



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav letadlové techniky

**Návrh spojů sekcí modulární
studentské rakety**

**Design of Section Joints for a Modular
Student Rocket**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Vojtěch JEŽEK

Studijní program:

B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor:

2301R000 bez oboru

Vedoucí:

Ing. Jaromír Kučera

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ježek** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **501227**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh spojů sekcí modulární studentské rakety

Název bakalářské práce anglicky:

Design of section joints for a modular student rocket

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování proveďte:

- Rešerši existujících typů spojů používaných na raketách podobné kategorie
- Zatížení uvažovaného spoje
- Rozvahu a výběr vhodného typu spoje
- Koncepční a konstrukční návrh vybrané konstrukce

Seznam doporučené literatury:

Dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

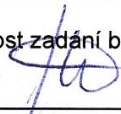
Ing. Jaromír Kučera ústav letadlové techniky FS

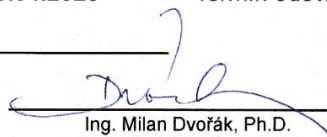
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **26.05.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Jaromír Kučera
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. Milan Dvořák, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

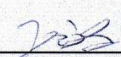

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

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.

27.4.2023

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW, atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 22.5.2023


.....

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Jaromíru Kučerovi za vstřícný a trpělivý přístup při vedení této práce, a také za jeho cenné praktické rady.

Dále bych rád poděkoval svým rodičům, ve kterých jsem nacházel oporu nejen při psaní této práce. Svým kolegům studentům děkuji za konstruktivní kritiku a za zpříjemnění našeho studia.

V neposlední řadě děkuji Kláře Čepové, Přemyslu Čechurovi, Viktoru Haisovi a ostatním členům týmu *CTU Space Research* za ochotu a nadšení při spolupráci a za mnoho příjemných chvil strávených při práci na naší raketě.

ANOTAČNÍ LIST

Autor:	Vojtěch Ježek	
Název BP:	Návrh spojů sekcí modulární studentské rakety	
Rok vyhotovení:	2023	
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství	
Obor studia:	2301R000 bez oboru	
Ústav:	Ústav letadlové techniky	
Vedoucí BP:	Ing. Jaromír Kučera	
Bibliografické údaje:	počet stran	68
	počet obrázků	38
	počet grafů	3
	počet tabulek	12
	počet příloh	4
Klíčová slova:	Sondážní raketa, studentská raketa, RADAX spoj	
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního spoje pro studentskou raketu. Obsahuje shrnutí v současnosti používaných spojů a stanovení zatížení. Součástí práce je výběr vhodného řešení, pro které je vypracován konstrukční návrh včetně výkresové dokumentace.	

ANOTATION SHEET

Author: Vojtěch Ježek

Bachelor's thesis title: Design of Section Joints for a Modular Student Rocket

Year: 2023

Study programme: B2342 Theoretical Fundamentals of Mechanical Engineering

Branch of study: 2301R000 No Special Fields of Study

Department: Department of Aerospace Engineering

Thesis supervisor: Ing. Jaromír Kučera

Bibliographic data:

number of pages	68
number of pictures	38
number of graphs	3
number of tables	12
number of appendices	4

Klíčová slova: Sounding rocket, student rocket, RADAX joint

Anotace: The bachelor's thesis deals with the design of a structural joint for a student rocket. It includes a summary of existing joint designs and a load assessment. A selection of a suitable solution is included, along with a detailed design and drawings.

OBSAH

Obsah	7
Seznam obrázků	8
Seznam tabulek.....	9
Seznam grafů	9
Seznam použitých programů	9
Seznam příloh	9
1 Úvod	10
2 Základní parametry, požadavky, pravidla	11
2.1 Požadavky kladené na spoje.....	11
2.2 Pravidla soutěže	12
3 Rešerše používaných typů spojů	13
3.1 Spojovací trubka.....	13
3.2 Spoj s radiálně umístěnými šrouby.....	13
3.3 Závitové spojení	14
3.4 Bajonetový spoj.....	15
3.5 Spoj typu RADAX	16
3.6 Spoj V-band.....	18
4 Zatížení	20
4.1 Axiální zatížení.....	21
4.2 Ohybové zatížení	21
4.3 Shrnutí zatížení	23
5 Rozvaha a výběr vhodného spoje	24
5.1 Mechanické vlastnosti spojů.....	24
5.2 Specifické vlastnosti spojů	25
5.3 Vícekriteriální hodnocení.....	27
5.4 Shrnutí rozvahy	28
6 Návrh	29
6.1 Konceptní návrh a rozbor zatížení	29
6.1.1 Příručka ECSS	30
6.1.2 Srovnání variant RADAX.....	31
6.1.3 Shrnutí	35
6.2 Konstrukční návrh.....	36
6.2.1 Volba materiálu.....	36
6.2.2 Geometrie spoje	37
6.2.3 Stanovení potřebného předpětí a počet šroubů	39
6.2.4 Výpočet předpětí a bezpečnosti utahování dle ECSS	42
6.2.5 Stanovení sil ve šroubech při zátěži pomocí metody konečných prvků	48
6.2.6 Pokračování kontroly šroubů dle ECSS	53
6.2.7 Shrnutí výpočtu šroubového spoje dle ECSS	58
6.2.8 Shrnutí některých provedených iterací.....	58
6.2.9 Pevnostní kontrola samotného spoje	59
6.2.10 Tvorba výkresové dokumentace	61
6.2.11 Vizualizace navrženého spoje RADAX	63
7 Závěr.....	64
8 Seznam použité literatury	65

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Konceptuální snímek rakety Illustria [2]	10
Obrázek 2: Schéma sekcí rakety, červeně vyznačeny spoje	11
Obrázek 3: Požadované rozměry spoje spojovací trubkou [3]	12
Obrázek 4: Spojení spojovací trubkou [4]	13
Obrázek 5: Model spoje s radiálními šrouby [4]	14
Obrázek 6: Jiné provedení spoje s radiálními šrouby [1].....	14
Obrázek 7: Závitové spojení týmu Aris [9].....	15
Obrázek 8: Bajonetové spoje týmu Skyward [10] [12].....	15
Obrázek 9: Bajonetový spoj týmu RED [11]	16
Obrázek 10: Schéma spoje RADAX [1].....	16
Obrázek 11: Spoj na raketě týmu ASTG [21]	17
Obrázek 12: Spoj na modelu rakety týmu BME Aerospace [22]	17
Obrázek 13: Příklady spoje V-band: Nalevo dle doporučení NASA [25], napravo podle Sandia National Laboratories [1].....	18
Obrázek 14: Schéma automobilového spoje V-band [24]	19
Obrázek 15: Spoj V-band na raketě Helvetia [26]	19
Obrázek 16: Model pro zjednodušený výpočet ohybového momentu	22
Obrázek 17: Koncept spoje RADAX v trupu rakety	29
Obrázek 18: Schémata konceptů spoje RADAX, vlevo klasický s radiálně-axiálními kontaktními plochami, vpravo zjednodušený s kuželovou kontaktní plochou (kontaktní plochy zvýrazněny červeně)	30
Obrázek 19: Rozložení sil na přírubách s 12 šrouby při ohybu [32]	31
Obrázek 20: Síly působící na šroub ve zjednodušeném spoji RADAX.....	32
Obrázek 21: Síly ve šroubovém spoji na klasickém spoji RADAX, pro přehlednost jsou zobrazeny pouze síly a reakce působící na horní přírubu.	34
Obrázek 22: Detailní pohledy na dolní a horní část vybraného koncepčního modelu RADAX spoje	36
Obrázek 23: Návrh geometrie spoje RADAX s některými vyznačenými rozměry	38
Obrázek 24: Minimální síla stěny pro závitové vložky Helicoil [41]	39
Obrázek 25: Šíření sil ve běžných šroubových spojích [31]	49
Obrázek 26: Vizualizace vytvořeného modelu pro MKP	49
Obrázek 27: Redukovaná napětí při maximálním předpětí ve šroubech a zatížení ohybovým momentem, deformace zvětšena 200x.....	50
Obrázek 28: Předpětí šroubů v nezatíženém stavu (pro FV, max)	51
Obrázek 29: Rozložení sil ve šroubech při zatížení ohybovým momentem $270 Nm$ (pro FV, max)	51
Obrázek 30: Rozložení kontaktního tlaku v předepjatém stavu bez zátěže	52
Obrázek 31: Rozložení kontaktních tlaků při zatížení ohybovým momentem	53
Obrázek 32: Řez spojem RADAX s vyznačeným redukovaným napětím vypočteným pomocí MKP	59
Obrázek 33: Detail rozložení napětí v oblasti šroubového spoje.....	60
Obrázek 34: Detail konstrukčního návrhu RADAX spoje	61
Obrázek 35: Detail návrhového výkresu, kompletní výkresová dokumentace viz přílohy	62
Obrázek 36: Rozpad sestavy	63
Obrázek 37: Dolní část spoje RADAX.....	63
Obrázek 38: Horní část spoje RADAX	63

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Shrnutí zatížení spojů.....	23
Tabulka 2: Váhy kritérií	28
Tabulka 3: Hodnocení variant	28
Tabulka 4: Vyhodnocení vícekritériálního rozhodování.....	28
Tabulka 5: Srovnání materiálů	36
Tabulka 6: Posuzované způsoby selhání šroubového spoje [31].....	42
Tabulka 7: Parametry zvoleného šroubu.....	42
Tabulka 8: Materiálové vlastnosti spojovaných přírub.....	43
Tabulka 9: Vlastnosti závitové vložky Helicoil	43
Tabulka 10: Maximální síly ve šroubech pro různé případy zatížení a předpětí.....	52
Tabulka 11: Výsledné hodnoty MoS.....	58
Tabulka 12: Některé provedené iterace	58

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Profil letu	20
Graf 2: Porovnání deformační charakteristiky spojů, na ose x je zatížení ohybovým momentem a na ose y výsledná deformace v radiánech [1].....	24
Graf 3: Porovnání deformační charakteristiky trupu a některých spojů [1]	25

SEZNAM POUŽITÝCH PROGRAMŮ

- Microsoft Word, verze 2208, <https://www.microsoft.com/cs-cz/microsoft-365/word>
- Microsoft Excel, verze 2208, <https://www.microsoft.com/cs-cz/microsoft-365/excel>
- OpenRocket, verze 15.03, <https://openrocket.info/>
- MathWorks Matlab R2022a, <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>
- Autodesk Inventor 2023, verze 2023.3, <https://www.autodesk.com/products/inventor/>
- Autodesk Inventor Nastran 2023, <https://www.autodesk.com/products/inventor-nastran/>

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Výpočty dle ECSS – list programu Microsoft Excel
 - Příloha 2 – RADAX Spoj – Návrhový výkres
 - Příloha 3 – Dolní část RADAX spoje – Výrobní výkres
 - Příloha 4 – Horní část RADAX spoje – Výrobní výkres
-

1 Úvod

Konstrukční spoje jsou na raketách přirozenou slabinou, ale jejich použití se zpravidla nelze vyhnout. Jejich přítomnost zpravidla vede ke zvýšení hmotnosti, snížení užitečného prostoru v raketě, nižší výkonnosti a dalším nežádoucím jevům. Je proto důležité volit takové konstrukční řešení, které bude tyto vlivy minimalizovat. [1]

Studentským spolkem *CTU Space Research*, který se v minulosti již úspěšně účastnil soutěže *Czech Rocket Challenge*, je nyní na Fakultě strojní ČVUT vyvíjena výkonná hybridní raketa *Illustria*. S touto raketou je cílem účast na soutěži *European Rocketry Challenge (EuRoC)*, která bude pořádána Portugalskou vesmírnou agenturou v říjnu 2023.

Definující vlastností rakety *Illustria* je její modulární koncept, díky čemuž má být v budoucnu jednoduše konfigurovatelná pro různé mise. Pro dosažení modularity budou muset být jednotlivé části rakety spojeny množstvím spojů, na které jsou kladeny o to přísnější požadavky.

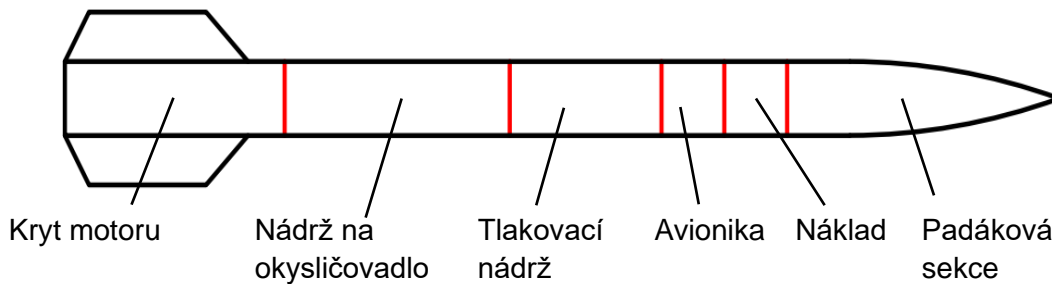
Návrh tohoto spoje, který bude klíčem k dosažení modularity této rakety, je předmětem této práce. Cílem této práce je vybrat nejvhodnější řešení pro danou aplikaci ze spojů v současné době používaných, a následně vypracovat koncepční i konstrukční návrh. Přitom je kladen důraz na splnění všech požadavků a dosažení co nejlepších vlastností, zejména co se týče pevnosti a hmotnosti.



Obrázek 1: Konceptuální snímek rakety *Illustria* [2]

2 Základní parametry, požadavky, pravidla

Illustria je jednostupňová sondážní raketa poháněná hybridním raketovým motorem o tahu 1600 N. Za letu má dosáhnout maximální výšky 3000 metrů, do které vynese náklad v podobě mikrobiologického experimentu. Délka rakety byla předběžně stanovena na 3,6 metru a její vnější průměr na 160 mm. Nosná konstrukce rakety bude tvořena samonosným potahem (skořepinou) o tloušťce zhruba 1 až 2 mm, vyrobeným z kompozitu z uhlíkových vláken.



Obrázek 2: Schéma sekcí rakety, červeně vyznačeny spoje

Raketa bude rozdělena podle funkčních celků na celkem šest sekcí (viz Obrázek 2), které budou pevně spojeny spoji, jejichž návrh je předmětem této práce. Je kladen důraz na modularitu tak, aby bylo v budoucnu s pokračujícím vývojem možno některé sekce jednoduše vyměnit, odebrat, či přidat, bez nutnosti zásahu do konstrukce ostatních částí rakety.

2.1 Požadavky kladené na spoje

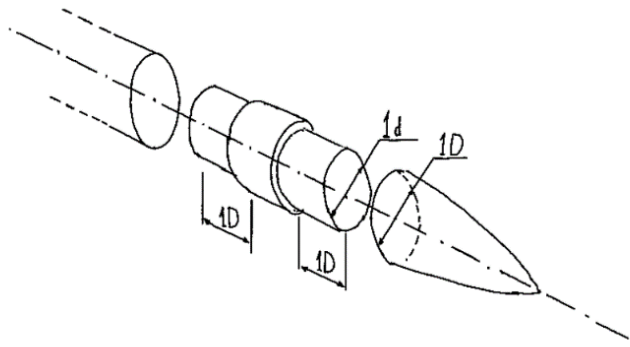
Vzhledem k výše uvedenému jsou na spoje kladeny následující požadavky:

- Dostatečná pevnost k přenosu provozních a manipulačních zatížení
- Rozebíratelnost a vzájemná kompatibilita všech spojů – zajištění modularity
- Minimální hmotnost a rozměry
- Příznivé aerodynamické vlastnosti
- Možnost vytvoření elektrických a jiných propojení mezi sekcemi
- Jednoduchá montáž

2.2 Pravidla soutěže

Pravidla soutěže *EuRoC* udávají mimo jiné také technické požadavky na rakety účastníků. Ohledně nosných prvků a trupu rakety se pravidla omezují na pár nejn nutnějších požadavků a obecně udávají, že týmy musí porozumět zatížení jejich návrhu, a to aplikovat při konstrukci. Kromě toho udávají následující požadavky, související s návrhem spojů: [3]

- Rakety musí vydržet zatížení, kterým budou vystaveny za letu i při manipulaci na zemi.
- Na trupu a jiných nosných prvcích nesmí být použity nízkoteplotní polymery, jako například PVC. Zároveň nesmí být použity komerčně dostupné trubky od výrobce *Public Missiles Ltd*.
- Všechny strukturální spoje trupu, bez ohledu na typ, musí být tuhé, tedy zabránovat ohýbání, což bude ověřeno vizuální inspekcí před letem.
- U spojů používajících „spojovací trubky“ musí spojovací trubka přesahovat na každou stranu od místa spoje nejméně o délku odpovídající jednomu průměru trupu.



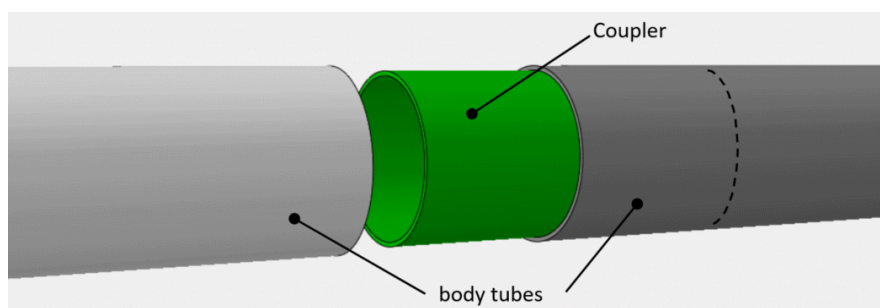
Obrázek 3: Požadované rozměry spoje spojovací trubkou [3]

3 Rešerše používaných typů spojů

Tato kapitola je zaměřena na shrnutí typů spojů používaných na malých i velkých raketách.

3.1 Spojovací trubka

Nejjednodušším druhem spoje používaném na amatérských raketách je takzvaná „spojovací trubka“ (anglicky *coupling tube*). Tento druh spoje vznikne zasunutím této trubky mezi dvě trubky tvořící trup rakety, přičemž vnější průměr spojovací trubky odpovídá vnitřnímu průměru trupu. Typicky se používá stejný materiál o stejné tloušťce jako je použit na výrobu trupu. Délka spoje se běžně volí jako dvojnásobek průměru trupu. [4]



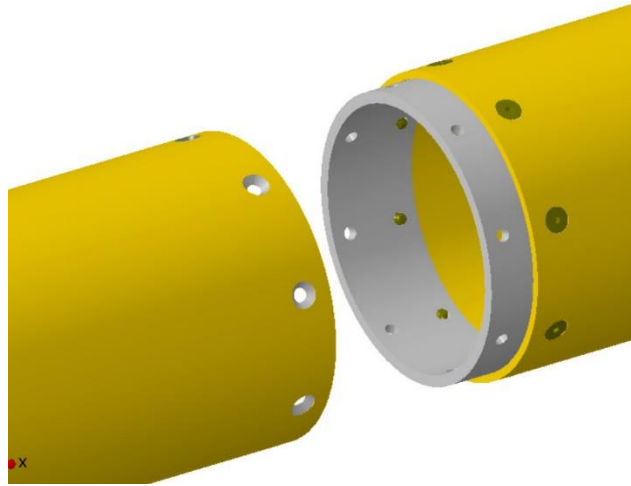
Obrázek 4: Spojení spojovací trubkou [4]

Pokud je správně navržen, tak má tento druh spoje příznivé pevnostní vlastnosti, které se blíží pevnosti samotného trupu. Nejčastěji se tento spoj používá jako za letu rozdělitelný, například pro oddělení části rakety za účelem vypuštění padáku. V tomto případě je vhodné k pojištění použít nylonové šrouby, které se přetrhnou silou vyvozenou rozdělovacím mechanismem. Na použití v amatérských raketách je natolik populární, že jsou komerčně k dispozici spojovací trubky pro běžné průměry trupů. [5] [4]

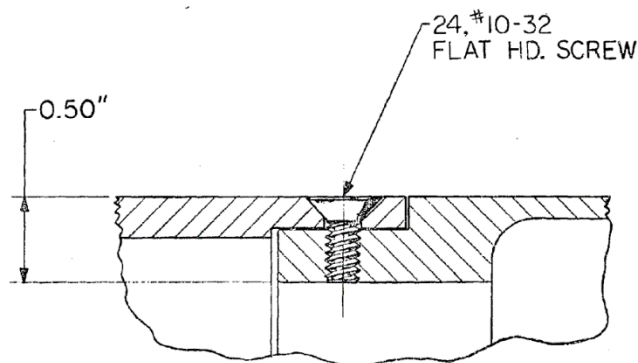
Mezi nevýhody tohoto typu se řadí vyšší hmotnost a jeho délka, potřebná k dosažení vyhovující pevnosti. Ta je v případě použití tohoto spoje zdola omezena i pravidly soutěže EuRoC. Tento spoj také není vhodný k vytváření nerozdělovacích spojů, pro jeho využití v této roli je vyžadováno další zajištění. [3] [4]

