



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NAPJATOSTNĚ DEFORMAČNÍ ANALÝZA PÁJENÉHO RÁMU SIDECAR

STRESS-STRAIN ANALYSIS OF THE BRAZED SIDECAR FRAME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Mrkva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Mrkva**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Napjatostně deformační analýza pájeného rámu sidecar

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Za účelem vývoje nového rámu závodního cestného sidecar je vhodné poznať koeficient bezpečnosti toho současného. Ten využíva metódu spájania prvkov rámu pomocou spájkovania. Je nutné vytvorit' MKP analýzu súčasného spájkovaného rámu a vhodne posúdiť jeho návrhovú bezpečnosť.

Cíle diplomové práce:

Rešerš hodnotenia bezpečnosti spájkovaných spojov.
Štrukturálna MKP analýza spájkovaného rámu sidecar.
Hodnotenie bezpečnosti spájkovaného rámu sidecar.

Seznam doporučené literatury:

MACKERLE, Jaroslav. Finite element analysis and simulation of adhesive bonding, soldering and brazing an addendum: a bibliography (1996–2002). Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering. 2002, 10(6), 637-671. ISSN 0965-0393. Dostupné z: doi:10.1088/0965-0393/10/6/304.

ANDREAZZA, Philipp, Andreas GERICKE a Knuth-Michael HENKEL. Investigations on arc brazing for galvanized heavy steel plates in steel and shipbuilding. Welding in the World. 2021, 65(6), 1199-1210. ISSN 0043-2288. Dostupné z: doi:10.1007/s40194-021-01087-2.

SCHRAM, Antonia, Rainer MASENDORF, Tim MEDHURST a Henning WICHE. Manufacturing and Fatigue Strength of Brazed, Locally Hardened Structures. Steel research international. 2008, 79(3), 219-224. ISSN 16113683. Dostupné z: doi:10.1002/srin.200806344.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá výpočtem bezpečnosti pájených spojů na rámu sidecar pomocí MKP simulací, přesněji napjatostně deformační analýzy. První část je zaměřena na popis metody pájení, druhá část obsahuje stručný popis sidecar a její historii. Ve třetí části práce je popsáno použití metody efektivního vrubového napětí na pájené spoje a tvorba modelu sidecar pro MKP analýzu. Čtvrtá část obsahuje postup tvorby modelu geometrie a MKP síť submodelu. Poslední část práce je popis a zhodnocení výsledků jednotlivých zátěžových stavů simulující reálné stavy, kterým se závodní sidecar vystavuje. Těmito stavy jsou brzdění předním kolem, brzdění bočním kolem, průjezd pravotočivou zatáčkou, průjezd levotočivou zatáčkou a přejezd nerovnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pájení, rám sidecaru, MKP, efektivní vrubové napětí, únavová bezpečnost, strukturální analýza, submodel

ABSTRACT

The thesis is about safety calculation of brazed sidecar frame using FEM simulations, more precisely stress-strain analysis. The first chapter is focused on the description of the brazing, the second chapter contains a brief description of the sidecar and its history. The third chapter of thesis is about the application of effective notch stress method to brazed joints and the creation of sidecar model for FEM analysis. The fourth chapter contains the procedure of creating model of geometry and FEM mesh of submodel. The last chapter of the thesis is a description and evaluation of the results of the different stress conditions, which are simulating real conditions that racing sidecar is being used in. These conditions are front wheel braking, side wheel braking, going through right turn, going through left turn and crossing unevenness.

KEYWORDS

Brazing, sidecar frame, FEM, effective notch stress, fatigue safety, structural analysis, submodel

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MRKVA, T. *Napjatostně deformační analýza pájeného rámu sidecar*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Jozef Dluhoš. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149382>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jozefa Dluhoše, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 4. května 2023

.....

