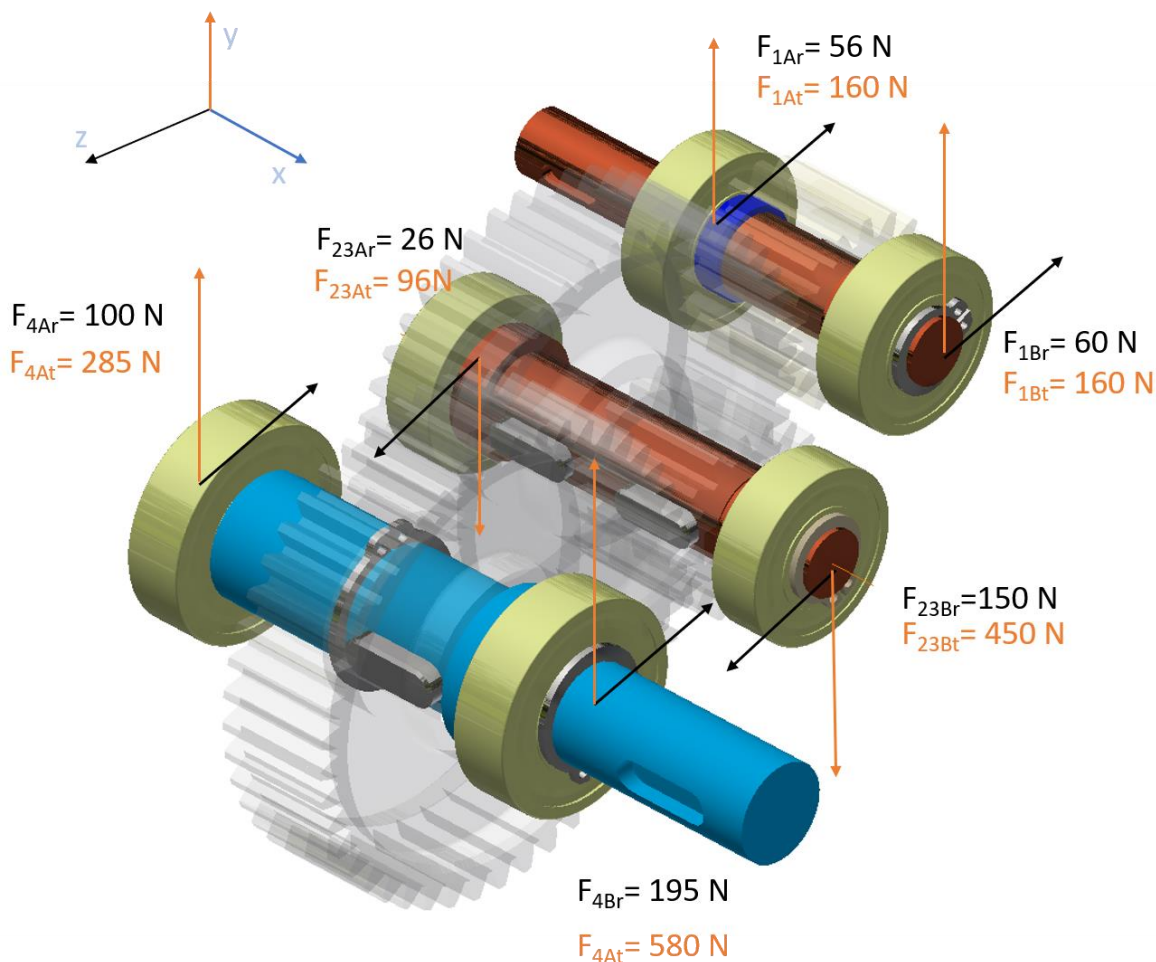
4.2 Porovnání a výběr výsledného konceptu

4.2.1 Tuhost a celková deformace

Prvním kritériem bude tuhost a celková deformace. Pro toto zhodnocení tohoto kritéria je třeba určit, jak bude namáhána převodová skříň. Zátěžné síly vznikají při běhu ozubených kol a přenáší se dále přes hřídele a ložiska na skříň. Pro jejich určení budeme vycházet z podmínek pro statickou rovnováhu. Zátěžné síly působící na kola jsou naznačeny na obr. 4-4. Výsledné zátěžné síly na působící na skříň jsou zobrazeny na obr. 4-5. Pro jejich určení se vycházelo ze silových a momentových podmínek hřídelí. Výsledné zatížení jsou osamělé síly, ve skutečnosti se jedná o plošné zatížení s parabolickým průběhem. O tom, jak bude výsledné zatížení vypadat rozhoduje počet oběžných elementů ložiska [12]. Při výpočtu pomocí MKP bude ale dostačující příkaz bearing loads, který má v sobě software Ansys Workbench zabudovaný.

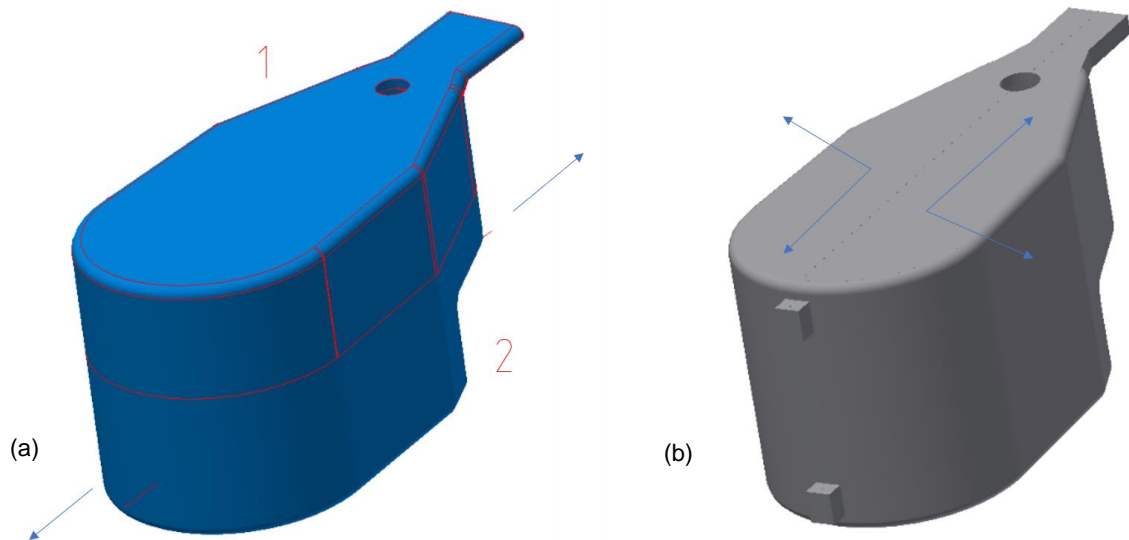


obr. 4-4 Schéma uvolnění soukolí



obr. 4-5 Zátěžné síly působící na skříně

Z obrázků variant a výsledného zatížení vyplývá, jak by měl být navržen případný šroubový spoj. U prvního konceptu (obr. 4-6 (a)) se budou části třít po sobě a navrhovaný spoj by pouze třel, kdežto u druhé varianty (obr. 4-6 (b)) by se spoj musel navrhovat jak pro zatížení v ose šroubu, tak i pro zatížení kolmo na osu. Navíc by se pro vytvoření děr pro šrouby musely vytvořit patky nebo lem, jak je naznačeno v obr. 4-6 (b), jelikož ve vnitřních částech modelu není prostor pro umístění šroubového spoje. Z hlediska tuhosti variant by měla být tužší varianta A, protože namáhaná stěna a ložiskové vrtání na ní není nijak dělená. Kdežto varianta B by měla mít menší tuhost, jelikož je namáhaná stěna dělená a ložiskové vrtání také.



obr. 4-6 Výsledné varianty a naznačení výsledných sil; (a) varianta A; (b) varianta B

4.2.2 Smontovatelnost

Dalším kritériem je smontovatelnost. Obecně platí, že při dělení v rovině os hřídelí je smontovatelnost nejsnazší, tudíž i varianta B by měla být snáze smontovatelná než první. Hřídele by bylo možné kompletně osadit koly, pojistnými kroužky a ložisky mimo skříně a poté založit do první části skříně a následně zavřít druhou částí. Varianta A je z hlediska smontovatelnosti složitější. Pro uložení hřídelí by bylo potřeba pro axiálně vodící ložisko vytvoření přesazení na vnitřní straně a z vnější strany ho zajistit víkem nebo pojistným kroužkem. Nebo by bylo možné jej z obou stran zajistit pojistnými kroužky a uzavřít víkem. Při tomto konceptu by se hřídele osadily kompletně až na axiálně vodící ložiska, dále by uzavřely do skříně, a nakonec by se musela axiálně vodící ložiska osadit do hřídelí a přesazení, a nakonec zajistit víkem či pojistným kroužkem. Důležitou nevýhodou varianty B je upevnění obou částí na konzolách. U ní by musela být jedna část s konzolí a druhé bez ní a výsledná geometrie skříně by byla složitější. Nebo by konzole musela být dělená a musela by se spojit pomocí šroubového nebo jiného spoje.