3.2 Spoj s radiálně umístěnými šrouby

Jednoduchou alternativu vhodnější pro vytvoření pevného spoje představuje spoj s radiálně umístěnými šrouby. V tomto typu spoje jsou axiální síly a ohybový moment přenášeny šrouby namáhanými ve stříhu. Doporučuje se použití minimálně šesti šroubů, přičemž by měly být použity šrouby se zápustnou nebo válcovou hlavou. V minulosti se tento spoj běžně používal na sondážních raketách. [4] [1]



Obrázek 5: Model spoje s radiálními šrouby [4]



Obrázek 6: Jiné provedení spoje s radiálními šrouby [1]

K výhodám tohoto spoje se řadí malá velikost a hmotnost. Zásadní nevýhodou mohou být nepříznivé pevnostní vlastnosti. Testování ukázalo, že u tohoto typu spoje je obtížné dosáhnout spolehlivého axiálního předpětí, s čímž souvisí vysoká hystereze a neelastické chování při zatěžování ohybovým momentem. Studie z roku 1968 [1], srovnávající různé typy spojů pro použití na raketách, nedoporučuje použití tohoto druhu spoje. [4] [1]

3.3 Závitové spojení

Tento druh spojení využívá závit, který je přímo součástí spojovaných dílů. Švýcarský studentský tým *EPFL Rocket Team* ho používá na své nadzvukové raketě *Wildhorn*, se kterou zúčastnil soutěže EuRoC v roce 2022 v kategorii do 9 km. S raketou se umístil na celkovém třetím místě. [6] [7] [8]



Obrázek 7: Závítové spojení týmu Aris [9]

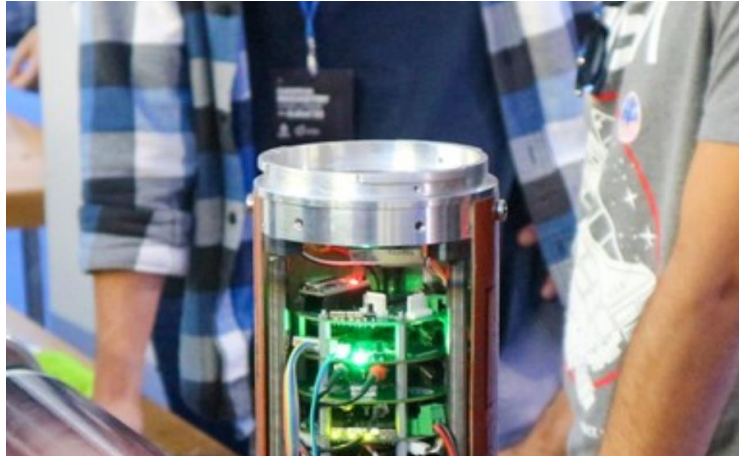
Tento druh spoje také použil studentský tým *Aris* na své raketě *Euler*. V tomto případě byly tyto spoje použity k upevnění motoru k ocasní části rakety. [9]

3.4 Bajonetový spoj

V roce 2022 v soutěži *EuRoC* nejméně dva týmy využívaly na spojení částí rakety bajonetový spoj. Jedním byl italský tým *Skyward* s raketou *Pyxis*, druhým byl portugalský tým *RED* s raketou *Baltasar*. Tyto týmy v soutěži obsadily první a druhou příčku. Tým *Skyward* použije stejný spoj i na své nové raketě *Gemini*. [8] [10] [11]



Obrázek 8: Bajonetové spoje týmu Skyward [10] [12]

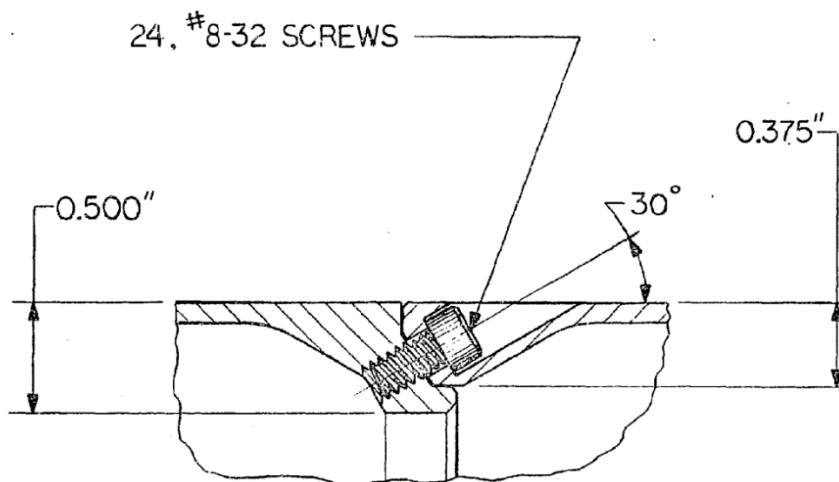


Obrázek 9: Bajonetový spoj týmu RED [11]

V bajonetovém spojení jsou součásti zajištěny tlakovou silou, přičemž spojení se provede kombinací posuvného a otáčivého pohybu. Největší výhodou tohoto typu spoje je možnost rychlé montáže i demontáže. Je zřejmé, že oba týmy používají k pojištění spoje šrouby. [10] [11] [13]

3.5 Spoj typu RADAX

Spoj typu RADAX byl vyvinut okolo roku 1968 výzkumným centrem *Sandia National Laboratories*. Byl používán na suborbitálních raketách *Strypi* a *Super-Strypi* o průměru přes 1,3 metru. Spojení jednotlivých částí je dosaženo pomocí šroubů vychýlených od podélné osy o 30°, které jsou zapuštěny tak, aby nebyly vystaveny proudů vzduchu. [1] [14] [15]



Obrázek 10: Schéma spoje RADAX [1]

Tento druh spoje byl v minulém ročníku soutěže EuRoC využit alespoň dvěma týmy, a to rakouským týmem *Aerospace Team Graz (ASTG)* s jejich raketou *AVES II* a maďarským týmem *BME Aerospace* s raketou *Aether*. Tým ASTG se umístil na pátém místě. Spoj RADAX ale nachází uplatnění i na dalších raketách, například na raketě spolku *SOAR*, která se účastnila soutěže v Americe, nebo také jako univerzální platforma pro připojování experimentů k suborbitálním raketám. Jako příklad lze uvést program *REXUS*, který umožňuje provádění experimentů studentům a univerzitám, nebo brazilsko-německou raketu *VSB30*. [8] [16] [17] [18] [19] [20]



Obrázek 11: Spoj na raketě týmu ASTG [21]



Obrázek 12: Spoj na modelu rakety týmu BME Aerospace [22]

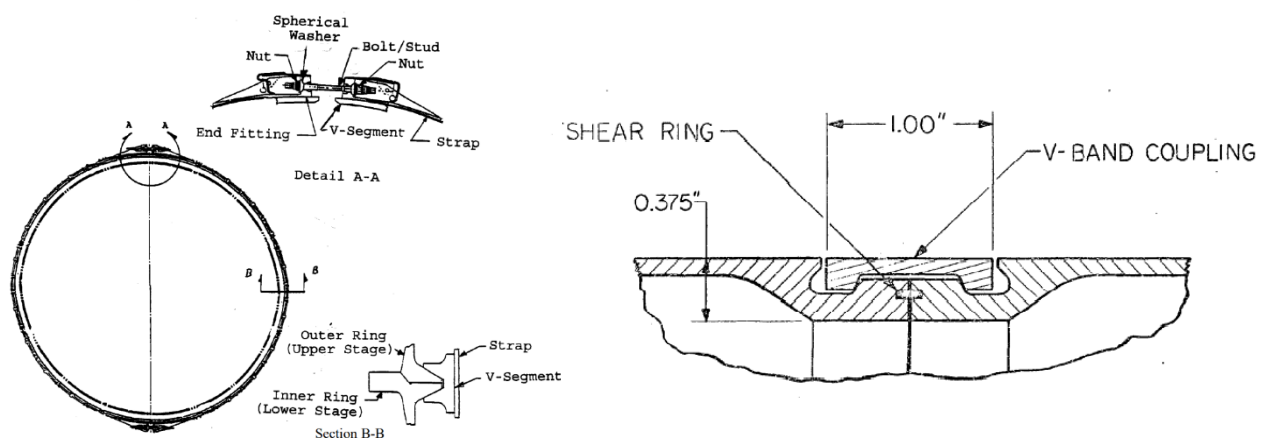
Název *RADAX* vznikl jako zkratka pro *Radial-Axial*, což vychází z toho, že v originálním provedení má dvě kontaktní plochy, jednu válcovou (radiální) a jednu rovinnou (axiální). Válcová plocha přenáší radiální (normálové) namáhání, zatímco axiální plocha v podobě mezikruží přenáší axiální namáhání. V tomto provedení šrouby vytvářejí ve spoji předpětí a samotné kuželové plochy, kterými šrouby procházejí, nejsou funkčními plochami a nemají se dotýkat. Na menších studentských raketách, včetně těch výše uvedených, se často používá

zjednodušená varianta tohoto spoje, která nepoužívá radiální a axiální plochy, ale místo toho je kontaktní povrch tvořen přímo samotnou kuželovou plochou, skrz kterou jsou umístěny šrouby [17] [18] [21]. [19] [23]

Zásadní výhodou spoje RADAX jsou velmi dobré mechanické vlastnosti. Při zatěžování spoj vykazuje lineární elastické vlastnosti, malou hysterezi a vysokou tuhost. Svými vlastnostmi překonává ostatní druhy spojů. Spoj přenáší namáhání do šroubů zejména axiálně, díky čemuž je schopen vydržet velké tahové a ohybové namáhání. Navíc lze úpravou tohoto spoje přidáním o-kroužku dosáhnout jeho vzduchotěsnosti. [1] [14] [18] [20]

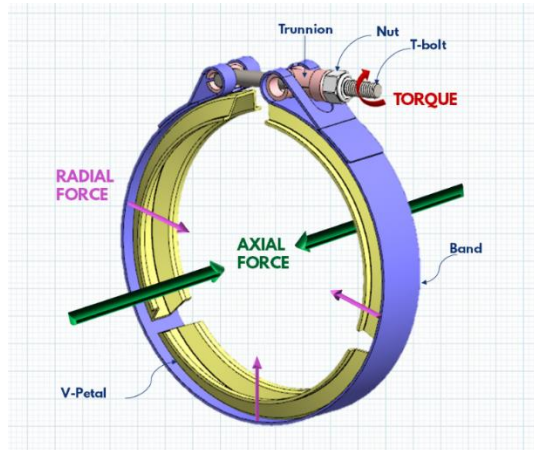
3.6 Spoj V-band

Spoj typu *V-band*, také známý jako *marman clamp*, se na raketách používá jako pevný i rozdělitelný spoj. Obvykle se skládá ze segmentů s drážkou do V, které jsou stahovacím pásem přitlačovány na dvě k sobě přiložené příruby, na kterých jsou odpovídající kuželové plochy. Tím vzniká axiální síla, která drží spoj pohromadě. Úhel mezi příčnou osou a nakloněným okrajem přírub je obvykle 15 až 20 stupňů. Stahovací pás je napínán pomocí šroubů. Ke snížení tření mezi částmi při instalaci se obvykle používají suchá maziva. [1] [24] [25]



Obrázek 13: Příklady spoje V-band: Nalevo dle doporučení NASA [25], napravo podle Sandia National Laboratories [1]

Tento druh spoje nachází široké využití v různých odvětvích, na raketách se používá jako pevný i oddělitelný spoj. V kosmickém průmyslu se používá k připojení nákladu k nosným raketám. V tom případě musí být vybaven mechanismem, který při oddělení nákladu rozepne stahovací pás. V automobilovém se používá ke spojování výfukových a jiných trubek. Na své raketě *Helvetia* ho používá studentský tým *Aris*. [1] [24] [25] [26]



Obrázek 14: Schéma automobilového spoje V-band [24]

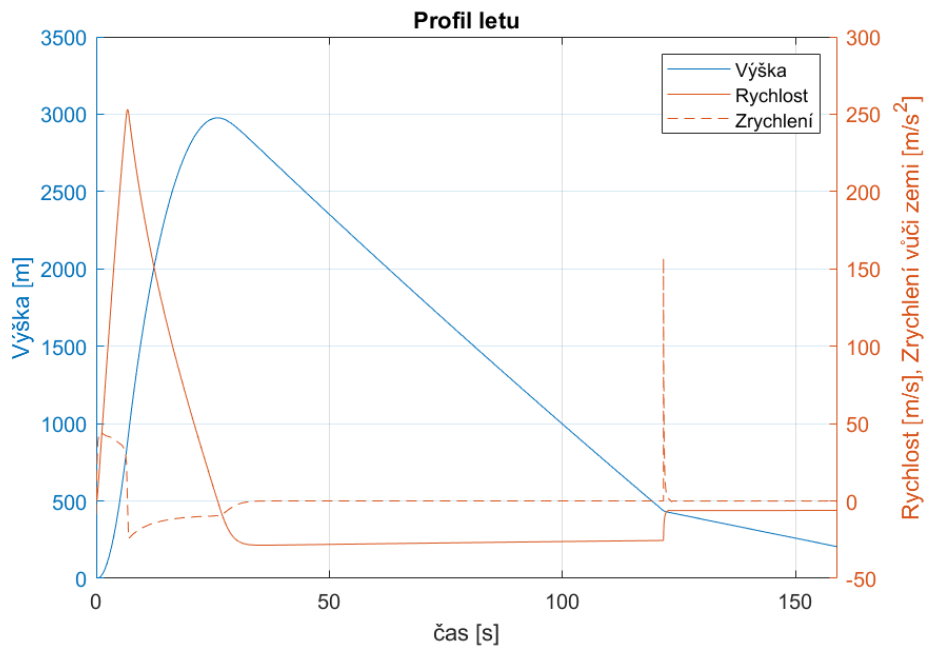
Tento druh spoje má příznivé pevnostní vlastnosti, při zatěžování vykazuje elastické chování a nízkou hysterezi. Další výhodou může být možnost adaptace na využití jako za letu rozdělitelný spoj. Při jeho instalaci je nutná pečlivost, aby bylo dosaženo správného rozdělení sil po obvodu spoje. Spoj je také citlivý na velikost utahovacího momentu šroubů a běžné metody utahování nemusí být dostatečně přesné. [1] [24] [25]



Obrázek 15: Spoj V-band na raketě Helvetia [26]

4 Zatížení

Za účelem návrhu spoje bylo nutné určit zatížení, kterému budou spoje za letu a při manipulaci vystaveny. Kvůli ranému stavu návrhu rakety nebyly známy některé parametry potřebné pro podrobnou analýzu, a proto byly hodnoty zatížení určeny zjednodušeným statickým výpočtem. Výchozím bodem pro výpočty byla simulace profilu letu vyhotovená členy týmu v programu *Open Rocket*. Na následujícím grafu jsou zobrazeny některé její výstupy (výška, rychlost a zrychlení v závislosti na čase).



Graf 1: Profil letu

V první fázi letu je raketa urychlena motorem o tahu 1600 N na nejvyšší rychlost zhruba 250 m/s. Po dosažení maximální výšky 3000 metrů je vypuštěn brzdící padák a později je otevřen hlavní padák. Podle simulace bude přitom raketa zpomalovat se zrychlením zhruba 160 m/s², po připočtení gravitačního zrychlení bude raketa vystavena celkovému zrychlení zhruba $a_{padák} = 170 \text{ m/s}^2$. Poslední kritickou fází letu bude dopad. Hmotnost rakety s palivem je přibližně $m_0 = 30 \text{ kg}$ a prázdné $m_1 = 23 \text{ kg}$.

Vzhledem k požadavku na modularitu musí být všechny navrhované spoje stejné, a proto bylo pro všechny uvažováno nejhorší možné zatížení, i když se nemusí na každém spoji vyskytnout.

4.1 Axiální zatížení

Kritické části letu, co se týče axiálního zatížení (ve směru letu), jsou samotný vzlet, otevření padáků a dopad. Při vzletu bude nejvyšší síla ve spoji N_1 odpovídat tahu motoru (záporná hodnota, protože se jedná o tlakové namáhání)

$$N_1 = -1600 \text{ N.} \quad (4.1)$$

Při otevření brzdícího padáku nebudou síly velké, protože padák bude otevřen v maximální výšce v relativně malé rychlosti. Kritické však budou síly při otevření hlavního padáku, které byly určeny z druhého Newtonova pohybového zákona

$$F = ma. \quad (4.2)$$

Příčemž zrychlení odpovídá zrychlení $a_{\text{padák}}$ a hmotnost zhruba odpovídá hmotnosti prázdné rakety m_1 (ve skutečnosti bude nižší o hmotnost padákové sekce, protože nejnamáhanější spoj v tomto případě ponese jen váhu zbytku rakety).

$$N_2 = m_1 \cdot a_{\text{padák}} = 23 \cdot 170 \text{ N} = 3910 \text{ N} \quad (4.3)$$

Zrychlení a síly působící při dopadu rakety na zem bylo obtížné určit, a proto byla uvažována konzervativní hodnota $a_{\text{dopad}} = 100 \text{ g} \approx 1000 \text{ m/s}^2$ na základě dat naměřených podobnými raketami. [27] [28]

V tomto případě je namáhání opět v tlaku a síla v nejnamáhanějším spoji byla určena zhruba jako

$$N_3 = -m_1 \cdot a_{\text{dopad}} = -23 \cdot 1000 \text{ N} = -23\,000 \text{ N.} \quad (4.4)$$

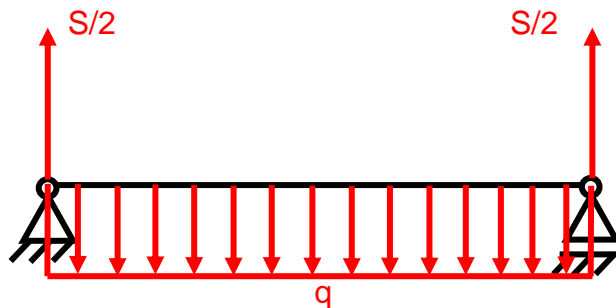
4.2 Ohybové zatížení

Kromě axiálních sil budou spoje namáhány také ohybem buď od aerodynamických sil (vliv poryvů) nebo od manipulace s raketou na zemi. Vzhledem k tomu, že vztlakové síly působí zejména na aerodynamické plochy na ocase a na špičku, je možné uvažovat zjednodušený model, kdy průběh ohybového momentu odpovídá případu, kdy by raketa byla zavěšena za ocas a špičku. Při znalosti parametrů jako je koeficient vztlaku rakety by bylo možné přesněji určit odpovídající namáhání pro zvolený maximální přípustný poryv (například 9 m/s). [29]

Pro případ manipulačního zatížení byl uvažován obdobný model, a to zvednutí rakety za její konce. Příklad zatížení je tedy stejný, jako pro model uvedený pro aerodynamické namáhání. Pro oba případy je stanoveno limitní zatížení zrychlením $a_{\text{příčné}} = 2g \approx 20 \text{ m/s}^2$. Protože není přesně známo rozložení hmoty podél délky rakety, tak je uvažováno, že setrvačné síly jsou rozloženy rovnoměrně a raketa je tedy namáhána spojitým zatížením. Celková setrvačná síla S a parametr spojitého zatížení q je určen následovně

$$S = a_{\text{příčné}} \cdot m_0 = 20 \cdot 30 \text{ N} = 600 \text{ N}, \quad (4.5)$$

$$q = \frac{S}{l}. \quad (4.6)$$



Obrázek 16: Model pro zjednodušený výpočet ohybového momentu

Na obrázku 16 je uveden model v podobě jednoduchého nosníku. V tomto případě pro průběh ohybového momentu platí (x je souřadnice od levého konce nosníku):

$$M_o(x) = -\frac{1}{2}qx^2 + \frac{1}{2}Sx = -\frac{1}{2}\frac{S}{l}x^2 + \frac{1}{2}Sx \quad (4.7)$$

Maxima tato funkce dosahuje pro $x = l/2$, a tedy pro maximální ohybový moment platí následující vztah, kde $l = 3,5 \text{ m}$ je délka rakety:

$$M_{o\text{max}} = -\frac{1}{2}\frac{S}{l}\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \frac{1}{2}S\frac{l}{2} \quad (4.8)$$

$$M_{o\text{max}} = \frac{S \cdot l}{8} = \frac{600 \cdot 3,6}{8} \text{ Nm} = 270 \text{ Nm} \quad (4.9)$$

Hodnota 270 Nm byla tedy uvažována jako maximální moment, kterému může být spoj při manipulaci nebo za letu vystaven. Jedná se o relativně přesný odhad, protože rozložení sil se skutečně blíží spojitému zatížení. Zároveň je pravděpodobné, že se žádný spoj nebude

nacházet přímo v místě s největším ohybovým momentem a skutečný moment působící na spoj tedy nedosáhne této hodnoty.

