



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

VÝVOJ A VÝROBA VLOŽKY SE SPECIÁLNÍMI MECHANICKÝMI VLASTNOSTMI PRO SATELITNÍ STRUKTURU ZE SENDVIČOVÝCH PANELŮ

DEVELOPMENT AND MANUFACTURING OF INSERT FOR SATELLITE SANDWICH PANEL STRUCTURE
WITH TAILORED MECHANICAL CHARACTERISTICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Raška

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav strojírenské technologie
Student:	Bc. Tomáš Raška
Studijní program:	Industrial Engineering
Studijní obor:	Industrial Engineering
Vedoucí práce:	prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.
Akademický rok:	2019/20

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

Vývoj a výroba vložky se speciálními mechanickými vlastnostmi pro satelitní strukturu ze sendvičových panelů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se bude zabývat vývojem a výrobou vložky se specifickými mechanickými vlastnostmi, která se používá pro realizaci konstručních spojů mezi sendvičovými panely satelitu. Hlavním předmětem práce bude technologická příprava, výroba, inspekce a testování vyvíjené součásti. Práce bude navazovat na návrh vzniklý pomocí topologické optimalizace.

Cíle diplomové práce:

- Seznámení se s problematikou.
- Posouzení a případná změna návrhu součásti v rámci vyrobitelnosti.
- Technologická příprava a výroba součásti.
- Příprava metodologie inspekce a její aplikace na vyrobenou součást.

Seznam doporučené literatury:

LEY, W., WITTMANN, K. and HALLMANN, W. Handbook of Space Technology. 3rd ed. West Sussex: John Wiley & Sons, Ltd, 2011. ISBN 978-0-470-74241-9.

WERTZ, J. and LARSON, W. Space Mission Analysis and Design. 3rd ed. Leiden: Springer Netherlands, 1999. ISBN 978-0-7923-5901-2.

WIJKER, J. J. Spacecraft Structures. Leiden: Springer Netherlands, 2008. ISBN 978-3-540-75552-4.

SHAW, M. C. Metal Cutting Principles. Oxford University Press, 2nd ed., 2005, pp. 651. ISBN 0-1-514206-3.

TLUSTY, J. Manufacturing Process and Equipment. 1st edition. Prentice Hall, 1999. 928 s. ISBN 10-0201498650.

CAMPOCASSO, S., POULACHON, G., BISSEY-BRETON, S., COSTES, J. P., OUTEIRO, J. C. Influence of Machining on the Microstructure, Mechanical Properties and Corrosion Behaviour of a Low Carbon Martensitic Stainless Steel 2016. Procedia CIRP 46, pp. 331-335.

GERMAIN, D., FROMENTIN, G., POULACHON, G., BISSEY-BRETON, S. From large-scale to micromachining: A review of force prediction models Journal of Manufacturing Processes. Volume 15, Issue 3, August 2013, pp. 389-401.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na vývoj, výrobu a testování speciální vložky pro sendvičové panely. Struktura družice musí přežít dvě velmi odlišná prostředí během své mise. Nejdříve je během startu vystavena velkým zrychlením a obecně značnému mechanickému namáhání. Poté je vystavena vesmírnému prostředí, kde dochází ke značným tepelným výkyvům, způsobeným slunečním zářením, albedem, atd. Tyto tepelné výchyly následně způsobují nezanedbatelné mechanické zatížení na strukturální spoje, zejména v případě velkých struktur.

Cílem této práce je navrhnout pružnou vložku se specifickými mechanickými vlastnostmi, přizpůsobenými unést zatížení při startu i při činnosti ve vesmíru. Tento návrh bude analyticky ověřen pomocí metody konečných prvků. Dalším cílem je navrhnout výrobní proces, který by upřednostňoval konvenční obrábění. Posledním cílem je navrhnout testovací metodologii k ověření návrhu mechanickou zkouškou.

Nově navržená vložka by měla být náhradou za současné řešení, které je provedeno pomocí několika válcových vložek a vhodné konzoly.

Tato diplomová práce byla sepsána ve spolupráci s průmyslovým partnerem, firmou OHB Czechspace s.r.o. sídlící v Brně. Jedná se o společnost poskytující inženýrské služby, zaměřenou na vývoj, zajištění výroby, integrace a zprostředkování a dohled nad testováním družicových struktur a dalších zařízení pro vesmírnou aplikaci. Je členem skupiny OHB SE se sídlem v Brémách, která je jedním z hlavních hráčů na poli evropského kosmického průmyslu. Navíc se jedná o jednu ze tří evropských společností se statutem LSI (Large System Integrator), tedy se schopností sestavovat velké družicové systémy.

Družicové podsystémy

Velké družice, v kategorii 3 až 5 tun, jsou složité systémy složené z dalších podsystémů. Pro tuto roli jsou nejzásadnější strukturální a termální podsystémy.

Strukturální podsystém je dále rozdělen na primární, sekundární a terciální. Primární přenáší hlavní zatížení nosné rakety, na sekundární je namontován náklad a terciální představují především konzoly a spojovací prvky. Na tyto části je kladena celá řada různých požadavků. Ke splnění těchto požadavků se využívají monolitní, nebo sendvičové struktury standardně z uhlíkových kompozitů. Tyto materiály dosahují vysokých měrných pevností a měrných tuhostí [4], [5], [6], [8].

Jelikož družice je vystavována prostředím, která mohou být do určité míry nepředvídatelná, je tedy třeba navrhnout strukturu s dostatečnými koeficienty bezpečnosti. Celkově je přístup k výpočtovému modelování zpravidla konzervativní, aby se předešlo kritickým selháním struktury, které by mohly ohrozit misi [4].

Během své činnosti na oběžné dráze není družice chráněna atmosférou a její teplota tedy může značně vzrůst, když je vystavena slunečnímu záření, ale také může významně klesnout, pokud je ve stínu Země. Přístroje tvořící funkční náklad družice jsou často náchylné na velké tepelné výkyvy a mívají pouze omezené pásmo funkčních teplot. Z těchto důvodů musí být družice vybaveny termálním podsystémem [9].

Termální podsystém může být koncipován jako pasivní, nebo aktivní. Pasivní podsystémy využívají nátěry, povlaky, teplovodní trubice nebo izolace. Aktivní systémy

využívají radiátory, tepelné zdroje, chladiče apod. Přestože jsou aktivní systémy efektivnější, jsou využívány pouze v nutných případech, jelikož jsou často mnohem těžší a finančně nákladnější než systémy pasivní [6], [9].

Operační prostředí družice

Družice je vystavena během svého životního cyklu různým prostředím, která kladou různé požadavky na její strukturu.

Pozemní přípravy

Je nutné zvažovat i pozemní přípravy, i když ve většině případů nepředstavují kritické zátěžné stavy pro družici. Tato fáze se označuje jako AIV (Assembly, Intergration and Verification), nebo AIT (Assembly, Integration and Test). Během této fáze je finalizována hlavní sestava. Všechny podsystémy jsou propojeny a jejich funkčnost je ověřena. Kontroluje se například správné napětí na rozhraních nebo funkčnost mechanismů. Během sestavování je družice přesouvána na jeřábech, nebo na speciálních přípravcích. Také může být přepravována po zemi, vodě, nebo vzdušně na místo startu. Je tedy nutné zvažovat zatížení, která vznikají [4], [9].

Start

Předstartovní příprava je řízená postupy poskytovatele raketového nosiče a tyto informace jsou zahrnuty v uživatelských příručkách, které každá agentura poskytuje pro svoje nosiče [1], [12], [13].

Přípravy zahrnují poslední kontroly všech podsystémů, tankování, nabíjení baterií, umístování pyrotechniky atd. V poslední řadě jsou odstraněny všechny kryty a bezpečnostní kolíky označované červenými visačkami „Remove Before Flight“. Na druhé straně jsou zapojeny spínače nebezpečných podsystémů jako pohonu, nebo pyrotechniky, označené zelenými štítky [6].

Během startu je družice vystavena různým typům zatížení. Za prvé, podélnému a příčnému kvazi statické zatížení, způsobenému zrychlením nosiče. Za druhé, harmonickému kmitání od motorů nebo aerodynamických jevů. Za třetí, náhodným vibracím od akustického buzení a v neposlední řadě rázům od výbušných šroubů při separaci stupňů, nebo separaci samotné družice [4].

Oběžná dráha

Oběžná dráha je eliptická trajektorie družice kolem centrálního tělesa, většinou Země. Tyto oběžné dráhy jsou řízeny Newtonovy a Keplerovy zákony. Rozlišuje se několik hlavních typů oběžných drah. Mezi nejběžnější patří nízká oběžná dráha (LEO), střední oběžná dráha (MEO), geostacionární oběžná dráha (GEO) a vysoká oběžná dráha (HEO) [11].

Je nezbytné znát parametry oběžné dráhy, jelikož mimo jiné určují, jak bude družice vystavena slunečnímu záření [9].

Sendvičové kompozity

Sendvičové kompozity jsou složeny ze dvou vnějších vrstev, mezi kterými je vloženo jádro s nízkou hustotou. V podstatě se chování sendvičového panelu podobá nosníku s I profilem. Vnější vrstvy přenášejí tahová a tlaková zatížení, zatímco jádro přenáší zatížení smyková. Jejich hlavní výhodou je vysoká specifická tuhost a specifická pevnost [5].

Potahové vrstvy využívané vesmírným průmyslem jsou nejčastěji hliníkové, nebo z uhlíkových kompozitů (CFRP). Uhlíkové kompozity využívají uhlíková vlákna spojená polymerní pryskyřicí. Běžně jsou dodávány v podobě předimpregnovaných vláken nazývaných prepregy. Ty mohou být jednosměrné, nebo v podobě tkanin. Výsledný kompozit je vytvořen seskládáním několika vrstev prepregů. Jelikož se často využívají jednosměrné prepregy, je třeba je během skládání vůči sobě natočit, aby bylo dosaženo žádoucího uspořádání, například kvazi izotropního [22], [24].

Jádra sendvičů jsou tvořena především hliníkovými voštinami, nebo speciálními pěny. Pro družice se využívají přednostně prvně zmiňované vyrobené z hliníkové slitiny 5056. Voštinová jádra jsou vyráběna slepováním hliníkových pásů a následnou expanzí, nebo lepením předem zvlněných pásů. Toto způsobuje rozdílné vlastnosti v podélném a příčném směru pásů [29].

Spojování sendvičových panelů

Sendvičové panely vyžadují využití vložek k přenášení lokálních zatížení, kvůli malé hustotě a tuhosti jádra. Vložky bývají do panelu uchyceny pomocí pryskyřice, která má zajistit přenos zatížení mezi vložkou a jádrem panelu. K těmto vložkám je následně pomocí šroubů přichycen náklad, nebo strukturální konzoly [26].

Vložky se řadí do několika kategorií podle způsobu montáže do panelu. Nejpoužívanější jsou ty, které se montují do již vyrobených panelů a jsou vlepeny pryskyřicí, která se vytvrzuje za studena. Ty se dále mohou dělit v závislosti na způsobu uchycení v panelu. Za první existují vložky procházející skrz celý panel. Za druhé jsou vložky s celkovým lepením, kdy pryskyřice vyplní celý prostor kolem vložky i pod ní, a také se vyskytují částečně lepené vložky, kdy pryskyřice vyplňuje pouze prostor v nejbližším okolí vložky [26].

Specifické obráběcí operace

Tváření vnitřních závitů

Tváření vnitřních závitů je technologická operace, která využívá k vytvoření závitu deformaci nikoli řezáním, jak je běžným postupem. Tento přístup umožňuje vytvořit odolnější závity a také prodloužit životnost závitníku [55].

Tento přístup má určitá specifika. Hlavním je, že výsledný závit nemá dokonalý tvar, ale v jeho vrcholu se nachází drážka, která ovšem nemá vliv na mechanické vlastnosti závitu. Velikost a tvar drážky jsou řízeny průměrem předvrtané díry a také materiálem obrobku [55], [56].

Aby byl závit vytvářen správně, je třeba zajistit synchronizaci rotace vřetena a jeho axiální posuv, nebo je třeba využít vhodný pružný upínač. Dále je třeba dbát na volbu procesní kapaliny, jelikož významně ovlivňuje integritu povrchu, jeho výslednou tvrdost a také potřebný moment. V neposlední řadě je nutné zvážit, zda tuto metodu není možné aplikovat na materiály s tvrdostí vyšší než 60 HRC a také na materiály s nízkou tažností [56], [57].

Frézování tenkých stěn

Frézování tenkostěnných kapes je běžnou praxí v leteckém a kosmickém průmyslu, jelikož umožňuje výrobu lehkých monolitických součástí. Aby bylo dosaženo požadovaných geometrických přesností, a drsností povrchu je třeba zvolit správný přístup,

vzhledem k riziku vzniku vibrací. Tento problém může být analyticky, nebo experimentálně prozkoumán, aby bylo možné zvolit řezné podmínky s ohledem na limitace procesu. Tyto data mohou být vynesena do diagramu, který spojuje většinou řeznou rychlost a hloubku řezu, nebo radiální záběr. Křivka v diagramu vytyčuje hranici mezi stabilními a nestabilními podmínkami, přičemž stabilní jsou pod křivkou a nestabilní nad ní [58], [61], [62], [63].

Předběžný návrh

Jako základ pro předběžný návrh sloužil model stojiny ze sendvičového panelu s uhlíkovými potahy (SW) a radiátoru představovaného panelem s hliníkovými potahy (RAD), které byly spojené do T pomocí pěti konzol, zjednodušených na lineární pružiny.

Radiátoru byla přiřazena hmotnost 200 kg a tepelná roztažnost $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$. Tepelná roztažnost stojiny byla uvažovaná 0 K^{-1} a její hmotnost byla zanedbána. Analytické výpočty uvažovaly dva zátěžné stavy. První zatížení bylo zrychlením 10 g ($98,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$) v ose z, druhé zvýšením teploty celé sestavy o $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Prvním cílem bylo vypočítat tuhosti vložky. Toto bylo nezbytné k vypočtení napětí, které je vyvolané deformací vložky, aby nebylo překročeno povolené zatížení vložky pro oba zátěžné stavy. Pro každý stav by byla vhodná jiná tuhost. V případě mechanického zatížení je žádoucí nejvyšší možná tuhost, zatímco tepelná zatížení vyžadují poddajnou součást. V této fázi se předpokládá, že radiátor i stojina jsou významně tužší než vložka.

Síla působící na jednotlivé pružiny v důsledku zrychlení byla vypočtena pomocí 2. Newtonova zákona, rovnice (1), za předpokladu, že se zatížení rovnoměrně rozloží. V případě teplotní roztažnosti bylo předpokládáno, že se radiátor bude rovnoměrně roztahovat směrem od středu. Tím pádem vyšlo, že nejzatíženější budou pružiny nejdále od středu. Na těchto pružinách byl vypočítán relativní posuv pomocí rovnice (3). Působící síla je poté závislá na tuhosti pružiny, jak ukazuje rovnice (4).

Je nutné poznamenat, že i když zatížení vyvolané rozdílnými tepelnými roztažnostmi komponent je deformace, tedy mechanické zatížení, je dále v této práci pro přehlednost často označováno jako tepelné.

Dále byly v rámci předběžného návrhu vypočteny teoretické parametry pro pružiny, které byly ve výpočtech reprezentovány pruty. Pro výpočet byl sestaven model prutu s vetknutím na jednom konci a posuvnou vazbou na druhém. Tento staticky neurčitý problém byl vyřešen pomocí Castigliánovy věty. Její aplikací bylo možné vypočítat teoretickou tuhost prutu v závislosti na jeho geometrii a materiálu a také teoretické maximální napětí v závislosti na aplikované síle, geometrii a materiálu prutu.

Díky těmto výpočtům bylo možné sestavit tabulky ukazující maximální napětí v závislosti na délce a šířce prutu a porovnat tato napětí s mezí kluzu zvoleného materiálu.

Předběžný návrh a analýzy pomohly sestavit požadavky na návrh vložky. Některé požadavky vycházejí ze standardů kosmického průmyslu, další jsou založeny na zvolené aplikaci. Tyto požadavky jsou shrnuty v tabulce 6.5. U každého požadavku je specifikováno, zdali bude verifikován kontrolou, analýzou, nebo testem.

Aplikace

Geometrie

Aplikace, pro kterou byla vložka navrhována, se v rozměrech liší od předběžného návrhu. Výsledná délka radiátoru je 1,8 m, šířka 2,3 m a váha 180 kg. Radiátor je připevněn ke stojině, s délkou 1,8 m a šířkou 0,35 m, přimontován pomocí dvanácti vložek rovnoměrně rozmístěných po 0,15 m.

Jako nosič pro tento projekt slouží evropská raketa Ariane 5, mechanická zatížení jsou tedy specifikována její uživatelskou příručkou [1]. Pro první analýzy bylo uvažováno pouze kvazi statické zatížení, které příručka specifikuje v násobcích gravitačního zrychlení pro kritické fáze letu, jako vzlet, aerodynamická fáze atd. Tato zatížení jsou přenásobena bezpečnostními faktory, které jsou určeny běžnými požadavky v kosmickém průmyslu. Po zvážení všech faktorů je výsledný faktor 1,65. Zatížení povýšená o tento faktor byla následně využita pro vytvoření letové obálky.

Po předběžných návrzích byl sestaven model pro výpočty pomocí metody konečných prvků (MKP). Model tvořily 2 desky z 2D prvků, jimž byla přiřazena vlastnost kompozitních panelů. Vložky byly v tomto modelu nahrazeny 1D prvky s určenou tuhostí. Jednotlivým komponentám byly přiřazeny materiálové vlastnosti. Pro potah radiátoru bývá využívána hliníková slitina Alclad 2024-T81, jejíž vlastnosti byly převzaty z normy MMPDS [2]. Potah stojiny je laminát z uhlíkových vláken M55J a pojící pryskyřice EX-1515. Oba sendvičové panely používají stejné jádro v podobě hliníkové voštiny ¼-5056-0.001p.

Kontroly modelu

Standardní metodologie doporučená normou ECSS [21] říká, že před provedením jakékoliv analýzy musí být konečně prvkový model ověřen. Tyto kontroly zejména ověřují, zdali výpočtový model reprezentuje fyzikální realitu očekávaným způsobem.

První kontrola je provedena zavedením jednotkového gravitačního zrychlení (UG check). Tímto se ověří silová rovnováha modelu. Jsou aplikovány tři zátěžné stavy, jednotkové zrychlení v ose x, y a z. Je vypočítána výslednice působící ve vetknutí a ta by měla být rovna hmotnosti modelu krát zrychlení. Jelikož tento typ výpočtového modelování je založen na numerických metodách, nikdy nedojde k přesnému vynulování. Norma stanovuje kritérium, které musí výpočet splnit [21].

Další kontrola je „free-free check“ (FF check). Tato ověřuje spojitost modelu. Jedná se o jednoduchou modální analýzu. Provádí se na volném modelu a prvních 6 vlastních frekvencí nesmí opět překročit normou stanovenou mez.

Nakonec byla provedena kontrola volné termo-elastické deformace (TED check). Cílem je ověřit, že v modelu nevznikají při termo-elastické analýze dodatečná napětí způsobená sítí. Model je v tomto případě zavazbený tak, aby umožňoval volnou deformaci všech komponent. Celému modelu jsou přiděleny jednotné materiálové charakteristiky. Maximální pozorované napětí by nemělo překročit 10^4 Pa.

Statická analýza

Na tomto modelu byla provedena statická a termoelastická analýza. Jejím cílem bylo najít síly působící na jednotlivé vložky při kritických letových stavech specifikovaných letovou obálkou. Dále z ní byly vyvozeny zatížení, podle kterých byl prováděn návrh

součástí. Bylo třeba brát v potaz, že model byl sestaven s odhadovanou tuhostí vložky, a také že bude nezbytné opakovat tuto analýzu, ve chvíli, kdy budou dostupné hodnoty tuhosti konečného návrhu.

Celý model byl zatížen jednotkovým gravitačním zrychlením stejně jako v případě kontroly modelu. Toto zatížení bylo následně přepočítáno pomocí superpozice na výpočetní zatížení.

Výsledné síly vykazovaly téměř rovnoměrné rozložení zatížení na všechny vložky, kromě vnějších. Byl ovšem objeven nečekaný výsledek v podobě velkého momentu kolem osy y na vnějších vložkách. Po krátkém přezkoumání bylo zjištěno, že tento jev je způsoben deformací radiátoru. Jelikož je na něj aplikováno spojité namáhání v ose x , dochází k rotaci vnějších stran radiátoru kolem osy y . Jelikož mají vložky v tomto modelu přiřazenou velkou torzní tuhost, vytváří velký moment jako reakci na rotaci. Jedná se pouze o důsledek zjednodušení modelu, jelikož v praxi by tato rotace byla omezena sousední primární nebo sekundární strukturou.

Termo-elastická analýza

Termo-elastická analýza byla provedena k určení zatížení vložek při činnosti družice na oběžné dráze. V tomto případě byly pozorovány vzájemné posuvy uzlů modelu. Opět se jednalo o informativní výsledky, které nespecifikují požadavky na konečný návrh.

Celému modelu byla nastavena referenční teplota $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a v zátěžném stavu byla zvýšena na $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. Aby bylo dosaženo skutečných hodnot posuvů, bylo třeba pomocí superpozice výsledky vynásobit faktorem 30, simulujícím změnu teploty o 30 K. Výsledná deformace odpovídala předpokladům. Téměř rovnoměrná expanze byla pozorována. Je ovšem částečně omezená vložkami a výsledky tedy vytváří čoučkovité kontury místo kruhovitých.

Maximální relativní posuv byl 0,43 mm v ose z . Posuvy byly pozorovány i v osách x a y , ale byly o několik řádů nižší, a tedy zanedbány. Výsledný posuv musel být ovšem ještě přenásoben faktorem 1,44, aby byly pokryty nejistoty výpočtového modelování respektive analýzy.

Závěry pro návrh

Po provedení statické analýzy, bylo rozhodnuto uvažovat pro návrh pouze síly na prostředních vložkách, jelikož jsou na nich nejvyšší. Tento přístup je nejkonzervativnější.

Síly na vnějších vložkách, které jsou způsobené ohybem radiátoru, nebudou brány v potaz. Předpokládá se, že výsledná torzní tuhost vložky bude o několik řádů nižší, a tedy reakční síly se sníží.

V případě termoelastické analýzy bylo rozhodnuto, že pro tepelná zatížení budou při návrhu uvažovány pouze vnější vložky, jelikož jsou nejvíce namáhány.

Koncepty

Několik verzí vložky bylo navrženo a jejich chování při mechanickém a tepelném zatížení bylo prozkoumáno pomocí MKP. Pro ulehčení procesu byly CAD modely zjednodušeny a detailní CAD model byl připraven až pro konečný návrh.

Všechny návrhy byly připraveny kolem deformovatelné vnitřní struktury, ke které je připevněný centrální výstupek s dírou se závitem. Dále bylo nezbytné přidat vnější konstrukci, aby mohla být skrz vložku přenášena zatížení a nedocházelo k oslabení panelu.

Jinými slovy bylo nezbytné navrhnout monolitní pevnou vnější část a pružnou vnitřní část, což bylo nezanedbatelným problémem z pohledu výrobitelnosti.

Topologická optimalizace by byla velice prospěšná pro návrh vložky, zejména pro snížení její hmotnosti, ovšem brzy při vývoji bylo zjištěno, že není možné ji v tomto zadání využít. Součást navržená využitím topologické optimalizace je zpravidla vyrobitelná pouze při zapojení aditivních technologií. Byly identifikovány dva hlavní faktory, které způsobily upřednostnění konvenčního obrábění. Za prvé, mnohem vyšší náklady na výrobu při využití aditivních technologií v porovnání s konvenčními metodami. Za druhé by byl nutný kvalifikační proces, který by musel ověřit nejen, že součást vyhovuje požadavkům návrhu, ale také že materiál a samotný výrobní proces dodavatele splňují definované požadavky. Což by bylo, jak finančně, tak časově velmi náročné.

Materiály

Tři materiály byly zvažovány EN-AW-7075, Ti-6Al-4V a ocel Maraging 280. Nakonec byla zvolena hliníková slitina EN-AW-7075, která má vhodné mechanické vlastnosti. Tedy středně velký Youngův modul a vysokou pevnost. Navíc je jednoduše dostupná za přiměřenou cenu. Slitina se běžně využívá v leteckém a kosmickém průmyslu a navíc je, s tepelným zpracováním T7351, využívána na standardně používané vložky.

Pro dosažení požadované pevnosti bylo zvoleno tepelné zpracování T651. Aby byla vykompenzována horší odolnost vůči korozi, bylo rozhodnuto, aby součást byla eloxovaná.

Funkční návrh

Funkční návrh rozvinul předchozí návrhy. Pro tento návrh bylo rozhodnuto, že funkční část bude vyrobena konvenčním frézováním. Tato změna byla nutná kvůli přidání zad, které budou sloužit jako spojení mezi vložkou a pryskyřicí v sendviči. Kvůli této změně bylo nutné přizpůsobit zaoblení a zvětšit je na 2 mm, tak aby mohly být vyrobeny 4 mm frézou. Dále byla celá funkční část snížena na 15 mm, jelikož obrábění hlubších kapes by bylo téměř nemožné.

Další novou částí návrhu byla dělicí kapsa oddělující funkční část a záda vložky. Pokud by nebyla do návrhu přidána, funkční část by se nemohla správně deformovat. Při první iteraci tohoto návrhu bylo pro výrobu této kapsy zvažováno opět elektroerozivní obrábění.

Změn doznala i centrální část, která byla vyztužena, aby se předešlo nežádoucím deformacím. Centrální válec byl rozšířen na 14 mm, aby mohl bezpečně pojmout vnitřní závit M6-6H, dle normy ISO 261:1998.

Bylo zjištěno, že dochází k nežádoucímu příčnému posuvu při zatížení. Bylo rozhodnuto přidat vyztužující žebra na boky vložky a provést krátkou studii porovnávající několik řešení. Tato studie se zaměřovala na tuhost součásti v ose y a z a také na její hmotnost. Cílem bylo nalézt řešení, které by omezilo příčný posuv na 25-30 % při co nejnižší hmotnosti. Pro konečný návrh byla zvolena 2 mm široká žebra s krátkým zkosením.

Dodatečné optimalizace

Po dokončení hlavního funkčního návrhu, bylo rozhodnuto optimalizovat méně významné rozměry vložky. Jedná se především o stěny, u kterých se nepředpokládá

zatížení během činnosti. Jedná se především o záda, která snížením tloušťky z 3 mm na 2 mm ušetří 8 gramů.

Dále byla tloušťka bočních stěn směřujících k jádru panelu snížena z 3 mm na 2 mm, což ušetřilo 2 gramy na stěnu. Bylo by možné ušetřit více hmotnosti, ale bylo rozhodnuto ponechat tloušťky stěn na 2 mm. Tenčí boční stěny by mohly narušit celkovou tuhost součásti. Tenčí záda by mohla způsobovat problémy při výrobě, jelikož by mohlo docházet k vibracím.

Navíc byla provedena změna u dělicí kapsy, pro níž se změnila výrobní technologie z elektroerozivního obrábění na frézování, aby se zjednodušil výrobní proces. Kapsa byla rozšířena na 6 mm, aby vznikl dostatečný prostor pro frézu. Dále byly zaoblení u funkční části zmenšeny na 2 mm, aby byla snížena tuhost v této oblasti, která způsobuje koncentraci napětí. Jelikož tato změna byla provedena téměř na konci vývoje, je mnoho výpočtů a analýz provedeno s užší kapsou.

Detailní návrh

Při dokončování detailního návrhu bylo třeba brát v potaz montáž vložky do sendvičového panelu. Byla přidána díra v zádech, aby bylo možné vstříknout pryskyřici do prostoru mezi vložku a jádro panelu. Dále byla v zádech přidána kapsa podél vnější části vložky, aby vytvořila prostor pro pryskyřici. V neposlední řadě byla přidána osazení pro správné usazení potahů panelu. Také bylo přidáno osazení s výškou 1,5 mm na centrální válec sloužící jako distanční podložka.

Výpočty pomocí metody konečných prvků

Návrhy byly analyzovány pomocí metody konečných prvků. Proces vytváření modelů byl řízen interními směnicemi a postupy. Několik analýz bylo provedeno, aby se ověřilo, zdali navržená vložka vyhoví požadavkům. Ověření bylo provedeno výpočtem součinitele bezpečnosti, který musel podle normy ECSS [20] kladný.

Model konečného návrhu

Jelikož je konečný návrh komplikovanější než předchozí, musel být vytvořen nový model. Hlavní problematické prvky byly boční žebra a zaoblení okolo dělicí kapsy.

Kapsa pro pryskyřici a také opěrná osazení pro potahy panelů nebyla modelována, stejně jako závislá zkosení a zaoblení, jelikož bylo zhodnoceno, že tyto prvky nemají vliv na celkovou tuhost nebo odolnost součásti. Tento předpoklad byl aplikován i na osazení na centrálním válci.

Bylo nezbytné rozřezat model tak, aby automatický nástroj dokázal vytvořit rovnoměrnou síť. Ovšem i přes důkladnou přípravu zůstala kolem horních zaoblení dělicí kapsy malá oblast, kde nebylo možné vytvořit automaticky rovnoměrnou šestistěnnou síť. Řešením bylo vytvořit síť v této oblasti pomocí čtyřstěnnů. Bylo třeba zvážit, zda tyto prvky zvýší tuhost této oblasti.

Tyto prostorové prvky byly pokryty 2D prvky s tloušťkou 10^{-9} m. Ve zdrojovém kódu pro výpočetní software bylo specifikováno, aby byly při výpočtu uvažovány jako membrány, tedy prvky přenášející pouze tah a tlak. Jelikož jsou velmi tenké, neovlivní výslednou tuhost ani odolnost součásti. Byly využity především k vizualizaci napětí na povrchu součásti [6].

Tuhostní analýza

Cílem této analýzy bylo určit lineární a torzní tuhosti vložky ve třech hlavních osách.

Zatížení bylo zavedeno do nezávislého uzlu vazebného prvku RBE2 v centrální díře. Jedná se o podobné zatížení jako v případě kontroly UG check, ovšem v tomto případě bylo zatížení 1 N pro lineární tuhosti a 1 Nm pro torzní tuhosti.

Výsledky byly zpracovány v softwaru Altair HyperView. Posuv nebo rotace nezávislého uzlu byl měřen ve směru zatížení a výsledná tuhost byla vypočtena jako převrácená hodnota tohoto posuvu.

Výsledné tuhosti jsou shrnuty v tabulce 9.3.

Přehodnocení globálního modelu

Poté, co byla dokončena tuhostní analýza konečného návrhu bylo nezbytné vrátit se ke globálnímu modelu a provést znovu předběžné výpočty, které byly provedeny s odhadnutými hodnotami tuhostí. Tento model byl přepočítán s využitím tuhostí, které vzešly z předchozí analýzy.

Cílem bylo získat zatížení, které bude muset vložka vydržet s kladnými součiniteli bezpečnosti.

Při statické analýze nebyly pozorovány žádné významné změny oproti předběžným výpočtům. Potvrdila se domněnka, že momenty na krajních vložkách klesnou po zavedení reálné hodnoty tuhosti. Analýzou bylo pro úplnost ověřeno, že toto zatížení nebude hrát hlavní roli. Analýza předpoklad potvrdila a jako hlavní mechanické zatížení je uvažováno to vypočítané při předběžné analýze a shrnuté v tabulce 7.6.

K významným změnám došlo v případě termoelastické analýzy. Expanze radiátoru byla značně omezená, především kvůli více než dvojnásobné tuhosti výsledné vložky v porovnání s odhadem. Síla působící z vložky na radiátor omezuje jeho roztažnost. Díky tomuto jevu je zatížení, které musí vložka snést, nižší.

Konečný posuv mezi uzly byl 0,346 mm a po aplikaci faktoru 1,44 byl získán posuv 0,528 mm.

Silová analýza

Tato analýza byla provedena, aby mohlo být vyhodnoceno, zdali navržená součást vyhovuje požadavkům na mechanická zatížení a jaký je součinitel bezpečnosti.

Maximální ekvivalentní napětí von Mises bylo vypočítáno na 249,8 MPa. Součinitel bezpečnosti tedy činí 0,58. Součást vyhovuje požadavkům a dokáže snést maximální mechanická zatížení během startu.

Posuvová analýza

Tato analýza byla provedena, aby mohlo být vyhodnoceno, zdali navržená součást vyhovuje požadavkům na zatížení posuvem a jaký je součinitel bezpečnosti.

Maximální ekvivalentní napětí von Mises bylo vypočítáno na 316,7 MPa. Součinitel bezpečnosti tedy činí 0,25. Součást vyhovuje požadavkům a dokáže snést maximální zatížení způsobení teplotní roztažností radiátoru během jeho činnosti.

Maximální únosnost

Tato analýza byla provedena, aby byly nalezeny maximální možné zátěže při zachování kladných součinitelů bezpečnosti. Předchozí analýzy byly využity jako základ a pomocí superpozice byly vypočteny maximální síly a momenty v hlavních osách a také maximální posuv. Tyto výsledky jsou shrnuty v kapitole 9.7.2

Shrnutí

Výsledky výpočtů pomocí metody konečných prvků na konečném návrhu jsou uspokojivé. Bylo dosaženo cíle, aby byla nalezena rovnováha mezi napětími vyvolanými mechanickými a tepelnými zátěžnými stavy. Součinitele bezpečnosti jsou kladné pro oba kritické případy a navíc jsou blízko nule, což znamená, že navržená součást není zbytečně předimenzovaná. Tyto závěry shrnuje tabulka 9.5.

Navíc, maximální únosnost vložky byla porovnána s únosností pryskyřice u standardních vložek, aby bylo možné posoudit, zdali selže dříve navržená vložka, nebo pryskyřice. Podle dostupných dat z testů standardních vložek, dochází k porušení až při více než dvojnásobném zatížení, než je přípustné u navržené vložky. Tím pádem vložka selže dříve a není nutné vyšetřovat únosnost pryskyřice.

Dále bylo prověřeno, zdali nedojde při maximální zátěži k porušení šroubu. Výsledkem jednoduchých ručních výpočtů byly kladné součinitele bezpečnosti jak pro titanový, tak ocelový šroub. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 9.8.

Technologický návrh

V této kapitole je představen technologický návrh výroby navržené vložky. Je uvedeno, jaký stroj a jaké nástroje mohou být využity a také jsou prezentovány obráběcí operace.

Výrobní proces uvažuje malou výrobní sérii. Předpokládá se, že pro jedna družice může být potřeba mezi 10 a 20 navrženými vložkami. Počet družic, které by tyto vložky využily, je odhadnutý na 2 až 3 ročně. Ale jelikož mezi nimi mohou být velké časové úseky jedna série je uvažována jako 20 kusů.

Vzhledem k nízkým produkčním objemům bylo rozhodnuto navrhnout jednoduché, i když potenciálně neefektivní obráběcí operace. Není třeba důkladně optimalizovat celý výrobní proces, jelikož by úspory času a financí byly zanedbatelné. Dále byly operace vytvořeny tak, aby je bylo možné jednoduše adaptovat pro výrobu na 3osém CNC stroji.

Stroj

Pro návrh byl zvolen 5osý stroj. 3osý stroj by byl dostačující, jelikož žádná z operací nevyžaduje souvislé obrábění v 5 osách. Nicméně, otočný a naklápěcí stůl umožní snížit počet potřebných zásahů ze strany operátora, čímž se zvýší přesnost, jelikož bude možné obrobít několik ploch v rámci jednoho ustavení bez nutnosti upnutí součásti.

Konkrétně vertikální frézovací centrum DMG Mori DMU 50 třetí generace bylo zvoleno jako příklad pro tento technologický návrh. Stroj má dostatečné rozměry pro upnutí součásti, ale zároveň není přehnaně velký pro tyto operace.

Tento stroj může být eventuálně osazen vřetenem s maximální rychlostí 20 000 RPM. Toto by bylo vhodné vybavení pro výrobu vložek, jelikož je nutné používat nástroje s malými průměry, a aby bylo dosaženo dostatečných rezných rychlostí, je třeba vysokých

otáček vřetena. Toto vřeteno může být osazeno, upínacím rozhraním HSK-A63, které by poskytlo dostatečnou tuhost pro obrábění při vysokých rychlostech vřetena [34].

Nástroje

Jako příklady byly zvoleny nástroje od společností Sandvik Coromant [36] and Seco Tools [37]. V praxi by bylo upřednostněno využití nástrojů již zavedených ve výrobě.

Volba nástrojů byla ovlivněná cílem zjednodušit výrobní proces a tím pádem omezit počet použitých nástrojů tím, že jeden nástroj je využitý pro hrubování i dokončování. Toto není optimální přístup, jelikož snižuje výkonnost nástroje, jemuž se sníží životnost, nebo se sníží rychlost úběru kovu. Požadovaná drsnost povrchu je 3,2 μm pro celou součást, čehož je možné jednoduše dosáhnout i bez optimálního dokončovacího nástroje.

Dodavatelé poskytli ceny nástrojů, upínačů a břitových destiček. Ty jsou shrnuty v tabulkách 10.1, 10.2 a 10.3. Ceny jsou rozděleny do tří tabulek pro přehlednost, jelikož monolitní nástroje a břitové destičky mají mnohem nižší životnost, než upínače nebo nástroje s břitovými destičkami. Očekává se, že se náklady spojené s nákupem monolitních nástrojů a břitových destiček budou opakovat častěji, kvůli jejich opotřebením a, že poměrně vysoké náklady spojené s upínači a nástroji s břitovými destičkami budou vykompenzovány jejich dlouhou životností.

Upínání obrobku

Pro návrh byl zvolen osový svěrák MAKRO GRIP® 5-AXIS VICE 77 s 46mm čelistmi od společnosti Lang Technik společně s upínací deskou od stejné společnosti. Deska má za úkol vzdálit obrobek od pracovního stolu stroje, aby se předešlo kolizím stolu a vřetena. Malé čelisti jsou vhodné pro 5osou variantu, jelikož umožňuje jednoduchý přístup k bočním stěnám bez rizika kolize. Čelisti jsou dostatečně dlouhé, aby udržely obrobek na místě a také by měly být schopny vyvinout dostatečnou sílu.

Obráběcí operace

V této kapitole jsou rozebrány jednotlivé obráběcí operace, které jsou rozděleny do podkapitol podle hlavních prvků konstrukce. Některé prvky jsou spojené do jedné podkapitoly, jelikož jsou obráběny v podobném nastavení.

Pro lepší vizualizaci operací byly staženy z webových stránek výrobců 3D CAD modely nástrojů. Nástroje jsou vždy v ilustracích orientovány vertikálně, aby odpovídaly orientaci ve stroji.

Pro každou operaci byl provedený odhad řezných podmínek pomocí nástroje CoroPlus® ToolGuide [64]. Je nutné poznamenat, že tyto hodnoty jsou pouze orientační, jelikož nástroj optimalizuje řezné podmínky k dosažení maximální produktivity, ale nebere v potaz riziko zalomení nástroje. Toto bylo pozorováno při získávání podmínek pro frézování kapes, kde byla doporučena relativně velká hloubka řezu při plném radiálním záběru nástroje. Všechna doporučená data byla zaokrouhlena a případně upravena, aby lépe vyhovovaly případné aplikaci.

Opracování polotovaru a obrobení osazení

Při prvních operacích dochází k obrobení polotovaru na vnější rozměry vložky. Zároveň jsou vyfrézována dvě osazení. K těmto operacím je využita čelní fréza 490-050HA06-08H s břitovými destičkami 490R-08T304E-ML H13A. Fréza má průměr 50 mm a využívá 7 břitových destiček.

Nejdříve je obrobená horní plocha, čelním frézováním. Poté je obrobek otočen a je obrobená boční plocha a také první osazení. Stejná operace je provedena z druhé strany. V třetím korku je obrobek nastaven spodní částí vzhůru a je obrobená spodní plocha. Následně jsou doobrobena zbývající plochy. Nakonec jsou na spodní straně vyfrézována zkosení.

Řezné podmínky a ilustrace jsou prezentovány v kapitole 10.4.1.

Spodní kapsy

Po předchozí operaci je součást vyjmuta ze svěráku a pro další operace je podložena frézařskými podložkami, které musí operátor umístit velmi přesně, aby se předešlo kolizi s nástrojem.

Je provedena výměna nástroje. Opět se jedná o čelní frézu, ale v tomto případě je to R390-010A09L-07L s průměrem 10 mm a 2 břitovými destičkami 390R-070202E-NL H13A. Tento nástroj byl zvolen především kvůli zaoblení v nižší části kapsy.

První operací je hrubování horní části kapsy, které je rozděleno do 3 fází, aby se předešlo problémům při programování. V tomto případě by se jednalo o jednoduché 2.5D obrábění pro všechny fáze. V prostřední části kapsy je na vnějších stěnách ponechán přírůstek 0,2 mm, aby mohly být dokončeny jiným nástrojem. Boční části horní kapsy jsou kompletně dokončeny.

Dále je vyfrézována dolní část kapsy. Je využit přibližně stejný postup jako pro horní část. Jelikož se jedná o mělkou kapsu, mohla být dokončena bez hrubování. Navíc byly obrobeny sraženiny v dolní části kapsy.

Nakonec byly obrobeny zaoblení na osazení v kapse a také boční stěny kapsy. Toto je provedeno pomocí kotoučové frézy R335.10-25063.3-02-5 s průměrem 63 mm a 5 břitovými destičkami 150.10-2.5N-14 CP600. Při této operaci je třeba pečlivě navrhnout nájezd a výjezd nástroje, aby nedošlo ke kolizi se svěrákem.

Řezné podmínky a ilustrace jsou prezentovány v kapitole 10.4.2.

Jádro

V této fázi je vyrobena hlavní funkční část.

Nejdříve je dokončena vrchní čelní plocha pomocí 490R-08T304E-ML H13A.

Poté jsou vyfrézovány kapsy funkční a centrální části. K tomu je využita válcová fréza 2S221-0400-030-NG H10F. Byla vybrána, protože má malý průměr 4 mm a zároveň relativně velký dosah 32 mm.

Řezné podmínky musely být důkladně zváženy pro tuto operaci. Je zde značné riziko zalomení nástroje, pokud dojde k jeho přetížení, protože se jedná o tenký nástroj s velkým vysazením. Navíc jelikož je tato operace prováděna spíše ke konci výrobního procesu, byla by ztráta vytvořená zlomením nástroje velmi citelná. Zlomení nástroje by mohlo samozřejmě poškodit i samotný stroj.

Také je zde problém s odvodem třísek z místa řezu zejména při obrábění v hlubších kapsách. Třísky by se mohly v kapse hromadit a zadřít nástroj. Z tohoto důvodu by bylo vhodné zakomponovat do CNC programu přerušení, během kterého by operátor vyčistil kapsu pomocí stlačeného vzduchu.

Dále byly kapsy u bočních stěn prohloubeny, aby se předešlo otřepům po frézování dělicí kapsy.

Skrz centrální válec je vyvrtán otvor pomocí vrtáku 860.1-0550-017A1-NM H10F. Vrták má průměr 5,5 mm, což je doporučený rozměr díry pro tváření vnitřního závitu M6. Navíc je s ním možné dosáhnout tolerance H7 bez dalšího vyhrubování nebo vystružování.

V připravené díře je vytvořen závit M6-6H pomocí tváření. Jelikož se nejedná o běžný přístup ve vesmírném průmyslu, bylo by třeba tento postup kvalifikovat.

Řezné podmínky a ilustrace jsou prezentovány v kapitole 10.4.3.

Dělicí kapsa a žebra

Jedná se o poslední operace. Nejdříve jsou vyrobena žebra a jejich sražení pomocí stejného nástroje jako v případě spodních kapes.

V další operaci byla vyfrézována dělicí kapsa. Řezným podmínkám pro tuto operaci je nutné věnovat mnoho pozornosti, protože se opět jedná o úzkou a hlubokou kapsu jako v případě jádra.

Bylo by ideální vyrobit tuto kapsu dříve, aby se předešlo ztrátě téměř celé součásti v důsledku zlomeného nástroje. Ovšem materiál v této kapse slouží jako podpora pro obrábění funkční části a je tedy odstraněn až na konci.

Pro tuto operaci byla zvolena válcová fréza 2S221-0600-030-NG H10F. Jedná se o 6mm variantu nástroje použitého na obrobení funkční části.

Kapsa je vyrobena ve dvou krocích, protože by jinak byla příliš hluboká. Z toho důvodu je první část vyrobena s přesahem 0,3 mm, aby se předešlo otřepům.

Nakonec je nutné dokončit zaoblení u funkční části 4mm frézou a zmenšit je na 2 mm.

Tyto operace jsou následně provedeny i na opačné straně obrobku, čímž je obrábění dokončeno.

Kontrola

Rozměrová kontrola může být provedena běžnými posuvnými měřidly nebo mikrometry. Pouze 2 rozměry musí být velmi důkladně zkontrolovány. Za prvé vzdálenost mezi malými osazeními na vnějších stěnách má toleranci 0,1 mm. Za druhé délka centrální části, která má toleranci 0,15 mm.

Správné rozměry závitu budou ověřeny závitovým kalibrem.

Shrnutí

Celkový čas řezů je odhadnutý na 580 s, tedy téměř 10 minut. Je třeba poznamenat, že:

- se jedná o velmi hrubý odhad,
- uvažuje pouze čas, úběru materiálu.

Do celkového času obrábění by bylo třeba zahrnout posuvy mimo řez, výměny nástrojů, měření polohy obrobku po přestavení v upínce. Dále pro celkový čas výroby by bylo třeba vzít v potaz i práci operátora v podobě upínání obrobku.

Návrh uvažuje 6 upínacích poloh. Bylo by vhodné toto číslo snížit optimalizací upínání a také přizpůsobením sledu operací. Toto by zkrátilo celý výrobní proces, a tedy snížilo náklady.

50mm čelní fréza by mohla být nahrazena 10mm čelní frézou, která byla použita na spodní kapsy a boční žebra. Tímto by bylo možné snížit náklady vázané k nástrojům, pokud by tato fréza nenašla uplatnění i v dalších projektech.

Výroba prototypů

Výroba 4 prototypů byla zadána externímu dodavateli v Brně. K výrobě použili 5osý stroj Hermle C250.

U dodaných kusů se vyskytl významný problém. U hran bočních žebber se vyskytovaly patrné černé skvrny. Jelikož tyto skvrny nebyly pozorovány u obrobených součástí, muselo se jednat o výsledek povrchové úpravy. Vyjádření dodavatele znělo, že jelikož se u hliníkových slitin z řady 7000 eloxování nedoporučuje, nejedná se o chybu procesu, ale volby materiálu.

Toto tvrzení bylo důkladně přezkoumáno a také zkonzultováno s konstruktéry a materiálovými inženýry. Po zvážení výsledků rešerše a stanovisek odborníků, byl vyvozen závěr, že slitiny řady 7000 jsou standardně eloxovány a proto by se tento defekt slitiny 7075 vyskytovat neměl. Pravděpodobně byl způsoben nedokonale odladěným procesem eloxování.

Testování

Cílem testování je ověřit zdali součást vyhoví požadavkům specifikovaným v tabulce 7.6 a kapitolách 9.4.2 a 9.7.2. Testy budou provedeny na 3 prototypech ve spolupráci s výzkumným ústavem, který poskytne prostory, stroje a instrumentaci.

Postup testování

Testovaná vložka je uchycena v přípravku navrženém tak, aby byl mnohonásobně tužší než testovaná součást a aby bylo měření pouze posuv samotné součásti.

Jednosměrné tahové/tlakové zatížení bude zavedeno v ose z do centrální díry pomocí čepu. Zatížení bude vytvořeno pomocí pomalého posuvu traverzy.

Test bude mít tři fáze. Při první bude dosaženo zatížení specifikovaných v tabulce 7.6 a kapitole 9.4.2. Samozřejmě tyto zatížení nenastanou současně. Test bude pokračovat druhou fází, kdy bude dosaženo maximální únosnosti. Pokud vložka vydrží první dvě fáze, přijde na řadu třetí, kdy se bude hledat skutečná maximální únosnost, tedy zkouška poběží, dokud nedojde celkovému porušení součásti.

Test bude ukončen, pokud dojde k:

- úplnému porušení součásti,
- kontaktu funkční části a vnější konstrukce.

Testovací vybavení

Stroj zvolený pro tento test je tlaková stolice, využívaná pro tlakové zkoušky keramických materiálů, s deskami o průměru 136 mm.

Přípravek

Přípravek je upraven pro zkoušku na tlakové stoličce. Tento stoj byl zvolen kvůli zjednodušení testovacího přípravku. Není podstatné, zdali stroj vytváří tlaková, nebo tahová zatížení (v ose z), jelikož se vložka chová stejně v obou případech, díky symetrické konstrukci.

Konstrukce testovacího přípravku je na obrázku 11.1. Tvoří jej 2 bloky s čepem mezi nimi. V blocích jsou díry pro uložení čepu, aby byla zajištěna co nejvyšší tuhost přípravku. Jeden z bloků má osazení, které reprezentuje sendvičový panel.

Zatížení je vytvořeno pomocí podpurné desky na horní straně opět reprezentující panel.

Toto uspořádání vyžaduje malé změny na vyrobených prototypch, případně je třeba vyrobit prototypy speciálně pro testování. Centrální díra musí mít průměr 6 mm. Tato změna je ze strukturálního pohledu možná jelikož centrální válec má poměrně velké množství materiálu a nemělo by se na něm vyskytovat žádné problematické místo.

