



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav letadlové techniky

Simulátor hypergravitace

Simulator of hypergravity

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

MARTIN KŮRKA

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jaromír Kučera



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kůrka** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **426057**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Simulator hypergravitace

Název bakalářské práce anglicky:

Simulator of hypergravity

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování práce proveďte:

- 1) Rešerši používaných řešení
- 2) Koncepční návrh simulátoru včetně pohonu
- 3) Konstrukční návrh simulátoru
- 4) Stanovte zatížení od provozu
- 5) Proveďte pevnostní kontrolu základních prvků

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jaromír Kučera, ústav letadlové techniky FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **02.08.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Jaromír Kučera
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Robert Theiner, 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.

30.4.2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Simulátor hypergravitace“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaromíra Kučery, s použitím literárních zdrojů a informací, které cituji a uvádím na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Martin Kůrka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Jaromíru Kučerovi za cenné rady a informace, které mi poskytl při její tvorbě. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu v mém studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Martin Kůrka
Název bakalářské práce:	Simulátor hypergravitace
Anglický název:	Simulator of hypergravity
Rok:	2019
Studijní program:	B 2341 STROJÍRENSTVÍ
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav letadlové techniky
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Jaromír Kučera
Bibliografické údaje:	počet stran: 43
	počet obrázků: 54

Klíčová slova: Centrifuga, rameno, gondola, nosník, konstrukce
Keywords: Centrifuge, centrifuge arm, gondola, beam, design

Anotace: Tato bakalářská práce se zabývá návrhem malé centrifugy. Obsahuje přehled možných řešení a vlastní konstrukční návrh centrifugy. Výsledkem celé práce je funkční 3D model.

Abstract: This bachelor's work deals with the design of a small centrifuge. It contains an overview of possible solutions and own design of the centrifuge. The result of this work is a functional 3D model.

OBSAH

Obsah	6
1. Úvod	1
2. Rešerše používaných řešení	2
2.1. Lékařské centrifugy	2
2.2. Geologické centrifugy	3
2.3. Výzkumné centrifugy	3
2.3.1. Ames 20-G	3
2.3.2. ESA.....	4
2.3.3. Star City TsF-18	4
2.4. Jiná řešení a aplikace.....	5
3. Koncepční návrh simulátoru včetně pohonu	6
3.1. Volba konstrukce rotoru	6
3.1.1. Zhodnocení	8
3.2. Fyzikální parametry.....	8
3.2.1. Volba ramene	8
3.2.2. Odpor těles F_0	9
3.2.3. Doba náběhu	11
3.3. Volba motoru	11
3.3.1. Asynchronní motor	12
3.3.2. Krokový motor	12
3.4. Koncepční návrh mechanismu.....	13
3.4.1. Návrh spojení ramene a hřídele	13
3.4.2. Návrh gondol	14
3.4.3. Návrh hřídele	15
3.4.4. Návrh pohonné části.....	16
3.4.5. Finální návrh včetně rámu	16
4. Konstrukční návrh simulátoru.....	17
4.1. Rameno.....	18
4.2. Gondola	19
4.3. Hřídel	21
4.4. Pohon	24
4.5. Rám.....	26
4.6. Centrifuga	27
5. Stanovení zatížení od provozu	28
5.1. Zatížení při konstantních otáčkách.....	28
5.2. Zatížení vznikající při plném výkonu motoru	30
6. Pevnostní kontrola základních prvků	31
6.1. Zatížení ramene	31
6.2. Kontrola spojovacího prvku mezi gondolou a ramenem.....	35
6.3. Kontrola na střih čepu.....	37
6.4. Kontrola ložisek	38
7. Závěr	40
Použitá literatura.....	41
Seznam obrázků	42
Seznam Tabulek.....	43
Seznam použitých programů	43

1. Úvod

Vybrané téma této práce se zabývá návrhem vlastního řešení malého simulátoru hypergravitace, neboli centrifugy, podle zadaných parametrů.

Nejdříve představím již hotová řešení centrifug a jejich případná využití pro můj návrh. Podle vybraného návrhu představím koncepci vyplývající z fyzikálních výpočtů, počítaných pro moje konkrétní zadání. Posléze vymodeluji kompletní konstrukční návrh centrifugy modelovaný v některém z dostupných 3D CAD softwarů. Tento navržený model ještě doplním o pevnostní výpočty, které jsou nutné pro správné fungování a jistotu v danou konstrukci.

Cílem mé práce je 3D model konstrukčního návrhu centrifugy, který bude pevnostně vyhovovat domluveným parametrům a je tudíž reálně použitelný.

Jedná se tedy o konstrukční návrh, případná budoucí stavba podle tohoto návrhu však není vyloučena. Je tedy kladen důraz na funkčnost a sestavitelnost. Pro případnou stavbu je důležitá také cena, proto bude výsledná konstrukce tvořená především z duralových profilů a jejich kompletačních částí. Nevyhnu se výrobě specifických dílů, budu se ale snažit snížit tento počet na minimum.

Tato centrifuga by se v případě stavby mohla používat např. k výzkumu tvaru kapky vody zatížené hypergravitací nebo k dalším experimentům.

2. Rešerše používaných řešení

Centrifugy jsou hojně využívány ve zdravotnictví, geologii, výzkumu a v zábavním průmyslu. Velikosti těchto centrifug mohou být od malých, které jsou využívány právě ve zdravotnictví, až po obří, které jsou využívány hlavně ve výzkumu nebo při školení astronautů nebo pilotů. Tyto centrifugy nemají tak vysoké otáčky jako ty využívané ve zdravotnictví.

Centrifuga nebo též odstředivka je přístroj, který se používá k zatížení určité hmoty, objektu, směsi nebo kapaliny silou, větší než gravitační, a to pomocí síly odstředivé, neboli síly centrifugační. Při návrhových výpočtech se setkáváme s takzvanou relativní centrifugační silou, což je koeficient uvádějící násobek odstředivého zrychlení vůči gravitačnímu. Na tuto sílu musí být dimenzována celá soustava včetně motoru a konstrukčních prvků a je známa dopředu. Závaží se na centrifugu umísťuje ideálně na kraj ramene v protilehlých polohách tak, aby dvě závaží proti sobě byly v rovnováze a tím byl rotor vyvážen. Hlavní namáhání je v ohybu, popřípadě v tahu. Namáhání je dáno odstředivou silou.

Pro úplnost představím nejběžnější druhy centrifug, používané jak v lékařství, tak v geologii, i v dalších oborech. Především však zaměřím svou pozornost na centrifugy používané ve výzkumu, které jsou konstrukčně nejbližší mému návrhu.

2.1. Lékařské centrifugy

V této oblasti se centrifugy používají například k urychlení sedimentace krve nebo k oddělování látek s různou hustotou např. složek lidské krve. Dělí se do kategorií podle rychlosti otáčení na nízkoobrátkové, vysokootáčkové a ultracentrifugy. Nejrychleji se otáčejí tzv. ultracentrifugy. Výrobce uvádí, že ultracentrifugy dosahují výkonu okolo 1 000 000 g. Při takto vysokých hodnotách přetížení musejí centrifugy odolávat velkým silám a je nutné minimalizovat ztráty na nejnižší možnou mez. Ztráty se minimalizují např. umístěním rotoru do vakuového prostoru. Tím se zamezí ztrátám, brždění vzduchem a zahřívání vzorků, což je při tření ve velmi vysokých rychlostech o vzduch nežádoucí. Při takto vysokých rychlostech musí být kladen důraz na precizní vyvážení rotoru. Toto řešení je konstrukčně náročné a jeho výroba je drahá.

Centrifugy ve zdravotnictví jsou konstruovány pro více vzorků než jen dva, jak je to běžné například pro geologické nebo výzkumné. Používají se pro mechanický proces oddělování složek s různou hustotou, proto je vyšší kapacita vzorků výhodou. Vzorky neboli závaží, které se do nich umísťují, je několikanásobně lehčí, a proto se lépe dosahuje vyšších rychlostí otáčení. Rychlosti mohou dosahovat velmi vysokých hodnot, několikanásobně vyšších než v případě výzkumných centrifug. [1]

2.2. Geologické centrifugy

V podstatě slouží k separování částic rozdílných hrubostí na principu různých hustot např. minerály, kovy nebo jiné materiály. K nejběžnějším aplikacím patří separování zlatého prachu, nebo platiny z rudného materiálu. Dále se používá na zpracování zemin kontaminovaných nebezpečnými kovy jako je rtuť, olovo, uran. [2]

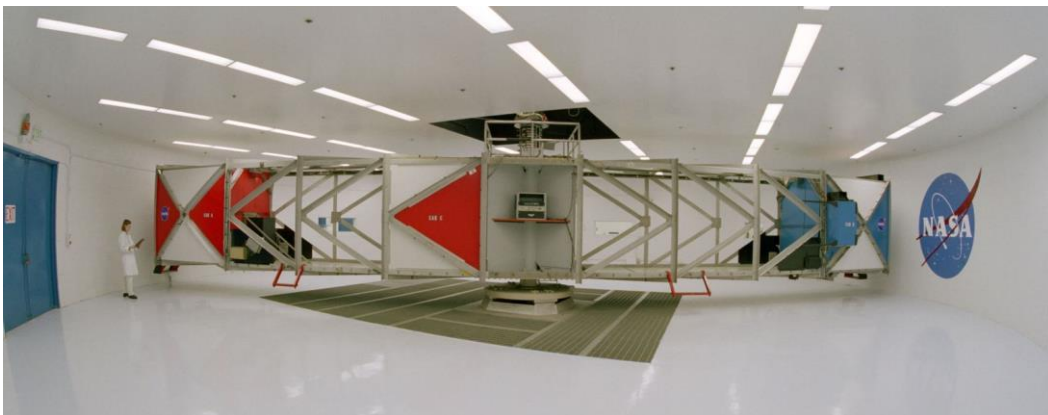
2.3. Výzkumné centrifugy

Výzkumné centrifugy patří k rozměrově větším, nabízí kapacitu pro méně vzorků a dosahují menšího přetížení. Na rozdíl vůči výše zmíněným centrifugám se výzkumné používají k experimentům, nikoliv k mechanickým procesům. Z toho vyplývá, že výzkumné centrifugy vyžadují přesnější řízení, sledování a vyhodnocování získaných dat během experimentu. Výzkumné centrifugy od NASA, ESA a Star City nabízí podobná řešení jako můj konstrukční návrh.

2.3.1. Ames 20-G

Zařízení Ames 20-G bylo vyvinuto v NASA a používalo se v šedesátých letech na výzkumné experimenty během éry biosatelitních misí. Dnes je již značně zmodernizováno. Tato skoro 18 metrů široká centrifuga je schopna přetížení dosahující hodnoty až 20 G při maximálních otáčkách, které činí 50 ot/min. Mezi experimenty, na kterých se podílelo toto zařízení patří např. chování kapaliny v těle během akcelerace nebo dlouhodobé vystavení účinkům hypergravitace.

Konstrukce této centrifugy je řešena formou kolejnic, pomocí kterých může být upravován např. poloměr, což nabízí velkou variabilitu. Při úpravách poloměru mohou být použity různé nosné rámy. Dále je možnost přidávat užité zatížení podél ramen a provádět současně více experimentů na různých hodnotách přetížení. Maximální hodnota užitého zatížení činí 1200 kg. Vyvážení celé centrifugy je řešeno tím, že jsou závaží umístěna proti sobě (Obr. 1.). [3]



Obr. 1.: 20-G centrifuga [3]

2.3.2. ESA

Tato velká centrifuga byla vyvinuta agenturou ESA. Na ramenech centrifugy jsou umístěny závěsné gondoly, které poskytují prostor pro buňky, rostliny, zvířata a jiné výzkumné objekty. Tato centrifuga je určena pro komunitu vědy a techniky v celé Evropě. V průměru dosahuje 8 metrů a zvládne přetížení až 20 G. Jeden z významných výzkumů, který se prováděl konkrétně na tomto zařízení se zabývá chováním elektrického výboje mezi dvěma elektrodami v různých úrovních gravitace. Tento výzkum napomáhá bezpečnosti během kosmických letů. [4][5]

Centrifuga se skládá ze 4 ramen, přičemž každé rameno unese až 2 gondoly s maximální užitnou hmotností 80 kg. Prakticky se používá až 6 gondol najednou. Tato centrifuga je v určitých ohledech podobná té od organizace NASA, má ale menší rozměry a omezenější prostor pro experimenty. Průměr je pevně stanoven uchycením gondol, jak je vidět na obrázku (Obr. 2.). Konstrukce není tak variabilní jako od organizace NASA. [4]



Obr. 2.: LDC centrifuga [4]

2.3.3. Star City TsF-18

Jedná se o velkou centrifugu s ramenem dlouhým 5,5 metru. Díky takto velkému rameni patří společně s AMES 20-G k jedněm z největších na světě. Byla postavena ve školícím centru Yuri, kde je používána k výcviku astronautů nebo pro návštěvníky, kteří chtějí zažít pocit přetížení a otestovat svoje tělo při vystavení hypergravitaci. Maximální přetížení, které tato centrifuga simuluje je 30 G. Pro lidskou posádku se takto vysokých hodnot nedosahuje. Přetížení, které tato centrifuga simuluje bývá obvykle v hodnotách kolem 6 G, tato hodnota nastává při startu rakety nebo při jejím sestupu.

Řešení je provedeno, na rozdíl od výše zmíněných, jako jednoramenná konstrukce s protizávažím (Obr. 3.), konec ramene je osazen kapslí pro dvoučlennou posádku. Mezi nevýhody této konstrukce patří nemožnost úprav nebo přidání dalšího užitečného prostoru a horší vyvážení, které je ale při nízkých hodnotách přetížení a délce tohoto ramene zanedbatelné. [6]



Obr. 3.: TsF-18 [6]

2.4. Jiná řešení a aplikace

Centrifugy se používají v mnoha jiných odvětvích a oborech. Za zmínku stojí např. testování chování ropy a zemního plynu. Získané znalosti jsou využívány při stavbě potrubních systémů v podmořské půdě. Vlastnosti podmořské půdy závisí na regionu a hloubce, ve které se potrubní systém bude nacházet.

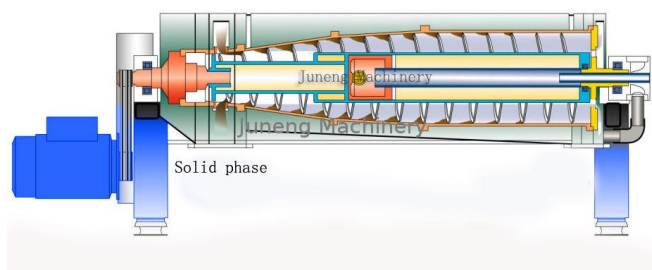
Obrázky 4 a 5 doplňují přehled konstrukčních řešení centrifug.

Na obrázku (Obr. 4.) vidíme jednoramennou centrifugu, která je vyvážena pomocí závaží na druhém kratším rameni. Toto závaží je pohyblivé a pomocí vzdálenosti od středu může lépe vyvažovat zkoumaný objekt na druhém rameni. Řešení pomocí stavitelného závaží poskytuje přesnější vyvážení a menší namáhání při pohybu než statické závaží.

Na obrázku (Obr. 5.) vidíme horizontální centrifugu s kuželovým bubnem, kde dochází vlivem odstředivé síly k separování a filtraci hrubých částic od kapaliny, která je vstřikována středem. Pevné částice jsou pomocí šnekového dopravníku odváděny z bubnu a poté se hromadí v zásobníku. Filtrace částic mohou být několikastupňové. Vyvážení rotoru je dáno konstrukcí, která je válcovitá a přitékající směs je vlivem odstředivé síly rozprostřena rovnoměrně po povrchu. Tato centrifuga se používá např. v potravinářství při výrobě olivového oleje, kde centrifugace nabízí určité benefity oproti filtraci nebo chemické úpravě.



Obr. 4.: NGCF centrifuga [7]



Obr. 5.: Horizontální centrifuga [8]

V budoucnosti může být pomocí principu centrifugace simulována gravitace na vesmírných lodích. Tyto lodě budou konstruovány do prstenců a díky jejich pomalému

otáčení můžeme vytvořit sílu, která bude nahrazovat sílu gravitační na zemi. Tato síla může být variabilní, protože záleží na otáčkách, takže by mohla být vytvořena síla menší nebo větší než gravitační. Zavedení tohoto principu může pomoci při budoucích dlouhotrvajících kosmických misích, při kterých by astronauti netrpěli svalovým ochabnutím nebo řidnutím kostí. Také by se usnadnil pohyb po lodi a běžné denní nebo pracovní činnosti. Udržování umělé gravitace během letu by bylo energeticky nenáročné, díky absenci tření a faktu, že předmět téměř neztrácí hybnost nebo rotaci.