4.2.3 Výběr výsledné varianty řešení

Pro výběr výsledné varianty byla posouzena a shrnuta všechna kritéria, jež byla rozebrána v předchozích podkapitolách. Jejich shrnutí je uvedeno v tab. 4-3. Ve všech kritériích až na smontovatelnost je výhodnější varianta A, avšak smontovatelnost varianty B oproti variantě A není příliš složitá, jak je uvedeno v kapitole 4.2.2. **Jako výsledný koncept byla vybrána varianta A, která bude dále rozpracována v konstrukční části.**

tab. 4-3 Shrnutí kritérií pro výběr varianty

	Varianta A	Varianta B
Šroubový spoj	třecí	třecí a tahový
Tuhost	větší	menší
Smontovatelnost	obtížnější	snazší
Upevnění v robotu	snazší	obtížnější

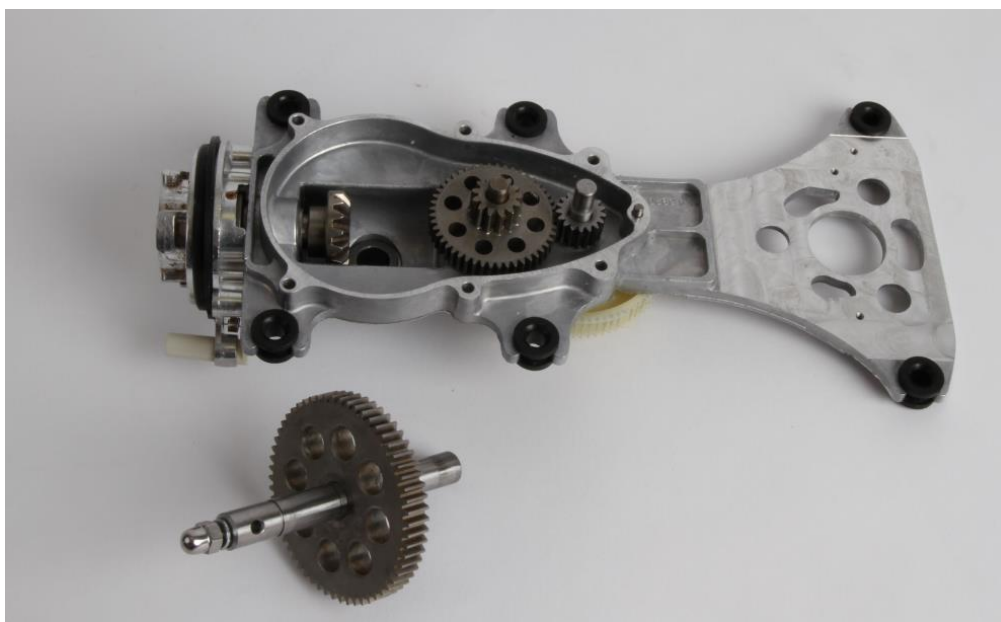
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Základní úprava vybrané varianty

Do vybrané varianty bylo přidáno ložiskové vrtání pro uložení ložisek. Jako materiál bude volena některá ze slitin hliníku, jelikož jeden ze základních požadavků na mixér je nízká hmotnost. Slitiny hliníku mají také dobrou slévateľnost a obrobiteľnost, což by ulehčilo technologickou náročnosť skříně. Jelikož by se případný odlitek řadil do lehké hmotnostní třídy, můžeme volit tloušťku stěny $t_w = 3 \text{ mm}$ (tab. 2-1, tab. 2-2). Zároveň také můžeme orientačně určit tloušťku stěny pomocí rovnice 1. Jelikož je ale určena pro jednostupňovou převodovku a závisí na osové vzdálenosti a předmětem našeho řešení je dvoustupňová převodovka, tak použijeme tento vztah pro součet osové vzdáleností $A = 45 + 46,5 \text{ mm} = 91,5 \text{ mm}$. Orientační tloušťka stěny bude:

$$\delta = 0,025 \cdot 91,5 + 1 = 3,28 \text{ mm} \quad (7)$$

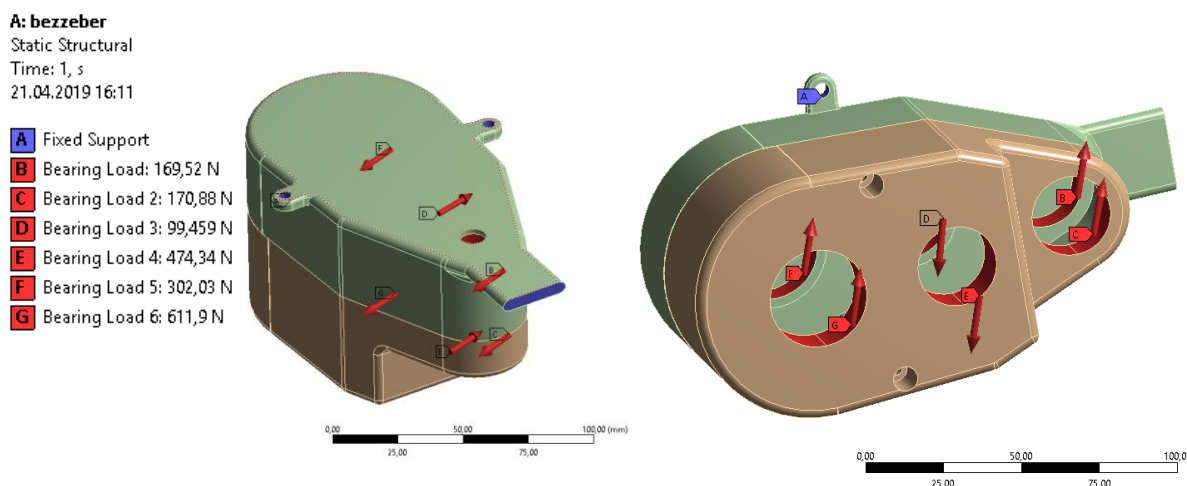
Tloušťku stěny tedy můžeme ponechat na původně zvolené tloušťce. Dále byly do modelu přidány 3 konzole, která zajišťuje upevnění v těle robota. Přibližný tvar a umístění bude vycházet z obr. 5-1 podle předlohy originálního mixéru. Konzole umístěná blíže řemenu byla na namodelována pouze částečně a bez děr pro silentbloky, protože rozměry nebyly blíže specifikovány. Hlavním důvodem jejich přidání je ten, že budou později důležité pro okrajové podmínky v MKP analýze. Na konzoli jsou umístěny silentbloky, které se podílí na tlumení vibrací.



obr. 5-1 Detail konzolí pro upevnění do robota [13]

5.2 Volba počtu a tloušťky žeber pro zpevnění ložiskového vrtání

Pro zpevnění namáhaných stěn využijeme umístění žeber. Budeme vycházet z doporučení [1] a orientujeme je v radiálním směru ložiskového vrtání. Ve vybrané variantě jsem zvolil vnitřní žebra za účelem nižší akustické emise. Jejich tloušťka bude určena následně po výběru počtu žeber pomocí MKP analýzy. Prozatím byla stanovena jako 3 mm. Po výběru počtu a tloušťky žeber byla provedena ještě analýza deformací v závislosti na tloušťce ložiskového vrtání. Jako materiál byla vybrána základní slitina hliníku pro odlévání z knihovny softwaru Workbench. Tento materiál bude dostačující, jelikož vybraný materiál převodové skříň nebyl jinak blíže specifikován. Jako velikost prvku bylo 2,5 mm, síťování druh prvků byl ponechán automatický. Pro řešení analýzy byly zadány okrajové podmínky podle obr. 5-2. Pro přiblížení se reálné aplikaci byla jako okrajová podmínka určeno vetknutí do otvorů a ukončení v konzoli. Na reálném kuchyňském robotu jsou silentbloky, tudíž by musela místo vetknutí být zadána poddajná vazba. Ta ovšem umožňuje nekonečně velkou