Výsledky

V době odevzdání této práce, byly vedeny důkladné technické diskuze s laboratoří, aby byl zajištěn správný postup testu a jeho příprava. Toto je velice důležité především vzhledem k tomu, že jsou dostupné pouze malé množství testovacích vzorků.

Diskuze

Bylo provedeno vyhodnocení konstrukčních požadavků, stanovených v tabulce 6.5. Ke každému požadavku byly připsány komentáře a také, zdali navržená součást těmto požadavkům vyhovuje. Ve většině případů jsou požadavky splněny a součást jim vyhovuje. Požadavky vyžadující ověření testem nemohly být vyhodnoceny v době odevzdání této práce. Z tohoto důvodu byly pro požadavky RQ1 a RQ5 provedeny ověření pomocí analýzy. Jelikož byly výsledky analýz uspokojivé, byl stav součásti vůči těmto návrhům vyhodnocen jako vyhovující pro tuto ověřovací metodu. Stav vůči ověření testem je v tuto chvíli označen jako ve vyhodnocování a konečný závěr, zdali součást vyhovuje, nebo ne, bude vyvozen až po provedení testů.

Výsledky tohoto vyhodnocení jsou shrnuty v tabulce 13.1.

Poměr „buy-to-fly“, tedy poměr mezi hmotností výchozího polotovaru a konečného produktu je v případě navržené vložky 5,76, což je významně menší než současné řešení. Další výhodou navržené součásti je nahrazení titanové slitiny hliníkovou, a tedy značné snížení nákladů. Je nutné zmínit, že tato úspora nemusí být velmi významná ve srovnání s náklady na celou satelitní strukturu, jejíž cena se standardně pohybuje ve vyšších řádech. Nicméně se v každém případě jedná o vítanou vlastnost návrhu.

Závěr

Tato diplomová práce se zaměřila na vývoj pružné vložky pro družice. Během vývoje bylo prověřeno několik konstrukčních návrhů a důraz byl kladen na proveditelnost konvenčního obrábění. Bylo navrženo inovativní řešení, které nejenom, že snižuje počet součástí tvořící mechanický spoje, ale také ve srovnání s konvenčním řešením zaplňuje menší objem, který může být využit například pro užitný náklad nebo pro termální podsystém.

Schopnost navržené součásti odolat požadovaným zatížením byla vyšetřena pomocí metody konečných prvků. Provedené analýzy vykazaly kladné součinitele bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu, z čehož lze usoudit, že součást neselže během své služby. Součinitel bezpečnosti pro vzlet je 0,58 a součinitel bezpečnosti pro činnost na oběžné dráze je 0,25.

Maximální operační zatížení bylo také vypočteno pomocí metody konečných prvků. Vložka by měla unést 2710 N a posuv 0,658 mm v podélném směru.

Navržená vložka zjednodušuje značně proces sestavování výsledného panelu, jelikož nevyžaduje dodatečné součásti mechanického spoje. Redukce součástí tvořících mechanický spoj znamená snížení počtu prvků, které mohou selhat. Navíc má mnohem nižší poměr „buy-to-fly“, který je v tomto případě 5,76.

Dále byl představen návrh technologie výroby. Ten se zaměřil na jednoduchost a možné přizpůsobení na 3osý nebo 5osý frézovací centrum. Návrh byl vytvořen s využitím 5osého stroje a sled operací byl připraven tak, aby bral v potaz omezení vycházející z konstrukce vložky.

Čtyři prototypové součásti byly vyrobeny externím dodavatelem, aby bylo dokázáno, že je konstrukční návrh vhodný pro konvenční obrábění. Součásti byly obrobny podle dodaných výkresů a specifikací. Po požadovaném eloxování vznikly na povrchu všech součástí patrné drobné vady. Po posouzení byl vyvozen závěr, že vady byly způsobeny chybou při eloxování.

V neposlední řadě byl představen postup pro mechanickou zkoušku. Byl uveden postup zkoušky, jak stroj bude použitý a také potřebný přípravek. V době odevzdání práce dochází ke konsolidaci příprav zkoušky a tato bude v nejbližší době také provedena.

Klíčová slova

Družice, sendvičová struktura, vložka, vesmírný průmysl, návrh, obrábění

RESUME

Introduction

Le mémoire rend compte du développement, la fabrication et les essais d'un insert pour des panneaux sandwich. La structure doit supporter deux environnements considérablement différents pendant son service. D'abord elle est introduite aux grandes accélérations et en général aux grands chargements mécaniques pendant le lancement. Deuxièmement elle est exposée à l'environnement spatial, où il y a des fluctuations thermiques, causées par le rayonnement solaire, albédo, etc. Ces fluctuations thermiques provoquent par conséquent des chargements mécaniques non négligeables dans les joints, principalement dans le cas des grandes structures.

Les objectifs de ce mémoire sont de concevoir un insert flexible avec des propriétés mécaniques spécifiques, qui seront adaptées à supporter les chargements pendant le lancement et aussi pendant le service en orbite. Ce concept sera vérifié par la méthode des éléments finis. Le premier objectif est de proposer une gamme de fabrication en préférant l'usinage conventionnelle. Le deuxième objectif est de proposer une méthodologie des essais mécaniques pour valider le concept.

Le nouvel insert proposé est censé remplacer la solution actuelle, qui utilise plusieurs inserts cylindriques et une console.

Ce mémoire a été écrit en coopération avec OHB Czechspace s.r.o à Brno. Il s'agit d'une entreprise qui offre des services techniques, liées au développement, médiation de la fabrication et intégration aussi que la médiation et contrôle des essais des structures des satellites et autre matériel pour les applications spatiales. Elle fait partie du groupe OHB SE avec le siège à Brême, qui est une des entreprises majeures de l'industrie spatiale européenne. De plus il s'agit d'une de trois entreprises européennes avec le statut LSI (Large System Integrator), elle est donc capable de construire des grands systèmes des satellites.

Sous-systèmes d'un satellite

Les grands satellites, dans la catégorie de 3 à 5 tonnes, sont des systèmes complexes, composés de plusieurs sous-systèmes. Les sous-systèmes structuraux et thermiques sont l'intérêt principal de cette étude.

Le sous-système structural est divisé en structure primaire, secondaire et tertiaire. La structure primaire porte des charges induites par la fusée, la structure secondaire sert comme une base pour les instruments. Des consoles et les joints forment la structure tertiaire. Une vingtaine d'exigences peut être imposée sur la structure. Les structures monolithiques ou bien des panneaux sandwich, en fibre de carbone sont employées pour satisfaire ces exigences. Ces matériaux atteignent des hautes valeurs de rigidité et de résistance mécanique en rapport avec leur masse [4], [5], [8].

Il est nécessaire de concevoir la structure avec des coefficients de sécurité suffisants, car les environnements que le satellite doit supporter sont, dans une certaines mesures, imprédictibles. En général une approche conservative est employée pour prévenir des faillites critiques de la structure [4].

Le satellite n'est pas protégé par l'atmosphère pendant son service en orbite et sa température peut augmenter considérablement en étant exposé au rayonnement solaire, mais elle peut aussi baisser en passant par l'ombre de la Terre. Les appareils, qui

constituent la charge utile du satellite, sont sensibles aux grandes fluctuations thermiques et ont souvent un intervalle de températures opérationnelles assez étroit. Pour ces raisons, les satellites sont équipés de sous-systèmes thermiques.

Le sous-système thermique peut être conçu comme passif ou actif. Les systèmes passifs utilisent des revêtements, des peintures, des caloducs ou des couches isolantes. Les systèmes actifs utilisent des radiateurs, des refroidisseurs, ou des sources thermiques. Malgré l'efficacité supérieure des systèmes actifs, ils ne sont employés que lorsque les sous-systèmes passifs sont inefficaces, à cause de leur masse plus importante. [6], [9].

Les environnements des satellites

Le satellite est exposé à plusieurs environnements pendant son service, qui imposent différentes exigences sur sa structure.

Préparations terrestres

Il est nécessaire de considérer des préparations terrestres, même si elles introduisent rarement des chargements critiques. Cette phase est désignée comme AIV (Assembly, Integration and Verification) ou AIT (Assembly, Integration and Test). L'assemblage principal est finalisé, tous les sous-systèmes sont connectés et leur fonctionnement est vérifié. Le fonctionnement des mécanismes est vérifié également. Le satellite est transporté par la grue et des montages spéciaux pendant son assemblage. Il peut être transporté par voie aérienne, navale ou terrestre vers le site de lancement. Alors il faut considérer des charges, qui peuvent être introduits [4], [9].

Lancement

Les préparations avant le lancement sont dirigées par le fournisseur de la fusée via son manuel d'instruction [1], [12], [13].

Les préparations consistent en un contrôle final de tous les sous-systèmes, de remplissage des réservoirs, de chargement des accumulateurs, d'installation des charges explosives, etc. Les couvertures protectrices et les pièces de sécurité sont enlevées en dernier. A l'inverse, des joncteurs des sous-systèmes dangereux, comme des explosifs ou la propulsion, sont connectés [6].

Différents chargements sont introduits pendant le lancement. Premièrement, il y a un chargement quasi statique, causé par l'accélération de la fusée. Deuxièmement il y a des vibrations harmoniques, causées par des moteurs ou des effets aérodynamiques. Troisièmement il y a des vibrations aléatoires, causées par l'acoustique. Dernièrement il y a des chocs, causés par des explosions des mécanismes de séparation [4].

Orbite

Une orbite est une trajectoire elliptique autour d'un corps central, dans la plupart des cas la Terre. Les orbites sont gouvernées par les lois du mouvement de Newton et par les lois de Kepler. On distingue une orbite basse (LEO), moyenne (MEO), géostationnaire (GEO) et haute (HEO) [11].

Il est nécessaire de connaître les paramètres de l'orbite, car elle influence l'exposition du satellite au rayonnement solaire.

Composites à structure sandwich

Des matériaux sandwich sont composés de deux peaux, entre lesquelles se trouve une âme interne avec une faible densité. En principe le comportement d'un panneau sandwich est similaire à celui d'une poutre en forme I. Les peaux transmettent des efforts de traction et de compression et l'âme transmet des efforts tranchants. Leur avantage principal est une haute rigidité et une haute résistance, vis-à-vis leur masse [5].

Les peaux sont, dans l'industrie spatiale, dans plupart des cas en composite à la base polymère renforcé de fibre de carbone (CFRP). Ces composites utilisent des fibres de carbone liés par la résine polymère. Ils sont souvent fournis en forme des préimprégnés. Ils peuvent être unidirectionnels ou en tissu. Le composite final est fait par l'assemblage de plusieurs plies de préimprégnés. Comme les préimprégnés unidirectionnels sont souvent utilisés, il est nécessaire de les orienter pour obtenir des propriétés quasi isotropes [22], [24].

Les âmes sont principalement des structures de nid d'abeille en aluminium ou des mousses spéciales. Le nid d'abeille en alliage d'aluminium 5056 est majoritairement utilisé dans les structures des satellites [29].

Assemblage des panneaux sandwich

Des matériaux sandwich nécessitent l'utilisation d'inserts pour la transmission d'efforts locaux, à cause de la faible densité de l'âme. Les inserts sont fixés dans le panneau par la résine, qui assure la transmission des efforts entre les inserts et l'âme. Les appareils sont fixés dans ces inserts à l'aide de vis ou de consoles structurales [26].

Les inserts sont divisés en plusieurs catégories d'après la méthodologie de l'assemblage avec le panneau. Ceux qui sont montés dans les panneaux déjà fabriqués et fixés par la résine, qui durcisse à la température basse sont les plus utilisés. Ils peuvent être encore divisés d'après leur positionnement et la fixation dans le panneau. Premièrement il y a des inserts qui sont montés à travers le panneau. Deuxièmement il y a des inserts entièrement fixés, où la résine remplit entièrement le volume autour de l'insert. Enfin il y a des inserts partiellement fixés, où la résine est uniquement à proximité de l'insert [26].

Opérations d'usinage spécifiques

Taraudage par déformation

Le taraudage par déformation est une opération technologique, qui utilise la déformation au lieu de la coupe pour créer un filet intérieur. Cette approche permet de créer des filets plus résistants et en même temps prolonger la durée de vie de l'outil [55].

Il y a des spécificités, qu'il faut prendre en compte. Principalement, c'est la forme imparfaite du filet, qui présente un creux à son sommet. Ce dernier n'a pas d'influence sur les propriétés mécaniques du filet. Il faut noter, qu'il n'a pas d'influence sur des propriétés mécaniques finales du filet. La section du filet formé est fortement dépendante du diamètre d'avant-trou et la forme du creux dépend du matériau usiné [55], [56].

Il est nécessaire d'assurer la synchronisation de la rotation de la broche avec l'avance ou au moins d'utiliser un mandrin semi-rigide pour former correctement le filet. Il faut faire attention au choix du lubrifiant, parce qu'il influence l'intégrité de la surface et sa dureté, et aussi le couple d'usinage nécessaire. Il faut considérer aussi, qu'il n'est pas possible d'appliquer cette méthode aux matériaux dont la dureté est supérieure à 60 HRC ainsi qu'aux matériaux avec une ductilité basse [56], [57].

Fraisage des parois minces

Le fraisage des parois minces est courant en industrie aérospatiale, parce qu'il permet de fabriquer des pièces monolithiques légères. Il faut choisir une bonne approche pour éviter les vibrations et pour atteindre la précision géométrique et la qualité de la surface souhaitées. Ce problème peut être analysé par des calculs analytiques ou par une approche expérimentale, pour déterminer des paramètres de coupe vis-à-vis des limitations du procédé. Ces données peuvent être visualisées par le diagramme, qui relie la vitesse de coupe et la profondeur de passe ou l'engagement radial. La courbe représente la limite entre les conditions de coupe stable, qui sont en-dessous, et les conditions de coupe instables, qui sont au-dessus.

Conception préliminaire

Un modèle d'un assemblage en T, composé d'un support vertical en matériau sandwich avec des peaux en CFRP et d'un radiateur (RAD) en matériau sandwich avec des peaux en aluminium, était établi. Ces deux composants sont liés par 5 consoles, qui étaient simplifiés en ressorts.

La masse de 200 kg et le coefficient d'expansion thermique de $2.25 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ ont été attribués au radiateur. Le coefficient d'expansion thermique de 0 K^{-1} a été attribué au support vertical et sa masse était négligée. Les calculs analytiques considèrent deux cas de chargement différents. Premièrement c'est l'accélération de 10 g ($98.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$) en axe z. Deuxièmement c'est une hausse de température de $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le premier objectif était de calculer la rigidité de l'insert. C'était nécessaire pour déterminer la contrainte induite par la déformation de l'insert, pour ne pas dépasser la contrainte maximale admissible. Pour chaque cas de chargement une rigidité différente serait idéale. Dans le cas d'une charge mécanique, il vaut mieux avoir une rigidité élevée, tandis que dans le cas d'une charge thermique, il vaut mieux avoir une rigidité basse. Pendant cette phase on suppose que le radiateur et le support vertical sont considérablement plus rigides que les inserts.

La force agissant sur les ressorts a été calculée à l'aide du principe fondamental de la dynamique, équation (1), en supposant, qu'elle sera uniformément distribuée. Dans le cas de la charge thermique, on suppose que l'expansion du radiateur sera uniforme et nulle dans son milieu. Alors on peut conclure, que les inserts les plus chargés seront ceux aux extrémités. Le déplacement relatif a été calculé pour ces ressorts à l'aide de l'équation (3). Ensuite la force induite est dépendante de la rigidité du ressort, voir l'équation (4).

Il faut noter, que même si le chargement, engendré par les coefficients de l'expansion thermiques différents est une déformation, c'est-à-dire un chargement mécanique, il est souvent désigné comme thermique pour la clarté.

Ensuite des paramètres théoriques des ressorts plats, substitués par des poutres, ont été calculés, dans le cadre de la conception préliminaire. Le modèle considère une poutre avec l'encastrement sur une extrémité et une liaison glissante sur l'autre. Ce problème hyperstatique a été résolu par la méthode de Castigliano. Il était possible de calculer grâce à elle la rigidité théorique, dépendante de la géométrie et le matériau de la poutre, et aussi la contrainte théorique, dépendante de la force appliquée, de la géométrie et du matériau de la poutre.

Ces calculs montrent la contrainte maximale vis-à-vis de la longueur et de la largeur de la poutre. On peut donc réaliser des tableaux qui comparent ces contraintes avec la limite d'élasticité du matériau choisi.

La phase de conception préliminaire a aidé à établir des exigences, qui seront imposées sur le concept final. Certaines exigences sont basées sur des standards de l'industrie spatiale, les autres sont basés sur l'application choisie. Les exigences sont résumées en Tableau 6.5. Il est spécifié pour chaque exigence, si elle sera vérifiée par une révision, une analyse ou un essai.

L'application

Géométrie

L'application, qui était choisie pour la conception détaillée, diffère de celle considérée en phase préliminaire en dimensions. La longueur du radiateur est 1.8 m, sa largeur 2.3 et sa masse est 180 kg. La longueur du support vertical est 1.8 m et sa largeur est 0.35 m. Ces composants sont assemblés par 12 inserts uniformément éloignés de 0.15 m.

La fusée pour cette application est Ariane 5 et alors les chargements mécaniques sont spécifiés par son manuel [1]. Uniquement les charges quasi statiques étaient considérées pour la première analyse. Elles sont spécifiées dans le manuel comme les multiples de l'accélération gravitationnelle pour chaque événement critique du vol, comme le décollage, la phase aérodynamique, etc. Ces charges doivent être multipliées par les coefficients de sécurité, qui sont déterminés par les standards communs de l'industrie spatiale. Tous les coefficients considérés donnent un coefficient final de 1.65. Les charges multipliées étaient ensuite utilisées pour déterminer le domaine du vol.

Contrôles de modèle

La méthodologie normalisée proposé par ECSS [21] dit, qu'il faut réaliser des contrôles, avant que le modèle puisse être considéré comme fiable. Tout simplement les contrôles vérifient que le modèle ne viole pas des lois de physiques.

Le premier contrôle est effectué par introduction de l'accélération gravitationnelle unitaire (UG check). Elle vérifie la balance des efforts dans le modèle. Trois cas de chargement étaient définis. Précisément accélération unitaire en axe x, y et z. La force de réaction est calculée dans l'encastrement et elle doit être égale à la masse du modèle fois l'accélération. Comme les calculs numériques ne sont pas parfaits, une certaine erreur est admissible.

Le deuxième contrôle est « free-free check » (FF check). Il vérifie la cohérence du modèle. Il s'agit d'une simple analyse modale. Le contrôle est effectué sur un modèle sans conditions limites et il y a un critère, qui dit que la fréquence de 6 premiers modes propres ne doit pas dépasser une certaine valeur.

Dernièrement le contrôle de la déformation thermoélastique libre est effectué. L'objectif est de vérifier, qu'il n'y a pas des contraintes causées par le maillage. Les conditions limites sont arrangées, tel qu'elles ne limitent pas la déformation de tous les composants. Les propriétés mécaniques et thermiques sont unifiées pour le modèle entier. La contrainte maximale admissible est 10^4 Pa.

Analyse statique

Une analyse statique a été effectuée sur le modèle contrôlé. Son objectif est de trouver les forces qui agissent sur les inserts individuels pendant les événements critiques spécifiés par le domaine du vol. Les chargements, qui aideront pendant la conception détaillée, étaient déterminés. Il fallait prendre en compte, que le modèle comptait une rigidité de l'insert estimée et qu'il sera nécessaire de refaire cette analyse, quand les valeurs de la rigidité du concept final seront connues.

Le modèle est chargé par l'accélération, comme dans le cas du contrôle du modèle. Ce chargement était transformé par le principe de superposition en chargements réels.

Les forces résultantes ont une distribution quasiment uniforme à travers les 12 inserts, sauf ceux aux extrémités. Un résultat inattendu était observé sur les inserts aux extrémités, où il y avait un moment autour de l'axe y important. Il était trouvé, après une investigation courte, que ce phénomène est due à la déformation du radiateur. Comme il y a un charge linéique en axe x, elle provoque une rotation autour de l'axe y. Comme les inserts dans ce modèle ont une rigidité en torsion importante ils produisent le moment comme une réaction à la rotation. Il s'agit d'une conséquence de la simplification du modèle, car en pratique, il y aurait le support de la part de la structure primaire ou secondaire voisine.

Analyse thermoélastique

Une analyse thermoélastique a été effectuée pour déterminer des charges induites pendant le service du satellite en orbite. Les déplacements relatifs des nœuds étaient observés. Il s'agit encore une fois des résultats informatifs, qui n'imposent pas une exigence sur le concept.

Une température de référence de 20 °C a été attribuée au modèle entier. La charge était imposée comme une hausse de température à 21 °C. Il était nécessaire de multiplier les résultats par un facteur de 30, en utilisant le principe de superposition, pour obtenir des valeurs de déplacement égale à une fluctuation thermique de 30 K. La déformation résultant correspondait aux attentes. Une expansion quasiment uniforme était observée. Elle est partiellement restreinte par les efforts des inserts et c'est pourquoi les contours ont une forme lenticulaire au lieu d'une forme circulaire.

Le déplacement relatif maximal observé était 0.43 mm en axe z. Il y avait des déplacements en axe x et y, mais ils étaient négligeable. Il était nécessaire de multiplier la valeur du déplacement par un facteur de 1.44 pour prendre en compte l'incertitude de l'analyse.

Conclusions pour la conception détaillée

Après avoir effectué l'analyse statique, il était décidé de considérer uniquement des forces agissant sur les inserts au milieu, parce qu'elles sont les plus grandes. C'est une approche conservative.

Les efforts sur les inserts externes ne seront pas pris en compte. On suppose, que la rigidité de l'insert final sera considérablement plus petite, que dans ce modèle et qu'ainsi les efforts baisseront.

Dans le cas de l'analyse thermoélastique, il était décidé de prendre en compte uniquement les inserts externes, parce qu'ils sont le plus chargés.

Concepts

Plusieurs concepts ont été proposés et leur comportement sous le chargement mécanique et thermique a été analysé à l'aide de la méthode des éléments finis. Les modèles CAO étaient simplifiés pour faciliter la création des modèles par éléments finis. Un modèle CAO détaillé était préparé uniquement pour le concept final.

Chaque concept était préparé considérant la structure interne déformable, qui tient le cylindre central avec un trou taraudé. En plus il était nécessaire d'ajouter une structure extérieure, qui pourrait transmettre des efforts provenant du panneau, pour éviter l'affaiblissement local du panneau. Tout simplement il fallait concevoir une pièce monolithique qui a une structure extérieure rigide et une partie intérieure flexible. Ceci était un grand problème d'un point de vue fabrication.

Optimisation topologique serait extrêmement bénéfique pour la conception de l'insert, principalement pour la réduction de sa masse. Malheureusement il n'était pas possible de l'employer. Cette décision était influencée par deux facteurs. Premièrement, les coûts de fabrication additive sont considérablement plus élevés par rapport aux méthodes conventionnelles. Deuxièmement, une qualification serait nécessaire. Elle devrait vérifier, que la pièce satisfasse les exigences de la conception, mais il faudrait vérifier le matériau même et le processus de fabrication du fournisseur. Cela serait trop cher et trop long.

Matériaux

Trois matériaux étaient considérés. EN-AW-7075, Ti-6Al-4V et acier Maraging 280. L'alliage d'aluminium EN-AW-7075 était choisi à la fin. Il a des propriétés mécaniques convenables. Il a un module de Young modéré et une limite élastique élevée. Il est disponible à un prix acceptable. Il est fréquemment utilisé en industrie aérospatiale et en plus il est utilisé pour les inserts standards avec le traitement thermique T7351.

Le traitement thermique T651 était choisi pour obtenir la limite élastique désiré. Il était décidé d'appliquer une anodisation sur la pièce pour compenser la résistance contre la corrosion plutôt faible.

Concept fonctionnel

Le concept fonctionnel a développé les concepts précédents. Il était décidé d'employer le fraisage pour la fabrication de ce concept. Ce changement était nécessaire, en raison d'ajout de dos (backplate), qui serviront comme liaison entre l'insert et la résine dans le panneau. A cause du changement de la technologie il était nécessaire d'agrandir tous les rayons à 2 mm, pour qu'ils puissent être fabriqués par une fraise de diamètre 4 mm. De plus la hauteur de la partie fonctionnelle entière était réduite à 15 mm, car l'usinage des poches plus profondes serait quasiment impossible.

Un autre nouvel élément est une poche qui sépare la partie fonctionnelle et le dos de l'insert. Si elle n'était pas ajoutée dans le concept, la partie fonctionnelle ne pourrait pas se déformer proprement. On suppose dans la première itération du concept, que la poche sera fabriquée par l'électroérosion.

Il y avait aussi des changements dans la partie centrale, qui était renforcé pour éviter des déformations indésirables. Le diamètre du cylindre central était élargi à 14 mm, pour contenir le filet M6-6H, d'après la norme ISO 261:1998.

Il était trouvé, que la charge provoque un déplacement latéral indésirable. Il était décidé d'ajouter des nervures sur les côtés de l'insert et mettre en place une petite étude, qui comparera plusieurs solutions. Cette étude est visé à calculer la rigidité en axe y et z et aussi la masse de l'insert. L'objectif était de trouver la solution, qui limiterait le déplacement latéral à 25-30 % en réduisant la masse. Les nervures avec l'épaisseur de 2 mm et un chanfrein court étaient choisies pour le concept final.

Optimisation complémentaire

Il était décidé d'optimiser des dimensions supplémentaires, après la finalisation du concept fonctionnel. Il s'agit principalement de parois, qui ne sont pas censés être chargés pendant l'emploi du satellite. C'est principalement le dos, où il était possible de réduire la masse de 8 grammes en réduisant son épaisseur de 3 mm à 2 mm.

Ensuite l'épaisseur des parois de flanc, qui sont orientés vers l'âme du panneau, était réduite de 3 mm à 2 mm. Donc 2 grammes par parois étaient économisés. Il serait possible de réduire la masse encore plus, mais il était décidé de laisser les épaisseurs des parois à 2 mm. Si les parois de flanc étaient encore moins épais ils pourraient réduire la rigidité de la pièce. Si l'épaisseur de dos était encore réduite on risque des vibrations pendant l'usinage.

En plus il y avait un changement concernant la poche séparatrice. En cette itération elle serait fabriquée par le fraisage au lieu d'électroérosion. La poche était élargie à 6 mm pour créer assez de l'espace pour la fraise. Des rayons près de la partie fonctionnelle étaient réduits à 2 mm, pour éviter renforcement de cette zone, qui cause une concentration des contraintes. Ce changement a été fait quasiment à la fin de la conception et c'est pourquoi il y a beaucoup d'analyses qui étaient effectuées avec une poche étroite.

Conception détaillée

En finalisant la conception il fallait prendre en compte l'assemblage de l'insert et du panneau. Un trou était ajouté dans le dos. Il permet d'injecter la résine entre l'insert et l'âme du panneau. Une poche était ajoutée sur le dos et les parois de flanc. Elle est censée à créer l'espace pour la résine. Il y a aussi un épaulement ajouté dans la poche pour créer un support pour les peaux du panneau. Dernièrement il y a aussi un épaulement ajouté au cylindre central, qui servira comme une rondelle.

Calculs par la méthode des éléments finis

Les concepts étaient analysés à l'aide des calculs par la méthode des éléments finis. Le processus de création des modèles des éléments finis était dirigé par les normes et des guides internes. Les analyses étaient effectuées pour vérifier que l'insert conçu satisfasse les exigences. La vérification était faite par le calcul du coefficient de sécurité, qui doit être positif d'après la norme ECSS [20].

Modèle du concept final

Comme le concept final est plus complexe que les précédents, il était nécessaire de créer un nouveau modèle. Les zones problématiques étaient des nervures et des rayons dans la poche séparatrice.

La poche pour la résine et les épaulements pour les peaux du panneau n'étaient pas inclus dans le modèle, parce qu'il était admis, que ces éléments n'ont pas d'influence sur la

rigidité où la résistance de la pièce. Le même raisonnement était appliqué à l'épaule sur le cylindre central.

Analyse de rigidité

L'objectif de cette analyse était de trouver la rigidité linéaire et la rigidité en torsion pour les trois axes principales.

La charge était introduite dans le nœud indépendant de l'élément rigide RBE2 dans le trou central. Il s'agit d'une charge similaire à UG check, sauf que les accélérations sont substituées par 1 N pour les rigidités linéaires et 1 Nm pour les rigidités en torsion.

Les résultats étaient traités en logiciel HyperView. Le déplacement ou la rotation du nœud était observé dans la direction de la charge appliquée. Les rigidités étaient calculées comme les valeurs inverses du déplacement.

Les résultats sont résumés en Tableau 9.3.

Réévaluation du modèle global

Il était nécessaire de refaire des analyses préliminaires avec la rigidité de l'insert connue.

L'objectif était de trouver des chargements, qui deviendront des exigences pour l'insert.

Il n'y avait pas de grands changements observés par rapport aux calculs préliminaires dans le cas de l'analyse statique. L'analyse a confirmé la supposition, que les moments sur les inserts extérieurs seront moins importants. Une analyse était faite pour vérifier que ces chargements ne seront pas réellement les charges critiques. La supposition était confirmée et alors le chargement critique est celui qui était calculé en phase préliminaire. Ces chargements sont résumés dans le Tableau 7.6.

Des différences considérables étaient observées dans le cas de l'analyse thermoélastique. L'expansion du radiateur était réduite, principalement en raison de la rigidité d'insert, qui est redoublé par rapport à la valeur estimée. Grâce à ce phénomène le chargement imposé sur l'insert est plus petit.

Le déplacement relatif des nœuds était 0.346 mm, après la multiplication par le facteur de sécurité 1.44 on obtient le déplacement de 0.528 mm.

Analyse des forces

Cette analyse a été effectuée pour évaluer si l'insert conçu satisfait des exigences imposant la charge par forces et quel est le coefficient de sécurité.

La contrainte maximale d'après le critère de von Mises est 249.8 MPa. Le coefficient de sécurité est 0.58. La pièce satisfait des exigences et elle sera capable de supporter des charges pendant le lancement.

Analyse de déplacement

Cette analyse a été effectuée pour évaluer si l'insert conçu satisfait l'exigence imposant la charge par le déplacement et quel est le coefficient de sécurité.

La contrainte maximale d'après le critère de von Mises est 316.7 MPa. Le coefficient de sécurité est 0.25. La pièce satisfait l'exigence et elle sera capable de supporter des charges pendant le service en orbite.

Capacité maximale

Cette analyse était effectuée pour trouver la capacité maximale de l'insert conçu. Les analyses précédentes étaient utilisées comme base. Par le principe de superposition les charges maximales étaient calculées. Ces résultats sont résumés dans le chapitre 9.7.2.

Résumé

Les résultats des calculs par la méthode des éléments finis effectués sur le concept final sont satisfaisants. L'objectif de trouver l'équilibre entre les contraintes induites par les efforts mécaniques et thermiques était atteint. Les coefficients de sécurité sont positifs pour les deux cas critiques et en plus ils sont proche de 0, c'est-à-dire l'insert n'est pas surdimensionné. Ces conclusions sont résumées dans le Tableau 9.5.

En plus la capacité maximale de l'insert était comparée à la résistance de la résine des inserts standards. On voulait déterminer si la résine lâcherait avant l'insert. D'après des données disponibles la capacité de la résine est plus que double de la capacité maximale de l'insert proposé.

La capacité des vis était évaluée, pour vérifier qu'ils seront capables de supporter des charges. Les calculs analytiques donnent des coefficients de sécurité positifs pour la vis en titane et aussi pour la vis en acier. Les résultats sont résumés dans le Tableau 9.8.

Proposition technologique

La proposition technologique est présentée dans ce chapitre. Le chapitre parle de la machine, des outils et de la gamme de fabrication.

Le processus de fabrication est conçu pour une petite série. On suppose que le nombre des inserts nécessaire par un satellite est entre 10 et 20. Le nombre des satellites qui demanderont l'utilisation de ces inserts est estimé à 2 ou 3. Mais comme il y aura des écarts temporels important entre chaque satellite on suppose une série comme 20 pièces.

Etant donné le volume de production basse on avait décidé de proposer une gamme simple. Il n'est pas nécessaire d'optimiser minutieusement la gamme, parce que les gains ne seraient pas trop importants. En plus la gamme était conçu, pour qu'elle soit facilement adaptable à une machine à commande numérique 3 axes.

Machine

La gamme était préparée pour une machine 5 axes. Une machine 3 axes serait suffisante, parce qu'aucune opération ne nécessite un usinage en 5 axes. Néanmoins la table rotative permet de réduire des interventions d'opérateur nécessaires, ce qui améliore la précision, parce qu'il est possible d'usiner plusieurs surfaces en une suite d'opérations.

Il s'agit d'un centre de fraisage vertical DMG Mori DMU 50 3^{ième} génération. La machine a des dimensions internes suffisantes pour la fixation de la pièce, mais elle n'est pas exagérée.

Cette machine peut être équipée par une broche capable de 20 000 RPM. C'est une option souhaité pour l'usinage des inserts, parce qu'il est nécessaire d'utiliser de outils avec des petits diamètres qui doivent travailler avec des grandes vitesses de rotation. En plus cette broche peut avoir l'interface HSK-A63, qui assurerait la rigidité pendant l'usinage avec des grandes vitesses de rotation [34].

Outils

Les outils de Sandvik Coromant [36] et Seco Tools [37] étaient choisies comme des exemples. En pratique il serait recommandé d'utiliser des outils disponibles dans l'atelier.

Le choix des outils était influencé par l'objectif de simplifier la gamme de fabrication et donc limiter le nombre des outils employés. C'était fait par utilisation d'un même outil pour l'ébauche et la finition.

Ceci n'est pas une approche idéale, parce que la productivité de l'outil sera diminuée. Il faudrait réduire le débit de copeaux ou la durée de vie de l'outil sera réduite. La rugosité de la surface demandé est $3.2 \mu\text{m}$, ce qui est facilement atteignable même sans un outil dédié à la finition.

Les coûts des outils, des porte-outils et des plaquettes étaient donnés par les fournisseurs. Ils sont résumés dans les Tableaux 10.1, 10.2 et 10.3. Les coûts sont séparés en trois tableaux en raison de la clarté. On suppose, que les coûts liés aux outils monoblocs et aux plaquettes seront récurrent fréquemment. Les coûts élevés des outils aux plaquettes et des porte-outils seront compensés par leur durée de vie longue.

Bridage de la pièce

Pour le bridage un étau était choisi. Il s'agit de MAKRO GRIP® 5-AXIS VICE 77 avec des mors de 46 mm de Lang Technik. Un bloc de bridage de la même entreprise est utilisé pour éloigner l'étau de la table de la machine pour éviter des collisions de la table et la broche. Les petit mors sont convenables pour l'usinage 5 axes, parce qu'elles permettent l'accès facile aux flancs de la pièce. Les mors sont suffisamment longue pour tenir la pièce et ils sont capables des serrer la pièce avec une force suffisante.

Gamme de fabrication

La gamme de fabrication est présentée dans ce chapitre. Les opérations sont divisées d'après les éléments principaux de la pièce. Certains éléments sont réunis, parce qu'ils sont usinés avec des conditions similaires et avec un montage semblable.

Pour mieux visualiser des opérations, les modèles FAO des outils étaient téléchargés. Les outils sont orientés sur les illustrations toujours verticalement pour respecter l'orientation dans la machine.

Les conditions de coupe étaient estimées pour chaque opération à l'aide de CoroPlus® ToolGuide [64]. Il faut noter que les valeurs obtenues ne sont que des recommandations. Cet outil optimise arbitrairement des conditions et ne prend pas en compte le risque de la rupture de l'outil. C'était observé dans le cas de fraisage des poches ou l'outil proposait des profondeurs de passe relativement grandes. Les valeur recommandées étaient arrondies ou modifiés pour mener à bien l'opération.

Ebauche du brut et fraisage des épaulements

Dans les premières opérations le brut est usiné aux dimensions extérieures de l'insert. En même temps il y a des épaulements usinés. L'outil employé est une fraise 2 tailles 490-050HA06-08H équipé par 7 plaquettes 490R-08T304E-ML H13A. La fraise a le diamètre de 50 mm.

D'abord la surface supérieure est usinée. Puis la pièce est tournée et le flanc avec l'épaulement est usiné. Pareil est fait de l'autre côté. Ensuite la pièce est tournée pour exposer la surface inférieure. Les deux flancs restants et les chanfreins sont usinés à la fin.

Les conditions de coupe et les illustrations sont présentées dans le chapitre 10.4.1.

Poches inférieures

La pièce est retirée de l'étau et elle est posée sur des cales parallèles pour la prochaine suite des opérations, afin de minimiser le risque de la collision de l'outil et de l'étau.

Le changement de l'outil est effectué. Il s'agit encore une fois d'une fraise 2 tailles, mais cette fois c'est R390-010A09L-07L avec le diamètre 10 mm et 2 plaquettes 390R-070202E-NL H13A. Cet outil était choisi principalement en raison des rayons présents au fond de la poche inférieure.

La première opération est l'ébauche de la partie supérieure des poches. Elle est divisée en trois phases pour éviter de problèmes de programmation. Dans ce cas il s'agit d'usinage simple 2.5D pour chaque phase. Dans la partie centrale une marge de 0.2 mm est laissé sur les parois extérieurs parce qu'elles seront finis par un autre outil.

Puis la partie inférieure de la poche est usinée. Une approche similaire à celle utilisée précédemment est employée. Comme il s'agit d'une poche peu profonde il est possible de sauter l'ébauche et passer directement vers la finition.

A la fin, les rayons sur les épaulements et aussi les parois étaient usinés par une fraise 3 tailles R335.10-25063.3-02-5 avec le diamètre 63 mm et 5 plaquettes 150.10-2.5N-14 CP600. Il faut bien veiller sur l'entrée et la sortie de l'outil, parce qu'il y a un grand risque de collision avec l'étau.

Les conditions de coupe et les illustrations sont présentées dans le chapitre 10.4.2.

Cœur

La partie fonctionnelle principale est usinée dans cette phase.

D'abord, la surface supérieure est usinée par 490R-08T304E-ML H13A.

Puis les poches de la partie fonctionnelle et de la partie centrale sont fabriquées. L'outil employé est une fraise 2 tailles 2S221-0400-030-NG H10F. Elle était choisie parce qu'elle a le diamètre de 4 mm et en même temps elle a la longueur utile de 32 mm.

Les conditions de coupe de cette opération doivent être bien considérées. Il y a un risque de la rupture de l'outil, s'il est trop sollicité, parce qu'il a un petit diamètre en étant assez long. En plus cette opération est faite quasiment à la fin de la gamme et du coup la perte serait non-négligeable. En plus la rupture pourrait endommager la machine.

Il y a aussi un problème avec l'évacuation des copeaux en usinant des poches profondes. Les copeaux peuvent s'accumuler dans la poche et bloquer l'outil. Une solution pourrait être de programmer des arrêts dans le programme où l'opérateur évacuerait les copeaux à l'aide de l'air comprimés.

Ensuite les poches près des flancs étaient approfondies pour éviter des bavures après la fabrication de la poche séparatrice.

Un trou était percé à travers le cylindre central à l'aide du foret 860.1-0550-017A1-NM H10F. Le foret a le diamètre de 5.5 mm, ce qui est recommandé pour le taraudage par déformation d'un filet M6.

En plus il est possible d'atteindre la tolérance H7 du trou sans alésage supplémentaire.

Le filet M6-6H est formé dans le trou. Vu qu'il ne s'agit pas d'un procédé conventionnel dans l'industrie spatiale, il serait nécessaire de mettre en place sa qualification.

Les conditions de coupe et les illustrations sont présentées dans le chapitre 10.4.3.

La poche séparatrice et les nervures

Il s'agit des dernières opérations. D'abord les nervures et ses chanfreins sont usinés à l'aide de même l'outil comme les poches inférieures.

Puis la poche séparatrice est usinée. Il faut considérer minutieusement les conditions de coupe de cette opération, parce qu'il s'agit d'une poche étroite et profonde, comme dans le cas de l'usinage de cœur.

Il vaudrait mieux usiner cette poche plutôt dans la gamme, pour éviter la perte de la pièce quasiment finie au cas où l'outil casse. Mais le matériau dans la poche sert comme le support pour l'usinage de la partie fonctionnelle et alors il est enlevé à la fin.

La fraise 2 tailles 2S221-0600-030-NG H10F a été choisie pour cette opération. C'est une fraise similaire à celle utilisé pour la fabrication de la partie fonctionnelle, sauf que cette variante a un diamètre de 6 mm.

La poche est usinée en deux phases, parce qu'elle serait trop profonde pour l'usinage en un seul coup. C'est pourquoi la poche est fabriquée 0.3 mm plus profonde que nécessaire pour éviter des bavures.

Il est nécessaire de finir des rayons vers la partie fonctionnelle avec une fraise de 4 mm pour les réduire à 2 mm.

Ces opérations sont effectuées aussi de l'autre côté de la pièce, ce qui termine la gamme.

Contrôle

Le contrôle des dimensions peut être fait par le pied à coulisse et des micromètres. Il y a uniquement deux dimensions qui doivent être rigoureusement évaluées. Premièrement, c'est la distance entre les parois extérieures, qui a la tolérance de 0.1 mm. Deuxièmement c'est la longueur de la partie centrale qui a la tolérance de 0.15 mm.

Les dimensions et la forme du filet seront contrôlées par un calibre tampon fileté.

Résumé

Le temps d'engagement d'outil est estimé à 580 s, c'est-à-dire à peu près 10 minutes. Il faut noter que:

- il s'agit d'une estimation très approximative,
- l'estimation considère uniquement le temps d'usinage, quand l'outil est engagé dans la matière.

Il serait nécessaire de prendre en compte des temps de déplacement de l'outil ou des temps de changement de l'outil. En plus si le temps de production total serait demandé il faudrait considérer aussi le travail de l'opérateur.

La proposition considère 6 montages. Il est souhaitable de réduire ce nombre par l'optimisation du serrage et aussi par l'adaptation de la gamme. Cela permettrait de réduire le temps de production et par conséquent les coûts.

La fraise 2 tailles avec le diamètre de 50 mm pourrait être remplacé par la fraise 2 tailles de 10 mm, utilisée pour l'usinage des poches inférieures. Cela réduirait des coûts au cas où la grande fraise n'était pas utilisée pour d'autres projets.

Fabrication des prototypes

La fabrication de 4 pièces prototypes était confiée à une entreprise externe à Brno. Ils ont utilisé pour la fabrication une machine 5 axes Hermle C250.

Il y avait un défaut remarqué sur les pièces fournies. Des taches noires étaient présentes près des extrémités des nervures. Vu que ces taches n'étaient pas observées sur les pièces usinées, c'était forcément un défaut provenant du traitement de la surface. Le fournisseur disait, qu'il s'agissait d'un problème du choix de matériau, parce que l'anodisation des alliages de l'aluminium de la série 7000 n'est pas recommandée.

Cette allégation était rigoureusement examinée par une recherche. Le problème était aussi consulté avec le bureau d'études et des experts dans le domaine des matériaux. La conclusion était que la raison pour un autant défaut est plutôt un problème dans le procédé de l'anodisation que dans le choix de matériau.

Essais

L'objectif des essais sera la vérification, que la pièce peut réellement supporter des charges spécifiées dans le Tableau 7.6 et les chapitres 9.4.2 et 9.7.2. Trois pièces prototypes seront testées en collaboration avec un institut de recherche, qui fournira des machines et des instruments de mesure.

Méthode des essais

La pièce testée sera fixé dans un montage conçu pour qu'il soit beaucoup plus rigide que la pièce, afin de mesure uniquement la déformation de la pièce.

Une charge de traction ou de compression unidirectionnelle sera introduite dans le trou central à l'aide d'un axe. La charge sera créée par le déplacement lent de la table.

L'essai aura trois phases. Premièrement les charges spécifiées dans le Tableau 7.6 et dans le chapitre 9.4.2 seront atteintes, évidemment pas en même temps. La deuxième phase atteindra la capacité maximale théorique. L'essai continuera éventuellement par la troisième phase, qui devrait trouver la capacité maximale réelle. C'est-à-dire l'essai continuera jusqu'à la rupture de la pièce.

L'essai sera terminé si :

- il y a une rupture de la pièce,
- il y a un contact entre la partie fonctionnelle et la structure extérieure.

Equipement

La machine choisie est un banc de compression utilisé pour les essais de compression sur les céramiques.

Montage

Le montage est adapté pour l'essai sur un banc de compression. Cette machine était choisie parce qu'elle permet l'utilisation d'un montage simple. Il n'est pas important si la machine produit une charge de traction ou de compression, parce que le comportement de l'insert est identique dans les deux sens.

Le concept du montage est montré dans la figure 11.1. Il est composé de deux blocs avec un axe. Il y a des alésages dans les blocs pour l'axe, afin d'assurer la rigidité. Un des blocs a un épaulement, qui représente le panneau sandwich.

La charge est créée par une plaque en haut de l'insert, qui représente aussi le panneau sandwich.

Ce montage demande un changement sur les pièces testées. Le trou central doit avoir le diamètre de 6 mm. Ce changement est acceptable de point de vue structural, parce qu'il y a beaucoup de matière dans le cylindre central et en plus il ne s'agit pas d'une zone où on attend la rupture.

Résultats

Des discussions techniques étendues avec le laboratoire étaient mises en place, afin d'assurer une méthode et une préparation de l'essai correcte. Ceci est extrêmement important vu le nombre des pièces prototypes limité.

Discussion

L'évaluation des exigences était faite. Un commentaire était donné pour chaque exigence, pareille comme un statut, si l'exigence est satisfaite. Elles sont satisfaites dans la plupart des cas, sauf les exigences qui sont censées être vérifiées par un essai. C'est pourquoi les exigences RQ1 et RQ5 sont vérifiées uniquement par l'analyse. Comme les résultats des analyses sont satisfaisants, le statut par rapport à cette méthode est donné comme satisfaisant. Le statut par rapport à la vérification par l'essai est provisoirement donné comme « en évaluation ».

Les conclusions mentionnées au-dessus sont résumées en Tableau 13.1.

Le rapport « buy-to-fly » est dans le cas de l'insert conçu 5.76. C'est le rapport entre la masse du brut et la masse de la pièce finie. Ce rapport est considérablement plus petit, que dans le cas de la solution utilisée. Un autre avantage par rapport à la solution utilisé est la substitution de titane par aluminium et en conséquence une réduction des coûts. Il faut admettre que cette réduction n'est pas du tout importante dans le cas de la structure satellite, dont le prix est de l'ordre considérablement plus grand. Néanmoins c'est un changement favorable.

Conclusion

Ce mémoire s'occupait du développement d'un insert pour la structure d'un satellite. Plusieurs concepts étaient proposés pendant le développement considérant la faisabilité de fabrication par l'usinage conventionnelle. Une solution innovante était proposée. Elle permet de réduire le nombre des pièces, qui constituent le joint mécanique, et en même temps réduire le volume occupé par rapport à la solution conventionnelle.

La capacité de la pièce était vérifiée par des calculs par la méthode des éléments finis. Les résultats des analyses donnent des coefficients de sécurité positifs vis-à-vis la limite élastique, alors la défaillance de la pièce n'est pas attendue pendant son service. Le

coefficient de sécurité pour le vol est 0.58 et le coefficient de sécurité pour le service en orbite est 0.25.

La capacité maximale était calculée aussi par la méthode des éléments finis. L'insert est censé supporter 2710 N et un déplacement de 0.658 mm en direction longitudinale.

L'insert proposé simplifie considérablement l'assemblage avec le panneau, par rapport à la solution utilisée, parce qu'il ne nécessite pas de pièces supplémentaires. La réduction de nombre des pièces qui constituent un joint mécanique a pour conséquence la réduction du risque de la défaillance du joint. En plus il a le rapport « buy-to-fly » de 5.76.

Ensuite une proposition technologique était présentée. Son objectif était de proposer une gamme de fabrication simple, qui pourrait être adaptée à la machine 3 axes ou 5 axes. La proposition était conçue pour une machine 5 axes et la gamme était optimisée en considérant les contraintes imposées par la géométrie du concept.

Quatre pièces prototypes étaient fabriquées par un fournisseur externe, pour prouver, que l'insert peut être fabriqué par le fraisage conventionnel. Les pièces étaient usinées d'après les dessins de définitions et des spécifications fournies. Il y avait des défauts présents sur les pièces fournies après l'anodisation. Il était conclu, que les défauts étaient causés par les erreurs du procédé.

Finalement la proposition de l'essai mécanique était présentée. La méthodologie, la machine et le montage nécessaire sont décrits. Les préparations des essais étaient effectuées. L'essai sera réalisé dans la future proche.

Mots clés

Satellite, structure en sandwich, insert, industrie aérospatiale, conception, usinage

ABSTRACT

The objective of this work is to develop an insert for a sandwich satellite structure with tailored mechanical properties. The problem is analysed and an innovative design of the insert, considering the feasibility of manufacturing, is proposed, based on an existing application. This design is then verified using finite element method. It deals also with a technological proposal of the manufacturing of the designed insert. Finally the methodology of the test for validation of the design is introduced.

Key words

Satellite, sandwich structure, insert, aerospace industry, design, machining

BIBLIOGRAPHIC CITATION

RAŠKA, Tomáš. Vývoj a výroba vložky se speciálními mechanickými vlastnostmi pro satelitní strukturu ze sendvičových panelů. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129652>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Miroslav Píška.