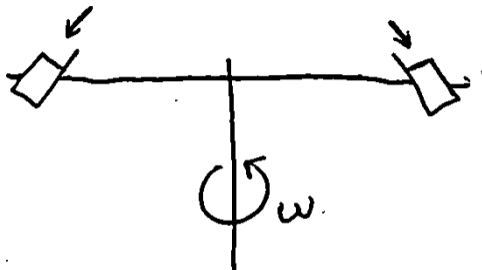
3. Koncepční návrh simulátoru včetně pohonu

Pro můj konstrukční návrh následuji určené parametry. Jedná se o malou centrifugu do 1,5 metru v průměru ramene, gondoly na konci ramen mají minimální vnitřní obsah 1 litr, tedy 10x10x10 (cm). O pohon se postará motor ES-M23480 Easy Servo Motor 8Nm, který je k dispozici. Konstrukční návrh centrifugy bude dimenzován na přetížení 6–10 G. Při modelování využiji co nejvíce nakoupených dílů, tím se sníží cena a zjednoduší případná výroba a montáž.

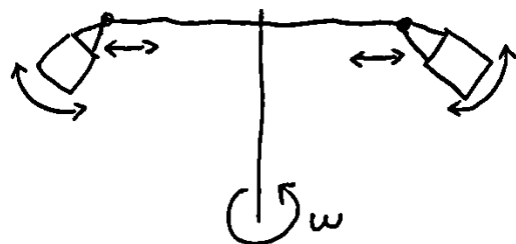
3.1. Volba konstrukce rotoru

Při volbě poloh závaží a konstrukce rotoru volíme v zásadě mezi dvěma základními modely. Přičemž každý z nich nabízí jiné řešení. První model využívá dvě nebo více protilehlých závaží, která se navzájem vyvažují. Konstrukčně se jedná o jednodušší řešení (Obr. 6.), které spočívá v tom, že rameno nebo nějaký přípravek je osazen boxy. Tyto boxy se do něj zasouvají. Toto řešení přináší méně problémů s vyvažováním. Zároveň poskytuje větší prostor k experimentům, kde se používají dva a více experimentální boxy. Nevýhoda spočívá v tom, že musí být obsazeny na obou stranách buď závažím, nebo experimentem, přičemž jejich hmotnost by měla být ideálně stejná. Toto řešení nabízí omezenou variabilitu.

Na rozdíl od předchozího řešení nabízí posuvné gondoly určitou variabilitu (Obr. 7.). Dají se zde kombinací hmotností a poloměrů otáčení provádět dva experimenty najednou s různými hodnotami přetížení.

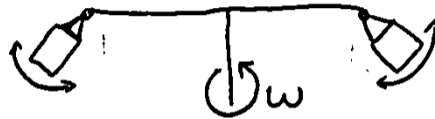


Obr. 6.: Dvě pevně dané polohy



Obr. 7.: Posuvné gondoly

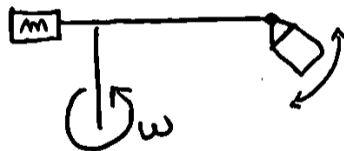
Nevýhoda posuvných gondol spočívá v nutnosti řídit polohu ramen elektronicky. Aby zůstala ramena v rovnováze je nutné během experimentu provádět korekce vzdáleností od středu. Tento požadavek přináší do konstrukce a vedení kabeláže jisté komplikace. Proto se v praxi využívá více řešení, kde jsou gondoly neposuvné (Obr. 8.) ve stejné vzdálenosti a se stejnou hmotností. Rotor je díky tomu v lepší rovnováze a už se provádí pouze korekce otáček.



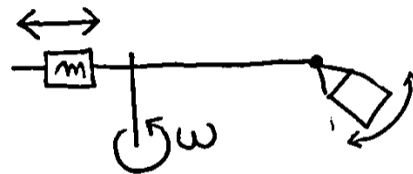
Obr. 8.: Neposuvné gondoly

Druhý model využívá jedno zatížené rameno a druhé kratší je osazeno pouze závažím (Obr. 9.). V případě nepohyblivého závaží je možnost volit střední hmotnost, která bude v přibližné rovnováze s větším počtem experimentů. Další možností by bylo zvolit závaží maximální hmotnosti. V případě lehčích experimentů se musí přidat závaží do gondoly a tím vyvážit případné rozdíly. Při volbě těžšího závaží je nutné druhé rameno vyvažovat. Tím roste energetická náročnost na provoz.

Další možnost tohoto řešení (Obr. 10.) nabízí větší variabilitu. Závaží na konci kratšího ramene je posuvné a tím dokáže vyvažovat různé hmotnosti gondoly. Rozsah posuvu závaží je právě tak velký, aby pokryl hmotnostní rozsah gondoly. Posuv závaží lze řešit např. dvěma závitovými tyčemi, které se budou otáčet proti sobě. Toto řešení je více praktické a nabízí lepší vyvážení než nepohyblivá závaží.



Obr. 9.: Nepohyblivé závaží



Obr. 10.: Posuvné závaží

3.1.1. Zhodnocení

Způsob konstrukce	Konstrukční složitost	Nákladnost výroby	Přesnost vyvážení /možnosti úpravy	pořadí
Dvě pevně dané polohy	Jednodušší	Menší	Velmi dobré/ omezené	2
Pohyblivé gondoly	Složitější řízení	Střední	Dobré/ velice dobré	3
Nepohyblivé gondoly	Jednodušší	Menší	Velmi dobré/ dobré	1
Neposuvné závaží	Jednodušší	Střední	Omezené/ žádné	4
Posuvné závaží	Složitější řízení	Vyšší	Dobré/ omezené	5

Tab. 1. Hodnocení variant

Porovnáním parametrů konstrukční složitosti, nákladnosti na výrobu a přesnosti vyvážení (Tab. 1.) těchto dvou modelů vyplynulo jako nejvhodnější řešení dvě protilehlé závaží, konkrétně neposuvné gondoly. Toto řešení nabízí dobré konstrukční vlastnosti, kde lze nejvíce využít nakoupených dílů, profilů a upravovat si je pouze řezem. Vyvážení tohoto modelu je na dobré úrovni, protože dvě stejně těžké gondoly se budou pohybovat symetricky. Experiment může probíhat na obou gondolách současně nebo pouze na jedné a druhá bude vyvážena podle hmotnosti té s experimentem závažím.

3.2. Fyzikální parametry

V oblasti fyzikálních výpočtů centrifug se především zabýváme kruhovým pohybem, pohybem po kružnici. Z toho vyplývá, že se při svém návrhu budu zabývat výpočtem otáček ramene, odporu tělesa a dobou náběhu.

3.2.1. Volba ramene

Ze základních vzorců pro výpočet zrychlení v centrifugačním poli (1) a úhlové rychlosti vyjádřené v otáčkách za minutu (2) můžeme spočítat relativní centrifugační sílu (neboli násobky G), která je podílem zrychlení k zemské gravitaci (4). Pro náš případ je nutné znát otáčky v závislosti na ostatních parametrech, které jsou zadané. Po dosažení předchozích vztahů a vyjádření otáček dostáváme výsledný vztah (5). Podle tohoto vztahu jsou počítány hodnoty pro různá zrychlení a ramena (Tab. 2.). [9]

G – centrifugační zrychlení

ω – úhlová rychlost

r – poloměr ramene

n – otáčky za minutu

RCF – relativní centrifugační síla (násobek přetížení (udávané v násobcích G))

$$G = \omega^2 * r \quad (1)$$

$$\omega = \frac{2\pi * n}{60} \quad (2)$$

$$G = \frac{4 * \pi^2 * n^2 * r}{3600} \quad (3)$$

$$RCF = \frac{G}{g} \quad (4)$$

$$n = \sqrt{\frac{3600 * g * RCF}{4 * \pi^2 * r}} \quad (5)$$

Má volba vychází z výsledného rozmezí otáček pro různá ramena a přetížení (Tab. 2.). Zohledňuji přiměřenou délku ramene a rozmezí otáček. Rameno volím 1,2 m. Tato délka nabízí rozumný kompromis mezi vyššími otáčkami a velikostí ramene. Vypočítaný rozsah otáček pro tuto volbu vychází od 94–123 ot/min. V tomto rozmezí motor dosahuje téměř maximálního momentu a má tedy dost výkonu na udržení rychlosti i roztočení rotoru.

RCF(G)	6	7	8	9	10
r (m)					
0,25	146,5249	158,2650	169,1924	179,4556	189,1629
0,4	115,8381	125,1195	133,7583	141,8721	149,5464
0,5	103,6088	111,9103	119,6371	126,8943	133,7583
0,6	94,5814	102,1596	109,2132	115,8381	122,1041
0,7	87,5654	94,5814	101,1118	107,2453	113,0464
0,75	84,5962	91,3743	97,6833	103,6088	109,2132

Tab. 2. Potřebné otáčky (ot/min)

3.2.2. Odpor těles F_0

„Při obtékání reálných těles konečné tloušťky, symetrických k vektoru rychlosti v^∞ , jsou všechny složky kromě odporu nulové“ [10]

$$F_0 = c_x * A * \rho * (v^\infty)^2 * \frac{1}{2} \quad (6)$$

Koeficienty:

c_x – součinitel odporu

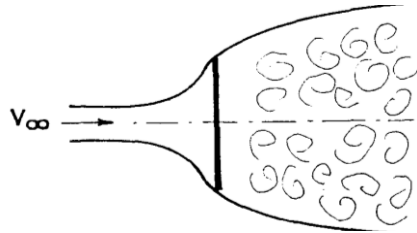
A – charakteristická plocha

ρ – hustota vzduchu

v^∞ – vektor rychlosti

„Při obtékání těles menšími rychlostmi (aby se neuplatnil vliv stlačitelnosti) si celkový odpor rozkládáme na odpor třecí (vliv viskozity) daný integrálem tečných sil po povrchu a tlakový, způsobený nesymetrickým rozložením tlaku po povrchu tělesa. Podle toho, která složka odporu převládá, což závisí na tvaru, můžeme tělesa rozdělit do tří skupin: deskovitá paralelní s proudem, deskovitá kolmá k proudu a spojitě zakřivená s relativně velkou tloušťkou.“ [10]

„U deskovitých těles postavených kolmo k proudu, (Obr. 11.), nebo u těles s ostrými hranami na zadní části, dochází k odtržení proudu na hranách. Proto bod odtržení nemění svou polohu.“ [10]



Obr. 11.: Obtékání kolmé desky [10]

„Hodnoty součinitelů při $Re > 10^3$ jsou závislé hlavně na tvaru, např. kruhová a čtvercová deska mají $c_x = 1,1$; obdélníková deska (s teoreticky nekonečným rozpětím) $c_x=2$. Jako charakteristickou plochu A dosazujeme v tomto případě do rovnice (6) plochu průmětu do roviny kolmé k rychlosti v^∞ - čelní průmět.“ [10]

Rameno centrifugy bude rozděleno na segmenty po 1 cm v délce 60 cm a šířku bude mít 3 cm. Tato šíře odpovídá zvolenému profilu. Pro následující segmenty je spočítána obvodová rychlost (7) podle obvodu kruhu v daném místě a otáček za minutu a následně je určen odpor vzduchu (6) a dosazen do konkrétní rovnice pro náš případ (8). Určení plochy segmentu S_x vyplývá z jednoduchého vztahu pro obsah obdélníku, plocha gondoly S_{xx} je vypočítána stejně, jen je uvažováno roztažení gondol během rotace, takže výsledný poloměr je navýšen o 20 cm. Následně jsou všechny síly segmentů převedeny na momenty a odečteny od momentu motoru. Pro zjednodušení byly uvažovány výsledné otáčky, tedy 123 ot/min a pro tyto otáčky byl stanoven odporový moment, který mi vychází $M_o = 3,038$ Nm. Tento moment bude potřeba po rozběhu stále dodávat do oběhu, abychom zachovali konstantní otáčky. Použité koeficienty: $c_x = 1,1$ (pro obdélníkovou desku kolmou k proudu vzduchu), $\rho = 1,18$ kg/m³ (při teplotě 25 °C).

$$v^\infty = \frac{2 * \pi * r * 123}{60} \quad (7)$$

$$M_o = 2 * M_r = \left(c_x * S_{xx} * \rho * \frac{\left(\frac{2 * \pi * 0,8 * 123}{60} \right)^2}{2} \right) * 0,8 + \quad (8)$$

$$+ \sum_{r=0,01}^{0,6} \left(c_x * S_x * \rho * \frac{\left(\frac{2 * \pi * r * 123}{60} \right)^2}{2} * r \right)$$

3.2.3. Doba náběhu

Námi zvolený motor má výkon při daných otáčkách 7 Nm při délce ramena 1,2 m + roztažení gondol během rotace $\approx 0,4$ m. Při těchto parametrech je síla na koncích ramen vypočtena podle vzorce (9), dále je vyjádřeno tečné zrychlení pomocí úhlového zrychlení a poloměru (10) a dosazením a vyjádřením úhlového zrychlení (11) spočítáme výsledné zrychlení, které může motor dodat. Při hmotnosti experimentu 1 kg a odhadu hmotnosti ramene spolu s gondolou a všemi doplňujícími prvky, který je zhruba 4 kg (základní profil 30*30 má hmotnost 0,848 kg/m), je celková hmotnost experimentu a konstrukce ramene přibližně 5 kg. Od maximálního momentu, který může motor dodat, odečteme odporový moment vypočítaný v předchozím kroku. Odpor řemenového převodu a odpor v ložiskách je velmi nízký. Tyto prvky dosahují vysoké účinnosti, takže výsledné odpory a ztráty jsou oproti odporu vzduchu řádově menší, proto budou zanedbány. Výsledný čas doby náběhu počítán podle vztahu (10) vychází 15,5 s. Úhlová rychlost je počítána podle vzorce (2) a její výsledná hodnota je 12,88 Rad/s.

Vypočítaná doba náběhu není přesné číslo, odpor vzduchu i odhad hmotnosti jsou zjednodušené hodnoty. Vzniklá nepřesnost se dále přenáší do dalších výpočtů. Ale i přes jisté nadhodnocení hodnot výsledný čas vychází v přijatelných hodnotách, to jednoznačně ukazuje na dostatek výkonu, který motor má a po výkonové stránce vyhovuje našemu zadání jak z hlediska času náběhu, tak z hlediska udržitelnosti otáček během experimentu. V praxi se čas náběhu přizpůsobuje experimentu, takže i u výkonnějších motorů je čas náběhu několiknásobně vyšší, aby nemohlo dojít k poškození předem připraveného experimentu.

$$F = \frac{M_k}{2 * r} \quad (9)$$

$$F = \frac{7 - 3,038}{1,6} = 2,48 \text{ N}$$

$$a_t = \varepsilon * r \quad (10)$$

$$F = m * a_t = m * \varepsilon * r \Rightarrow \varepsilon = \frac{F}{m * r} = \frac{2,48}{5 * 0,6} = 0,83 \text{ Rad/s}^2 \quad (11)$$

$$\Delta t = \frac{\omega}{\varepsilon} \quad (12)$$

$$\Delta t = \frac{12,88}{0,83} = 15,5 \text{ s}$$

3.3. Volba motoru

Pro můj konstrukční návrh, kdy se má rameno otáčet zhruba 110 ot/min je potřeba motor, který má buď otáčky říditelné nebo otáčky, které maximální hodnotou budou někde blízko této hodnoty. V případě otáček rozdílných je třeba přidání převodu. Motor by měl také splňovat podmínku dodatečného řízení otáček během experimentu.

3.3.1. Asynchronní motor

Asynchronní motor je zřejmě nejpoužívanější motor pro nejrůznější průmyslové aplikace. Při volbě tohoto druhu motoru pro naši aplikaci bychom měli věnovat pozornost počtu pólů motoru, protože ovlivňuje maximální otáčky. Pro můj návrh požadují nízké otáčky. U asynchronních motorů dochází se stoupajícím počtem pólů ke klesání maximálních otáček a zvyšování maximálního kroučícího momentu, který motor dodá. Další parametr, který ovlivňuje otáčky je kmitočet vstupního střídavého napětí. Standardně se prodávají motory nejvýše 8 - pólové, na zakázku lze však vyrobit i více pólové motory. Tyto 8 – pólové motory mají maximální otáčky zhruba okolo 750 ot/min. Momentová charakteristika pro tyto motory dosahuje nejvyššího kroučícího momentu při zhruba 80 % maximálních otáček, což by odpovídalo 600 ot/min. Pro naši aplikaci je nutné přidat převod $i \approx 5,5-7$ a během experimentu provádět korekce otáček. K tomuto účelu potřebujeme frekvenční měnič, který dokáže měnit otáčky asynchronního motoru. Výhodou asynchronních motorů je jejich relativně nižší cena. Nevýhodou je jednoznačně omezená schopnost řízení otáček bez frekvenčního měniče.