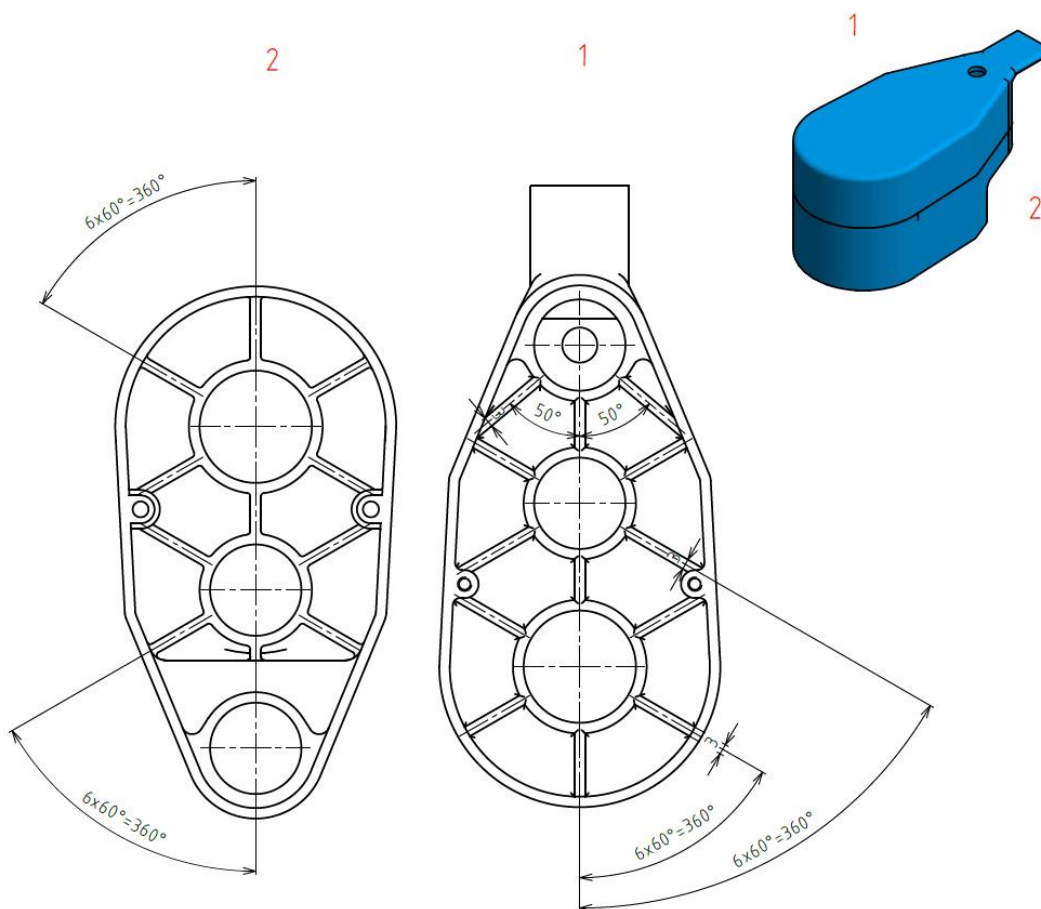
obr. 5-2 Okrajové podmínky analýzy

deformaci což neodpovídá realitě, budeme uvažovat, že v místech vetknutí je skříň napevno připevněna. Zatížení bylo zadáno pomocí na příkazu bearing loads a obr. 4-5. Pro určení jejich počtu budeme vycházet z porovnání jednotlivých modelů v programu Ansys Workbench.

K porovnání byly vytvořeny 4 modely – bez žeber, se 4, 6, a 8 žebry. Úhlové rozdělení je rovnoměrné – tedy po 90°, 60° a 45°. Jako základní tloušťka žeber byly vybrány 3 mm a tloušťka vrtání 3 mm. Hlavním kritériem byla deformace ložiskového vrtání. Dalším kritériem bylo posouzení výrobitelnosti a úprava žeber pro výrobu. V tab. 5-1 jsou zobrazeny deformace ložiskových vrtání pro různé počty žeber.

Z tab. 5-1 je patrné, že maximální deformace vrtání pro skříň bez žeber je přibližně 0,035 mm, se 4 žebry je to 0,025 mm. V případě použití 6 a 8 žeber je deformace 0,020 mm a 0,018 mm. Optimální volbou tedy bude výběr 6 žeber, jelikož s přibývajícím počtem že už deformace příliš nezměňují. U skříně s 8 žebry se navíc kříží jednotlivá žebra, což by ztížilo výrobitelnost skříně obr. 5-3 ukazuje výslednou geometrii žeber, která byla použita v modelu skříně.

Analogický postup byl u výběru tloušťky žeber. Pro analýzu byl vybrán stanovený počet žeber čili 6. Jako tloušťka žeber pro analýzu byla vybrána 2, 3, 4 a 5 mm. Tab. 5-2 ukazuje deformace vrtání, pro tloušťku 3 mm byla použita předchozí analýza počtu žeber. Vyplyvá z ní, že nevhodnější bude ponechání tloušťky žeber na původní hodnotě 3 mm. Poslední provedenou analýzou byla závislost deformace vrtání na její tloušťce. Pro analýzu byla určena tloušťka vrtání 3, 4 a 5 mm. Vyplyvá z ní, že deformace se příliš nemění (tab. 5-3), proto jako konečnou tloušťku vrtání můžeme stanovit 3 mm.



obr. 5-3 Výsledná geometrie žeber

tab. 5-1 Největší deformace vrtání v závislosti na počtu žeber

Počet žeber	Největší deformace vrtání [μm]
0	34,45
4	25,76
6	20,66
8	18,64

tab. 5-2 Největší deformace vrtání v závislosti na tloušťce žeber

Tloušťka žeber [mm]	Největší deformace vrtání [μm]
2	22,2
3	20,7
4	20,4
5	19,7

tab. 5-3 Největší deformace vrtání v závislosti na její tloušťce

Tloušťka vrtání [mm]	Největší deformace vrtání [μm]
3	20,7
4	20,0
5	19,3

5.3 Návrh šroubového spoje

Pro návrh šroubového spoje budeme vycházet ze silové rovnováhy pro obě poloviny skříně.

Silová výslednice na skříní 1 (značení dle obr. 4-6 (a)):

$$\Sigma F_{skrin1z} = F_{4Ar} + F_{23Ar} + F_{1Ar} = -100 + 26 - 60 = -130 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_{skrin1y} = F_{4At} + F_{23At} + F_{1At} = 285 - 96 + 160 = 349 \text{ N} \quad (9)$$

Pro skříň 2 platí rovnice silové výslednice:

$$\Sigma F_{skrin2z} = F_{4Br} + F_{23Br} + F_{1Br} = -195 + 150 - 60 = -105 \text{ N} \quad (10)$$

$$\Sigma F_{skrin2y} = F_{4Bt} + F_{23Bt} + F_{1Bt} = 580 - 450 + 160 = 290 \text{ N} \quad (11)$$

Rovnice pro rozdíl těchto sil:

$$\Delta F_z = \Sigma F_{skrin1z} - \Sigma F_{skrin2z} = -130 - (-105) = -25 \text{ N} \quad (12)$$

$$\Delta F_y = \Sigma F_{skrin1y} - \Sigma F_{skrin2y} = 349 - 290 = 49 \text{ N} \quad (13)$$

Výsledná posuvná síla, která posouvá skříň 1 oproti skříni 2:

$$|\Delta F| = \sqrt{\Delta F_y^2 + \Delta F_z^2} = \sqrt{-25^2 + 49^2} = 55 \text{ N} \quad (14)$$

Výsledný navrhovaný spoj bude třecí. Umístění děr a přírub bude v prostoru mezi záběry kol. Aby byly obě části skříňe vůči sobě ve statické rovnováze musí být třecí síla mezi oběma částmi stejně velká jako výsledná posouvající, je potřeba ve šroubech vyvolat sílu přepětí, která je úměrná třecí síle. Při uvažování návrhového součinitele $k_n = 2$ a součinitele tření mezi oběma částmi $f_s = 1,0$ [14] bude síla předpětí F_i :