DECLARATION

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Vývoj a výroba vložky se speciálními mechanickými vlastnostmi pro satelitní strukturu ze sendvičových panelů** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

29. 8. 2020

Datum

Bc. Tomáš Raška

ACKNOWLEDGEMENTS

I would like to thank to prof. Ing. Miroslav Píška, CSc. for valuable comments and insightful remarks while writing this thesis. Furthermore, I would like to thank him for the opportunity to study in France and his support during my studies at Brno University of Technology and ENSAM.

I would like to thank also Fabien Viprey for his support and many advices concerning my thesis.

I would like to express my gratitude to Ing. Ondřej Krepl, PhD. and whole team at OHB Czechspace for the opportunity to work on such an interesting thesis as well as for tutoring and support during my internship at OHB Czechspace.

Last, but not least, I would like to thank my family and my friends for an endless support.

TABLE OF CONTENTS

ABSTRAKT	4
RESUME	20
ABSTRACT.....	36
DECLARATION	37
ACKNOWLEDGEMENTS	38
TABLE OF CONTENTS.....	39
INTRODUCTION	42
1 Spacecraft Sub-systems	43
1.1 Structural sub-system	43
1.2 Thermal sub-system	44
2 Spacecraft Environement.....	46
2.1 Ground Operations	46
2.2 Launch.....	46
2.3 Earth orbits	46
3 Sandwich Composites.....	48
3.1 Face skins	48
3.2 Cores	49
4 Sandwich Panel Joining	51
5 Specific Machining	53
5.1 Thread form tapping.....	53
5.2 Thin wall milling.....	53
6 Preliminary design	55
6.1 Problem statement.....	55
6.2 Analytical calculations	56
6.2.1 Mechanical load.....	56
6.2.2 Thermal load	57
6.2.3 Beam stiffness.....	58
6.3 Design requirements.....	61
7 Application.....	63
7.1 Quasi-static mechanical loads	63
7.2 FEA calculation.....	64
7.2.1 Geometry	64
7.2.2 Material definitions.....	65
7.2.3 Model checks	68

7.2.4	Element properties	69
7.2.5	Static analysis (quasi-static loads)	72
7.2.6	Thermo-elastic Analysis	74
7.2.7	Conclusions for the design.....	75
8	Concepts.....	76
8.1	Material considerations	76
8.2	First concept	78
8.3	Second concept.....	79
8.4	Functional concept	79
8.5	Trades.....	81
8.5.1	Baseline.....	81
8.5.2	Thinner flanges	82
8.5.3	Shorter chamfer.....	83
8.5.4	Thinner ribs.....	83
8.5.5	Thicker ribs	83
8.6	Final design	83
8.6.1	Further optimisation.....	83
8.6.2	Detailed design	84
9	FE calculations.....	85
9.1	Comparison of simple and complex model.....	85
9.1.1	Free insert	86
9.1.2	Insert in sandwich panel	89
9.2	FE model of the final design	94
9.3	Stiffness analysis.....	95
9.3.1	Definition	95
9.3.2	Results.....	96
9.4	Global model update	96
9.4.1	Static analysis	97
9.4.2	Thermo-elastic analysis	97
9.5	Force load analysis.....	97
9.5.1	Definition	98
9.5.2	Results.....	98
9.6	Displacement load analysis	99
9.6.1	Definition.....	99
9.6.2	Results.....	99

9.7	Maximal capacity	101
9.7.1	Definition	101
9.7.2	Results	101
9.8	Summary	101
10	Technological Proposal	103
10.1	Machine	103
10.2	Tools	104
10.3	Fixtures	106
10.4	Machining operations	106
10.4.1	Stock squaring and shoulder milling	107
10.4.2	Bottom pockets	114
10.4.3	Core	120
10.4.4	Bottom pocket and ribs	125
10.5	Inspection	129
10.6	Summary	130
10.7	Prototype manufacturing	130
11	Testing	134
11.1	Test definition	134
11.2	Test equipment	135
11.2.1	Machine	135
11.2.2	Fixture	135
11.3	Results	137
11.4	FE model correlation	137
12	Future development	138
12.1	Thinner panels	138
12.2	Variable stiffness	138
12.3	Additive manufacturing	139
12.4	Qualification	139
13	Discussion	140
14	Conclusion	141
15	References	142
16	List of used abbreviations	147
17	List of used symbols	148

INTRODUCTION

The thesis is focused on development, manufacturing and testing of a special insert for a sandwich panel. The satellite structure has to endure two very different environments during their lifetime. First is the launch which introduces high accelerations and overall high mechanical loads. Second is the space environment, which introduces significant thermal loading from solar radiation, albedo, etc. Subsequently, thermal differences create non-negligible mechanical loads on the joints especially in case of large structures.

The objectives of this thesis are to design a flexible insert with tailored mechanical properties suited to withstand the loads during both the launch and the service in space. The design shall be verified using finite element method. Next objective is to propose a feasible manufacturing process, preferring conventional manufacturing technologies. The last objective is to propose a test procedure to verify the design by mechanical test.

Overall the proposed insert should be a replacement for standard solution using multiple spool inserts and a dedicated bracket.

This thesis was written in cooperation with OHB Czechspace s.r.o. based in Brno, Czech Republic, an engineering services company, specialised in development, procurement of manufacturing, integration and mediation and supervision of tests of spacecraft structures and other equipment for space applications. It is a member of OHB SE group based in Bremen, Germany, which is one of major players of the European space industry. Moreover OHB SE one of only three companies in Europe with status of LSI (Large System Integrator), i.e. it is capable of integrating large spacecraft systems.

1 SPACECRAFT SUB-SYSTEMS

Large spacecraft (in a category of 3 to 5 tons) is a complicated system comprised of several sub-systems. There are structural, thermal, electrical, propulsion subsystems etc. Description of all the sub-systems is out of scope of this work, reader can find comprehensive info in [4], [5], [6], [8], [9]. In following paragraphs, aspects of sub-system relevant for this work, i.e. structural and thermal, will be briefly presented.

1.1 Structural sub-system

Further on, the spacecraft structural sub-system can be in general divided into three main groups. The primary structure carries the principal loads the spacecraft endures. The secondary structure secures the payload and equipment and the tertiary structure comprised of connection elements mainly brackets and cleats [5].

Pisacane lists in [8] about 20 different requirements imposed to the spacecraft structure. He also states that the design and development process of such a structure is an iterative process, requiring many trade studies to find a satisfactory compromise for all requirements.

Usually the structure consists of plates, cylindrical sections and rods, where sandwich structures are frequently implemented, thanks to their high specific stiffness and strength. The common materials for these structures are aluminium alloys or CFRP (Carbon Fibre Reinforced Polymer) [5].

The structural sub-system is often made using composite monocoque or sandwich structure. These are costly for low production volumes and require sophisticated technologies, but the mass savings offsets these costs. Moreover, their high specific strength and specific stiffness help to tailor precisely the structure to the mission's needs [4].

As the environment of the launch can be unpredictable to some extent it is necessary to design the structure with sufficient margins and safety factors. The overall design and safety factors philosophy might seem conservative, but they are necessary to limit the risks of critical structural failure [4].

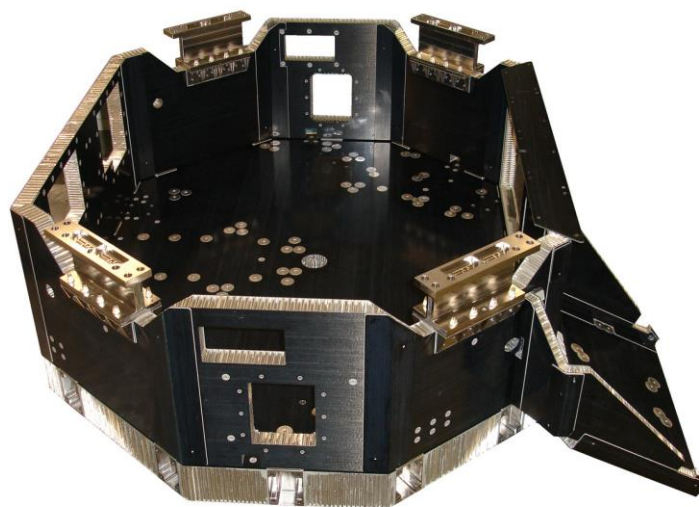


Figure 1.1: Aeolus-Aladdin primary structure composed of sandwich panels [25].

1.2 Thermal sub-system

During operation the spacecraft is not protected by the atmosphere, so its temperature may rise significantly while exposed to the sunlight and in the same way they can drop to only several Kelvins while in the shadow of the Earth. This might cause severe heat changes in the structure and on the extremely delicate instruments, which usually have narrow range of operating temperatures. Nevertheless, the operating temperatures of components or sub-systems might be completely different. As we can see in Table 1.1 batteries can operate in temperatures around 0 °C, but the infrared detectors need cryogenic temperatures to work properly. Therefore, a thermal system is an essential part of any spacecraft [9].

Table 1.1: Operating temperatures of different satellite components [8].

Component or Subsystem	Operating Temperature [°C]	Survival Temperature [°C]
General Electronics	-10 to 45	-30 to 60
Batteries	0 to 10	-5 to 20
Infrared detectors	-269 to -173	-269 to 35
Solid-state particle detectors	-35 to 0	-35 to 35
Motors	0 to 50	-20 to 70
Solar panels	-100 to 125	-100 to 125

It should be noted, that the radiation from the sun is not the only heat source. There is also solar radiation reflected by Earth's atmosphere called albedo and also the heat radiated by Earth itself. Additionally, electronic components produce heat while they are running. All these heat sources have to be controlled by the thermal subsystem and the excessive heat has to be dissipated via radiators [9].

Due to high vacuum in space the heat exchange can only occur via conduction and radiation. The heat management on the inside of the structure is done using both mechanisms, while the exchange with the environment is done exclusively by radiation [9].

The heat can be managed by either a passive or an active system. The passive system can comprise of coatings and paints, multilayer insulation (MLI) or heat pipes. The coatings for outer surfaces have very low absorptance and high emittance, these are usually white paints, silver or gold coatings etc. Inner surfaces might use highly absorbent surface treatments to increase the heat inertia to limit the load on the thermal system [6].

Passive heat pipes use a phase transition and capillary pumping as a means of heat transport. This way only a thermal difference is necessary for the pipe to transfer heat. Such solution is widely used in satellite structures as it reduces necessary components and it has a very high efficiency in low gravity environment [9].

An important part of the thermal system is a radiator. It can be a structural part of the spacecraft, simple sandwich panel mounted on the side or a deployable structure. Nevertheless, the design, its function is to radiate heat into the space in form of infrared (IR) radiation. Its effectivity is driven by the emissivity of its surface and its temperature. They usually have a special surface finishes to increase the emissivity and reduce the absorptance, to limit the thermal load from the Sun [4].

Active systems are heavier, more complicated and require more power than passive systems. Therefore, they are avoided unless the payload or a mission requires their use. Heaters, refrigerators, liquid loops or heat pumps might be used in an active system [6].

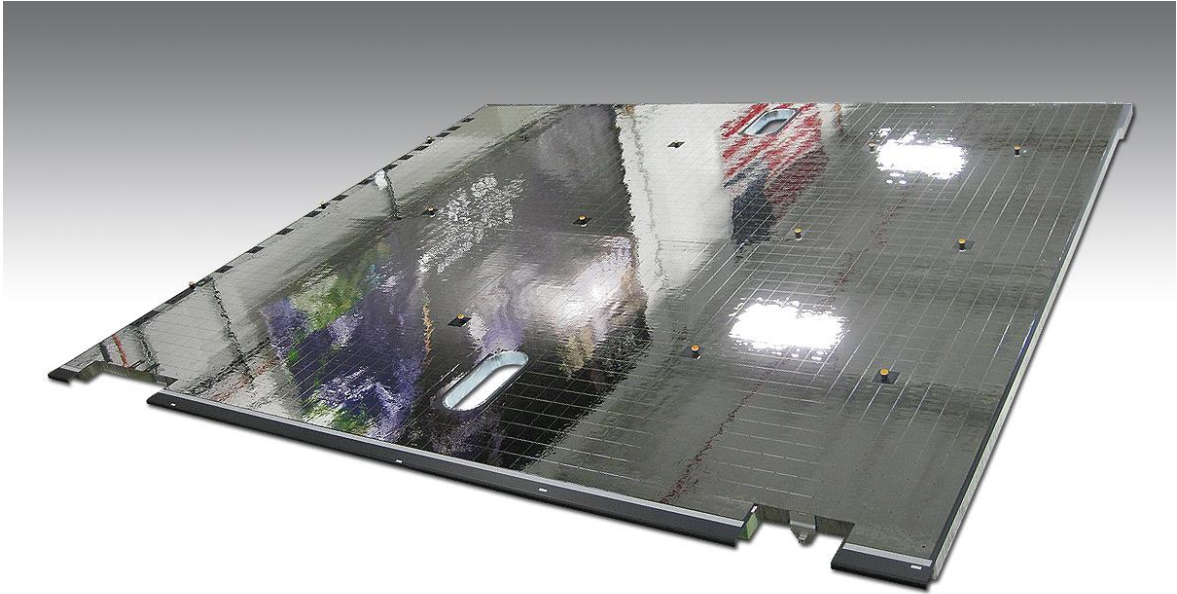


Figure 1.2: Spacecraft radiator [31].

2 SPACECRAFT ENVIRONNEMENT

During its lifetime, the spacecraft has to pass different environments, which pose various requirements on its design. The following text is focused on those environments important for the structural design. Information on other environments the space craft has to endure important for other sub-systems, e.g. micro gravity or space radiation, can be found in [4], [6], [8], [9].

2.1 Ground Operations

Even though the ground operations present rarely any critical scenario for the structural subsystem, they have to be considered and analysed, because without a successful pass in this step, the spacecraft cannot proceed towards the next stages [4].

This stage is often called the AIV (Assembly, Integration and Verification), or AIT (Assembly, Integration and Test). During the assembly, the spacecraft parts are connected mechanically. The integration ensures the connection of all sub-systems and their communication. This comprises for example checking whether there is an expected voltage at certain electrical interface, or whether the deployment mechanisms can move in designated space [6].

Also the transportation in the facility using cranes or MGSE (Mechanical Ground Support Equipment) has to be accounted for. Additionally there is the transport to launch facility, which is done using land, sea or air transport [9].

2.2 Launch

The pre-launch operation and launch conditions are driven by the chosen launcher. These information are given in the launcher manual issued by the providing company or agency [1], [12], [13].

The preparation for the launch usually comprise of final checks of all sub-systems, fuelling, battery charging, installation of pyrotechnics, etc. One of the final steps before the launch is removal of all unnecessary protective covers, safety pins and plugs. These are usually marked by a red tag marked "Remove Before Flight". In contrast there are also green tags, which mark usually lines to connect dangerous components like pyrotechnics, thrusters and motors to their respective triggers or power sources [6].

During the launch the spacecraft is subjected to several different loads. First there are quasi-static loads in longitudinal and lateral direction, which are caused mainly by the acceleration of the launcher. Second there are so called sine vibrations coming from engines, aerodynamic effects etc. Third there are random vibrations caused primarily by acoustic excitations. And last but not least there are shocks from pyrotechnic separators [4].

2.3 Earth orbits

An Earth orbit is an elliptical trajectory of the satellite around the central body, the Earth. This orbit is essential for functionality and the mission of the space craft. There are several different orbits, with different characteristics [8].

The closet the surface of the Earth is called a low Earth orbit (LEO). It stretches roughly from 250 to 2000 km. Above the low Earth orbit is so called medium Earth orbit (MEO) and it finishes at 35 786 km where is the geostationary orbit (GEO). Above mentioned orbits are shown in Figure 2.1. GEO is a very important orbit, because in

equatorial plane the period of the orbit of the satellite matches the rotation speed of the Earth, so it appears as if the satellite was hovering above one spot on the surface. Beyond this orbit is a high Earth orbit (HEO) [11].

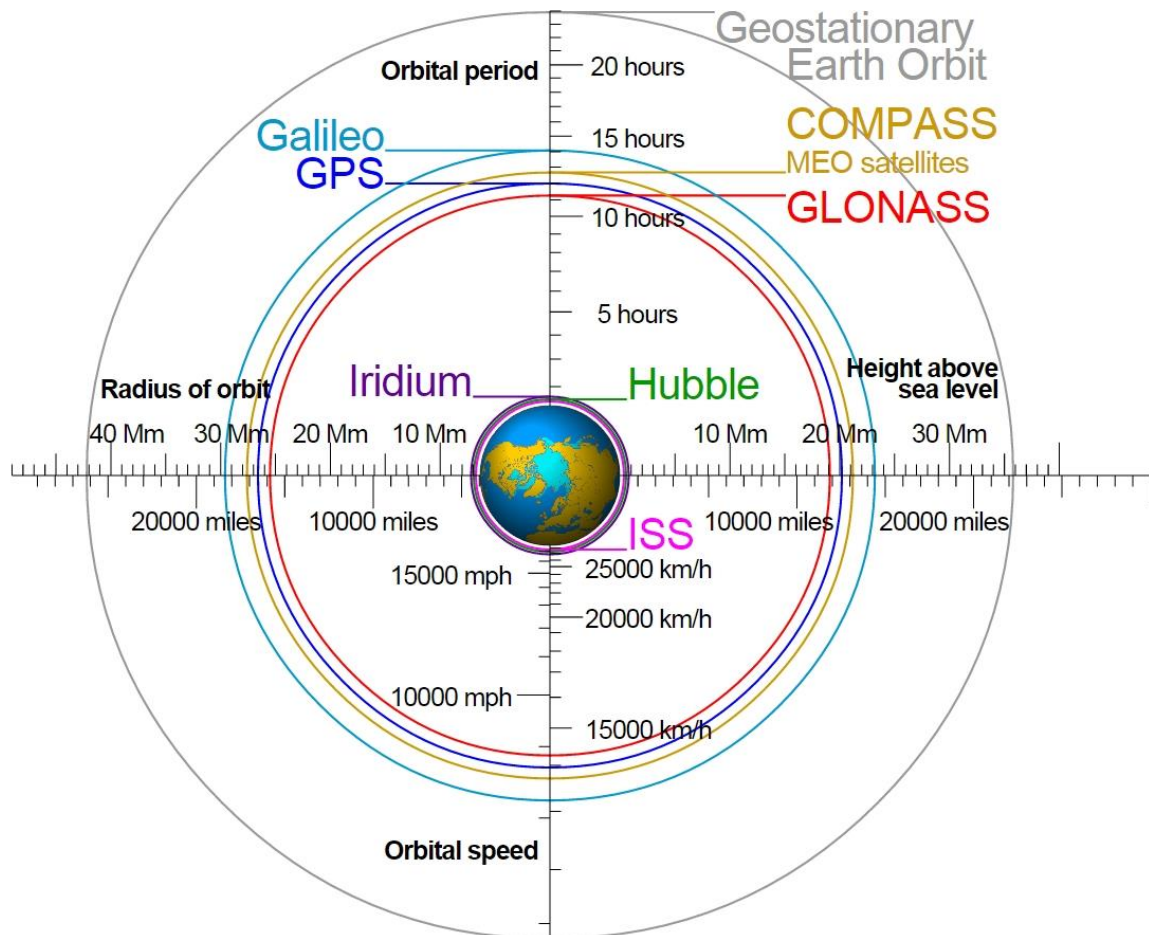


Figure 2.1: Satellite orbits [10].

There are also special orbits, such as polar, which is roughly perpendicular to equatorial plane. Another interesting one is a sun-synchronous orbit, which puts the satellite above a certain point on the surface at the same time of the day. All the orbits are governed mainly by Newton's laws of mechanics and Kepler's laws of planetary motion [9].

It is important to know orbits parameters, because they dictate, how the satellite will be exposed to the sunlight. The thermal environment causes mechanical response which the structural sub-system of a spacecraft needs to withstand [9].

3 SANDWICH COMPOSITES

As mentioned above the spacecraft structure is often based on sandwich panels. Detailed information about sandwich panels and their mechanics can be found in [3], [5], [8], [9], [22] or [29]. Sandwich panel consists of a two thin face skins, between which there is a core with low density. The face skins and core are usually connected by adhesive. The behaviour of the sandwich panel is somewhat similar to an I-beam. The skins represent flanges and carry the tensile and compressive stresses, and the core represent the web carrying the shear stresses [5].

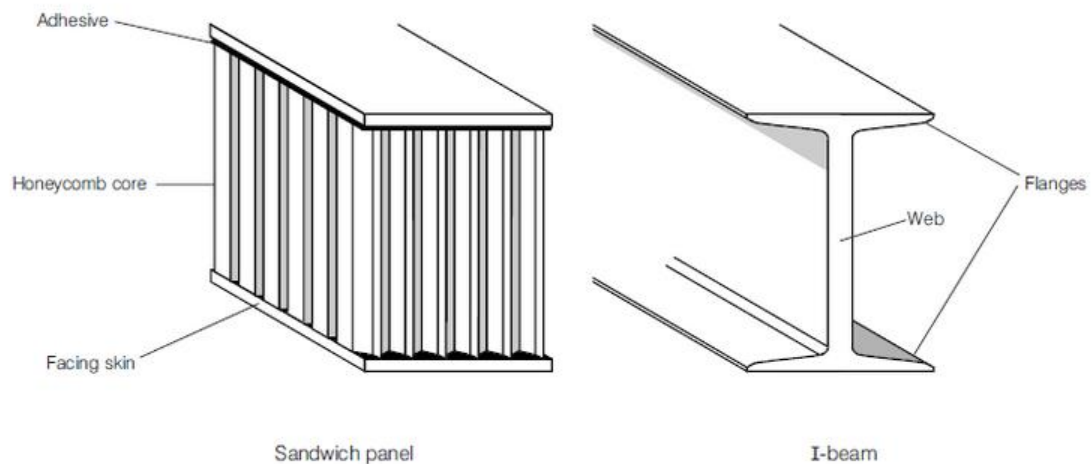


Figure 3.1: Sandwich panel and I beam [27].

Their main advantage of the sandwich panels for the spacecraft often cited is a high specific stiffness and high specific strength, therefore mass saving. Additionally, it is possible to integrate a thermal system or an acoustic insulation into them [5].

The manufacturing of the final sandwich panel is done using heat and pressure to assure curing of adhesive and proper contact. This can be done using heated press. Second vacuum bag processing can be employed. The pressure in this case can be provided by the vacuum bag or additionally an autoclave. Finally, match mould processing, where a mould provides the pressure and it is either heated or placed into an oven [3].

3.1 Face skins

Designers have many choices regarding face skin materials, but in practice the most common in space industry are aluminium alloy or Carbon Fibre Reinforced Polymer (CFRP) [22].

CFRP is a composite material made from carbon fibres and thermosetting or thermoplastic resin as matrix. In case of face skins, the material is often supplied as a prepreg. Prepregs are unidirectional or woven fabrics pre-impregnated by resin. The final face skin is made by several plies of prepreg. One of the common approaches is to use unidirectional prepregs and stack them into quasi-isotropic layout, as shown in Figure 3.2. One lamina of unidirectional prepreg has excellent mechanical properties in longitudinal direction, thanks to the stiff and strong fibres. In transverse direction however, the load has to be carried by compliant and weak matrix. Therefore, by stacking and rotating the plies it is possible to achieve balanced properties in all directions for the final laminate plate.

Nevertheless, it is necessary to have a final laminate symmetrical to the centreline (CL in Figure 3.2) [24].

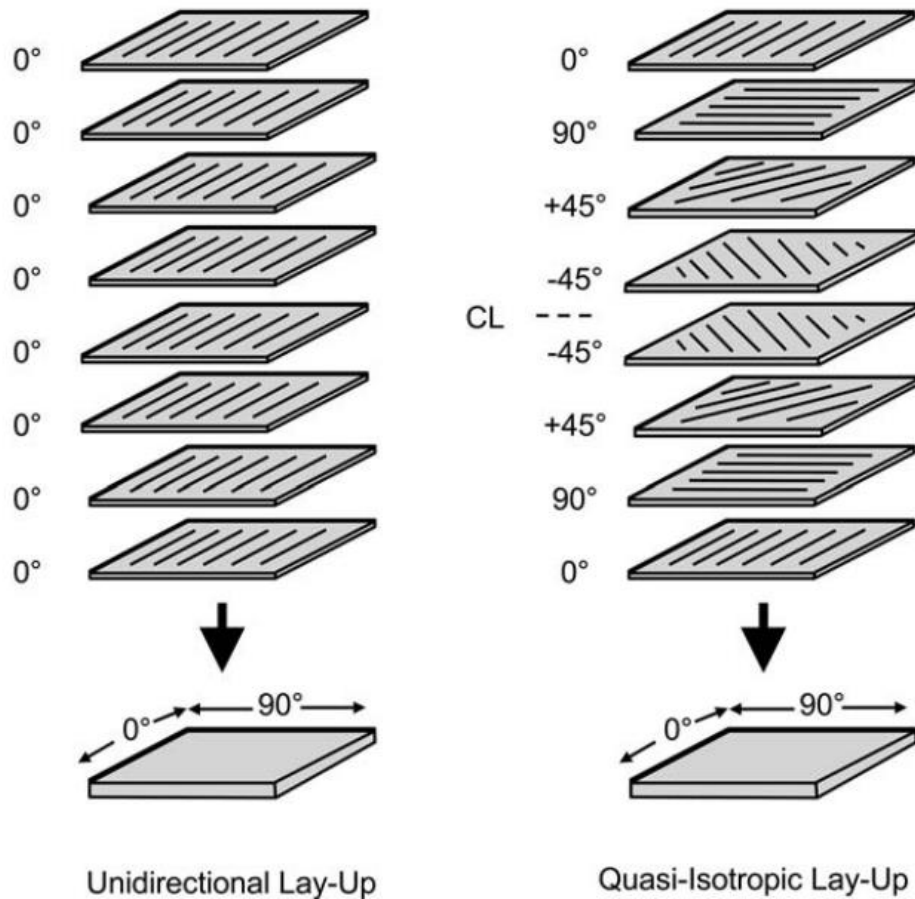


Figure 3.2: Unidirectional and quasi-isotropic lay-ups [28].

3.2 Cores

To achieve high bending stiffness, while keeping a low mass of the panel it is important to include a core with small density, because it occupies the largest portion of final panel's volume. Therefore, the cores used might be corrugated, honeycomb, cellular foams or balsa wood [22].

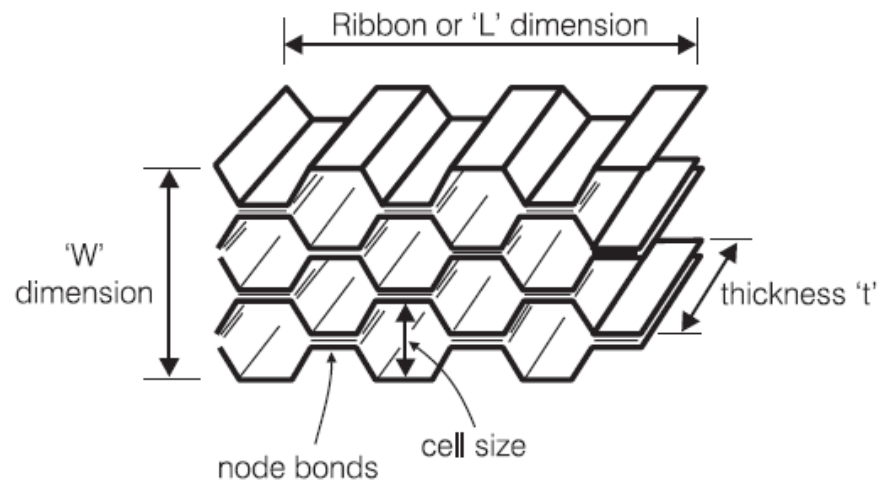


Figure 3.3: Honeycomb core [3].

In case of spacecraft structures a 5056 aluminium alloy hexagonal honeycomb is the most commonly used. It has favourable mechanical properties, while maintaining low density [24].

The hexagonal honeycomb core can be made using two methods. Process schematics is shown in Figure 3.4. One consists of stacking sheets of aluminium with adhesive in specific spots and then expanding of the bonded stack or a slice with desired thickness. The expanded blocks are then trimmed to required dimensions. The second one uses corrugated sheets bonded together, the desired thickness is then cut from the block and trimmed. Please note that this manufacturing process leads to core in-plane ("L" and "W" directions in Figure 3.3) anisotropic mechanical properties [29].

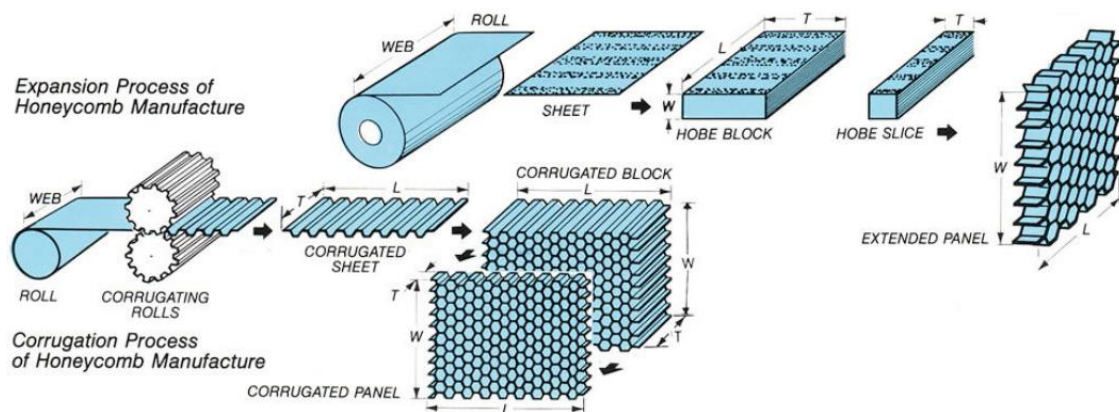


Figure 3.4: Honeycomb manufacturing process [30].

4 SANDWICH PANEL JOINING

Sandwich panels require additional part when carrying local loads, due to low stiffness of the core. Therefore, inserts are embedded into panels to allow transfer of local loads and their distribution into the panel [22].

They are connected into the panel via potting, usually realised by a two-part epoxy resin. This assures a good transfer of stress between insert and core of the panel [26].

The equipment boxes, cleats or brackets are connected to the inserts via threaded connections. Commonly a female thread in the insert, and stainless steel or titanium bolts [9].

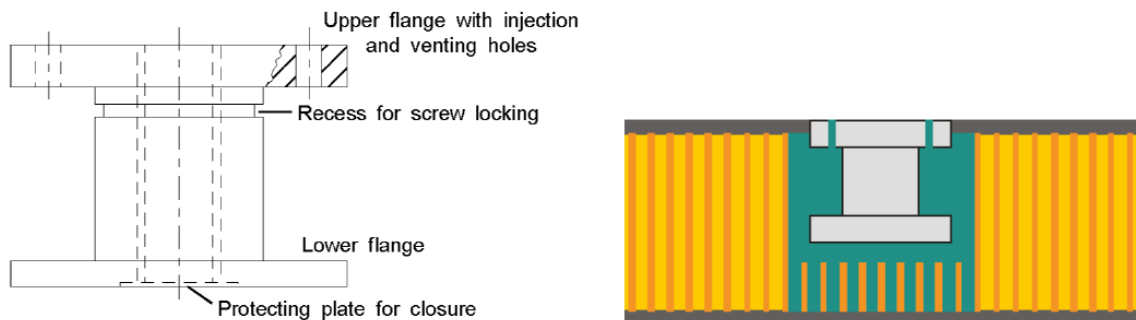


Figure 4.1: Schematic of typical standard issue fully potted spool insert [26].

ECSS (European Cooperation for Space Standardisation) are standards widely used in European space industry. The standard Insert Design Handbook [26] lists main groups of insert regarding the method of assembly with the sandwich panel. There are three possibilities presented in ECSS [26]:

- A. inserts bonded with sandwich during its production,
- B. inserts bonded into a finished panel using thermosetting resin (most common),
- C. inserts screwed or mechanically clamped into a finished panel.

ECSS recommends inserts from group A for panels with low core height and inserts from group B for general use. It is not advised to use group C inserts [26].

Group B inserts are fitted into an already fabricated panel. There are holes drilled to accommodate the insert and its potting. The bore in the core might be slightly undercut further than the hole in the face skin to make more room for potting compound [9].

There are further 3 major alternatives of the latter, as shown in Figure 4.2. There can be a through-the-thickness insert, which connects to both face skins. Second there is a fully potted insert. These have potting through the thickness of the sandwich panel, i.e. the cells under the insert are filled by the potting compound. Lastly there is a partially potted insert, which has potting only around it [9].

The potting is commonly done by injection of potting compound into the hole, where the insert is placed. This is why inserts have two holes at the top. One serves as port for the injecting device and the second one as a vent. Also, the vent serves as indicator, when the hole is sufficiently filled, when the potting pours out of it [26], [33].

The potting has two functions. It ensures proper transfer of shear loads between honeycomb core and insert. Secondly it relieves stress concentrating in face skins around insert, during transverse in-plane load cases [26], [33].

A special category of inserts are the edge inserts with different geometric characteristics. Edge inserts provide mechanical interface on the sandwich panel edge in in-plane direction. Edge inserts can be commonly assembled as hot-bonded (group A) or cold-bonded (group B).

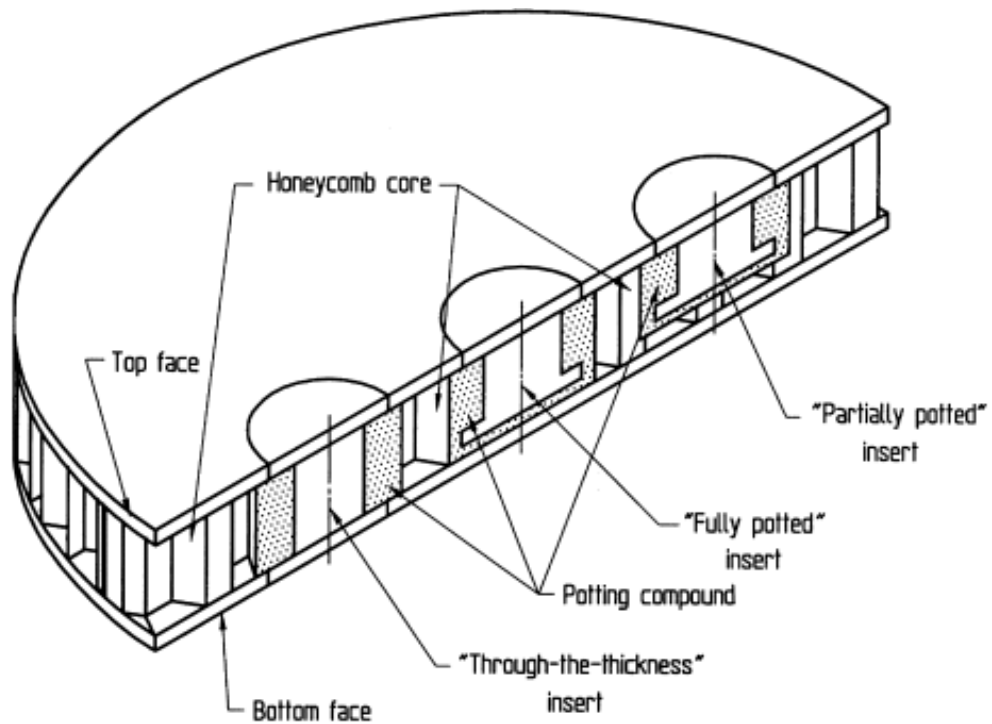


Figure 4.2: Potting of inserts [32].

5 SPECIFIC MACHINING

This chapter is focused on specific machining operations and machining approaches. Thread tapping is briefly presented, as well as some considerations for thin wall machining. For a general information on machining a reader can refer to [52] and [53], [54] for information concerning the mechanics of the cutting process.

5.1 Thread form tapping

Thread form tapping is a technological procedure used to create internal threads by deformation of the material rather than its removal. This process can increase the number of threads manufactured by one tool and also increase the strength of the thread [55], [56].

The specificity of this process is that the top of the thread has a split crest. Its size and form is dependent on the diameter of the predrilled hole and the material of the workpiece, as shown in Figure 5.1. But overall the geometric quality of the profile is better compared to the cut thread [55], [56].

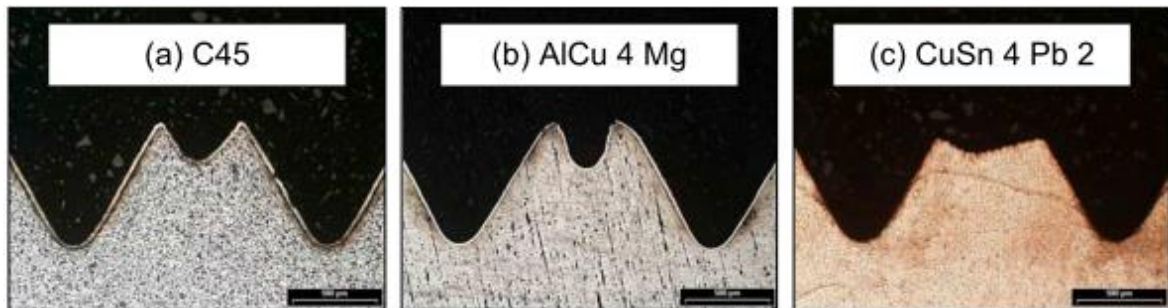


Figure 5.1: Split crest size and form for different materials [55].

There are some aspects of the process which have to be taken into account in order to implement this technique into practice.

The axial advance and rotation of the tool have to be synchronised or a dedicated tool with a floating holder can be applied to assure desired quality of the thread [57]

The surface integrity of the thread is dependent on the lubricant. It influences the strain hardening of the top layer of the base material, where an increase of hardness can be observed, due to a significant plastic deformation. Additionally, a correct choice of lubricant reduces the necessary torque, by reducing the effect of friction [57].

There are some limitations to this approach. It is difficult to apply to materials harder than 60 HRC and those with low ductility. But on the other hand it can improve the resistance and quality of the thread while increasing the tool life and reliability of the process [55].

5.2 Thin wall milling

Milling of the pockets is a common practice in aerospace industry. It is used to produce light monolithic parts. This operation can become complex if the side walls of the pocket are thin. In that case a considerate approach to the machining operation has to be used in order to assure the required surface roughness and geometrical precision [58].

Analysis of thin wall machining and prediction of cutting parameters is complex problem due to changing characteristics of the workpiece, during the operation. As the material is removed during the machining, the stiffness of the workpiece decreases.

Additionally, it has to account for changing thickness of the chip produced by deflection of the wall due to cutting forces. Regarding the unstable nature of the problem an iterative analysis method with feedback loop can be employed to determine instantaneous cutting conditions [61].

To assess the risk of vibrations during the machining a stability lobe diagram can be established either by empirical measurements or analytical calculation. The diagram usually correlates the spindle speed and depth of cut or a radial engagement of the tool in regards to the stability of the process. The diagram has two parts separated by a boundary line, where the combination of parameters on horizontal and vertical axis provide stable conditions and a combination above provide unstable conditions. Usually there is a certain maximal value of depth of cut or radial engagement, where the conditions are stable regardless of spindle speed [62], [63].

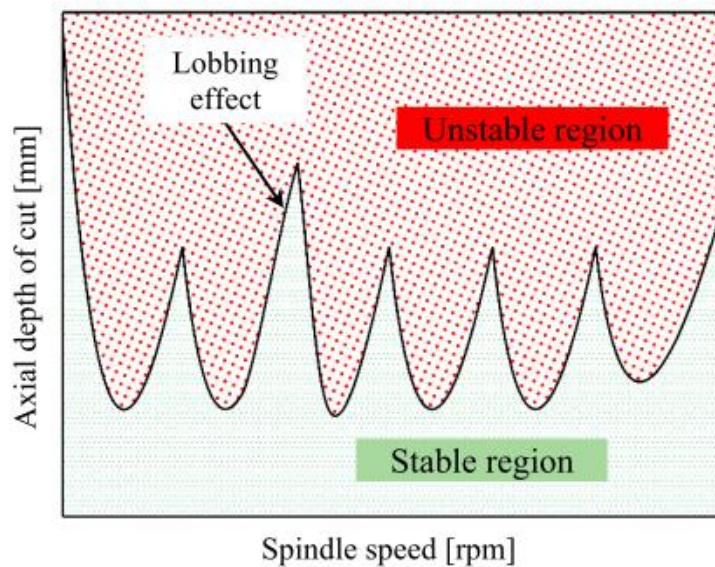


Figure 5.2: Stability lobe diagram [62].

6 PRELIMINARY DESIGN

6.1 Problem statement

This project will focus on problem of joining of a CFRP sandwich panel and aluminium radiator in T formation. Current solution uses standard sandwich inserts and brackets. We would like to replace this solution by a single insert mounted on the edge of the panel. This would allow more optimised structure, with greater safety factors and lower mass.

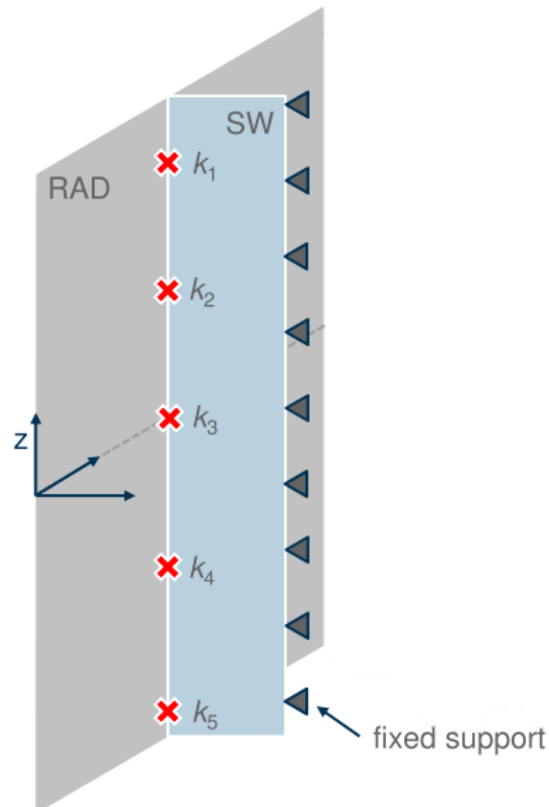


Figure 6.1: Sketch of the assembly.

In Figure 6.1 Radiator (RAD) is colour coded gray, the Shear Web (SW) blue and symbols k_1 to k_5 represent the inserts. The load introduced is considered in two phases. First phase is the launch where the radiator, will be subjected to a load from acceleration of the launch vehicle in z direction. Second phase is thermal loading in orbit, where we consider a temperature fluctuation. In this case we also consider the coefficient of thermal expansion of the Radiator (α_{RAD}) and of the Shear Web (α_{SW}). This introduces a load caused by the deformation on the insert, due to a mismatch in expansion of both parts.

Table 6.1: Load definitions for analytical calculations.

Definition	Value
Radiator mass	200 kg
Acceleration	10 g (98.1 ms ⁻²)
α_{RAD}	$2.25 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
α_{SW}	0 K ⁻¹

Definition	Value
Temperature fluctuation	30 °K

The first goal was to calculate the stiffness of the inserts. This was essential to calculate the stress included by the deformation of the insert, not to exceed a maximal allowable load on an insert in both cases. For each case a different stiffness would be preferred. For the mechanical load it is desirable to obtain the highest stiffness possible, but for thermal load a compliant part would be preferable. It was considered that the Shear Web and the Radiator are significantly stiffer, than the inserts, therefore we do not consider their deformation in this phase.

There were few assumptions introduced in order to derive sizing requirements for the insert by this analysis. First the length of the radiator was set to 1 m. Second both the Shear Web and the Radiator were considered as rigid. Only the deformation of the inserts simplified to springs was considered. Each spring can be characterized by stiffness in 3 translational and 3 rotational degrees of freedom, nevertheless only the non-zero stiffness in longitudinal direction (Z-axis in Figure 6.1) was considered. Additionally it was considered, that all the springs have an identical stiffness.

6.2 Analytical calculations

6.2.1 Mechanical load

Considering the assumptions, on mass and acceleration, stated above it was relatively simple to calculate a force applied to individual spring. As there is no deformation introduced in the panel, the load would spread evenly between all the springs. The force acting on the spring was determined by a simple calculation below, using Newton's Second Law of Motion.

$$F_{total} = m_{RAD} \cdot a \quad (1)$$

$$F_{insert} = \frac{F_{total}}{n_{insert}} \quad (2)$$

Where:

- F_{total} [N] - total force
- F_{insert} [N] - force per insert
- m_{RAD} [kg] - mass of the radiator
- a [$m \cdot s^{-2}$] - acceleration
- n_{insert} [-] - number of inserts

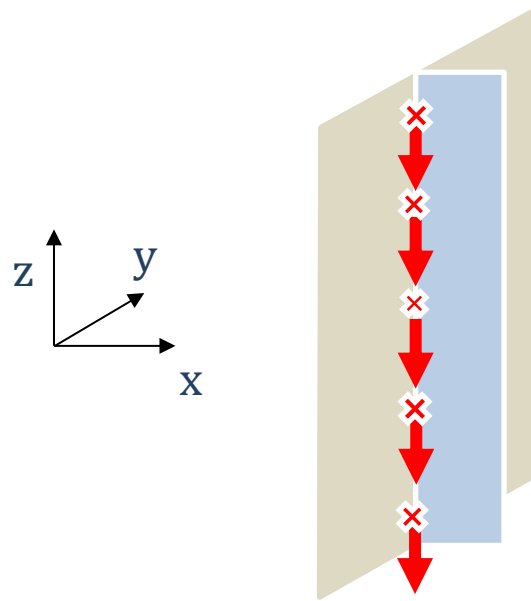


Figure 6.2: Sketch representing the direction of mechanical loads.

6.2.2 Thermal load

The thermal load causes an expansion of the radiator in all directions. As the inserts are mounted in a line, that would be loaded by displacement in one direction only, see Figure 6.3. There will be a point with zero displacement in the middle of the radiator. The most loaded inserts will be the two outer ones, because they will be the furthest from the neutral axis. The relative displacement between the panels measured on the outer most inserts was calculated using Equation (3). The force acting on these springs is then dependent on its stiffness, see Equation (4).

$$\Delta L = L \cdot \alpha_{RAD} \cdot \Delta T \quad (3)$$

$$F = k \cdot \Delta L \quad (4)$$

Where:

- ΔL [m] - expansion
- L [m] - length
- α_{RAD} [K^{-1}] - coefficient of thermal expansion of radiator
- ΔT [K] - temperature difference
- F [N] - force
- k [$N \cdot m^{-1}$] - stiffness

Please note that even though the load on the insert produced by differences in thermal expansions is deformation, thus mechanical load, it is further in this work often referred as thermal or thermally induced load for clarity and simplification reasons.

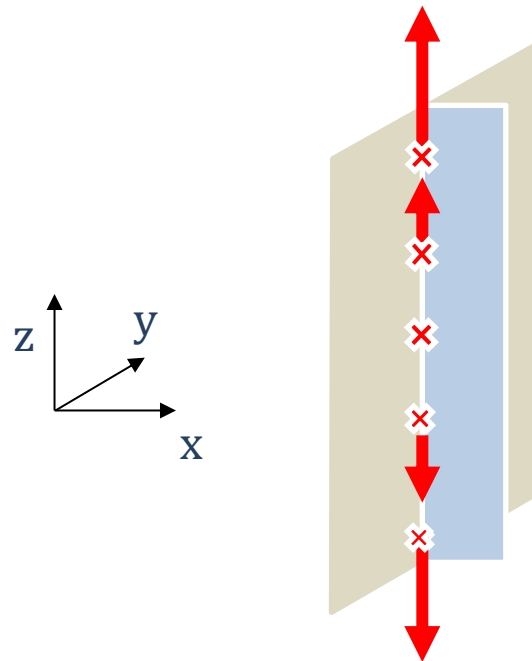


Figure 6.3: Sketch representing direction of loads induced by thermal expansion of the Radiator.

6.2.3 Beam stiffness

In order to size the springs, a preliminary calculation of stiffness of a beam was carried out. The main functional geometry of the part was envisioned as a parallel assembly of identical flat springs, simplified to beams for analytical calculation. The theoretical beam was supposed as cantilevered at one end and with sliding constraint at the other one. Such a problem is statically indeterminate. The sliding constraint can be due to principal of static equality replaced by a bending moment and a force.

Figure 6.4 shows the schematic representation of the problem. The fixed end is designated as point A, the sliding link or the free end as a point B. The forces acting to both points are shown in the right part of the figure. For clarity they are identified by subscripts. The first subscript represents the point where the force or the moment is acting, the second subscript represents the direction of the load in the respective coordinate system.

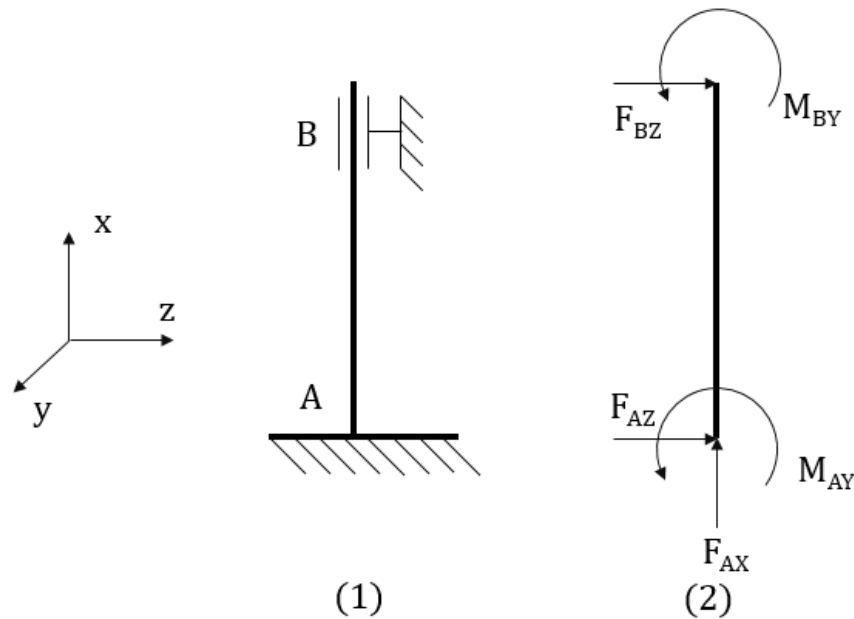


Figure 6.4: (1) beam model, (2) released beam.