Aplikace asynchronních motorů se vyskytuje v odvětvích, kde není nutno řídit otáčky, ale jsou konstantní během celého provozu např.: pračka, lékařská odstředivka a další aplikace. Konstrukce těchto aplikací si vystačí s převodem na určité otáčky a následně není nutno další řízení. Pro naše zadání není asynchronní motor vhodný. [11]

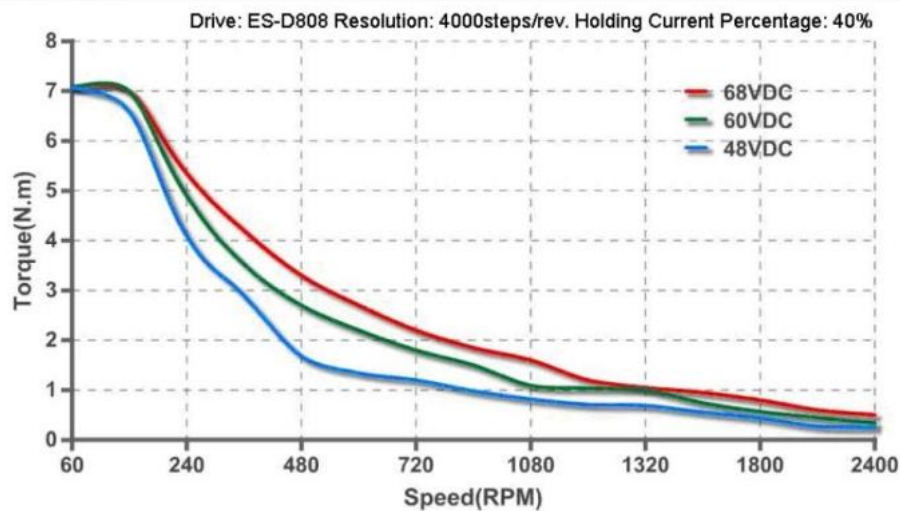
3.3.2. Krokový motor

Krokový motor je synchronní motor, jehož točivé magnetické pole nevzniká střídavým proudem, ale postupným zapínáním cívek statoru. Z toho vyplývá, že krokový motor se může otáčet velmi pomalu, ale i rychle. Bohužel k tomu, aby se otáčel, potřebuje ovládací elektroniku, která zapíná jednotlivé cívky.

Krokové motory nedosahují takových kroučících momentů jako asynchronní a jejich momentová charakteristika (Obr. 12.) je nejsilnější ve spodní části otáček a se vzrůstajícími otáčkami klesá. Pro námi zvolenou aplikaci, kdy se motor bude otáčet zhruba 110 ot/min, bude mít motor skoro maximální moment, který může dodat.

Mezi výhody patří plynulá regulace otáček, životnost, bezúdržbovost, relativně nízká cena a dostupnost. Nevýhody jsou neschopnost motoru nabídnout vysoký točivý moment při vysokých rychlostech, nutnost další elektroniky k ovládnání a rozběhu, a v neposlední řadě, že při přetížení dochází k tzv. ztrátě kroku. [12] [13]

ES-M23480



Obr. 12.: Momentová charakteristika použitého krokového motoru [14]

Pro konstrukční návrh našeho zadání, který má relativně nízkou užitnou hmotnost, není k provozu nutný tak velký kroutící moment. Právě díky tomu vyhoví krokový motor našim požadavkům a nabídne nám spolehlivé řízení otáček, dlouhou životnost a bezúdržbovost.

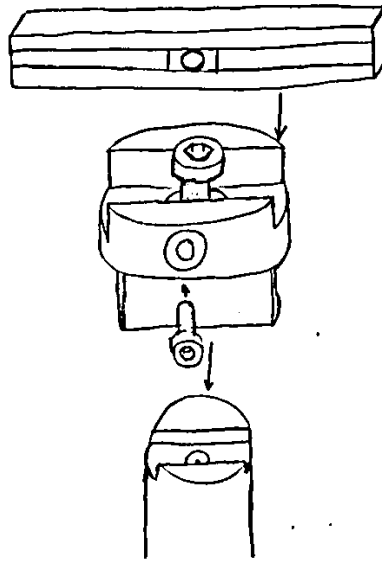
Pro náš konkrétní návrh bude použit krokový motor ES-M23480, který nabízí zcela dostačující moment, jak jsme si ověřili (v kapitole 3.2.3). Tento motor je k dispozici na ústavu a není nutno ho nakupovat.

3.4. Koncepční návrh mechanismu

V této kapitole se budu zabývat koncepčním návrhem hlavních částí centrifugy v podobě skic. Při finálním modelování budu vycházet z těchto skic, model bude ještě doplněn o všechny náležité konstrukční prvky.

3.4.1. Návrh spojení ramene a hřídele

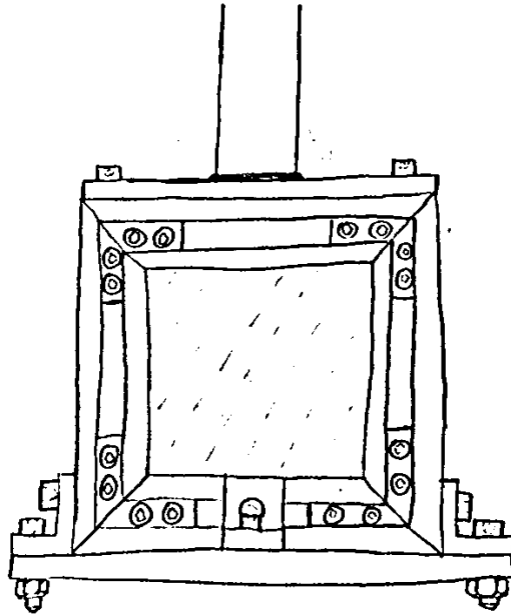
Rameno centrifugy se skládá z jednoho dlouhého kusu profilu, který je připevněn pomocí bočních šroubů. Toto rameno zapadá do drážky spojovacího prvku (Obr. 13.). Tento prvek tvoří mezičlen ramene a hřídele. Spojovací prvek poté zapadá do hřídele menší drážkou a je fixován zapuštěným šroubem. Tato spojka zároveň bude fixovat svým větším průměrem na hřídeli ložisko.



Obr. 13.: Spojení hřídele a ramene

3.4.2. Návrh gondol

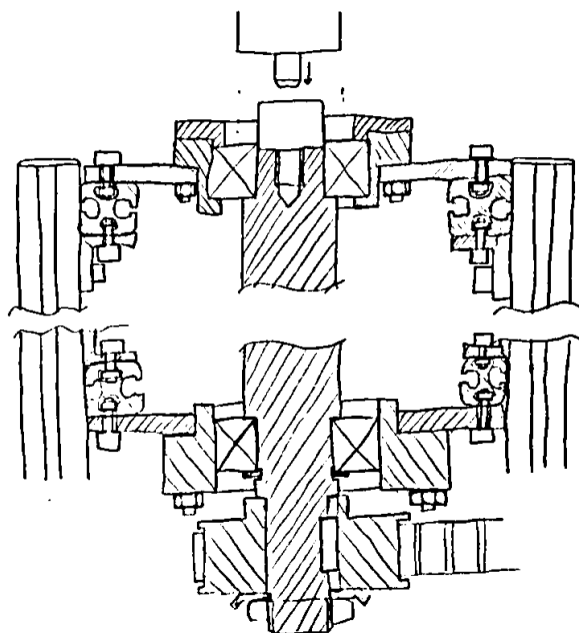
Gondoly (Obr. 14.) mají objem řádově jeden litr. Tomuto objemu vyhovuje rozměr gondol 100x100x100 (mm). Při volbě profilů 30x30 (mm) by měl být rozměr gondol navýšen o rozměr profilu z každé strany. Tomu odpovídá rozměr 160x160x160 (mm). Profily pro gondoly budou nařezány tak, aby se daly složit do sebe. Fixace profilů je řešena úhlovým spojem vsazeným přímo do drážky, tím pádem nebude potřeba L spojky, které by zabíraly místo v drážce. Zároveň vznikne tímto řešením velice pevná čtvercová konstrukce, která bude odolávat silám působícím během pokusu. Boční strany budou opatřeny plexisklem a v případě potřeby může být přidáno i těsnění do drážky mezi plexisklo a profil. Plexisklo zároveň dobře poslouží k možnému sledování polohy experimentu a zjednoduší se tím jeho ustavování v konstrukci. Experiment se bude vkládat ze spodní strany. Dno gondoly bude řešeno plechem přišroubovaným čtyřmi šrouby, z každé strany jeden.



Obr. 14.: Gondola

3.4.3. Návrh hřídele

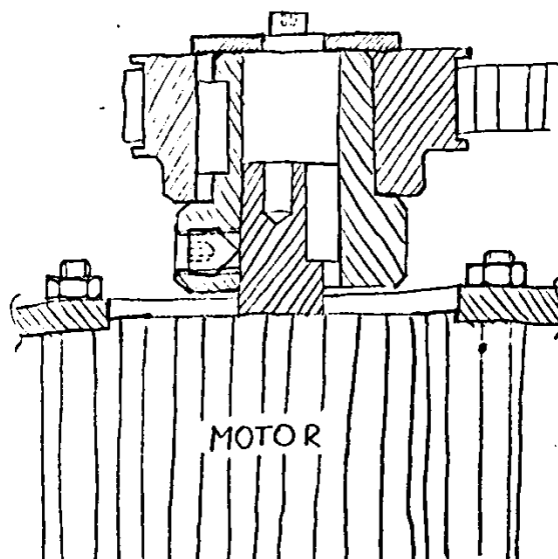
Hřídel bude jedna z částí, která se musí nechat vyrobít. Bude opatřena dvěma ložiskovými jednotkami, které budou nakoupené a podle rozměrů těchto ložiskových jednotek bude navržena hřídel. O přenos momentu se bude starat ozubená řemenice na konci hřídele. Hřídel je upevněna do ložiskových jednotek a pro tyto jednotky budou vyrobeny plechové příruby, které budou zajišťovat spojení s rámem. Celý mechanismus upevnění hřídele včetně ložiskových jednotek a profilů je na obrázku (Obr. 15.).



Obr. 15.: Návrh hřídele a upevnění

3.4.4. Návrh pohonné části

Pohonná část (Obr. 16.) se skládá z motoru a ozubené řemenice, mezi kterými je spojka. O přenos momentu se bude starat ozubený řemen, který zajišťuje spolehlivý a přesný přenos výkonu. Motor je dost výkonný na rozběh centrifugy i na udržení pohonu ve stanovených otáčkách, proto nemusí být přidán převod pro navýšení kroutícího momentu. Přenos momentu přes ozubený řemenový převod je volen s ohledem na výšku celé centrifugy. V případě malého výkonu motoru ho lze navýšit výměnou ozubené řemenice. Ozubený řemen působí částečně jako ochranný a tlumící prvek, v případě rázů nebo vibrací nepřechází tyto nechtěné jevy do motoru, v případě nemožnosti otáčení hnací hřídele začne přeskakovat.



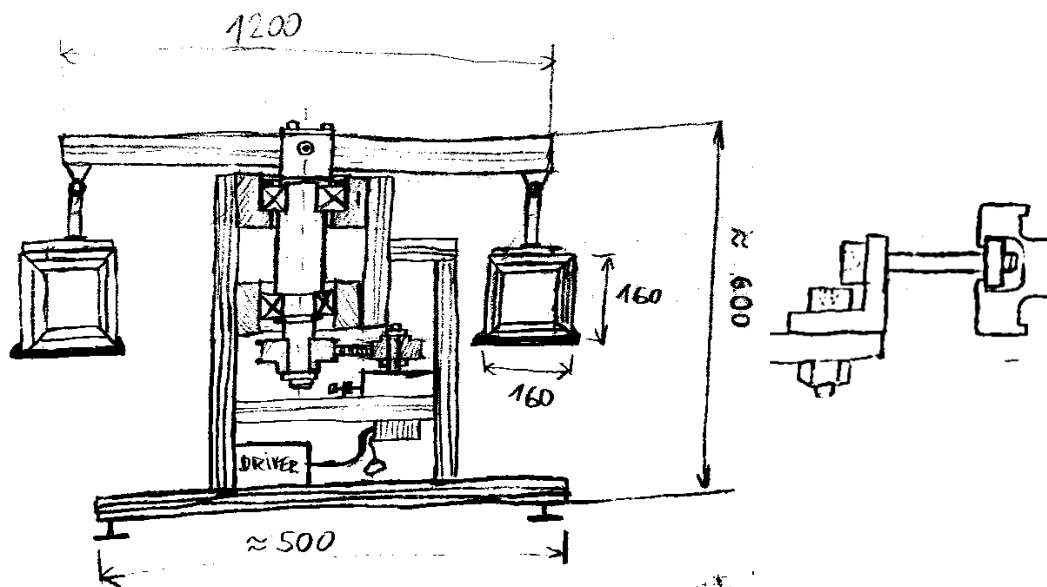
Obr. 16.: Pohonný systém

3.4.5. Finální návrh včetně rámu

Celá centrifuga (Obr. 17.) bude sestavena z těchto výše uvedených částí, které budou připevněny k rámu. Tento rám bude sestaven z profilů 30x30 (mm) odpovídajících délek a spojen bude pomocí L spojek.

Při ustavování experimentu bude možno gondoly sundat z uchycení na rameni. Toto uchycení bude řešeno plechy svařenými do tvaru T a bude přichyceno ke gondole šrouby. Do otvoru na vrcholu tohoto prvku bude zapadat čep kloubu, který je jištěn závlačkou.

Napínání řemenice (Obr. 18.) je řešeno L profilem, kterým je veden šroub k rámu, který prochází maticí. Pomocí utahování šroubu se celý pohonný systém posouvá a napíná tak řemenici.



Obr. 17.: Finální návrh

Obr. 18.: Napínací mechanismus

4. Konstrukční návrh simulátoru

Tato kapitola popisuje konstrukční návrh jednotlivých komponent centrifugy ve formě 3D modelu. Všechny části, které jsem modeloval, vycházejí ze skic z minulé kapitoly. Níže představím pět hlavních částí z hlediska funkce, výroby a upevnění v konstrukci.

Pro svůj konstrukční návrh jsem využíval dva hlavní dodavatele, kteří nabízejí široký sortiment částí, které jsem použil ve finálním modelu. Tito dodavatelé dávají na svých webových stránkách zároveň k dispozici CAD modely, které jsem od nich převzal. Bylo však nutné je někdy upravit pro naši konkrétní aplikaci a použití. Předpokládám, že v případě stavby je dodavatel schopen nabídnout určité rozměrové úpravy svého sortimentu za příplatek nebo v rámci ceny.

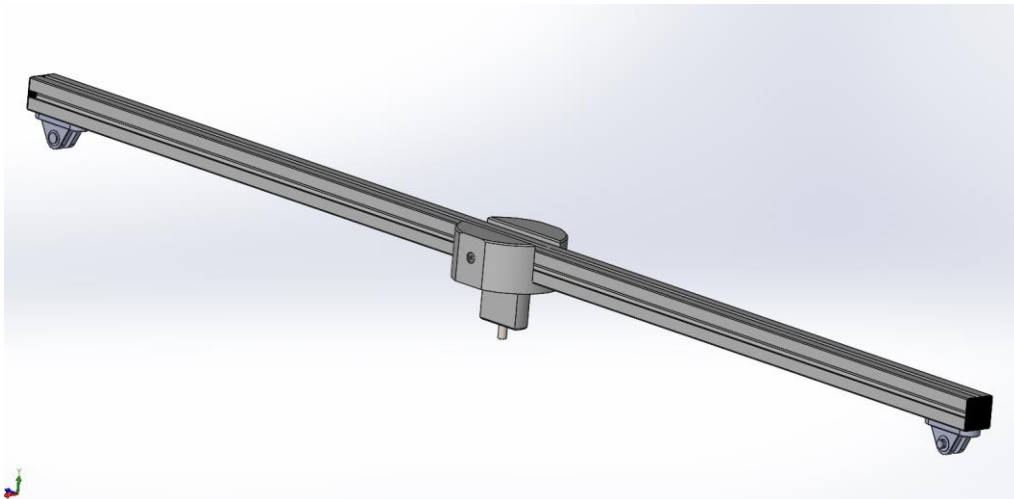
Model se nedá postavit jenom z nakupovaných dílů, je tedy nutné vymyslet vlastní specifické díly, které se při případné výrobě musejí nechat zhotovit. Nevýhodou je, že cena takto zhotovovaných dílů je několikanásobně vyšší než v případě nakoupeného dílu. Předpokládám, že díly by mohly být zhotoveny v rámci univerzity za přijatelnější ceny, než v případě zakázkové výroby.

Níže uvedené části konstrukce tvoří finální konstrukční návrh ve formě 3D modelu.

4.1. Rameno

První hlavní částí centrifugy je rameno. Rameno (Obr. 19.) je řešeno pomocí profilu upraveného řezem na patřičnou délku, která činí 1,2 metru. Konkrétně se jedná o profil modulu 30 tedy 30x30x30 (mm) s drážkou 6 mm. Tento profil bude na obou koncích opatřen záslepkou a úchyt, který v našem případě plní funkci kloubu. Úchyt obsahuje čep, který umožňuje gondolám naklápění a je jištěn pojistným kroužkem. Výhoda, kterou tento čep nabízí, je možnost sundání celé gondoly z uchycení.