4.3 Shrnutí zatížení

Ve výsledku byla tedy uvažována následující maximální zatížení, které musí navrhovaný spoj přenést:

Tabulka 1: Shrnutí zatížení spojů

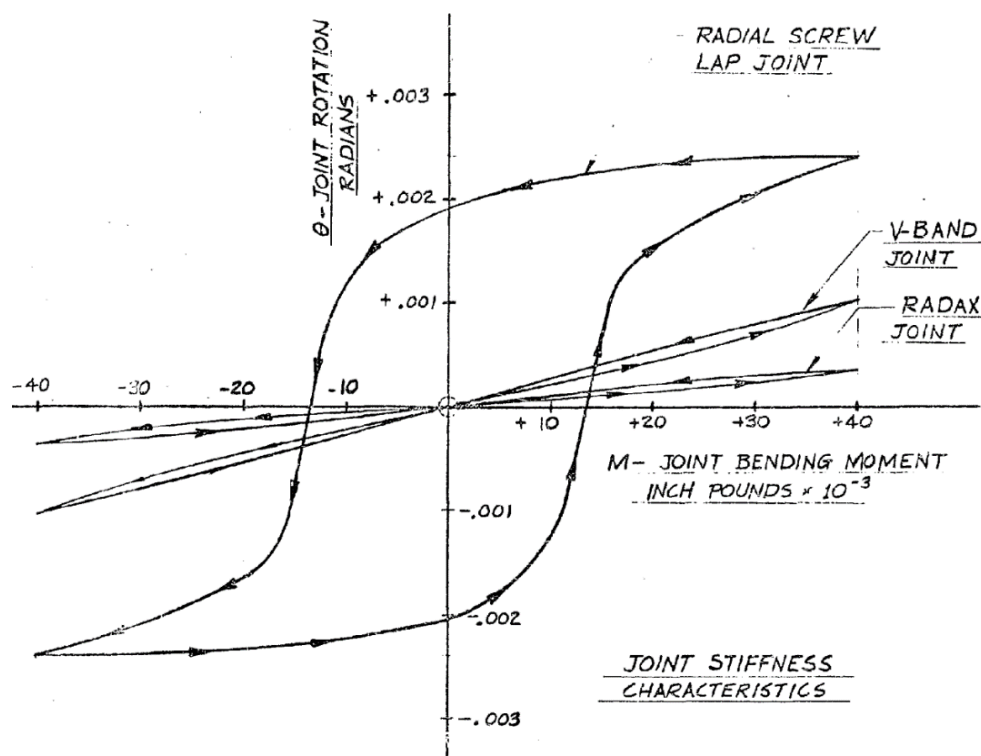
Maximální tahová síla	3910 <i>N</i>
Maximální tlaková síla	23 000 <i>N</i>
Maximální ohybový moment	270 <i>Nm</i>

5 Rozvaha a výběr vhodného spoje

Na základě rešerše druhů spojů v kapitole 3 bylo provedeno porovnání a výběr nejvhodnějšího typu pro raketu *Illustria*, s ohledem na požadavky uvedené v kapitole 2. Nejprve byly porovnány mechanické vlastnosti spojů a poté jejich další specifické vlastnosti. Rozhodnutí bylo podloženo metodou vícekritériálního rozhodování.

5.1 Mechanické vlastnosti spojů

Jedním z výchozích bodů pro porovnání jednotlivých druhů spojů byla technická zpráva zabývající se vlastnostmi těchto spojů vydaná v roce 1968 americkým výzkumným centrem *Sandia National Laboratories*. Zejména jsou v ní porovnány spoje s radiálními šrouby, typu RADAX a V-band. Následující graf popisuje deformaci spojů při cyklickém zatěžování ohybovým momentem: [1]

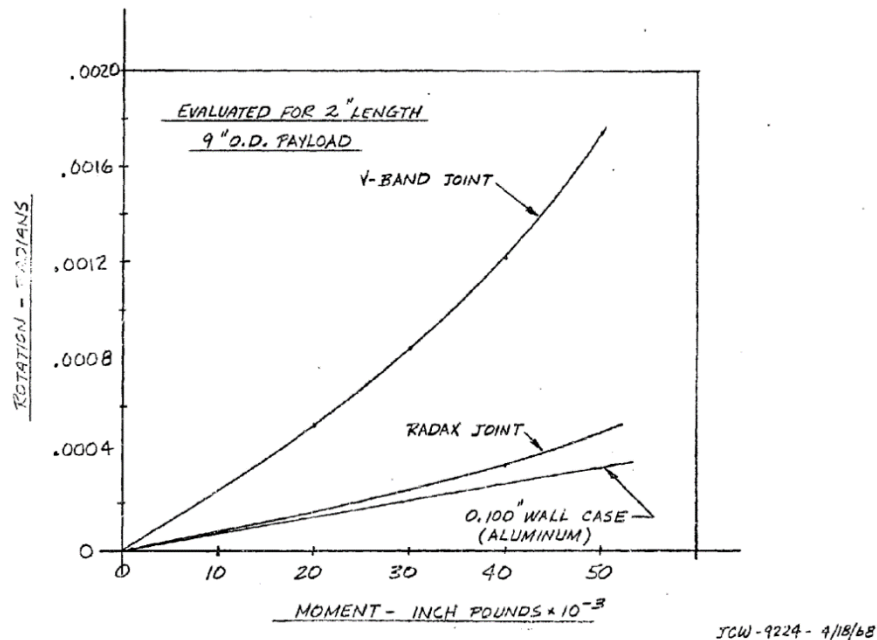


Graf 2: Porovnání deformační charakteristiky spojů, na ose x je zatížení ohybovým momentem a na ose y výsledná deformace v radiánech [1]

Z grafu 2 je patrné, že spoj RADAX se při zatížení daným momentem ohýbá o nejmenší úhel a vykazuje tedy největší tuhost. Oproti tomu u spoje V-band dochází k zhruba trojnásobným výchylkám. Závislost mezi zatížením a natočením je u obou těchto spojů téměř lineární a vykazuje minimální hysterezi. Naopak spoj s radiálními šrouby se oproti tomu

nedeformuje lineárně a dosahuje výrazně vyšších deformací. Při cyklickém zatěžování je patrná jeho vysoká hystereze.

Na následujícím grafu je uvedeno porovnání deformace spojů V-band a RADAX s odpovídající spojitou částí trupu z hliníkové slitiny: [1]



Graf 3: Porovnání deformační charakteristiky trupu a některých spojů [1]

Na základě grafu 3 lze konstatovat, že spoj typu RADAX má nejenže nejlepší vlastnosti ze zkoušených spojů, ale také že se svojí tuhostí blíží samotnému hliníkovému trupu odpovídajících rozměrů.

Ve shrnutí nejlépe, co se týče mechanických vlastností, vychází spoj RADAX, o něco horší, ale stále dobré vlastnosti má spoj V-band. Spoj s radiálními šrouby má nejhorší vlastnosti a není vhodný pro použití na raketách. Pro ostatní typy spojů z kapitoly 3 nejsou k dispozici podrobná data, ale o spoji se spojovací trubkou je známo, že má dobré vlastnosti. U závitového a bajonetového spoje bylo odhadnuto, že při vhodném návrhu by dosahovaly lepších vlastností, než má spoj s radiálními šrouby.

5.2 Specifické vlastnosti spojů

V této kapitole jsou rozebrány specifické vlastnosti, výhody a nevýhody jednotlivých spojů:

Spojovací trubka

Tento druh spoje vyniká svými mechanickými vlastnostmi a jednoduchostí, ale bohužel není vhodný na vytváření pevných, jednoduše smontovatelných a rozmontovatelných spojení.

To by vyžadovalo výrazné úpravy, a navíc i tak by spoj zabíral nepřiměřeně velký prostor v raketě. Je tedy prakticky nepoužitelný, a proto byl vyřazen z dalšího výběru (včetně vícekritériálního hodnocení). Na raketě ale přesto zřejmě najde uplatnění jako součást systému odhození špičky a padáku.

Spoj s radiálně umístěnými šrouby

Jak již bylo dříve uvedeno, tento spoj nemá příliš dobré mechanické vlastnosti. Na druhou stranu je konstrukčně relativně jednoduchý, má malé rozměry a jeho montáž není náročná.

Závitové spojení

Na první pohled se použití jemného závitu s velkým průměrem jeví jako vhodné řešení, ale ve skutečnosti způsobuje řadu problémů, zejména co se týče montáže, která by mohla být těžkopádná. Vyžadovala by totiž několik otáček spojovaných sekcí, které by mohly mít i více než metr na délku. Pro spolehlivé utažení by byl zřejmě potřeba speciální nástroj a případež zadření závitu by rozmontování sekcí mohlo být značnou překážkou. Otáčení při montáži navíc znesnadňuje vytváření elektrických propojení skrz spoj a prakticky znemožňuje propojení pro vedení tekutin.

Bajonetový spoj

Bajonetový spoj umožňuje rozhodně nejjednodušší a nejrychlejší smontování a rozmontování z porovnávaných variant. Lehkou nevýhodou je nutnost pootočení při montáži, které by mohlo být komplikací při vytváření elektrických a jiných propojení mezi sekcemi. Mechanické vlastnosti tohoto spoje nejsou známy, ale bylo předpokládáno, že jsou přijatelné.

Spoj typu RADAX

Tento spoj dosahuje ze všech porovnávaných spojů nejlepších mechanických vlastností a nejméně tak narušuje integritu konstrukce rakety. Jeho montáž je relativně jednoduchá, vyžaduje pouze dotažení šroubů na požadovaný moment. Další výhodou je, že vytváření propojení skrz spoj není ničím omezeno. Potenciální nevýhodou by mohla být nutnost dodržení vyšší přesnosti a s tím související vyšší nároky na výrobu.

Spoj V-band

Spoj V-band má také dobré mechanické vlastnosti, ale potenciální nevýhodou může být náročnost montáže, vzhledem k tomu, že pouhé dotažení šroubů na stahovacím pásku pomocí momentového klíče nemusí být dostatečně přesné pro dosažení konzistentního předpětí ve spoji. Pro přesné utažení by tedy musela být použita jiná metoda. Potenciálně největší výhodou tohoto spoje, jeho schopnost rozdělení za letu, by v dané aplikaci zůstala nevyužitá.

5.3 Vícekriteriální hodnocení

Pro výběr nejlepší varianty bylo použito vícekriteriální rozhodování. Konkrétně byla zvolena takzvaná *metoda pořadové funkce*. Nejprve byla vybrána hodnotící kritéria a jejich váhy. Ty byly následně přepočteny tak, aby jejich suma byla rovna jedné. V rámci každého kritéria byly spoje seřazeny od nejhoršího po nejlepší, přičemž nejhoršímu byla přiřazena nejnižší hodnota a nejlepšímu nejvyšší. Když byly nějaké varianty spoje vyhodnoceny jako rovnocenné, tak jim byla přiřazena stejná hodnota. Po vynásobení vahami byly body jednotlivých variant sečteny a spoj s nejvyšším počtem bodů byl vyhodnocen jako nevhodnější. [30]

Pro hodnocení byla zvolena následující kritéria:

- **Mechanické vlastnosti**

Varianty byly hodnoceny zejména na základě kapitoly 5.1. Bajonetovému a závitovému spoji byla přiřazeno druhé nejhorší místo, protože pro ně nejsou k dispozici potřebná data. Vzhledem k důležitosti tohoto kritéria byla zvolena váha 2.

- **Jednoduchost montáže**

Jednoduchost montáže je další parametr, ve kterém se jednotlivé spoje značně liší. Byla mu přiřazena váha 1.

- **Možnost tvoření propojení mezi sekcemi**

Posledním použitým kritériem je možnost elektricky a jinak propojovat sekce skrz spoj. Závitový spoj byl ohodnocen jako nejhorší, následován je bajonetovým spojem. Ostatní druhy spojů jsou hodnoceny jako rovnocenné, protože tvoření propojení nijak nebrání.

Kromě výše uvedených kritérií byla také zvažována další, jako hmotnost, rozměry nebo aerodynamické vlastnosti. V těchto kritériích se ale porovnávané spoje buď téměř neliší, nebo by bylo obtížné rozdíl kvantifikovat, a proto bylo rozhodnuto, že tato kritéria nebudou použita. Výsledná potřebná hmotnost spoje je navíc závislá na jeho mechanických vlastnostech, a je tedy do jisté míry obsažena v tomto kritériu.

V následujících tabulkách je zobrazeno přiřazení a přepočtení vah kritérií, hodnocení jednotlivých variant a vyhodnocení vícekriteriálního hodnocení (spoj se spojovací trubkou byl z hodnocení vynechán pro jeho nevhodnost):

Tabulka 2: Váhy kritérií

Kritéria	Přiřazená váha	Přepočtená váha
Mechanické vlastnosti	2	0,5
Jednoduchost montáže	1	0,25
Možnost tvoření propojení mezi sekcemi	1	0,25
Suma	4	1

Tabulka 3: Hodnocení variant

Kritéria	Typy spojení					Váha
	S radiálními šrouby	Závitové	Bajonetový	RADAX	V-band	
Mechanické vlastnosti	1	2	2	4	3	0,5
Jednoduchost montáže	3	1	4	3	2	0,25
Možnost tvoření propojení mezi sekcemi	3	1	2	3	3	0,25

Tabulka 4: Vyhodnocení vícekritériálního rozhodování

Kritéria	Typy spojení				
	S radiálními šrouby	Závitové	Bajonetový	RADAX	V-band
Mechanické vlastnosti	0,5	1	1	2	1,5
Jednoduchost montáže	0,75	0,25	1	0,75	0,5
Možnost tvoření propojení mezi sekcemi	0,75	0,25	0,5	0,75	0,75
Výsledný součet	2	1,5	2,5	3,5	2,75
Výsledné pořadí	4	5	3	1	2

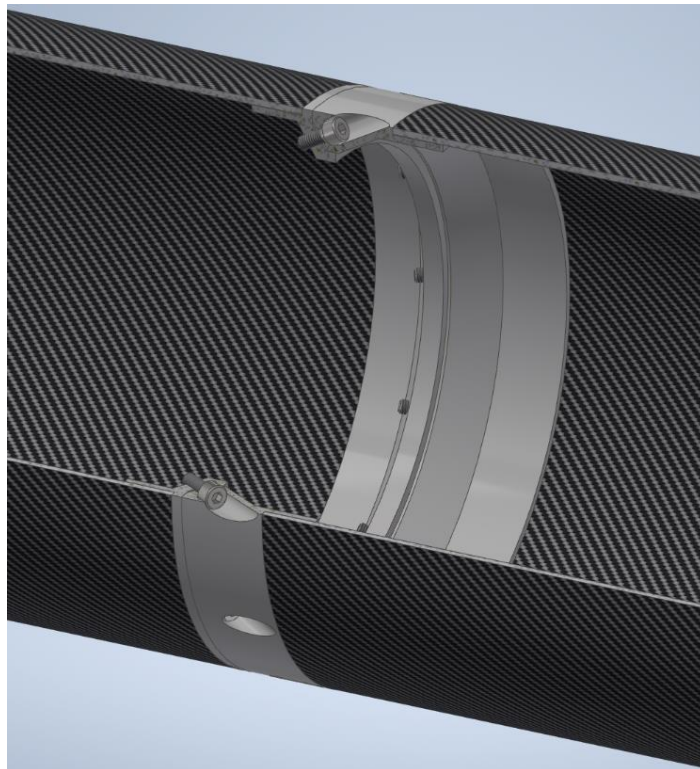
5.4 Shrnutí rozvahy

Dle vícekritériálního rozhodování byl jako nejlepší vyhodnocen spoj typu RADAX, a ten je tedy zvolen pro použití na raketě *Illustria*. Tento výsledek plyne z jeho všeobecně vynikajících parametrů a také z toho, že se jeho vlastnosti nejlépe překrývají s požadavky na něj kladenými. Ve všech kritériích dosahuje nejlepšího výsledku z porovnávaných spojů, jen s výjimkou jednoduchosti a rychlosti montáže, kde je překonán bajonetovým spojem. Na jeho dobré vlastnosti poukazuje i skutečnost, že je z těchto spojů v raketovém průmyslu zřejmě nejrozšířenější.

6 Návrh

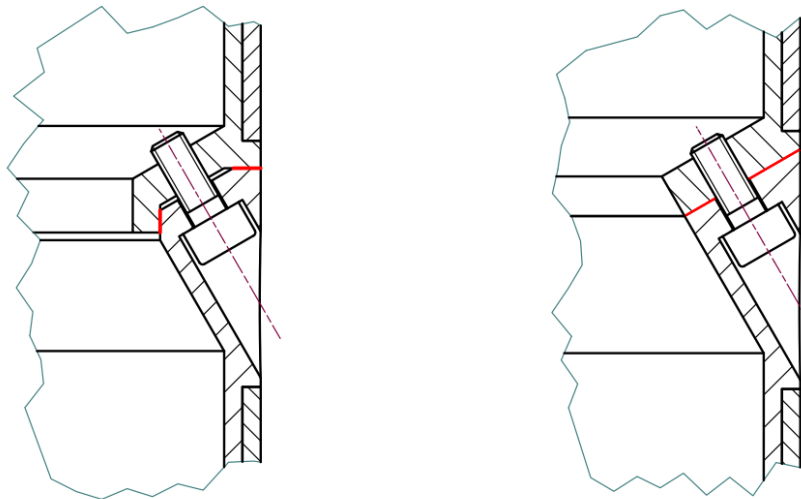
6.1 Konceptní návrh a rozbor zatížení

Na základě rozvahy bude proveden návrh spoje založeného na koncepci RADAX. Na obrázku 17 je zobrazen konceptuální model tohoto spoje umístěného do kompozitního trupu rakety, se kterým je spojený lepením. V tomto případě je pro ilustraci použito 12 šroubů se zápusťnou hlavou a jako materiál zvolena hliníková slitina. Konkrétní parametry budou stanoveny v průběhu návrhu.



Obrázek 17: Koncept spoje RADAX v trupu rakety

Nejprve je ale nutné rozhodnout pro konkrétní variantu spoje RADAX. Jak bylo uvedeno v kapitole 3.5, v praxi existují dvě provedení, a to klasické, s radiální a axiální kontaktní plochou, a zjednodušené s kuželovou kontaktní plochou. Na obrázku 18 jsou konceptní schémata těchto variant se zvýrazněnými kontaktními plochami.



Obrázek 18: Schémata konceptů spoje RADAX, vlevo klasický s radiálně-axiálními kontaktními plochami, vpravo zjednodušený s kuželovou kontaktní plochou (kontaktní plochy zvýrazněny červeně)

6.1.1 Příručka ECSS

Dvě výše uvedené varianty byly analyzovány zejména co se týče silových poměrů a pevnosti. Vzhledem k tomu, že se v principu jedná o šroubové spoje, bylo nejprve nutno zvolit vhodnou metodiku jejich řešení. Jelikož předmětem návrhu je součást pro raketový nosič, byla použita příručka pro návrh závitových spojů od organizace ECSS (*European Cooperation for Space Standardization*), která se zabývá tvorbou norem a doporučení pro evropský vesmírný průmysl. [31]

Jedním z prvních kroků návrhu podle ECSS je stanovení požadovaných součinitelů bezpečnosti vůči mezi kluzu sf_y a vůči mezi pevnosti sf_{ult} . Doporučené hodnoty se liší podle toho, zda je pevnost spoje vyhodnocována pouze početně, nebo je-li provedena zkouška na prototypu, či přímo letovém dílu. Taková zkouška není plánována, a proto byly zvoleny odpovídající hodnoty bezpečnosti: [31]

$$sf'_y = 1,25 \quad sf'_{ult} = 2,0$$

U spojů, u kterých může být obtížné určit rozložení zatížení a které jsou řešeny pouze početně, je ještě doporučeno zvýšit tyto součinitele koeficientem 1,15. Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti jsou tedy: [31]

$$sf_y = 1,4375 \quad sf_{ult} = 2,3$$

V příručce ECSS se k vyhodnocení bezpečnosti používá „rezerva bezpečnosti“ značená *MoS* (*Margin of safety*), která je obecně definovaná následující rovnicí [31]

$$MoS = \frac{\text{Přípustné zatížení}}{\text{Skutečné zatížení} \cdot sf} - 1. \quad (6.1)$$

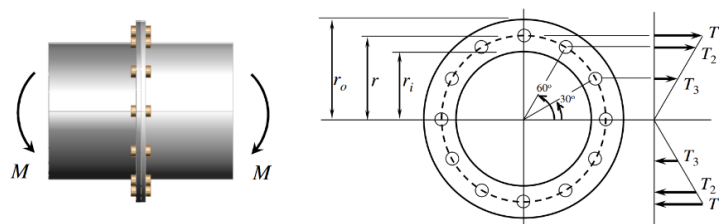
Přípustným zatížením může být například mez pevnosti a skutečným vypočtené napětí v součásti. Podmínka bezpečnosti je splněna, pokud *MoS* vychází větší nebo rovno nule. Tato metoda vyhodnocení bezpečnosti byla v této práci použita pro relevantní způsoby selhání šroubových spojů.