This problem was resolved using Castigliano's method, found in [7]:

$$u = \frac{\partial W}{\partial F} \quad (5)$$

$$\varphi = \frac{\partial W}{\partial M} \quad (6)$$

Where:

- u [m] - displacement
- φ [rad] - bending angle
- W [J] - strain energy
- M [N·m] - moment

The condition of bending angle was set equal to 0° at the free end. This way a bending moment at the end of the beam was calculated:

$$M_o = -\frac{F \cdot l}{2} \quad (7)$$

Where:

- M_o [N·m] - bending moment
- l [m] - length of the beam

By applying the Castigliano's method one more time with previous result, it was possible to calculate the displacement of the end of the beam in relation to the applied force. This analytical approach allowed to derive the following equation for the stiffness of the individual beam.

$$k = \frac{E \cdot b \cdot h^3}{l^3} \quad (8)$$

Where:

- k [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$] - linear stiffness
- E [Pa] - Young modulus
- b [m] - width of the beam
- h [m] - height of the beam

By using the formula for maximal stress in the beam due to bending, it was possible to derive the following equation:

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot F_{max} \cdot l}{b \cdot h^2} \quad (9)$$

Where:

- σ_{max} [Pa] - maximal stress in the beam
- F_{max} [N] - maximal force

As this equation is dependent on the force applied at the free end, we can find the necessary stiffness of the beams. As there are two load cases, this equation gives two results. In case of the mechanical loading we simply calculate with the force produced by the acceleration of the radiator. In case of the thermal load it is necessary to use equation (4) and thermal expansion calculated to arrive to a force by using a formula for a simple spring.

These calculations bring into spotlight the main issue for the design. The mechanical loads would be the best carried by short thick springs, while the thermal loads would require rather long and thin ones. It is necessary to find a trade between the two so the mechanical stress does not exceed the material allowables.

Several tables were established to visualise better the values of stresses introduced by mechanical and thermal loads. The calculated stresses were compared to a Yield Strength of EN-AW-7075-T651 with knockdown factor, see Table 8.3. If the stress in the specific beam would exceed this value the case was coloured red, otherwise it was coloured green. The first Table 6.2 shows stresses induced by mechanical loading, the second one,

Table 6.3, shows stresses from thermal loading and the last one, Table 6.4, is a combination of both, where the higher value from the first or the second table was taken for each case.

Table 6.2: Stress induced by mechanical load in [MPa]

		Beam Height [mm]										
		2	2.2	2.4	2.6	2.8	3	3.2	3.4	3.6	3.8	4
Beam Length [mm]	20	374	309	260	221	191	166	146	129	115	104	94
	22	411	340	286	243	210	183	161	142	127	114	103
	24	449	371	312	266	229	199	175	155	139	124	112
	26	486	402	338	288	248	216	190	168	150	135	122
	28	524	433	364	310	267	233	205	181	162	145	131

		Beam Height [mm]										
	30	561	464	390	332	286	249	219	194	173	155	140
	32	598	495	416	354	305	266	234	207	185	166	150
	34	636	525	442	376	324	283	248	220	196	176	159

Table 6.3: Stress induced by thermal load in [MPa]

		Beam Height [mm]										
		2	2.2	2.4	2.6	2.8	3	3.2	3.4	3.6	3.8	4
Beam Length [mm]	20	459	504	550	596	642	688	734	780	825	871	917
	22	391	430	469	508	547	586	625	664	703	742	781
	24	337	371	404	438	472	505	539	573	606	640	674
	26	293	323	352	382	411	440	470	499	528	558	587
	28	258	284	310	335	361	387	413	438	464	490	516
	30	228	251	274	297	320	343	366	388	411	434	457
	32	204	224	245	265	285	306	326	346	367	387	408
	34	183	201	219	238	256	274	293	311	329	348	366

Table 6.4: Maximum stress in [MPa]

		Beam Height [mm]										
		2	2.2	2.4	2.6	2.8	3	3.2	3.4	3.6	3.8	4
Beam length [mm]	20	459	504	550	596	642	688	734	780	825	871	917
	22	411	430	469	508	547	586	625	664	703	742	781
	24	449	371	404	438	472	505	539	573	606	640	674
	26	486	402	352	382	411	440	470	499	528	558	587
	28	524	433	364	335	361	387	413	438	464	490	516
	30	561	464	390	332	320	343	366	388	411	434	457
	32	598	495	416	354	305	306	326	346	367	387	408
	34	636	525	442	376	324	283	293	311	329	348	366

6.3 Design requirements

Preliminary design and analytical analyses helped to establish the requirements for the design of the insert. Some of these requirements are based on space industry standards, others are based on the needs of the application.

For each requirement a verification method is specified by a letter:

- A – analysis (analytical calculations or FEA)
- R – design review
- T – test

Table 6.5: Design requirements.

Requirement ID	Verification method	Specification
RQ1	A, T	The insert shall withstand loads derived from global model without permanent plastic deformation.
RQ2	R	The insert shall have one M6 threaded hole.
RQ3	R	The insert has to be adapted for cold-bonding into sandwich panel.
RQ4	A, T	The mass of the insert shall be less than 130 grams.
RQ5	A, T	The linear stiffness of the insert in longitudinal direction shall be greater than $2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$.
RQ6	R	The insert shall be adapted for 40 mm thick sandwich panel.
RQ7	A	Linear static analysis shall be used for design verification.
RQ8	A	Margins of safety shall be positive for all load cases.
RQ9	R	The design of the insert shall be adapted for conventional machining.
RQ10	A	Induced lateral displacement at the centre of the bore shall be less than 30 % of the longitudinal displacement.
RQ11	R	The material used must withstand environmental conditions during both ground operations and in orbit operations.

7 APPLICATION

The final application selected for this study is in scale different from the preliminary calculation. The final specification counts with the radiator length of 1.8 m, width of 2.3 m and mass of 180 kg, uniformly distributed on the area of the panel. This Radiator is mounted in parallel to the Shear Web with length of 1.8 m and width of 0.35 m. There are 12 inserts evenly spaced by 0.15 m along the length of the radiator.

7.1 Quasi-static mechanical loads

The considered launcher for this project is Ariane 5, so the limit mechanical loads are specified by its user manual [1]. Only the quasi-static loads were considered for this first analysis. The manual specifies only the load factors as multiples of the standard g acceleration ($9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$) in critical flight events, such as lift-off, aerodynamic phase, etc. There is a static part of the load and a dynamic one. It is important to note, that dynamic loads in this case have very low frequencies and therefore they are added up to the static part of the load creating quasi-static load [59].

This static and dynamic part can be summed up to give us the basic limit load cases for the load envelope, but they had to be further multiplied by additional design factors specified by standard space industry mechanical requirements. After consideration of all factors the equivalent one is 1.65. Load envelope, Figure 7.1, based on values in Table 7.2, had to be established in order to reduce the number of load cases to analyse, because most of the load cases are covered by more severe ones.

Table 7.1: Limit quasi-static loads of Ariane 5 in multiples of gravitational acceleration [1].

Critical flight events	Longitudinal		Lateral
	Static	Dynamic	Static + Dynamic
Lift-off	-1.8	± 1.5	± 2
Aerodynamic phase	-2.7	± 0.5	± 2
Pressure oscillations / SRB end of flight	-4.4	± 1.6	± 1
SRB jettisoning	-0.7	± 3.2	± 0.9

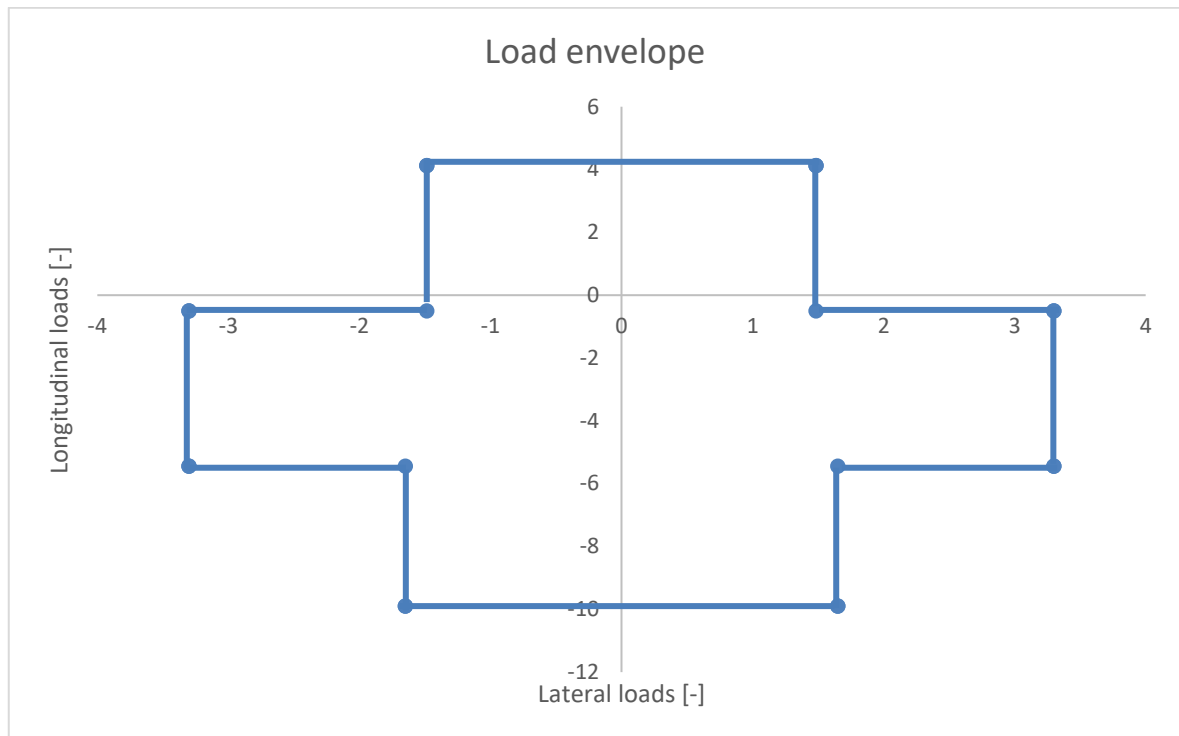


Figure 7.1: Design quasi-static load envelope of Ariane 5.

Table 7.2: Design quasi-static loads in multiples of gravitational acceleration

Critical load case	Longitudinal	Lateral
Case 1	4.125	± 1.485
Case 2	-0.495	± 3.300
Case 3	-5.445	± 3.300
Case 4	-9.900	± 1.650

It should be noted, that each load case has in fact 4 subcases. The lateral loads are applied in 2 perpendicular directions and thus it is necessary to combine positive and negative values to cover all possible loads events.

7.2 FEA calculation

7.2.1 Geometry

After the first concepts propositions, a detailed FEA model, based on existing application, was created. This model was composed of two plates modelled by 2D CQUAD4 elements as shown in Figure 7.2. These elements allow using the equivalent properties of the composite panels, while maintaining simple geometry of the elements. The property editor of *Hypermesh* pre-processor allows creation of composite material by specifying the number of plies, their orientation, material and thickness.

This is a simplified global model with CBUSH 1D elements substituting the inserts to verify that the loads calculated analytically are in line with the real loads. The CBUSH elements can have different stiffness for each degree of freedom. To achieve a behaviour similar to a flexible insert an estimated stiffness of $2 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$ was entered in the

longitudinal direction and the rest of the stiffness was set to $1 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, high enough to be considered as rigid in those axes. The stiffness value was derived from the preliminary calculation presented above.

A single RBE2 at the bottom represents a connection to the primary satellite structure. It is set to constrain all 6 degrees of freedom. This element has an independent node id set to 1 and it will serve in analyses as a reference point for global fixture of the model.

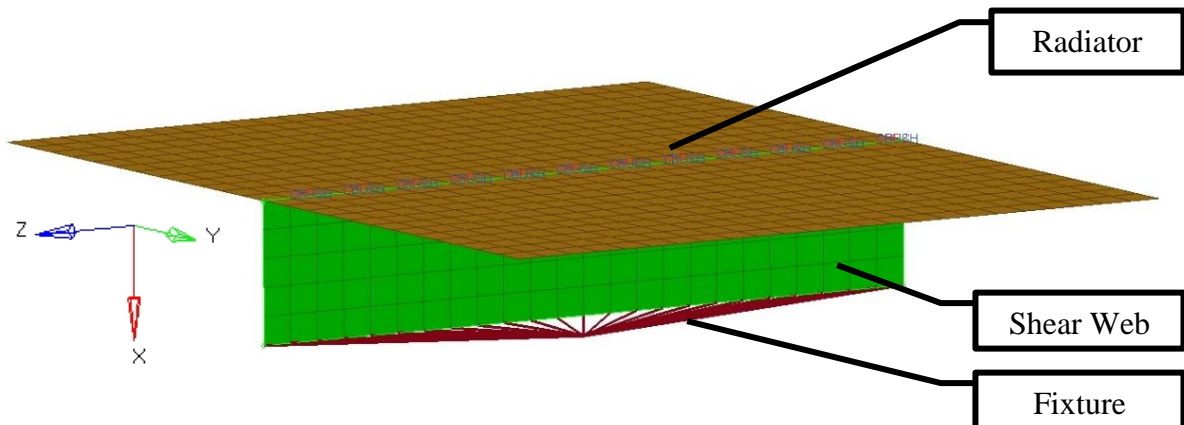


Figure 7.2. Assembly FEM model.

7.2.2 Material definitions

The sources for material data used in this model were either heritage data, HexWeb honeycomb data sheet [3], or Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS-05) [2]. As the values given by MMPDS are in imperial units, they had to be converted into SI.

Both Radiator and Shear Web are sandwich panels. The radiator is made from 0.3 mm thick aluminium alloy Alclad 2024-T81 face skins and 19.4 mm thick 5056 honeycomb core. It has also an additional internal structure providing the thermal regulation function to this part, but we consider only its mass for this analysis. The mechanical properties of the radiator panel considered for the analysis are based only on the skins and the core.

The basic properties for Alclad 2024-T81 shown in Table 7.3 were found in [2] under specification AMS-QQ-A-250/5. The values of tensile strength and ultimate strength are for long transverse direction as these values are lower than those for longitudinal direction. This conservative approach is used to assure the highest possible reliability of proposed structures.

A MAT1 material card was used to define the radiator face skin material. This card defines an isotropic material model.

Table 7.3: Alclad 2024-T81 basic mechanical properties [2].

Parameter	Value	Unit
E	72.4	GPa
μ	0.33	-

ρ	2768	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
α	$2.25\cdot 10^{-5}$	K^{-1}


Name	Value
Solver Keyword	MAT1
Name	A2024-T81
ID	2
Color	
Include	[Master Model]
Defined	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image	MAT1
User Comments	Hide In Menu/Export
E	72400000000
G	
NU	0.33
RHO	
A	2.25e-05
TREF	20.0
GE	
ST	427000000.0
SC	372000000.0
SS	
MATS1	<input type="checkbox"/>
MATT1	<input type="checkbox"/>

Figure 7.3: Alclad 2024-T81 definition in Hypermesh.

Honeycomb data shown in Figure 7.4 were taken from datasheet provided by HexWeb [3]. The full designation of the honeycomb used was ¼-5056-0.001p. First number signifies the cell size in inches, the second one aluminium grade, and the third one foil thickness in Imperial Units. The letter p at the end means that the honeycomb is perforated [29].

As the honeycomb has orthotropic properties it was necessary to use MAT8 card to define its properties. This card allows to define a 2D orthotropic material. Its definition is shown in Figure 7.4. The Young's moduli E1 and E2 are for in-plane direction. The datasheet [3] states that these moduli can be considered nil, but for the FE model it is necessary to enter at least a very small number to avoid singularities in the calculation. The same problem is with the shear modulus in in-plane direction G12, again this is solved by entering a very small value. The shear moduli G1Z and G2Z are out-of-plane shear moduli for longitudinal and transverse direction respectively. The values entered are in Pa.

The value of Poisson's ration NU12 and thermal expansion coefficients A1 and A2 are difficult to determine precisely and they are not provided by the honeycomb manufacturer. So heritage data values were used.

Name	Value
Solver Keyword	MAT8
Name	1/4-5056-0.001p
ID	3
Color	<input type="checkbox"/>
Include	[Master Model]
Defined	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image	MAT8
User Comments	Hide In Menu/Export
E1	1.0
E2	1.0
NU12	0.3
G12	1.0
G1Z	224000000.0
G2Z	103000000.0
RHO	
A1	2.25e-05
A2	2.25e-05
TREF	20.0
Xt	
Xc	

Figure 7.4: Honeycomb definition in Hypermesh.

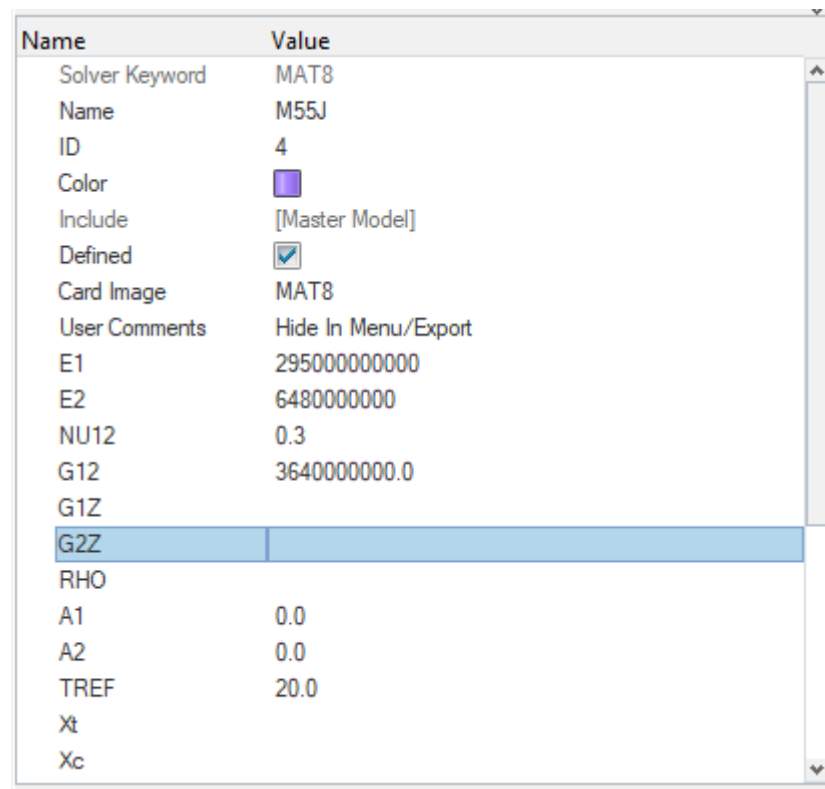
It should be noted, that the stiffness of the honeycomb core is significantly higher in the longitudinal direction. Thus in this case where we consider isotropic or quasi-isotropic face skins, the orientation of the core will dictate, the final behaviour of the sandwich.

The shear web face skins are made from 8 plies of unidirectional M55J carbon fibre prepreg (CFRP) arranged in quasi-isotropic layup $[-45^\circ, 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ]$. The prepreg consists of fibres and binding resin, in this case EX-1515. The total thickness of the CFRP laminate is 0.6 mm. The core is 38.8 mm thick and is identical to the one in the Radiator, 1/4-5056-0.001p.

This laminate has orthotropic properties so MAT8 card was used again, as shown in Figure 7.5. In this case heritage data were used. For better clarity the values are also summarised in Table 7.4.

Table 7.4: Mechanical properties of M55J.

Parameter	Value	Unit
E_L	295	GPa
E_T	6.48	GPa
G	3.64	GPa
μ	0.3	-
α_L	0	K^{-1}
α_T	0	K^{-1}




Name	Value
Solver Keyword	MAT8
Name	M55J
ID	4
Color	
Include	[Master Model]
Defined	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image	MAT8
User Comments	Hide In Menu/Export
E1	295000000000
E2	6480000000
NU12	0.3
G12	3640000000.0
G1Z	
G2Z	
RHO	
A1	0.0
A2	0.0
TREF	20.0
Xt	
Xc	

Figure 7.5: M55J definition in Hypermesh.

7.2.3 Model checks

As a standard methodology recommended by ECSS [21], before any analysis the model had to pass checks. These checks are conducted so the model can be trusted, in other words the FEM respects the physical laws.

The first check is performed by applying a global unitary gravitational load (UG check). This check serves to verify the force equilibrium of the model. The model is loaded in three separate load cases, where in each load case is applied a unitary gravitational acceleration in x, y and z axis respectively. A force in the constraint is calculated and it should be equal to the mass of the model times the acceleration. As the numerical calculation is not perfect a very small deviation is allowed [21].

The second is free-free check (FF check). This check verifies the connectivity of the model. This is a simple modal analysis. This check requires, that the unconstrained model should not have any eigenfrequency for first six rigid body modes and it should not fall apart [21].

Additionally a stress free thermo-elastic deformation check (TED check) was performed. Its goal is to verify, that there are not any additional stresses induced by the mesh during thermo-elastic analysis. The model was constrained in a way not to constrain the expansion and all components were assigned an identical material properties of a generic aluminium alloy, see Table 7.5 [21].

Table 7.5: Material properties for TED check.

Parameter	Value	Unit
E	71	GPa
μ	0.33	-
α	$2.3 \cdot 10^{-5}$	K ⁻¹
Reference Temperature	20	°C

The requirement for the check to pass is not to exceed a stress of 10^4 Pa. The model showed the maximum of $4.05 \cdot 10^5$ Pa, thus it passed.

As the mesh of the model is made from simple planar geometry and elements are close to perfect squares the quality of the mesh is very high and it would not produce any inaccuracy.

In conclusion, the model passed all the checks and it was possible to proceed to static and thermo-elastic analysis.

7.2.4 Element properties

It was necessary to specify to each element component its property. *Hypermesh* allows the definition of 2D composite materials by using PCOMP card. It is ply based model, where ply's material properties, thickness and orientation are specified. The orientation is based on angle between the elements material direction and the direction of the ply, see Figure 7.9.

	MID	T	THETA	SOUT
1	(2)A2024-T81	0.0003	0.0	YES
2	(3)1/4-5056-0.001p	0.0194	0.0	YES
3	(2)A2024-T81	0.0003	0.0	YES

Figure 7.6: Radiator PCOMP definiton.

As is shown in Figure 7.6, the radiator was defined by 3 layers, where the top and bottom one are the face skins and the middle one is the core. Since the aluminium face skins are isotropic it was not necessary to specify direction in theta column. Even though the core is orthotropic its orientation is not defined by the PCOMP property but it will be defined by the orientation of the element in the model.

The PCOMP property of shear web shown in Figure 7.7 is more complex due to composite nature of the face skins. In this case the face skins are defined ply by ply with respective orientation, see Figure 7.10. It should be noted, that the thickness of the individual ply was entered.

	MID	T	THETA	SOUT
1	(4) M55J	7.5e-05	-45.0	YES
2	(4) M55J	7.5e-05	0.0	YES
3	(4) M55J	7.5e-05	45.0	YES
4	(4) M55J	7.5e-05	90.0	YES
5	(4) M55J	7.5e-05	90.0	YES
6	(4) M55J	7.5e-05	45.0	YES
7	(4) M55J	7.5e-05	0.0	YES
8	(4) M55J	7.5e-05	-45.0	YES
9	(3) 1/4-5056-0.001p	0.0388	0.0	YES
10	(4) M55J	7.5e-05	-45.0	YES
11	(4) M55J	7.5e-05	0.0	YES
12	(4) M55J	7.5e-05	45.0	YES
13	(4) M55J	7.5e-05	90.0	YES
14	(4) M55J	7.5e-05	90.0	YES
15	(4) M55J	7.5e-05	45.0	YES
16	(4) M55J	7.5e-05	0.0	YES
17	(4) M55J	7.5e-05	-45.0	YES

Figure 7.7 Shear web PCOMP definition.

Finally the PBUSH property for the CBUSH elements substituting the inserts was defined. As mentioned previously the targeted linear stiffness in Z direction was estimated to $2 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$. Even though the PBUSH property allows to set a certain degree of freedom as rigid it was recommended to enter rather a large value to obtain more precise results. The definition is shown in Figure 7.8.

It was necessary to define also the mass of the components as the model was going to be loaded by global accelerations. This was done by using NSML1 cards. This card distributed the specified mass over selected elements by attributing a proportional mass to each element depending on its size.

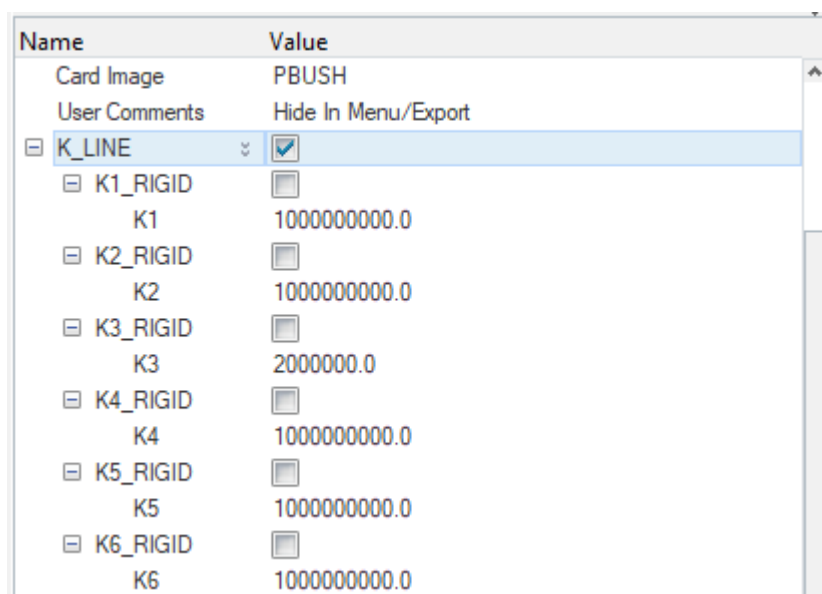


Figure 7.8: PBUSH property definition.

It was necessary to assign the longitudinal direction for 2D elements as a reference for PCOMP property. As shown in Figure 7.9 by small white arrows, the orientation of the radiator elements was set in y-axis direction of the global model (see Figure 7.2). Because the largest dimension of the radiator is oriented this way, it is desirable to achieve the highest flexural stiffness in this direction.

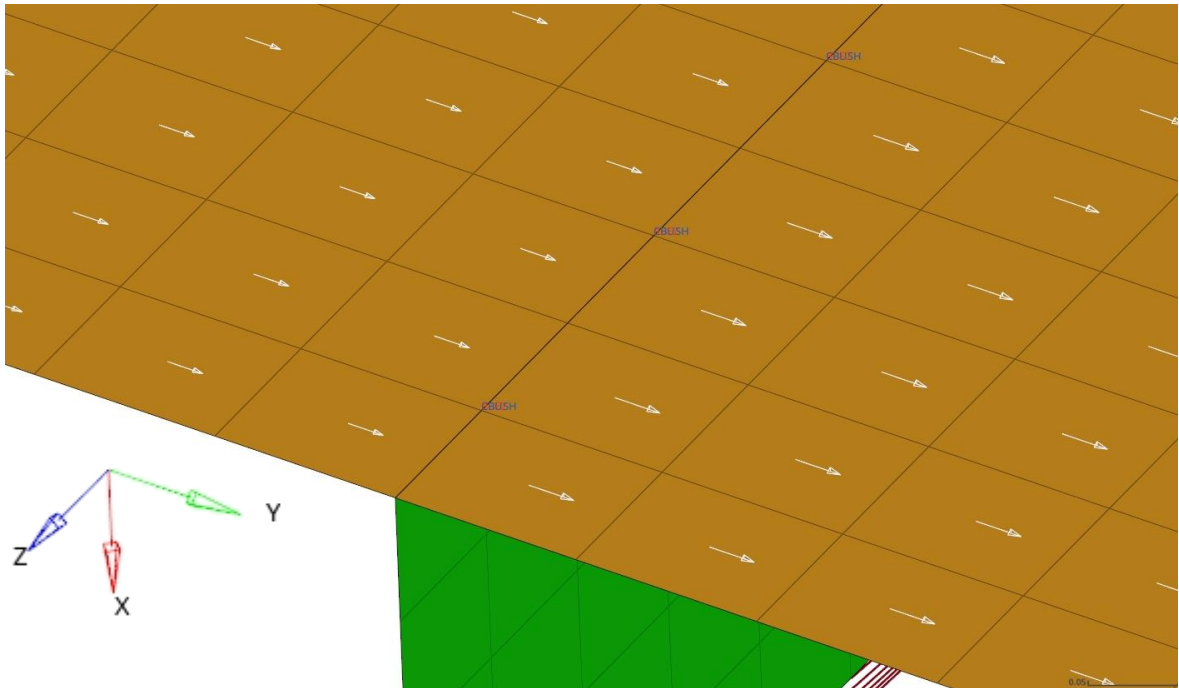


Figure 7.9: Radiator element orientation.

In case of the Shear Web its orientation was again aligned with its largest dimension, thus this time it was global z-axis, see Figure 7.10.

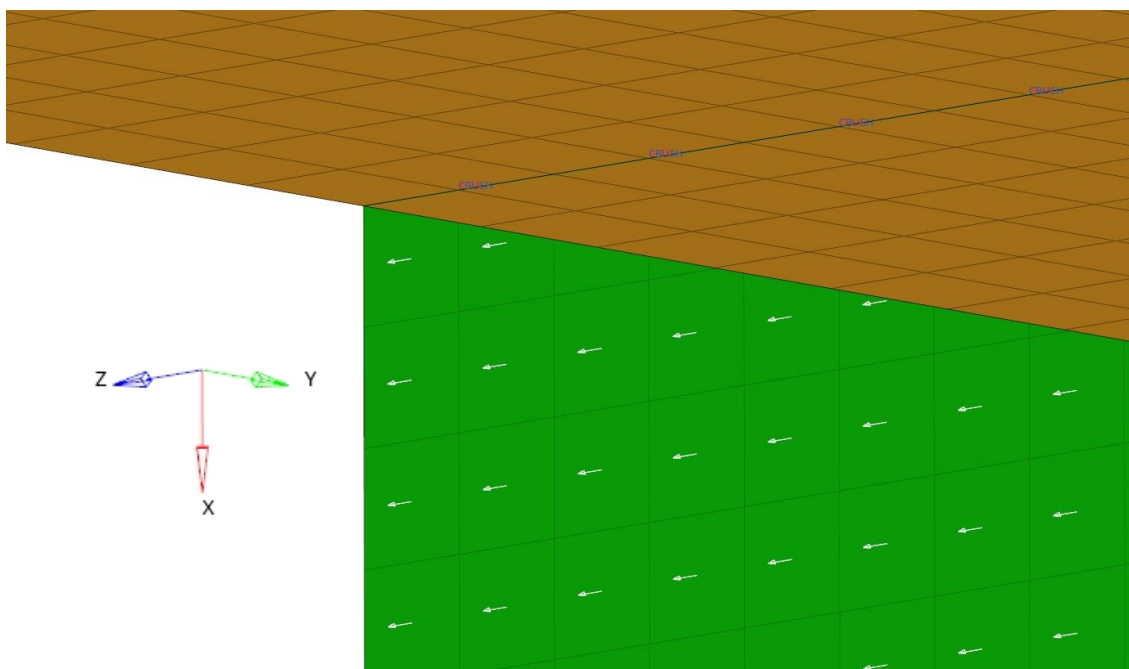


Figure 7.10: Shear Web element orientation.

Additionally a set of nodes was defined to specify the points, where it was required to see the resulting forces. These are the points where there would be eventually the inserts. These IDs were exported into a separated .bdf file.

The geometry and properties of components were exported into a .fem file, compatible with Optistruct solver.

There were no boundary conditions or loads specified directly in the pre-processor. They were defined later in so-called run-file. This way there could be a fixed geometry and properties for several separate analyses without the need to redo the model. Also this way allows a good tracking of eventual changes in geometry and properties, as they have to be changed only in one model.

7.2.5 Static analysis (quasi-static loads)

First analysis carried out was a static analysis. The objective of this analysis was to find the forces acting on individual inserts in critical load cases during the launch. Furthermore this would serve to determine preliminary requirements for the design of the insert. It was necessary to keep in mind, that the analysis was done using estimated stiffness values and that it would have to be redone once the design is finished to obtain real loads.

In this case the model was loaded by global unitary gravitational load. This was the same load as for the UG check.

Model was constrained in node 1 in all degrees of freedom.

The results obtained by unitary load were transformed into real load cases by linear superposition of all three in the postprocessor *HyperView*. As there are 2 lateral directions, x and y, and combinations of positive and negative loads need to be analysed, there are 4 subcases for every load case, thus 16 load cases in total.

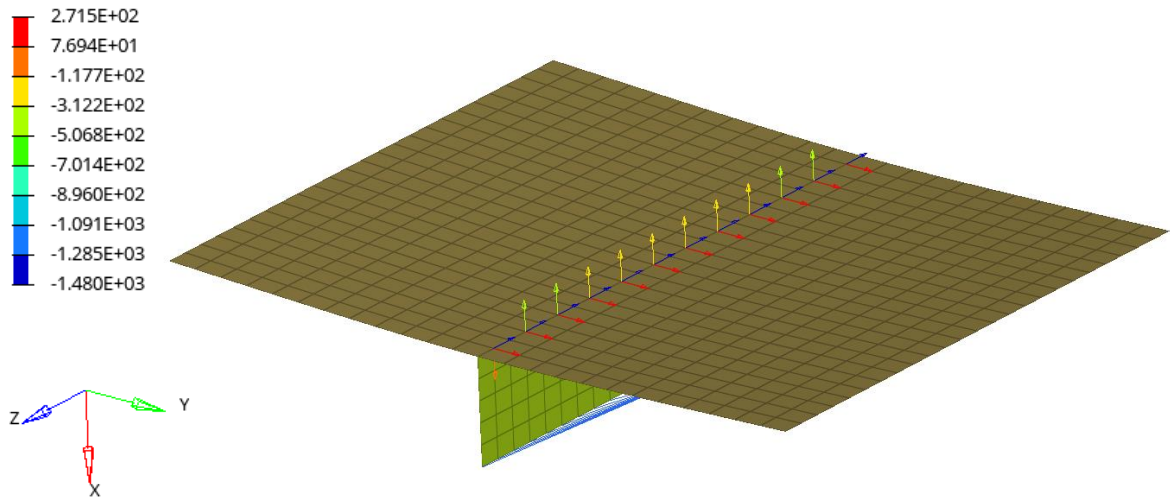


Figure 7.11: Resulting force vectors for worst longitudinal load case in [N].

It was observed, that forces were almost uniformly distributed across the inserts except the outer most ones. The force distribution had a small peak in the middle. The enveloping forces are listed in Table 7.6.

Table 7.6: Enveloping forces on inserts of quasi-static design loads.

Force in X [N]	Force in Y [N]	Force in Z [N]	Moment around X [Nm]	Moment around Y [Nm]	Moment around Z [Nm]
263	246	1498	1.05e-2	5.91e-1	4.08e-2

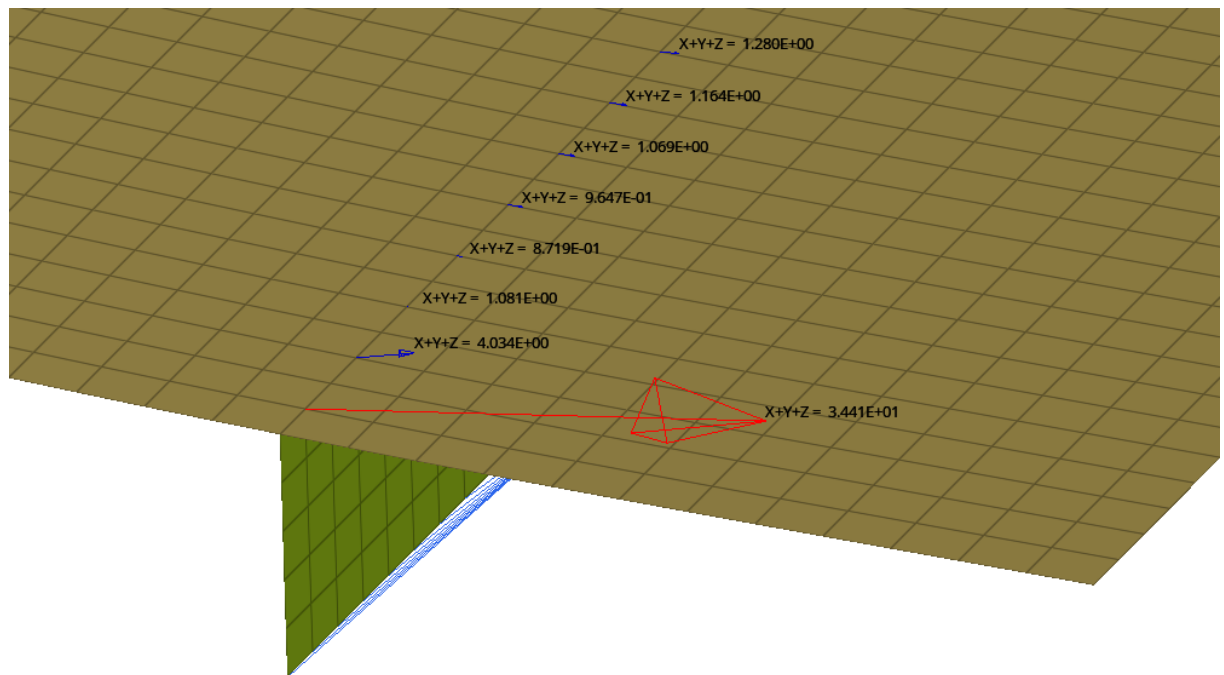


Figure 7.12: Moment acting on the outer insert in [Nm].

There was an unexpected result in case of the reaction moments, see Figure 7.12. There were high values of moments in y axis present at the outer inserts. In total they were one order of magnitude higher, than other ones.

After a short investigation it was determined, that this phenomenon was caused by the deformation of the radiator. As there is a significant continuous loading in x axis on the radiator in all load cases, the outer edges of the radiator have a tendency to bend around the y axis, as they are not supported from one side. This is well visible on Figure 7.13. Because the inserts have very high rotational stiffness, the moment is produced as reaction to the rotation of the edge of the radiator. In real satellite construction, the adjacent primary and secondary structure would provide additional support, therefore mitigating this effect.

7.2.6 Thermo-elastic Analysis

Second analysis performed on the global was thermo-elastic analysis to determine the load on insert during satellite's operation in orbit. The main focus was the relative displacement of the nodes. Again the values obtained had to be considered as informative and not a final requirement for the design.

The reference temperature was set to 20 °C and the temperature in loaded state to 21 °C.

The model was again constrained at node id 1 in all DOFs.

The results shown in Figure 7.14 correspond to the expectations. There is almost uniform expansion of the radiator constrained only by the forces produced by the inserts, which produce lenticular contours instead of a circular ones.

Please note that the final results were obtained by linear superposition of the analysis results. They were multiplied by a factor of 30 to reflect the real thermal deviation of 30 K.

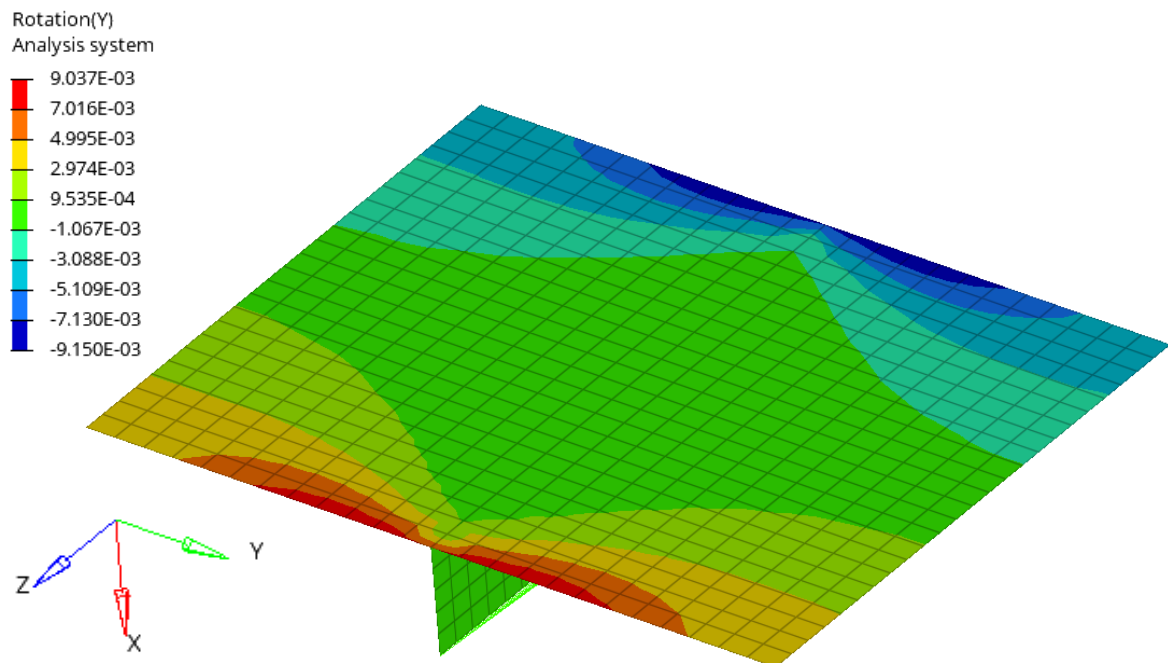


Figure 7.13: Rotations of the nodes around y axis in [rad].

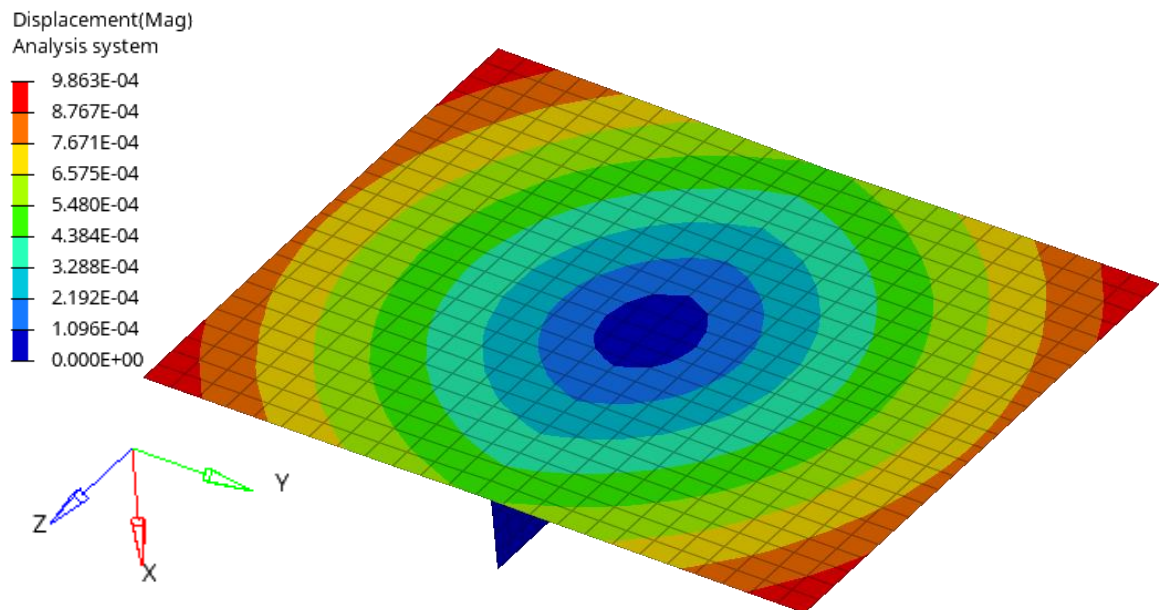


Figure 7.14: Displacement contour plot of thermoelastic analysis in [m].

The analysis confirmed the results of preliminary hand calculations, that the outer inserts will be the most loaded. To find the value of the displacement that the insert would be subjected to, it was necessary to find relative distance of the nodes connected by the CBUSH elements. The maximal displacement measured was $4.34 \cdot 10^{-4}$ m or 0.43 mm in z-axis direction. There were some displacements in x and y as well, but they were several orders of magnitude smaller and therefore neglected.

The result of the thermal analysis had to be further multiplied by a factor of 1.44 to account for an uncertainty of the analysis. So the total estimated load was 0.62 mm.

7.2.7 Conclusions for the design

After the static analysis was performed, it was decided, that to reduce the number of necessary analyses, only the forces from middle insert will be taken as the design drivers. It was chosen because of the highest forces in the critical longitudinal direction. Such approach is the most conservative one.

The forces generated on the outer inserts from the bending of the radiator were not taken into consideration. It was assumed, that as the torsional stiffness of the final design will be definitely several orders of magnitude lower, and therefore forces induced on the insert would decrease significantly.

In case of the thermo-elastic analysis it was decided, that for the thermally induced loads the outer insert would be the driving factor and that only this one would be further analysed.

8 CONCEPTS

There were several versions of the design proposed to examine potential behaviour of the insert during the mechanical and thermally induced loading and to verify the correlation between the analytical calculations and the FEA models.

As the inserts were supposed to be analysed using FEM, the concept models were kept simplified to allow faster creation of the FE model. A detailed CAD model of the insert was prepared only for the final design.

Every design was conceived around the idea of deformable interior structure holding the central boss with a threaded hole. Additionally, an integrated bracket had to be considered for transfer of loads through the sandwich panel to avoid its weakening. In other words it was necessary to conceive a monolithic structure with rigid part and flexible part. This was a major issue from the manufacturing point of view.

Even though a topological optimisation would be highly beneficial for the design of the insert, especially in reducing unnecessary mass, it was not possible to employ it. There were two major showstoppers. First there was significantly higher cost of the additive manufacturing compared to the conventional technologies. Second a significant qualification process would have to be carried out. It would have to verify not only the compliance of the part, but also the material used and the manufacturing process of the supplier. It would be both costly and time consuming.

8.1 Material considerations

It was necessary to determine the optimal material to assess the eventual behaviour and stresses of the insert. The intention was to find a material with a moderate Young's modulus and/or high strength. Moderate Young's modulus would be beneficial for the displacement loading, as the induced stress is proportional to it. A higher modulus could be compensated by high strength.

There were 3 materials considered, EN-AW-7075, Ti-6Al-4V and Maraging steel 280.

Ti-6Al-4V has superior mechanical properties and for metallic materials one of the highest specific strength. Nevertheless, it was rejected due to high cost and difficult machining [2].

Maraging 280 was rejected due to potentially complicated heat treatment to achieve the desired mechanical properties. The part will be thin walled, so there might be a risk of distortion after the heat treatment. Secondly, steel is not commonly used in the space industry for tertiary structures and the lack of experience with this material on the satellite structures might be a showstopper [2].

At the end EN-AW-7075 was chosen. It has favourable mechanical properties, moderate Young's modulus and high strength. It is easy to procure at modest cost. It is commonly used in the aerospace industry, moreover it is used on standard issue structural edge inserts, with T7351 temper. Additionally it is easy to machine. Its basic properties according to [2], used further in the analyses, are summarised in Table 8.1.

As aluminium in T7351 temper is artificially overaged to improve the stress corrosion resistance and it was also stress relieved by stretching [15].

It is preferred to use A-Basis values for strengths. It means, with 95 % certainty there would be 99 % of the population with value higher than A-Basis [2].

Table 8.1: EN-AW-7075-T7351 properties at ambient temperature [2].

Parameter	Value	Unit
E	71.7	GPa
μ	0.33	-
ρ	2796	kg·m ⁻³
Yield Strength	421	MPa
Ultimate Strength	483	MPa

As a standard aerospace industry engineering approach, values of Yield and Ultimate stress have to be reduced, by a knockdown factor. The factors are 1.1 and 1.25 respectively. The design should not exceed the lower of the two reduced values, in this case Yield Strength, see Table 8.2.

Table 8.2: EN-AW-7075-T7351 reduced material allowables (strength values with knockdown factors applied).

Parameter	Value	Unit
Yield Strength	383	MPa
Ultimate Strength	386	MPa

After further considerations it was decided to opt rather for T651 temper, due to its superior strength. It was necessary to choose a more specific temper rather than simple T6 due to specifications stated in [16]. It mentions that heat-treatable wrought aluminium alloys should be stress relieved mechanically.

Additionally it was necessary to address the issue of stress corrosion resistance. As the insert would not be exposed to any stresses in harsh corrosive environment during its service, the spacecraft is assembled and transported in controlled clean environment, it was concluded that stress corrosion cracking would not be a relevant failure mode. Nevertheless this point has to be considered during eventual qualification of this part.