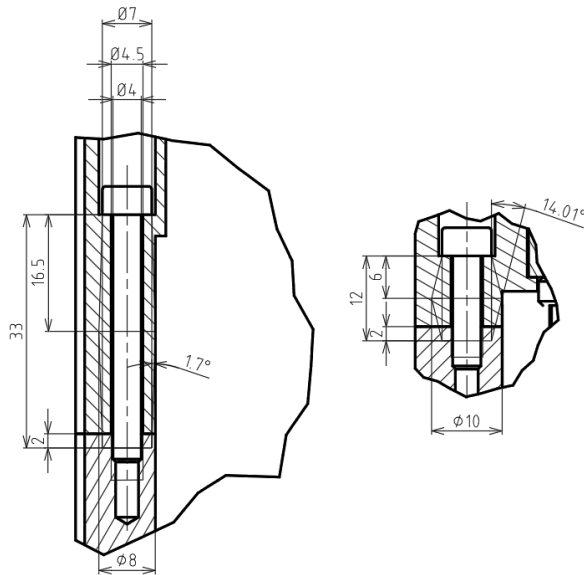
$$|\Delta F| \geq F_t = F_i f_s \geq \frac{k_n F}{i} \quad (15)$$

$$F_i = \frac{F_t}{f_s} = \frac{55}{1} = 55 \text{ N} \quad (16)$$

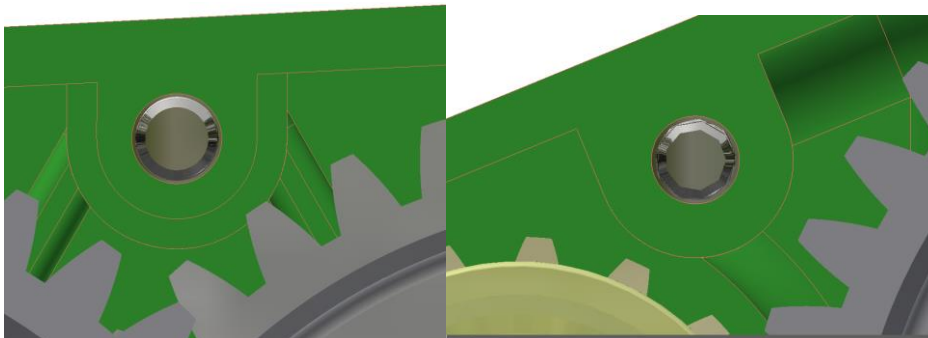
Minimální provozní síla F bude:

$$F = \frac{F_i f_s i}{k_n} = \frac{55 \cdot 1 \cdot 4}{2} = 110 \text{ N} \quad (17)$$

Pro výpočet šroubů byla zvolena velikost M4x0,7, pevnostní třída 4.6 (zkušební napětí $S_p = 225 \text{ MPa}$). Při výpočtu tuhosti přírub nelze stanovit vrcholový úhel kužele $\alpha = 30^\circ$ jak ukazuje detail (obr. 5-4). Navíc případné přidání materiálu není možné, protože by spoj zasahoval už do prostoru soukolí (obr. 5-5). Nelze tedy plně použít teorii přírub. Napětí ve skříni tedy ověříme poté zpětně pomocí MKP analýzy. Dále stanovíme sílu přepětí ve šroubu.



obr. 5-4 Detail přírub šroubů



obr. 5-5 Detail šroubového spoje

Zkušební síla je (při uvažování výpočtového průřezu šroubu $A_s = 8,78 \text{ mm}^2$):

$$F_p = A_s \cdot S_p = 8,78 \cdot 225 = 1975 \text{ N} \quad (18)$$

Síla přepětí:

$$F_i = 0,75 \cdot F_p = 0,75 \cdot 1975 = 1482 \text{ N} \quad (19)$$

Síla přepětí ve šroubech je několikanásobně větší než potřebná síla přepětí. Tato hodnota bude později ověřena pomocí MKP.

5.4 Řešení mazání a těsnění převodové skříně

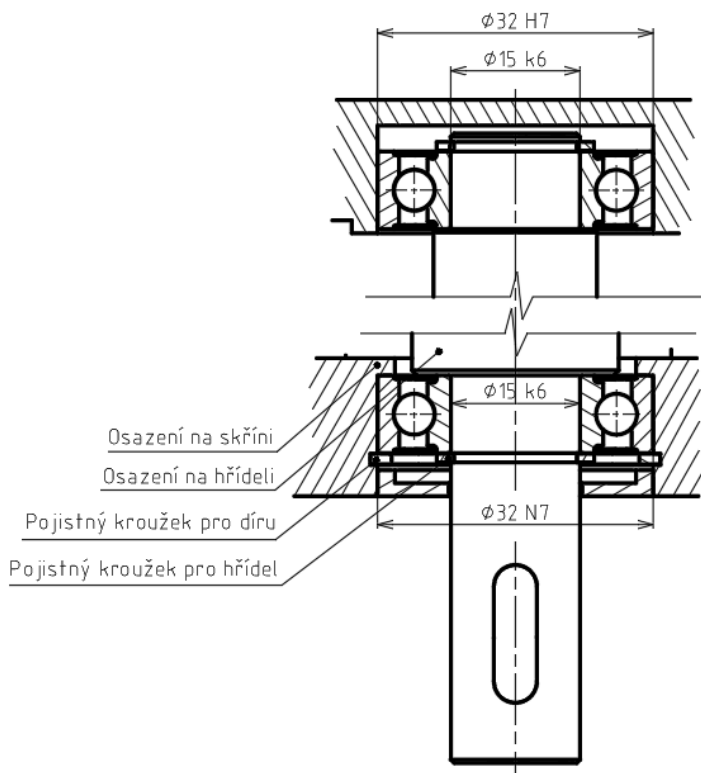
Při řešení mazání skříně je potřeba zohlednit, že převodovka je součástí kuchyňského robotu, je tedy potřeba zajistit utěsnění skříně a počítat s případnou kontaminací maziva vodou. Mazání ložisek bylo zajištěno výběrem typu ZKL 600x-2RS, které obsahuje plastické mazivo a má oboustranné třecí těsnění. Teplotní rozsah maziva je od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+110\text{ }^{\circ}\text{C}$, což odpovídá aplikace mixéru při pokojové teplotě a má dostatečnou teplotní vůli pro zvýšení teploty při chodu robotu.

Pro mazání ozubených kol vybereme druh maziva podle maximálně obvodové rychlosti soukolí. Ty jsou uvedeny v tab. 3-1. Jelikož maximální obvodová rychlost nepřesáhne 5 ms^{-1} je možné použít plastické mazivo [2, 15]. Plastické mazivo nevyžaduje žádnou úpravu skříně, takže se zjednoduší její konstrukce. Jako mazivo bylo vybráno MOGUL PZO P, které je vhodné k mazání zapouzdřených převodů a kuchyňských strojků. Výhodou tohoto maziva je, že dobře odolává vodě a dobře chrání mazaná uložení proti korozi [16].

Na utěsnění spáry mezi oběma částmi skříně postačí plošné tekuté těsnění Loctite 573 vhodné pro těsnění kovových přírub [17]. Dále je skříň částečně těsněna zakrytovanými ložisky ze stran ložiskového vrtání. Přesto však byla ložisková vrtání částečně utěsněna zacvakávacími plastovými víčky proti vnikání prachových částic.