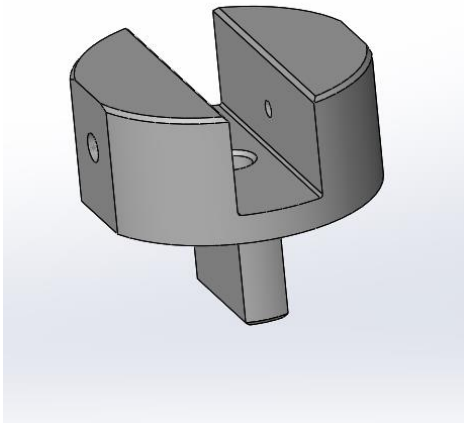
Úchyt, který jsem použil, pochází z rozměrově vyšší řady modulu 40. Nabízí větší rozměry, než kdyby byl z řady příslušného profilu. Těchto větších rozměrů využívám právě proto, že nabízí více prostoru pro závěsný prvek mezi gondolou a ramenem. Úchyt je upevněn k rameni šrouby M5, takže vzájemná kompatibilita s profilem nižší řady je zaručena.



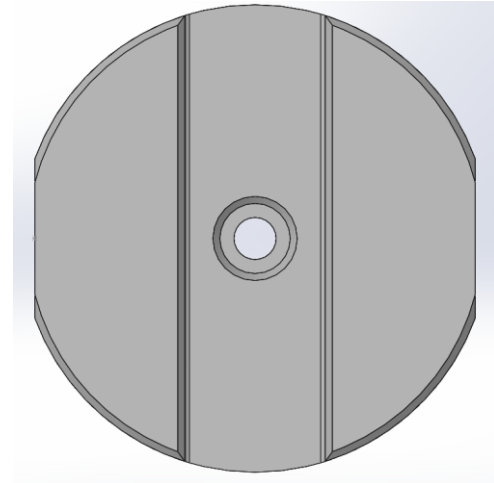
Obr. 19.: Rameno

Poslední prvek, který je důležitý pro uchycení ramene k hřídeli je spojka (Obr. 20.), která zajišťuje vzájemnou fixaci a přenos momentu. Tato spojka je vyrobena z kulatého polotovaru a je obráběna např. pomocí frézování. Hlavní obráběná část této spojky je v její spodní části, kde je zmenšen poloměr na specifický rozměr. Tento rozměr odpovídá ložiskovým jednotkám uváděným později. Strany tohoto zmenšeného poloměru jsou z každé strany obrobena tak, aby vznikl tzv. tvar pera. Toto pero zapadá do drážky vytvořené v hřídeli. Upevnění celého prvku k hřídeli je řešeno formou zapuštěného šroubu (Obr. 21.), který prochází prvkem a závitem v hřídeli.

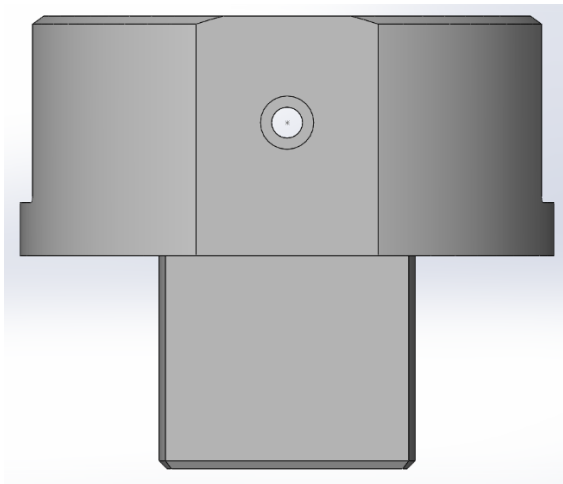
Na bočních stranách většího poloměru jsou obrobena seříznutí (Obr. 22.), do kterých jsou následně vyvrtány otvory pro zápuštěné šrouby. Uchycení profilu je řešeno pomocí dvou zapuštěných šroubů a matic pro drážku 6. Při zatížení nepředpokládám posun ramene k jedné nebo druhé straně, právě díky stejně těžkým gondolám na každé straně. Upevnění pomocí těchto dvou šroubů považuji tedy za dostatečné a není potřeba dalšího uchycení. Výsledný rozložený pohled této spojky včetně šroubů je vidět na (Obr. 23.).



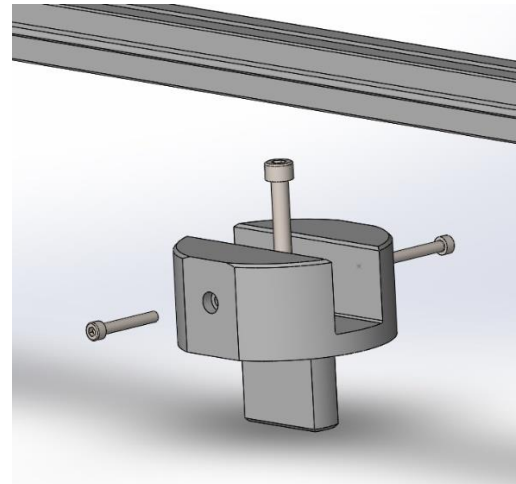
Obr. 20.: Spojovací prvek - pohled izometrický



Obr. 21.: Spojovací prvek - pohled shora



Obr. 22.: Spojovací prvek - pohled z boku

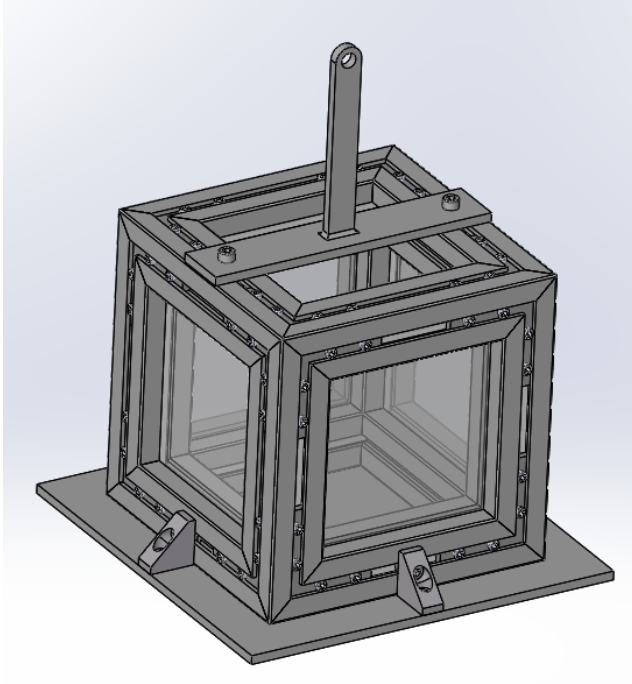


Obr. 23.: Spojovací prvek - komplet

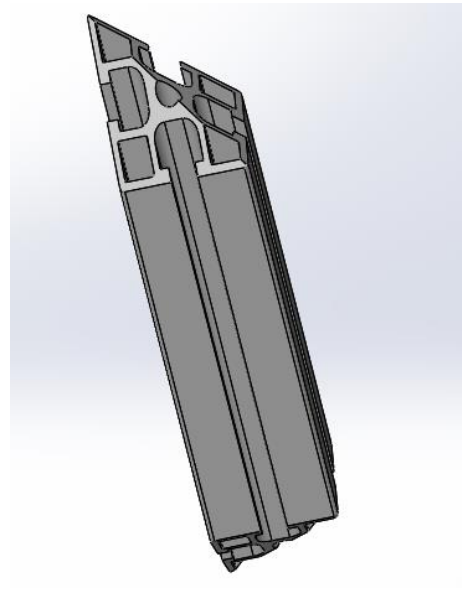
4.2. Gondola

Druhou hlavní částí centrifugy je gondola (Obr. 24.) nesoucí experiment. Konstrukce je navržena formou krychlového rámu, který je složen z profilů modulu 30 jako v případě ramene. Tento krychlový rám je řešen profily (Obr. 25.), které jsou upraveny ze dvou stran řezem pod úhlem 45° . Zvolená délka je 160 mm, aby byl zaručen vnitřní minimální objem 1 litr. O pevné spojení profilů se stará úhlový spoj (Obr. 26.), který je zasunutý do drážky a fixován dvěma šrouby na každém profilu. Díky těmto zkosením a složením profilů do sebe vzniká pevná konstrukce. Výhodou tohoto řešení je, že nemusí být použity L spojky, které by zabíraly místo v drážce.

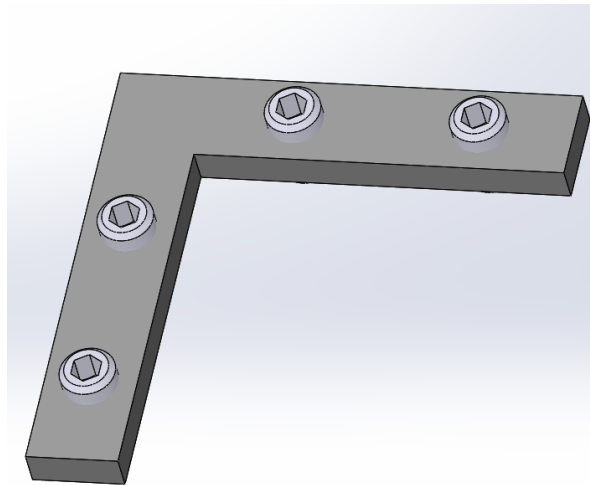
Do této drážky bude umístěno čtvercové plexisklo o šíři 5 mm. Plexisklo je umístěno na bočních stranách gondoly a zajistí dostatečný přehled o experimentu, který je uvnitř umístěn. Přidáním těsnění mezi plexisklo a profil se sníží tloušťka plexiskla. Těsnění sice zaručí pevnější upevnění a těsnost, ale na případnou funkčnost to nemá vliv. Není tedy nutno ho použít.



Obr. 24.: Gondola



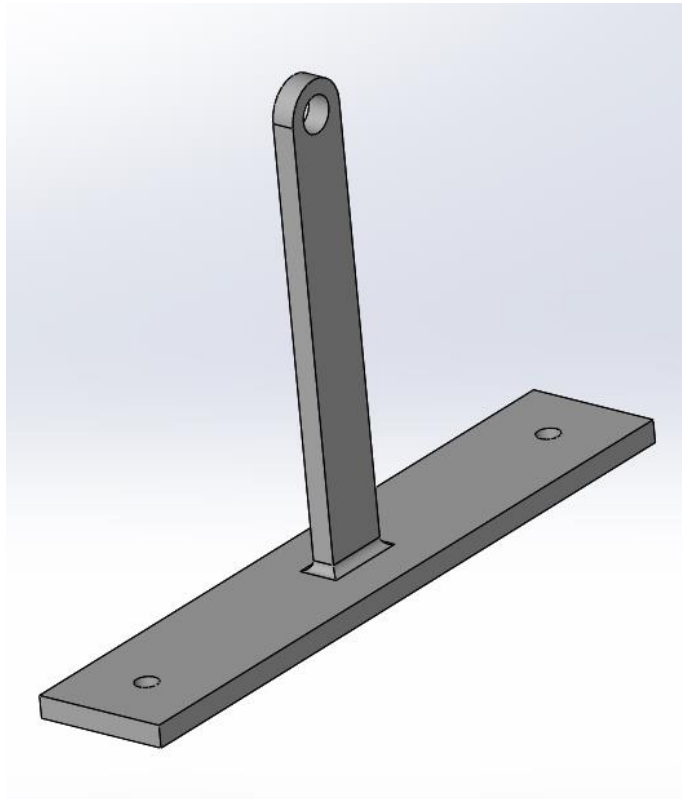
Obr. 25.: Gondola - profil



Obr. 26.: Úhlový spoj

Na rámu budou na všech bočních stranách přišroubované rohové spojky, které zajišťují spojení dna s rámem. Dno gondoly je řešeno formou 5 mm silného čtvercového plechového dílu, přišroubovaného zespoda k rámu (Obr. 24.). Tento díl je sundavací a při povolení 4 šroubů je možné ho oddělit od gondoly a dále s ním pracovat. Tato vlastnost se hodí při ustavování experimentu. Po připevnění experimentu ke dnu, stačí toto dno přišroubovat zpět a zkontrolovat ustavení přes průhledné stěny. Oddělitelné dno výrazně zlehčuje práci s experimentem.

Nabízela se také možnost vyklápěcích dvířek v gondole. Tato možnost s sebou nese jistá omezení, jako jsou oslabení pevnosti konstrukce a omezenější prostor k manipulaci. Toto řešení je navíc konstrukčně složitější.



Obr. 27.: Spojovací prvek mezi gondolou a ramenem

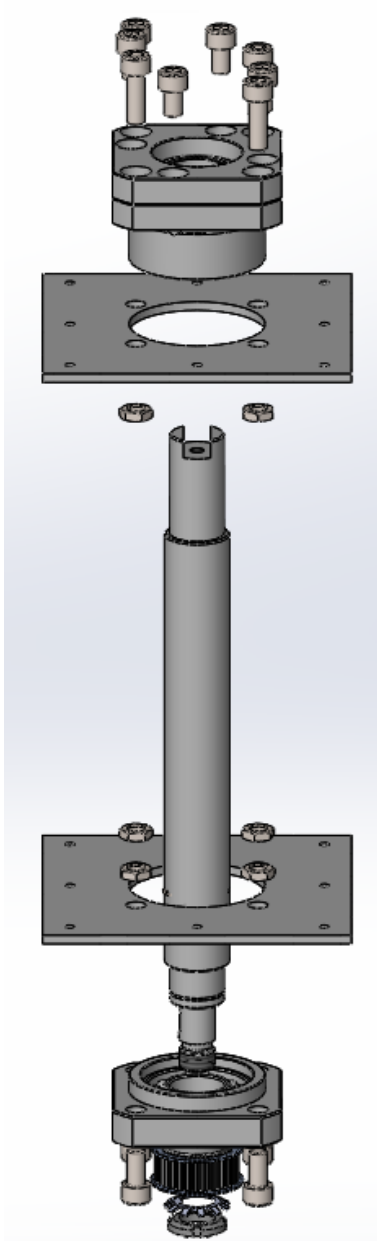
Uchycení gondoly (Obr. 27.) je řešeno pomocí dvou k sobě přivařených plechových částí o tloušťce 5 mm. Spodní část tohoto dílu je na obou koncích opatřena otvory, které vyhovují drážkám v rámu gondoly. Skrze tyto drážky je možné připevnit tento díl na horní část rámu pomocí šroubů.

Druhá část tohoto prvku je na horní straně opatřena otvorem a zapadá do čepu úchytu, zmíněného v minulé kapitole. Tento úchyt má výhodu v tom, že jde poměrně snadno rozebrat a lze tak celou gondolu sundat z uchycení na rameni. Tato možnost je výhodná pro budoucí manipulaci a napomáhá správnému a bezproblémovému ustavení experimentu.

Spojení čepu a otvoru je řešeno jako kluzný spoj. U tohoto druhu spoje je voleno uložení s vůlí, které zaručuje bezproblémovou smontovatelnost. Vznikající tření je sníženo správným namazáním spoje. Řešení pomocí čepu nabízí jednoduchý, snadno smontovatelný a bezúdržbový druh spoje. Toto řešení umožňuje dostatečný náklon gondol během rotace a je taktéž vyhovující pro uchycení gondol v mém návrhu.

4.3. Hřídel

Třetí hlavní částí centrifugy je hřídel (Obr. 28.) starající se o přenos kroutícího momentu z pohonné části na rameno. Hřídel je řešena různými odsazeními (Obr. 29.), o které se opírají ložiska v ložiskových jednotkách nebo ozubená řemenice. Tento specifický díl je jeden z nejdražších, právě kvůli zakázkové výrobě. Jeho výroba bude nejpravděpodobněji řešena kombinací soustružení a frézování.