Even though, anodising might be detrimental to stress corrosion resistance of the part, according to [19], it was decided anodise the part anyway considering the conclusion in the paragraph above. The anodising was done to compensate for the lower corrosion resistance of T651 temper. Pre-treatment chosen was E0, i.e. only degreasing and colouring C0, therefore colourless [17], [18].

The properties of EN-AW-7075-T651 used in this thesis are summarised in Table 8.3.

Table 8.3: EN-AW-7075-T651 properties at ambient temperature [2].

Parameter	Value	Unit
E	71.7	GPa
μ	0.33	-
ρ	2796	kg·m ⁻³

Parameter	Value	Unit
Yield Strength	434	MPa
Ultimate Strength	530	MPa
Reduced Yield Strength	395	MPa
Reduced Ultimate Strength	424	MPa

8.2 First concept

The first design which reflected the requirement stated above used a side mounting of the beams, which are rotated 45° relative to the axis of the central bore to allow for both the deformation and the transfer of the load.

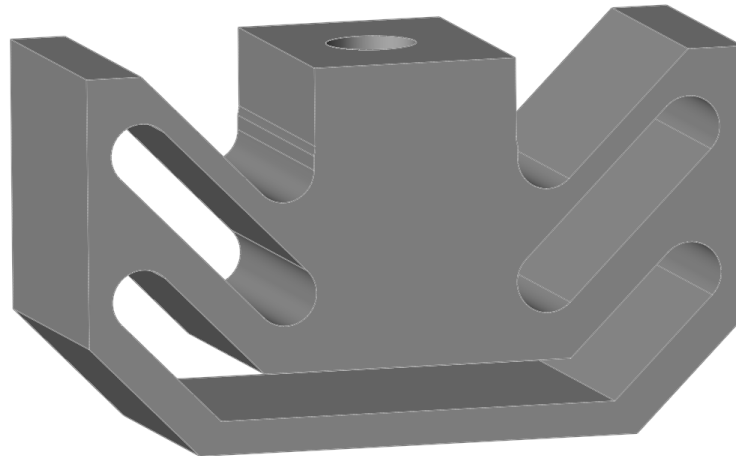


Figure 8.1. Concept with beams mounted under a 45° angle.

This design seemed promising, but after a closer examination there were 2 major problems found. First there was a significant pivoting of the central part observed. This phenomenon was due to a distance between the mounting of the beams and the location of the load, which created a torque. This was an issue mainly due to possible bending stress introduced into a bolt, which is unacceptable. Second problem was an introduction of additional compressive and tensile stresses into the beams. These stresses would be difficult to predict due to pivoting of the central part. Additionally, the compressive stresses in the beams might cause buckling, which would introduce an unnecessary non-linearity into a model.

An eventual solution to the first problem was proposed. Introduce a sufficient pretension into the bolt so the contact of the assembly transfers a part of the bending loads. This solution was tested by constraining a rotation and translation of the contact surface. The results were not convincing as some pivoting still occurred in the central part. After this inconclusive result the design was shelved, and it was decided to keep it as an eventual backup for future development.

8.3 Second concept

The following design iteration took a different approach. In this case the side bracket serves also as the base for the beams. This reorientation allows for smaller height of the insert and thus smaller influence on the mechanical properties of the sandwich panel.

In this design the main deformation is done by 2 pairs of centrally symmetrical beams. In this case the beams behave in a similar way as in the preliminary concepts. These beams were connected again to a central part with a metric thread.

The centrally symmetrical design allowed the accommodation of longer and wider beams. This increases the overall robustness of the insert.

Due to design of deep and narrow pockets it was supposed for this design to be manufactured using wire electric discharge machining.

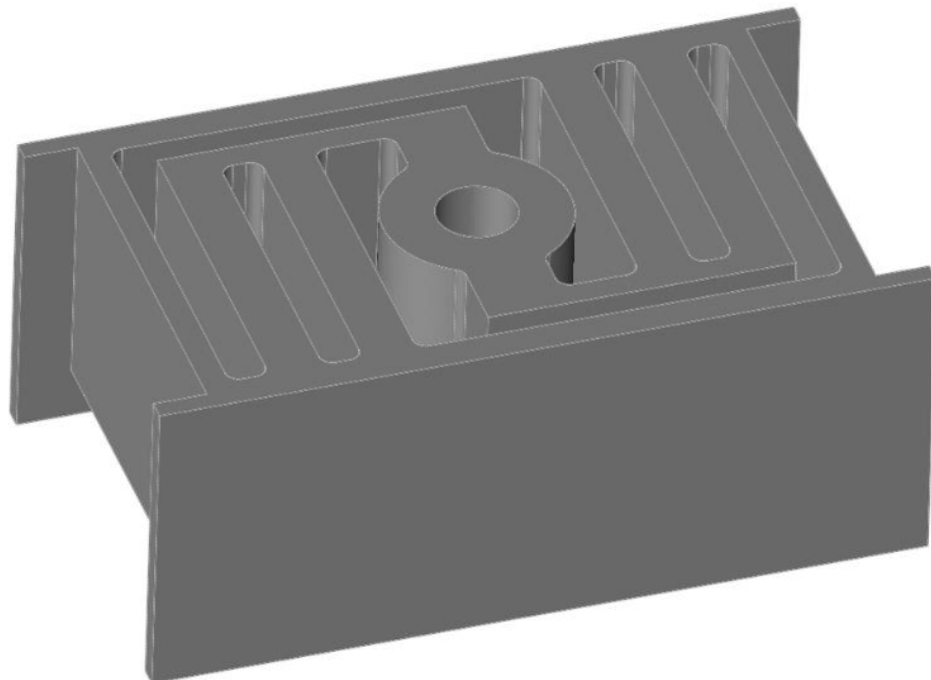


Figure 8.2 Second concept of the insert.

8.4 Functional concept

This concept iterated on the previous one with a few new considerations. This design was conceived around the idea, that the main functional structure would be conventionally machined. This change was necessary due to added backplate which would serve as a connection between the insert and its potting in the sandwich panel. With this change a connecting radii had to be enlarged to 2 mm to fit a mill with 4 mm diameter. The height of the functional part was changed to 15 mm. This was done to facilitate the manufacturing as deeper grooves would be almost impossible to mill.

There were also 2 more beams added. This was done to increase the stiffness of the final part, to ensure a positive margin of safety during the launch.

Another new design feature was a slot separating the functional part from the backplate. If this was not done the functional part would not be able to deform properly as it would be constrained by the backplate. In this first iteration the manufacturing process for this groove was supposed to be WEDM as the slot was designed to be narrow to save mass.

The central part saw some changes as well. It was overall stiffened up to prevent any unwanted deformation. The central cylinder was expanded to 14 mm in diameter to securely fit an M6-6H thread, specified by ISO261:1998.

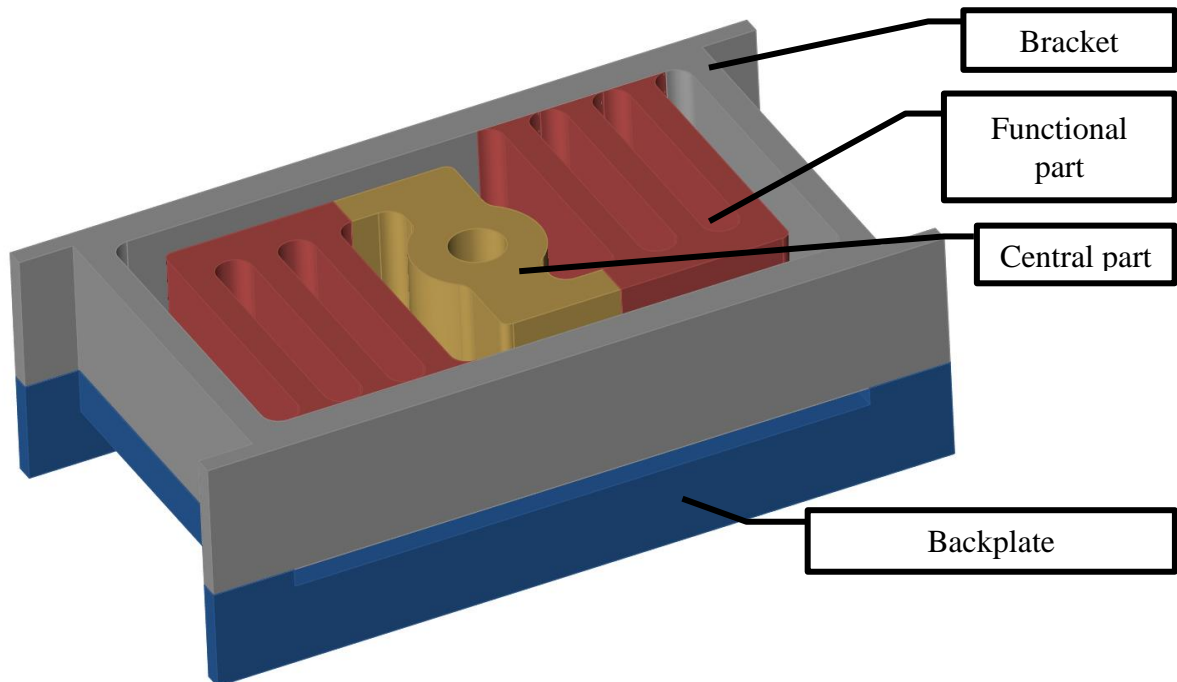


Figure 8.3: Detailed view of functional design.

There was an interesting behaviour of this design during displacement analysis. The model was loaded in the central bore by the displacement calculated from the global

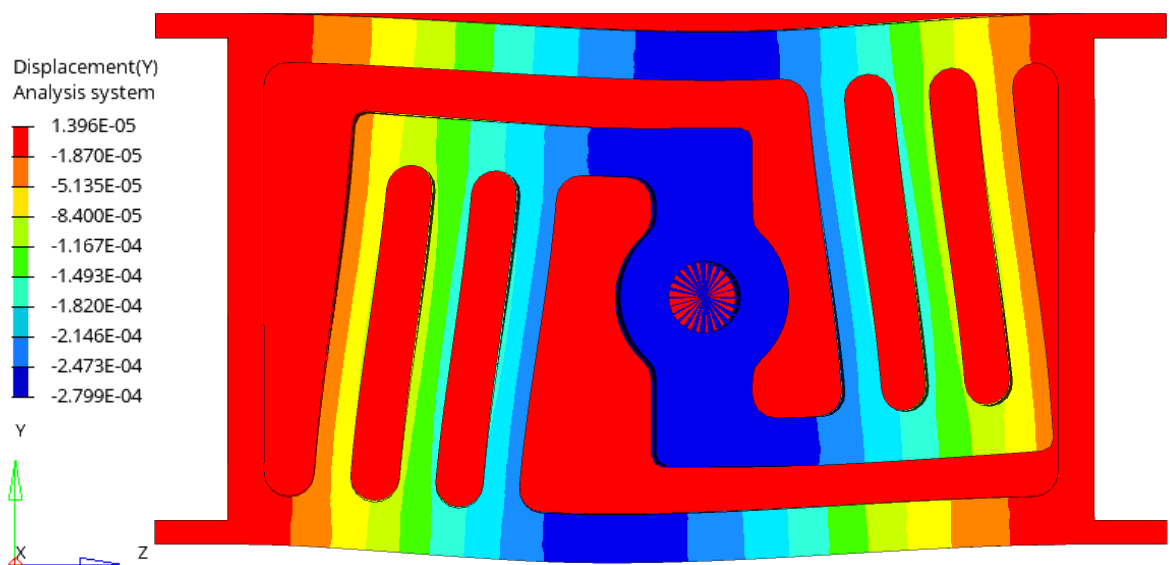


Figure 8.4: Plot graph of displacement in y-axis in [m]

model, i.e. 0.62 mm. It was constrained to simulate the face skins of the sandwich panel. The details about the definition of the analysis are discussed in the following chapter on page 99.

There was a significant displacement of the central part perpendicular to the intended load. This deformation was due to a significant bending moment introduced into the bracket from the functional part. This is shown in Figure 8.4.

The value for the displacement in z was 0.62 mm as was determined in global model and the displacement in y was 0.28 mm, which was 40 % of the longitudinal load. Such large unintended displacement was undesirable and it was necessary to find a solution to limit it.

8.5 Trades

As mentioned above it was necessary to solve the issue of excessive lateral deformation of the insert. It was decided to add stiffening ribs to the sides of the bracket and perform a few trades to optimise their design. The trades focused on the stiffness of the parts in y and z direction as well as the mass of the insert. The objective of this small study was to find optimal solution to limit the lateral displacement to 25 %—30 %, while reducing the mass.

These analyses were performed on quickly built models with sub-optimal mesh to save time, so the final results of this study were not as precise as they could be. This was not a big issue because the goal was to compare the designs.

8.5.1 Baseline

The first design of the side ribs was taken as a baseline for comparison. There were 2 ribs, 2 mm thick, on each side of the insert, one on the top edge, second on the bottom of the functional part. They had both a very steep chamfer to save mass.

This design proved to be viable as the lateral deformation was reduced to 23 %. But the mass grew to 115 grams from 109 grams without the ribs.

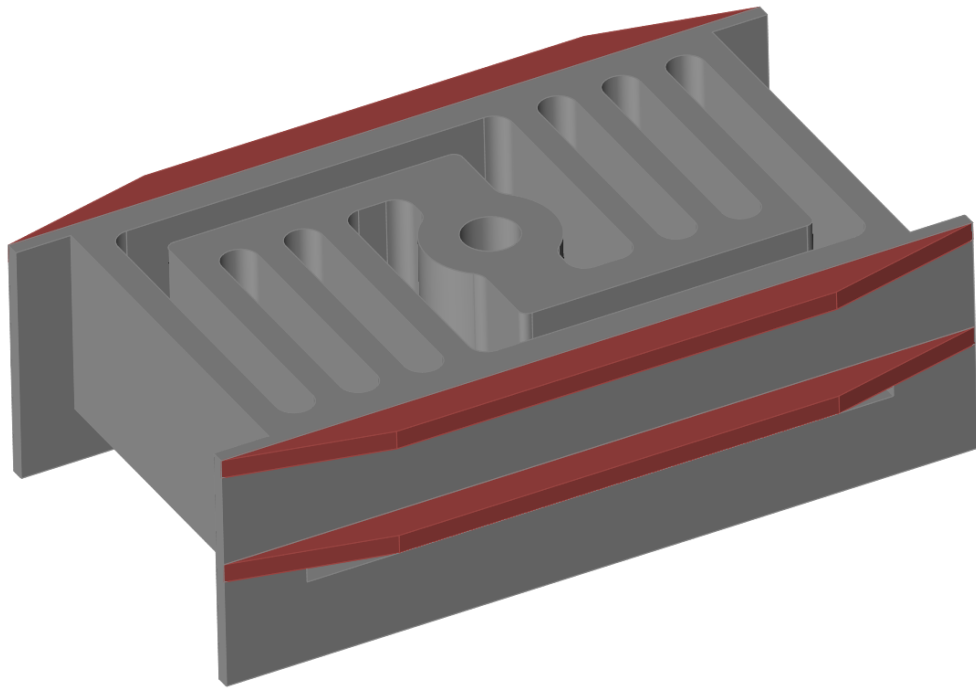


Figure 8.5: Baseline rib design.

8.5.2 Thinner flanges

The first trade did not concern the ribs, but the flanges on which they are mounted, see Figure 8.6. In previous version these were 2 mm thick, but it was found that by reducing those to 1.5 mm would save 7 grams. It is a significant weight saving for a 110 gram part. This change had an influence on the overall stiffness of the part which dropped by about 7 % compared to the baseline.

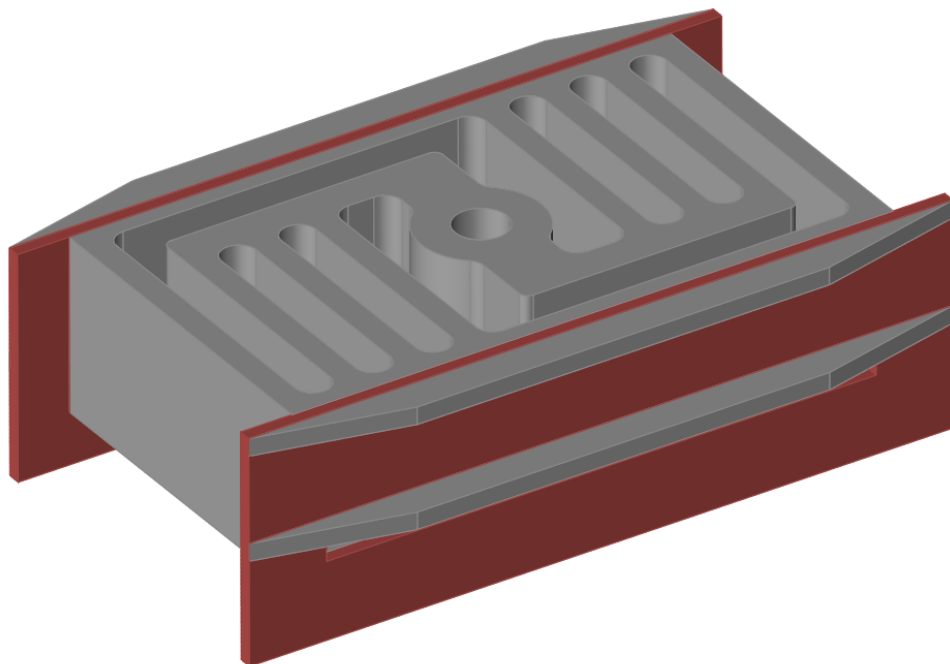


Figure 8.6: Reduced flanges.

8.5.3 Shorter chamfer

This iteration focused on rise of the stiffness. The chamfer on the ribs was significantly reduced to increase the effective size of the rib. The thickness of the ribs stayed the same, so 2 mm. This way it was possible to reduce the drop of stiffness to only 3 % of the baseline while reducing the mass by 5 grams. The lateral displacement in this case is 27 %.

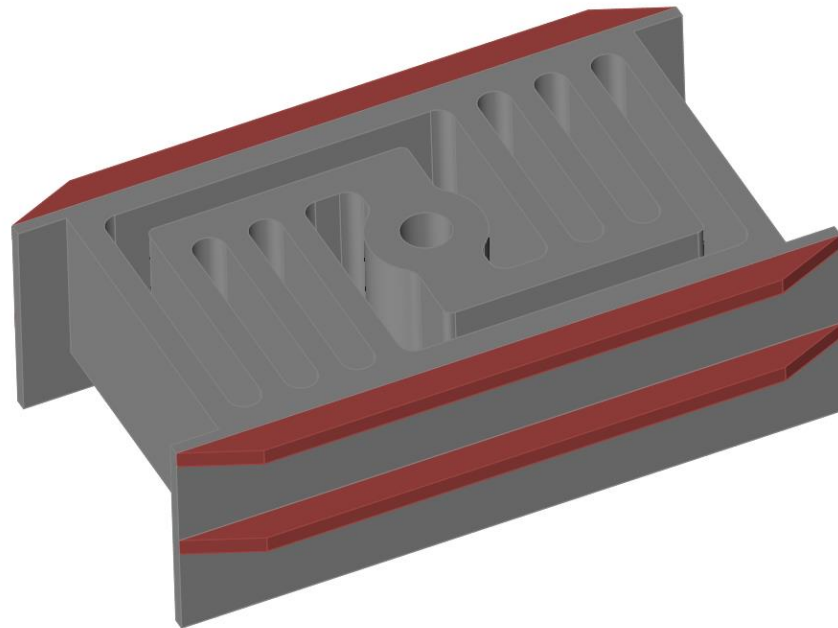


Figure 8.7: Ribs with reduced chamfer.

8.5.4 Thinner ribs

This model used the same profile of the ribs as the previous one, but they had a reduced thickness of the ribs to 1.5 mm. This saved additional 1.5 gram compared to the previous iteration and 6.5 grams compared to the baseline, but the stiffness dropped significantly by 8 % compared to baseline.

8.5.5 Thicker ribs

This last trade iteration had again the same rib profile but this time the thickness of the ribs was increased to 2.5 mm. The mass save was 3.5 grams compared to the baseline, with drop in stiffness of 2.5 %.

8.6 Final design

The final design was based on the version with short chamfer and 2 mm thick ribs. This design was chosen because it provides a good compromise between the stiffness and the mass.

8.6.1 Further optimisation

With the main functional design done it was decided to optimise the non-essential dimensions of the insert. This means mainly the walls, which would not be loaded during the operation. It was mainly the backplate which was in the first iteration 3 mm thick. By reducing it to 2 mm it was possible to save 8 grams.

The reduction was done on 2 side walls facing towards panel core. In first design they were 3 mm thick. They were reduced to 2 mm, gaining 2 grams for each wall.

Even though it would be possible to save even more mass, it was decided to keep the wall thicknesses at 2 mm. Thinner walls might compromise the overall stiffness of the part. Thinner backplate would complicate manufacturing, as a thin wall might develop chatter during machining.

Furthermore there was a change made to the separating slot. Its manufacturing technology was changed from WEDM to machining. This was done to simplify the manufacturing process. The slot was expanded to 6 mm in width to make room for the mill with sufficient length. The radii close to the functional part were reduced to 2 mm. This reduction was necessary to limit the stiffening of this region, as it would increase the concentration of the stress during the deformation loading.

This change was done at the end of the development, so there were many calculations and analyses done with a narrower slot made by WEDM.

8.6.2 Detailed design

To finalise the design it was necessary to add a few features to allow the assembly of the insert and the sandwich panel. First there was a hole added into the backplate underneath the central bore. This hole would serve to inject the potting compound during the assembly.

Secondly there was a pocket added along the walls which would be facing the sandwich panel. This pocket was to accommodate the potting adhesive and allow it to spread more easily during assembly. The edges connecting the bottom of the pocket have 5 mm chamfer to ease the flow of the potting compound. A radius was considered for this feature, but at the end it was not used. The chamfer was deemed sufficient for good flow and the radius would only complicate the manufacturing. The pocket is closed by a small lip at the top of the insert. This feature should prevent the potting from escaping the gap in the core without filling it properly.

Also this potting pocket created shoulders, where the face skins would rest.

There was also a small shoulder added to the flanges on the side of the insert. These shoulder were added to assure the correct position of the insert, because the flanges are not spaced precisely to fit the panel, but there should be a small gap between them and face skins to make space for additional adhesive.

There was a shoulder added to the central cylinder. It has 1.5 mm height to serve as a spacer between the insert and the radiator.

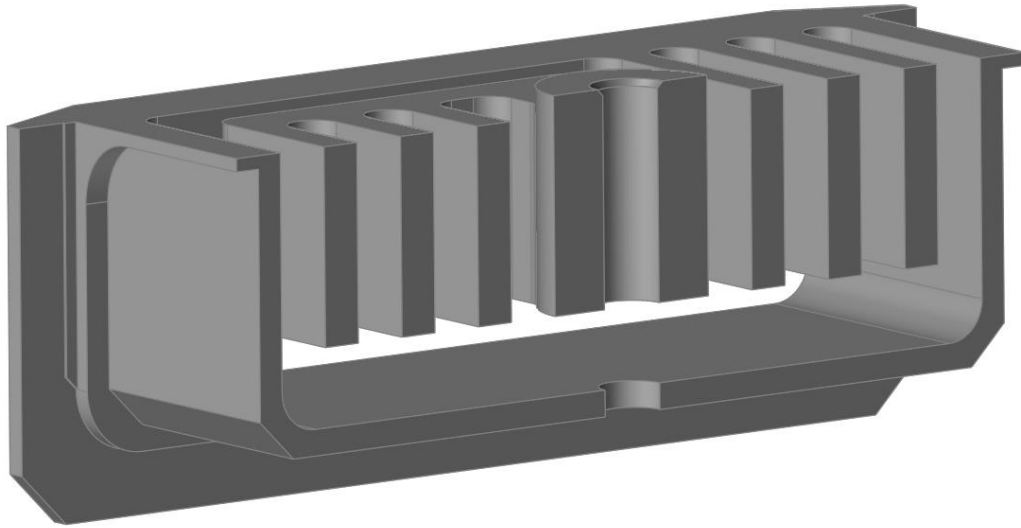


Figure 8.8: Section view of the detailed design.

9 FE CALCULATIONS

The designs proposed were analysed using FEM. As mentioned previously the models were built in *HyperMesh*, calculated by *Optistruct* and the results were processed in *HyperView*. The procedure of creation of the model was driven by internal guidelines and best practices. There were several analysis performed to verify the compliance of the designed part. They were done on all major development versions of the insert, to compare their properties and eventual compliance with requirements.

To calculate the compliance of the design a margin of safety (MoS_y) was calculated, according to equation (10) [20].

$$MoS_y = \frac{\sigma_Y}{\sigma_V \cdot FoS_y \cdot K_{LD}} - 1 \quad (10)$$

Where:

- σ_Y - Yield Strength
- σ_V - Calculated stress
- FoS_y - Factor of Safety for Yield
- K_{LD} - Local design factor

In the case of this thesis all the safety factors were applied either directly to the load, or to the results from global model.

Please note, that by subtracting one from the ratio the obtained results compliant with requirements have a positive MoS_y , while the non-compliant have a negative one.

9.1 Comparison of simple and complex model

There were 2 types of models prepared. One model was an insert alone with boundary conditions simulating a sandwich panel, second one was an insert mounted in a

sandwich panel. The stiffness of the insert was compared for both models to assess whether the simpler model has sufficiently close results to those of the second model. This study was performed on the first functional concept and the resulting conclusions were then used for future models.

9.1.1 Free insert

The FE model for the free insert was based on prepared CAD model, which was imported into *HyperMesh*. The model was trimmed into simpler solids, to allow a use of an automatic mapping tool. This way a good connection of the mesh and sufficient quality could be assured without a large time investment.

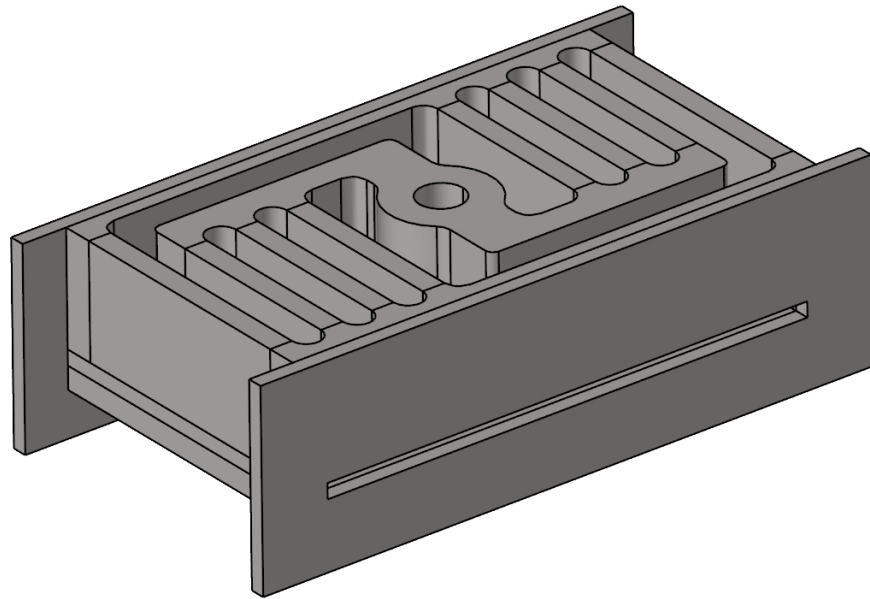


Figure 9.1: Trimmed solid model.

The mesh was realised using hexahedral CHEXA elements. Their size was chosen to assure at least 2 elements through the thickness of a wall and 4 elements through the thickness of the beams. This was achieved with elements smaller than 0.8 mm. This is necessary to represent the stiffness and to calculate correctly the stresses. The mesh created, shown in Figure 9.2, is fine without any exceedingly deformed elements, thus it is possible to assume, that it will give sufficiently precise results.

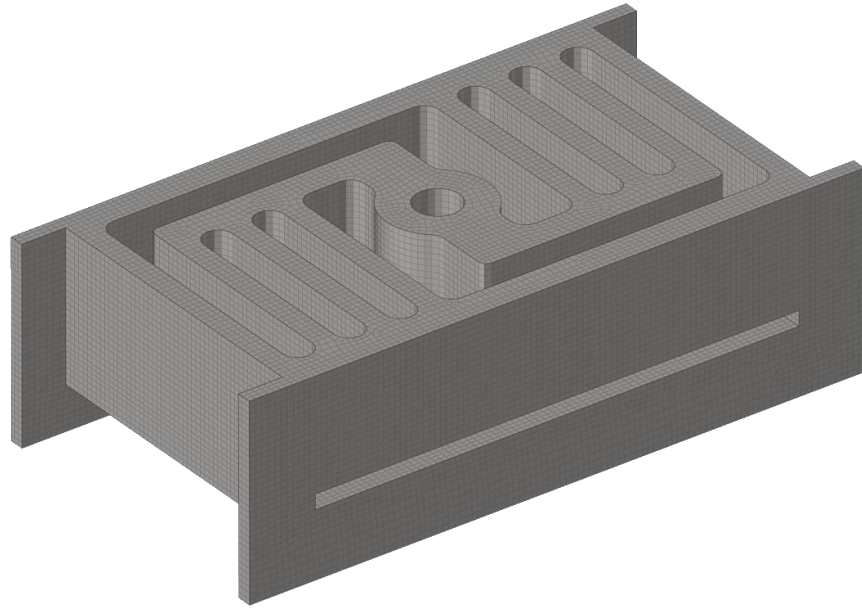


Figure 9.2: Meshed part.

Boundary conditions were set to simulate the mounting of the insert in the panel. There were 4 RBE2 elements approximately acting like face skins. One RBE2 was transferring the displacement in x-axis, one in y-axis and two in z-axis, as shown in Figure 9.3, Figure 9.4 and Figure 9.5.

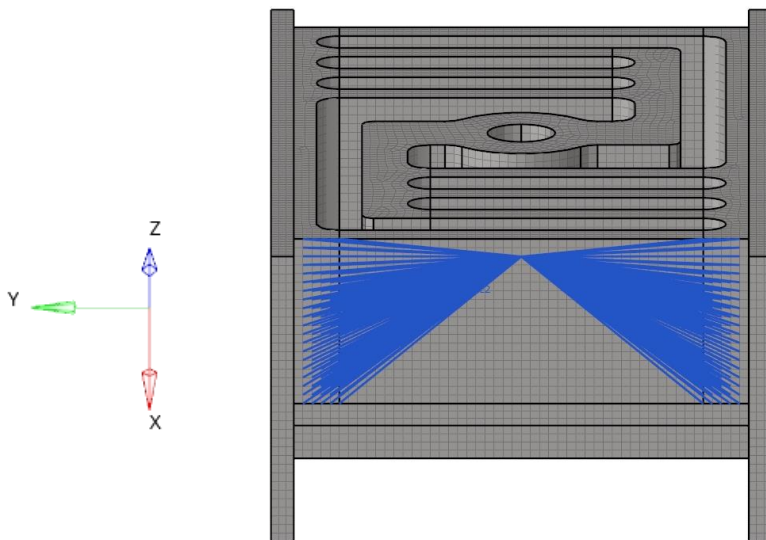


Figure 9.3: RBE2 fixture for z-axis direction.

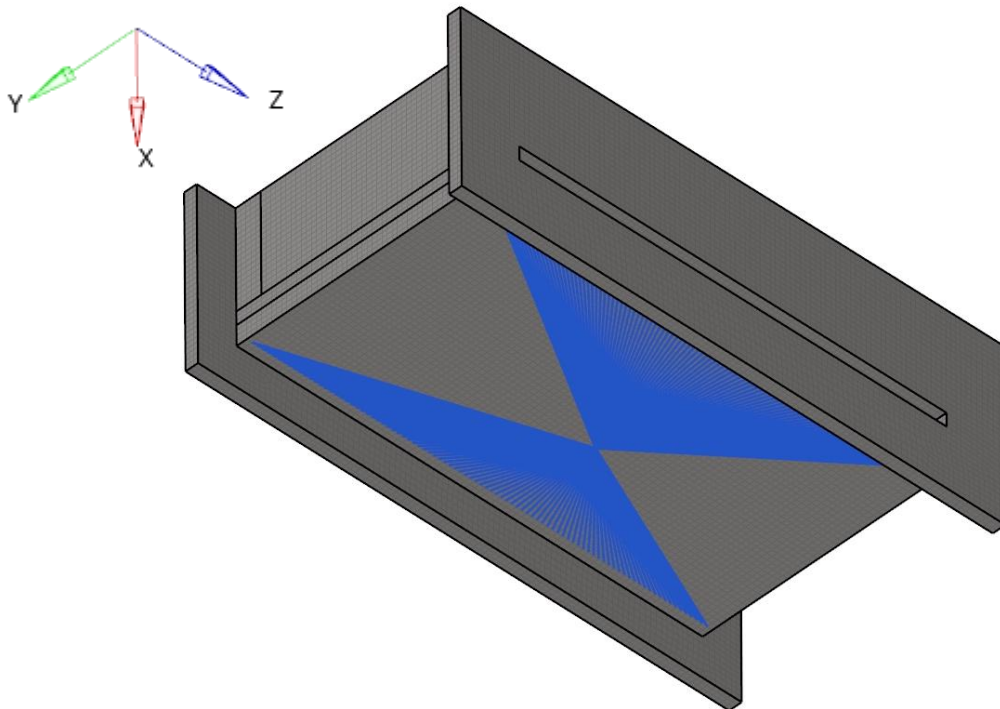


Figure 9.4: RBE2 fixture for x-axis direction.

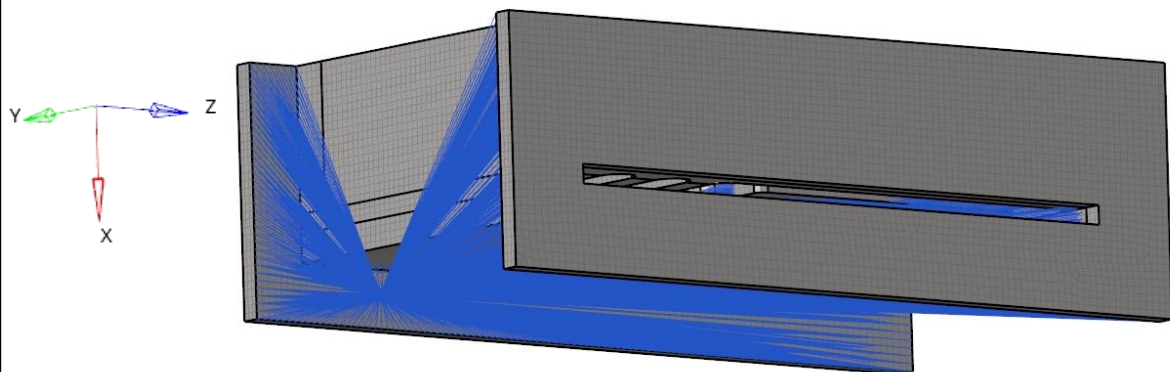


Figure 9.5: RBE2 fixture for y-axis direction.

To apply the load it was necessary to add an RBE2 into the central bore, to simulate the bolt. It is shown in Figure 9.6. The load was then applied to the independent node at the top.

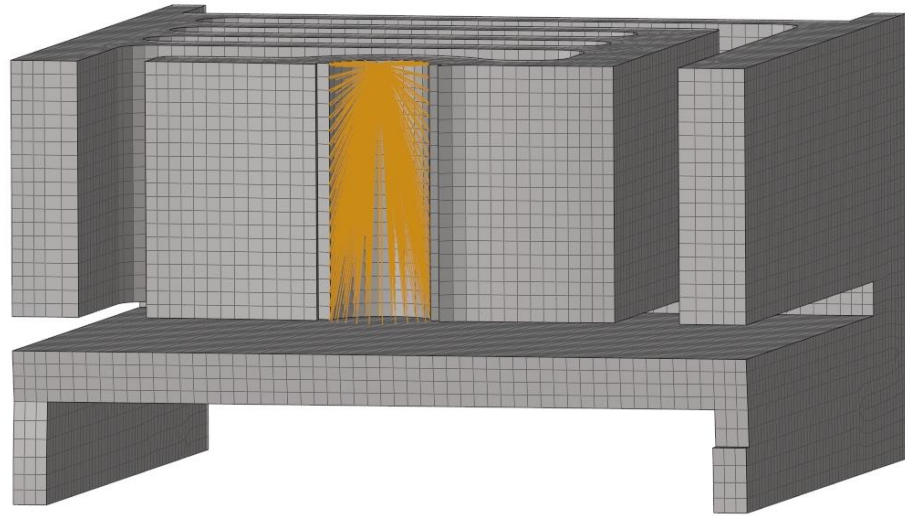


Figure 9.6: RBE2 in the central bore, section view.

A stiffness analysis described on page 95 was applied to this model. The results are summarised in Table 9.2 and their analysis is done in the next subchapter.

9.1.2 Insert in sandwich panel

In this model the boundary conditions of the previous one were replaced by a component representing a sandwich panel.

The previous insert FE model was used as a baseline. First the sandwich face skins were created using the faces of the elements on the flange in one part, to assure a coincidence of the nodes of both components. The rest of the face skin was created using automatic surface meshing tool, with biasing to assure sufficiently fine mesh around the insert and coarser mesh towards sandwich edges to reduce the number of elements.

As the face skins are supposed to be a composite CFRP material, shell type elements with PCOMP property were used. The elements of one face skin were duplicated and translated to the other side of the eventual panel.

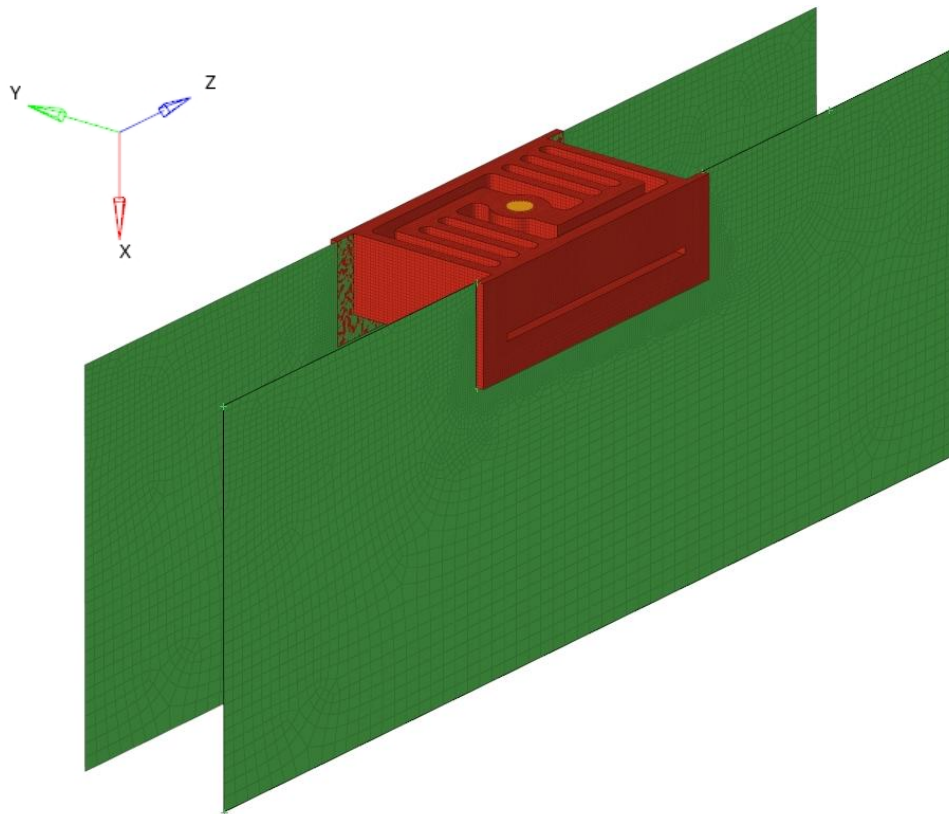


Figure 9.7: Insert with face skins defined.

The core was modelled using solid elements. They were 10 elements through the thickness were dragged from the face skin. The challenge encountered with this type of modelling was the definition of the core material. It was necessary to use a MAT9 card to define an anisotropic material by its stiffness matrix. To calculate its elements, shown in Table 9.1, an in-house tool was used. This simple tool is based on analytical transformation equations of orthotropic material [23]. Then it was necessary to define a local coordinate system to specify the orientation of the material. Its x-axis was oriented in supposed longitudinal in-plane direction and z-axis was oriented as out-of-plane direction.

Table 9.1: Orthotropic stiffness matrix elements.

MAT9 :	
G11	1.084E+06
G12	1.094E+05
G13	7.257E+06
G22	1.011E+06
G23	8.330E+05
G33	7.174E+08
G44	1.000E+06
G55	1.379E+08
G66	3.103E+08

The model was constrained by 3 RBE2 elements on all three sides of the sandwich panel. The load was again applied to the central bore of the insert and the same stiffness analysis as for the free insert was performed.

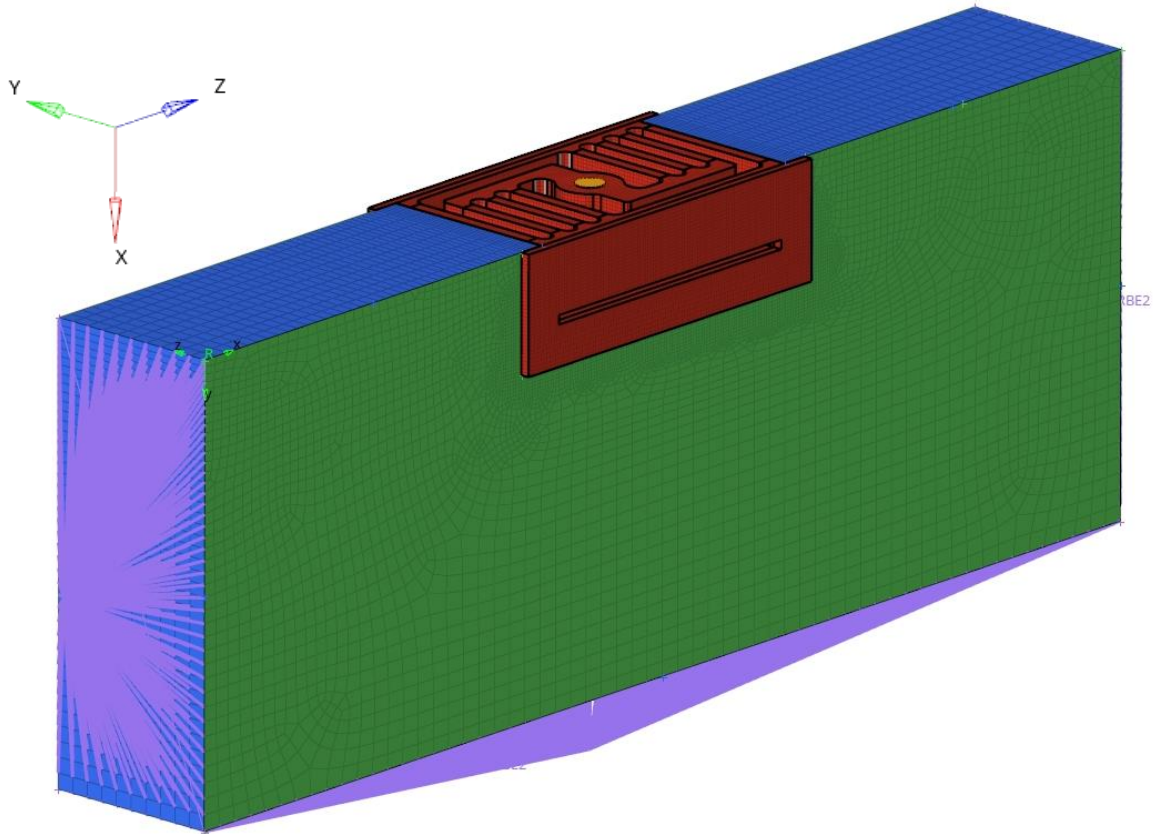


Figure 9.8: Meshed sandwich panel model.

The results in Table 9.2 show stiffness results for both models (simply constrained insert model and a complex model with insert embedded in sandwich panel). The complex sandwich panel model is slightly more compliant than the simply constrained model, due to the included deformation of the sandwich itself, see Figure 9.9. This is mainly the case of stiffness in y-axis direction, i.e. out-of-plane direction of the panel, where there is a significant difference between the two models.

The results of both modelling approaches are overall comparable. In conclusion even though the complex model with sandwich panel is more precise, it was decided to use for future analyses of the inserts only the simply constrained model. It provides sufficiently close results (the discrepancy in relevant stiffness in in-plane direction within 12 %) to the complex model while significantly shortening the modelling time and also the calculation time.

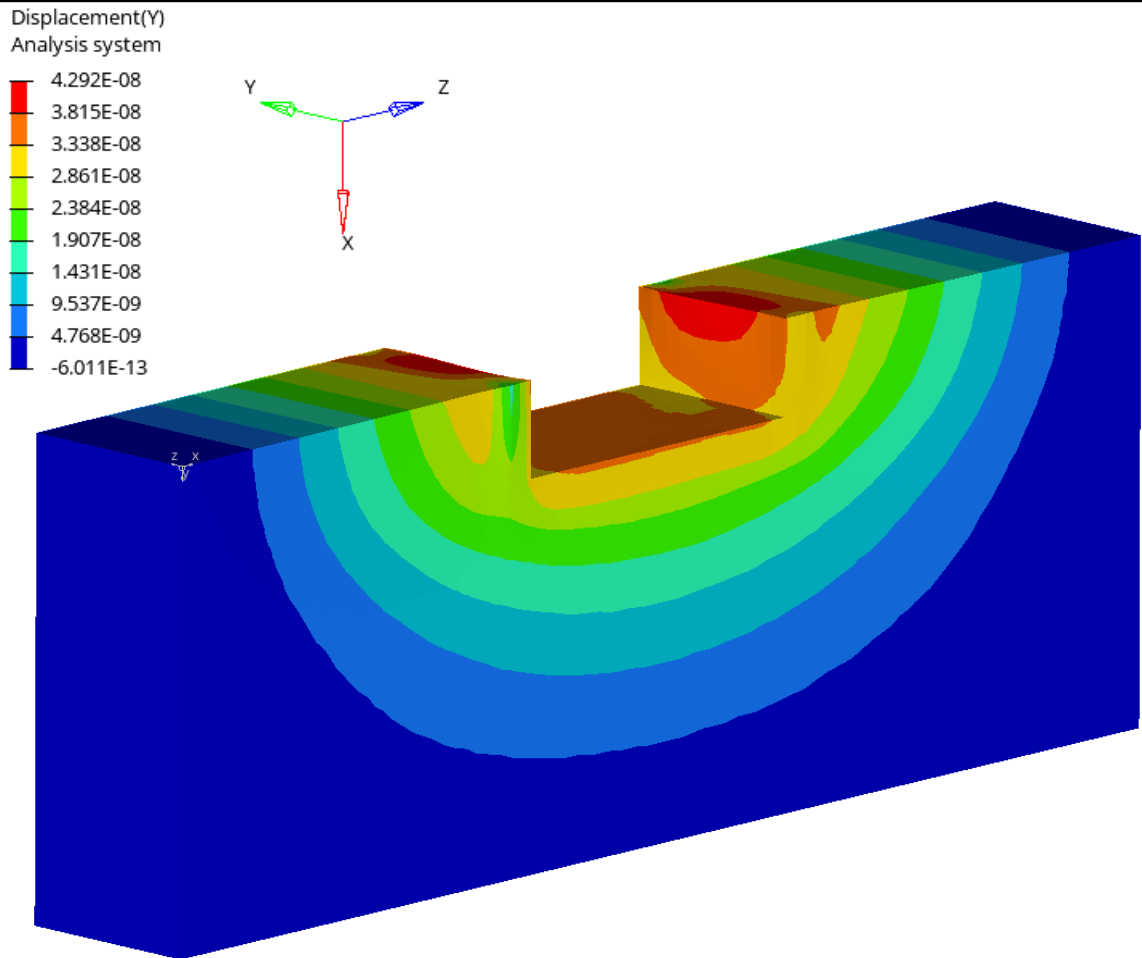


Figure 9.9: Displacement contour plot of the panel in y-axis under 1 N load in y-axis in [m]

Table 9.2: Resulting stiffnesses of both models.

	X-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	Y-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	Z-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	X-axis torsional stiffness [N·m.rad ⁻¹]	Y-axis torsional stiffness [N·m.rad ⁻¹]	Z-axis torsional stiffness [N·m.rad ⁻¹]
Free insert model	4.44E+06	5.41E+06	3.05E+06	3.77E+03	2.82E+03	1.30E+03
Sandwich model	4.16E+06	3.91E+06	2.72E+06	3.37E+03	2.73E+03	1.24E+03

Additional model validation study

There was a small study carried out to validate that modelling of the sandwich panels with the honeycomb core via solid elements gives the same results as the standard approach using shell elements. Two sandwich panels with identical planar size were modelled. First used 2D shell elements with PCOMP property, second used 2D shell element face skins and 3D solid element core. They were clamped on one side and on the other side a 1000 N load was applied, as shown in Figure 9.10.