5.5 Řešení uložení ložisek ve skříní

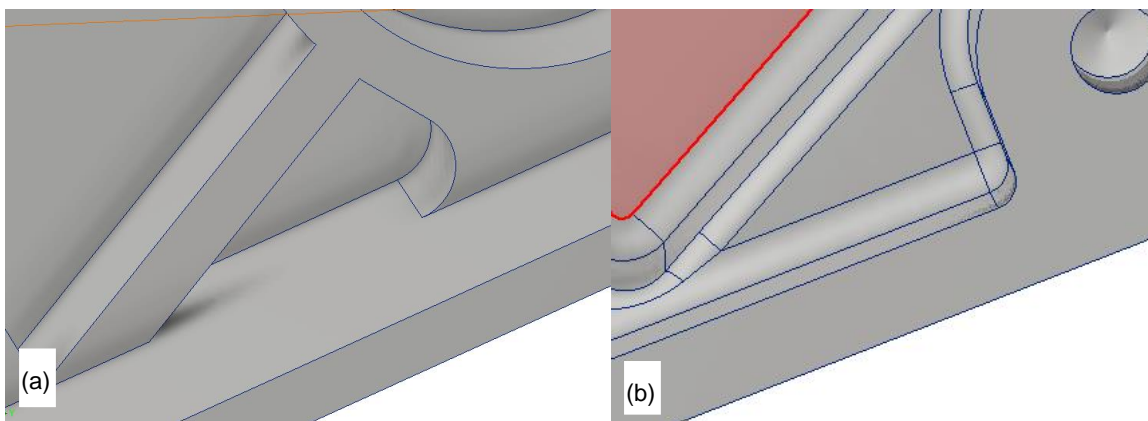
Jelikož na hřídele nepůsobí žádné axiální síly, byla pro uložení hřídelí vybrána radiální kuličková ložiska. Hřídele mohou při záběru tepelně dilatovat a roztahovat, proto bude uložení ložisek zajištěno jedním axiálně vodícím uložením a jedním axiálně volným. Zajištění ložiska na axiálně vodící straně bylo provedeno osazením na jedné straně a pojistným kroužkem na straně druhé. Navíc bylo pro uložení ložiska ve skříní zvolena tolerance N7 lisované uložení. Na axiálně volné straně byla zvolena tolerance H7 čili smykové uložení. Detail uložení je na obr. 5-6.



obr. 5-6 Detail uložení ložisek na skříni

5.6 Technologická úprava modelu

Aby byla skříň výrobitelná, musí být technologicky přizpůsobená výrobě. V našem případě by případná skříň byla hliníkový odlitek. Proto je potřeba se zamyslet na technologickou úpravou skříně, aby nevznikaly vady (výdutě, praskliny, nezatečení). U takto tvarově komplikované součásti bylo zapotřebí ověření slévatelnosti pomocí některého MKP softwaru určeného pro řešení slévatelnosti odlitků (Magma, Cirex). Můžeme alespoň předběžně určit zaoblení a napojení stěn. Prvním konstrukčním problémem bylo řešení výdutě vzniklé po návrhu žeber (obr. 5-7 (a)). Do tohoto prostoru by mohla tavenina obtížně zatékat a mohli by vznikat vady. Později v těchto místech ještě přibylo přidání materiálu pro přírubu šroubu. Problém byl vyřešen přidáním materiálu do výdutě (obr. 5-7 (b)).



obr. 5-7 Detail řešení výdutě skříně; (a) před řešením; (b) řešení

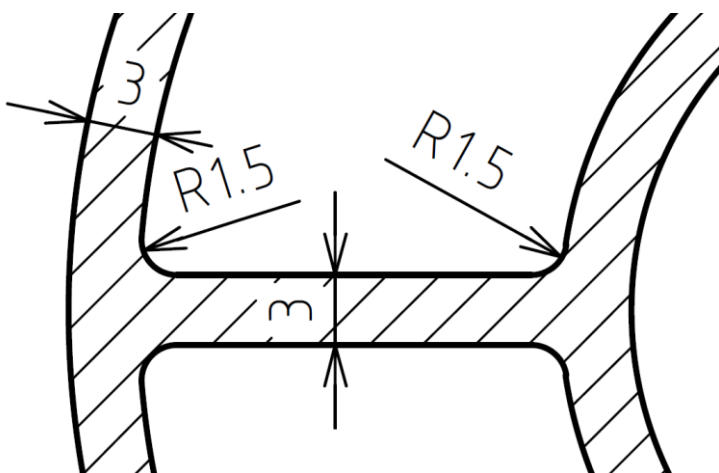
Dále bylo řešeno napojení a zaoblení žeber. Výchozí pro určení byly Základy konstruování, kde jsou ovšem pouze doporučení pro LLG, ale lze z ní vycházet. Pro stanovení poloměru zaoblení určíme střední tloušťku stěny s , kde $a=3\text{ mm}$ je tloušťka stěny a $b=3\text{ mm}$ je tloušťka žeber:

$$s = 0,5(a + b) = 0,5 \cdot (3 + 3) = 3\text{ mm} \quad (20)$$

Jelikož jsou stěna a žebro v sobě kolmé můžeme uvažovat jejíž úhel, který svírají 90° a poloměr zaoblení je tudíž:

$$R = 0,5s = 0,5 \cdot 3 = 1,5\text{ mm} \quad (21)$$

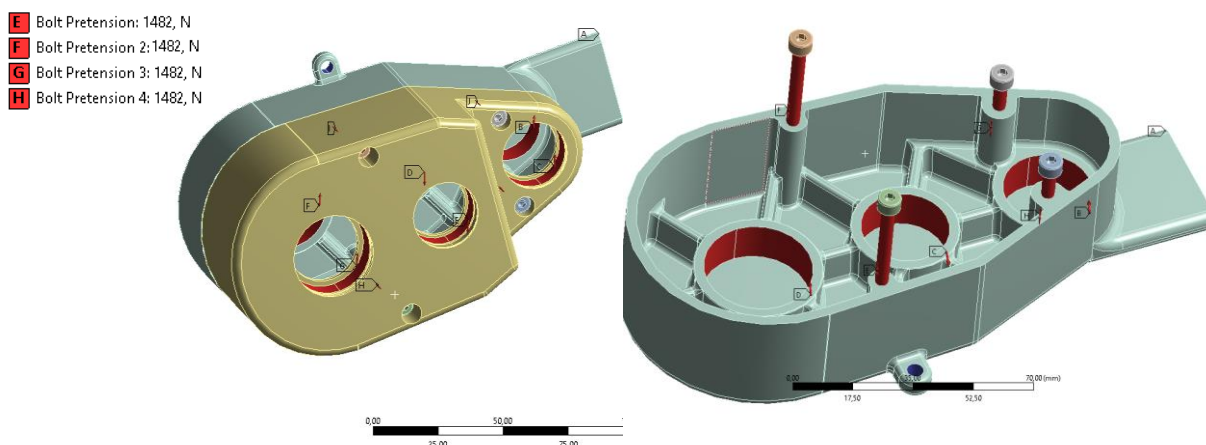
Detail řešení napojení je na obr. 4-8.



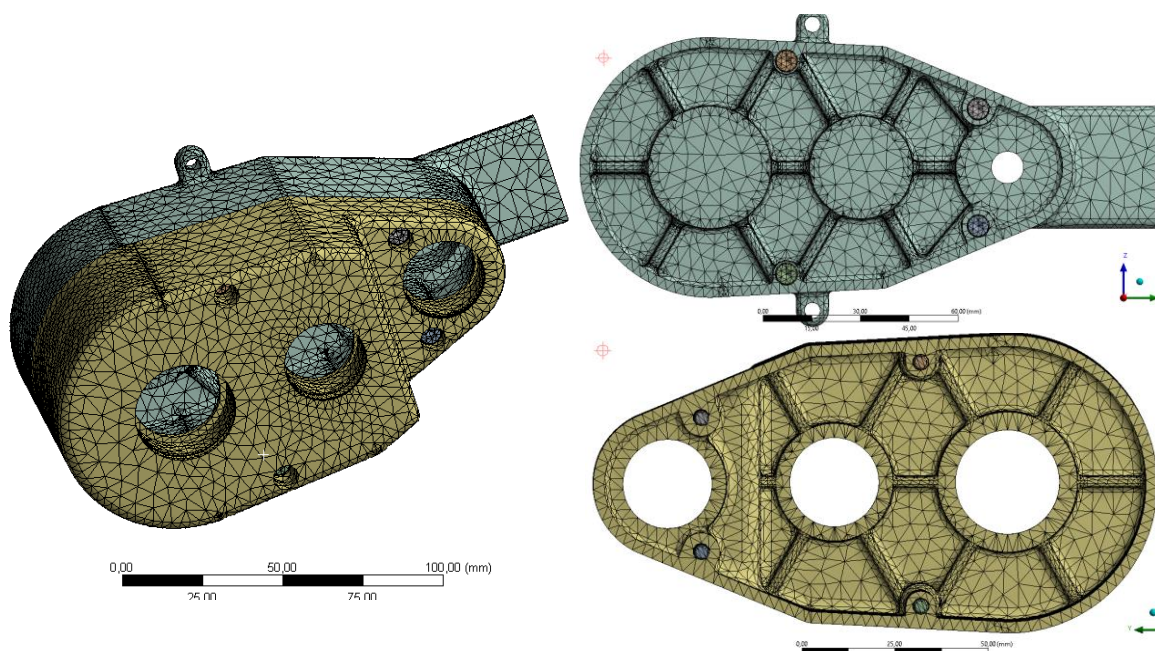
obr. 5-8 Detail řešení napojení žebra na stěnu

5.7 Konečná MKP analýza modelu

Jelikož do finálního modelu přibyla zaoblení a další úpravy je potřeba provést MKP analýzu skříňe znovu a ověřit, zda došlo k zásadním změnám deformace a napětí ve skříni. Původní okrajové podmínky se nezměnily, pouze k nim přibýlo přepětí od šroubů. Okrajové podmínky pro analýzu jsou zobrazeny na obr. 5-9. Hlavním účelem této analýzy bylo ověření, jestli zatížení od předepjatých šroubů bude mít vliv na deformaci a napětí ve skříni. Pro výpočet byly zvoleny kvadratické prvky o velikosti 3 mm. Přibližný počet prvků sítě byl 60 000 a počet uzlů 160 000. Vygenerovaná síť je zobrazena na obr. 5-10.