Bc. Tomáš Mrkva

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce Ing. Jozefu Dlugošovi, Ph.D. za cenné rady předané během konzultací, které měly vždy skvělou atmosféru, a především za projevenou ochotu a vstřícnost. Mimo jiné bych chtěl také poděkovat mé rodině a blízkým přátelům za podporu v náročných a stresových situacích během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Pájení	12
1.1 Fyzikální princip	12
1.2 Proces pájení	14
1.2.1 Tok spojujícího materiálu	14
1.2.2 Vlastnosti základního kovu	14
1.2.3 Vlastnosti spojujícího materiálu	14
1.2.4 Teplota a doba pájení.....	15
1.2.5 Příprava povrchu	15
1.2.6 Umístění spoje	16
1.2.7 Návrh spoje.....	16
1.3 Technologie pájení.....	17
1.3.1 Pájení plamenem	17
1.3.2 Pájení v peci	18
1.3.3 Pájení namáčením.....	19
1.3.4 Odporové pájení	19
1.3.5 Indukční pájení	20
2 Sidecar	22
3 Analýza pájených spojů	23
3.1 Metodologie hodnocení	23
3.1.1 Metoda efektivního vrubového napětí.....	25
3.2 Model geometrie	27
3.3 Analýza zátěžových stavů.....	28
3.4 Globální analýza	28
3.4.1 Model geometrie.....	28
3.4.2 MKP síť	30
3.4.3 Model materiálu.....	32
3.4.4 Okrajové podmínky	32
4 Model spoje	34
4.1 Porovnání modelů geometrie	34
4.2 Porovnání MKP sítě.....	35
5 Vyhodnocení zátěžových stavů	36
5.1 Brzdění předním kolem	36
5.1.1 Submodel	37
5.2 Brzdění bočním kolem.....	40
5.2.1 Submodel – kritické místo 1	41
5.2.2 Submodel – kritické místo 2.....	43
5.2.3 Submodel – kritické místo 3	45
5.3 Průjezd pravotočivou zatáčkou.....	47
5.3.1 Submodel	48
5.4 Průjezd levotočivou zatáčkou	51
5.4.1 Submodel	52

5.5	Přejezd nerovnosti	54
5.5.1	Submodel	55
Závěr	57
Použité informační zdroje	59
Seznam použitých zkratk a symbolů	61

ÚVOD

Pájení je velmi stará metoda tvorby spojů, jejíž kořeny sahají tisíce let před náš letopočet, ale i přesto je v dnešní době velmi často používaná pro spojování dvou materiálů. Vzhledem k tomu, že lze použít stejné příslušenství jako při svařování, stává se z pájení poměrně nenáročný proces a lze se s ním setkat u velkého množství výrobků. Přes to, že výsledné spoje mají podobný tvar jako housenky vzniklé při svařování, tak zjišťování bezpečnosti pájených spojů je v současnosti málo probádaná oblast, kterou se tato práce zabývá.

Pro tuto práci byl využit rám závodní sidecar kategorie F2, který byl poskytnut v minulosti k projektu mezi VUT a kovoobráběcí firmou C.S.O., kde byl řešen návrh nového typu rámu. Tento rám byl tvořen s využitím spojování pomocí lisování, a proto je potřeba znát bezpečnost původního pájeného rámu v místě spojů, aby bylo možné vytvořit nový rám.

Bezpečnost lze zjišťovat vícero metodami, kterými jsou zkoušky na reálných součástech a testovacích vzorcích nebo simulacemi. Jelikož reálné zkoušky jsou finančně a časově velmi náročné, je v dnešní době snaha přesunout vše do digitální podoby ve formě simulací, ke kterým jsou potřeba pouze znalosti v oblasti mechaniky těles a výkonný hardware. Proto i zde bude tato problematika řešena právě použitím MKP simulací, kde bude provedena napjatostně deformační analýza a následně vypočten počet cyklů do lomu pájených spojů.