Obr. 28.: Hřídel

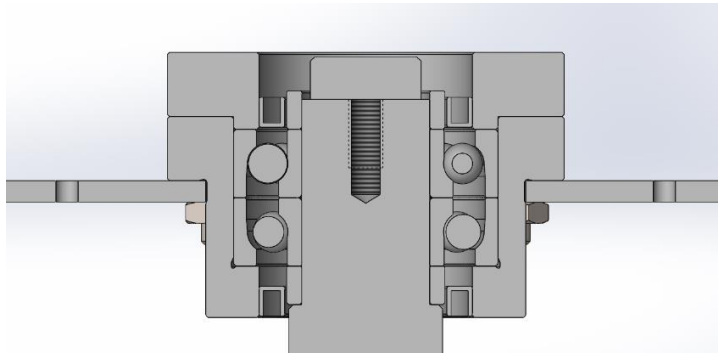


Obr. 29.: Řez hřídelí

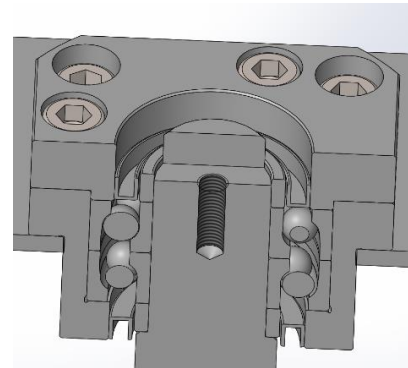
Pro hladkou rotaci hřídele je potřeba ji osadit ložisky, neboli v tomto případě ložiskovými jednotkami. Nejdříve se budu zabývat pevnou horní ložiskovou jednotkou (Obr. 30.). Jednotka je složena ze dvou vzájemně do sebe zapadajících těles, která mezi sebou svírají dvě proti sobě umístěná ložiska. Jedná se o kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tato ložiska jsou vhodná pro přenášení kombinovaných sil, tedy radiálních i axiálních. Ložiska pro naši aplikaci jsou značně předimenzovaná, nicméně bylo nutné volit přiměřený průměr hřídele, se kterým narůstá i průměr ložiska. Průměr hřídele byl volen s ohledem na dostatek materiálu pro drážku spojovacího prvku a na její tuhost.

Uchycení spojovacího prvku ramene, je řešeno formou vyfrézované 15 mm široké drážky (Obr. 31.), do které zapadá spojovací prvek popisovaný výše (kapitola 4.1.). Upevnění tohoto prvku je řešeno šroubem M8, který je zašroubován do závitů v hřídeli.

Díky tomu, že má spojovací prvek průměr odpovídající vnitřnímu kroužku ložisek, je použit k jejich fixaci na hřídeli. Utahováním nebo povolováním šroubu M8, kterým je tento prvek přichycen, se dá regulovat předpínací síla působící na ložiska. Jištění tohoto spoje je řešeno formou zalepení závitů nebo použitím chemického povlaku na závit, díky kterému dojde k vymezení vůlí a nedojde k samovolnému povolání. Řešení pomocí chemického povlaku nabízí například firma Böllhoff.



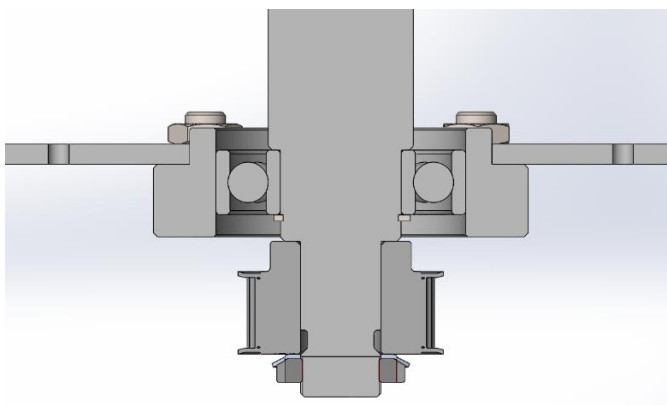
Obr. 30.: Horní ložisková jednotka – řez



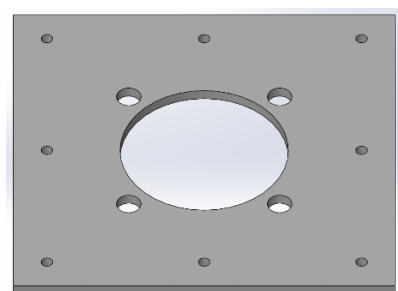
Obr. 31.: Izometrický pohled

O spodní upevnění hřídele se stará dolní volná ložisková jednotka (Obr. 32.). Ta se skládá z těla a jednoho kuličkového ložiska. Jedná se o axiálně volné ložisko, které umožňuje drobný axiální pohyb ložiska s hřídelí. Ložisko je na hřídeli fixováno pojistným kroužkem tzv. „ségrovkou“. Hlavní namáhání této jednotky je způsobeno ozubeným řemenem. Díky tomu, že musí být pro správné fungování napnut, vytváří radiální namáhání, které zachycuje právě tato ložisková jednotka.

Obě ložiskové jednotky nenabízí dostatek prostoru pro přišroubování přímo k profilu. Je tedy nutno využít prvek, který zajistí spojení s rámem. Pro tento účel jsem vytvořil čtvercovou plechovou přírubu (Obr. 33.), tlustou 5 mm. Je vyrobena základními obráběcími postupy. Po stranách jsou vytvořeny díry pro šrouby M5, které slouží k přímému připevnění k profilu. Ložiskové jednotky se upínají do středové části, kde je vytvořen otvor, do kterého zapadnou. O fixaci jednotek na místo se starají 4 zápusťné šrouby s maticí.



Obr. 32.: Dolní ložisková jednotka a řemenice – řez



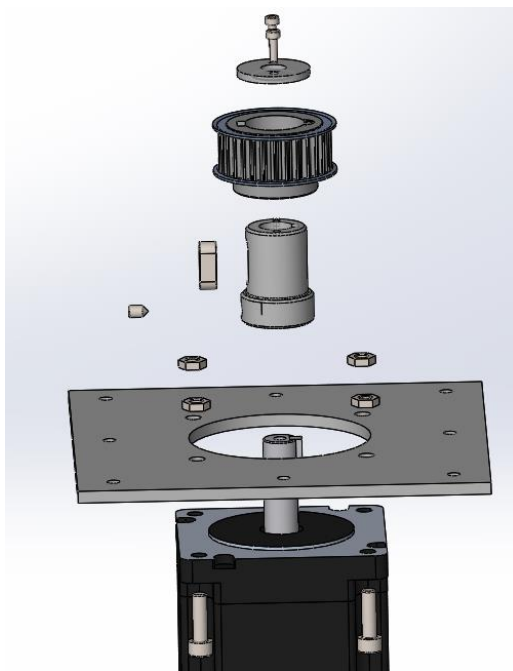
Obr. 33.: Ložisková příruba

Posledním prvkem upevněným k hřídeli je ozubená řemenice. Ozubená řemenice patří mezi díly, které se musejí nakoupit a zároveň je nutno tento díl upravit pro mou navrženou hřídel. Úpravy spočívají v přidání drážky pro pero a ve zvětšení vnitřního průměru na rozměr odpovídající hřídeli. Takto upravená řemenice (Obr. 32.) je připravena pro naši aplikaci, ve které bude nasunuta na hřídel a opřena o odsazení z jedné strany. Z druhé strany bude zajištěna kombinací KM matice a MB podložkou. Přesný přenos kroutícího momentu je zajištěn perem.

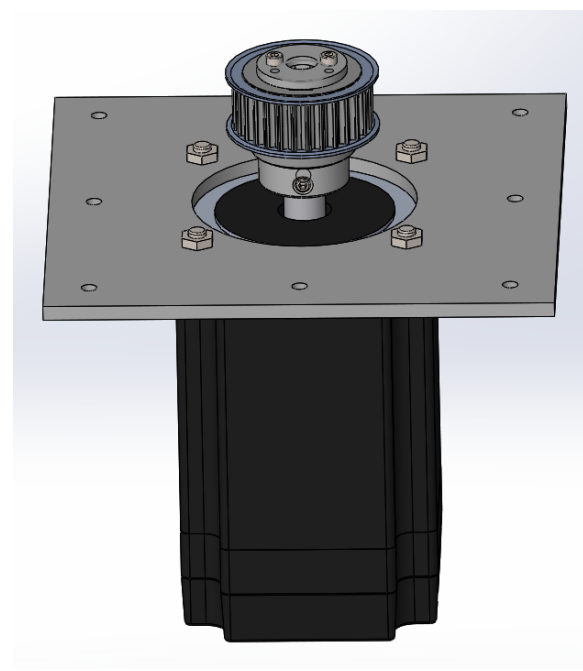
4.4. Pohon

Čtvrtou hlavní částí centrifugy je pohon (Obr. 34.), jehož významnou část tvoří krokový motor (kapitola 3.3.2.). Tento motor je upevněn k rámu velice podobnou přírubou jako v případě ložiskových jednotek (Obr. 35.). Jediný rozdíl oproti přírubě v předchozím případě je jiný rozměr čtyř šroubů středového uchycení.

Hlavní problém motoru spočívá v rozměrech hřídele, kterou tento motor obsahuje. Pro upevnění větších a tlustších řemenic, jako v mém případě, není příliš vhodné přímé upevnění, proto je potřeba vymyslet spojku, která by zajišťovala vzájemnou fixaci mezi úzkou a krátkou hřídelí motoru a řemenicí.



Obr. 34.: Rozklad dílů



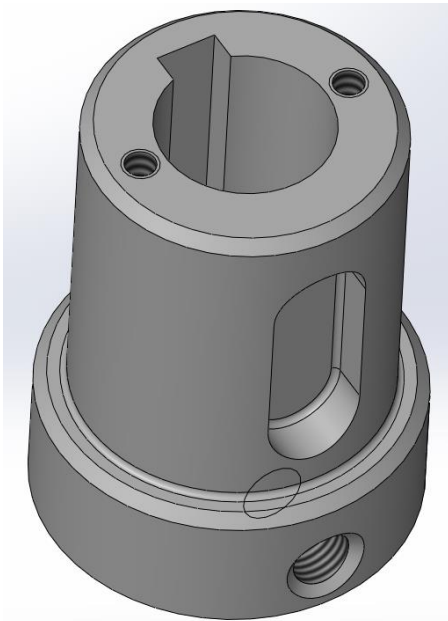
Obr. 35.: Pohon

Spojka zajišťující vzájemnou fixaci ozubené řemenice na hřídeli motoru je vyráběna z válcového polotovaru, který je upravován hlavně soustružením a frézováním. Vnější část je řešena dvěma obráběnými průměry, které plní funkci odsazení (Obr. 36.). Menší průměr je volen s ohledem na další obráběcí úpravy, které budou potřeba. Mezi tyto úpravy se řadí frézování drážky pro pero (Obr. 37.) a vyvrtání dvou závitových děr pro šrouby z horní strany. Větší průměr je osazen pouze závitovou dírou vedoucí skrz.

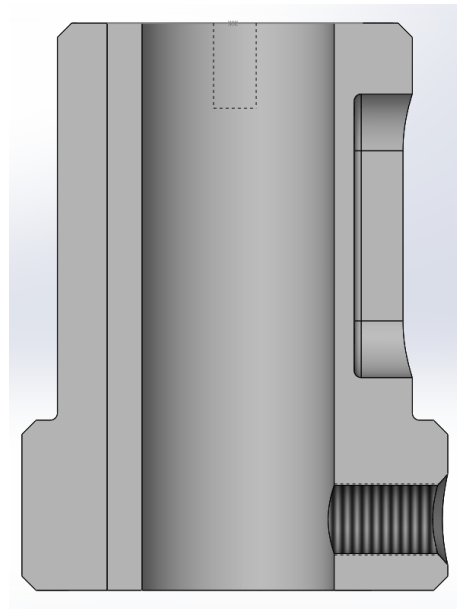
Hlavní namáhání spojky s řemenicí bude v radiálním směru. V axiálním směru předpokládám jen velice malé síly. Tyto síly budou způsobeny hlavně tíhou těles, proto je jištění polohy vyřešeno pomocí stavěcího šroubu s hrotem alias „červíkem“. Šroub je zašroubován do závitové díry nacházející se na větším průměru a je tedy kompletně zapuštěn v těle spojky.

Upevnění řemenice je řešeno obyčejnou větší podložkou, do které jsou po stranách vyvrtány dvě díry. Podložka se větším průměrem opírá o řemenici a následně jsou díry osazeny šrouby, které jsou utaženy a tím dochází k upevnění.

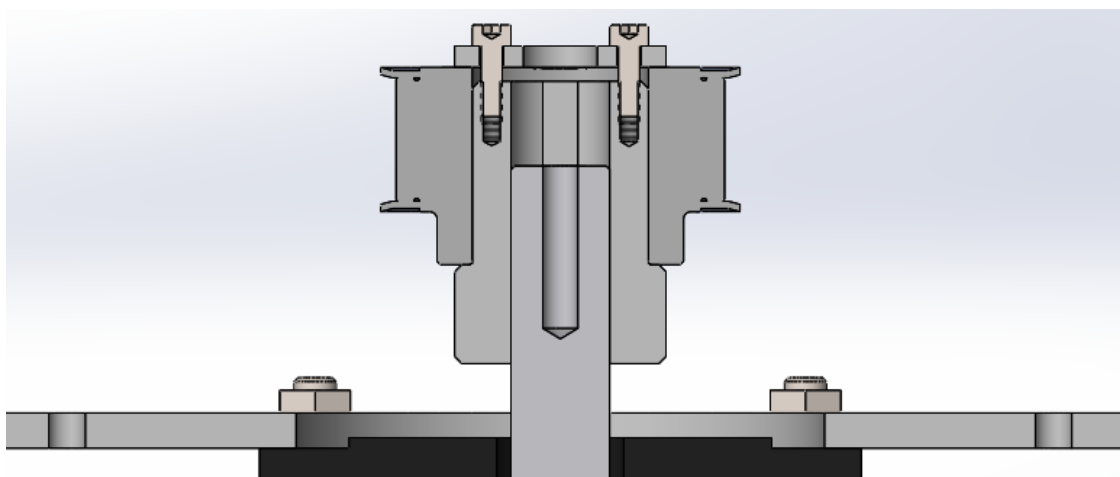
Vnitřní část je hlavně soustružená a odpovídá průměru hřídele motoru s perem. Pro toto pero je přidána drážka, která zajišťuje přenos kroutícího momentu z motoru na spojku. Po smontování řemenice a spojky je celý tento komplet nasazen na hřídel s perem. V příslušné výšce je poté utažen „červík“ a dojde k upevnění celého mechanismu (Obr. 38.), který je nutno už jen přišroubovat k rámu.



Obr. 36.: Spojka - izometrický pohled



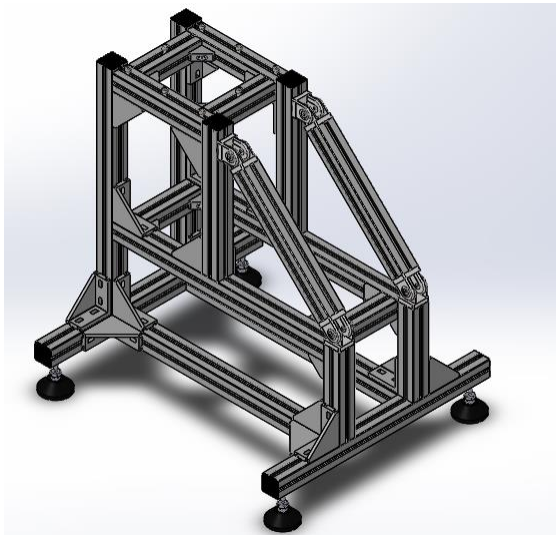
Obr. 37.: Spojka - řez



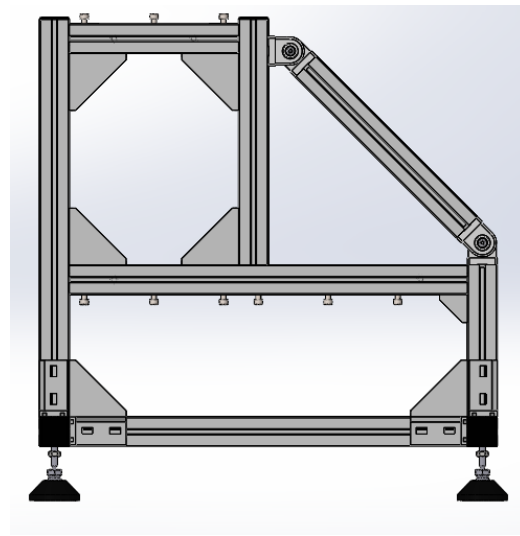
Obr. 38.: Kompletní řemenice se spojkou

4.5. Rám

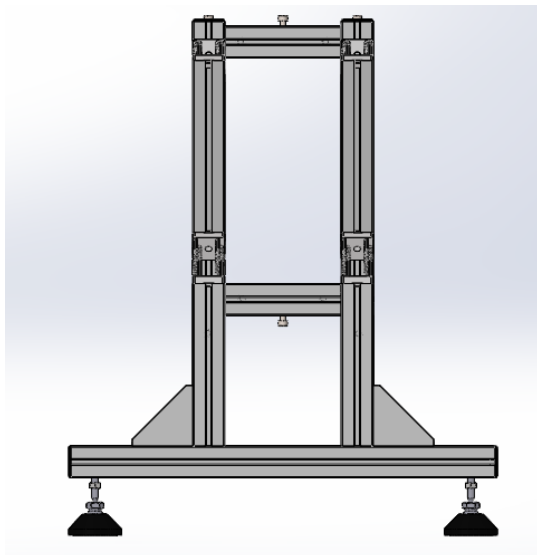
Pátou hlavní částí je rám (Obr. 39.), který nese všechny doposud zmíněné komponenty. Konstrukce rámu je kompletně řešena pomocí profilů modulu 30 a k nim příslušným komponentům. Jako hlavní kompletační komponenty jsou použity, dle mého názoru, pevnější a přesnější L profily. Tyto L profily jsou sice větší než klasické L, ale zato nabízejí ukotvení pomocí 4 šroubů namísto 2 a jejich větší tělo napomáhá pevnosti a tuhosti takto spojovaných prvků. Použity jsou jak v příčném i podélném směru, tak i ve vodorovném. V místech, kde nebyl dostatek prostoru, jsem použil klasické rohové spojky nebo klasické L spojky.