6.1.2 Srovnání variant RADAX

Pro analýzu šroubových spojů bylo nutné izolovat jeden šroub a určit síly na něj působící. Pro účely tohoto srovnání je předpokládáno, že je spoj tvořen 12 šrouby. Použité hodnoty zatížení vycházejí z kapitoly 4. Pro případ namáhání při otevření padáku bude na jeden šroub působit síla dle vztahu

$$F_1 = \frac{3910}{12} N = 326 N. \quad (6.2)$$

Případ dopadu na zem nebyl uvažován, protože síla na spoj je tlaková, a tedy šrouby nezatežuje. Pro ohybové namáhání bylo určení síly na jeden šroub obtížnější. Tento případ se podobá spojení dvou přírub namáhaných ohybem, u kterých lze řešit namáhání za předpokladu lineárního rozložení sil ve šroubech [32].



Obrázek 19: Rozložení sil na přírubách s 12 šrouby při ohybu [32]

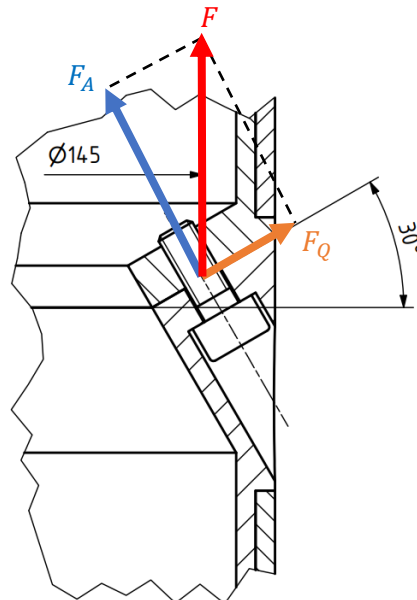
Pro sílu v nejnamáhanějším šroubu pro přírubu se 12 šrouby je dán následující vztah, ale obdobnou metodou by bylo možné určit tuto sílu pro libovolný počet šroubů. [32]

$$F_2 = \frac{M}{(2r + 4r \cdot \sin^2(60^\circ) + 4r \cdot \sin^2(30^\circ))} \quad (6.3)$$

Pro ohybový moment platí $M = 270 \text{ Nm}$ a r je poloměr roztečné kružnice šroubů, který je odečten z koncepčního CAD modelu jako $r = 72,5 \text{ mm}$. Nejnamáhanější šroub je tedy namáhán silou

$$F_2 = \frac{270}{(2 \cdot 0,0725 + 4 \cdot 0,0725 \cdot \sin^2(60^\circ) + 4 \cdot 0,0725 \cdot \sin^2(30^\circ))} N = 621 \text{ N}. \quad (6.4)$$

Pro účely následujícího srovnání variant spoje RADAX byla tedy uvažována síla $F = 621 \text{ N}$, protože je ze dvou zjištěných sil větší. Cílem bylo stanovit síly, kterým by byly šrouby u jednotlivých variant vystaveny. Nejprve byl proveden rozbor sil ve zjednodušeném RADAX spoji (s kuželovou kontaktní plochou).



Obrázek 20: Síly působící na šroub ve zjednodušeném spoji RADAX

V tomto případě je síla F působící na šroubový spoj rozložena do axiální síly F_A a stříhové síly F_Q , které jsou rovny

$$F_A = F \cdot \cos(30^\circ) = 621 \cdot \cos(30^\circ) \text{ N} = 537,8 \text{ N}, \quad (6.5)$$

$$F_Q = F \cdot \sin(30^\circ) = 621 \cdot \sin(30^\circ) \text{ N} = 310,5 \text{ N}. \quad (6.6)$$

Z pohledu příručky ECSS se tedy jedná o kombinované axiální a stříhové namáhání. V tomto případě je vhodné, aby stříhová síla byla přenesena třecími silami mezi spojovanými součástmi, a nikoliv samotným šroubem. Na základě požadavku, aby třecí síla byla vyšší než

stříhová síla F_Q je v příručce uveden následující vztah pro vyhodnocení bezpečnosti proti proklouznutí [31]

$$MoS_{slip} = \frac{(F_{V,min} - (1 - \Phi_{e,n})F_A) \cdot \mu_s \cdot x}{F_Q \cdot sf_{ult}} - 1, \quad (6.7)$$

přičemž člen $(F_{V,min} - (1 - \Phi_{e,n})F_A)$ je roven tlakové síle mezi součástmi F_C . Koeficient tření je pro součásti z hliníkových slitin roven $\mu_s = 0,21$ a x je počet kontaktních povrchů, v tomto případě roven jedné. [31]

Z tohoto vztahu vyplývá požadavek na minimální kontaktní sílu F_C mezi součástmi. Pro její určení bylo uvažováno, že MoS_{slip} bude nabývat své minimální přípustné hodnoty 0 a následně upravit daný vztah:

$$0 = \frac{F_C \cdot \mu_s}{F_Q \cdot sf_{ult}} - 1 \quad (6.8)$$

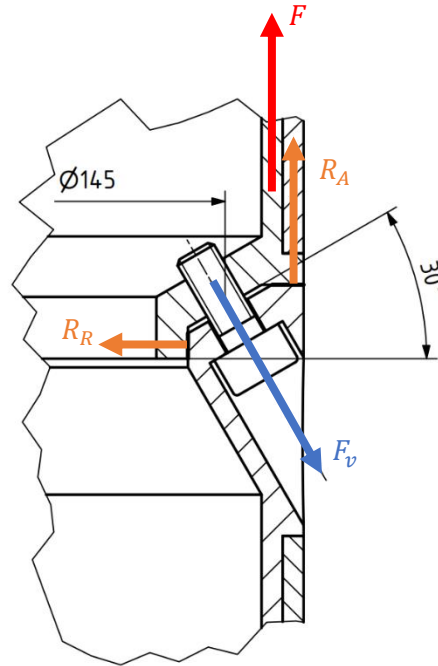
$$F_C = \frac{F_Q \cdot sf_{ult}}{\mu_s} \quad (6.9)$$

Minimální přípustná hodnota kontaktní síly F_C je tedy

$$F_C = \frac{310,5 \cdot 2,3}{0,21} N = \mathbf{3401 N}. \quad (6.10)$$

Šrouby by při použití této koncepce musely být předepjaté na hodnotu vyšší, než je $3401 N$, tak, aby byla tato kontaktní síla zaručena při zátěži. Skutečné potřebné předpětí by záviselo na tuhosti šroubu a spojovaných přírub.

Dále byl proveden obdobný rozbor pro klasickou koncepci RADAX spoje s radiální a axiální kontaktní plochou.



Obrázek 21: Síly ve šroubovém spoji na klasickém spoji RADAX, pro přehlednost jsou zobrazeny pouze síly a reakce působící na horní přírubu.

Na obrázku 21 jsou zobrazeny síly v klasickém RADAX spoji. Síla $F = 621 \text{ N}$ je stanovená síla připadající na jeden šroub, F_v je síla ve šroubu a R_R a R_A jsou reakce od radiálních a axiálních kontaktních ploch. Z rovnováhy sil bylo stanoveno, že platí

$$F_v \cdot \cos(30^\circ) = F + R_A \quad a \quad (6.11)$$

$$F_v \cdot \sin(30^\circ) = R_R. \quad (6.12)$$

Pro správnou funkčnost spoje je nutné, aby byla zachována kompaktnost, tedy aby mezi kontaktními plochami nevznikla mezera. Šroub je poté namáhán pouze axiální silou. Aby byla splněna podmínka kompaktnosti musí platit, že $R_R > 0$ a $R_A > 0$. Pro reakci R_R je toto splněno vždy, z podmínky pro R_A byl úpravou získán následující požadavek na sílu ve šroubu F_v .

$$F_v \cdot \cos(30^\circ) - F > 0 \quad (6.13)$$

$$F_v > \frac{F}{\cos(30^\circ)} \quad (6.14)$$

Příručka ECSS udává vztah pro určení bezpečnosti vůči ztrátě kompaktnosti, ale ten není pro tento případ přímo aplikovatelný. Kromě toho ale doporučuje hodnotu součinitele

bezpečnosti pro tuto situaci jako $sf_{gap} = 1,4$ (pokud je zachování kompaktnosti kritické pro bezpečnost). Tento součinitel byl využit pro úpravu výše uvedeného vzorce. [31]

$$F_v > sf_{gap} \cdot \frac{F}{\cos(30^\circ)} \quad (6.15)$$

Pro bezpečný přenos zatížení musí tedy pro sílu ve šroubu (předpětí) F_v platit

$$F_v > 1,4 \cdot \frac{621}{\cos(30^\circ)} N, \quad (6.16)$$

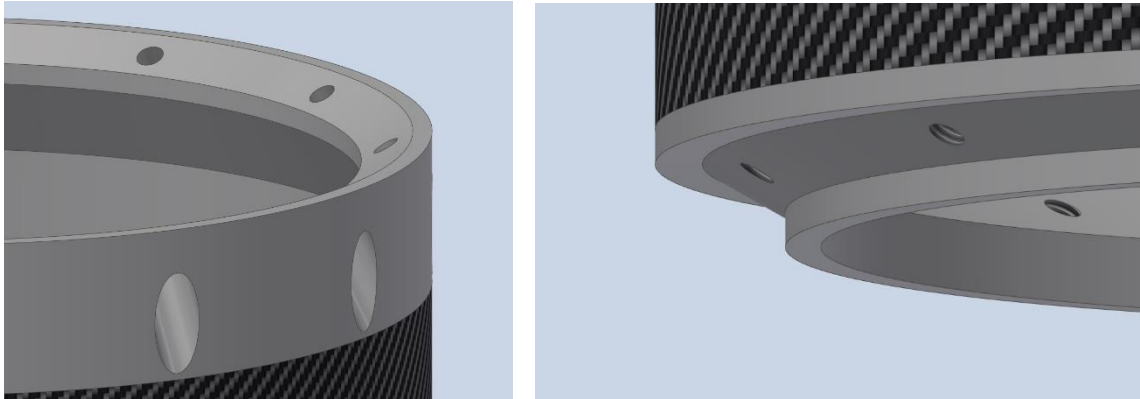
$$F_v > \mathbf{1004 N}. \quad (6.17)$$

Při použití klasické koncepce spoje RADAX s radiální a axiální kontaktní plochou se 12 šrouby by tedy ve šroubech musela být síla nejméně $1004 N$, respektive by na tuto hodnotu musely být předepjaté.

6.1.3 Shrnutí

Výše uvedenými předběžnými výpočty bylo ukázáno, že ve zjednodušené variantě RADAX spoje by šrouby pro přenos požadovaného zatížení musely být předepjaty na nejméně $3401 N$. Naopak pro klasickou variantu s radiální a axiální kontaktní plochou je tato hodnota díky příznivějším silovým poměrům více než třikrát menší, a to $1004 N$. Je to dáno zejména přítomností tvarového zámku a s tím související zbravení se nutnosti přenášet stříhovou sílu pomocí tření.

Vzhledem k těmto vlastnostem by při použití klasického provedení bylo možné použít menší šrouby, nebo až třikrát méně stejných šroubů v porovnání se zjednodušeným provedením. Díky tomu může být ušetřena hmotnost, nebo naopak dosaženo lepších pevnostních vlastností. Koncept spoje RADAX s radiální a axiální kontaktní plochou byl tedy zvolen k vypracování podrobného konstrukčního návrhu.



Obrázek 22: Detailní pohledy na dolní a horní část vybraného koncepčního modelu RADAX spoje

6.2 Konstrukční návrh

V této kapitole je popsán samotný konstrukční návrh RADAX spoje. Jeho součástí je volba materiálu a geometrie spoje, a také kontrolní výpočty, které musely být z části provedeny pomocí metody konečných prvků. Celý návrh spolu s výpočty prošel mnoha iteracemi, zejména co se týče utahovacího momentu a velikosti a počtu šroubů, přičemž v následující kapitole je popsána finální verze návrhu. Některé postupné iterace jsou zachyceny v kapitole 6.2.8.

6.2.1 Volba materiálu

V rámci návrhu musel být nejprve zvolen vhodný materiál součástí. Za předpokladu, že součásti budou obráběny z polotovaru v podobě kruhové tyče, byly zvažovány běžné tvářené slitiny hliníku, a to 2024, 6061 a 7075, jejichž některé vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 5. Pouze pro srovnání je také uvedena konstrukční ocel E335.

Tabulka 5: Srovnání materiálů

Materiál	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Hustota [kg · m ⁻³]	Měrná pevnost [$\frac{MPa}{kg \cdot m^{-3}}$]	Korozivzdornost	Zdroj
2024 T4	324	469	2770	0,169	Nízká	[33]
6061 T6	276	310	2700	0,115	Vysoká	[34]
7075 T6	503	572	2810	0,204	Střední	[35]
Ocel E335	265	710	7850	0,090	-	[36] [37]

Kromě meze pevnosti a hustoty je v tabulce 5 uvedena také měrná pevnost (dopočtena jako podíl meze pevnosti a hustoty) a korozivzdornost. Vzhledem k požadavku na minimalizaci

hmotnosti je ocel kvůli své vysoké hustotě nevhodná. Má navíc nejnižší měrnou pevnost a její vyšší hustota tedy není adekvátně vyrovnána lepšími mechanickými vlastnostmi.

Co se pevnosti týče, z porovnávaných slitin hliníku nejlépe vychází slitina 7075. V porovnání s ostatními má sice vyšší hustotu, ale i tak dosahuje nejvyšší měrné pevnosti. Slitina 2024 poskytuje v porovnání pouze minimální snížení hustoty, za cenu poklesu mechanických vlastností a nízké odolnosti vůči korozi. Slitina 6061 se sice vyznačuje vysokou korozivzdorností a nízkou hustotou, ale zároveň má výrazně horší mechanické vlastnosti.

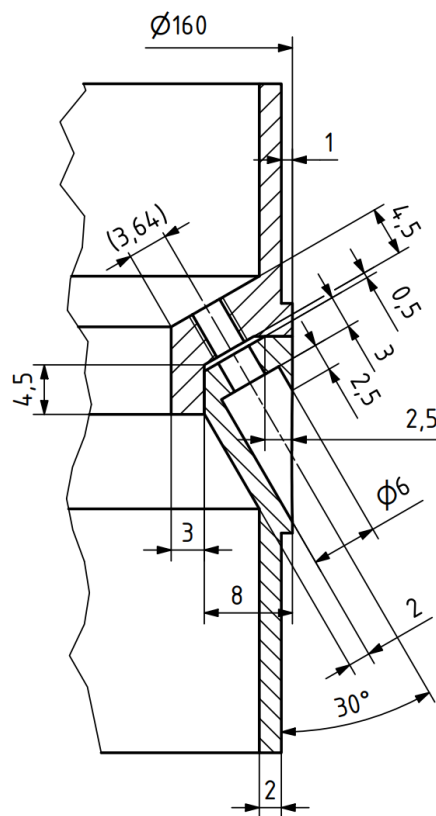
Vzhledem k jejímu nejlepšímu poměru pevnosti, hustoty a korozivzdornosti byla jako materiál pro konstrukci spojů RADAX zvolena slitina 7075. Její vysoká pevnost je v tomto případě výhodná zejména pro zvýšení únosnosti závitů. Konkrétně byla zvolena slitina EN AW-7075 v provedení T6, která je komerčně dostupná ve vhodných rozměrech [38].

6.2.2 Geometrie spoje

Dalším krokem návrhu byla samotná volba geometrie spoje RADAX, pro kterou je zásadní zvolený rozměr a druh šroubu. Nejprve bylo zvoleno samotné provedení šroubu, přičemž pro vhodné rozměry hlavy byly zvažovány šrouby s půlkulatou hlavou s vnitřním šestihranem dle ISO 7380, které ale mají právě kvůli tvaru hlavy sníženou únosnost [39]. Proto byly nakonec zvoleny běžné šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem dle ČSN EN ISO 4762 [40]. Velikost šroubů se po několika iteracích ustálila na závitě M3 a pevnostní třídě šroubu 12.9.

Další skutečnost, které musela být věnována pozornost je nutnost jištění šroubů proti povolání. Příručka ECSS vzhledem k vibracím, kterým jsou šroubové spoje na raketách vystaveny, doporučuje jištění pomocí různých pojistných matic nebo závitových vložek *Helicoil*. Vzhledem k tomu, že návrh počítá s použitím děr se závitěm, byl jako nejvhodnější způsob jištění vybrán systém *Helicoil*. Ten navíc kromě jištění také zvyšuje únosnost závitů z hliníkových slitin a zlepšuje odolnost proti opotřebení. Dle katalogu výrobce byla pro vybranou kombinaci pevnosti materiálu součásti (>400 MPa) a šroubu (12.9) vybrána jmenovitá délka závitové vložky 1,5 průměru šroubu (4,5 mm). Stejnou délku závitě doporučuje i příručka ECSS. Konkrétně byla zvolena varianta závitové vložky s pojistnou funkcí *Helicoil® plus screwlock* od výrobce *Böllhoff*. [31] [41]

Na základě výše stanovených parametrů šroubového spoje a s ohledem na požadavek na minimalizaci hmotnosti byl vytvořen návrh geometrie spoje, který je zobrazen na následujícím obrázku.



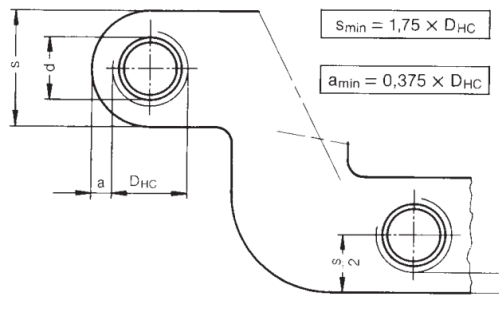
Obrázek 23: Návrh geometrie spoje RADAX s některými vyznačenými rozměry

Jednotlivé rozměry byly voleny na základě různých požadavků. Úhel sklonu šroubů od podélné osy byl zvolen jako 30° , protože tento úhel je dobrým kompromisem mezi mechanickými vlastnostmi a rozměry spoje. Menší úhel by vedl k lepšímu využití předpětí šroubů pro axiální předepnutí spoje, ale zároveň by znatelně zvětšoval jeho délku a hmotnost. Větší úhel by naopak způsoboval zvětšení šířky spoje a omezení prostoru uvnitř rakety.

Průměry děr pro šrouby ($3,2 \text{ mm}$) a pro zápusťné hlavy šroubů (6 mm) byly stanoveny podle strojnických tabulek [40]. Minimální hloubka zapuštění $2,5 \text{ mm}$ byla zvolena tak, aby hlavy šroubů byly zcela skryty uvnitř spoje a nebyly vystaveny proudění vzduchu. Šířka materiálu v místě závitů byla určena podle požadavků na délku závitů uvedených výše a šířka pod hlavou šroubu byla zvolena jako rovná jmenovitému průměru šroubu (3 mm).

Vůle mezi kuželovými plochami byla zvolena jako $0,5 \text{ mm}$ a šířka axiální kontaktní plochy jako $2,5 \text{ mm}$. Kontaktní plocha je tedy tvořena mezikružím o vnějším průměru 160 mm a vnitřním 155 mm . S ohledem na technologičnost výroby byla minimální tloušťka stěn zvolena jako 2 mm .

Výrobce závitových vložek *Helicoil* udává minimální potřebnou sílu stěny okolo vložky dle obrázku 24.



Obrázek 24: Minimální síla stěny pro závitové vložky *Helicoil* [41]

Pro kontrolu potřebný rozměr $s/2$ byl stanoven dle následujícího vztahu, přičemž D_{HC} je vnější průměr lůžkového závitu vložky, který je pro zvolený rozměr šroubu roven $D_{HC} = 3,65 \text{ mm}$. [41]

$$\frac{s}{2} = \frac{1,75 \cdot D_{HC}}{2} = \frac{1,75 \cdot 3,65}{2} \text{ mm} = \frac{1,75 \cdot 3,65}{2} \text{ mm} = 3,19 \text{ mm} \quad (6.18)$$

Minimální tloušťka materiálu okolo vložky *Helicoil* je dle zvolené geometrie spoje rovna $3,64 \text{ mm}$ (viz Obrázek 24), což je více než požadovaná hodnota $s/2 = 3,19 \text{ mm}$ a tento požadavek je tedy splněn.