1 PÁJENÍ

Pájení patří mezi metody tvorby pevných spojů. Princip spočívá ve spojování dvou součástí pomocí spojovacího materiálu, jehož teplota tavení závisí na typu pájení. Pro tvrdé pájení je teplota vyšší než 450 °C, naopak pro měkké je do 450 °C, a zároveň je menší než teplota tavení spojovaných součástí. [1]

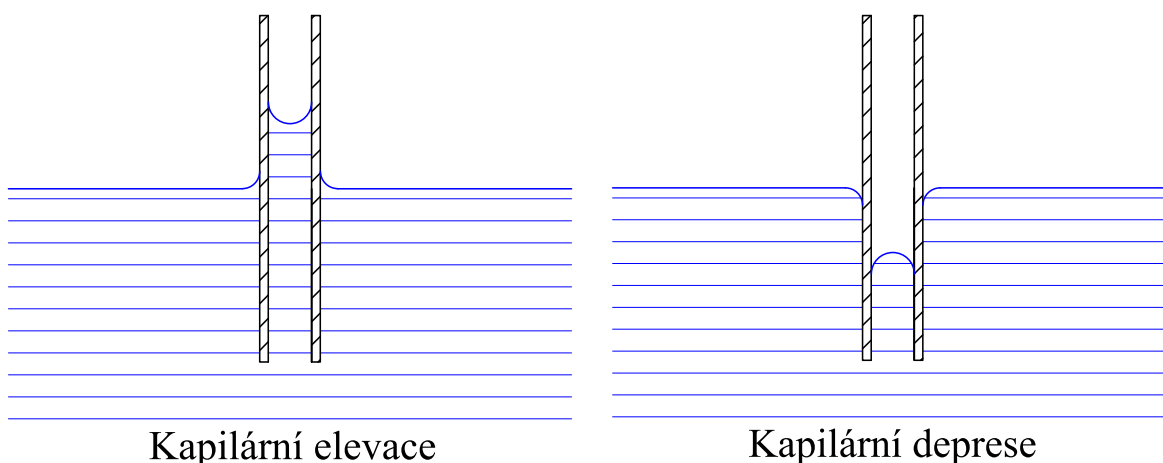
Historie této spojovací metody začíná už 3200 let před naším letopočtem, kdy se našly první jednoduché známky na primitivních nástrojích. Během 20. století se začalo rozšiřovat její využití do více odvětví a zdokonalovat samotná technologie pájení. Dnes na základě požadovaných vlastností výsledného spoje je volen typ spojovacího materiálu, tavidlo, atmosféra a podle toho samotný způsob zhotovení spoje. [2]

K rozšíření pájení pomohl fakt, že nabízí spoustu výhod, mezi které lze řadit: jednoduchost tvorby spojů, možnost spojení i nekovových materiálů, zachování potřebných metalurgických vlastností, možnost spojení materiálů o různé šířce a ekonomickou stránku technologie.

Pájení je oproti svařování méně invazivní, to znamená, že dochází k menšímu tepelnému namáhání. Tím pádem vzniká menší deformace a v závislosti na tom i menší vnitřní a zbytkové napětí. Díky tomu tento proces není tak závislý na schopnostech operátora, což lze využít k automatizaci a tvorbě více spojů během jednoho tepelného cyklu.

1.1 FYZIKÁLNÍ PRINCIP

Kapilarita je nejdůležitější vlastnost, zajišťující kvalitní pájený spoj. Tato vlastnost umožňuje proudění tekutiny v úzkých prostorech bez působení vnějších sil neboli kapilární elevaci, tím dosáhneme vyplnění jakýchkoli mezer viz obr. 1, které mohly vzniknout při vzniku spoje. Díky tomu zůstane spoj pevný a ochranná atmosféra nepoškozená. Opak kapilární elevace je kapilární deprese, která je nežádáný jev. Mimo kapilaritu jsou také důležité dynamické aspekty a to tekutost, viskozita, tlak vodní páry, gravitace a vzájemná reakce mezi spojovacím a spojovanými materiály. [3]



Obr. 1 Srovnání kapilární elevace (vlevo) s depresí (vpravo) [4]