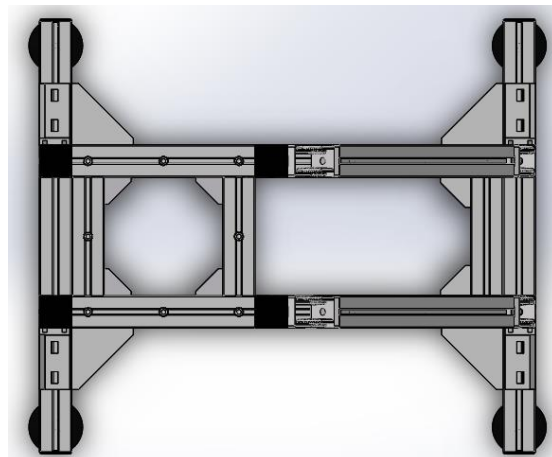
Obr. 39.: Rám



Obr. 40.: Rám - pohled z boku



Obr. 41.: Rám - pohled zepředu



Obr. 42.: Rám - pohled zhora

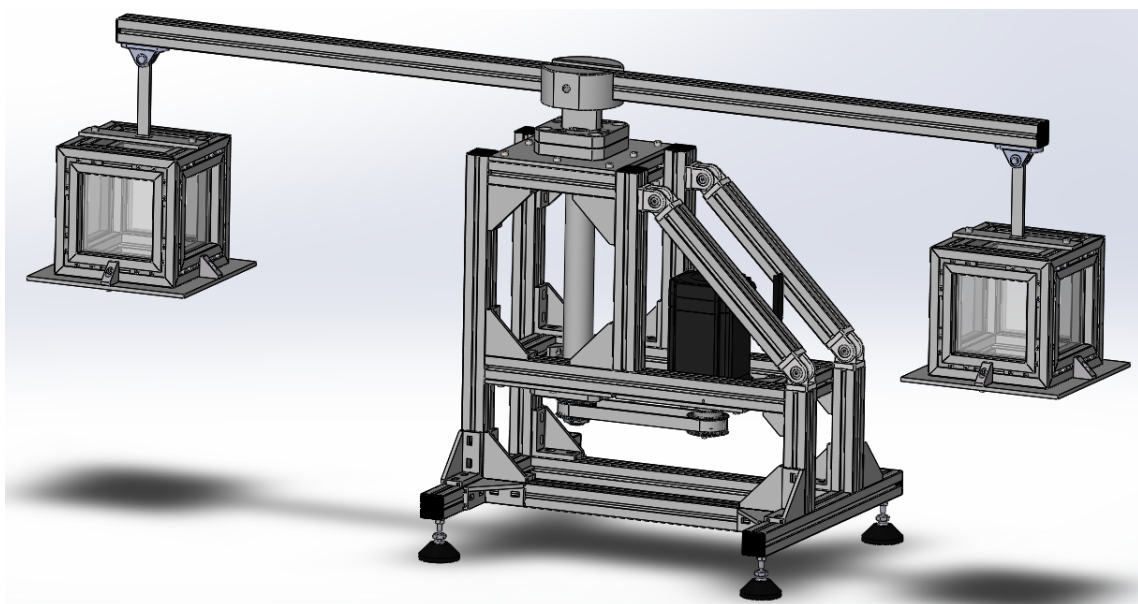
Hlavní části rámu, které nesou pohonný systém a hřídel, jsou tvořeny čtvercem nahoře a obdélníkem dole. Tyto části jsou poskládány z profilů, ke kterým jsou přišroubovány příruby motoru a ložiskových jednotek.

Kolem těchto částí jsou navrženy nosné prvky (Obr. 41.), které se starají o správné umístění v prostoru. U pohonné částí je přidán diagonální prvek na dvou kloubech (Obr. 40.), který zlepšuje tuhost rámu. Celá tato sestava dílů je umístěna na gumové nožičky, které jsou po stranách přišroubovány k profilům (Obr. 42.). Díky těmto nožičkám, které umožňují zvýšení nebo snížení, je možné ustavit centrifugu tak, aby byla vodorovně. Vodorovnost je důležitá pro hladký běh bez vibrací. Další varianta ukotvení by spočívala v tom, že by nebylo použito nožiček, ale celý tento mechanismus by byl ukotven k zemi na předem připravené místo. Takovéto ukotvení je lepším řešením v případě trvalého provozu na jednom místě, v případě občasného přenášení, poskytují nožičky výhodu. U mého návrhu jsou možná obě tato řešení. Nožičky se dají z profilů odšroubovat a na jejich místě se může rám upevnit k zemi napřímo.

4.6. Centrifuga

Celý tento komplet pěti základních částí tvoří výsledný konstrukční návrh centrifugy. Mezi nejvíce používané prvky patří profily a kompletační doplňky různých velikostí od firmy Alutec K&K, která dává k dispozici modely svého prodávaného sortimentu. Pro pohonnou část je významný také dodavatel CNCshop.cz, který rovněž dává k dispozici modely svého prodávaného sortimentu. Od obou těchto dodavatelů byly převzaty modely, které by se v případě stavby nakupovaly. Mezi tyto části patří např. ložiskové jednotky, ozubené řemenice včetně řemenu nebo již zmíněný krokový motor a v neposlední řadě profily a kompletační doplňky.

Když by se nedal použít nakoupený prvek, řešením je většinou silný plechový díl. Mezi hlavní konstrukčně složitější části patří hřídel, spojovací prvek ramene a spojka pohonného mechanismu. Tyto části se nechají zhotovit a jejich výroba bude nejpravděpodobněji nejdražším prvkem v případě stavby.



Obr. 43.: Centrifuga

5. Stanovení zatížení od provozu

Při náběhu, provozu nebo jakémkoli užívání centrifugy působí na její celý mechanismus zatížení, právě způsobené fyzikálními a mechanickými principy.

Cílem tohoto kroku je určení sil, které působí na konstrukci během rozběhu a provozu na daných otáčkách. Tyto síly budou vstupem do následující kapitoly, kde budou použity k pevnostním výpočtům.

5.1. Zatížení při konstantních otáčkách

V této kapitole spočítám zatížení vznikající při konstantních otáčkách. Můj konstrukční návrh se otáčí maximálními otáčkami, které byly vypočítány v kapitole (3.2.1), tedy 123 ot/min. Během těchto otáček působí na těleso síla gravitační i odstředivá, která naklání gondolu. Výsledným součtem těchto sil je pak síla, která působí šikmo k zemi.

Pro následné určení těchto sil je nutné znát kromě otáček a délky ramene i hmotnost prvků. Hmotnost těchto prvků je důležitá kvůli výpočtům odstředivé a gravitační síly, přičemž hmotnost ovlivňuje jejich velikost. Odstředivou sílu je nutné zohlednit u všech nesymetrických rotujících částí, které rotují na větších poloměrech. Mezi tyto části počítáme půlku ramene a gondolu. Rozepsané části a hmotnosti nalezneme v tabulce (Tab. 3.).

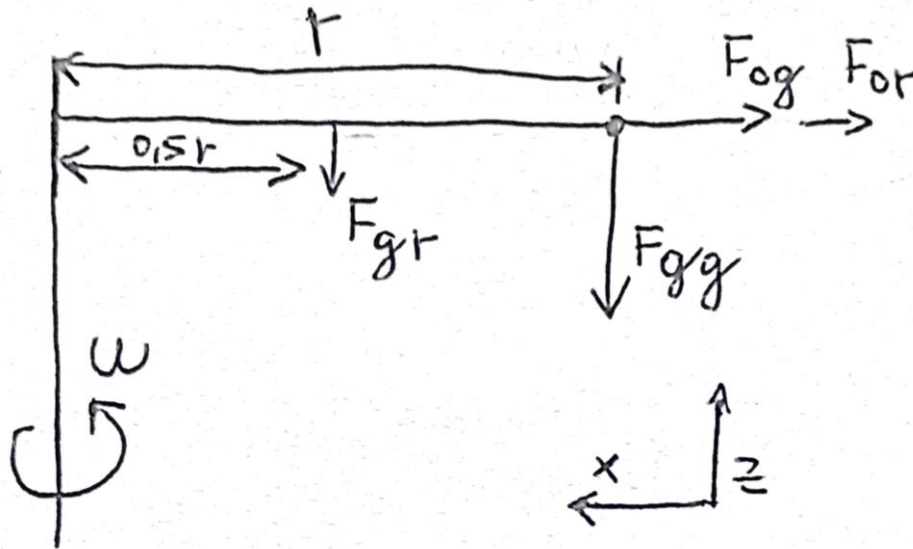
Název	Hmotnost [Kg]	Počet	Finální hmotnost prvků [Kg]
Hmotnost experimentu	1	1	1
Profil gondoly	0,0991	12	1,190
Úhlový spoj	0,023	24	0,552
Rohová spojka	0,0094	4	0,038
Dno gondoly	1,73	1	1,730
Spojovací prvek mezi gondolou a ramenem	0,25	1	0,250
úchyt	0,03	1	0,030
Plexi sklo	0,101952	4	0,408
Matice pro profil 30	0,0017	6	0,010
Šroub DIN 912 M5-12	0,002	12	0,024
Matice ISO 4036 M5	0,011	6	0,066
Výsledná hmotnost:			5,297

Tab. 3. Hmotnost jedné gondoly

Pro zjednodušení uvažuji, že působí síla gravitační a odstředivé je na konci ramene. Hlavní hmotností, se kterou je počítáno, je hmotnost gondoly a experimentu. Zatěžující síly jsou počítány při stanovených otáčkách 123 ot/min, délce ramene $r = 0,6$ m a hmotnosti gondoly $\approx 5,3$ kg.

Zohledněna je i hmotnost samotného profilu ramene, která činí 0,509 kg s jiným působí síly než v případě gondoly. Působí této síly se nachází v těžišti, což odpovídá polovině délky poloměru.

Profil ramene představuje nejnamáhanější část, proto budu přizpůsobovat počítané síly tomu, jak působí na tento prvek (Obr. 44.).



Obr. 44.: Působící síly v rovině X-Z

Výsledný výpočet gravitačních sil, počítaných pomocí hmotnosti a gravitačního zrychlení, je uveden v rovnicích (13) a (14). Výpočet odstředivé síly, neboli centrifugační síly, který je o trochu složitější, se počítá pomocí hmotnosti, poloměru a úhlové rychlosti odpovídající maximálním otáčkám. Hodnoty odpovídající parametrům gondoly a ramena jsou uvedeny v rovnicích (15) a (16).

F_{gg} – gravitační síla gondoly

F_{gr} – gravitační síla ramen

F_{og} – odstředivá síla gondoly

F_{or} – odstředivá síla ramene

r – délka ramene

ω – úhlová rychlost (pro otáčky 123 ot/min odpovídá $\omega = 12,88$ rad/s (2))

g – gravitační zrychlení ($9,81$ m/s²)

$$F_{gg} = m * g = 5,3 * 9,81 = 52 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{gr} = m * g = 0,509 * 9,81 = 5 \text{ N} \quad (14)$$

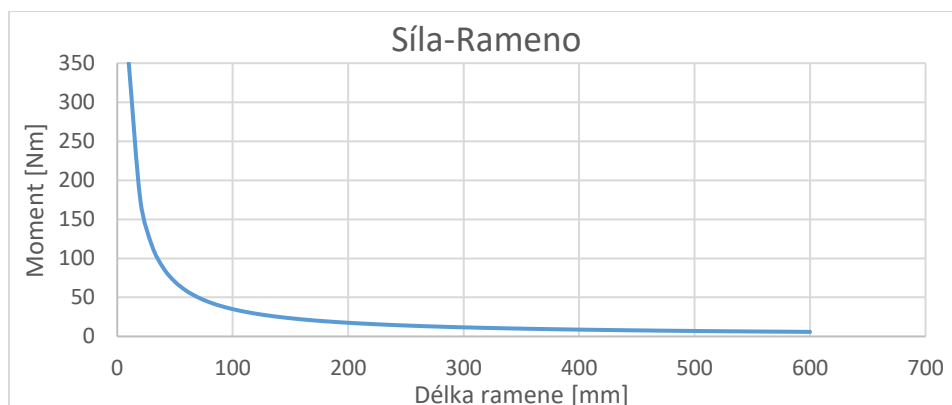
$$F_{og} = m * \omega^2 * r = 5,3 * 12,88^2 * 0,6 = 527,5 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{or} = m * \omega^2 * r = 0,509 * 12,88^2 * 0,3 = 25 \text{ N} \quad (16)$$

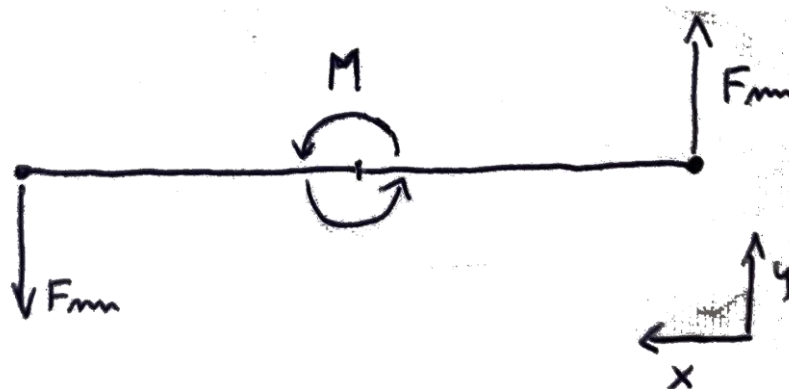
Jak je vidět z výsledných hodnot, tak největší síla, která na rameno působí, je odstředivá síla gondoly. Tato síla značně převažuje oproti ostatním, které jsou několikanásobně menší. Díky stejné nositelce odstředivých sil dochází k jejich součtu a výsledná odstředivá síla o velikosti téměř 550 N způsobuje tahové namáhání. Předpokládám tedy, že hlavní namáhání konstrukce těmito silami bude tahové. Průhyb způsobený gravitačními silami bude v jednotkách milimetrů. Tato tvrzení jsou pouze mé odhady, výsledné hodnoty budou vypočítány v následující kapitole.

5.2. Zatížení vznikající při plném výkonu motoru

V případě, že by motor roztáčel centrifugu plným výkonem, má k dispozici 7 Nm. Možným důvodem plného výkonu je zkrat nebo nedopatření. Maximální sílu, kterou v tomto případě může motor vyvinout je závislá na rameni. S rostoucím ramenem síla klesá a má tvar spíše spojitěho zatížení, její průběh je vidět na obrázku (Obr. 45.). Maximální průhyb hřídele roste s poloměrem, takže i když na konci ramene bude síla nejmenší, tak zde dochází k největšímu ohybu. Proto pro budoucí výpočet lze použít průběh sil a pro každou hodnotu přiřadit odpovídající průhyb a nebo lze spočítat podle obrázku (Obr. 46.) průhyb pro sílu na konci. Každý další vypočítaný průhyb odpovídající menší délce ramene bude menší.



Obr. 45.: Závislost síly na délce ramene



Obr. 46.: Síla od motoru působící v rovině X-Y

Síla na konci ramen se vypočítá podle jednoduchého vzorečku (17) ze znalosti momentu a vzdálenosti od středu otáčení. Protože je náš motor umístěn uprostřed ramene, je jeho moment rozdělen na dvě části a na každém konci tedy působí stejně velká síla, která se spočítá podle upraveného vzorce (18). Výsledná síla, která působí na každé straně má velikost 5,833 N. Pro kontrolu si můžeme spočítat moment ke středu ramene při působení těchto dvou sil podle rovnice (20). Výsledný moment vychází stejný.

$$M - \text{moment motoru (7 Nm)} \quad (17)$$

F – síla

r – vzdálenost od středu (pro náš případ 0,6 m)

$$M = F * r \Rightarrow F = \frac{M}{r} \quad (18)$$

$$F = \frac{M}{2 * r} = \frac{7}{2 * 0,6} = 5,833 \text{ N} \quad (19)$$

$$M = 2 * F * r = 2 * 5,833 * 0,6 = 2 * 3,5 = 7 \text{ Nm} \quad (20)$$

Při otáčení danými otáčkami vzniká ještě zatížení od odporu vzduchu. Toto zatížení je však velice malé a na nosník působí silami v rámci jednotek newtonů, takže výsledné zatížení dané odporem vzduchu bude vždy menší než zatížení při maximálním momentu motoru. Proto toto zatížení nebude počítáno a výsledný průhyb bude vždy menší než v případě zatížení maximálním kroutícím momentem motoru.