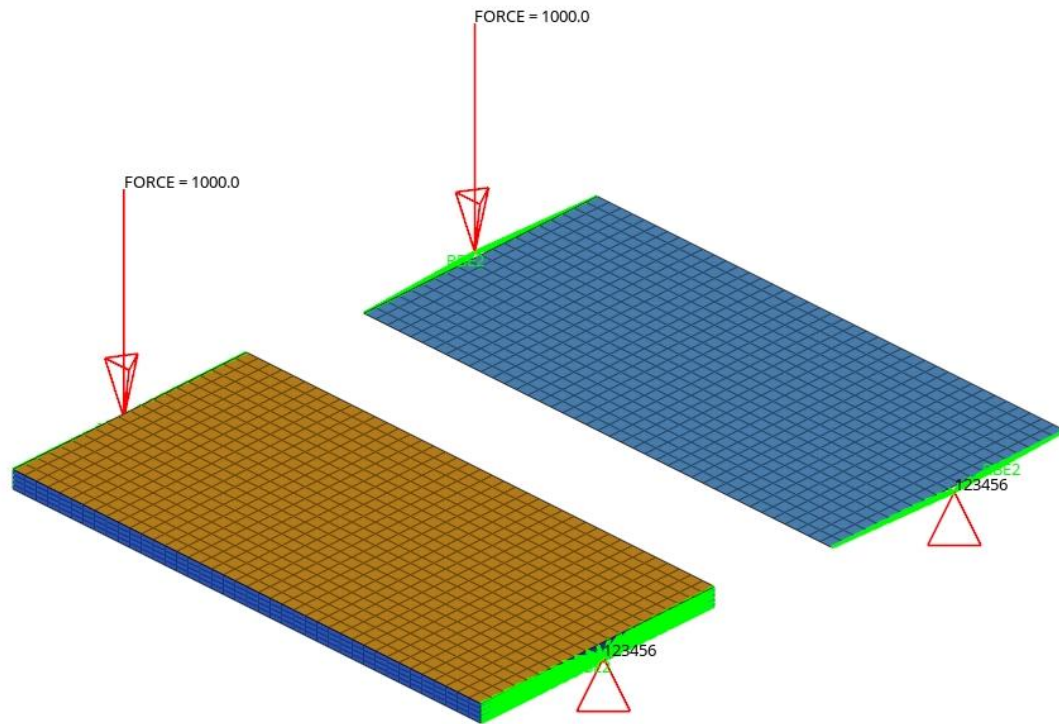


Figure 9.10: Study definition.

A static analysis was performed to assess the deformation and stresses of both panels. It was found that the deformation and stresses in face skins are comparable for both models, as shown in Figure 9.11 and Figure 9.12. The difference for the stresses is 1.5 % and for the displacement only 0.06 %. The values indicate that the two approaches give almost identical values related to stiffnesses, therefore the 3D modeling approach is viable. Even the deviations in stresses can be considered as negligible. In any case the panel stress verification is not a subject of this study.

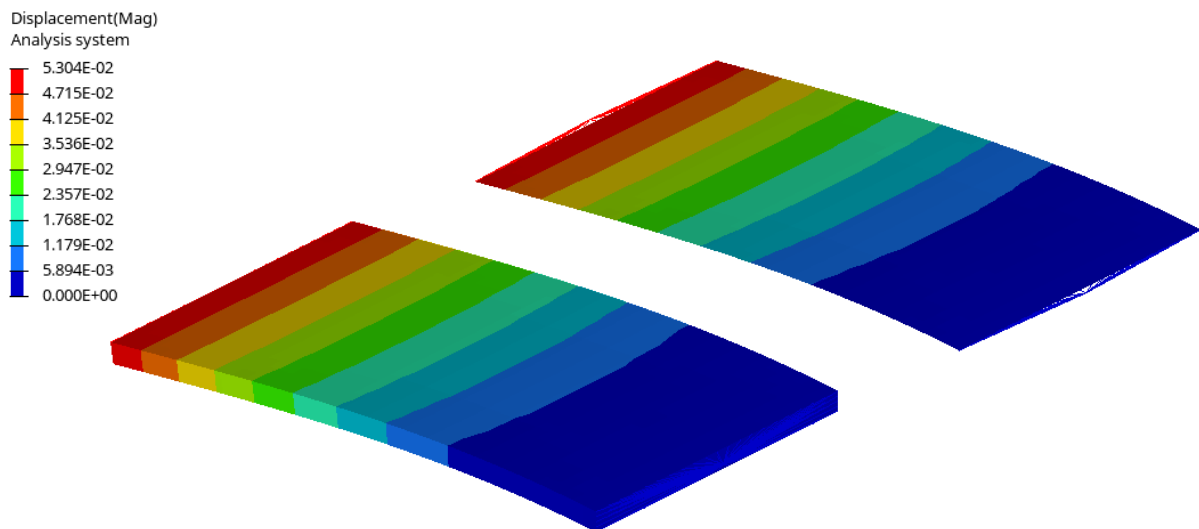


Figure 9.11: Displacement contour plot in [m].

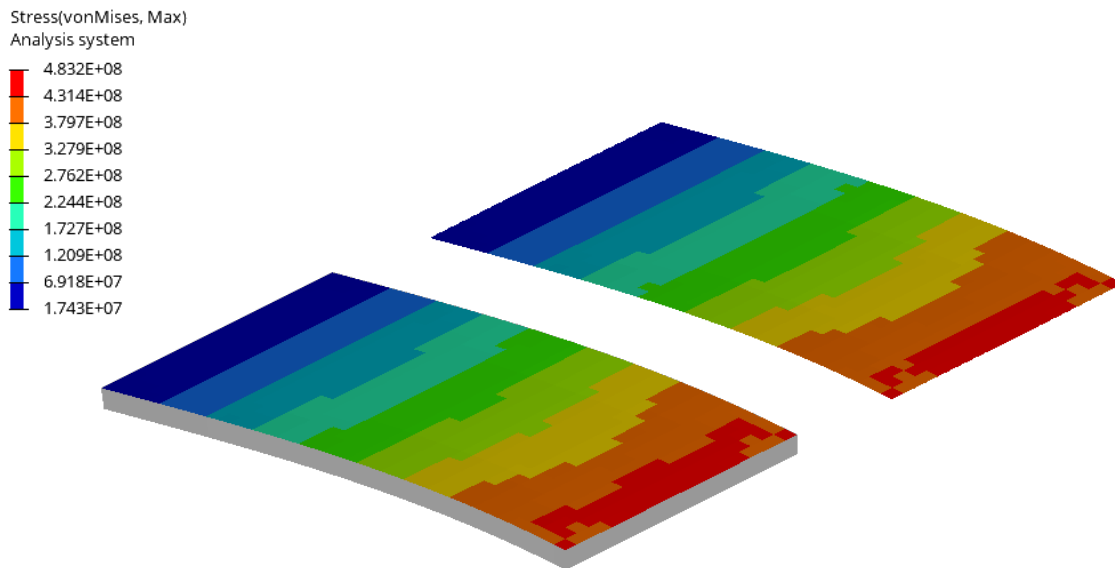


Figure 9.12 Stress contour plot in [Pa].

9.2 FE model of the final design

As the final design is more complicated than one presented earlier a new model had to be established. The main feature that posed problems were the ribs and the radii around the bottom slot.

The groove for the potting compound and the supporting shoulders for the face skins were not modelled, including associated chamfers and radii, because they were not supposed to influence the stiffness or the strength of the part. The same assumption was made for the spacer on the central part.

It was necessary to slice the model to account for ribs and allow the automatic mapping tool to produce an even mesh. Even after thorough preparation there was a small part of the model around upper radii of the bottom slot which could not be meshed automatically by hexahedral elements, because the automatic tool produced distorted elements.

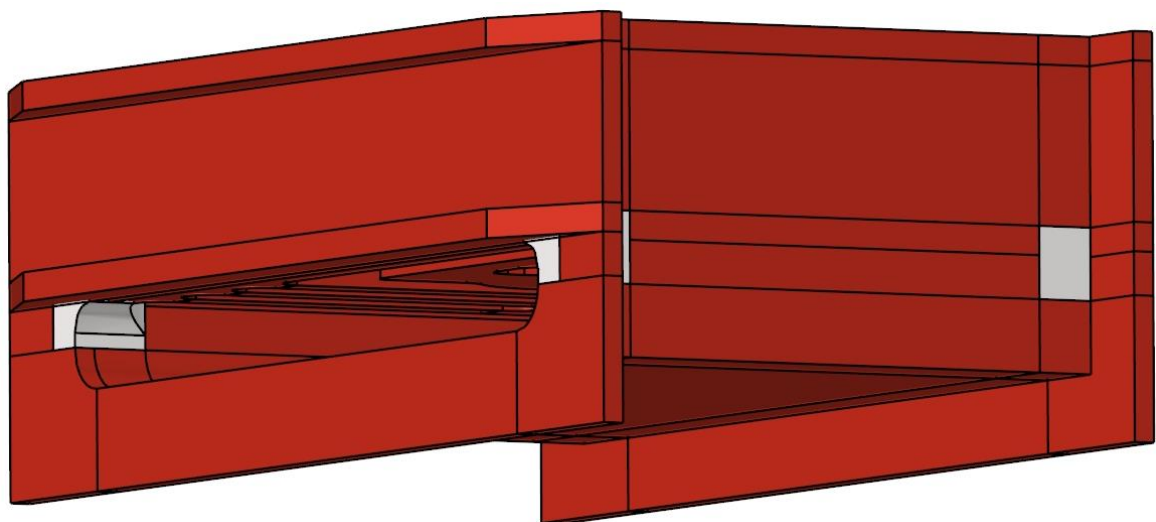


Figure 9.13: Problematic areas highlighted on the sliced model.

The solution to this problem was to mesh the irregular area with tetrahedral elements. It had to be considered, that the tetrahedral elements would add stiffness to the area, so they were augmented to the second order elements to curtail this phenomenon.

These solid elements were covered by very thin shell elements, in this case their thickness was 10^{-9} m. In source file for the solver it was specified, that shell elements with this thickness should be considered as membranes, i.e. the elements will transfer only in-plane stresses and no bending. As they are thin, they do not affect the stiffness or strength of the part. This was done to visualise the stresses on the surface of the part [6].

The constrains were the same as for the previous model.

The load would be applied again via an RBE2 in the central bore.

The solid elements were given a PSOLID property and the shell ones PSHELL, both with AW-7075 the material basis.

The model was then processed through the checks presented earlier, which it passed.

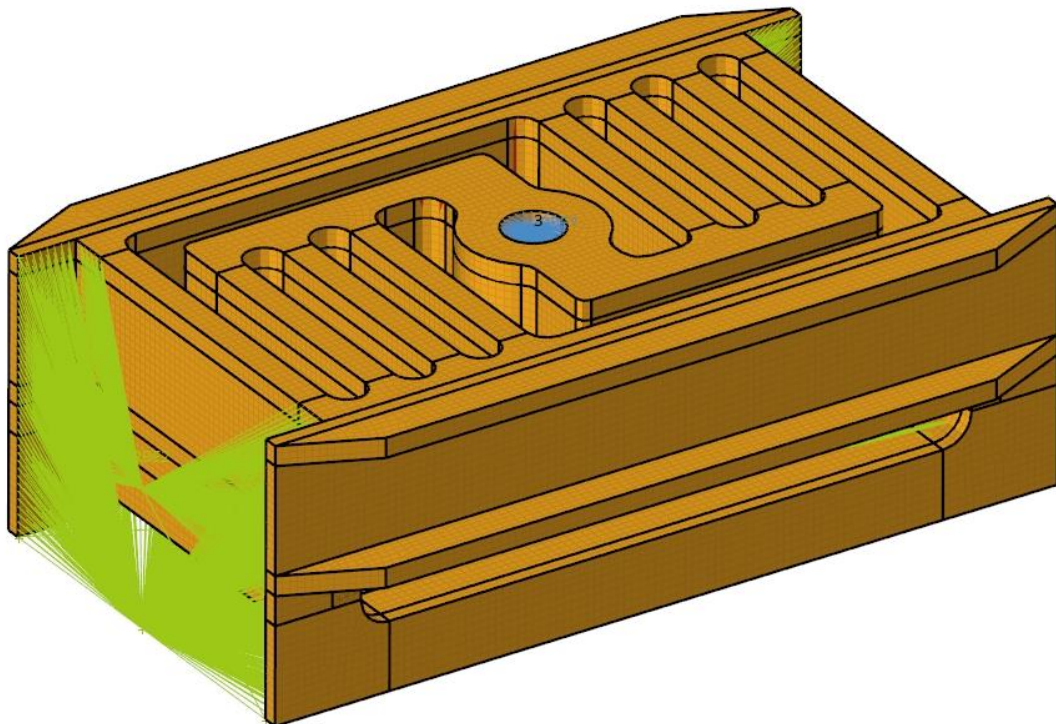


Figure 9.14: Complete FE model.

9.3 Stiffness analysis

The objective of this analysis was to assess the linear and torsional stiffness of the insert in the three main design axis.

9.3.1 Definition

The load was applied to the independent node of the RBE2 in the central bore. The load definition was similar to the one of the unitary gravity check, except the load was unitary force in this case, i.e. 1 N for linear stiffness and 1 Nm for torsional stiffness.

The model was clamped at the independent nodes of the constraining RBE2 elements on the side walls.

There were 6 subcases created. First three were to assess the linear stiffness, the other three were to assess the torsional stiffness. The load was only one load applied for each subcase. Constrains were the same for all 6.

9.3.2 Results

The results were processed in HyperView. The displacement or rotation of the independent node of the central bore RBE2 was measured in direction respecting the direction of the load. The stiffness was then calculated as the inverse value of the displacement.

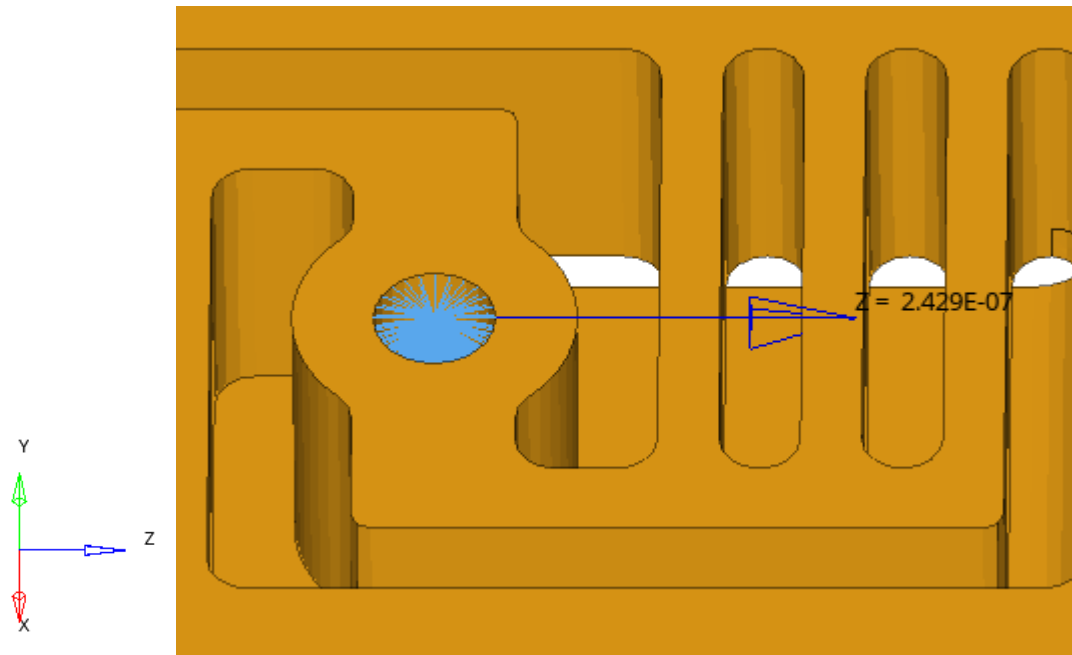


Figure 9.15: Resulting displacement for 1 N load in z-axis direction in [m]

The resulting stiffnesses of the final design are summarised in Table 9.3.

Table 9.3: Stiffnesses of the final design.

X-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	Y-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	Z-axis linear stiffness [N·m ⁻¹]	X-axis torsional stiffness [N·m·rad ⁻¹]	Y-axis torsional stiffness [N·m·rad ⁻¹]	Z-axis torsional stiffness [N·m·rad ⁻¹]
5.03E+06	7.95E+06	4.12E+06	3.87E+03	2.90E+03	1.43E+03

9.4 Global model update

After the stiffness analysis was done on the final design it was necessary to return to the global model a redo the preliminary calculations, done with estimated values for the stiffness of the insert. The model was now recalculated using the stiffnesses obtained from the previous analysis.

The goal of this analysis was to define the loads which the final design has to sustain with positive margins of safety.

Name	Value
Defined	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
<input type="checkbox"/> K_LINE	<input checked="" type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/> K1_RIGID	<input type="checkbox"/>
K1	5030000.0
<input type="checkbox"/> K2_RIGID	<input type="checkbox"/>
K2	7950000.0
<input type="checkbox"/> K3_RIGID	<input type="checkbox"/>
K3	4120000.0
<input type="checkbox"/> K4_RIGID	<input type="checkbox"/>
K4	3870.0
<input type="checkbox"/> K5_RIGID	<input type="checkbox"/>
K5	2920.0
<input type="checkbox"/> K6_RIGID	<input type="checkbox"/>
K6	1430.0

Figure 9.16: New PBUSH definition.

9.4.1 Static analysis

The results of the static analysis, with the updated PBUSH property of the CBUSH elements, show a slight difference of values, but overall the forces for each loadcase remain the same.

A difference was observed in the case of the induced moments. As was indicated in the conclusion of the analysis of the preliminary model, the moments induced by the deformation were significantly reduced to the point, where the maximum moment was only 12 N·m.

A force load analysis was performed to verify, that this load case would not be critical for the insert. The analysis concluded, that it has high levels of stresses (maximum 233 MPa), but, the central insert with a load in longitudinal direction was still the worst case. This load is summarised in Table 7.6.

9.4.2 Thermo-elastic analysis

There was a significant difference in the case of thermo-elastic analysis. The displacement of the radiator was reduced, due to more than double the stiffness of the final insert compared to the preliminary estimation. The forces from the insert, induced by thermal expansion, restrict the radiator expansion. Thanks to this phenomenon the displacement that, the insert has to survive is lower, than anticipated.

The final relative displacement of the two critical nodes was 0.376 mm. After multiplying this result by the factor 1.44 the ultimate load was obtained, 0.528 mm.

9.5 Force load analysis

This analysis was performed to assess the compliance with the requirements and to calculate the margin of safety. According to internal requirements, the margin of safety for yield should be calculated using equation (10).

9.5.1 Definition

The model and results from stiffness analysis were used. Thanks to the assumption of the linear elastic behaviour of the model, it was possible to use the results from that analysis to obtain the stresses for critical load by linear superposition.

9.5.2 Results

The maximal calculated von Mises stress was 249.8 MPa. This gives the $MoS_y = 0.58$. The part is compliant with the requirements and will withstand the maximal mechanical load during the launch.

The maximal stress is located at the bottom of the functional part, where it connects to the radius from the bottom slot. See Figure 9.17 and the detail of the area in Figure 9.18. Please note, that the stress values in figures are averaged for better visualisation of the stress localisation. The maximal stress presented above was taken from non-averaged results, as they might skew the results slightly [60]. This is why the maxima of colour scales in figures do not correspond to the maximal stress above.

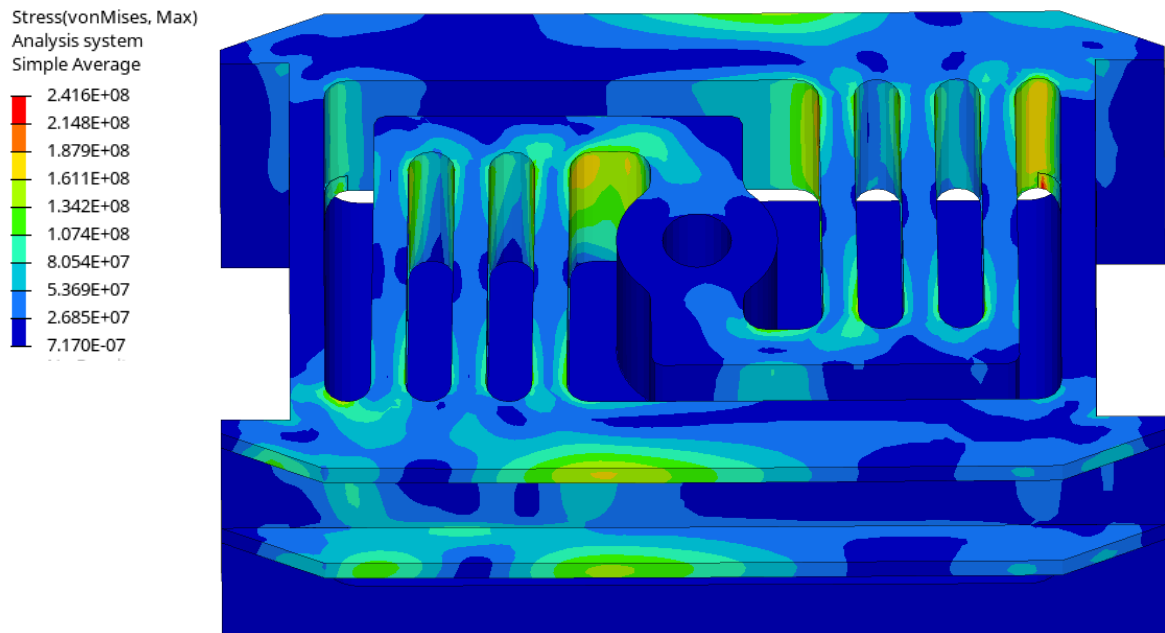


Figure 9.17: Von Mises stress contour plot for critical load in [Pa].

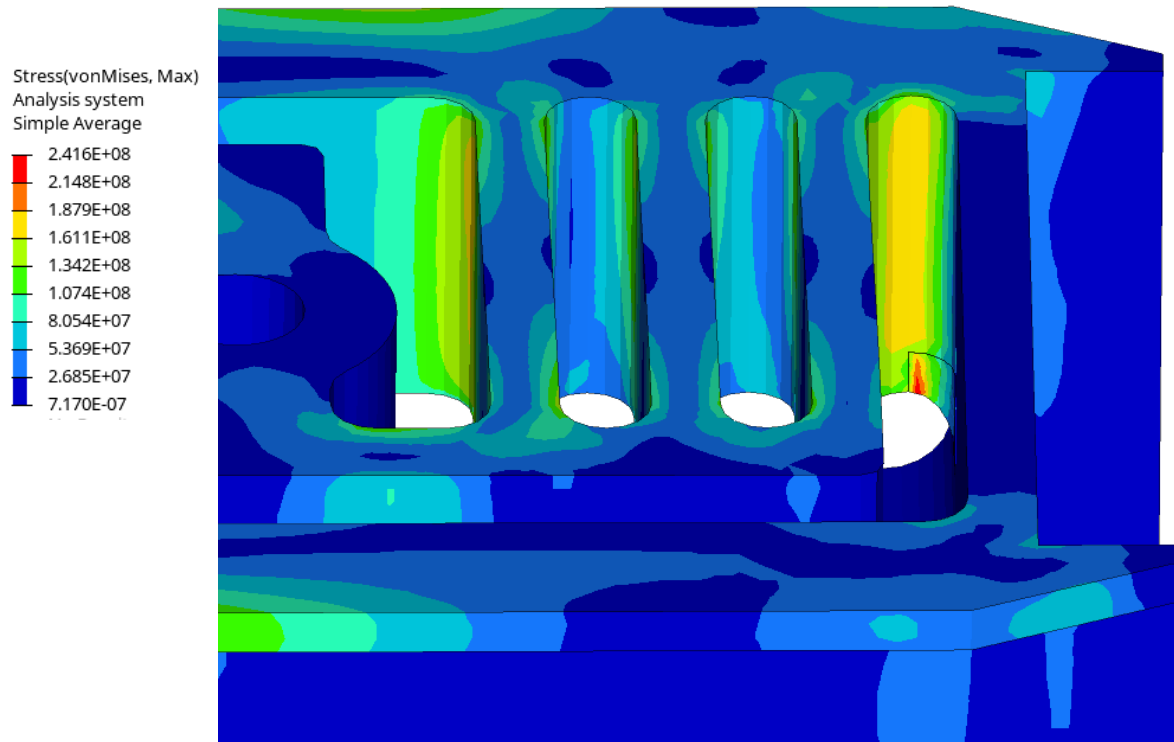


Figure 9.18: Detail of the location of the maximal stress for critical load [Pa].

9.6 Displacement load analysis

This analysis was performed to assess the compliance with the requirement and to calculate the margin of safety in case of displacement load.

9.6.1 Definition

The load was applied as forced displacement of the independent node of the RBE2 element in central bore. The displacement magnitude was set to 0.01 mm. The final displacement was obtained by linear superposition of the resulting stresses, i.e. by multiplying the results by a factor of 52.8.

9.6.2 Results

The maximal calculated von Mises stress was 316.7 MPa. This gives the $MoS_y = 0.25$. The part is compliant with the requirement and it will withstand the load induced by the thermal expansion of the radiator during the operation.

The maximal stress is located in the same spot as in case of the force load. This is due to high stiffness of this area. As it cannot deform freely the stress is concentrated there.

The results shown in Figure 9.19 and Figure 9.20 are averaged again for better visualisation.

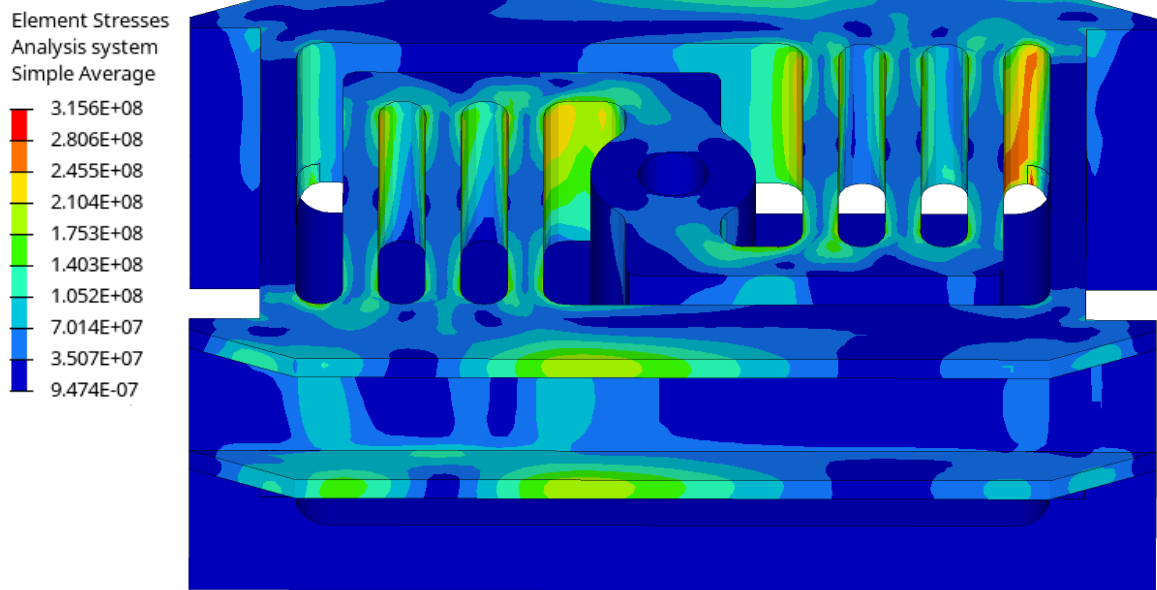


Figure 9.19: Von Mises stress contour plot for maximal displacement load in [Pa].

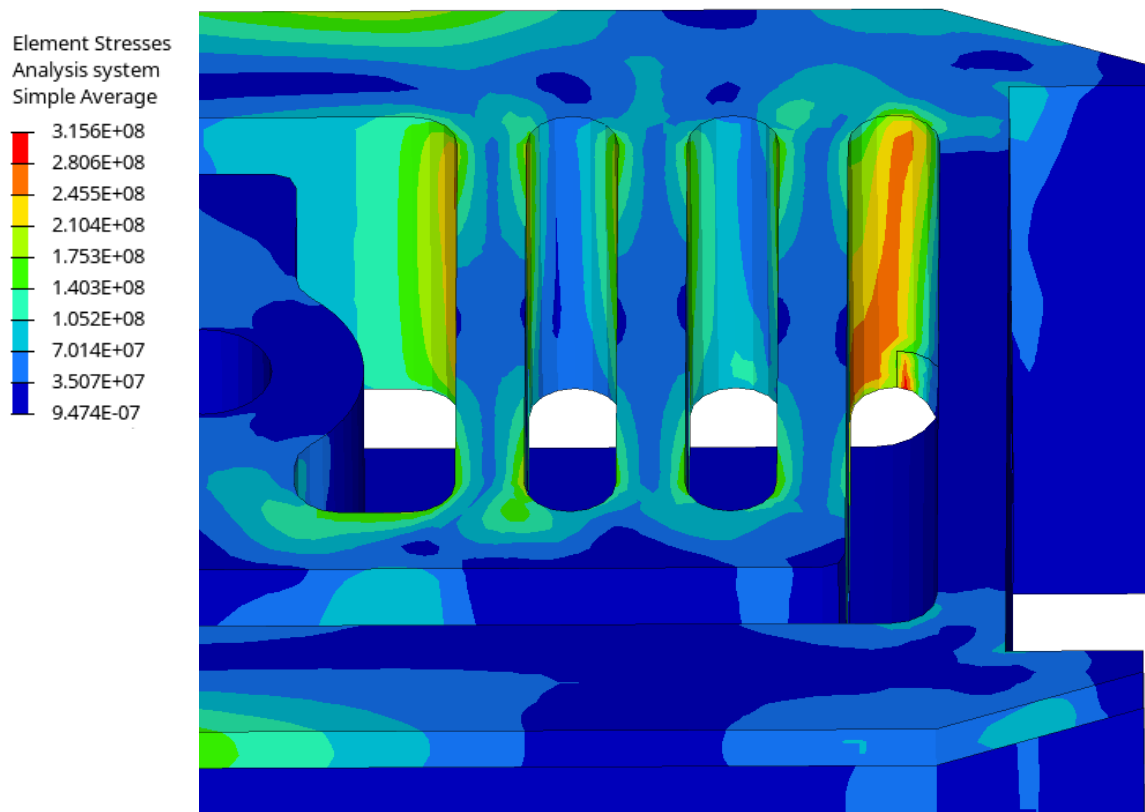


Figure 9.20: Detailed view of the location of the maximal stress for maximal displacement load in [Pa].

9.7 Maximal capacity

This analysis was performed to find the limits of the design, while maintaining positive margins of safety. The goal was to determine the maximal applicable force and moment in each major axis and also the maximal allowable displacement.

9.7.1 Definition

The results from stiffness analysis and displacement analysis were used as a basis. The limits were determined by linear superposition of the results. A simple load was used, e.g. force in x-axis direction.

9.7.2 Results

The maximal displacement found was 0.658 mm.

Maximal allowable forces are summarised in Table 9.4.

Table 9.4: Maximal allowable force and moments.

Force in X [N]	Force in Y [N]	Force in Z [N]	Moment around X [N·m]	Moment around Y [N·m]	Moment around Z [N·m]
1880	2190	2710	62	66	30

9.8 Summary

To summarise, the FEA yielded satisfactory results for the final design. The objective, to achieve a balance between the stresses induced by the mechanical loading of the structure and the thermal loading, was attained. The margins of safety are positive for both critical cases and additionally they are close to zero, which means that the design does not have an excessive capacity. For clarity they are summarised in Table 9.5 with their compliance status.

Table 9.5: Summarised resulting insert stresses.

Load Case	Stress	MoS _y	Status
Mechanical load	249.8 MPa	0.58	Compliant
Thermally induced load	316.7 MPa	0.25	Compliant

Moreover, the maximal capacity of the insert was compared to the capacity of the potting of standard issue inserts, to assess which would fail first. According to heritage test data the standard inserts would fail while exposed to more than double the maximal load of the flexible insert. Therefore, the insert would fail before the potting and it is not necessary to investigate the capacity of the potting.

Additionally, it was verified whether the forces acting on the insert would not cause the connecting bolt to fail. Heritage specification of standard space grade titanium M6 bolt is in Table 9.6 and heritage specification of standard space grade stainless steel A2-70 M6 bolt is in Table 9.7.

Table 9.6: Specifications of titanium M6 bolt [14].

Parameter	Value	Unit
Material	Ti-6Al-4V	-
E	110	GPa
Yield Tensile Strength	830	MPa
Ultimate Tensile Strength	900	MPa
Yield Shear Strength	479	MPa
Ultimate Shear Strength	520	MPa
Stress cross section	20.1	mm ²

Table 9.7: Specifications of stainless steel M6 bolt [14].

Parameter	Value	Unit
Material	Austenitic stainless steel A2-70	-
E	200	GPa
Yield Tensile Strength	450	MPa
Ultimate Tensile Strength	700	MPa
Yield Shear Strength	260	MPa
Ultimate Shear Strength	404	MPa
Stress cross section	20.1	mm ²

Simple calculations were carried out to assess margins of safety of the bolt in case of maximal tensile and shear load. Maximal allowable force in X direction was taken for maximal tensile stress and maximal force in Z direction was taken for maximal shear stress. Dividing the force by the stress cross section gave either the tensile or shear stress. The results with respective margins of safety are summarized in Table 9.8. The conclusion drawn from the results is that, the insert would fail before either stainless steel or titanium bolt.

Table 9.8: Maximal titanium bolt stresses.

Parameter	Value	Titanium MoS _y	Titanium Status	A2-70 MoS _y	A2-70 Status
Tensile stress	90 MPa	8.22	Compliant	4.00	Compliant
Shear stress	130 MPa	2.68	Compliant	1.00	Compliant

10 TECHNOLOGICAL PROPOSAL

The following chapter concerns a technological proposal of manufacturing of the designed insert. It presents what tools and machine can be used. Then there are machining operations presented, with associated strategies.

The manufacturing procedure was conceived with small series in mind. It is assumed that about 10 to 20 flexible inserts might be required per spacecraft. The number of spacecrafts produced per year, which might require the application of flexible inserts, is estimated to two or three. As there would be relatively large time spans between each spacecraft construction, one production series is considered as 20 units.

Due to such low production volumes it was decided to propose simple, and therefore potentially long, machining operations, rather than to search for optimal ones. It is not necessary to optimise thoroughly the manufacturing process, as the gains in cost or lead time would not be significant. Additionally, the operations were conceived to be easily adaptable to a 3-axis CNC machine.

10.1 Machine

A 5-axis milling machine was chosen. A 3-axis machine would be fully sufficient, because there are not any surfaces requiring a simultaneous 5-axis machining. Nevertheless, the swivelling and rotating table would reduce the necessary interventions from operator and increase the precision, due to the possibility of machining several different surfaces in one operation, without the need to modify fixation or orientation of the machined part.

Specifically, a vertical milling machine DMG Mori DMU 50 3rd generation was chosen as a representative machine for this proposal. It has sufficient size for clamping of the insert, but it is not an oversized machine for the job.



Figure 10.1: DMG Mori DMU 50 3rd generation [35].

It can be optionally equipped with spindle capable of 20 000 RPM. This would be a preferred option for the manufacturing as the insert requires use of a tool with small diameter and to reach sufficient cutting speed requires high spindle speeds. This spindle can be equipped with HSK-A63 interface, which would be beneficial as it would provide high rigidity in case of high spindle speeds [34].

The kinematic configuration of this machine is RR/TTT. This means there are 2 rotational movements on the side of the part and three translational movements on the side of the tool.

10.2 Tools

Tools from Sandvik Coromant [36] and Seco Tools [37] were chosen as examples. In actual application it would be preferable to use the tools already available in the workshop.

The tool selection was driven by the aim to simplify the machining and therefore it was decided to reduce the number of necessary tools by using often one tool for both roughing and finishing for some features. This is not optimal approach, because the performance of the tool would be reduced, i.e. its lifetime or material removal rate would be reduced.

The surface finish required is Ra 3.2 on all surfaces of the part. This is easily achievable even without optimal finishing tool.

All tools were chosen to fit into HSK-A63 interface. Either the tool was equipped with it already or a tool holder had to be considered. Tools used for each operation are mentioned in the respective sub-chapter.

It would be beneficial to have the machine equipped with touch trigger probe, like OMP40-2 by Renishaw for example, to find quickly and easily the reference surfaces on the part without the need to do the referencing using a cutter or an edge finder. It is considered, that the machine would be equipped with such system.



Figure 10.2: Renishaw OMP40-2 touch probe [39].

The cost of tool holders, tools and inserts were obtained from the manufacturers. They are summarized in Table 10.1, Table 10.2 and Table 10.3. The costs were separated into three different tables for clarity, because the monolithic tools and inserts have significantly lower lifetime than the bodies of inset tools or the tool holders. It can be expected, that costs of inserts and monolithic tools will be recurring, whereas considerably high costs of tool bodies and tool holders would be offset by their long lifetime.

Please note, that these costs are tied to purchase of new tools and tool holders. In practice the tool holders, or even the necessary tools, are already available in the workshop.

Table 10.1: Costs of insert tool bodies.

Name	Type	Quantity	Cost per unit [CZK]	Total cost [CZK]
R335.10-25063.3-02-5	Disc milling cutter	1	20 275	20 275
490-050HA06-08M	Square shoulder milling cutter	1	14 745	14 745
R390-010A09L-07L	Square shoulder milling cutter	1	5 740	5 740
TOTAL	-	-	-	40 760

Table 10.2: Costs of monolithic tools and insets.

Name	Type	Quantity	Cost per unit [CZK]	Total cost [CZK]
T400-NM100DA-M6 B105	Forming tap	1	2 645	2 645
490R-08T304E-ML H13A	Insert for milling	7	396	2 772
390R-070202E-NL H13A	Insert for milling	2	337	674
150.10-2.5N-14 CP600	Insert for milling	5	345	1 725
860.1-0550-017A1-NM H10F	Solid carbide drill	1	2 745	2 745
2S221-0400-030-NG H10F	Solid carbide end mill for large chip removal	1	1 750	1 750
2S221-0600-030-NG H10F	Solid carbide end mill for large chip removal	1	1 750	1 750
TOTAL	-	-	-	14 061

Table 10.3: Costs of tool holders.

Name	Type	Quantity	Cost per unit [CZK]	Total cost [CZK]
393.14-16 0400	Collet	1	1 010	1 010
393.14-20 D060X049	Collet for tap shank	1	2 525	2 525
930-HA06-S-10-080	Tool holder	1	13 775	13 775
HSKA63-EM25-110-L1	Tool holder	1	8 762	8 762

Name	Type	Quantity	Cost per unit [CZK]	Total cost [CZK]
392.41014-63 16 100	Tool holder	1	4 950	4 950
930-HA06-S-06-074	Tool holder	2	13 775	27 550
970-HA06-20-108	Tool holder	1	22 580	22 580
TOTAL	-	-	-	81152

10.3 Fixtures

A simple vice would be used to fix the part in the machine. For this proposal a MAKRO GRIP® 5-AXIS VICE 77 with 46 mm wide jaws by Lang Technik would be used along 5-axis riser provided by the same company. The riser would serve to distance the workpiece further from the table to avoid eventual collisions of the table and the spindle. Such small jaws would be beneficial for 5-axis option as it allows easy access to the side surfaces without a risk of collisions of the tool and the vice or the machine. Nevertheless, the jaws would be sufficiently long to hold the part in place as the longest dimension is 84 mm and sufficiently strong as the maximal gripping force is 14 kN [38].

Furthermore, precision parallel supports and a round stock were used, to assure a proper positioning of the workpiece in the vice.

10.4 Machining operations

The operations discussed in following chapters are divided according to major features of the design. Some features are combined in one chapter as they would be machined in similar setup. The sequence of operations is organized the same way the machining would be carried out.

During these operations the bulk is machined to the final part. The bulk material is a block with dimensions 90x60x40 mm.

To visualise better the operations, 3D CAD models of tools were downloaded from the websites of manufacturers and tools are always oriented vertically to reflect the orientation of the spindle in the machine.

Please note that the riser nor machine tables are not displayed in illustrating figures for better clarity.

For each operation the cutting conditions and machining times were estimated using CoroPlus® ToolGuide [64]. It should be noted, that these data serve only as a suggestion, because the automatic tool might optimise the cutting conditions to maximise the productivity, but it would not consider the eventual risks of breaking the tools. This was observed in case of slender mills used in deep pockets, where the tool suggested deep depths of cut with complete radial engagement of the tool. Therefore all cutting data are rounded or modified to suit better the eventual application.

Furthermore the times indicated for each operation are only the rough estimates of pure cutting time based on the feed and dimensions of the machined feature. It does not consider the movements with rapid traverse or changing of the tool. These movements will significantly increase the total machining time.

10.4.1 Stock squaring and shoulder milling

In this first operation bulk material is machined to create a hexahedron with two shoulders. It consists of several sub-operations.

The tool used is 490-050HA06-08H provided by Sandvik. It is a square shoulder milling cutter with 50 mm diameter and 7 cutting inserts 490R-08T304E-ML H13A. Additionally it has an integrated HSK-A63 interface [36].

These inserts were chosen because they are suitable for non-ferrous materials and have small corner radius 0.4 mm. Therefore, they can be used for creating the shoulder without the need for a finishing pass with a different tool, which would have sufficiently small corner radius.



Figure 10.3: 490-050HA06-08H square shoulder milling cutter [40].

The insert is mounted in the vice with the largest surface facing the mill. The workpiece is supported by two precision parallels facing the vice. During this operation only one finishing pass is done to create flat surface. The setup is shown in Figure 10.4, where the vice and parallels are grey, the workpiece is blue, the material to be machined away is red, the tool and inserts are orange and green respectively. The cutting conditions are summarised in Table 10.4.

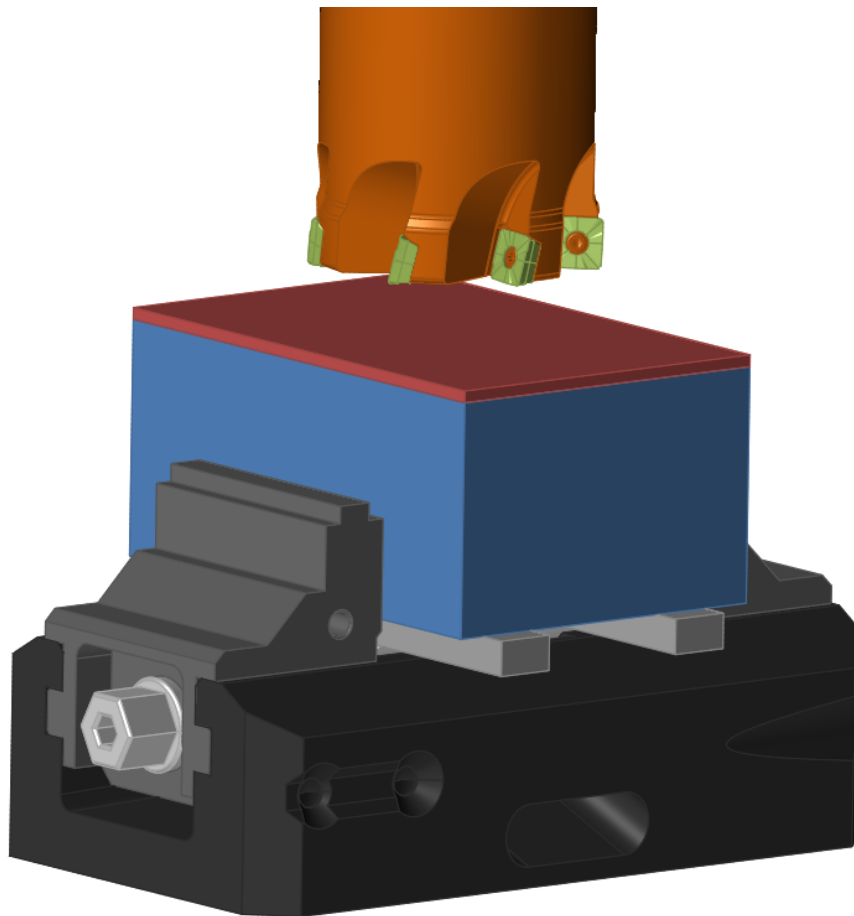


Figure 10.4: Surface milling.

Table 10.4: Cutting for surface milling.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Finishing	1	3	900	0.1	20	1	12

In the next sub-operation the workpiece is turned by 90°, to align the machined face against one of the jaws. The other side is supported by a cylinder. The cutter then creates two surfaces as shown in Figure 10.5. It is important to orient the part in such a way so the cutter is performing down cutting. Only one finishing cut is done on the upper surface. Subsequently there would be one roughing cut on lower surface leaving about 0.5 mm margin for finishing. Cutting data can be found in Table 10.5.

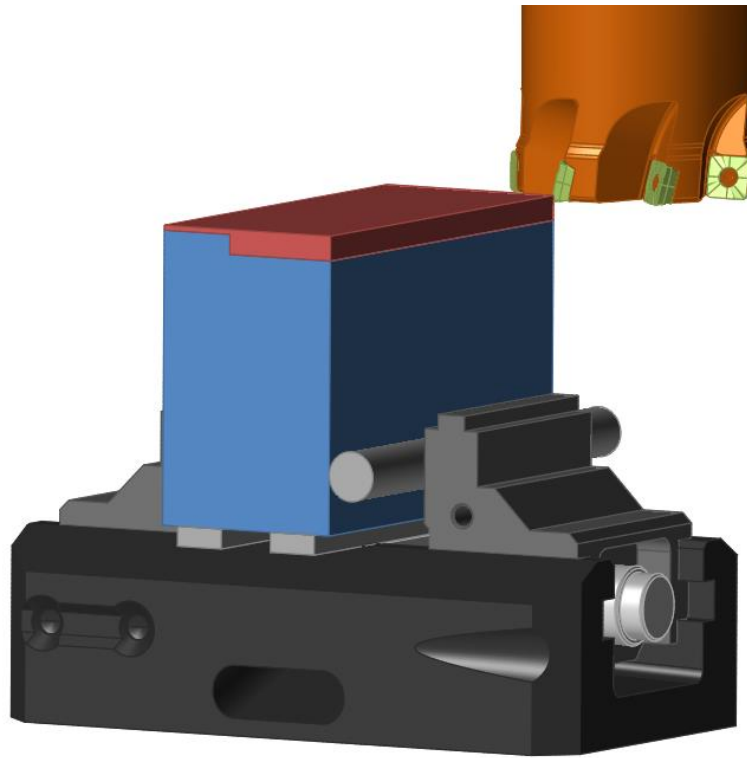


Figure 10.5: First shoulder milling.

Table 10.5: Cutting data for milling of the shoulder.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_c [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Finishing of the top surface	1	2	900	0.1	20	1	8
Roughing of the bottom surface	1	1	900	0.15	34.5	3.5	3
Finishing of the bottom surface	1	1	900	0.1	35	0.5	4

The same procedure is done on the other side, but this time desired dimensions are machined. For this it is necessary to perform two roughing and one finishing cut on the upper surface and one roughing and one finishing cut on the lower surface. Cutting data are summarised in Table 10.6.

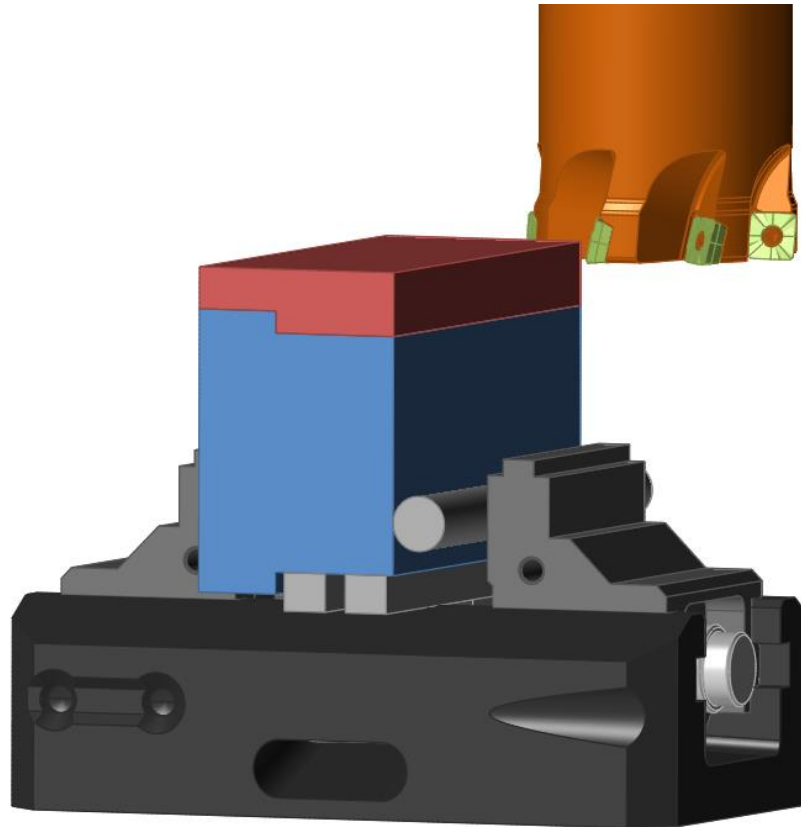


Figure 10.6: Second shoulder milling.

Table 10.6: Cutting data for second shoulder milling.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Roughing of the top surface	2	2	900	0.15	40	3.05	12
Finishing of the top surface	1	2	900	0.1	20	1	8
Roughing of the bottom surface	1	2	900	0.15	17.25	3.5	6
Finishing of the bottom surface	1	1	900	0.1	35	0.5	4

Next the bottom side of the insert is machined to desired dimensions, by two roughing cuts and one finishing cut. Cutting data are summarised in Table 10.7.