Další významnou vlastností kapalin, využívanou pro pájení je smáčení. Tento jev lze pozorovat, když je tenké pevné těleso vloženo do tekutiny. Následně tenká vrstva tekutiny přilne ke vloženému pevnému tělesu. K přilnutí dochází z důvodu, že jsou přilnavé síly mezi pevným tělesem a tekutinou větší než síly držící tekutinu u sebe. U pájení je tohoto jevu využíváno u spojovacího materiálu, který se díky tomu dokáže rozprostřít na materiály spojované místo toho, aby se shlukoval a držel na jednom místě. Na to, jak moc se smáčení projeví nebo jestli vůbec, záleží na materiálech, které jsou použity. Například ke smáčení nedojde mezi olovem a železem, ale mezi cínem a železem dojde. [3]

O tom, jak dobrá je smáčivost, lze rozhodnout pomocí Young-Dupre rovnice

$$\frac{\partial E_P}{\partial S} = \gamma_{KP} + \gamma_{SK} + \gamma_{SP}, \quad (1)$$

kde náleží změna volné energie na povrchu E_P vůči malé ploše S je rovna součtu mezifázové energií na rozhraní pevného tělesa s kapalným γ_{SK} , pevného s plynným tělesem γ_{SP} a kapalného s plynným tělesem γ_{KP} . Rovnici (1) lze dále upravit na tvar (2), kde je zahrnut úhel smáčení θ

$$\frac{\Delta E_P}{\Delta S} = \gamma_{KP} \cos(\theta - \Delta\theta) + \gamma_{SK} - \gamma_{SP}, \quad (2)$$

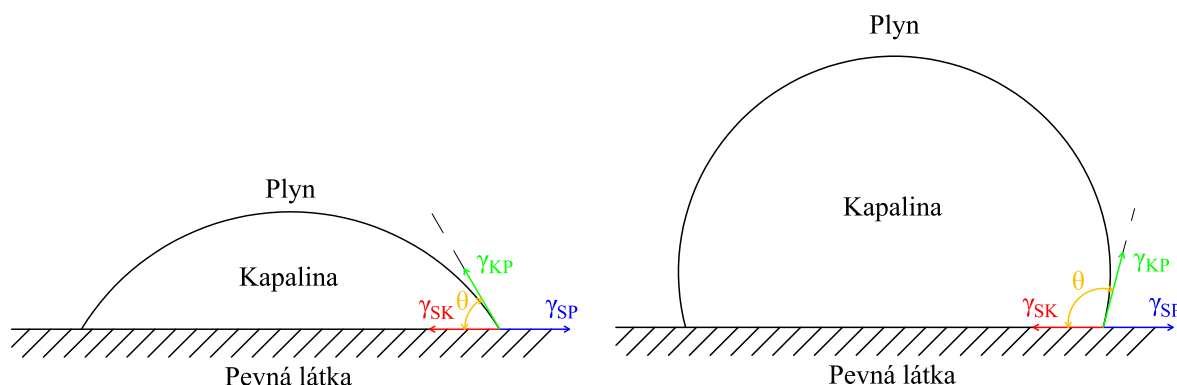
kde je plocha S limitně vedena k 0 viz rovnice (3)

$$\lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta E_P}{\Delta S} = 0, \quad (3)$$

díky tomu byl získán finální tvar rovnice (4)

$$\gamma_{SK} = \gamma_{SP} - \gamma_{KP} \cos(\theta). \quad (4)$$

Pokud je úhel smáčení θ roven nebo větší než 90° , tak ke smáčení nedojde. Proto je nutné mít úhel smáčení co nejmenší viz obr. 2, aby se kapalina mohla bez problémů rozprostřít po pevném tělese.



Obr. 2 Srovnání smáčivého povrchu (vlevo) s nesmáčivým (vpravo) [1]

U pájení je tedy velmi důležité brát v potaz povrchovou energii spojovacího a spojovaných materiálů. Proto, jak lze vidět, pokud by byl úhel smáčení θ roven 0, jsou potom rozhodující právě povrchové energie, kde je potřeba mít větší γ_{SP} než γ_{SK} , aby jev smáčení nastal a šlo bez problému pájet. Povrchové energie jednotlivých materiálů jsou závislé na teplotě, atmosféře a délce pájení. Proto je nutné znát vlastnosti materiálů a jejich chování při vzájemné interakci.