6.2.3 Stanovení potřebného předpětí a počet šroubů

Dalším krokem návrhu bylo stanovení potřebného předpětí ve spoji a šroubech. To už sice bylo částečně řešeno v kapitole 6.1.2, kde bylo určeno, že kritickým zatížením je manipulační ohybový moment, ale nevýhodou použité metody byla závislost na počtu šroubů. Proto byla pro stanovení předpětí ve spoji použita jiná metoda uvedená v literatuře, a to pomocí kontaktních tlaků. [42]

Pro určení potřebného předpětí se vycházelo z podmínky kompaktnosti, pro kterou platí [42]

$$p_{min} = p_0 - p_V + p_{MB} \geq (1 \div 2) \text{ MPa}, \quad (6.19)$$

kde p_{min} je minimální kontaktní tlak v kontaktní ploše, p_0 je tlak vyvolaný předpětím, p_V je změna tlaku vyvolaná vnější silou, která v tomto případě nebyla uvažována a p_{MB} je změna tlaku vyvolaná ohybovým momentem, daná následovně [42]

$$p_{MB} = \frac{M}{J_y} \cdot x_b. \quad (6.20)$$

M je ohybový moment (viz kapitola 4), J_y je kvadratický moment průřezu kontaktní plochy, tvořené mezikružím o vnitřním průměru $d = 155 \text{ mm}$ a vnějším $D = 160 \text{ mm}$ a tedy platí [43]

$$J_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(160^4 - 155^4)}{64} \text{ mm}^4 = 3\,836\,639 \text{ mm}^4. \quad (6.21)$$

Souřadnice x_b odpovídá poloze nejvzdálenějšího bodu průřezu od neutrální osy a je tedy rovna $-D/2 = -80 \text{ mm}$ (záporná, protože je řešen tlak p_{min}). Tlak p_0 vyvolaný předpětím je dán jako [42]

$$p_0 = \frac{Q_0}{S}. \quad (6.22)$$

Kde síla Q_0 je celkové předpětí ve spoji a S je kontaktní plocha, pro kterou platí

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(160^2 - 155^2)}{4} \text{ mm}^2 = 1\,237 \text{ mm}^2. \quad (6.23)$$

Dosazením a úpravou lze vyjádřit vztah pro minimální potřebné celkové předpětí ve spoji Q_0 :

$$p_{min} = \frac{Q_0}{S} + \frac{M}{J_y} \cdot \left(-\frac{D}{2}\right) \geq p_{minD} = 2 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

$$\frac{Q_0}{S} \geq p_{minD} + \frac{M \cdot D}{2 \cdot J_y} \quad (6.25)$$

$$Q_0 \geq S \cdot \left(p_{minD} + \frac{M \cdot D}{2 \cdot J_y}\right) \quad (6.26)$$

Tento vztah tedy udává minimální celkové axiální předpětí ve spoji RADAX pro zajištění kompaktnosti. Vzhledem k tomu že šrouby jsou od podélné osy vychýlené o 30 stupňů, byl tento vztah upraven tak, aby byl přímo aplikovatelný. Bylo určeno fiktivní předpětí ve šroubech Q'_0 , které odpovídá sumě předpětí v jednotlivých šroubech a je rovno

$$Q'_0 \geq \frac{S}{\cos(30^\circ)} \cdot \left(p_{minD} + \frac{M \cdot D}{2 \cdot J_y} \right) = \frac{1\,237}{\cos(30^\circ)} \cdot \left(2 + \frac{270\,000 \cdot 160}{2 \cdot 3\,836\,639} \right) N \quad (6.27)$$

$$Q'_0 \geq 10\,898,3 N. \quad (6.28)$$

Na základě toho byl obecně formulován požadavek na minimální předpětí v jednom šroubu F_{vmin} , v závislosti na počtu šroubů n

$$F_{vmin} \geq \frac{Q'_0}{n}. \quad (6.29)$$

Volba samotného počtu šroubů ve spoji je ovlivněna mnoho parametry. Dle hodnot naměřených v dříve zmíněné americké studii, která spoj RADAX poprvé popsala, je patrné, že mechanické vlastnosti spoje rostou s počtem šroubů téměř lineárně [1]. Na druhou stranu je příliš vysoký počet šroubů nevýhodný, kvůli složitosti a časové náročnosti montáže.

Po několika iteracích bylo zvoleno použití 16 šroubů M3 12.9. Tento počet zároveň odpovídá i nejmenšímu počtu šroubů zkoumaném v rámci výše uvedené studie [1]. Pro zvolený počet šroubů tedy musí platit podmínka pro minimální předpětí

$$F_{V,min} \geq \frac{10898,3}{16} N, \quad (6.30)$$

$$F_{V,min} \geq 681,1 N \quad (6.31)$$

Na základě určených parametrů byla dále provedena kontrola navrženého šroubového spoje dle příručky ECSS.

6.2.4 Výpočet předpětí a bezpečnosti utahování dle ECSS

Tato kapitola shrnuje první část kontrolních výpočtů šroubového spojení dle ECSS. Navrhovaný šroubový spoj je namáhán pouze axiálně a je pro něj relevantní kontrola následujících rezerv bezpečnosti MoS . [31]

Tabulka 6: Posuzované způsoby selhání šroubového spoje [31]

Druh namáhání		MoS
Namáhání šroubu při utahování	Vůči mezi kluzu	$MoS_{ti,y}$
	Vůči mezi pevnosti	$MoS_{ti,ult}$
Namáhání šroubu při zátěži	Vůči mezi kluzu	$MoS_{tot,y}$
	Vůči mezi pevnosti	$MoS_{tot,ult}$
Vytržení závitu stříhem		MoS_{th}
Otláčení plochy pod hlavou šroubu		MoS_{crush}

Nejprve byly určeny potřebné vstupní parametry pro kontrolní výpočty, přičemž některé musely být dopočteny pomocí uvedených vztahů. V následující tabulce jsou uvedeny parametry šroubu. Značení je přejato z příručky ECSS [31].

Tabulka 7: Parametry zvoleného šroubu

Vlastnost	Značka	Hodnota	Použitý vztah	Zdroj
Závit	-	M3	-	-
Třída pevnosti	-	12.9	-	-
Mez pevnosti	σ_{ult}	1200 MPa	-	-
Mez kluzu	σ_y	1080 MPa	-	-
Mez pevnosti ve smyku	$\tau_{ult,b}$	720 MPa	$\tau_{ult} = 0,6 \cdot \sigma_{ult}$	[31]
Velký průměr	d	3 mm	-	[40]
Rozteč	p	0,5 mm	-	[40]
Střední průměr	d_2	2,675 mm	-	[40]
Malý průměr šroubu	d_3	2,387 mm	-	[40]
Malý průměr závitu	D_1	2,459 mm	-	[40]
Průměr pro výpočet napětí	d_s	2,531 mm	$d_s = 0,5 \cdot (d_2 + d_3)$	[31]
Plocha pro výpočet napětí	A_s	5,031 mm ²	$A_s = 0,25 \cdot \pi d_s^2$	[31]
Plocha na malém průměru	A_3	4,475 mm ²	$A_3 = 0,25 \cdot \pi d_3^2$	[31]
Úhel profilu	α	60°	-	[31]
Polovina úhlu profilu	θ	30°	$\theta = \alpha/2$	[31]
Úhel stoupání	φ	3,405°	$\varphi = \arctg(p/\pi d_2)$	[31]
Úhel pod hlavou šroubu	λ	180°	-	[31]
Průměr hlavy šroubu	D_{head}	5,5 mm	-	[40]
Průměr díry pro šroub	D_h	3,2 mm	-	[40]
Průměr pro tření pod hlavou	d_{uh}	4,35 mm	$d_{uh} = 0,5 \cdot (D_{head} + D_h)$	[31]
Délka zašroubování	L_{eng}	4,5 mm	-	-

Dále byly určeny mechanické parametry materiálů spojovaných součástí, hodnoty jsou převzaty z materiálové příručky pro letecké aplikace, která je zároveň používána v rámci příručky ECSS. Materiálové vlastnosti jsou odečteny pro odpovídající druh a rozměr polotovaru. [31] [44]

Tabulka 8: Materiálové vlastnosti spojovaných přírub

Vlastnost	Značka	Hodnota	Zdroj
Materiál	-	7075 T6	-
Mez pevnosti	-	475 MPa	[44]
Mez kluzu	-	413 MPa	[44]
Mez pevnosti ve smyku	$\tau_{ult,n}$	317 MPa	[44]
Modul pružnosti	E	71 GPa	[44]
Mez otačení – pevnost	$\sigma_{br,ult}$	689 MPa	[44]
Mez otačení – kluz	$\sigma_{br,y}$	593 MPa	[44]

Nakonec byly určeny vybrané parametry závitové vložky *Helicoil* dle katalogu výrobce. Hodnota středního průměru lůžkového závitu v něm není udána, ale byla určena dle vztahu z příručky ECSS, protože je potřebná k výpočtu.

Tabulka 9: Vlastnosti závitové vložky *Helicoil*

Vlastnost	Značka	Hodnota	Použitý vztah	Zdroj
Závitová vložka	Böllhoff Helicoil plus 4132 003 0045			[41]
Mez pevnosti	σ_{ultHC}	1400 MPa	-	[41]
Mez pevnosti ve smyku	$\tau_{ult,HC}$	840 MPa	$\tau_{ult} = 0,6 \cdot \sigma_{ult}$	[31]
Vnější průměr lůžkového závitu	D_{HC}	3,65 mm	-	[41]
Malý průměr lůžkového závitu	D_{1HC}	3,165 mm	-	[41]
Rozteč	p_{HC}	0,5 mm	-	[41]
Střední průměr lůžkového závitu	D_{2HC}	3,325 mm	$d_2 = d - 0,64952p$	[31]
Úhel profilu	$alfa$	60°	-	[31]
Polovina úhlu profilu	θ	30°	$\theta = \alpha/2$	[31]
Maximální svěrný moment	M_p	0,43 Nm	-	[41]

Na základě vstupních dat bylo přistoupeno k samotnému výpočtu. Pro urychlení řešení opakovaných výpočtů byl vytvořen výpočetní list v programu Microsoft Excel, který je uveden v příloze 1. V následující části je výpočet podrobně popsán.

Prvním krokem bylo zvolení předběžného nominálního předpětí F_V . V kapitole 6.2.3 bylo určeno, že pro minimální předpětí musí platit $F_{V,min} \geq 681,1 N$. Příručka ECSS doporučuje stanovení F_V pomocí koeficientu využití meze kluzu γ , který by měl náležet intervalu od 0,5 do 0,8. Při volbě $\gamma = 0,5$ je nominální předpětí určeno jako [31]

$$F_V = \gamma \cdot \sigma_y \cdot A_s = 0,5 \cdot 1080 \cdot 5,031 N = 2716,7 N. \quad (6.32)$$

Dále byl stanoven předběžný utahovací moment M_{app} , pro který platí vztah [31]

$$M_{app} = M_{th} + M_{uh} + M_P. \quad (6.33)$$

Moment M_{th} je moment v závitu, M_{uh} je třecí moment pod hlavou šroubu a M_P je svěrný moment jistícího systému (*Helicoil*). Pro určení momentů M_{th} a M_{uh} bylo nutno určit třecí koeficienty v závitu μ_{th} a pod hlavou šroubu μ_{uh} . Pro danou kombinaci materiálů a spojovacích prvků byly dle příručky ECSS zvoleny takto

$$\mu_{th} = 0,15 \quad a \quad \mu_{uh} = 0,20.$$

Pro výpočet momentu M_{th} byl nejprve určen třecí úhel ρ dle vztahu [31]

$$\rho = \arctg\left(\frac{\mu_{th}}{\cos(\theta)}\right) = \arctg\left(\frac{0,15}{\cos(30^\circ)}\right) = 9,826^\circ \quad (6.34)$$

Moment v závitu byl vypočten podle vztahu [31]

$$M_{th} = F_V \cdot tg(\varphi + \rho) \cdot \frac{d_2}{2} = 2716,7 \cdot tg(3,405^\circ + 9,826^\circ) \cdot \frac{0,002675}{2} Nm \quad (6.35)$$

$$M_{th} = 0,854 Nm. \quad (6.36)$$

Pro třecí moment pod hlavou šroubu je dán následující vztah (hodnoty d_{uh} a λ viz Tabulka 7). [31]

$$M_{uh} = F_V \frac{\mu_{uh} d_{uh}}{2} \frac{1}{\sin(\lambda/2)} = 2716,7 \cdot \frac{0,2 \cdot 0,00435}{2} \frac{1}{\sin(180/2)} Nm \quad (6.37)$$

$$M_{uh} = 1,182 Nm \quad (6.38)$$

Moment M_p byl určen dle katalogu výrobce závitové vložky (viz Tabulka 9) [41]. Předběžný utahovací moment je tedy určen jako

$$M_{app} = M_{th} + M_{uh} + M_p = 0,854 + 1,182 + 0,430 \text{ Nm} \quad (6.39)$$

$$M_{app} = 2,466 \text{ Nm}. \quad (6.40)$$

Pro tento utahovací moment ovšem vychází záporná hodnota $MoS_{ti,y}$ a tedy není splněna podmínka bezpečnosti při utahování. Iterační metodou byl stanoven nový utahovací moment, který by splnil tuto podmínku, a zároveň by zaručil požadavek na minimální předpětí $F_{V,min} \geq 681,1 \text{ N}$. Byl zvolen jako

$$M_{nom} = 1,8 \text{ Nm}. \quad (6.41)$$

Pro tento utahovací moment bylo dále určeno maximální a minimální skutečné předpětí $F_{V,max}$ a $F_{V,min}$, které může ve spoji vyvolat. Rozpětí těchto hodnot je poměrně velké, což je dáno zejména velkým rozptylem zvolených součinitelů tření μ_{th} a μ_{uh} , a rozptylem svěrného momentu vložky *Helicoil*. Pro určení předpětí lze použít buď metodu experimentálních koeficientů, která vyžaduje měření součinitelů tření pro konkrétní spojovací materiál, nebo metodu typických koeficientů, která vychází z typického rozptylu těchto součinitelů. Pro její relativní jednoduchost byla zvolena druhá metoda. [31]

Nejprve byly určeny maximální a minimální aplikované utahovací momenty $M_{app,max}$ a $M_{app,min}$, které jsou dány přesností použitého momentového klíče ω . Pro běžně dostupné momentové šroubováky s odpovídajícím rozsahem je tato hodnota $\pm 6 \%$ [45] [46]. Platí vztahy [31]

$$M_{app,max} = (1 + \omega) \cdot M_{nom} = (1 + 0,06) \cdot 1,8 \text{ Nm} = 1,908 \text{ Nm}, \quad (6.42)$$

$$M_{app,min} = (1 - \omega) \cdot M_{nom} = (1 - 0,06) \cdot 1,8 \text{ Nm} = 1,692 \text{ Nm}. \quad (6.43)$$

Pro předpětí $F_{V,max}$ a $F_{V,min}$ jsou dány následující vztahy, přičemž členy $F_{\Delta T+}$ a $F_{\Delta T-}$ jsou změny předpětí vlivem změn teplot. Pro navrhovaný spoj nejsou vzhledem k délce mise předpokládány teplotní výkyvy a tyto členy byly tedy zanedbány. [31]

$$F_{V,max} = \frac{(1 + \varepsilon) \cdot M_{app,max}}{\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \left(\operatorname{tg}(\varphi) + \frac{\mu_{th,nom}}{\cos(\theta)} \right) + \frac{1}{2} \cdot d_{uh} \cdot \mu_{uh,nom}} + F_{\Delta T^+} \quad (6.45)$$

$$F_{V,min} = \frac{(1 - \varepsilon) \cdot (M_{app,min} - M_{p,max})}{\frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \left(\operatorname{tg}(\varphi) + \frac{\mu_{th,nom}}{\cos(\theta)} \right) + \frac{1}{2} \cdot d_{uh} \cdot \mu_{uh,nom}} + F_{\Delta T^-} - F_Z \quad (6.46)$$

Faktor nejistoty ε v sobě zahrnuje rozptyl součinitelů tření i dalších parametrů. Pro daný způsob utahování je roven $\varepsilon = \pm 0,35$. Hodnota F_Z je ztráta předpětí vznikající sesedáním materiálu (*embedding*, překlad dle [47]), které je způsobeno drsnostmi a nerovnostmi kontaktních povrchů. Zjednodušeně jej lze určit jako 5 % nominálního předpětí. [31]

$$F_Z = 0,05 \cdot F_V = 0,05 \cdot 2716,7 \text{ N} = 135,8 \text{ N} \quad (6.47)$$

Dané hodnoty byly dosazeny do vztahů 6.45 a 6.46:

$$F_{V,max} = \frac{(1 + 0,35) \cdot 1,908}{\frac{1}{2} \cdot 0,002675 \cdot \left(\operatorname{tg}(3,405^\circ) + \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} \right) + \frac{1}{2} \cdot 0,00435 \cdot 0,2} \text{ N} \quad (6.48)$$

$$\mathbf{F_{V,max} = 3451,7 \text{ N}} \quad (6.49)$$

$$F_{V,min} = \frac{(1 - 0,35) \cdot (1,692 - 0,43)}{\frac{1}{2} \cdot 0,002675 \cdot \left(\operatorname{tg}(3,405^\circ) + \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} \right) + \frac{1}{2} \cdot 0,00435 \cdot 0,2} - 135,8 \text{ N} \quad (6.50)$$

$$\mathbf{F_{V,min} = 963,4 \text{ N}} \quad (6.51)$$

Maximální předpětí, které může nastat ve šroubovém spoji při utažení na stanovený utahovací moment, je tedy $F_{V,max} = 3451,7 \text{ N}$ a minimální $F_{V,min} = 963,4 \text{ N}$. Toto rozpětí je sice poměrně široké, ale jeho snížení by vyžadovalo použití složitějších metod utahování a ideálně také měření součinitelů tření. Podstatné je, že i na minimální možné hodnotě $F_{V,min}$ byla splněna podmínka na minimální předpětí $F_{V,min} \geq 681,1 \text{ N}$, formulovaná v kapitole 6.2.3.

Nakonec byla provedena kontrola bezpečnosti při utahování šroubu, přičemž bylo uvažováno namáhání pro případ dosažení nejvyššího předpětí $F_{V,max}$. Šroub je namáhán

kombinovaným krutem a tahem, k určení redukovaného napětí byla použita metoda HMM (*Von Mises*), dle vztahu [31]

$$\sigma_{v.m.} = \sqrt{\sigma_{V,max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (6.52)$$

Pro maximální smykové napětí τ_{max} platí [31]

$$\tau_{max} = \frac{M_{app,max} - M_{uh,min}}{W_p}, \quad (6.53)$$

Kde minimální třecí moment pod hlavou šroubu $M_{uh,min}$ je dán následujícím vztahem. Vzhledem k tomu, že vliv teploty $F_{\Delta T^+}$ nebyl uvažován v předchozím výpočtu, tak nebyl použit ani zde. [31]

$$M_{uh,min} = \frac{d_{uh}}{2} (F_{V,max} - F_{\Delta T^+}) \cdot \mu_{uh,min} = \frac{0,00435}{2} (3451,7) \cdot 0,2 \text{ Nm} = 1,501 \text{ Nm} \quad (6.54)$$

Polární průřezový modul v krutu W_p byl určen následujícím způsobem, přičemž platí $d_0 = d_3$. [31]

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,002387^3}{16} \text{ m}^3 = 2,670 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \quad (6.55)$$

Maximální smykové napětí je tedy rovno

$$\tau_{max} = \frac{1,908 - 1,501}{2,670 \cdot 10^{-9}} \text{ Pa} = 152,4 \text{ MPa}. \quad (6.56)$$

Pro maximální tahové napětí způsobené předpětím byl použit vztah [31]

$$\sigma_{V,max} = \frac{F_{V,max} - F_{\Delta T^+}}{A_0} = \frac{3451,7}{4,475} \text{ MPa} = 771,3 \text{ MPa}. \quad (6.57)$$

Teplotní vliv $F_{\Delta T^+}$ opět nebyl uvažován a $A_0 = A_3$. Výsledné redukované napětí je tedy rovno [31]

$$\sigma_{v.m.} = \sqrt{771,3^2 + 3 \cdot 152,4^2} \text{ MPa} = 815,2 \text{ MPa}. \quad (6.58)$$

Porovnáním této hodnoty s materiálovými vlastnostmi byly stanoveny rezervy bezpečnosti MoS vůči mezi kluzu a mezi pevnosti. V tomto případě nebyly použity součinitele bezpečnosti sf_y a sf_{ult} , protože nejistoty ovlivňující utahování byly zahrnuty už do výpočtu předpětí. Pro $MoS_{ti,y}$ vůči mezi kluzu platí [31]

$$MoS_{ti,y} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{v.m.}} - 1 = \frac{1080}{815,2} - 1 \quad (6.59)$$

$$MoS_{ti,y} = 0,325 \quad (6.60)$$

Pro $MoS_{ti,ult}$ vůči mezi pevnosti platí [31]

$$MoS_{ti,ult} = \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{v.m.}} - 1 = \frac{1200}{815,2} - 1 \quad (6.61)$$

$$MoS_{ti,ult} = 0,472 \quad (6.62)$$

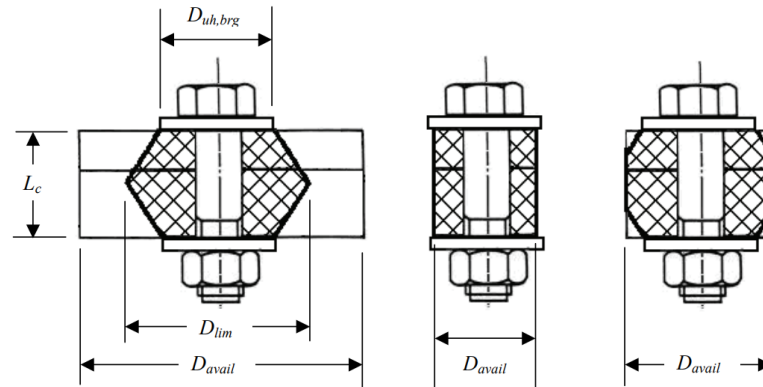
Výsledky $MoS_{ti,y}$ i $MoS_{ti,ult}$ jsou kladné, a byl tedy splněn požadavek na bezpečnost při utahování při zvoleném utahovacím momentu 1,8 Nm.