Síly působící na rameni tvořeného z profilu modulu 30, vyplývající z této kapitoly, budou využity při výpočtech průhybu a jiných deformací v následující kapitole.

6. Pevnostní kontrola základních prvků

V této kapitole využívám předchozí určení zatěžujících sil při výpočtu rizikových součástí. Mezi tyto součásti patří profil ramene, spojovací prvek mezi gondolou a ramenem, čep nesoucí gondoly a životnost i kontrola ložisek. Předpokládám však, že ložiska nebudou představovat problém s malou životností. Podle výše vypočítaných sil, bude hlavní namáhání v ohybu a tahu. Předpoklad těchto výpočtů je takový, že všechny díly vyhoví pro námi požadované zatížení i s bezpečnostní rezervou.

6.1. Zatížení ramene

Pro výpočet deformací ramene je nutné znát základní parametry profilu, jako jsou modul průřezu v ohybu, kvadratický moment průřezu, modul pružnosti v tahu, mez kluzu a mez pevnosti v tahu. Tyto hodnoty je možné dohledat z materiálových listů, nebo ze stránek výrobce, kde jsou většinou k nalezení. Při znalosti těchto hodnot spolu se znalostí zatěžujících sil, jsme schopni spočítat veškeré deformace, které nastávají za provozu centrifugy. Pomocí těchto spočítaných hodnot jsme schopni říci, jestli daný prvek vyhovuje naší aplikaci s dostatečnou bezpečností.

Pro výpočet ohybového namáhání ramene uvažuji, že je rameno vyvážené, tedy že na opačné straně působí stejně velká tahová síla a zároveň, že v místě upevnění ke spojovacímu prvku nedojde k průhybu. Při zohlednění těchto předpokladů počítám deformace na rameni jako vetknutý nosník zatížený gravitačními silami v jednom směru a v druhém směru zatížený kroutícím momentem motoru. Tyto zatížení způsobují ohybové namáhání. Ještě je nutno uvažovat odstředivou sílu, která způsobuje tahové namáhání a je počítána zvlášť.

Pro náš případ je počítáno s nosníkem o katalogových parametrech (Obr. 47.), tyto parametry ještě doplňuje tabulka (Tab. 4.) obsahující hodnoty z materiálového listu a síly vypočítané v předešlé kapitole.

Název: **103030**
 Popis: Profil 30x30
 Materiál: AlMgSi 0,5 F25

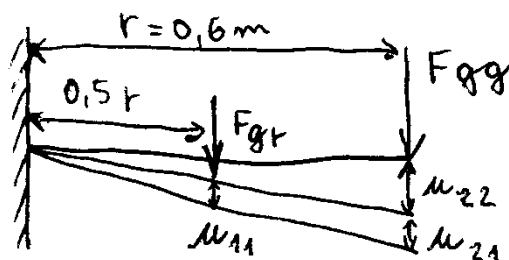
L [mm]	I _x [cm ⁴]	I _y [cm ⁴]	W _x [cm ³]	W _y [cm ³]	Q [kg/m]	M [kg]
100	2,43	2,43	1,62	1,62	0,848	0,08480

Obr. 47.: Parametry profilu [15]

Modul pružnosti v tahu E	7*10 ⁴ MPa
Modul pružnosti ve smyku G	2,5*10 ⁴ MPa
Dovolené napětí v ohybu R _{p02}	200 N/mm ²
Mez kluzu	195 MPa
F _{gr}	52 N
F _{gg}	5 N
F _{og}	527,5 N
F _{or}	25 N
F _m	5,833 N

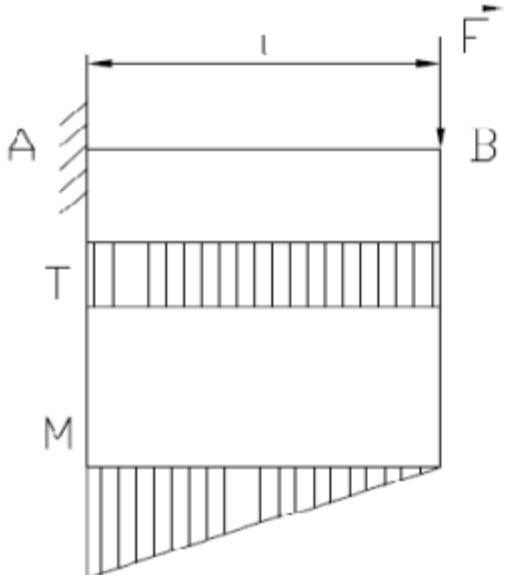
Tab. 4. Ostatní hodnoty [16]

Výsledný zatížený nosník (Obr. 48.) je možné zatížit každou silou zvlášť a pro ni spočítat průhyb. Výsledný průhyb je dán součtem dílčích průhybů v daném místě. Průhyb počítám na konci nosníku, kde dosahuje maxima.

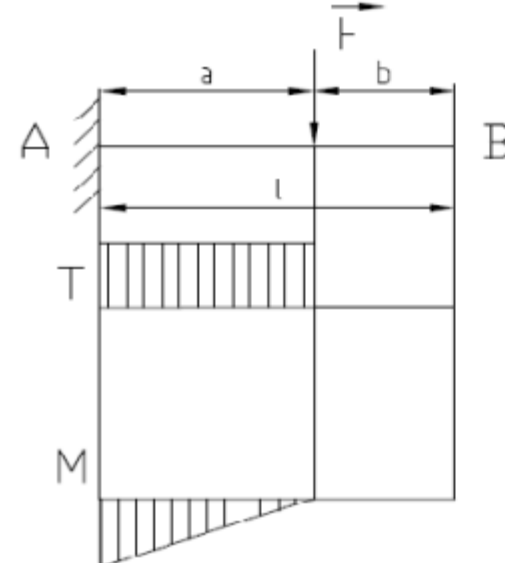


Obr. 48.: Nosník

Výpočet průhybů u_{22} a u_{21} se dá řešit několika metodami, např. Mohrovým integrálem nebo diferenciální rovnicí průhybové čáry. Tento nosník odpovídá typickým řešeným příkladům, takže rovnice průhybu se dají snadno dohledat ve výukových materiálech. Průhybu u_{22} odpovídají rovnice (Obr. 49.) a průhybu u_{21} odpovídají rovnice (Obr. 50.). Při dosazení do těchto uvedených rovnic dostáváme dílčí průhyby a výsledný průhyb dostaneme jejich sečtením.

Nosník	Ohybový moment M , natočení φ , průhyb w , posouvající síla T , reakce F_R
	$M_{A \max} = Fl$ $\varphi = \frac{Fl^2}{2EJ}$ $w_B = \frac{Fl^3}{3EJ}$ $T = -F = -F_{RA}$

Obr. 49.: Nosník zatížený silou na konci [17]

	$M_{A \max} = Fa$ $\varphi_B = \frac{Fa^2}{2EJ}$ $w_B = \frac{Fa^2}{3EJ} \cdot \left(\frac{2a}{3} + b \right)$ $T = -F = -F_{RA}$
-------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Obr. 50.: Nosník zatížený silou uprostřed [17]

Při počítání se nevyhneme občasnému převodu jednotek. Při dosažení hodnot odpovídající mému profilu do uvedených vzorců (21) a (22) dostáváme hodnoty pro $u_{22} = 2,201$ mm a pro $u_{21} = 0,044$ mm. Výsledným součtem těchto hodnot dostáváme celkový posuv konce ramene $u = 2,245$ mm. Z vypočítaných hodnot je také patrné, že posuv u_{21} způsobený tíhou samotného profilu je oproti u_{22} řádově menší, proto by bylo možné ho zanedbat a výsledná chyba výpočtu by byla v řádu jednotek procent.

Pro výpočet napětí musíme zjistit maximální ohybový moment, který vyplývá z momentové rovnice. Maximální ohybový moment je ve vetknutí a jeho hodnota je vypočítaná podle rovnice (23).

Redukované napětí se počítá pomocí dvou složek, smykového napětí a ohybového napětí. Tyto dvě napětí se pak sečtou podle HMH hypotézy nebo podle Mohrovy hypotézy. Protože je smykové napětí oproti ohybu řádově menší, je možnost ho zanedbat a považovat za redukované napětí právě jenom ohybovou složku.

Redukované napětí spočítáme podělením ohybového momentu modulem průřezu v ohybu (24). Protože na profil v místě spojení s hřídelí působí ohybový moment od obou ramen, musíme výsledné napětí vynásobit dvěma. Tímto napětím podělíme maximální ohybové napětí, které profil unese (25). Výsledný koeficient udává bezpečnost, která v našem případě vychází $j = 4,95$, což je vysoká hodnota a profil by unesl pravděpodobně daleko větší zatížení.

$$u_{22} = \frac{F * l^3}{3 * E * J} = \frac{52 * 600^3}{3 * 70000 * 24300} = 2,201 \text{ mm} \quad (21)$$

$$u_{21} = \frac{F * a^2}{3 * E * J} * \left(\frac{2 * a}{3} + b \right) = \frac{5 * 300^2}{3 * 70000 * 24300} * \left(\frac{2 * 300}{3} + 300 \right) = 0,044 \text{ mm} \quad (22)$$

$$M_{omax} = F_{gg} * r + F_{gr} * 0,5 * r = 52 * 0,6 + 5 * 0,3 = 32,7 \text{ Nm} \quad (23)$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{omax}}{W_o} = 2 * \frac{32,7}{1,62} = 40,37 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$j = \frac{R_{p02}}{\sigma_{red}} = \frac{200}{40,37} = 4,95 \quad (25)$$

Při výpočtu průhybu ramene od kroucího momentu motoru můžeme využít výše zmíněné vzorce a nebo použít některou z webových aplikací, která plní stejný účel. Na výběr máme mezi webem e-konstrukter.cz a webovou aplikací přímo od výrobce ALUTEK. Kombinací těchto dvou webů můžeme vypočítat všechna výše zmíněná napětí a průhyby. Pro zjednodušení výpočtů využijí tyto weby.

Při dosazení hodnot do této aplikace získáváme průhyb $u_m = 0,37$ mm. Výsledný průhyb je asi šestkrát menší, než v případě průhybu způsobeného gravitační silou, dá se tedy předpokládat, že i ohybové napětí bude několikanásobně menší. Na základě tohoto předpokladu nemá cenu počítat bezpečnost, protože bude větší než v minulém případě.

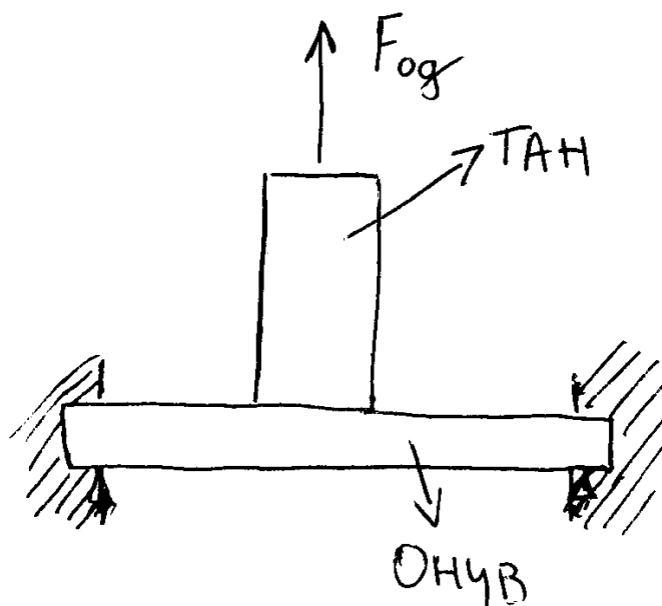
Při kontrole ramene na tah je nutné znát další parametr, a tím je plocha průřezu, kterou zjistíme pomocí CAD softwaru. Zjištěná plocha průřezu vychází $A_p = 597,5$ mm². Pro kontrolu tahového napětí dosazujeme zjištěnou plochu do vzorce (26), kde dělí tahovou sílu. Výsledná hodnota v našem případě je $\sigma_t = 0,925$ MPa. Toto napětí je tak malé, že nemá cenu pro něj počítat bezpečnost, protože by vycházela nesmyslně velká.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_p} = \frac{527,5 + 25}{597} = 0,925 \text{ MPa} \quad (26)$$

Při zohlednění všech ohybových napětí, tahových napětí i smykových napětí jednoznačně dominuje ohybové napětí, způsobené gravitační silou. Toto napětí je řádově vyšší, takže bezpečnost $j \approx 5$ se dá považovat za finální a můžeme tedy tvrdit, že volba profilu ramene je dostatečně dimenzována.

6.2. Kontrola spojovacího prvku mezi gondolou a ramenem

Spojovací prvek mezi gondolou a ramenem (Obr. 51.) je tvořen dvěma svařenými plechy, přičemž jeden je namáhán na tah a druhý je namáhán na ohyb. Pro výpočet zatížení se dá spodní část přišroubovaná šrouby považovat za oboustranně vetknutou. K výpočtu průhybu a napětí budou použity hodnoty (Tab. 5.) běžné oceli a plocha odpovídající obdélníkovému plechu. Všechny tyto hodnoty budou dosazeny do již zmiňované aplikace.



Obr. 51.: Spojovací prvek – zatížení

Modul pružnosti E	2,1*10 ⁵ MPa
Dovolené tahové napětí σ_{Dt}	100 MPa
Dovolené ohybové napětí σ_{Do}	110 MPa
Průřez profilu A_{ps} spodní části	150 mm ²
Průřez profilu A_{ph} horní části	75 mm ²
Kvadratický moment k ose y spodní části J_y	11250 mm ⁴
Modul průřezu v ohybu spodní části W_y	750 mm ³

Tab. 5. Data pro výpočet

Při použití webové aplikace a dosazení hodnot odpovídajících spodnímu plechovému „nosníku“ dostáváme maximální průhyb $u_n = 0,003$ mm, což je zanedbatelná hodnota. Hodnota ohybového napětí vychází $\sigma_o = 45,71$ MPa. Při porovnání s maximální dovolenou hodnotou ohybového napětí vychází bezpečnost $j = 2,4$, což je dostatečná hodnota a můžeme tvrdit, že prvek je dost pevný na udržení gondol.

$$j = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_o} = \frac{110}{45,71} = 2,4 \quad (27)$$

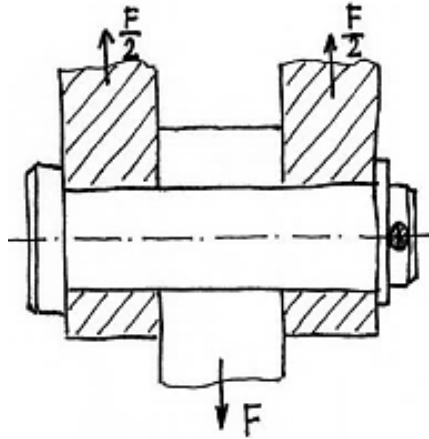
Při kontrole horní části spojovacího prvku na tah, podle již zmíněných vzorců (28) vychází tahové napětí $\sigma_t = 7,03$ MPa a při přibližném porovnání s hodnotou dovoleného tahového napětí vychází hodnota $j > 10$. Takže část prvku, která je namáhána tahem také vyhovuje a je dostatečně pevná.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_p} = \frac{527,5}{75} = 7,03 \text{ MPa} \quad (28)$$

Spojovací část mezi gondolou a ramenem považují za vyhovující s minimální bezpečností $j = 2,4$. Nejvíce namáhána je spodní část této spojky tvořená obdélníkovým plechovým dílem. Tento díl se sice skoro neprohne, zato je zatěžován poměrně velkým ohybovým napětím. Při již zmíněné bezpečnosti je prvek dostatečně dimenzován na to, aby takovéto namáhání vydržel.

6.3. Kontrola na stříh čepu

Úchyt obsahující čep držící gondoly je namáhán na stříh (Obr. 52.), proto by bylo vhodné ověřit jeho únosnost, která bude pravděpodobně vyhovující. Pro výpočet smykového napětí budeme potřebovat znát pár hodnot (Tab. 6.), a to hlavně dovolené smykové napětí a plochu čepu. Plocha čepu o průměru 8 mm se vypočítá pomocí základního vzorce na obsah kruhu.