Kromě již zmíněných proměnných je také důležitá čistota povrchu. Mastnota, špína, vrstvy oxidů negativně ovlivňují schopnost smáčení, tím pádem zhoršují samotné pájení. Dále je také požadováno, aby spojovací materiál byl přiváděn rychle a neustále, což pomáhá k lepšímu smáčení a pájení. [4]

1.2 PROCES PÁJENÍ

Pro spolehlivé a kvalitní pájené spoje je nutno zvážit vlastnosti, kterých je potřeba dosáhnout, ty jsou pevnost, únavová pevnost, odolnost vůči korozi a stabilita ve vysokých teplotách. Tyto zvolené vlastnosti pak dále rozhodují o návrhu spoje, spojovacím materiálu a jednotlivých podprocesech zpracování.

1.2.1 TOK SPOJUJÍCÍHO MATERIÁLU

Pro správný tok je nutné smáčení a s tím malý úhel smáčení, ale není to jediná podmínka. Dalšími podmínkami jsou nízká viskozita a vysoké povrchové napětí kapalného spojovacího materiálu, jehož teplota by se ideálně měla držet na co nejnižší teplotě. Předjetí nechtěných prasklin a deformací je docíleno co možná nejvíce zkrácením času tvorby spoje a jeho následného ochlazení. [5]

1.2.2 VLASTNOSTI ZÁKLADNÍHO KOVU

Základní materiál neboli materiál spojovaný má hlavní vliv na pevnost spoje. Čím pevnější je tento materiál, tím i spoj je pevnější a naopak. Z důvodu složitějších chemických reakcí vznikajících u kalitelných kovů nelze jednoznačně určit, jakou pevnost bude výsledný spoj mít. To pak může mít za následek vznik vnitřního napětí. Další důležitou vlastností je tepelná roztažnost. Pokud nebudou mít materiály podobnou tepelnou roztažnost, může to vést ke vzniku mezer a trhlin. [1]

Nakonec nelze zapomenout na velké množství metalurgických jevů ovlivňující chování výsledného spoje. Mezi tyto jevy patří legování spojovacím materiálem, precipitace karbidů, praskání z důvodu velkého napětí, křehnutí, oxidační stabilita a obsah síry, fosforu a vodíku.

1.2.3 VLASTNOSTI SPOJUJÍCÍHO MATERIÁLU

Na rozdíl od základního materiálu, spojovací materiál nelze volit pro zajištění dané pevnosti. Avšak pevného spoje je dosaženo použitím jakéhokoli dobrého spojovacího materiálu při použití správného návrhu spoje a vybráním správné technologie pájení. [1]

Nejdůležitější vlastností, které je potřeba dosáhnout, je správná tekutost při pájecí teplotě, aby byla zajištěna kapilarita a materiál se mohl bez problému rozprostřít. Dále také stabilní teplota tání, aby nedošlo k předčasnému a částečnému uvolnění spojovacího materiálu. Jak již bylo zmíněno, tak je k pájení potřeba schopnost smáčet stěny spojovaného materiálu. Další vlastností je nízká těkavost legujících prvků, a nakonec schopnost vytvořit se spojovacím materiálem slitinu s vyšší teplotou tání, než je teplota pájení.