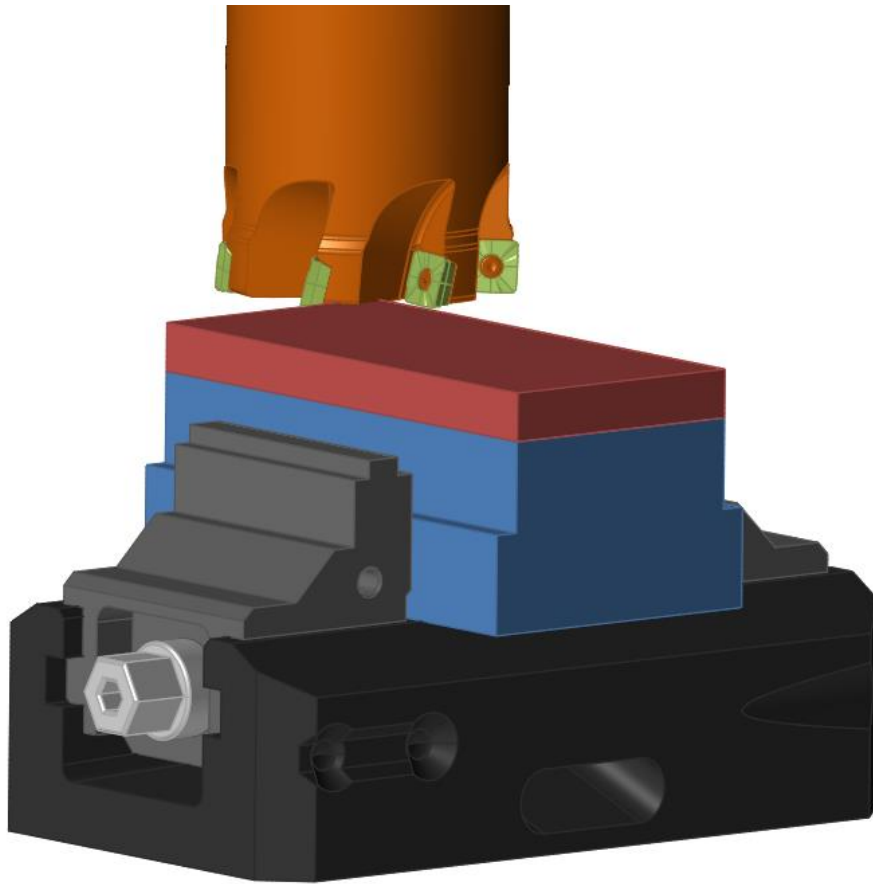


Figure 10.7: Surface milling of the bottom.

Table 10.7: Cutting data for the surface milling of the bottom.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Roughing	2	2	900	0.15	21.7	3.5	12
Finishing	1	2	900	0.1	21.7	1	8

It is necessary to machine the last two side surfaces to obtain the dimensions of the insert. The swivelling table will turn 90° to expose one side. The surface will be created by one roughing and one finishing cut. Once the machining is finished there the rotating table will turn 180° and expose the other side and the operation is repeated. Cutting data are summarised in Table 10.8.

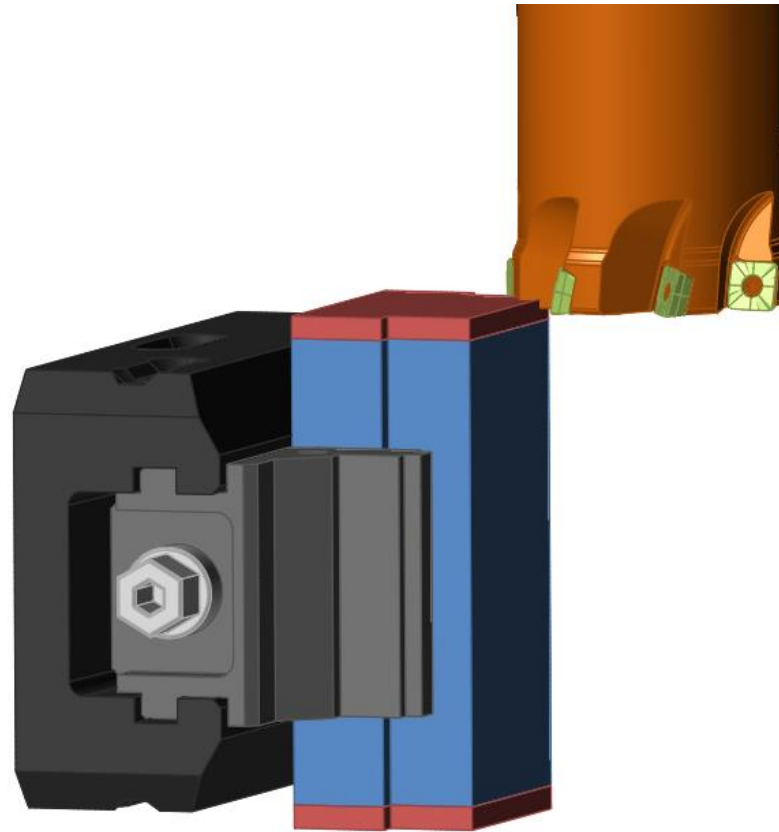


Figure 10.8: Surface milling of the side surfaces.

Table 10.8: Cutting data for surface milling of the side surfaces.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Roughing	1	1	900	0.15	30	4	2
Finishing	1	2	900	0.1	15	1	4

Next chamfers on the bottom of the insert were machined. Swivel table is set to 45° and subsequently the part is rotated 180° . The cutting conditions vary significantly during this operation due to change of depth of cut through one pass of the tool's tooth. Even though it would be possible to do only one finishing cut, it would be preferable to do one roughing cut to reduce the variation of the conditions for the finishing. Cutting data are summarised in Table 10.9.

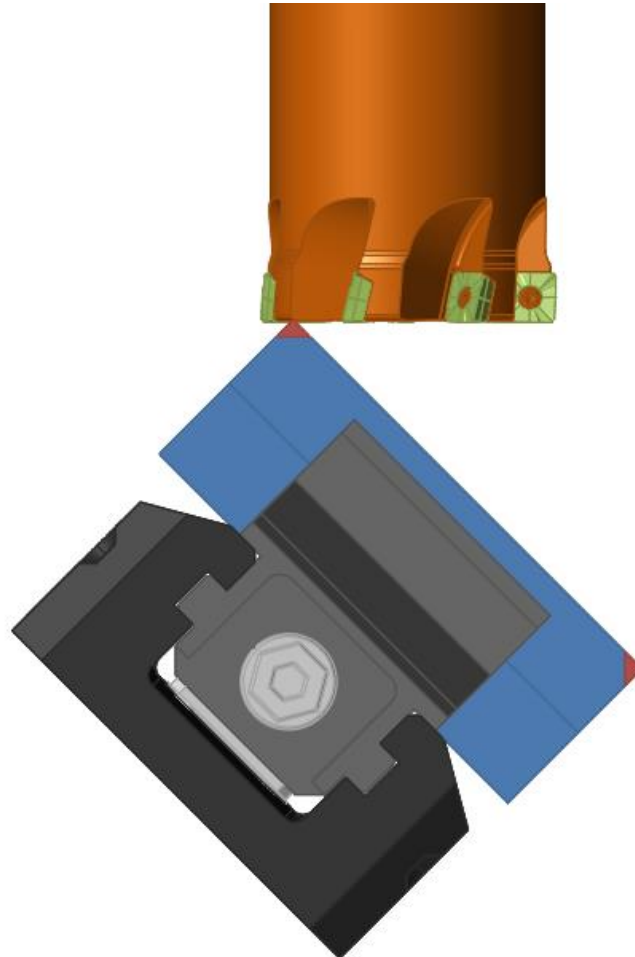


Figure 10.9: Chamfering.

Table 10.9: Cutting data for chamfering.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Roughing	1	1	900	0.15	4.5	1.8	1
Finishing	1	1	900	0.1	5.6	0.3	1

10.4.2 Bottom pockets

After the previous operation the part is unfastened from the vice to install precision parallel supports for following operations. The operator should be cautious while installing them, because, if not installed properly there might be a collision with the tool in later operation.

A new tool is employed. It is again a square shoulder mill with cutting inserts. R390-010A09L-07L, shown in Figure 10.10, equipped with 390R-070202E-NL H13A inserts by Sandvik was chosen. This one has 10 mm cutting diameter and 2 inserts. Such diameter was chosen mainly due to the size of radii in the bottom pocket. It is not advised to machine the radii by a mill with the identical size, due to sudden increase of radial engagement. In this case it is not considered as a showstopper, because the depth of cut is small and the productivity

The inserts were chosen according to manufacturer's recommendation regarding the machined material and also corner radius, which has to be in these bottom pockets as small as possible, not to restrain the connection of the insert and face skins of the panel. Therefore, inserts with 0.2 mm corner radius were chosen. As the tool itself does not have an HSK-A63 interface a dedicated tool holder is necessary. 930-HA06-S-10-080, shown in Figure 10.10, is recommended by Sandvik.

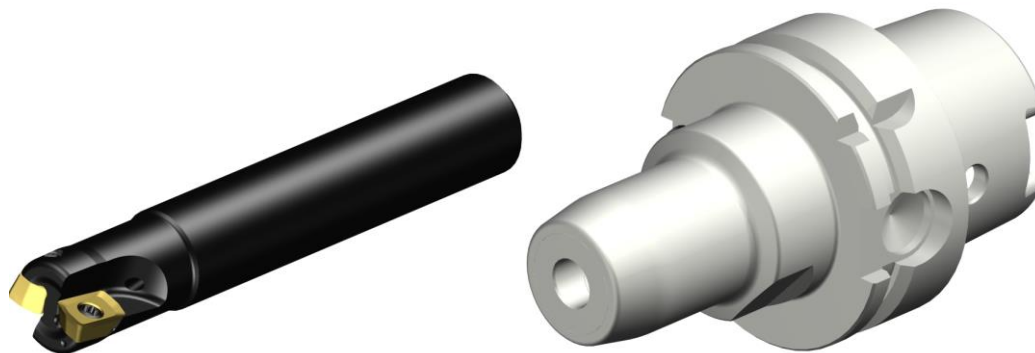


Figure 10.10: R390-010A09L-07L square shoulder milling cutter and 930-HA06-S-10-080 tool holder [41], [42].

The first operation is roughing of the top pocket. The whole pocket is machined in 3 stages to avoid difficulties during programming. It would be a simple 2.5 axis machining for each stage. As the pockets are open on both sides it is not necessary to employ any engagement strategy and the tool can simply enter the material at desired depth. The central pocket would be machined first, then two side pockets.

There is a 0.2 mm margin left on the side walls and also on the bottom surface of the central pocket as the finishing will be done in later operation by another tool, during machining of the small shoulder on the side. The side pockets are finished completely, i.e. both the bottom and the side walls.

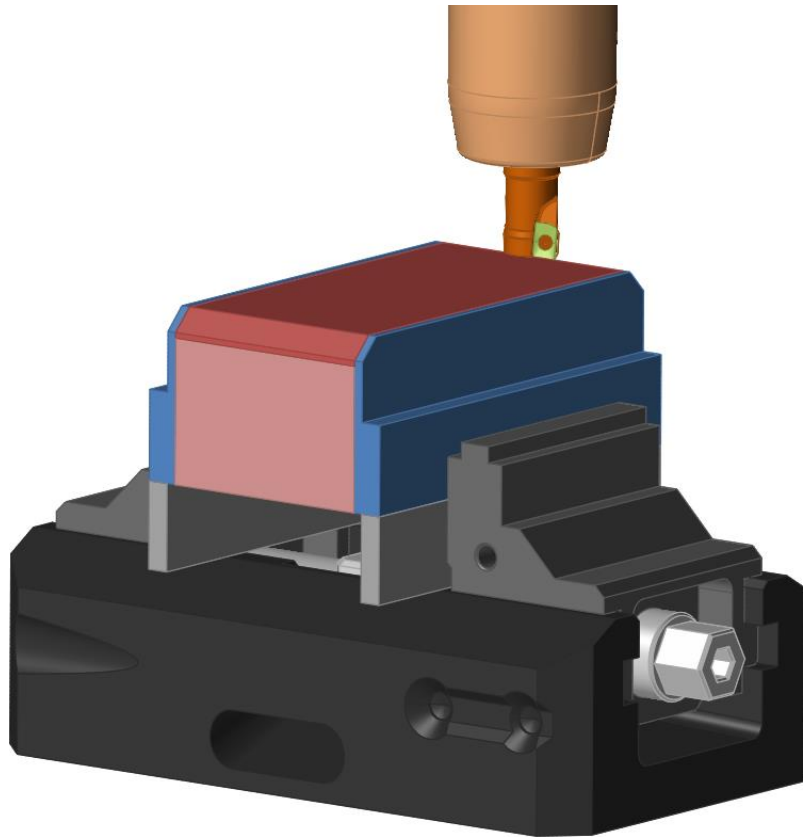


Figure 10.11: Upper pocket roughing, with distinction side pocket highlighted in pink.

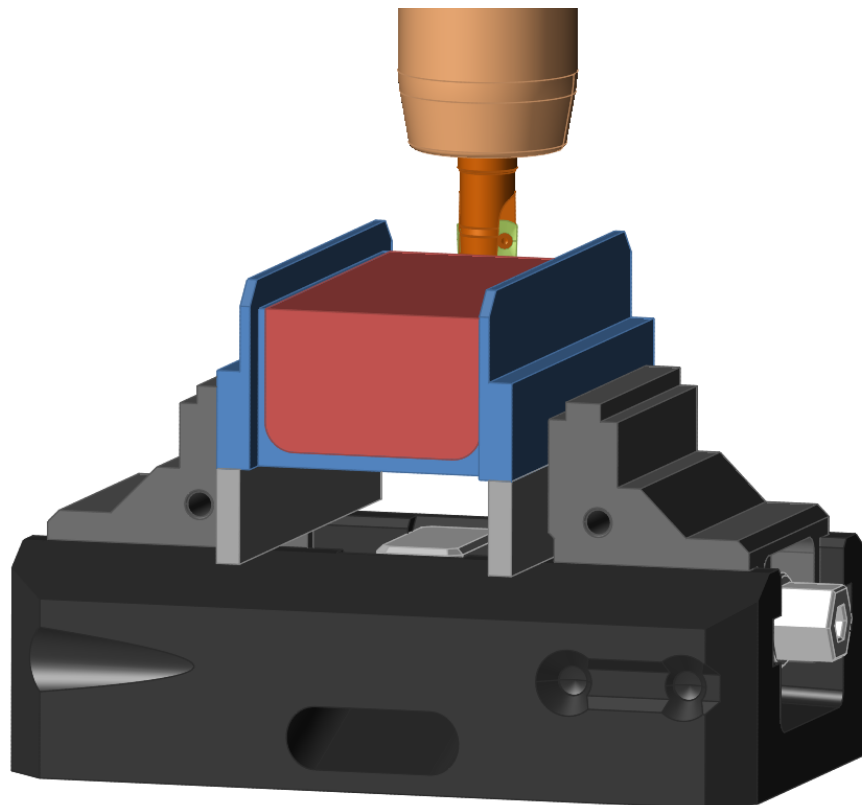


Figure 10.12: Rouging and finishing of the bottom pocket.

Then the bottom pocket is machined. The approach is broadly the same as for the upper pocket. Only in this case it is necessary to keep one side wall of the side pockets and respect the radii in corners. As the pockets are not very deep they can be finished without rouging.

Table 10.10: Cutting data for milling of the pockets.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Roughing of the top pocket	1	4	628	0.1	10	5	10
Roughing of the top side pockets	1	4	628	0.1	10	4.5	10
Finishing of the top side pockets	1	4	628	0.1	10	0.5	4
Finishing of the bottom pockets	1	4	628	0.1	First pass: 10 Next passes: 9.1	2	20

The chamfers inside the bottom pocket are machined by turning the workpiece by 45° and subsequently rotating by 180°. As there cannot be any radii on the side wall, it was not possible to employ a dedicated chamfering tool and the same square shoulder mill was used as in previous operation. They can be machined using roughly the same parameters as for the finishing of the bottom pockets.

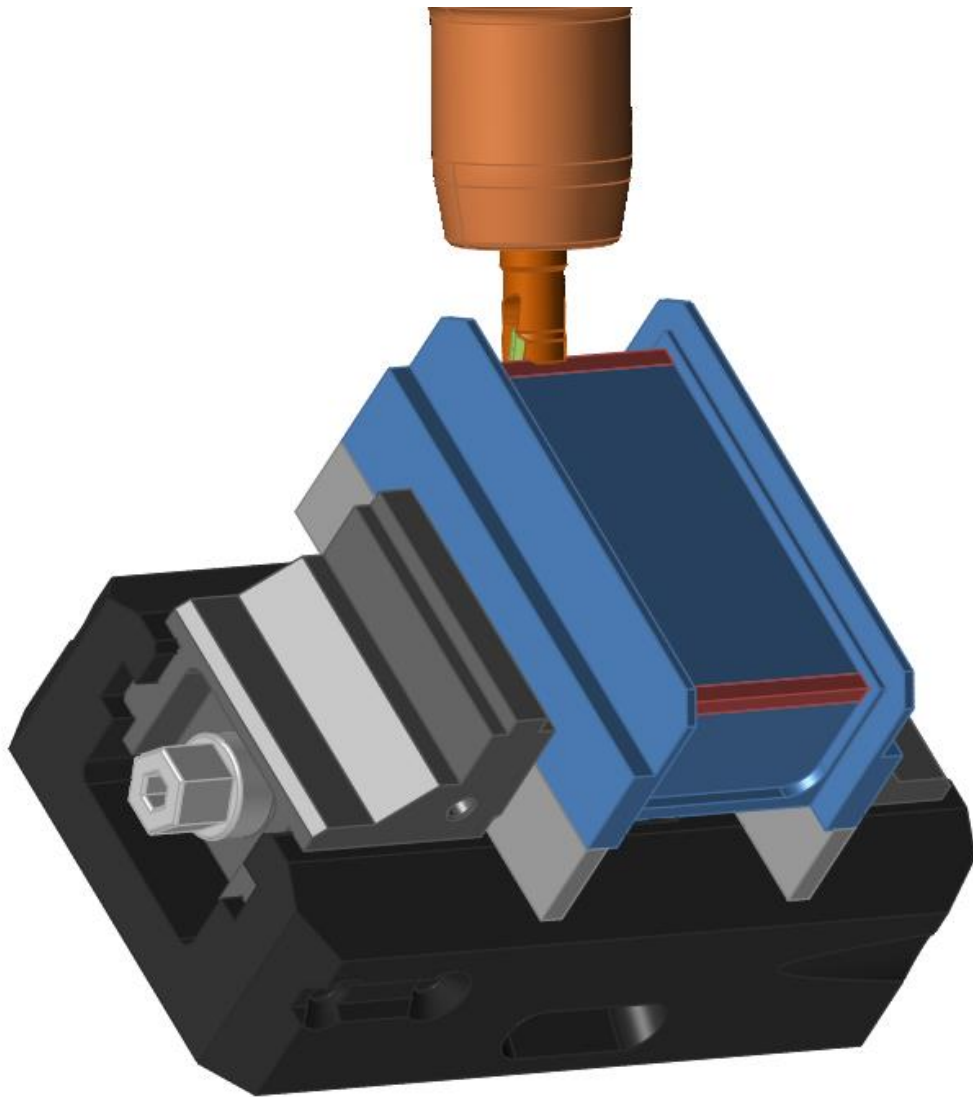


Figure 10.13: Chamfering.

The following operation was the roughing of the radii on the shoulders in the pocket. For this another tool is equipped. This time it is a disc mill R335.10-25063.3-02-5. It has 63 mm diameter and 5 cutting inserts. 150.10-2.5N-14 CP600 cutting inserts were chosen. They are adapted to machining of aluminium and it has the necessary corner radius. The tool is mounted in a tool holder HSKA63-EM25-110-L1. The whole assembly is provided by Seco Tools. This time the cutting data, Table 10.11, were obtained from Seco and it was necessary to consider the maximal rotational speed of the tool, i.e. 4000 RPM [37].



Figure 10.14: R335.10-25063.3-02-5 disc milling cutter [43].

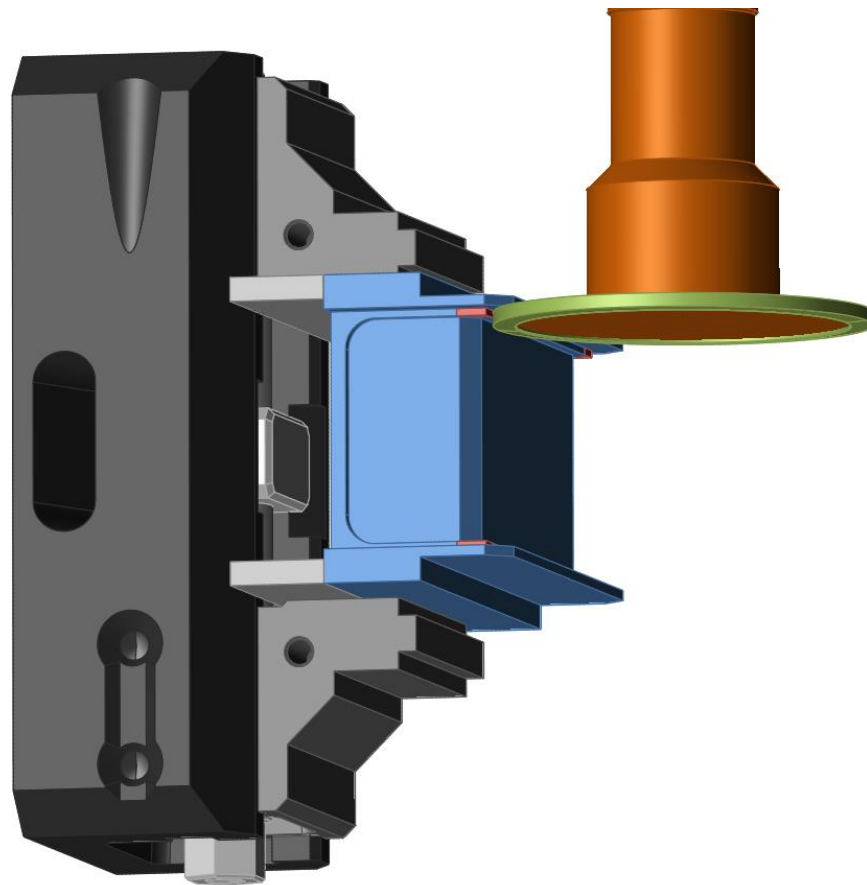


Figure 10.15: Radii roughing machining.

The next operation consists of finishing of the side walls mentioned during roughing of the upper pocket. The side wall is finished in one cut. During the same cut the top of the

shoulder is finished as well as radii. Additionally, there is a small shoulder created on the side wall. The cut is done on both side walls. The tool in Figure 10.16 is not shown according to its real orientation for better visualisation.

It should be noted, that this operation requires caution during engagement and disengagement of the tool, as there would be a risk of collision with the vice or the supports.

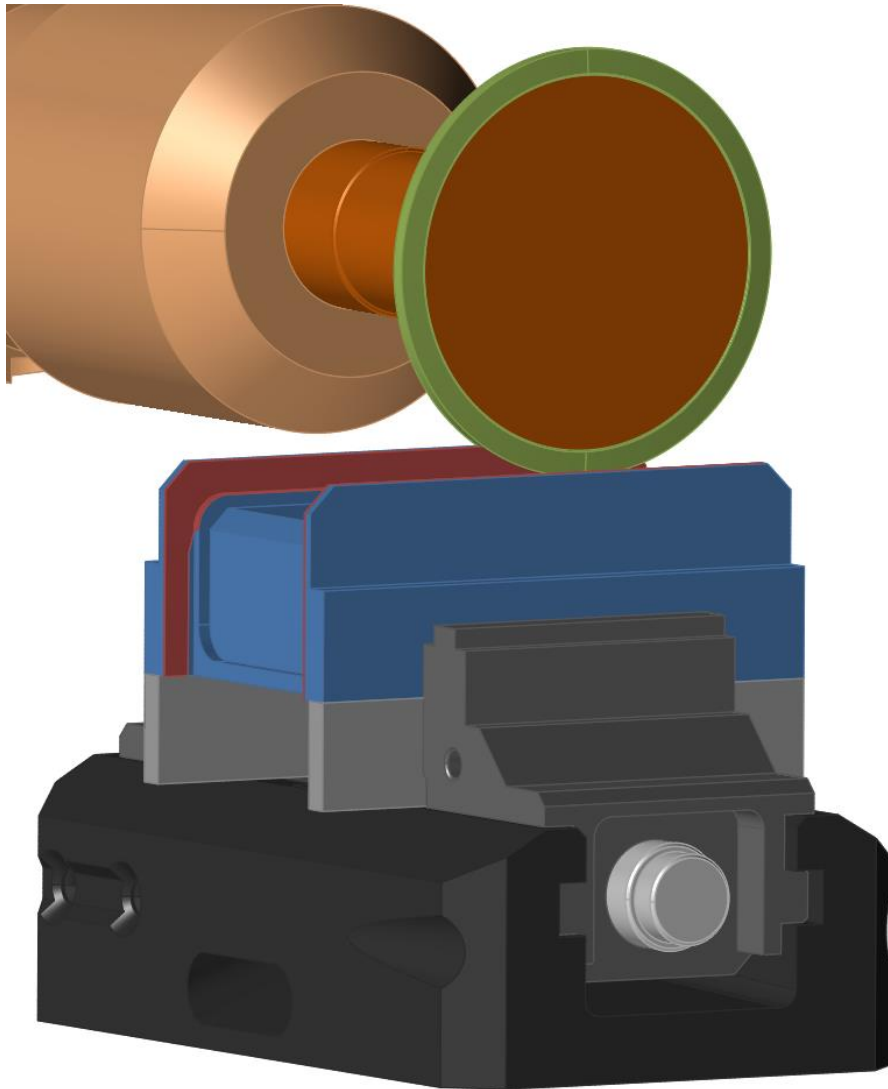


Figure 10.16: Side wall finishing.

Table 10.11: Cutting data for radii roughing and side wall finishing.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Radii roughing and side wall finishing	1	1	791	0.08	5	0.2	16

10.4.3 Core

In this phase the main functional structure is machined.

First the top surface and the central boss is prepared.

Simple surfacing operation is implemented. It might be beneficial to use a spiral strategy, due to central boss.

The tool is previously used 490-050HA06-08M.

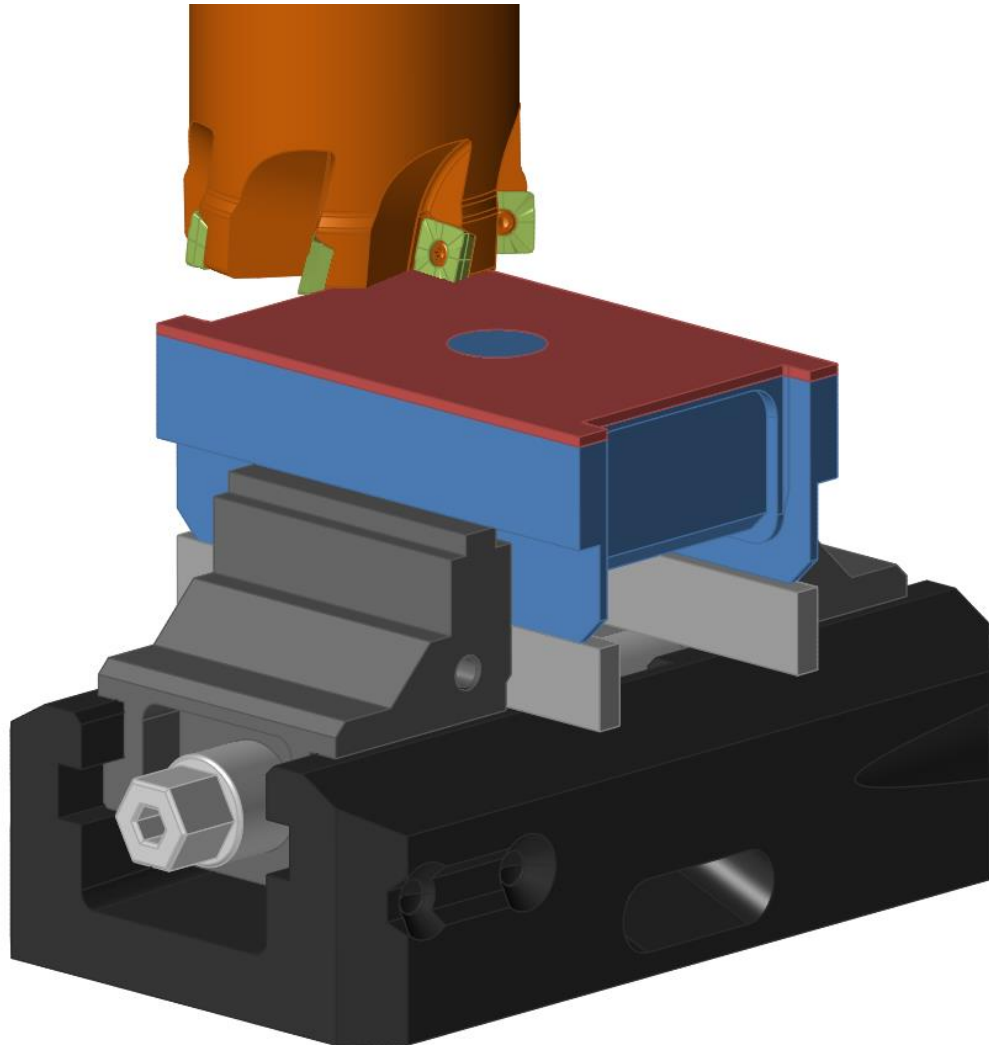


Figure 10.17: Surfacing of the top plane with the boss.

Table 10.12: Cutting data for finishing of the top plane with the boss.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_c [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Finishing	1	3	900	0.1	20	1.5	12

The main functional core is machined using 2S221-0400-030-NG H10F by Sandvik. It was chosen because it is a very narrow mill, 4 mm cutting diameter, with long reach, 32 mm. Therefore, it is able to machine the deep narrow pockets of the functional and central part.

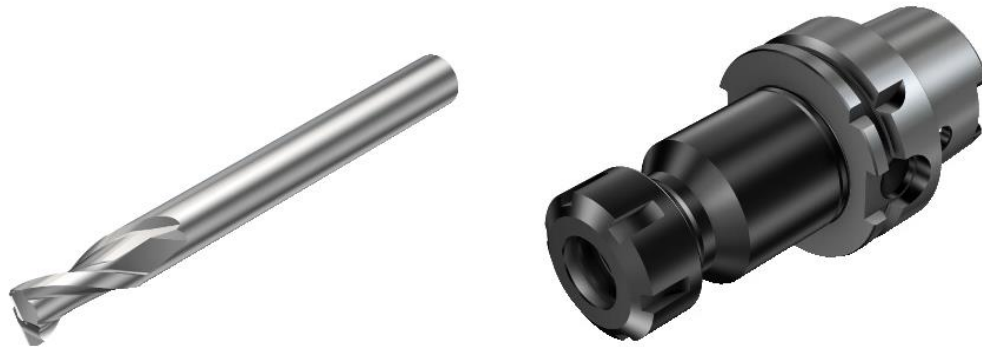


Figure 10.18: 2S221-0400-030-NG H10F carbide milling cutter and 392.41014-63 16 100 tool holder [44], [45].

The tool is connected to a tool holder 392.41014-63 16 100 via a collet 393.14-16 0400 both provided by Sandvik.

It is not optimal to machine the pocket in one finishing cut, but it is possible in this case due to moderate requirement of the final surface roughness.

The cutting conditions have to be considered carefully for this operation. There is a high risk of breaking of the tool if it is overloaded, due to its narrow diameter and large offset from the tool holder. Furthermore, this operation is done close to the end of manufacturing process, thus the loss caused by a failure of the tool would be significant. Additionally, the machine itself might suffer some damage from the broken tool, creating more problems.

There is also an issue with the cutting speed, which even at highest spindle speed (20 000 RPM), would be $251 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$. This is significantly lower, than is recommended for a carbide tool machining aluminium, i.e. about $900 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ for conventional milling.

Due to issues stated above the depth of cut would have to be small. The estimate is 1 to 2 mm.

The tool might be able to engage into the material without any ramp, but it would be preferable to implement some anyway.

If the walls of the inserts were thinner, it might be considered to machine these pockets via Z-level strategy, as it would provide additional support for the walls. But the machining time might increase. The pockets shall be machined one by one.

There should not be an issue tied to vibrations, because the cutting forces would be comparatively low due to small depths of cut.

Furthermore, there might be an issue with evacuation of the chips for the cutting area, especially during later cuts, which will be done in deeper pockets. The chips might pile up in the pocket and choke the tool. Therefore, it might be desirable to integrate into

the CNC program stops after several cuts to allow the operator to blow away the chips using compressed air.

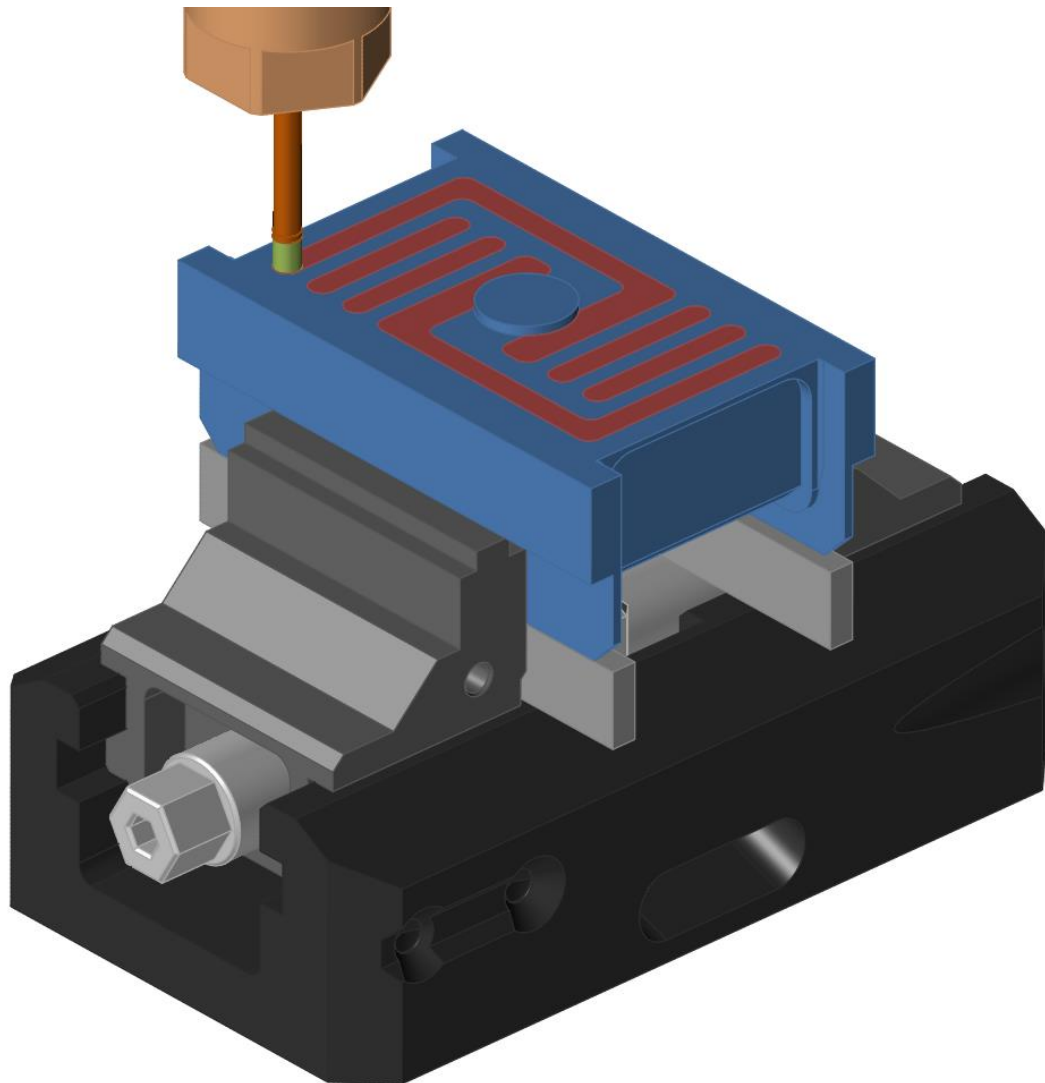


Figure 10.19: Core machining.

Table 10.13: Cutting data for the machining of the core.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Pocket milling	15	1	251	0.05	4	1	200

Additionally, there are pockets deepened by 3 mm on the sides to avoid undercuts, which would occur during machining of the bottom separating pocket.

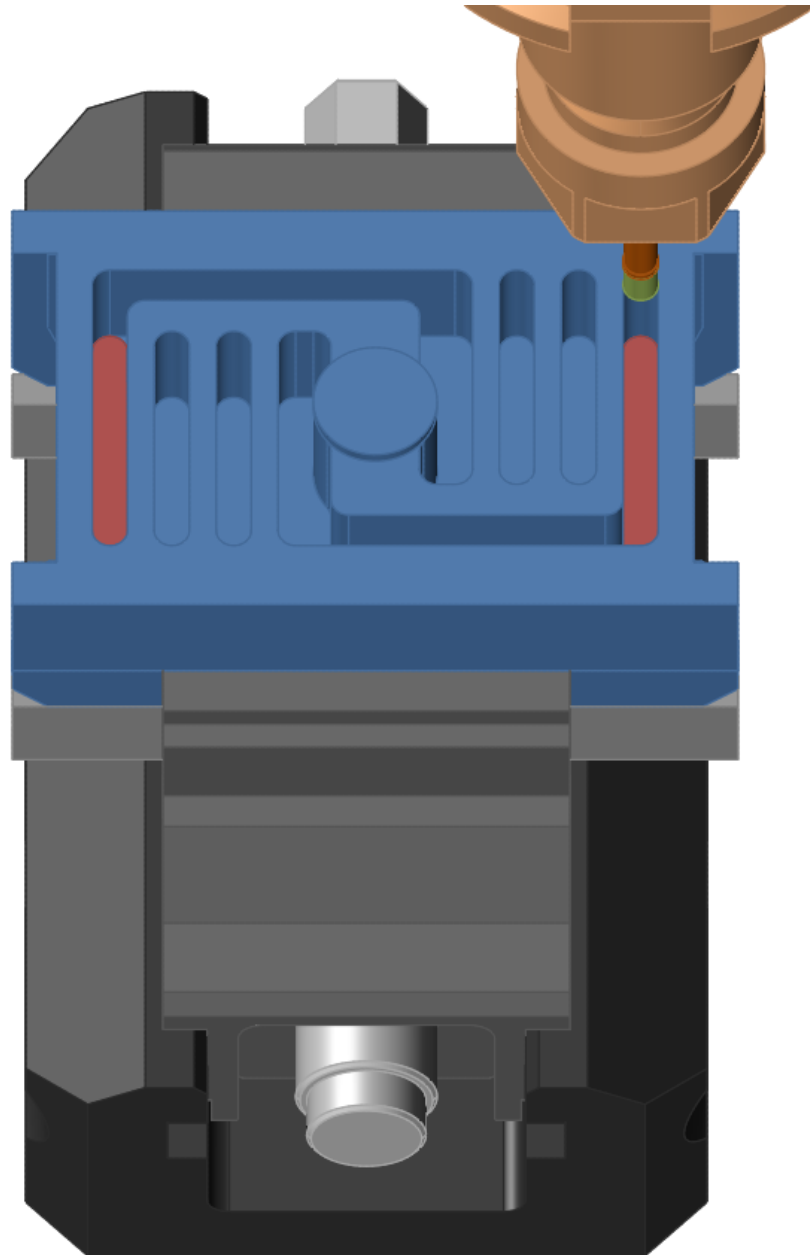


Figure 10.20: Deepening of the pockets.

Table 10.14: Cutting data for deepening of the pockets.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Pocket milling	3	1	251	0.05	4	1	50

The bore is machined through the thickness of the insert. The positioning of the bore is defined by a centre drill. Then the bore is machined to 5.5 mm diameter using 860.1-0550-017A1-NM H10F by Sandvik. 5.5 mm diameter hole is recommended for from tapping of M6 thread. This drilled was chosen, because according to the manufacturer it is capable of achieving H7 fitting tolerance without the need for additional boring operation.



Figure 10.21: 860.1-0550-017A1-NM H10F carbide drill [46].

The top of the bore is chamfered and then the thread M6-6H is created by form tapping, using T400-NM100DA-M6 B105 by Sandvik. To assure the necessary geometry of the formed thread it was necessary to assure precise dimension of the bore in previous operation.

Table 10.15: Cutting data for drilling.

Operation	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	Time [s]
Pocket milling	345	0.12	2

This is not a common technique in space applications. But it is not prohibited by any norm, therefore it should be possible to use it. It might require a qualification campaign to prove the suitability of the process.



Figure 10.22: Forming tap T400-NM100DA-M6 B105 [47].

All tools are mounted into HSK-A63 compatible tool holder via a collet similar to those used for milling of the core.

A common approach in the space industry is to cut the internal threads and to add a threaded insert like helicoil, or similar products, to reinforce the thread.



Figure 10.23: Helicoils [48].

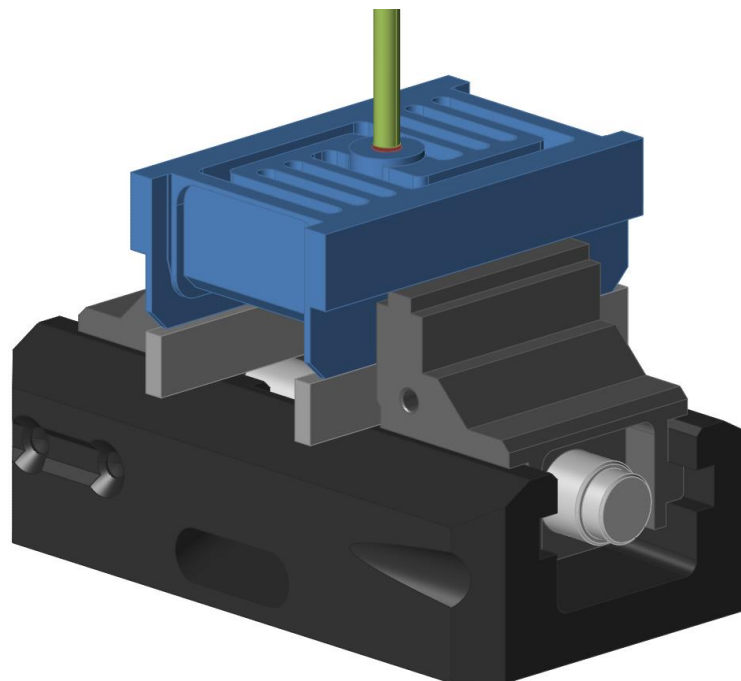


Figure 10.24: Drilling.

10.4.4 Bottom pocket and ribs

These are the finalising operations. First the ribs and their chamfers are machined. R390-010A09L-07L square shoulder milling cutter was used again in the same configuration as in case of the bottom pockets (chapter 10.4.2).

The workpiece has to be supported on the back side by a round stock, because the jaw would not have sufficient effect without it.

The side chamfers are cut first, then the pocket between the ribs.

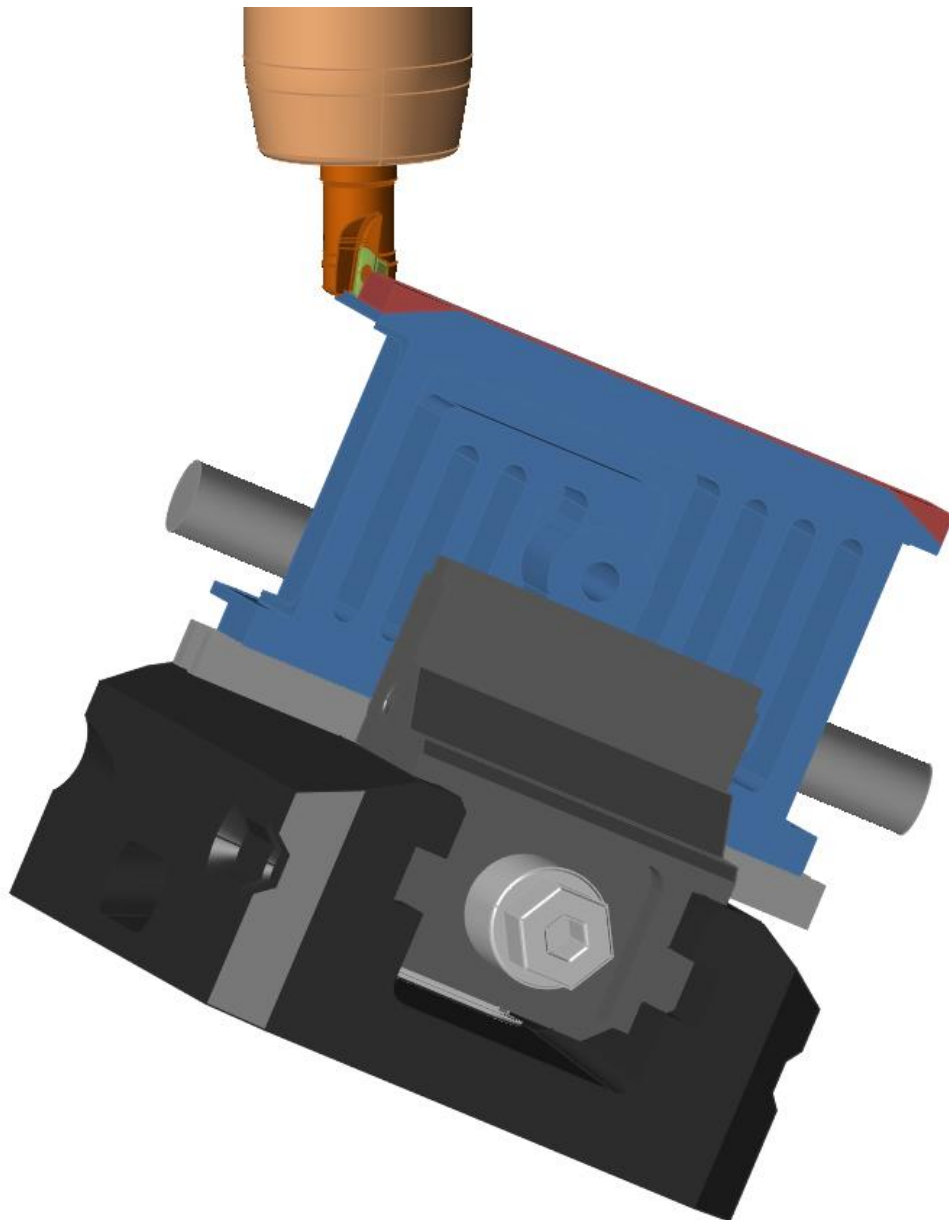


Figure 10.25: Rib chamfering.

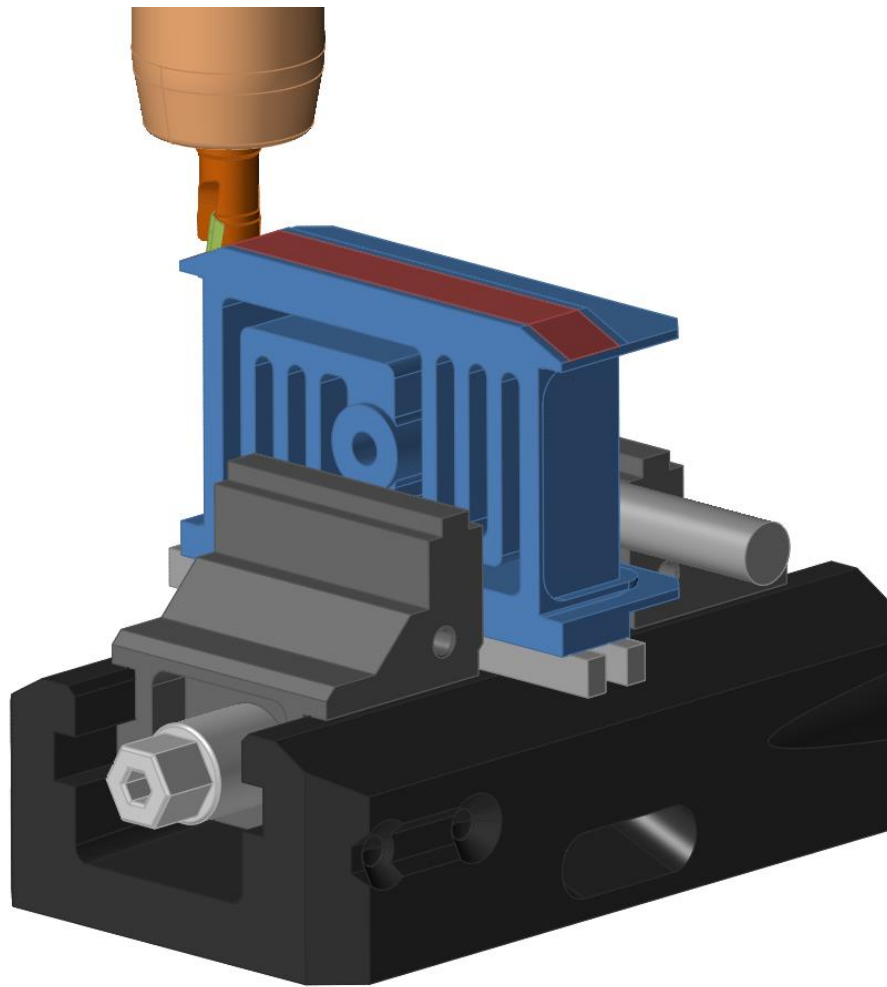


Figure 10.26: Rib pocket.