6.2.5 Stanovení sil ve šroubech při zátěži pomocí metody konečných prvků

Dalším krokem při výpočtu šroubového spoje podle příručky ECSS je popsání rozdělení sil ve spoji při zatěžování. Toho je dosaženo pomocí takzvaného *poměru sil* Φ , který je definován jako poměr přírůstku síly ve šroubu a vnější síly, která tento přírůstek způsobí. [31]

$$\Phi = \frac{\Delta F_{b,A}}{F_A} \quad (6.63)$$

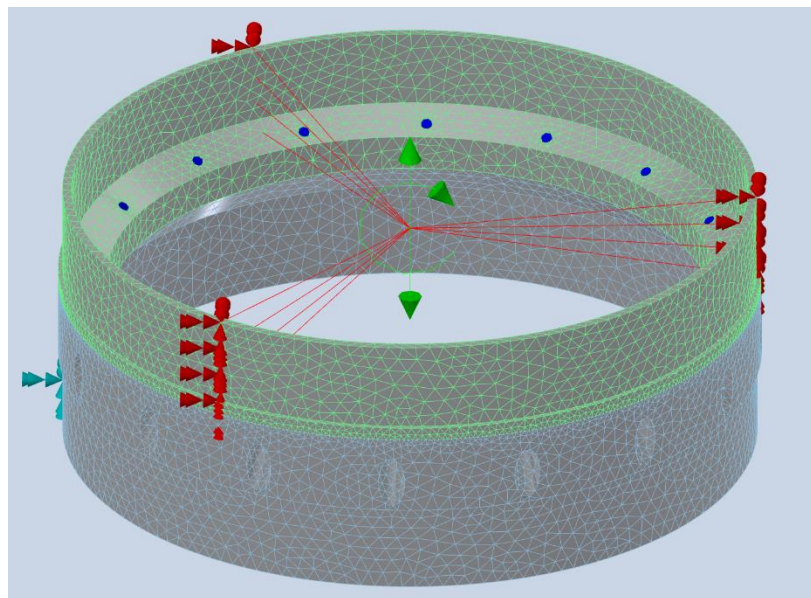
Na základě poměru sil Φ je poté možné určit celkové síly působící na šroub a odpovídající bezpečnosti. Pro jeho výpočet je v příručce uveden podrobný analytický postup, spočívající v určení tuhostí přitěžovaných a odlehčovaných částí. Tento postup ale předpokládá, že spojované součásti na sebe přímo dosedají a v okolí šroubu mezi nimi nevzniká mezera, díky čemuž lze předpokládat, že se síly v součástech šíří v oblastech ve tvaru komolého kužele. [31]



Obrázek 25: Šíření sil ve běžných šroubových spojích [31]

Vzhledem ke geometrii navrhovaného spoje, která vyžaduje, aby pod šroubem byla mezera, nebylo možné použít tyto předpoklady a aplikovat uvedený postup. Nebylo možné najít ani jiný analytický postup řešení tohoto problému, a proto bylo rozhodnuto pro použití metody konečných prvků k určení sil působících ve šroubech. Pro analýzu byl zvolen program *Autodesk Inventor Nastran*.

V tomto programu byl tedy na základě CAD modelu vytvořen model pro simulaci, uvedený na obrázku 26.



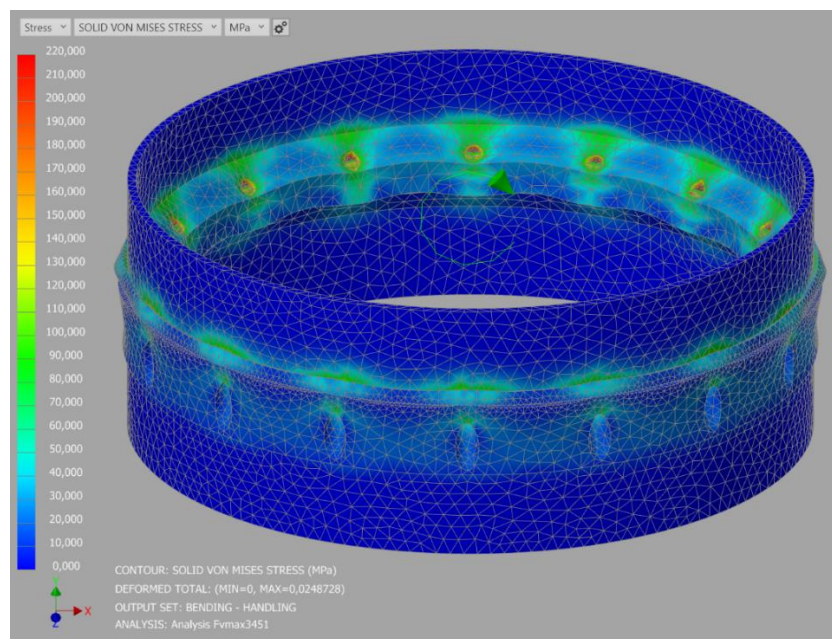
Obrázek 26: Vizualizace vytvořeného modelu pro MKP

Při tvorbě sítě byla zvolena obecná velikost prvku zhruba $3,1\text{ mm}$, ale v exponovaných oblastech, jako jsou kontaktní plochy, plochy pod hlavou šroubů nebo plochy se závity, byla velikost prvku snížena na 1 mm . Na dolní díl spoje byla aplikována pevná vazba na plochu určenou k přilepení trupu. Na horní část spoje bylo aplikováno zatížení, které bylo do

odpovídající plochy přeneseno pomocí tuhého tělesa, kterým byl nahrazen trup. V kontaktních plochách byl nastaven odpovídající druh kontaktu (*separation*). Šrouby byly nahrazeny jednorozměrnými prvky pomocí funkce vložení předepjatých šroubů. Materiálové vlastnosti byly použity z databáze, která je součástí programu.

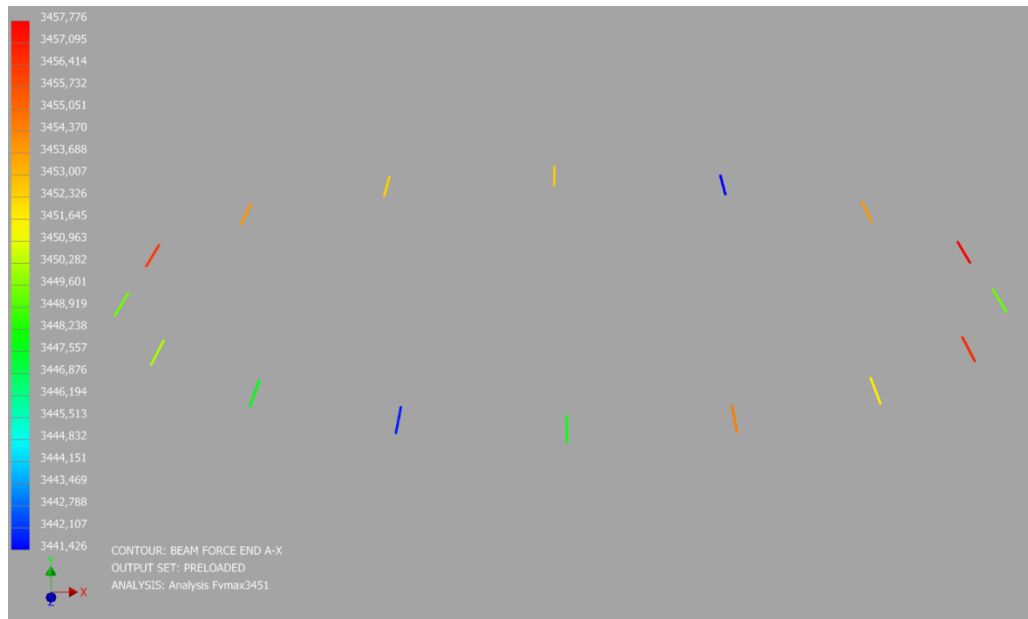
Spoj byl analyzován pro čtyři případy zatížení, přičemž v prvním nebyl zatížen vnějšími silami, ale jen předpětím ve šroubech, v druhém byl zatížen ohybovým momentem 270 Nm , ve třetím tahovou silou 3910 N a v posledním tlakovou silou $23\,000 \text{ N}$. Tyto hodnoty vycházejí z výpočtů v kapitole 4.

Tyto případy byly řešeny pro případ nejvyššího možného předpětí $F_{V,max} = 3451,7 \text{ N}$ a nejnižšího $F_{V,min} = 963,4 \text{ N}$. Samotné předpětí zadané do programu muselo být při simulaci v několika iteracích upraveno, tak aby v nezatíženém stavu odpovídalo požadovaným hodnotám, protože vlivem deformací po spuštění simulace docházelo k jeho snížení. To neodpovídá reálnému stavu, kdy bude šroub postupně dotahován na zadaný moment a tomu odpovídající předpětí, během čehož se deformace postupně vyrovnají.

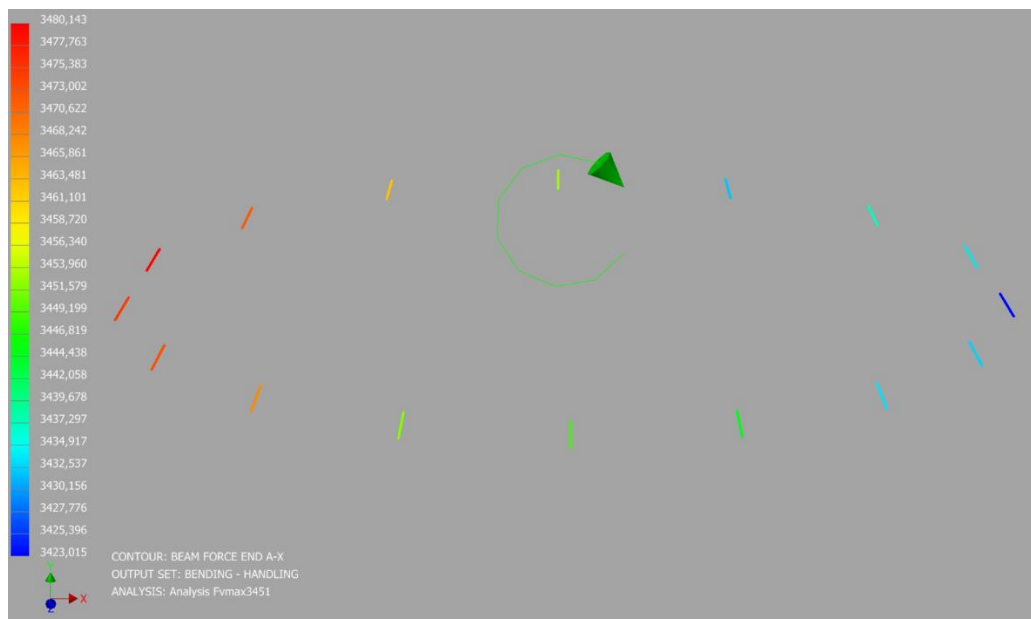


Obrázek 27: Redukovaná napětí při maximálním předpětí ve šroubech a zatížení ohybovým momentem, deformace zvětšena 200x

Primárním výstupem analýzy pomocí MKP je rozložení sil ve šroubech a tlaky v kontaktních plochách, ale výsledky mohou být použity i pro kontrolu pevnosti součástí (viz Obrázek 27). Na obrázku 28 jsou zobrazeny prvky šroubů s jejich předpětím při nezatíženém stavu. V hodnotách předpětí je pozorován malý rozptyl, nejnižší hodnota je 3441 N a nejvyšší je 3457 N , přičemž cílové předpětí bylo $3451,7 \text{ N}$. Tento rozptyl nemá významný vliv na výsledky a je zřejmě dán omezeními metody konečných prvků.



Obrázek 28: Předpětí šroubů v nezatíženém stavu (pro $F_{V,max}$)



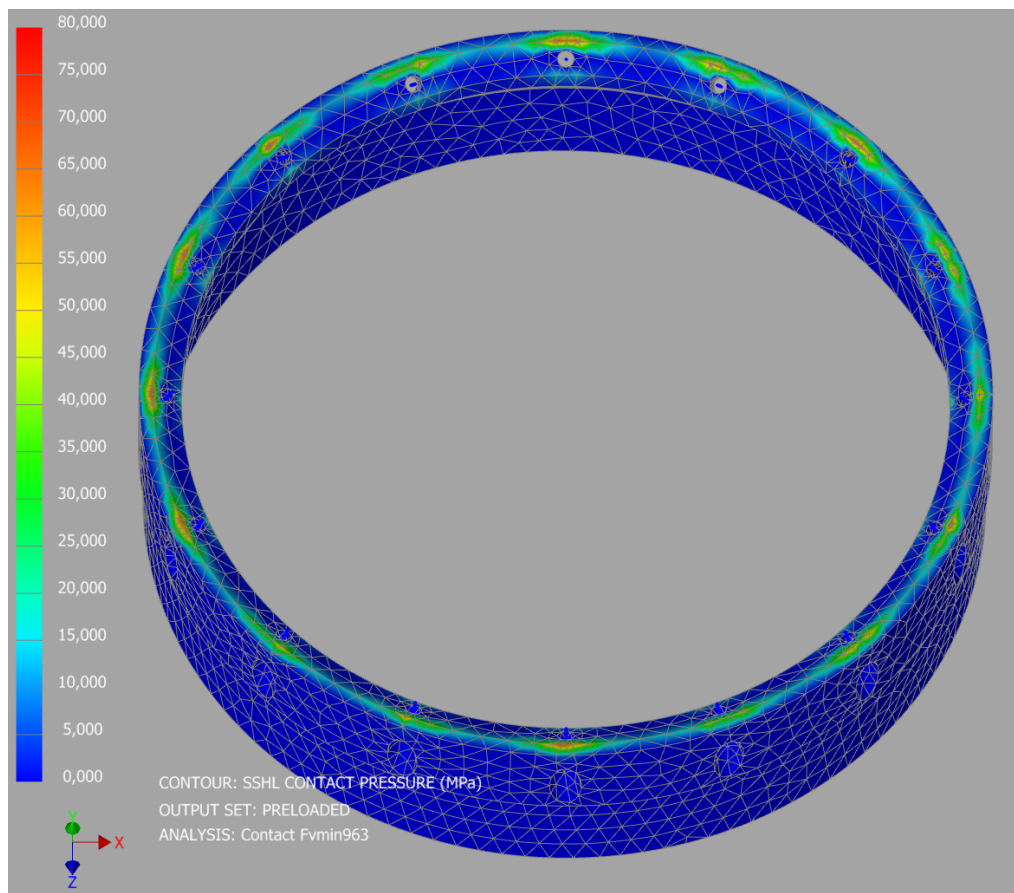
Obrázek 29: Rozložení sil ve šroubech při zatížení ohybovým momentem 270 Nm (pro $F_{V,max}$)

Na obrázku 29 je zachyceno rozložení sil ve šroubech při namáhání ohybem. Je patrné, že na straně spoje, kde je spoj vlivem ohybového momentu rozevírán, dochází k zvyšování sil ve šroubech. Naopak na druhé straně dochází k odlehčení šroubů. Nejnížší pozorovaná síla je 3423,0 N a nejvyšší 3480,1 N. Obdobné vyhodnocení bylo provedeno pro všechny případy zatížení pro maximální i minimální možné předpětí. Maximální pozorované síly jsou zachyceny v následující tabulce.

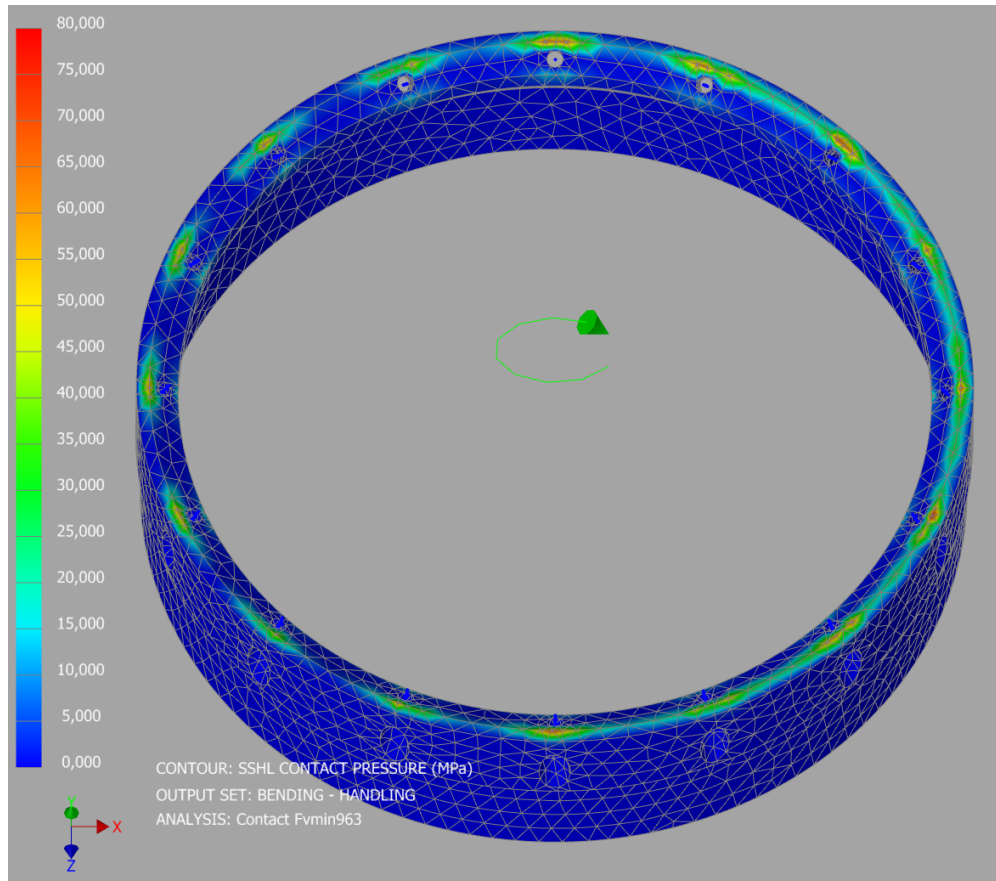
Tabulka 10: Maximální síly ve šroubech pro různé případy zatížení a předpětí

Maximální síly ve šroubech [N]			
Případ zatížení		Předpětí	
		$F_{v,max} = 3451,7 N$	$F_{v,min} = 963,4 N$
Manipulační ohyb	270 Nm	3480,1	991,0
Tahová síla při otevření padáku	3910 N	3473,1	982,3
Tlaková síla při dopadu	23 000 N	3367,3	871,9

Z výsledků je patrné, že vnější síly mají na síly ve šroubech velmi malý vliv, a ty se od samotného předpětí výrazně neliší. Přesto byla provedena zbylá část kontroly šroubu dle ECSS (viz kapitola 6.2.6). Na základě MKP byla provedena ještě kontrola kompaktnosti spoje pomocí kontaktních tlaků. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny rozložení kontaktních tlaků pro případ minimálního předpětí $F_{v,min} = 963,4 N$.



Obrázek 30: Rozložení kontaktního tlaku v předepjatém stavu bez zátěže



Obrázek 31: Rozložení kontaktních tlaků při zatížení ohybovým momentem

Na obrázku 30 je patrné rovnoměrné rozložení tlaku v axiální kontaktní ploše v nezatíženém stavu. Na obrázku 31 je dle očekávání vidět, že při zatížení ohybovým momentem na jedné straně kontaktní tlak roste a na druhé klesá. Přítomnost kontaktního tlaku po celém obvodu spoje potvrzuje, že ani při minimálním předpětí $F_{v,min} = 963,4 \text{ N}$ ve šroubech nedojde ke ztrátě kompaktnosti a ke vzniku mezery, která by narušovala mechanické vlastnosti spoje.