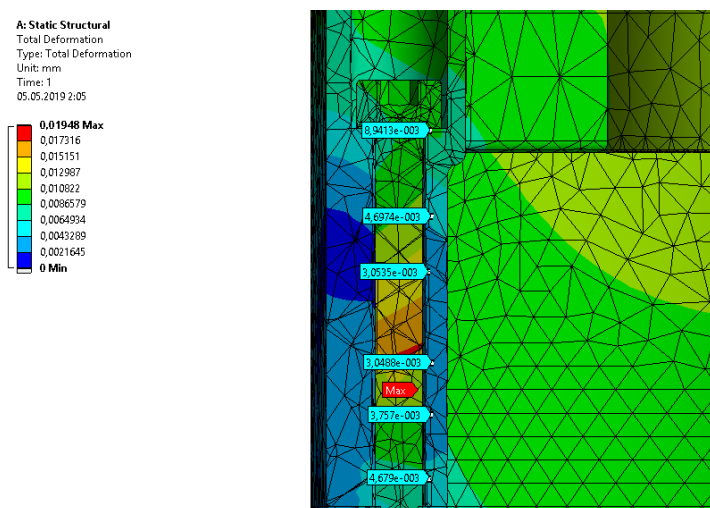


obr. 5-9 Nově přidané okrajové podmínky pro analýzu

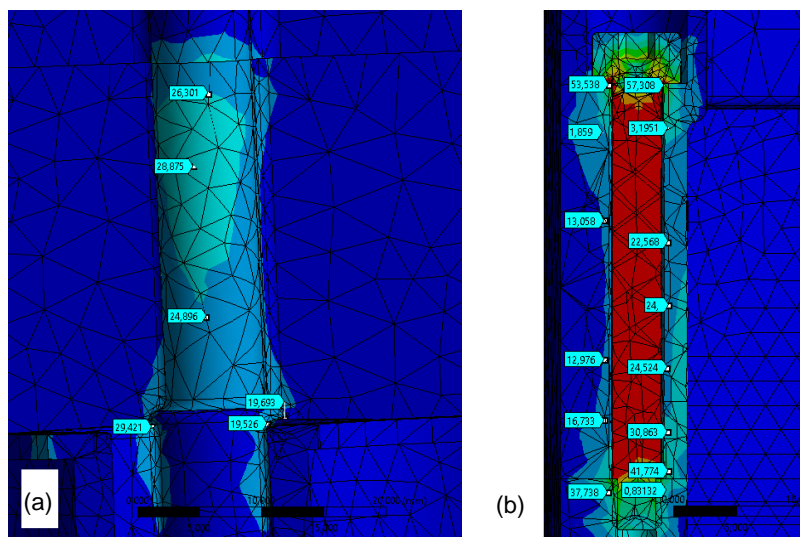


obr. 5-10 Vygenerovaná síť pro konečnou MKP analýzu

Při analýze řešení bylo zjištěno, že deformace se oproti předchozím analýzám téměř vůbec nezměnila, ale napětí vyskočilo až na hodnotu 450 MPa. Tato hodnota se vyskytuje ale pouze při přechodu dřívku do hlavy šroubu. Navíc je pouze v jednom uzlu a ostatních uzlech při přechodu je napětí okolo 300 MPa, což už je za hranicí meze kluzu materiálu šroubu. Této hodnotě by šlo vyhnout síly přepětí ve šroubu, což by nevadilo, jelikož je síla přepětí pro funkčnost skříně hodně vysoká. Primárním předmětem řešení byla ale převodová skříň tudíž tento problém nebudeme dále rozvádět a budeme se dále zabývat pouze napětím ve skříni. Pro podrobnější rozbor na napětí a deformace ve skříni od předepjatých šroubů byla vybrána oblast s menší přírubou, jelikož ta bude pro deformaci náchylnější. Obr. 5-11 ukazuje, že maximální deformace je v oblasti dosedání šroubu na přírubu a oproti deformaci v ložiskového vrtání je přibližně poloviční tudíž nebude mít velký vliv na deformaci skříně. Maximální hodnota napětí je v oblasti dosedání hlavy šroubu na skříň, a jeho hodnota je přibližně 50 MPa (obr. 5-12), což je pro slévárenské slitiny hliníku přijatelná hodnota, a navíc je tato hodnota tlaková. V ostatních místech příruby je napětí v rozmezí 25-30 MPa.

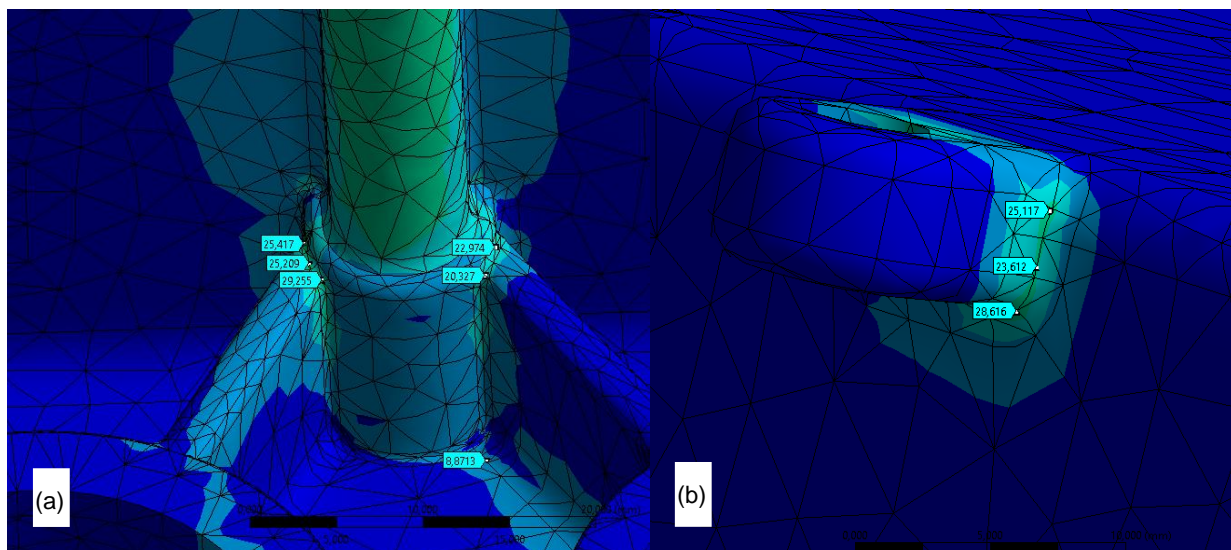


obr. 5-11 Deformace příruby



obr. 5-12 Napětí na přírubě; (a) pohled zvenku; (b) řez

Další nebezpečné místo na skříni je přechod žeber po přírubě (obr. 5-13 (a)). Maximální hodnota v tomto místě je přibližně 30 MPa. Tato hodnota napětí je tahová, tudíž ji lze považovat za nebezpečnou. Přesto však tato hodnota nebude kritická. Když budeme tuto hodnotu porovnávat v hodnotami mezi skluzu slévarenských slitin hliníku, jejíž rozsah hodnot je zhruba 70-200 MPa [18], tak i pro nejnižší hodnotu vychází bezpečnost přibližně 2,3. Poslední místo, které lze považovat za bezpečné, je přechod skříňe do konzole (obr. 5-13 (b)). Napětí v něm je přibližně 29 MPa a má opět tlakový charakter. Bezpečnost pro toto místo je přibližně 2,4. Toto nebezpečné místo by šlo snadno eliminovat zvětšením konzole, a tudíž by se zvětšil i přechod a napětí by kleslo.