Obr. 52.: Namáhání čepu [18]

Plocha čepu $A_{\check{c}}$	25,13 mm ²
Dovolené smykové napětí materiálu 11500 τ_{DS}	40 MPa

Tab. 6. Data potřebná k výpočtu čepu

Výsledné smykové napětí vypočítáme podle vzorce (29), kdy zatěžovanou sílu vydělíme dvakrát plochou čepu, protože jsou zatěžovány obě střížné části a každá nese polovinu zatížení.

$$\tau_s = \frac{F_{og}}{2 * A_{\check{c}}} = \frac{527,5}{2 * 25,13} = 10,49 \quad (29)$$

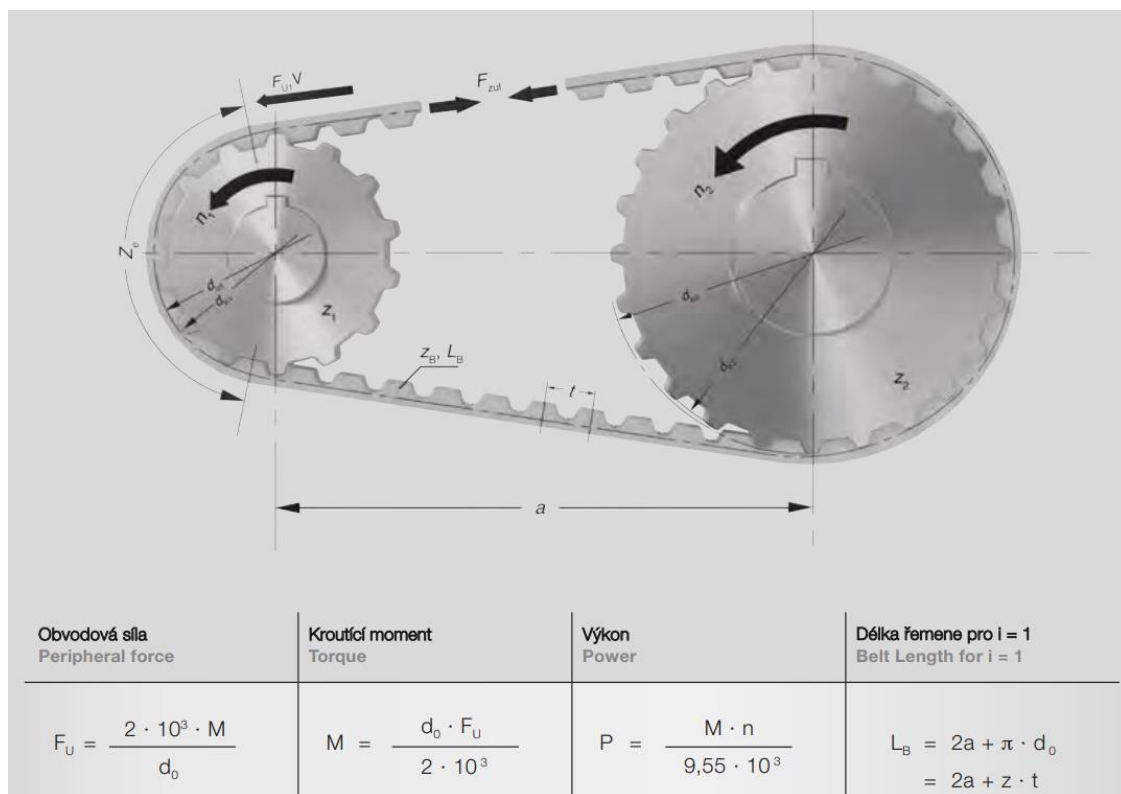
$$j = \frac{\tau_{DS}}{\tau_s} = \frac{40}{10,49} = 3,8 \quad (30)$$

Dovolené smykové napětí pro čep z materiálu 11500 vydělíme naším vypočítaným napětím a dostáváme výslednou bezpečnost $j = 3,8$. Tato bezpečnost vyhovuje našim požadavkům.

6.4. Kontrola ložisek

První ložisková jednotka je složená ze dvou ložisek s kosoúhlým stykem. Protože je tato ložisková jednotka namáhána hmotností ramene a s ním spojených prvků v axiálním směru a díky vyvážení ramene mizivou silou v radiálním směru, výpočet únosnosti takto nezatížených ložisek by vedl ke zjištění, že životnost těchto ložisek je v řádu milionů hodin a nemá tedy smysl ji počítat.

Druhá ložisková jednotka je tvořena volně uloženým kuličkovým ložiskem. Na toto ložisko působí radiální zatížení vytvářené napnutým řemenem. Napínací sílu řemene musíme spočítat (Obr. 53.), vypočítaná síla bude použita na výpočet životnosti ložiska.



Obr. 53.: Síly řemenového převodu [19]

Obvodová síla (31) se vypočítá podle momentu motoru a roztečného průměru d_0 naší řemenice. Tato hodnota je dostupná na stránkách výrobce. Po dosazení vychází hodnota $F_U = 293,2 \text{ N}$. Výpočet obvodové síly je důležitý pro další určení síly napínací, ta by měla být větší než polovina síly obvodové (32). Já volím hodnotu 200 N . Tato hodnota představuje radiální zatížení našeho ložiska, které budu počítat v dalším kroku.

d_0 – průměr roztečné kružnice (pro naší řemenici je $d_0 = 47,75 \text{ mm}$)

$$F_U = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d_0} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 7}{47,75} = 293,2 \text{ N} \quad (31)$$

$$F_V > 0,5 \cdot F_U = 0,5 \cdot 293,2 \text{ volím } 200 \text{ N} \quad (32)$$

Naše kuličkové ložisko není zatíženo axiální silou, ale pouze radiální. Pro tento případ je výpočet jednodušší. Bohužel výrobce neposkytuje informace o typu ložiska nebo hodnotách únosnosti potřebné k výpočtu trvanlivosti. Vezmu tedy hodnoty obyčejného, rozměrově stejného ložiska od SKF, kde u konkrétního typu 206 je dynamická únosnost $C = 20,9$ kN. Protože máme ložisko zatížené pouze radiální silou, je dosazovaná do vzorce trvanlivosti právě tato síla. Výsledná trvanlivost vypočítaná podle vzorce (33) vychází L_h v řádech milionů hodin.

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n} = \left(\frac{20900}{200}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 123} = 1,546 * 10^8 \text{ hodin} \quad (33)$$

Ve výše zmíněných kapitolách jsem určil bezpečnosti rizikových prvků. Všechny prvky vyhověly namáhání, které nastává během provozu. Vypočítané bezpečnosti daných částí vycházely poměrně vysoké, což přináší příležitost k budoucí optimalizaci. Při této optimalizaci by se zmenšila hmotnost, ušetřil materiál a ve výsledku odlehčil motor, který by nemusel roztáčet takovou hmotu. Tyto vylepšení by v neposlední řadě přinesly lepší rozběhové časy, případně delší životnost motoru a ušetřily by peníze za materiál.

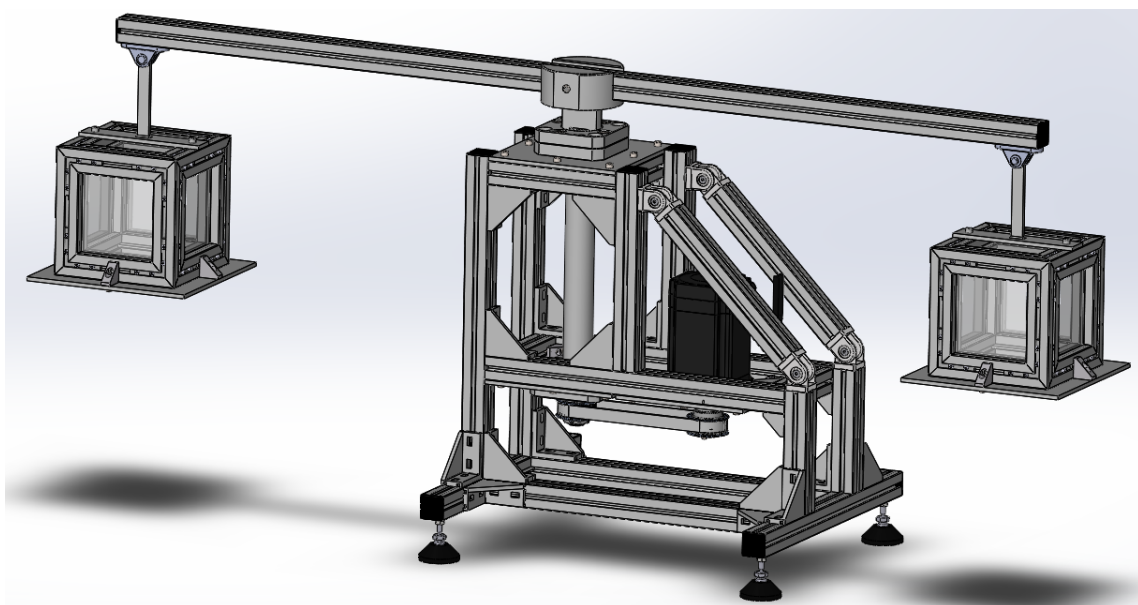
7. Závěr

Tato práce měla přijít s konstrukčním návrhem simulátoru hypergravitace, neboli centrifugy. Nejprve jsem se zabýval shromážděním informací o dané problematice a představil jsem různé druhy centrifug s odlišným uplatněním. Na základě konstrukcí těchto druhů centrifug jsem popsal různé druhy konstrukce rotoru, z nichž jsem vybral ten nejvhodnější pro naši aplikaci. Na základě volby konstrukce rotoru jsem nastínil koncepční řešení různých částí centrifugy. Toto koncepční řešení tvořilo pevné základy pro 3D modelování.

Výsledkem konstrukčního návrhu je tedy 3D model centrifugy, který vyhovuje zadaným parametrům a využívá z většiny nakoupené díly od společností ALUTEK a CNCshop.cz. Od těchto prodejců byly využity již zhotovené 3D modely. Následné poskládání vyráběných a nakoupených dílů tvoří výsledný model.

Pro výpočet zatížení bylo použito maximálních hodnot, které mohou nastat a finální síly odpovídaly maximálnímu zatížení konstrukce. Toto zatížení bylo následně použito při výpočtu rizikových konstrukčních prvků. Všechny ověřované prvky vyhověly parametrům bezpečnosti. Ověřením těchto prvků jsem splnil všechny požadované body mého zadání a finální 3D model je vidět na obrázku (Obr. 54.).

Možnost zlepšení mého návrhu vidím v optimalizaci dílů, které se budou vyrábět i nakupovat. Výsledné parametry bezpečnosti vycházely vysoké, takže představují určitý prostor pro optimalizaci a ušetření materiálu. Další možností je zvolení jiného konstrukčního řešení nebo uspořádání prvků. Protože se ale jedná o konstrukční návrh specifické centrifugy pro ústav letadlové techniky ČVUT nepředpokládám případnou výrobu více kusů. Takže výsledné optimalizace nepřinesou tak velký efekt jako při sériové výrobě.



Obr. 54.: Finální 3D model

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Centrifugace [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <https://www.wikiskripta.eu/w/Centrifugace>
- [2] Odstředivý separátor OS-1 [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <http://www.urga.cz/?odstredivy-separator-os-1,8>
- [3] Ames Research Center 20-G Centrifuge [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/ames/research/space-biosciences/20-g-centrifuge>
- [4] THE LARGE DIAMETER CENTRIFUGE [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: https://m.esa.int/Education/Spin_Your_Thesis/The_Large_Diameter_Centrifuge2
- [5] SPIN YOUR THESIS! 2013 ENDS IN SUCCESS [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: https://m.esa.int/Education/Spin_Your_Thesis!_2013_ends_in_success
- [6] Astronaut Training: Centrifuge [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <http://rusadventures.com/tour35.shtml>
- [7] REMS Blog: Visiting University of Western Australia, Perth [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <http://www.rems-cdt.ac.uk/blog/blog/field-experiment-deployment>
- [8] Juneng Machinery: Horizontal Decanter Centrifuge Decanter [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <https://www.oilfilterseparator.com/sale-201261-pvc-sludge-capacity-5-18-m3-h-horizontal-decanter-centrifuge-decanter.html>
- [9] Centrifugační metody [online]. , 3-4 [cit. 2019-07-08]. Dostupné z: http://www.prf.jcu.cz/~vacha/Vyuka/Metody/pdf/5_hod_Centrifugace.pdf
- [10] Prof. Ing. Jan Ježek, DrSc., Ing. Blanka Váradiová, CSc. a Ing. Josef Adamec, CSc. MECHANIKA TEKUTIN. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000.
- [11] ELEKTROMOTORY A VŠE O NICH [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/elektromotory-proc-a-jak>
- [12] Krokový motor – princip [online]. 31. 1. 2012 [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <https://www.mylms.cz/krokovy-motor-princip/>
- [13] Krokové motory Vs. Servo motory - výběr motorů [online]. 10.7.2017 [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <http://cz.usattmotor.com/news/stepper-motors-vs-servo-motors-selecting-a-8388629.html>
- [14] CNCshop.cz: ES-M23480 Easy Servo Motor 8Nm [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/es-m23480-easy-servo-motor-8nm>
- [15] Katalog Alutec K&K: 103030 Profil 30x30 [online]. [cit. 2019-07-16]. Dostupné z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz/>
- [16] TECHNICKÁ DATA: Materiál Profilů [online]. [cit. 2019-07-16]. Dostupné z: https://www.alvaris.eu/sites/default/files/material_profilu.pdf
- [17] PŘÍKLADY ŘEŠENÍ NOSNÍKŮ STATICKY NEURČITÝCH: VYŠETŘENÍ ČASTÝCH ULOŽENÍ A NAMÁHÁNÍ NOSNÍKŮ. Brno, 2012. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [18] ŠLUPINA, Miloš. Spoje ve strojírenství: Elektronická učebnice [online]. [cit. 2019-07-25]. Dostupné z: http://moodle2.voskop.eu/download/teu/U36_Spoje_ve_strojirenstvi.pdf
- [19] Ozubené řemeny ContiTech: str 33 [online]. [cit. 2019-07-16]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/katalogy/conti-synchroflex-cz-en.pdf>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: 20-G centrifuga [3].....	3
Obr. 2.: LDC centrifuga [4]	4
Obr. 3.: TsF-18 [6]	5
Obr. 4.: NGCF centrifuga [7]	5
Obr. 5.: Horizontální centrifuga [8].....	5
Obr. 6.: Dvě pevně dané polohy	6
Obr. 7.: Posuvné gondoly	6
Obr. 8.: Neposuvné gondoly	7
Obr. 9.: Nepohyblivé závaží	7
Obr. 10.: Posuvné závaží.....	7
Obr. 11.: Obtékání kolmé desky [10]	10
Obr. 12.: Momentová charakteristika použitého krokového motoru [14]	13
Obr. 13.: Spojení hřídele a ramene.....	14
Obr. 14.: Gondola	15
Obr. 15.: Návrh hřídele a upevnění	15
Obr. 16.: Pohonný systém	16
Obr. 17.: Finální návrh	17
Obr. 18.: Napínací mechanismus.....	17
Obr. 19.: Rameno.....	18
Obr. 20.: Spojovací prvek - pohled izometrický	19
Obr. 21.: Spojovací prvek - pohled shora.....	19
Obr. 22.: Spojovací prvek - pohled z boku	19
Obr. 23.: Spojovací prvek - komplet	19
Obr. 24.: Gondola	20
Obr. 25.: Gondola - profil.....	20
Obr. 26.: Úhlový spoj	20
Obr. 27.: Spojovací prvek mezi gondolou a ramenem.....	21
Obr. 28.: Hřídel	22
Obr. 29.: Řez hřídelí	22
Obr. 30.: Horní ložisková jednotka – řez.....	23
Obr. 31.: Izometrický pohled	23
Obr. 32.: Dolní ložisková jednotka a řemenice – řez	23
Obr. 33.: Ložisková příruba.....	23
Obr. 34.: Rozklad dílů.....	24
Obr. 35.: Pohon.....	24
Obr. 36.: Spojka - izometrický pohled.....	25
Obr. 37.: Spojka - řez	25
Obr. 38.: Kompletní řemenice se spojkou	25
Obr. 39.: Rám.....	26
Obr. 40.: Rám - pohled z boku	26
Obr. 41.: Rám - pohled zepředu	26
Obr. 42.: Rám - pohled zhora.....	26
Obr. 43.: Centrifuga	27
Obr. 44.: Působící síly v rovině X-Z.....	29
Obr. 45.: Závislost síly na délce ramene	30
Obr. 46.: Síla od motoru působící v rovině X-Y	30
Obr. 47.: Parametry profilu [15]	32
Obr. 48.: Nosník.....	32
Obr. 49.: Nosník zatížený silou na konci [17]	33
Obr. 50.: Nosník zatížený silou uprostřed [17]	33
Obr. 51.: Spojovací prvek – zatížení.....	35
Obr. 52.: Namáhání čepu [18]	37
Obr. 53.: Síly řemenového převodu [19]	38
Obr. 54.: Finální 3D model.....	40

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Hodnocení variant.....	8
Tab. 2. Potřebné otáčky (ot/min)	9
Tab. 3. Hmotnost jedné gondoly	28
Tab. 4. Ostatní hodnoty [16].....	32
Tab. 5. Data pro výpočet.....	36
Tab. 6. Data potřebná k výpočtu čepu.....	37

SEZNAM POUŽITÝCH PROGRAMŮ

3D CAD software DS SOLIDWORKS