6.2.6 Pokračování kontroly šroubů dle ECSS

Na základě výsledků z metody konečných prvků je možné dokončit zbývající kontroly šroubového spojení dle příručky ECSS. Nejdříve byla vyhodnocena bezpečnost vůči selhání šroubu při zatížení, pro kterou je dán vztah [31]

$$MoS_{tot,y} = \frac{A_S \cdot \sigma_y}{F_{V,max} + \Phi_n \cdot F_A \cdot s f_y} - 1. \quad (6.64)$$

Tento vztah předpokládá znalost poměru sil Φ , který ale nebylo možné určit. Pokud je za něj do vztahu dosazena jeho definice $\Phi = \Delta F_{b,A}/F_A$ [31], je možné tento vztah upravit na

$$MoS_{tot,y} = \frac{A_S \cdot \sigma_y}{F_{V,max} + \frac{\Delta F_{b,A}}{F_A} \cdot F_A \cdot sf_y} - 1, \quad (6.65)$$

$$MoS_{tot,y} = \frac{A_S \cdot \sigma_y}{F_{V,max} + \Delta F_{b,A} \cdot sf_y} - 1. \quad (6.66)$$

Přírůstek síly ve šroubu vlivem zatížení $\Delta F_{b,A}$, lze stanovit pomocí výsledků z MKP jako rozdíl největší síly naměřené ve šroubech a předpětí $F_{V,max}$. Je tedy roven

$$\Delta F_{b,A} = 3480,1 - 3451,7 \text{ N} = 28,4 \text{ N}. \quad (6.67)$$

Součinitel bezpečnosti se ve výpočtu aplikuje pouze na tento přírůstek, protože hodnota $F_{V,max}$ byla určena se započtením veškerých nejistot ohledně utahování. Pro MoS selhání šroubu vůči mezi kluzu tedy platí [31]

$$MoS_{tot,y} = \frac{5,031 \cdot 1080}{3451,7 + 28,4 \cdot 1,4375} - 1 \quad (6.68)$$

$$\mathbf{MoS_{tot,y} = 0,556} \quad (6.69)$$

Obdobně je určeno MoS selhání šroubu vůči mezi pevnosti [31]

$$MoS_{tot,ult} = \frac{A_S \cdot \sigma_{ult}}{F_{V,max} + \Delta F_{b,A} \cdot sf_{ult}} - 1 = \frac{5,031 \cdot 1200}{3451,7 + 28,4 \cdot 2,3} - 1 \quad (6.70)$$

$$\mathbf{MoS_{tot,ult} = 0,717} \quad (6.71)$$

$MoS_{tot,y}$ i $MoS_{tot,ult}$ vychází kladné, a podmínka bezpečnosti je tedy splněna. Dále byla analyzována bezpečnost vůči stržení závitu. Vzhledem k tomu, že byla použita vložka *Helicoil*, se ve spoji nacházejí dvě závitová spojení v sobě. První je mezi lůžkovým závitem pro *Helicoil* v hliníkové slitině a vnějším závitem *Helicoilu*. Druhé je mezi samotným šroubem a vnitřním závitem *Helicoilu*, který odpovídá závitu M3. Nejprve byla řešena bezpečnost lůžkového závitu.

Pro výpočet je nutné nejdříve určit efektivní délku zašroubování, která je rovna [31]

$$L_{eng,eff} = L_{eng} - 0,8 \cdot p = 4,5 - 0,8 \cdot 0,5 \text{ mm} = 4,1 \text{ mm}. \quad (6.72)$$

Bezpečnost je určena pomocí kritické síly, při které dojde k selhání závitu a pro vnitřní závit je dána jako [31]

$$F_{ult,th,n} = \tau_{ult,n} \cdot A_{th,n} \cdot c_1 \cdot c_2. \quad (6.73)$$

Hodnota $\tau_{ult,n}$ je mez pevnosti ve smyku materiálu vnitřního závitu, $A_{th,n}$ je plocha, na které se předpokládá selhání vnitřního závitu a c_1 a c_2 jsou empirické koeficienty. Pro závitovou díru platí $c_1 = 1$, pro matici by byl určen na základě jejích rozměrů. Pro určení koeficientu c_2 je nutno nejprve určit poměr pevností vnitřního a vnějšího závitu R_S daného vztahem [31]

$$R_S = \frac{\tau_{ult,n} \cdot A_{th,n}}{\tau_{ult,b} \cdot A_{th,b}}. \quad (6.74)$$

Kde $A_{th,b}$ je plocha, na které se předpokládá selhání vnějšího závitu, a $\tau_{ult,b}$ je jeho pevnost ve smyku. Pro plochu $A_{th,n}$ je dán vztah [31]

$$A_{th,n} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{L_{eng,eff}}{p} \right) \left(\frac{p}{2} + (d - D_2) \cdot tg(\theta) \right). \quad (6.75)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o lůžkový závit pro *Helicoil*, byly do tohoto vztahu dosazeny odpovídající rozměry

$$A_{th,n} = \pi \cdot D_{HC} \cdot \left(\frac{L_{eng,eff}}{p_{HC}} \right) \left(\frac{p_{HC}}{2} + (D_{HC} - D_{2HC}) \cdot tg(\theta) \right). \quad (6.76)$$

$$A_{th,n} = \pi \cdot 3,65 \cdot \left(\frac{4,1}{0,5} \right) \left(\frac{0,5}{2} + (3,65 - 3,325) \cdot tg(30^\circ) \right) \text{ mm}^2 = 41,150 \text{ mm}^2 \quad (6.77)$$

Obdobně byla stanovena plocha $A_{th,b}$, pro kterou je dán vztah [31]

$$A_{th,b} = \pi \cdot D_1 \cdot \left(\frac{L_{eng,eff}}{p} \right) \left(\frac{p}{2} + (d_2 - D_1) \cdot tg(\theta) \right). \quad (6.78)$$

$$A_{th,b} = \pi \cdot D_{1HC} \cdot \left(\frac{L_{eng,eff}}{p_{HC}} \right) \left(\frac{p_{HC}}{2} + (D_{2HC} - D_{1HC}) \cdot tg(\theta) \right) \quad (6.79)$$

$$A_{th,b} = \pi \cdot 3,165 \cdot \left(\frac{4,1}{0,5} \right) \left(\frac{0,5}{2} + (3,325 - 3,165) \cdot tg(30^\circ) \right) mm^2 = 27,915 mm^2 \quad (6.80)$$

Poměr R_S byl určen jako [31]

$$R_S = \frac{\tau_{ult,n} \cdot A_{th,n}}{\tau_{ult,HC} \cdot A_{th,b}} = \frac{317 \cdot 41,150}{840 \cdot 27,915} = 0,556. \quad (6.81)$$

Pro hodnoty R_S od 0,4 do 1 platí pro koeficient c_2 vztah [31]

$$c_2 = 0,728 + 1,769 \cdot R_S - 2,896 \cdot R_S^2 + 1,296 \cdot R_S^3. \quad (6.82)$$

$$c_2 = 0,728 + 1,769 \cdot 0,556 - 2,896 \cdot 0,556^2 + 1,296 \cdot 0,556^3 = 1,039 \quad (6.83)$$

Kritická síla selhání vnitřního závitu v hliníkové slitině byla tedy určena jako [31]

$$F_{ult,th,n} = \tau_{ult,n} \cdot A_{th,n} \cdot c_1 \cdot c_2 = 317 \cdot 41,150 \cdot 1 \cdot 1,039 N = 13\,553 N. \quad (6.84)$$

Obdobně byla určena síla selhání vnějšího závitu vložky *Helicoil* [31]

$$F_{ult,th,b,HC} = \tau_{ult,HC} \cdot A_{th,n} \cdot c_1 \cdot c_2 = 840 \cdot 27,915 \cdot 1 \cdot 1,039 N = 24\,363 N. \quad (6.85)$$

Stejným způsobem bylo analyzováno i závitové spojení mezi šroubem a vnitřním závitem vložky *Helicoil*. Výsledné kritické síly jsou

$$F_{ult,th,n,HC} = 25\,476 N, \quad (6.86)$$

$$F_{ult,th,b} = 15\,336 N. \quad (6.87)$$

Nejmenší z těchto sil je rovná kritické síle pro vytržení závitu $F_{th,crit}$ [31]

$$F_{th,crit} = F_{ult,th,n} = 13\,553 N. \quad (6.88)$$

Výsledná bezpečnost MoS pro stržení závitu byla stanovena dle vztahu [31]

$$MoS_{th,A} = \frac{F_{th,crit}}{F_A \cdot sf_{ult}} - 1 = \frac{13\,553}{3480,1 \cdot 2,3} - 1. \quad (6.89)$$

$$\mathbf{MoS_{th,A} = 0,693} \quad (6.90)$$

Vzhledem k tomu, že hodnota $MoS_{th,A}$ vychází kladná, byla podmínka bezpečnosti vůči stržení závitu splněna. Za povšimnutí stojí, že kritická síla 13 553 N je vyšší než síla, kterou je schopen přenést zvolený šroub M3. V případě přetížení spoje, například při neopatrné manipulaci, by tedy mělo dojít nejdříve k selhání šroubu, a ne k poškození závitu, které by bylo obtížně opravitelné.

Jako poslední byla kontrolována bezpečnost vůči otláčení pod hlavou šroubu, pro kterou jsou dány následující vztahy [31]

$$MoS_{crush,y} = \frac{\sigma_{br,y}}{\sigma_{uh,max} \cdot sf_y} - 1, \quad (6.91)$$

$$MoS_{crush,ult} = \frac{\sigma_{br,ult}}{\sigma_{uh,max} \cdot sf_{ult}} - 1. \quad (6.92)$$

Napětí $\sigma_{uh,max}$ je dáno jako maximální napětí, které může nastat pod hlavou šroubu, platí pro něj vztah [31]

$$\sigma_{uh,max} = \frac{F}{S_{uh}} = \frac{F}{\frac{\pi(D_{head}^2 - D_h^2)}{4}} = \frac{3480,1}{\frac{\pi(5,5^2 - 3,2^2)}{4}} \text{ MPa} = 221,4 \text{ MPa}. \quad (6.93)$$

Hodnoty MoS pro otláčení vůči mezi kluzu a mezi pevnosti jsou rovny

$$\mathbf{MoS_{crush,y} = \frac{593}{221,4 \cdot 1,4375} - 1 = 0,863} \quad (6.94)$$

$$\mathbf{MoS_{crush,ult} = \frac{689}{221,4 \cdot 2,3} - 1 = 0,353} \quad (6.95)$$

Obě hodnoty vyšly kladné a podmínka bezpečnosti vůči mezi otláčení pod hlavou šroubu tedy byla splněna.

6.2.7 Shrnutí výpočtu šroubového spoje dle ECSS

Byla provedena kontrola navrženého šroubového spoje metodami doporučenými dle příručky ECSS. Použity byly šrouby o velikosti M3 třídy 12.9. Pro všechny relevantní druhy namáhání byly stanoveny rezervy bezpečnosti MoS (definice viz kapitola 6.1.1) a ve všech případech byla splněna podmínka na bezpečnost.

Tabulka 11: Výsledné hodnoty MoS

Druh namáhání		MoS	Hodnota
Namáhání šroubu při utahování	Vůči mezi kluzu	$MoS_{ti,y}$	0,325
	Vůči mezi pevnosti	$MoS_{ti,ult}$	0,472
Namáhání šroubu při zátěži	Vůči mezi kluzu	$MoS_{tot,y}$	0,556
	Vůči mezi pevnosti	$MoS_{tot,ult}$	0,717
Vytržení závitu střihem		$MoS_{th,A}$	0,693
Otláčení plochy pod hlavou šroubu	Vůči mezi kluzu	$MoS_{crush,y}$	0,863
	Vůči mezi pevnosti	$MoS_{crush,ult}$	0,353

Jmenovitý utahovací moment šroubů byl stanoven jako $M_{nom} = 1,8 Nm$.

6.2.8 Shrnutí některých provedených iterací

Návrh spojení prošel mnoha iteracemi, které vedly k finálnímu návrhu, jehož kontrola byla uvedena výše. Spolu s nimi bylo provedeno i mnoho iterací kontrolních výpočtů. Následující tabulka zachycuje některé z těchto iterací a jejich vybrané vlastnosti, jako některé MoS či přibližnou hmotnost určenou z modelů v programu *Autodesk Inventor*.

Tabulka 12: Některé provedené iterace

Šrouby	Počet šroubů	Požadované předpětí	Utahovací moment	Minimální vyvolané předpětí	MoS utahování		MoS namáhání šroubů		MoS stržení závitu	Hmotnost
	n	[N]	M_{nom} [Nm]	$F_{V,min}$ [N]	$MoS_{ti,y}$	$MoS_{ti,ult}$	$MoS_{tot,y}$	$MoS_{tot,ult}$	$MoS_{th,A}$	[g]
M4 8.8	16	719	3,7	1563	-0,13	0,08	–	–	–	463
M4 8.8	12	959	3,0	1128	0,07	0,34	0,27	0,57	0,78	462
M3 8.8	12	908	1,6	854	-0,12	0,1	–	–	–	331
M3 12.9	12	908	2,5	1537	-0,05	0,06	–	–	–	331
M3 12.9	12	908	2,0	1127	0,19	0,32	0,4	0,54	0,52	331
M3 12.9	16	681	1,8	963	0,32	0,47	0,55	0,71	0,69	332

Legenda:

- Splněný požadavek
- Nesplněný požadavek
- Nevýhodná vlastnost

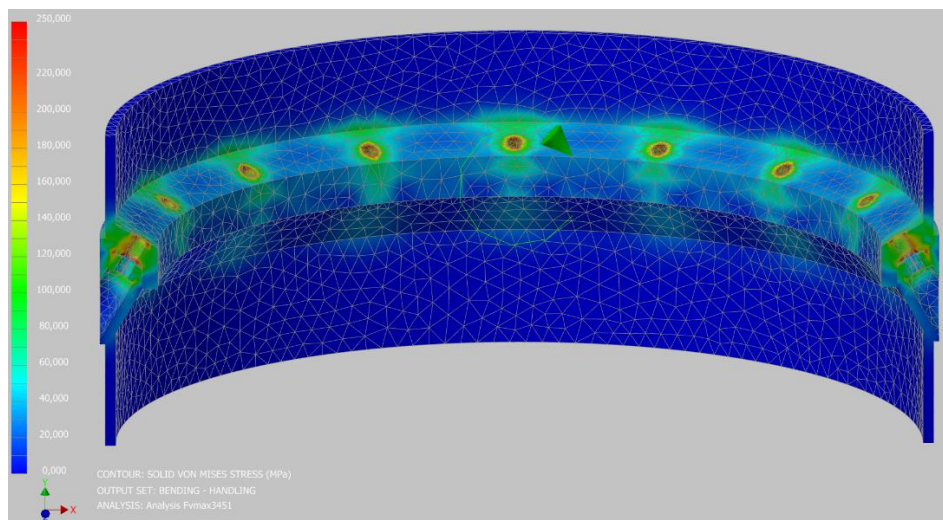
Jako výchozí velikost šroubu pro iterace byl zvolen závit M4, protože je to minimální doporučená velikost šroubu pro běžné použití s ohledem na jednoduchost manipulace [31]. Geometrie spoje byla v tom případě stanovena obdobně jako finální geometrie spoje popsána v kapitole 6.2.2. Kromě parametrů šroubu byl iterativně stanovován zejména utahovací moment M_{nom} , protože spočtený výchozí utahovací moment obvykle způsoboval přílišné namáhání šroubu při utahování. Zároveň musel být dodrženo požadované předpětí. Například pro iteraci se 12 šrouby M3 třídy 8.8, nebylo možné najít takový utahovací moment, který by splnil oba tyto požadavky a bylo nutné zvolit vyšší třídu šroubu.

Důležitým hodnotícím kritériem byla hmotnost spoje. Zejména proto bylo rozhodnuto pro použití velikosti závitu M3, i za cenu obtížnější manipulace se šrouby. Tím byla na každém spoji ušetřena hmotnost přibližně 130 gramů. Za předpokladu, že na raketě bude použito 5 těchto spojů činí tedy celková úspora významných 650 gramů, což představuje zhruba 2 % vzletové hmotnosti rakety.

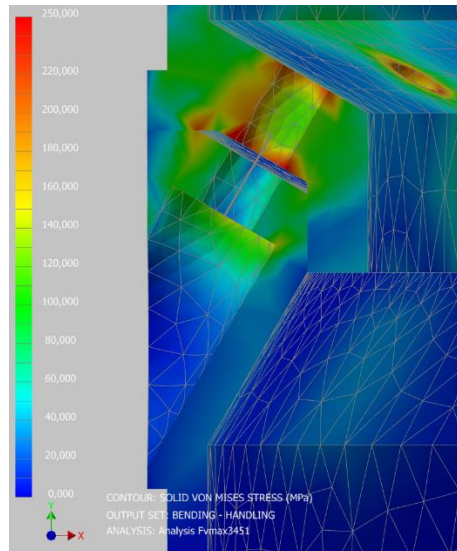
Použitý počet šroubů neměl významný vliv na hmotnost spoje, a proto byl nakonec zvolen počet šroubů 16. Oproti stejné konfiguraci se 12 šrouby je dosaženo příznivějších rezerv co se týče požadovaného předpětí ve šroubech i ostatních vlastností.

6.2.9 Pevnostní kontrola samotného spoje

Kromě kontroly šroubů byla také provedena pevnostní kontrola samotných spojovaných dílů. Vzhledem k tomu, že za účelem vyhodnocení sil ve šroubech byla vytvořena analýza pomocí MKP, bylo výhodné ji využít i pro tuto kontrolu. Obrázek 32 zachycuje redukované napětí v součásti při maximálním možném předpětí ve šroubech a zatížení manipulačním ohybovým momentem.



Obrázek 32: Řez spojem RADAX s vyznačeným redukovaným napětím vypočteným pomocí MKP



Obrázek 33: Detail rozložení napětí v oblasti šroubového spoje

Vyšší napětí se v součásti vyskytuje hlavně v okolí šroubů, z čehož vyplývá, že napětí je primárně způsobováno předpětím ve šroubech, a nikoliv vnějším zatížením. Při maximálním možném předpětí ve šroubech $F_{V,max}$ a zatížení ohybovým momentem bylo nejvyšší pozorované napětí zhruba 330 MPa . Toto napětí se vyskytlo na kraji závitové díry, přičemž dokumentace použitého software uvádí, že při simulaci s předepjatými šrouby nemusí být výsledky v této oblasti přesné [48], a tedy tato hodnota nebyla uvažována. Pevnost samotných závitů byla řešena v kapitole 6.2.6. Ve zbytku součásti napětí nepřesahuje zhruba 220 MPa . Tyto hodnoty odpovídají nejhoršímu možnému stavu při maximálním možném předpětí, který ve skutečnosti pravděpodobně nenastane. Naopak pro případ minimálního možného předpětí $F_{V,min}$ byla nejvyšší naměřená hodnota redukováného napětí zhruba 94 MPa .

Za účelem kvantifikace těchto výsledků byly definovány rezervy bezpečnosti MoS pevnosti struktury spoje $MoS_{str,y}$ vůči mezi kluzu a $MoS_{str,ult}$ vůči mezi pevnosti. Protože velikost napětí je zejména dána velikostí maximálního předpětí ve šroubech $F_{V,max}$, při jehož určení byly již uvažovány příslušné nejistoty, není nutné uvažovat součinitel bezpečnosti, podobně jako při výpočtu pevnosti šroubů. Hodnoty MoS jsou dány následovně (meze kluzu a pevnosti viz Tabulka 8)

$$MoS_{str,y} = \frac{413}{220} - 1 = 0,877, \quad (6.96)$$

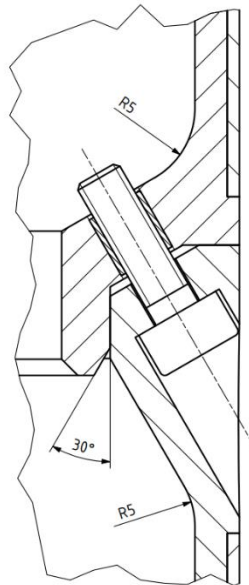
$$MoS_{str,ult} = \frac{475}{220} - 1 = 1,15. \quad (6.97)$$

Hodnoty MoS vyšly kladné, a tedy platí, že nedojde k selhání materiálu spoje.

6.2.10 Tvorba výkresové dokumentace

Na základě úspěšného provedení všech kontrol mohla být vyhotovena výkresová dokumentace pro navrhovaný spoj, přičemž se vycházelo z geometrie stanovené v kapitole 6.2.2. Nejprve byly upraveny některé konstrukční detaily a poté byly zvoleny potřebné rozměrové i geometrické tolerance.