1.2.4 TEPLOTA A DOBA PÁJENÍ

Při výběru spojovacího materiálu je nutno dbát na teplotu tání, musí být menší, než je teplota tání základního materiálu. Pokud by však nebyla tato podmínka dodržena a první by se roztavil základní materiál, tak by k pájení vůbec nedošlo. V tab. 1 můžeme vidět standartní pájecí materiály a jejich teploty tání, které se pohybují od 580 až k 1100°C. [4]

Tab. 1 Teploty tání standartních spojujících materiálů [4]

Standartní spojující materiály	Teplota tání[°C]
Ni, Co, Cu, Pd slitiny, Au slitiny	1100
Cu-Zn, Cs-Sn, Ni-P, Ni-Cr-P, Pd-Ag-Cu	900
Cu-P, Cu-Ag-P, Ag-Cu-Zn, Ag-Cu-Zn-Cd	600-800
Mg-Al-Zn	585-615
Al-Si	580-600

Jak lze vidět, některé používané materiály mají rozptýl teploty tání. Pokud se těmito materiály začne pájet moc brzo, když ještě nejsou zcela zkapalněné, může to vést k výskytu pevných částic, které se už nerozpustí, v kapalném spojujícím materiálu. Avšak tyto pevné částice lze využít při pájení větších spojů s mezerami, kde právě tyto pevné částice mohou pomoci při jejich zaplňování. Tento jev lze trochu kontrolovat a redukovat velmi rychlým ohřátím, při kterém nezůstane tak velké množství pevných částic. Naopak materiály, které nemají velký rozptýl teploty tání a rychle se přemění na kapalinu, najdou své využití především při pájení spojů s dlouhými a úzkými mezerami. [1]

Je snaha minimalizovat dobu pájení na co nejmíň, a to nejen z ekonomických důvodů. Pokud je základní materiál náchylný na tvorbu creepu, tak doba, po kterou je pájení prováděno, přispívá k jeho tvorbě.

1.2.5 PŘÍPRAVA POVRCHU

Abychom zajistili kvalitní spoj, je nutné před samotným pájením spojované povrchy očistit od mastnoty, oleje, špíny a odstranit oxidy ze spojovaného i spojovacího materiálu. Jedině pak je možné zajistit kapilaritu, která je jeden z hlavních fyzikálních principů pro tvorbu pájených spojů. Po očištění je nutné začít pájet co nejdřív, aby se povrch znovu neznečistil. Způsob čištění lze rozdělit na dva základní způsoby, těmi jsou mechanické a chemické čištění.

Pro odstranění špíny nebo vyhlazení povrchu slouží mechanické čištění, a to především broušením nebo kartáčováním. Pokud při broušení používáme chladicí kapalinu nebo nějaký olej, je potřeba dbát na jeho čistotu z důvodu opětovného znečištění povrchu. Vrstva oxidů lze také odstranit mechanicky pomocí čištění abrazivní metodou. Tato metoda spočívá ve střílení abrazivního materiálu, například písku, pomocí stlačeného vzduchu na znečištěný povrch, ze kterého jsou tímto odstraněny nečistoty. [6]

K chemickému čištění je často použit trichlorethylen a fosforečnan sodný. Tyto látky jsou právě vhodné pro odstranění oleje a mastnoty. Po chemickém čištění je nanášena ochranná vrstva pomocí galvanického pokovení, která slouží k zabránění koroze nebo otěru. [6]

1.2.6 UMÍSTĚNÍ SPOJE

Stejně důležité, jak volba materiálu je taky umístění pájeného spoje. Obecně platí, že spoj musí být prostorově přístupný zvolené metodě v celém jejím průběhu a zároveň spojovací materiál musí na daném místě vydržet až do jeho tání. Jak můžeme vidět v tab. 2, spojovací materiál se vyskytuje v různých formách, a proto se musí brát ohled na umístění spoje a podle toho vybrat danou formu, která na místě vydrží. [1]

Tab. 2 Možné formy spojovacího materiálu [1]

Spojovací materiál	Možné formy ¹⁾										
	LF	O	T	FO	PA	FL	PR	PF	PL	P	DR
Ni a Co slitiny	✓		✓		✓	✓	✓		✓		
Pd slitiny			✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Cu a Au slitiny			✓	✓	✓		✓	✓	✓		✓
Ni slitiny	✓		✓		✓	✓	✓		✓		
Cu-Sn, Cu-Zn, Pd-Ag-Cu			✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Ni-P, Ni-Cr-P	✓				✓	✓	✓				
Cu-P, Cu-Ag-P					✓		✓			✓	✓
Ag-Cu-Zn, Ag-Cu-Zn-Cd			✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Al-Si		✓					✓		✓		✓
Mg-Al-Zn									✓	✓	✓