Table 10.16: Cutting data for side rib machining.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	vc [m·min ⁻¹]	fz [mm]	ae [mm]	ap [mm]	Time [s]
Chamfer roughing	2	2	628	0.15	4	2	6
Chamfer finishing	1	1	628	0.1	9.85	0.5	2
Rib pocket roughing	1	1	628	0.12	10	3.5	5
Rib pocket bottom finishing	1	1	628	0.1	10	0.5	5
Rib pocket wall finishing	1	1	628	0.07	0.5	4	7

Next the separating pocket is machined. A lot of attention has to be paid to cutting conditions of this operation. Once again it will be a deep narrow pocket as is the case of the core.

It would be desirable to manufacture the pocket earlier in the process, to avoid losses in case of a broken tool. But the material in the pocket serves as a support for machining of the functional part, therefore the operation is done at the end.

Tool chosen for this operation is 2S221-0600-030-NG H10F. It is a 6 mm diameter variant of the tool used for core. It was chosen for the same reason as the 4 mm variant for the core.

The tool is mounted into 392.41014-63 16 100 a tool holder via 393.14-16 0400 collet.

The pocket is milled in two parts, because the pocket would be otherwise too deep. In the first part one half is machined with 0.3 mm overlap added, to avoid any undercuts.

The pocket had to be finished by a 4 mm mill to create a 2 mm radii close to the functional part.

The same operations are done on the other side finishing the machining operations.

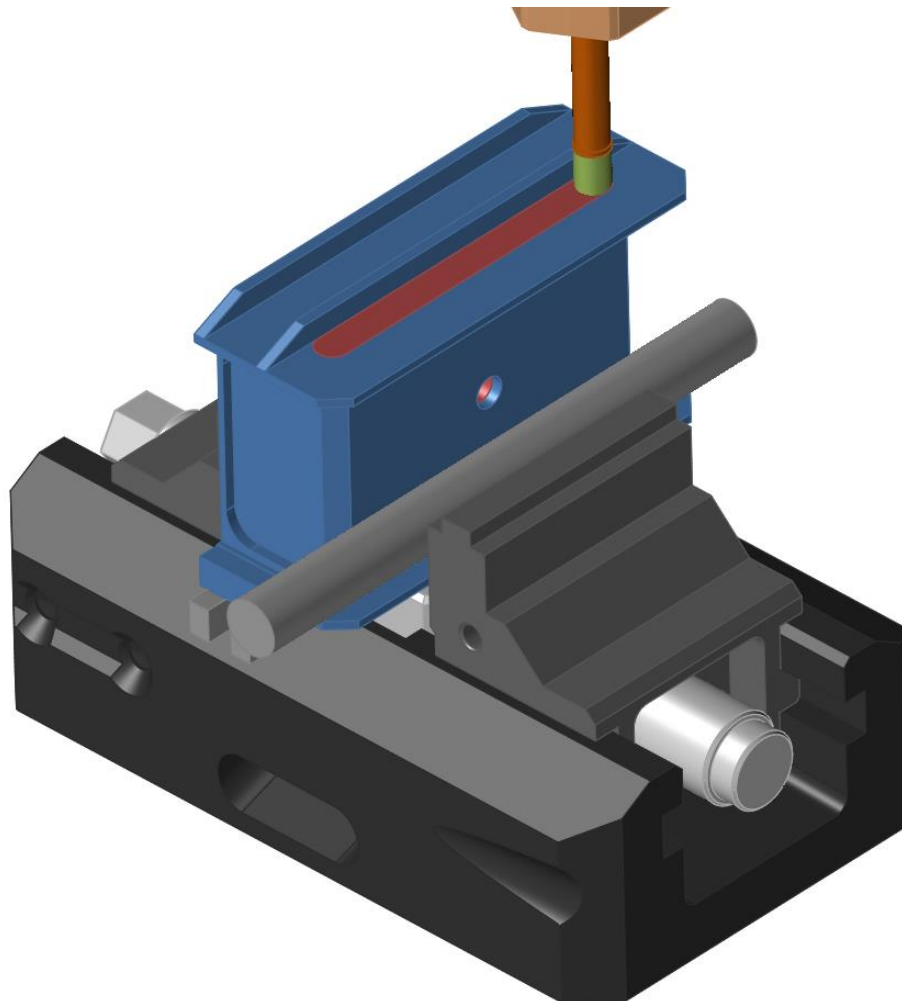


Figure 10.27: Separating pocket.

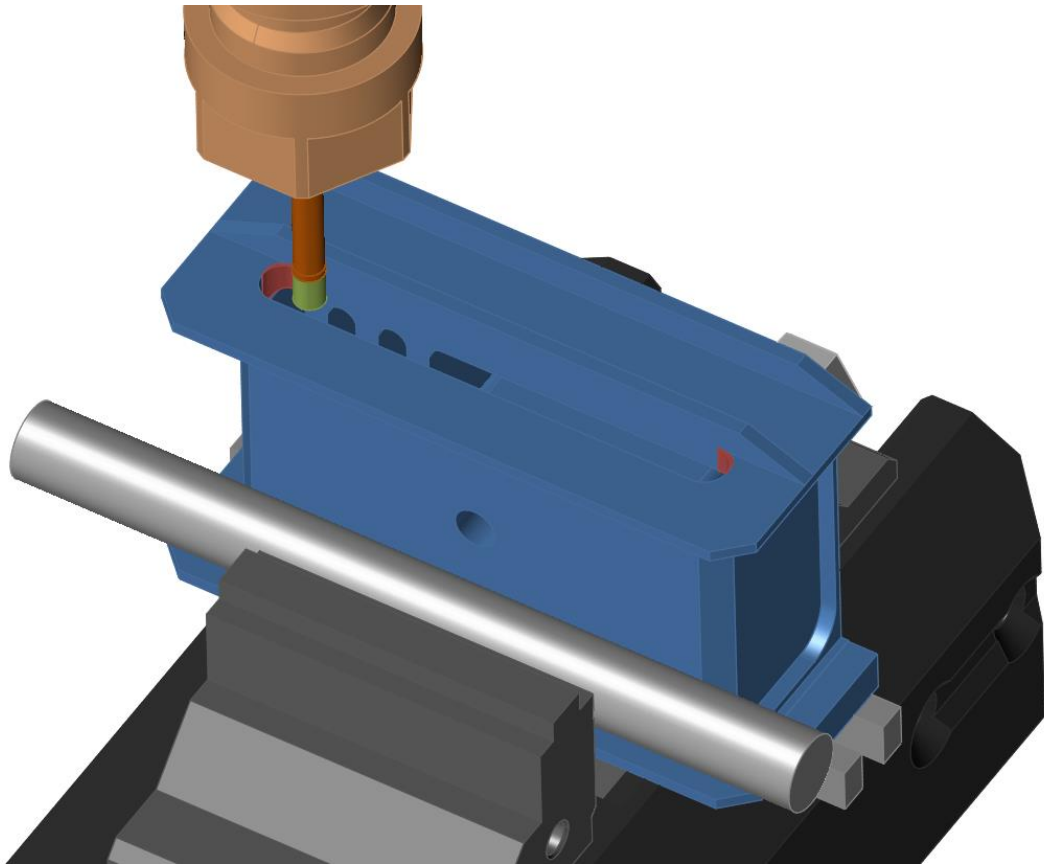


Figure 10.28: Finishing of corner radii.

Table 10.17: Cutting data for machining of the separating pocket and the corner radii.

Operation	Number of passes in axial direction	Number of passes in radial direction	v_c [m·min ⁻¹]	f_z [mm]	a_e [mm]	a_p [mm]	Time [s]
Pocket milling	28	1	251	0.06	6	1	60
Corner radii	3	1	251	0.05	1	2	10

10.5 Inspection

The inspection can be performed using standard callipers and micrometer screw gauge for a check of the dimensions. There are only two significant tolerances which have to be met. There is a requirement on the distance between the small shoulders with 0.1 mm tolerance and second there is the length of the core part, which has 0.15 mm tolerance.

The correct sizing of the internal thread shall be checked by a thread plug gauge.

10.6 Summary

The total cutting time was estimated to 580 s, i.e. close to 10 minutes. Please note that this value is:

- a very rough estimate,
- considering only the time when the tool is engaged in the material.

Therefore, to find the real machining time it would be necessary to add all the times, of the tool is moving between the cuts, changing of the tool and referencing after repositioning of the tool in the jig. Furthermore, if the whole production time would be calculated, the time spent by the operator for adjusting and fixing of the workpiece would have to be added as well.

The proposed machining procedure considers both constrains of the design and of the machining process. Although it is feasible, potential areas for improvement are identified and summarised below.

First, the procedure has 6 mounting positions, which require operator interactions and subsequently redoing the workpiece referencing. It would be desirable to reduce this number by optimising the clamping and also reordering of some operations. It would shorten the whole procedure and thus provide costs savings.

Second, the 50 mm mill used for roughing operations might be replaced by 10 mm mill used in pockets and for ribs. This would reduce costs of the tooling if it would not be possible to use the bigger mill for other projects.

10.7 Prototype manufacturing

Unfortunately, the proposal could not be put into operation, due to lack of manufacturing capacities. Therefore, the manufacturing of 4 prototype parts was assigned to external company in Brno.

They used a Hermle C250 5-axis machine and machining operations more optimised for 5-axis machine.

Their procedure used only 2 mounting positions after squaring of the stock. First, bottom pockets, side flanges, central bore and side ribs were machined. Central and right insert in Figure 10.29 are in the state after the first sequence operations. These operations left a margin for the second sequence machining operations, where the boss on the central part and the functional part were machined.

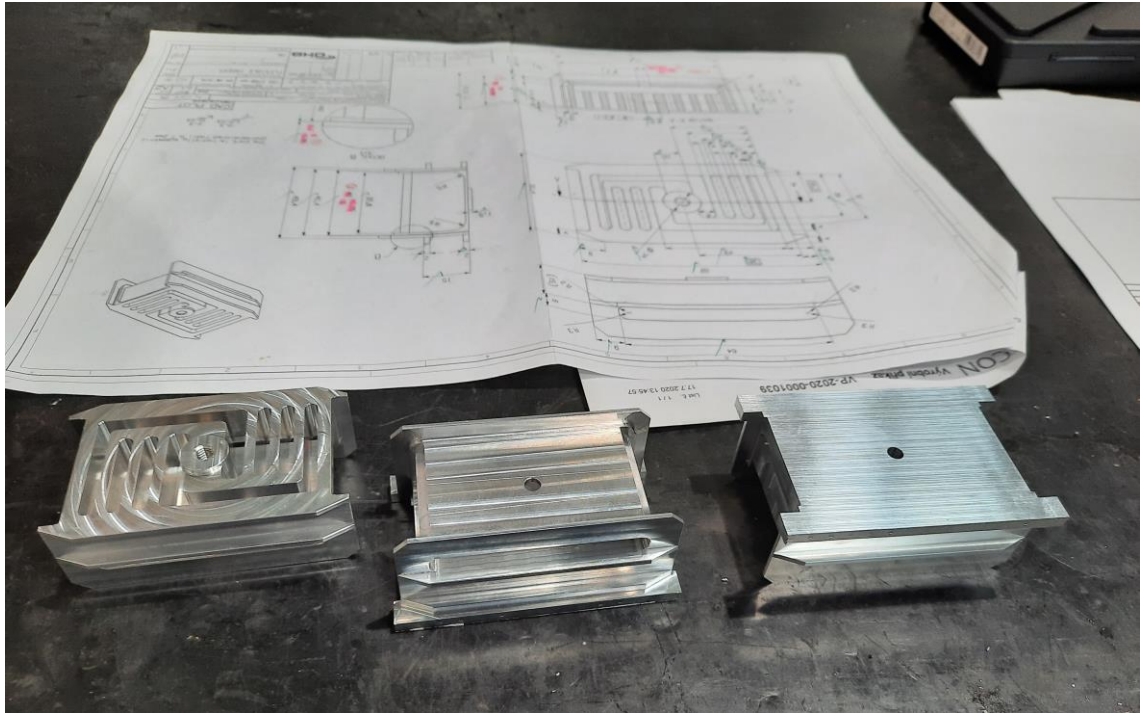


Figure 10.29: Finished insert (left) and inserts before second sequence of operations (centre and right)

There was a major issue with the supplied prototypes. There were noticeable black stains on the edges of the side ribs, as shown in Figure 10.30 and Figure 10.31. As these were not observed on freshly machined parts it had to be a result of surface treatment. The supplier claimed that because anodising of 7000 series aluminium is not recommended, the defects are not a fault of their process but a fault of the chosen material.



Figure 10.30: Defets on the ribs, right side.



Figure 10.31: Defects of the ribs, left side.

A research was conducted to assess these claims. ECSS [16] prohibits only use of black anodising. United States Military Standard [49] does not mention any unsuitable alloys and states even minimal anodised layer thickness for aluminium alloy 7075-T6. Alcoa material data sheet for 7075 alloy [50] considers its anodising response as good. A similar statement can be found in material data sheet provided by Gleich [51]. It rates the feasibility of the process on a scale from 1 to 6 where 1 designates "very good" and 6 designates "unsuitable". Decorative anodising is rated 6, but technical anodising has rating 3 and hard anodising has rating 2, therefore those should be feasible. Please note, that decorative anodising was not requested. Moreover, there are scientific studies [17] and [19] analysing properties of anodised layer of 7075 alloy and there were not any mentions about issues encountered while preparing the samples.

This issue was discussed independently with several design and material engineers. They brought up the fact that there are already parts in production made from 7000 series alloys, which are being anodised, and there are not any issues encountered with this process. Furthermore, according to their assessments the black stains were point rather to the fault in the anodising process, rather than a fault of the material choice.

Considering the research and the expert opinions presented above, it was concluded, that the defects are due to the anodising process of the supplier and not due to the choice of the material. Therefore, a complaint was filed.

As the defects were observed only on the side ribs, it was decided to use these parts for the tests anyway, because those defects should not interfere with static failure modes.

11 TESTING

The objective of the testing is to verify whether the part is compliant with the mechanical requirements which define the maximum allowable load, specified in Table 7.6 and Chapter 9.4.2 and 9.7.2. There will be 3 prototype parts tested.

The testing will be performed in cooperation with a research institute, which provides facilities, test machines and instrumentation.

11.1 Test definition

The tested insert is supported by a designated fixture, designed to be substantially stiffer and stronger than the tested part. The stiffness of the fixture is designed to be significantly higher than the stiffness of the insert, so displacement measured during the test are only caused by deformation of the insert. There will be some play between the part and the fixture, due to necessary clearances. The designed maximal longitudinal (z-axis direction in Figure 11.1) clearance between the bar and holes in the blocks is 26 μm (fit H8/h6) and between the rod and the insert there will be 20 μm . In lateral direction (y-axis direction in Figure 11.1) there is 10 μm clearance.

A unidirectional tensile/compressive force in z-axis direction will be applied into the central bore via a round bar. The load will be produced by a slow displacement of a traverse.

The test will have three stages. First, the design loads will be reached, both maximal force and displacement (Table 7.6 and Chapter 9.4.2). Understandably, these will not be reached simultaneously. The test will continue to reach maximal calculated load capability. If the insert survives these first two stages the final one is designed to find the limit load capacity, i.e. it will run until a total structural failure of the insert.

The test will be terminated if there is:

- total structural failure of the insert,
- contact of the functional part with the bracket.

There are pass criterions for first two stages defined:

Table 11.1: Test pass criterions.

Criterion	Comment
Force load	Force load is greater than or equal to the requirement.
Structural integrity	No cracks visible by eye are allowed.
Permanent plastic deformation	Permanent plastic deformation is not allowed, i.e. when the load is removed the part should return to its original state.
Fracture location	Failure shall occur in the functional part or in an adjacent area.

The objective of the third stage is to find maximal values, therefore there are no pass or fail criterions defined.

11.2 Test equipment

11.2.1 Machine

A machine chosen for this test is compressive stand commonly used for compression tests of ceramic materials, which has two plates with 136 mm diameter as interfaces.

11.2.2 Fixture

The fixture is adapted for test on a compressive stand. It was decided to use such machine, mainly due to simplification of the fixture design. Whether the machine produces a compressive or tensile longitudinal load (in Z-axis direction) is not important for the insert, because it behaves equally in both cases, thanks to its symmetric design.

The concept of the fixture is shown in Figure 11.1. There are two blocks in blue with an orange axle between. There are holes for the axle in the blocks to maximise the stiffness of the fixture. The block on the backside of the insert has a shoulder to represent a sandwich panel.

There were calculations done to assess whether the deflection of the axle would interfere with the results of the test. The axle was modelled as simple beam, with a condition of 0° bending angle at the edges. There was a uniformly distributed load introduced to one half of the beam, as it roughly represents the load to the central bore. The results showed that the stiffness of the axle would be more than 60 times higher than the stiffness of the insert, thus it was concluded, that the deformation of the axle would not interfere with the results.

The load is transferred from the supporting plate through the top of the insert via a small red block again representing a sandwich panel.

This test setup requires small changes to the insert. The thread in the central bore cannot be present. There has to be either a dedicated test specimen or it has to be drilled away. As there is enough material in the central part and it is not supposed to be loaded, such change of the structure was evaluated as acceptable.

Additionally, a larger hole or a small slot has to be prepared in the backplate to accommodate the relative movement of the axle. Backplate is necessary part for the assembly into the sandwich panel, not for overall structural function, therefore this change is again evaluated as acceptable.

Furthermore, it was necessary to verify whether this approach to the test is representative, because there would be no support from one side of the insert, where would be in normal operation the sandwich panel. ECSS [26] states that, in-plane loads are carried only by the face skins of the sandwich panel. As the insert is mounted into the panel with small clearance and it is not bonded directly to the face skins, it would load the face skins only in compression. The tension on the other side of the insert would have to be assured by the potting compound. But the potting transfers mainly out-of-plane loads to the core and does not interfere significantly for in-plane loads. Moreover epoxies used for potting, like Stycast 1090, have generally very low elastic modulus. Thus it was assumed, that a support on one side would be sufficient.

To confirm the assumption above a FEA was carried out simulating the test conditions by one rigid element representing the small block at the top and one rigid element representing the axle. The results showed a slight deformation on the unsupported

side, but it was considered as negligible for the final results and confirming previous assumptions.

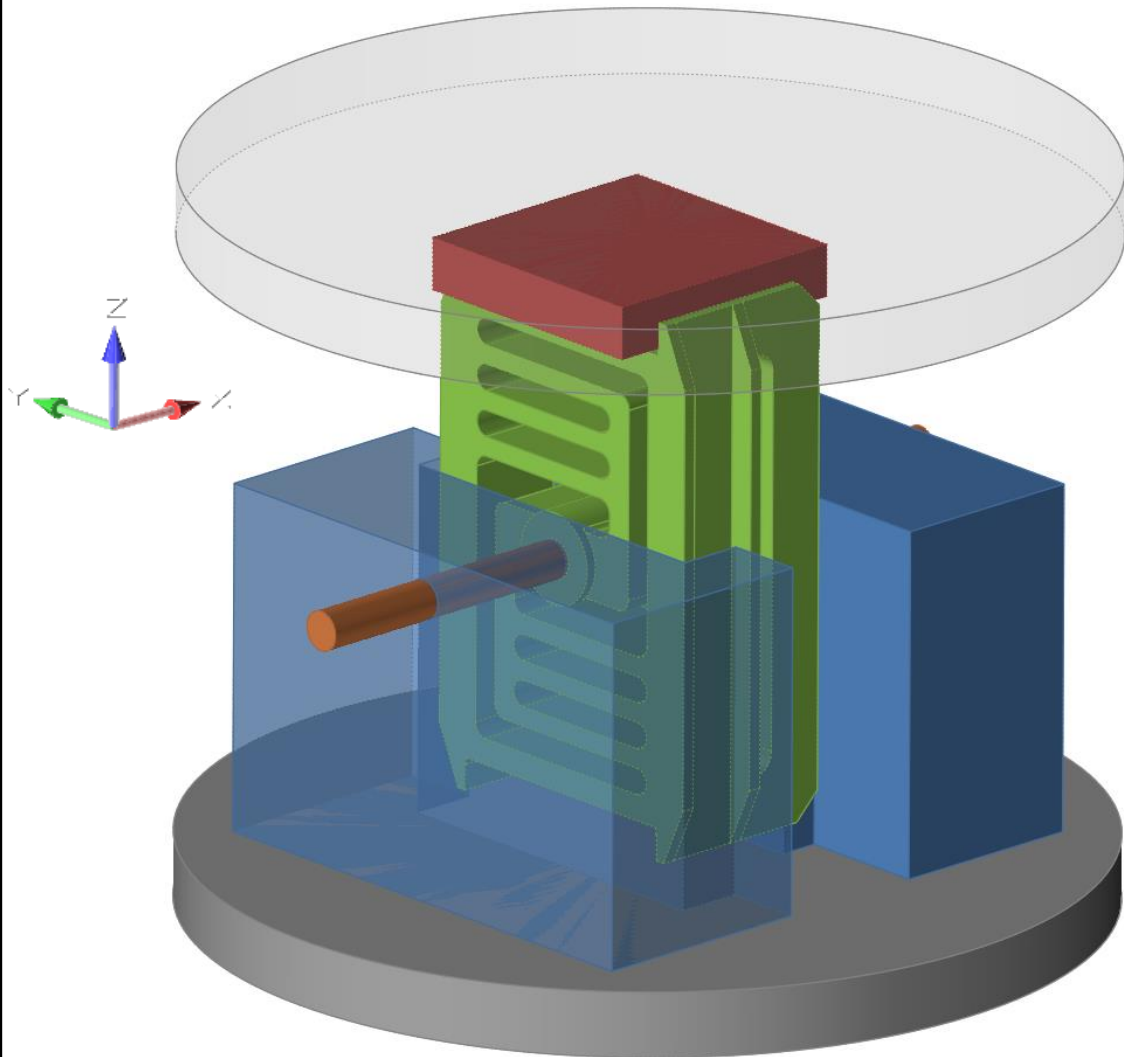


Figure 11.1: Test fixture, isometric view.

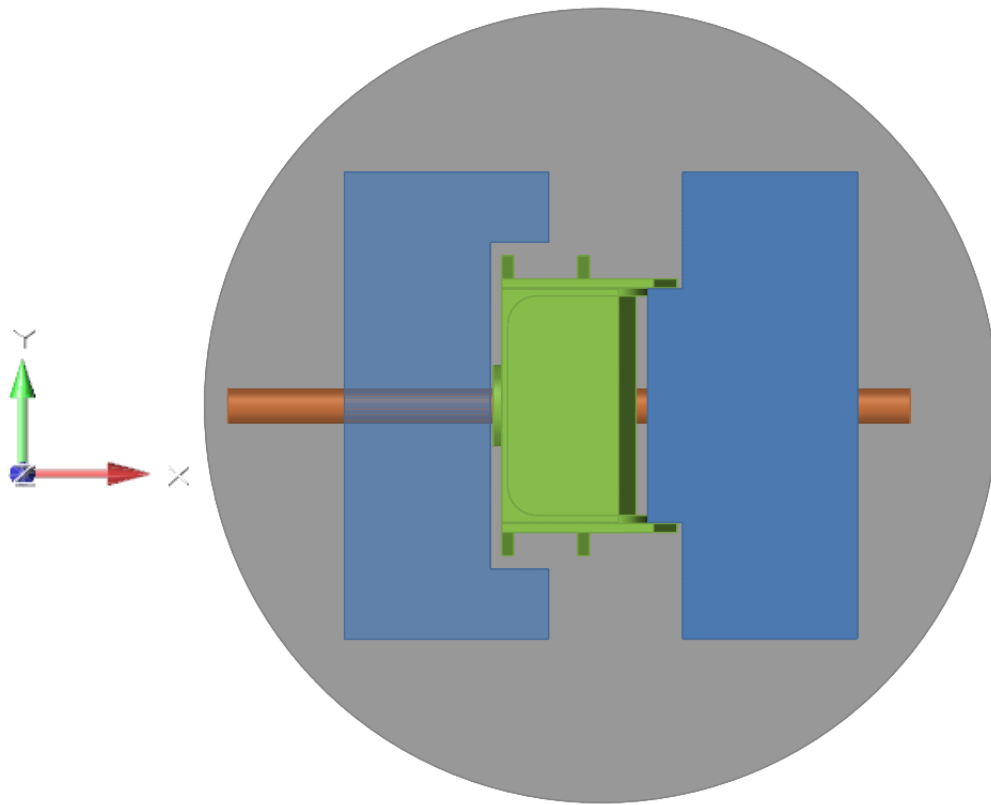


Figure 11.2: Test fixture, top view.

11.3 Results

By the time of submission of this thesis, intensive technical discussions were carried out with the test facility to ensure appropriate test setup and preparation. This is especially important regarding the limited number of samples to be tested.

11.4 FE model correlation

There is a plan for correlation of the FE model and test results. Using optical measurements on the exposed functional part, it would be possible to observe the deformation of the part during the test. With the displacement of the central bore known a deformation of the functional part will be observed. The results will then be compared with the deformation of the FE model with the same load.

A slight difference is expected due slight differences between the model and the test setup, especially in terms of boundary conditions, but no major deviation should be observed.

12 FUTURE DEVELOPMENT

The inserts, which were subject of this thesis, were developed to be directly applicable on a spacecraft structural sub-system. Nevertheless, during the development there were some interesting areas identified for potential future development.

12.1 Thinner panels

First design improvement would be to adapt the insert for thinner panels. The current design works with panels 40 mm thick.

There were two possibilities identified. First the insert can be simply scaled. The size would be reduced, while maintaining the size of the pockets and of the grooves. This approach would reduce its capacity to bear deformation stress induced by thermal expansion differences, because of the reduced length of beams in the functional part. Reducing the length of the beam significantly increases its stiffness and subsequently it increases the load applied to it, as discussed in chapter 6.2.3. But if the application does not require large deformation compliance it is definitely a viable solution.

Second option is to keep the core part unchanged and to move the flanges connecting to the panel. This way the capacity would remain unchanged. But the manufacturing would be slightly more complicated as it would be necessary to reinforce the offset flanges by additional ribs.

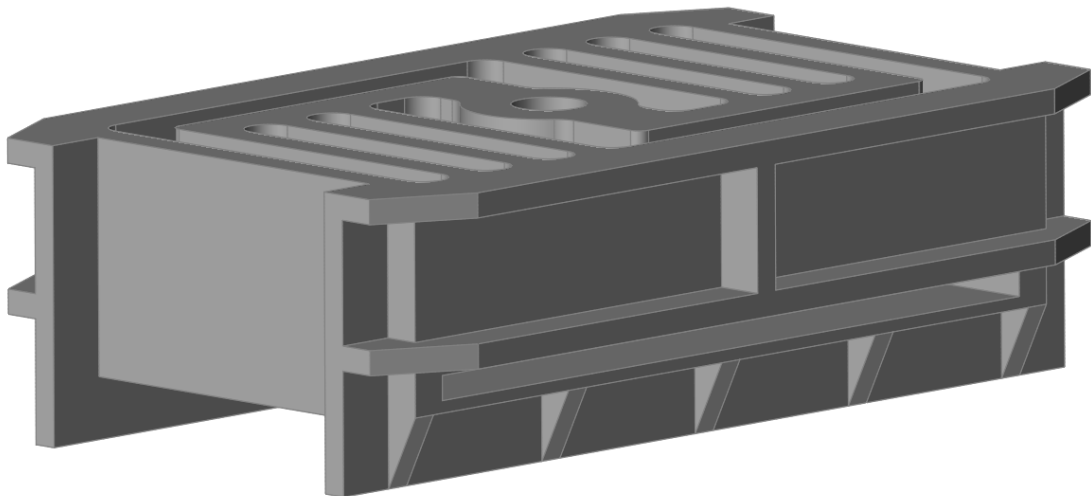


Figure 12.1: Concept with offset flanges.

12.2 Variable stiffness

The design was conceived with possibility to tailor the mechanical properties to a specific project. This would be done by varying the thickness of beams in functional part.

It would be desirable to investigate behaviour of the insert with 2 mm and 4 mm beams. The same analysis procedure, as for the current design, would be carried out. Based on the analysis it would be decided whether it is worth to push for manufacturing and testing of prototypes.

Having those two concepts examined would help to assess whether the intended properties tailoring is feasible.

12.3 Additive manufacturing

As for variety of other conventionally manufactured parts used in spacecraft engineering a major development opportunity is the implementation of additive manufacturing. The baseline of this thesis was to explore conventionally manufactured design. Further, it wasn't pursued due to difficult qualification procedure and high costs, but it can be considered for the future development.

Thanks to topological optimisation the mass of the insert might be significantly reduced. At the same time the mechanical properties might be tailored even more precisely with such an approach.

It will be necessary to assess whether the current design might serve as a rough starting point or if it would be better to start with a blank sheet.

Furthermore, this would open a possibility to use titanium alloy for the design, which offers the highest specific strength for metallic alloys. As was mentioned it was rejected for current design due to possible complications during machining. Using the additive manufacturing the need for milling of deep pockets would disappear and subsequently would the concerns for machinability. Using titanium alloy might help reduce further the mass, while increasing the overall load bearing capability.

12.4 Qualification

A full qualification process is being planned. This process will assess the compliance for introduction into practice. First the inserts will be mounted into a sandwich panel samples and fixed with the same procedure and potting compound as it would be in industrial practice. This will verify the feasibility of the potting process and its compliance with requirements it has to fulfil, e.g. correct filling of the volume between the core and the insert.

The panel assembly would be mounted into a tensile or compressive test bench where the panel would be fixed. The test campaign would evaluate the capacity of the assembly in in-plane and out of plane directions. This test will also verify the assumption that the insert would fail before the potting or the sandwich panel.

These tests would provide necessary data concerning main failure modes, maximal capacities and overall stiffness of the assembly.

13 DISCUSSION

The evaluation of the design requirements stated in Table 6.5 was carried out. A comment was provided for each requirement as well as the final status of compliance. Overall the requirements were fulfilled and the designed part is compliant with them. The final status of requirements which shall be verified by a test cannot be assessed at the time of the submission of this thesis. Therefore for RQ1 and RQ5 only the analysis verification was carried out. As the results of analyses were satisfactory, the status of those requirements is evaluated as compliant for this verification method. But as for the test verification the status is in evaluation and the final compliance status will be updated after the tests.

Table 13.1: Review of design requirements.

Requirement ID	Comment	Status
RQ1	All FEA results have positive MoS _y , i.e. yield strength is not exceeded. Test was not performed yet.	A - Compliant T - In evaluation
RQ2	Hole with M6 thread is present.	Compliant
RQ3	Design has bottom pocket for potting compound and there is a hole in backplate for injection of the potting compound	Compliant
RQ4	According to CAD model the mass is 105 grams. Prototype part was weighed with the same result.	Compliant
RQ5	FEA results show the stiffness in longitudinal direction $4.2 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, as shown in Table 9.3. Test was not performed yet.	A - Compliant T - In evaluation
RQ6	The distance between the flanges is designed for 40 mm sandwich panel.	Compliant
RQ7	Linear static analyses were performed, as discussed in chapter 7 and 9.	Compliant
RQ8	Margins are positive and summarised in Table 9.5 and Table 9.8.	Compliant
RQ9	Prototypes were manufactured using 5-axis milling.	Compliant
RQ10	The lateral displacement is 27 %.	Compliant
RQ11	Aluminium alloy 7075 with anodizing has sufficient resistance to environment conditions.	Compliant

Buy-to-fly ratio, i.e. ratio between the mass of the original bulk material and the final product, is in the case of the proposed insert is 5.76, which is significantly lower, than the current solution. Furthermore a benefit of the proposed design compared to the current solution is substitution of titanium for aluminium and subsequently significant cost reduction. Admittedly the cost reduction is not very significant for the whole satellite structure which can cost millions of euros. Nevertheless it is a welcome design feature.

14 CONCLUSION

This thesis focused on the development of a flexible insert for satellite applications. During the development several design options were investigated, with emphasis to feasibility of conventional manufacturing. An innovative solution was proposed. It reduces the number of parts constituting the mechanical joint compared to the conventional solution and at the same time it takes up less volume, which can be used by the payload or a thermal sub-system.

The ability of the design to withstand required load was investigated using FEM. The analyses carried out show all positive margins of safety for yield strength, therefore according to the analyses the part should not fail during its service. The operational margin of safety for launch is 0.58 and for orbit environment 0.25.

The maximal operating capacity was also calculated by FEM. The insert should withstand 2710 N and 0.658 mm displacement in longitudinal direction.

Compared to the current solution, the proposed flexible insert simplifies considerably the assembly process, by suppressing the need for additional parts of the mechanical joint. Reducing the number of part constituting the mechanical joint means reducing the number of parts which can fail. Furthermore, it has significantly lower buy-to-fly ratio, which is in case of the flexible insert 5.76.

A technological proposal was presented. It focused on feasibility and flexibility of the operations to account for eventual manufacturing on a 3-axis or 5-axis milling machine. The proposal was conceived with the use of 5-axis machine and the sequence of operations was conceived considering constrains imposed by the design.

To demonstrate, that the design is suited for conventional manufacturing, 4 prototype parts were machined at external supplier. The supplier managed to machine the parts according to the provided drawings and specifications. The required anodizing resulted in noticeable damage to the finished surface. It was concluded that this damage was caused by some error in the anodizing process.

Furthermore, there was a test process presented. The definition of the test, a machine which would be used and the necessary fixture is discussed. The preparations for the test were being finalised by the time of submission of this thesis and the test itself being planned for the nearest future.

15 REFERENCES

- [1] *ARIANE 5 User's Manual* [online]. 2016 [cit. 2020-02-26]. Available at: https://www.arianespace.com/wp-content/uploads/2011/07/Ariane5_Users-Manual_October2016.pdf
- [2] *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS): MMPDS-05*. Columbus, Ohio: Battelle Memorial Institute [distributor], 2010.
- [3] Honeycomb Sandwich Design Technology. In: *HexWeb* [online]. 2000 [cit. 2020-07-21]. Available at: <https://www.hexcel.com/Resources/Technology-Manuals>
- [4] WERTZ, James R. a Wiley J. LARSON, ed. *Space Mission Analysis and Design*. 3rd ed. New York: Springer, 1999. ISBN 987-1881883-10-4.
- [5] WIJKER, Jacob Job. *Spacecraft Structures* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008 [cit. 2020-07-13]. DOI: 10.1007/978-3-540-75553-1. ISBN 978-3-540-75552-4.
- [6] FORTESCUE, Peter W., John P. W. STARK a Graham SWINERD. *Spacecraft systems engineering*. 3rd ed. New York: Wiley, c2011. ISBN 9780470750124.
- [7] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-x.
- [8] PISACANE, Vincent L. *Fundamentals of Space Systems*. Oxford University Press, 2005. ISBN 9781628701692.
- [9] LEY, Wilfried, Klaus WITTMANN a Willi HALLMANN, ed. *Handbook of Space Technology*. UK: John Wiley & Sons, 2009. ISBN 978-0-470-69739-9
- [10] JAN, Holmgard. About Orbits. *Space for Science* [online]. [cit. 2020-08-28]. Available at: <https://spaceforscience.wordpress.com/2015/08/20/about-orbits/>.
- [11] RIEBEEK, Holli. Catalog of Earth Satellite Orbits. *NASA Earth Observatory* [online]. 2009 [cit. 2020-07-15]. Available at: <https://earthobservatory.nasa.gov/features/OrbitsCatalog>
- [12] *Falcon User's Guide* [online]. Space Exploration Technologies Corp. (Space X), 2020 [cit. 2020-07-17]. Available at: https://www.google.de/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjGtZHR39PqAhVPDOWKHWkiBrUQFjABegQIAhAB&url=https%3A%2F%2Fwww.spacex.com%2Fmedia%2Ffalcon_users_guide_042020.pdf&usg=AOvVaw3RqAyRbpkxo2BFnUwPe4GD
- [13] *Proton Mission Planner's Guide* [online]. Interantional Launch Solutions, July 2009 [cit. 2020-07-17]. Available at: <https://www.ilslaunch.com/launch-services/proton-mission-planners-guide/>
- [14] GOMERINGER, Roland, ed. *Mechanical and Metal Trades Handbook*. 4th ed. Haan: Verlag Europa-Lehrmittel, 2018. ISBN 978-3-8085-1915-8.
- [15] KAUFMAN, J. G. *Introduction to Aluminum Alloys and Tempers*. Materials Park: ASM International, 2000. ISBN 0-87170-689-X.
- [16] ECSS-Q-ST-70-71C. *Space product assurance: Materials, processes and their data selection*. 2nd issue. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2014.

- [17] P. B, Madakson, Malik I. A, Laminu S. K a Bashir I. G. *Effect of Anodization on the corrosion behavior of Aluminium Alloy in HCl acid and NaOH*. International Journal of Materials Engineering [online]. 2012, 2(4), 38-42 [cit. 2020-07-20]. DOI: 10.5923/j.ijme.20120204.02. ISSN 2166-5389. Available at: <http://article.sapub.org/10.5923.j.ijme.20120204.02.html>
- [18] NAWRATIL, W. *Anodizing (Guidelines for direct current method)* [online]. GLEICH Aluminiumwerk GmbH & Co., 29. 4. 2015 [cit. 2020-07-20]. Available at: <https://gleich.de/cz/znalost/ke-stazeni/>
- [19] MICHAILEDIS, Nikolaos, Fani STERGIOUDI, Antonios RAGKOUSIS a Georios MALIARIS. *Investigation of corrosion fatigue durability for a 7075 aluminum alloy subjected to blasting and anodizing* [online]. October 2014 [cit. 2020-07-20]. DOI: 10.13140/2.1.4439.5200. Available at: https://www.researchgate.net/publication/268577088_Investigation_of_corrosion_fatigue_durability_for_a_7075_aluminum_alloy_subjected_to_blasting_and_anodizing
- [20] ECSS-E-ST-32C. *Space engineering: Structural general requirements*. 2nd issue. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2008.
- [21] ECSS-E-ST-32-03C. *Space engineering: Structural finite element models*. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2008.
- [22] ZENKERT, Dan. *An Introduction to Sandwich Construction*. EMAS Publishing, 1995. ISBN 978-0947817770.
- [23] JONES, Robert M. *Mechanics of composite materials*. 2nd ed. New York: Taylor & Francis Group, 1999. ISBN 1-56032-712-X.
- [24] RANA, Sohail a Raul FANGUEIRO, ed. *Advanced Composite Materials for Aerospace Engineering*. Woodhead Publishing, 2016. ISBN 978-0-08-100939-0.
- [25] Connova. *Aerospace + Aviation* [online]. [cit. 2020-07-21]. Available at: <https://www.connova.com/en/references/aerospace-aviation/>
- [26] ECSS-E-HB-32-22A. *Space engineering: Insert design handbook*. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2011.
- [27] BATCHU, Surya. Stress Ebook LLC. *Solid Metal Versus Sandwich Panels* [online]. Feb. 2015 [cit. 2020-07-21]. Available at: <https://www.stressebook.com/solid-metal-versus-sandwich-panels/>
- [28] CAMPBELL, F. C. *Structural composite materials*. Materials Park, Ohio: ASM International, 2010. ISBN 978-1-61503-037-8.
- [29] Honeycomb Attributes and Properties. In: *HexWeb* [online]. [cit. 2020-07-21]. Available at: <https://www.hexcel.com/Resources/Technology-Manuals>
- [30] Biyu Tian. *Numerical simulation of elastic wave propagation in honeycomb core sandwich plates*. Other. Ecole Centrale Paris, 2012. English. NNT : 2012ECAP0033. tel-01064030 Available at: <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01064030>
- [31] Spacecraft Thermal Radiators. In: *Applied Aerospace Structures Corp*. [online]. [cit. 2020-07-21]. Available at: <https://www.aascworld.com/portfolio/thermal-radiator/>
- [32] THOMSEN, O.T. a W. RITS. Analysis and design of sandwich plates with inserts—a high-order sandwich plate theory approach. *Composites Part B*:

- Engineering* [online]. 1998, 29(6), 795-807 [cit. 2020-01-13]. DOI: 10.1016/S1359-8368(98)00019-5. ISSN 13598368. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359836898000195>
- [33] *Design Manual: Fasteners for Sandwich Structure*. In: Shur-Lok [online]. [cit. 2020-07-22]. Available at: <http://www.shur-lok.eu/>
- [34] HETZER, Chris. *HSK: The Critical Link in High-Speed Milling*. In: Moldmaking Technology [online]. 2003 [cit. 2020-07-23]. Available at: <https://www.moldmakingtechnology.com/articles/hsk-the-critical-link-in-high-speed-milling>
- [35] DMU 50 3. generace. *DMG MORI* [online]. [cit. 2020-07-23]. Available at: <https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/frezovani/petiose-frezovani/dmu/dmu-50>
- [36] *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/pages/default.aspx>
- [37] *Seco Tools* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.secotools.com/?language=de>
- [38] Catalogue 2019/20. *Lang Technik* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.lang-technik.de/en/download/katalog.html>
- [39] OMP40-2 optical transmission probe. *Renishaw* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.renishaw.com/en/omp40-2-optical-transmission-probe--7992>
- [40] 490-050HA06-08H. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/pages/productdetails.aspx?c=490-050HA06-08M>
- [41] R390-010A09L-07L. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=R390-010A09L-07L>
- [42] 930-HA06-S-10-080. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=930-HA06-S-10-080>
- [43] R335.10-25063.3-02-5. *SECO Tools* [online]. [cit. 2020-08-13]. Available at: https://www.secotools.com/article/p_75034462
- [44] 2S221-0400-030-NG H10F. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=2S221-0400-030-NG%20%2020H10F>
- [45] 392.41014-63 16 100. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-07-30]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=392.41014-63%2016%20100>
- [46] 860.1-0550-017A1-NM H10F. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-08-24]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=860.1-0550-017A1-NM%20H10F>
- [47] T400-NM100DA-M6 B105. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2020-08-24]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=T400-NM100DA-M6%20%2020%2020B105>

- [48] Threaded inserts for metals. *Bollhoff Helicoil* [online]. [cit. 2020-08-04]. Available at: <https://www.boellhoff.com/de-en/products-and-services/special-fasteners/thread-inserts-helicoil.php>
- [49] MIL-A-8625F: ANODIC COATINGS FOR ALUMINUM AND ALUMINUM ALLOYS. Revision F. United States Department of Defense, 1993.
- [50] Alloy 7075: Understanding Cold Finished Aluminum Alloys. In: *SPACEMATDB: Space Materials DataBase* [online]. [cit. 2020-08-18]. Available at: <http://www.spacematdb.com/spacemat/>. Alcoa Inc.
- [51] EN AW 7075. *Gleich Aluminium* [online]. [cit. 2020-08-18]. Available at: <https://gleich.de/cz/produkty/en-aw-7075-roundbar/>
- [52] TLUSTY, J. *Manufacturing Process and Equipment*. Prentice Hill, 1999, 928 s. ISBN 10-0201498650.
- [53] SHAW, Milton C. *Metal Cutting Principles*. 2nd edition. Oxford University Press, 2005. ISBN 9780195142068.
- [54] DIMITRI, Germain, Fromentin GUILLAUME, Poulachon GÉRARD a Stéphanie BISSEY-BRETON. From large-scale to micromachining: A review of force prediction models. *Journal of Manufacturing Processes* [online]. 2013 [cit. 2020-08-20]. DOI: 10.1016/j.mapro.2013.02.006. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1526612513000297>
- [55] FROMENTIN, Guillaume. Taraudage par deformation [course]. Cluny: ENSAM, October 2019
- [56] FROMENTIN, Guillaume, Gérard POULACHON a Alphonse MOISAN. An Experimental and Analytical Method for Investigating Plastic Flow in Form Tapping. *International Journal of Forming Processes* [online]. 2006, 9(4), 457-472 [cit. 2020-08-21]. DOI: 10.3166/ijfp.9.457-472. ISSN 12927775. Available at: <http://ijfp.revuesonline.com/article.jsp?articleId=9022>
- [57] FROMENTIN, G., G. POULACHON, A. MOISAN, B. JULIEN a J. GIESSLER. Precision and surface integrity of threads obtained by form tapping. *CIRP Annals* [online]. 2005, 54(1), 519-522 [cit. 2020-08-21]. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60159-0. ISSN 00078506. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607601590>
- [58] TLUSTY, J., S. SMITH a W.R. WINFOUGH. Techniques for the Use of Long Slender End Mills in High-speed Milling. *CIRP Annals* [online]. 1996, 45(1), 393-396 [cit. 2020-08-23]. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)63088-1. ISSN 00078506. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607630881>
- [59] ECSS-E-HB-32-26A. Space engineering: Spacecraft mechanical loads analysis handbook. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2013.
- [60] How to Interpret FEA Results? In: *Enterfea* [online]. [cit. 2020-08-24]. Available at: <https://enterfea.com/how-to-interpret-fea-results/>
- [61] RINGGAARD, Kasper, Yaser MOHAMMADI, Christian MERRILD, Ole BALLING a Keivan AHMADI. Optimization of material removal rate in milling of thin-walled structures using penalty cost function. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2019, 145 [cit. 2020-08-24]. DOI: 10.1016/j.ijmactools.2019.103430. ISSN 08906955. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695519302421>

- [62] PALIWAL, Vineet a N. Ramesh BABU. Prediction of Stability Lobe Diagrams in High-Speed Milling by Operational Modal Analysis. *Procedia Manufacturing* [online]. 2020, 48, 283-293 [cit. 2020-08-24]. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.05.049. ISSN 23519789. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2351978920315018>
- [63] QUINTANA, Guillem, Joaquim CIURANA a Daniel TEIXIDOR. A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2008, 48(15), 1637-1645 [cit. 2020-08-24]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2008.07.006. ISSN 08906955. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695508001296>
- [64] CoroPlus® Toolg Guide. Sandvik Coromant [online]. [cit. 2020-08-26]. Available at: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/toolguide.aspx>

16 LIST OF USED ABBREVIATIONS

Abbreviation	Description
1D	One dimensional
2D	Two dimensional
3D	Three dimensional
AIT	Assembly, Integration and Test
AIV	Assembly, Integration and Verification
CAD	Computer Aided Design
CFRP	Carbon Fibre Reinforced Polymer
CL	Centreline
CNC	Computer Numerical Control
DoF	Degree of Freedom
ECSS	European Cooperation for Space Standardization
FE	Finite Element
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Method
FF	Free-free
FoS_y	Factor of Safety for Yield
GEO	Geostationary Earth Orbit
HEO	High Earth Orbit
ID	Identifier
IR	Infrared
LEO	Low Earth Orbit
LSI	Large System Integrator
MEO	Medium Earth Orbit
MGSE	Mechanical Ground Support Equipment
MIL	United States Military Standard
MLI	Multilayer Insulation
MMPDS	Metallic Materials Properties Development and Standardization
MoS_y	Margin of Safety for Yield
RAD	Radiator
RPM	Revolutions per minute
SRB	Solid Rocket Booster
SW	Shear Web
TED	Thermo-elastic deformation
UG	Unitary gravitational

Abbreviation	Description
WEDM	Wire Electric Discharge Machining

17 LIST OF USED SYMBOLS

Symbol	Unit	Description
a	[m·s ⁻²]	Acceleration
a_e	[mm]	Radial engagement
a_p	[mm]	Depth of cut
b	[m]	Width of a beam
E	[Pa]	Young's Modulus
E_L	[Pa]	Young's Modulus in longitudinal direction
E_T	[Pa]	Young's Modulus in transverse direction
F_{AX}	[N]	Force acting in point A in x-axis direction
F_{AZ}	[N]	Force acting in point A in z-axis direction
F_{BZ}	[N]	Force acting in point B in z-axis direction
F_{insert}	[N]	Force per insert
F_{max}	[N]	Maximal force
F_{total}	[N]	Total force
f_z	[mm]	Feed per tooth
G	[Pa]	Shear Modulus
h	[m]	Height of a beam
k	[N·m ⁻¹]	Linear stiffness
K_{LD}	[-]	Local design factor
l	[m]	Length of a beam
L	[m]	Length
M	[N·m]	Moment
M_{AY}	[N·m]	Moment acting in point A in y-axis direction
M_{BY}	[N·m]	Moment acting in point B in y-axis direction
M_o	[N·m]	Bending moment
m_{RAD}	[kg]	Mass of the Radiator
n_{insert}	[-]	Number of inserts
u	[m]	Displacement
v_c	[m·min ⁻¹]	Cutting speed
W	[J]	Strain energy
α	[K ⁻¹]	Coefficient of Thermal Expansion
α_L	[K ⁻¹]	Coefficient of Thermal Expansion in longitudinal direction

Symbol	Unit	Description
α_{RAD}	$[\text{K}^{-1}]$	Coefficient of Thermal Expansion of Radiator
α_{SW}	$[\text{K}^{-1}]$	Coefficient of Thermal Expansion of Shear Web
α_{T}	$[\text{K}^{-1}]$	Coefficient of Thermal Expansion in transverse direction
ΔL	[m]	Expansion
ΔT	[K]	Temperature difference
μ	[-]	Poisson's ratio
ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	Density
σ_{max}	[Pa]	Maximal stress in a beam
σ_{V}	[Pa]	Calculated stress
σ_{Y}	[Pa]	Yield Strength
φ	[rad]	Bending angle