Jedním z řešených prvků byl lepený spoj pro připojení trupu z uhlíkového kompozitu, jehož podrobný návrh přesahuje rámec této práce. V době tvorby tohoto návrhu stále nebyly známy potřebné parametry trupu, kromě vnitřního průměru, který byl určen jako 159 mm . Průměr válcové plochy pro lepení byl tedy zvolen jako $158,5\text{ mm}$ a její délka jako 20 mm . Spoj těchto rozměrů by měl být dostatečný pro přenos požadovaných zatížení, přičemž tyto rozměry mohou být v budoucnu podle požadavků jednoduše upraveny.



Obrázek 34: Detail konstrukčního návrhu RADAX spoje

Pro zjednodušení montáže spoje bylo na hranu radiální kontaktní plochy umístěno zkosení pod úhlem 30° . Kvůli bezpečnosti při manipulaci bylo zkosení také použito na vnitřní hraně horní části RADAX spoje. Na přechodech mezi kuželovými a válcovými plochami v blízkosti ploch pro lepení bylo použito zaoblení pro rovnoměrnější přenos zatížení materiálem.

Pro radiální kontaktní plochy bylo nutné stanovit vhodné rozměrové tolerance tak, aby byla zajištěna smontovatelnost. Zároveň je žádoucí, aby vzniklá vůle byla co nejmenší. Podle toho bylo na základě doporučení strojnických tabulek zvoleno uložení s nepatrnou vůlí $H7/h6$ [40].

Z geometrických tolerancí bylo nejdůležitější pro zajištění smontovatelnosti stanovení tolerancí šroubových děr. Pro tento účel je vhodné použít geometrickou toleranci polohy, přičemž rozměr válcového tolerančního pole T_{PO} lze pro případ šroubů stanovit pomocí vztahu [49]

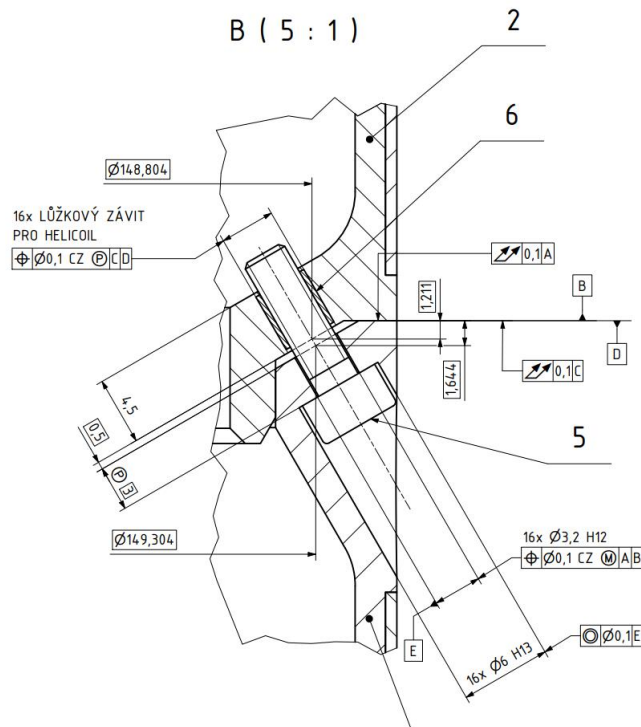
$$T_{PO} = \frac{(v_{1min} + v_{2min})}{2}. \quad (6.98)$$

Hodnoty v_{1min} a v_{2min} jsou vůle v dírách pro šroub. Pro díru se závitem platí $v_{1min} = 0$. Vůle v díře pro šroub je určena jako rozdíl jejího průměru a průměru šroubu $v_{2min} = 3,2 - 3,0 \text{ mm} = 0,2 \text{ mm}$. Rozměr tolerančního pole byl tedy stanoven jako [49]

$$T_{PO} = \frac{(0 + 0,2)}{2} \text{ mm} = 0,1 \text{ mm}. \quad (6.99)$$

Dle doporučení bylo pro tolerování závitové díry použito vysunutí tolerančního pole, u děr pro šrouby je aplikován požadavek maxima materiálu. [49]

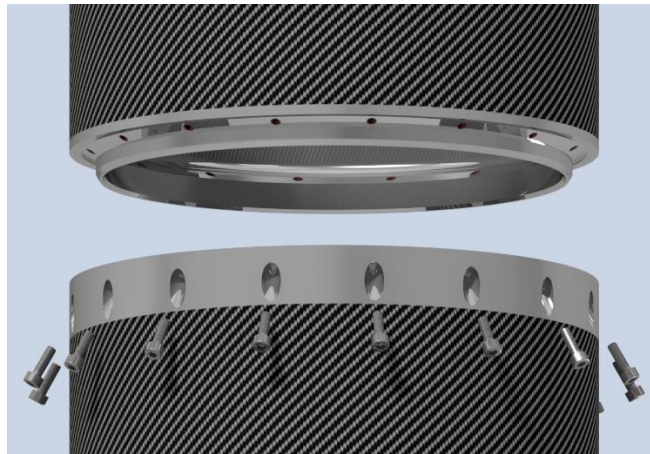
Samotná výkresová dokumentace je uvedena v přílohách. Některé standardizované prvky byly zvoleny dle strojnických tabulek [40]. Zobrazení závitové vložky *Helicoil* bylo na výkresech provedeno dle doporučení v katalogu výrobce [41].



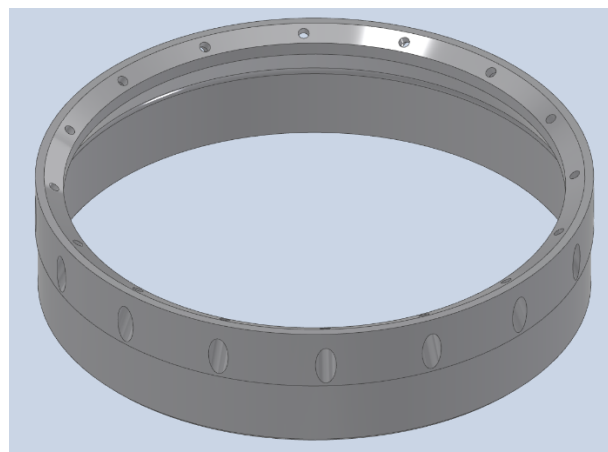
Obrázek 35: Detail návrhového výkresu, kompletní výkresová dokumentace viz přílohy

6.2.11 Vizualizace navrženého spoje RADAX

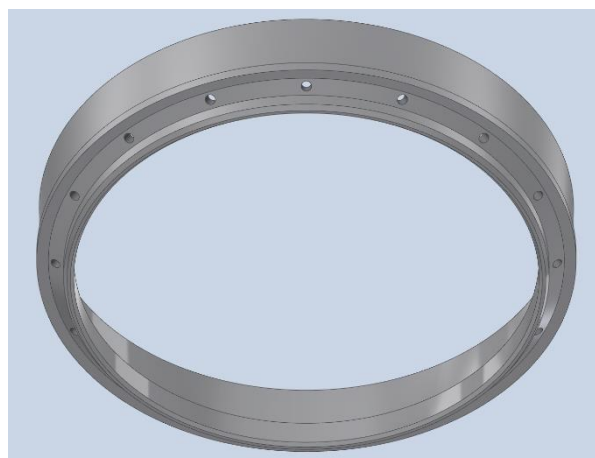
Následující obrázky zachycují modely vypracované v programu *Autodesk Inventor*.



Obrázek 36: Rozpad sestavy



Obrázek 37: Dolní část spoje RADAX



Obrázek 38: Horní část spoje RADAX

7 Závěr

Cílem této práce bylo navržení spoje pro modulární studentskou raketu *Illustria* studentského týmu *CTU Space Research*. Nejprve byla provedena rešerše používaných typů spojů, z nichž byl pomocí vícekritériálního rozhodování vybrána nejlepší konstrukce. Tím byl rozšířený spoj typu RADAX, který má celkově vynikající vlastnosti. Byly také porovnány jeho dvě varianty, přičemž byla zvolena klasická varianta se dvěma kontaktními plochami. Pro účely výpočtů bylo stanoveno přibližné zatížení, kterému bude spoj vystaven.

Pro analýzu pevnosti spoje byla použita příručka pro návrh šroubových spojů ve vesmírných aplikacích od organizace *ECSS*. Vzhledem k atypické geometrii spoje, která bránila čistě analytickému řešení, bylo využito metody konečných prvků pro část kontrolních výpočtů. Na základě několika iterací návrhu a výpočtů byla snížena hmotnost spoje z 462 na 332 gramů, tedy o zhruba 30 %. Navržený spoj zcela splňuje všechny pevnostní i jiné požadavky na něj kladené. Nakonec byla vypracována výkresová dokumentace, která poslouží jako podklad k výrobě spojů. Cíle práce byly splněny.

V bezprostřední návaznosti na dokončení této práce proběhne finální implementace navržených spojů RADAX do celkového návrhu rakety. Poté budou součásti předány do výroby, kterou bude komplikovat jedna z mála nevýhod RADAX spoje, a to jeho relativně složitá geometrie, která vyžaduje použití pětiosých obráběcích center.

V případné následné práci by bylo vhodné spoj podrobit hlubší analýze, zejména co se týče zatížení. V této práci byly k určení zatížení použity prakticky nejjednodušší možné postupy, a zejména dynamické jevy byly zanedbány. V průběhu tvorby této práce byla také vydána aktualizovaná verze použité příručky od *ECSS*, a tedy by bylo možné upravit použité kontrolní výpočty podle nových doporučení.

Předpokládá se, že navržený spoj bude používán i na budoucích raketách vyvíjených spolkem *CTU Space Research*. V případě zásadní změny parametrů, jako je zatížení nebo rozměry raket, poslouží tato práce jako cenný podklad pro adaptaci spoje na nové požadavky.

8 Seznam použité literatury

- [1] WEYDERT, John C. *A Discussion of Rocket Vehicle Joint Characteristics, Report Number SC-DC-68-2288* [online]. Albuquerque, NM (United States): Sandia National Lab., 1968 [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: doi:10.2172/5007820
- [2] CTUSPACERESEARCH. Illustria. In: *Instagram* [online]. 2022 [cit. 2022-12-14]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/CdDHO-3s6rd/>
- [3] D'ÁVILA, Inês, Jacob LARSEN, Pedro COSTA a Tiago PERES. EUROPEAN ROCKETRY CHALLENGE DESIGN, TEST & EVALUATION GUIDE. In: *Euroc.pt* [online]. [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: https://euroc.pt/wp-content/uploads/2023/03/PTS_EDU_EuRoC_ST_000455_DTEG_v4.1.pdf
- [4] NAKKA, Richard. 4. Rocket Body Design Considerations. In: *Richard Nakka's Experimental Rocketry Web Site* [online]. [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: https://www.nakka-rocketry.net/RD_body.html
- [5] BODY TUBE COUPLERS. In: *Apogee components* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: https://www.apogeerockets.com/Building_Supplies/Body_Tube_Couplers
- [6] EPFL Rocket Team : Wildhorn Reveal [video]. In: *YouTube* [online]. EPFL Rocket Team [cit. 2023-03-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=HEjnCP7MUNY&t=5845s>
- [7] Wildhorn. In: *EPFL Rocket Team* [online]. [cit. 2023-03-28]. Dostupné z: <https://epflrocketteam.ch/our-projects/wildhorn/>
- [8] EUROPEAN ROCKETRY CHALLENGE EUROC'22 CLASSIFICATION. In: *Euroc.pt* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <https://euroc.pt/wp-content/uploads/2022/11/EuRoC-2022-Classification.pdf>
- [9] THANK YOU to our sponsor Samuel Werder. In: *Instagram* [online]. aris.space [cit. 2023-03-28]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/CETmjfYhmHQ/>
- [10] Rings for Valentine's Day?. In: *Instagram* [online]. Skyward [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/CokrKyNq4dQ/?hl=en>
- [11] The second day of EuRoC. In: *Instagram* [online]. aerotec.red [cit. 2022-11-11]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/CjqjlfVrol7/?hl=cs>
- [12] Connection flanges. In: *Facebook* [online]. Skyward Experimental Rocketry [cit. 2022-11-11]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/skywardEU/posts/pfbid0RKzbeidXBgFyu8YV47Whx1pPXziBcExv3NPDJNxxw4n6wGaDc6n38ny2aXaVZMw1HI>
- [13] KUBÍČEK, Jaroslav. TECHNOLOGIE HYBRIDNÍHO SPOJOVÁNÍ. In: *Ust.fme.vutbr.cz* [online]. [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/svarovani/img/opory/hpu_renovace_a_povrchove_upravy_hybridni_spojovani_2020_kubicek.pdf
- [14] SCHINDWOLF, Eric, Bruce SWANSON a William MILLARD. Launch of "Smallsats" Using Low-Cost Sounding Rocket Technologies, Methods, and Practices. *Proceedings of the AIAA/USU Conference on Small Satellites, Smaller than Small: The Next Generation, SSC98-III-2* [online]. [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: <https://digitalcommons.usu.edu/smallsat/1998/all1998/15/>

- [15] ZURKAULEN, Maximilian. *LAYOUT AND DESIGN OF A PRESSURISED STRUCTURE FOR GELLED PROPELLANTS FOR A THRUST CONTROLLABLE SOUNDING ROCKET UPPER STAGE* [online]. Aachen, 2019 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/275581258.pdf>. Masterarbeit. RWTH Aachen.
- [16] *Aerospace Team Graz AVES II* [online]. In: . [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: https://astg.at/documents/ASTG_AVES_II_poster_euroc22_A0_print.pdf
- [17] *BME Aerospace Team* [online]. In: . [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: <https://bmeaerospace.hu/en/about-us/>
- [18] MARTENS, J., X. CUI, H. STOLDT a L. ALACOQUE. Student Organization for Aerospace Research Atlantis II Sounding Rocket. In: *Soundingrocket.org* [online]. Calgary: University of Calgary, 2018 [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: https://www.soundingrocket.org/uploads/9/0/6/4/9064598/43_project_report.pdf
- [19] REXUS User Manual. In: *Rexusbexus.net* [online]. [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: http://rexbexus.net/wp-content/uploads/2021/12/RX_UserManual_v7-17_26Nov21.pdf
- [20] GROSSE, Jens. *Thermal and Mechanical Design and Simulation for the first High Precision Quantum Optics Experiment on a Sounding Rocket* [online]. 2016 [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/311479247_Thermal_and_Mechanical_Design_and_Simulation_for_the_first_high_precision_Quantum_Optics_Experiment_on_a_Sounding_Rocket. Disertace. Universität Bremen.
- [21] AEROSPACE TEAM GRAZ. RADAX Airframe Joint. In: *Facebook* [online]. [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/photo/?fbid=990960858455841&set=pb.100026258087462.-2207520000>.
- [22] SZUPERSONIKUS SEBESSÉGGEL. In: *BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM* [online]. [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: https://www.bme.hu/hirek/20220817/Szuperszonikus_sebesseggel
- [23] HUYNH, Thomas a Krystal PARKER. *THERMAL AND STRUCTURAL ANALYSIS OF A ROCKETBORNE EXPERIMENT* [online]. 2007 [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: https://web.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-102207-142148/unrestricted/MQP_NAG0701_Thermal_and_Structural_Analysis_of_a_Rocketborne_Experiment.pdf. A Major Qualifying Project Report. Worcester Polytechnic Institute.
- [24] GAURAV, Gawad. From Launching Satellites to releasing bombs, this clamp does it all!. In: *Jollyclamps.com* [online]. [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://jollyclamps.com/from-launching-satellites-to-releasing-bombs-this-clamp-does-it-all/>
- [25] MARMAN CLAMP SYSTEM DESIGN GUIDELINES: GUIDELINE NO. GD-ED-2214. In: *PREFERRED RELIABILITY PRACTICES* [online]. NASA [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20130216113601/http://engineer.jpl.nasa.gov/practices/2214.pdf>
- [26] ARIS.SPACE. Helvetia. In: *Instagram* [online]. aris.space, 2022 [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/p/Ci2uKwWq-g8/>
- [27] AMATO, Nicolas, Zachary HUAMÁN, Alicea HYLAND a Jacob KOSLOW. *Design, Analysis, and Test of a High-Powered Model Rocket* [online]. 2020 [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: https://web.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-040720-011451/unrestricted/Design,_Analysis,_and_Test_of_a_High-Powered_Model_Rocket.pdf. Major Qualifying Project Report. Worcester Polytechnic Institute.



- [28] NAKKA, Richard. Launch Report -- Frostfire Two Rocket. In: *Richard Nakka's Experimental Rocketry Web Site* [online]. [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.nakka-rocketry.net/ff-2.html>
- [29] NEWLANDS, Rick, Martin HEYWOOD a Andy LEE. Rocket vehicle loads and airframe design. In: *Aspirespace technical papers* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <http://www.aspirespace.org.uk/downloads/Rocket%20vehicle%20loads%20and%20airframe%20design.pdf>
- [30] ZAHRADNÍK, Jaroslav a Jan BAUER. *Základy managementu*. Vydání první. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996. ISBN 80-01-01413-4.
- [31] *ECSS-E-HB-32-23A: Threaded fasteners handbook* [online]. In: . Noordwijk: European Cooperation for Space Standardization [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://ecss.nl/hbstms/ecss-e-hb-32-23a-threaded-fasteners-handbook/>
- [32] CHOUDHURY, Mahbuboor, Shahriar QUAYYUM a Khan AMANT. *Modeling and Analysis of a Bolted Flanged Pipe Joint Subjected to Bending* [online]. In: . [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/314317012_Modeling_and_Analysis_of_a_Bolted_Flanged_Pipe_Joint_Subjected_to_Bending
- [33] CAVALLO, Christian. All About 2024 Aluminum (Properties, Strength and Uses). In: *Thomasnet* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/metals-metal-products/2024-aluminum/>
- [34] CAVALLO, Christian. All About 6061 Aluminum (Properties, Strength and Uses). In: *Thomasnet* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/metals-metal-products/6061-aluminum/>
- [35] CAVALLO, Christian. All About 7075 Aluminum (Properties, Strength and Uses). In: *Thomasnet* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/metals-metal-products/all-about-7075-aluminum-properties-strength-and-uses/>
- [36] Nelegované konstrukční oceli podle normy ČSN EN 10025-2: přehled mechanických vlastností pro dlouhé výrobky. In: *Bbolzano.cz* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: https://bbolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP_EN10025-2-prehled-mech-vlast_1.pdf
- [37] KRATINA, Jakub. Hustota materiálů a látek. In: *E-konstrukter* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hustota-materialu-a-latek>
- [38] Hliníková tyč kruhová 170 mm. In: *MANEMA s.r.o.* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.ehutni.cz/produkt/hlinikova-tyc-kruhova-170-mm-al00783/>
- [39] Šroub s půlkulatou hlavou s vnitřním šestihranem ISO 7380-1 Nerezocel A4 M3X8. In: *Fabory* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.fabory.com/cs/%C5%A0roub-s-p%C5%AFikulatou-hlavou-s-vnit%C5%99n%C3%ADm-%C5%A1estihranem-iso-7380-1-nerezocel-a4-m3x8/p/55030030008>
- [40] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [41] HeliCoil plus. In: *Böllhoff* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.helicoil.cz/UserFiles/Image/1619163700HELICOIL-plus-CS-0100.pdf>
- [42] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-1701-X.



- [43] HENDRYCH, Martin. *Technická mechanika: Pružnost a pevnost Průřezové veličiny v ohybu 17* [online]. In: . [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/4874823/>
- [44] RICE, Richard, Jana JACKSON, John BAKUCKAS a Steven THOMPSON. *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)* [online]. Department of Transportation Federal Aviation Administration [cit. 2023-03-19]. Dostupné z: <https://ntrl.ntis.gov/NTRL/dashboard/searchResults/titleDetail/PB2003106632.xhtml>
- [45] Momentový šroubovák 6001-3.0/3 Hazet (HA141685). In: *GMTECHNIK* [online]. [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: <https://eshop.gmtechnik.cz/momentovy-sroubovak-6001-303-hazet-ha141685>
- [46] Stavitelný momentový šroubovák Wera 7400 Kraftform, 1,2-3,0 Nm. In: *Naradionline.cz* [online]. [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: <https://www.naradionline.cz/stavitelny-momentovy-sroubovak-wera-7400-kraftform-12-30-nm.html>
- [47] ODBORNÉ PORADENSTVÍ: OBRANA PROTI UVOLŇOVÁNÍ. In: *Www.nord-lock.com* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.nord-lock.com/cs-cz/zajimavosti/bolting-tips/2016/the-experts-picking-up-the-slack/>
- [48] Bolt Connector. In: *Help.autodesk.com* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://help.autodesk.com/view/NINCAD/2023/ENU/?guid=GUID-DE94AF96-28B9-40B0-AE30-5D19798A5D18>
- [49] PETR, Karel. *Geometrické tolerance dle ISO GPS*. Praha: Verlag Dashöfer, 2019. ISBN 978-80-7635-019-9.