1) LF – lepicí fólie, O – obklady, T – tavná pasta, FO – fólie, PA – pasta, FL – fólie lepená plastem, PR – prášek, PF – připravená forma, PL – plátek, P – pásek, DR – drát

Aby bylo dosaženo úplného zkapalnění veškerého spojujícího materiálu, je pokládán na nejpomaleji zahřívající se místa, to znamená na místa, kde je více materiálu, protože jeho ohřev trvá déle než na tenkých a malých místech. Neměl by být umístován přímo do spojů, ale na vnější strany a měl by samovolně vtéct mezi spojovaný materiál ve směru od širokých mezer do malých mezer. V tom může pomoci i polohování spoje po směru gravitace, i když na ní pájení není zcela závislé. Ve výjimečných případech lze spojovací materiál zavést přímo do mezer, ale to jen za podmínky následné fixace spojů po dokončení pájení. [1]

1.2.7 NÁVRH SPOJE

Pájený spoj se skládá z více materiálů, ze základního a spojovacího, proto je považován za heterogenní hmotu. Na základě toho je k němu přistupováno, bere se v úvahu, že může mít v různých částech odlišné fyzikální a chemické vlastnosti. Když je tedy navrhován, nutností je vědět, jaké mezery budou spojovány a následně dle toho je volen vhodný spojující materiál. Základní rozdělení doporučených spojujících materiálů vzhledem k mezerám jím vyplňovaným můžeme vidět v tab. 3. [1]

Tab. 3 Doporučené velikosti mezer v místě spoje [1]

Standartní spojovací materiály	Velikost mezery spoje [mm]
Al-Si slitiny	0,15-0,61
Mg slitiny	0,10-0,25
Cu-Zn, Ag slitiny	0,05-0,13
Ni-Cr slitiny	0,03-0,61
Cu-P, Au slitiny	0,03-0,13
Pd slitiny	0,03-0,10
Cu	0,00-0,05
Ni-P slitiny	0,00-0,03

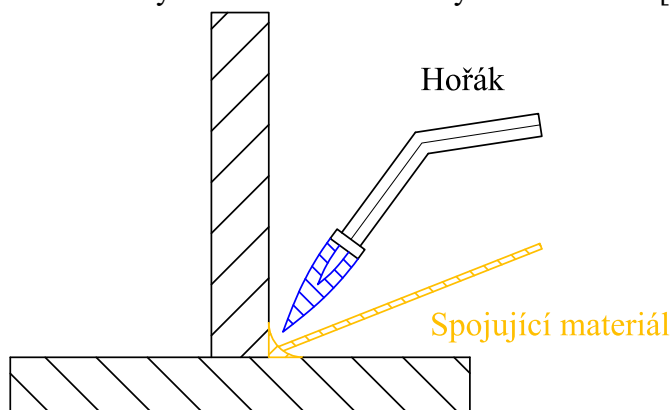
Obecně platí, že se navrhuje malé mezery z důvodu lepšího využití kapilarity a menšího rizika na vznik malých dutin při tuhnutí spojovacího materiálu. Rozměr mezery je také ovlivňující faktor pevnosti spoje, ta roste se zmenšující se mezerou. Na druhou stranu se musí dávat pozor na příliš malé mezery, které by mohly vést k blokadě prostoru nutného pro vytékání tavidla. Jako poslední je nutné dbát na tepelnou roztažnost při pájení, která působí na zavírání mezer, což může vést k nedokonalému a nekvalitnímu spoji.

1.3 TECHNOLOGIE PÁJENÍ

Existuje více způsobů přípravy spojovacího materiálu, od nejjednodušších roztavení pomocí plamenu až po složitější, například v peci nebo namáčením. Při výběru metody je důležité vzít v potaz více aspektů. Mezi nimi jsou nejen velikost pájeného produktu, sériovost a rychlost výroby, ale také rychlost ohřevu vnitřního a vnějšího chlazení a celkové teplotní rozdíly. Na základě toho je zúžen seznam metod a dále je vybrána možnost s nejlepší strukturou a pevností spoje.