obr. 5-13 Nebezpečná místa na skříni; (a) přechod žeber do přírub; (b) přechod skříňe do konzole

5.8 Vytištění součástí převodovky

Posledním dílčím úkolem bylo vytvoření prototypu převodovky. Jednotlivé nenormalizované součásti, jakými byly hřídele, ozubená kola a převodová skříň, byly vyrobeny pomocí 3D tisku metodou FDM na tiskárně Ultimaker 3 extended. Parametry tisku jsou uvedeny v tab. 5-4. Tiskový materiál bylo PLA. Podpory byly navrženy ve sliceru, který je součástí manageru 3DPrinterOS. Jejich rozložení je na obr. 5-14.

tab. 5-4 Parametry 3D tisku

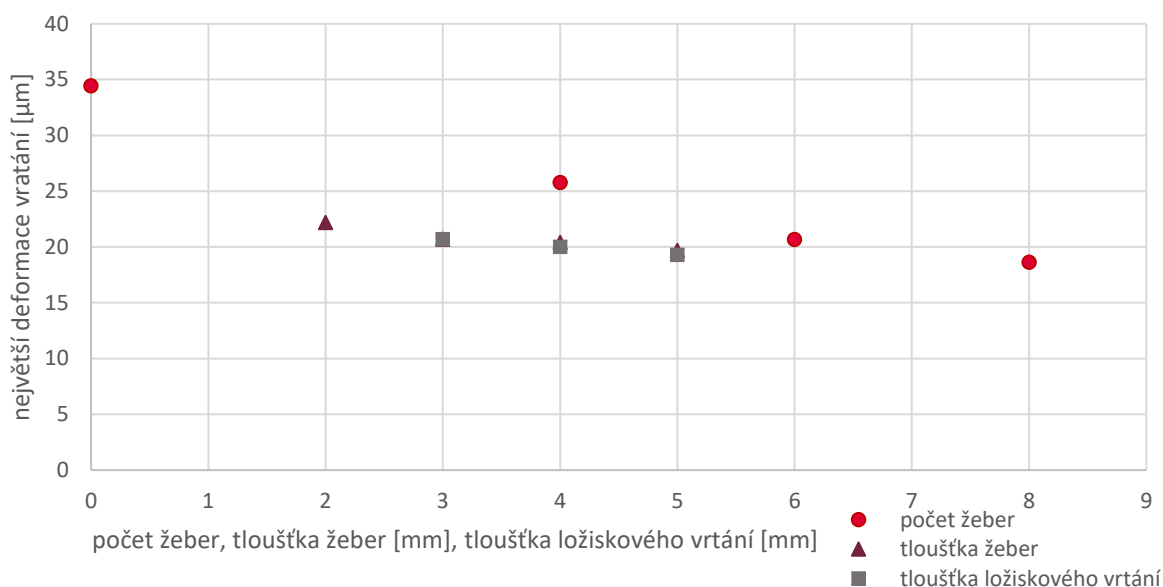
Tloušťka stěny	1,5 mm
Tloušťka vrstvy	0,2 mm
Hustota výplně	15 %
Tisková teplota	230 °C



obr. 5-14 Podpory pro 3D tisk; (a) hřídelí; (b) ozubených kol; (c) jedné části převodové skříně

6 DISKUZE

Po základní úpravě vybrané varianty byla použita MKP analýza, aby bylo zjištěno, která varianta počtu a tloušťky žeber a tloušťky ložiskového vrtání bude neoptimálnější. Po vyřešení a zhodnocení analýz bylo zjištěno, že deformace jsou nejvíce závislé na počtu žeber. Můžeme také pozorovat trend, že s rostoucími hodnotami parametrů se již deformace příliš nezmenšují (obr. 6-1). Touto optimalizací se dosáhlo úspory materiálu a hmotnosti. Navíc by tato optimalizace měla zvětšit tuhost skříně a zmenšit maximální deformaci vrtání přibližně o 15 μm oproti variantě bez žeber. To bylo mělo zlepšit záběr zubů a zároveň také snížit vibrace a hlučnost. Tyto požadavky v práci konkrétně nebyly řešeny, ale dá se očekávat že by se přidáním žeber a tím i zvětšením tuhosti a dále zlepšením záběru zubů se vibrace a hlučnost snížily.



obr. 6-1 Graf nejvyšší deformace v závislosti na různých parametrech

Dále byl na skříně řešený šroubový spoj. Jednoduchým výpočtem silové rovnováhy byla zjištěna potřebná třecí síla a podle ní navrhnuty šrouby a síla přepětí. Namodelované příruby měly velmi malý vrcholový úhel kužele, který nešlo upravit. Analytické řešení by proto bylo nepřesné nebo by pevnost musela počítat s jiným tvarem příruby (např. válcem). Proto byla jejich pevnost a deformace ověřena zpětně v MKP analýze. Z jejich výsledků vyplývá, že deformace na přírubě zanedbatelné oproti zbytku skříně. Největší napětí bylo v místě dosedání hlavy šroubu na přírubu přibližně 50 MPa a pravděpodobně by nedošlo k otlačení. Pro stanovanou hodnotu přepětí by byly zcela dostačující 2 šrouby, ale navržené 4 šrouby zajišťují lepší rovnoměrnost tlaku působící na obě skříně.

Skříň nemusela být nijak uzpůsobena systému mazání, jelikož by pro mazání bylo dostačující vybrané plastické mazivo a byla vybrána krytována ložiska s trvalou náplní. Dále skříň řešena z hlediska těsnění. Do skříně byly navrženy plastová zacvakávací víčka, která mají mít za úkol alespoň částečné zachycení prachových částic vnikajících prostřednictvím vzduchu do skříně.

Uložení ložisek bylo řešeno jedním axiálně volným a jedním axiálně vodícím ložiskem zajištěným pojistným kroužkem a osazením na skříní a hřídeli. Tato varianta byla zvolena, protože by měla ušetřit výrobu zajišťovacích vík a použití šroubů pro jejich montáž. Varianta s pojistnými kroužky je tudíž značně ekonomičtější. Cílem práce sice nebylo řešení technologie výrobě, ale i přesto byla na skříní částečně řešena. Byly vypočítáno základní zaoblení a napojení. Tato technologická úprava by měla mít vliv na napětí ve skříní, jelikož zjemní přechod hran a tím zmenší napětí.

Dále byla provedena konečná MKP analýza pro zjištění nebezpečných míst a bezpečnosti pro mezní stav pružnosti. Jako nebezpečná byla určena 2 místa. Prvním z nich byl přechod ze skříně do konzole. V této oblasti je bezpečnost přibližně 2,3. Tato hodnota bezpečnosti by navíc šla zmenšit zvětšením konzolí a tím zvětšení přechodu a snížením napětí. Další nebezpečné místo bylo v oblasti přechodu žeber do příruby. Tady se bezpečnost pohybuje přibližně kolem 2,4 a šla by zmenšit zvětšením zaoblení.

Z hlediska smontovatelnosti byla v koncepčním řešení vybrána složitější varianta, ale pořád lze smontovatelnost pokládat za snadnou, jelikož se po osazení hřídelí ozubenými koly a ložiskem nalisuje na již předem nalisované ložisko na skříní a dále se skříň uzavře a zašroubuje.

7 ZÁVĚR

Tato práce měla několik dílčích cílů. První z nich byl vytvoření modelu převodové skříně, který byl optimalizován z hlediska tuhosti a zároveň měl dostatečnou pevnost, která by odpovídala reálnému zatížení skříně. Tento cíl byl splněn. Přesto by však řešení skříně mohlo navazovat v několika dalších dílčích cílech. Jedním z nich by byla teplotní analýza skříně pro ověření vhodnosti vybraného maziva. Dále by se skříň mohla vypočítat k meznímu stavu únavy, jak je naznačeno v diskuzi.

Posledním dílčím úkolem bylo vytvoření plastového prototypu dvoustupňové převodovky kuchyňského robotu. Navrhnutá převodová skříň byla doplněna o ozubené kola a hřídele, jejíž pevnostní výpočet byl prováděn v předmětu 6KT. Všechny tyto díly byly vytvořeny metodou FDM na 3D tiskárně. Poté byly doplněny o normalizované součásti a sestaveny. Tento úkol lze také považovat za splněný. Celkovým výsledkem této práce byla kompaktní převodovka, která při svých malých rozměrech dokáže přenášet relativně velké točivé momenty.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application*. 2nd ed. Berlin : Springer, Přeložil Aaron KUCHLE. Sv. c2011, ISBN 978-3-642-16213-8.
2. autor neznámý. *Lubrication of gears. KHK stock gears*. [Online] Kohara Gear Industry Co.,Ltd., 2015. [Citace: 16. 5 2019.] Dostupné z: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication-of-gears.html.
3. DAVIS, J. R. *Gear materials, properties, and manufacture*. Ohio : ASM International, ISBN 978-0-87170-815-1, 2005. dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt008JATE3/gear-materials-properties/lubrication-regimes>.
4. KRÁL, Jiří. *Výpočtové modelování vibrací převodovky*. 2014 : autor neznámý, Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.
5. ROUČKA, Jaromír. *Metalurgie litin*. Brno : 1998. Sv. Učební texty vysokých škol., ISBN 80-214-1263-1.
6. SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš., ed. *Konstruování strojních součástí*. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0 : autor neznámý, Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUUM, 2010.
7. VÍTEK, Radovan. *Mechanické vlastnosti litiny s kuličkovým grafitem vyrobené metodou Tundish a procesem Initek [online]*. Brno [cit. 2019-03-06], 2013. (dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=63697).
8. PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu I. 2., opr. a rozš. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, c2003. ISBN 8072042831*. Brno : Akademické nakladatelství CERM., 2003. ISBN-8072042831.
9. MICHNA, Štefan. *Encyklopedie hliníku. Prešov: Adin, 2005. ISBN 80-89041-88-4*.
10. MACIEJCZYK, A. *Design basic of industrial gearbox*. místo neznámé : dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/301594310_DESIGN_BASIC_OF_INDUSTRIAL_GEAR_BOXES.
11. SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 9788072046331.
12. RIVIN, Eugene I. *Stiffness and damping in mechanical design*. New York : Marcel Dekker, 1999. ISBN 0824717228..

13. Převod s čelními přímými zuby - kuchyňský robot ETA- Fotogalerie. *VUT*. [Online] [Citace:16.5.2019] dostupné z: https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/476344/mod_page/content/37/Fotogalerie.pdf.
14. Kratina, Jakub. E- konstruktér. *SOUČINTEL TŘENÍ*. [Online] 16. 4 2013. [Citace: 16. 5. 2019.] dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>.
15. neznámý, autor. Průmyslové převodové oleje a mazání převodovek. *Techmagazín*. [Online] 4. 8 2013. [Citace: 16. 5 2019.] dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/952>.
16. Plastické mazivo MOGUL PZO P. *Hi-oil*. [Online] [Citace: 16. 5. 2019.] dostupné z: <https://www.eshop-hi-oil.cz/product/plasticka-maziva/automobilova-pm/plasticke-mazivo-mogul-pzo-p/249>.
17. Loctite 573 - 50 ml plošné těsnění. *ProPrumysl*. [Online] [Citace: 16. 5. 2019.] dostupné z:https://proprumysl.cz/loctite-573-50-ml/?gclid=Cj0KCQjw19DIBRCSARIsAOnfRehfVQxqiUEsFCruk-kotBzgTiIGaOJefgX_TQCsd3xyw6DH5nmjTOoaAj-gEALw_wcB.
18. Metalurgie slitin hliníku. *Strojnické tabulky online*. [Online] [Citace: 5. 15. 2019.] dostupné z:<https://www.strojnicketabulkyonline.cz/odlevani/metalurgie-slitin-hliniku/>.
19. Aluminium Gearbox housing. [Online] [Citace: 16.5.2019] dostupné z: <https://www.aluminiumchina.com/en/Exhibitors/4073181/Cestaro-Fonderie-Spa/Products/1309915>.
20. Kuchyňský robot ETA Gratus Vital 0028 90091 bílý. *Datart*. [Online] [Citace: 16. 5. 2019.] dostupné z: <https://www.datart.cz/Kuchynsky-robot-ETA-Gratus-Vital-0028-90091.html?desktop=true>.
21. Převodová skříň převodovka ZTS Sabinov. *Převodovky řady TSA 031*. [Online] [Citace: 16.5.2019] dostupné z: <http://www.tsa031.cz/prevodovka/P%20C5%99evodov%C3%A1%20sk%C5%99%C3%AD%C5%88%20p%C5%99evodovka%20ZTS%20Sabinov%20opracov%C3%A1n%C3%AD.php>.
22. Speed Increasing Gearboxes, Cast Iron. [Online] [Citace: 16. 5. 2019.] dostupné z: <https://www.htluk.co.uk/ProductGrp/001200010005>.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

MKP	Metoda konečných prvků
LLG	Litina s lupínkovým grafitem
LKG	Litina s kuličkovým grafitem
E	Modul pružnosti v tahu
t_w, σ	Tloušťka stěny
A	Osová vzdálenost
d_1, d_4, H	Rozměry skříně
M	Moment, utahovací moment
S_p	Zkušební napětí
k_n	Návrhový součinitel
f_s	Součinitel tření
i	Počet šroubů
F_i	Síla přepětí
α	Vrcholový úhel kužele

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 2-1	Graf ukazující závislost meze pevnosti a pružnosti na tloušťce stěny [5].....	17
obr. 2-2	Obrázek určující rozměry skříně [10].....	19
obr. 2-3	Žlabová převodovka [22].....	20
obr. 2-4	Převodová skříň dělená s rovině os hřídelí [21].....	21
obr. 4-1	Řez převodovým ústrojím mixéru ETA Gratus,zdroj: [20].....	25
obr. 4-2	Základní tvar převodové skříně.....	25
obr. 4-3	Koncepty skříní; (a) varianta A; (b) varianta B.....	26
obr. 4-4	Schéma uvolnění soukolí.....	27
obr. 4-5	Zátěžné síly působící na skříň.....	28
obr. 4-6	Výsledné varianty a naznačení výsledných sil; (a) varianta A; (b) varianta B	29
obr. 5-1	Detail konzolí pro upevnění do robota [13].....	31
obr. 5-2	Okrajové podmínky analýzy.....	32
obr. 5-3	Výsledná geometrie žeber.....	33
obr. 5-4	Detail přírub šroubů.....	36
obr. 5-5	Detail šroubového spoje.....	36
obr. 5-6	Detail uložení ložisek na skříní.....	38
obr. 5-7	Detail řešení výdutě skříně; (a) před řešením; (b) řešení.....	39
obr. 5-8	Detail řešení napojení žebra na stěnu.....	39
obr. 5-9	Nově přidané okrajové podmínky pro analýzu.....	40
obr. 5-10	Vygenerovaná síť pro konečnou MKP analýzu.....	40
obr. 5-11	Deformace příruby.....	41
obr. 5-12	Napětí na přírubě; (a) pohled zvenku; (b) řez.....	42
obr. 5-13	Nebezpečná místa na skříní; (a) přechod žeber do přírub; (b) přechod skříně do konzole.....	42
obr. 5-14	Podpory pro 3D tisk; (a) hřídelí; (b) ozubených kol; (c) jedné části převodové skříně.....	43
obr. 6-1	Graf největší deformace v závislosti na různých parametrech.....	44

11 SEZNAM TABULEK

tab. 2-1	Doporučené nejmenší tloušťky stěny odlitků, upraveno, [11].....	20
tab. 2-2	Řazení odlitků do hmotnostních tříd, upraveno, [11]	20
tab. 4-1	Vstupní parametry výpočtu.....	24
tab. 4-2	Výstupní parametry výpočtu z předmětu 6KT.....	26
tab. 4-3	Shrnutí kritérií pro výběr varianty	30
tab. 5-1	Největší deformace vrtání v závislosti na počtu žeber.....	34
tab. 5-2	Největší deformace vrtání v závislosti na tloušťce žeber	34
tab. 5-3	Největší deformace vrtání v závislosti na její tloušťce	34
tab. 5-4	Parametry 3D tisku	43

12 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: MKP analýzy pro volbu počtu a tloušťky žeber, a ložiskového vrtání
- Příloha 2: Digitální data – CAD model
- Výkresová dokumentace: Výkres sestavení – A2-BP/01-01
Montážní schéma – A2-BP/01-01