1.3.1 PÁJENÍ PLAMENEM

Tato metoda viz obr. 3 je nejpoužívanější pro malé opravy, kusovou výrobu. Je to taky možná alternativa svařování plamenem, protože lze využít stejné základní vybavení až na brýle a trysku hořáku. Patří taky mezi méně náročné a lze se jí za poměrně krátkou dobu naučit. Používá se především na spojování mědi, mosazi, hliníku, jejich slitin a nerezové oceli. Proto je často používána pro spojování trubkových rámců nebo trubkových konstrukcí. [7]



Obr. 3 Schéma pájení plamenem

Pokud by byla potřeba touto metodou vyrobit více výrobků, tak ji lze automatizovat, ovšem jsou i další metody výhodnější pro sériovou výrobu. Pracoviště pro automatizovanou výrobu je většinou složeno z více stanic na otočné ploše, kde postupně probíhá příprava výrobku a tavidla, ohřev, vkládání spojovacího materiálu, tavení, chlazení vzduchem, a nakonec chlazení kapalinou.

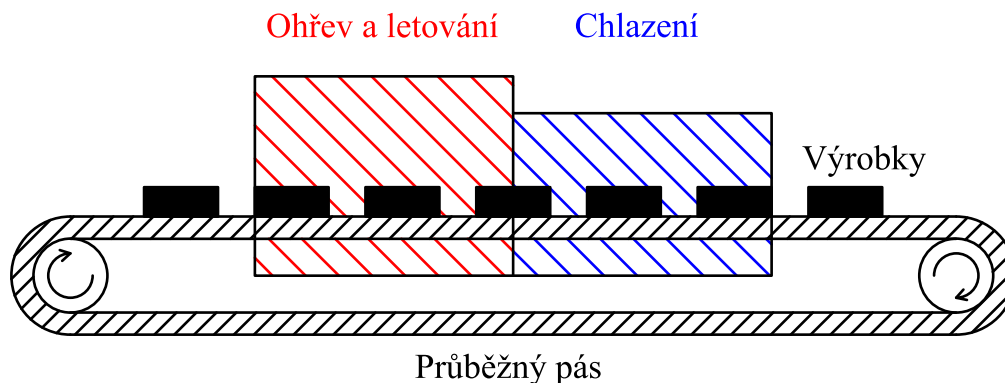
Je potřeba taky výběr správné směsi kyslíku a jiného plynu, který zde může například být acetylen, zemní plyn, propan a methan. Nejčastěji využívanými jsou právě kyslík s acetylenem, protože jejich směs dokáže vytvořit nejvyšší teplotu plamene a to kolem 3000 °C. Ostatní směsi plynů mají nižší teplotu, zhruba 2500 °C, a jejich plamen má menší intenzitu, ale na druhou stranu jsou jednodušší na kontrolu. [1]

1.3.2 PÁJENÍ V PECI

Pokud je potřeba sériová výroba malých výrobků, tak je voleno pájení v peci. Tato metoda se začala rozvíjet v první polovině 20. století, protože byla snaha najít technologii, při které by nebylo potřeba využívat chemické tavidlo. Proces pájení je velmi jednoduchý, jediný složitý krok je správné a pevné uchycení spojovacího materiálu. Ten je ve formě drátu položen do míst spojů a musí tam vydržet, než produkt vjede na pásu do pece, kde probíhá jeho tavení a samotný proces pájení. [8]

Jelikož je ohříván celý výrobek, tak jsou tím minimalizovány možné odchylky teplotní roztažnosti. Další výhodou je také opakovatelnost a možná sériovost. Pec na pájení je poměrně velká, takže lze pájet více výrobků naráz a tím pádem je to i ekonomicky výhodný proces. [8]

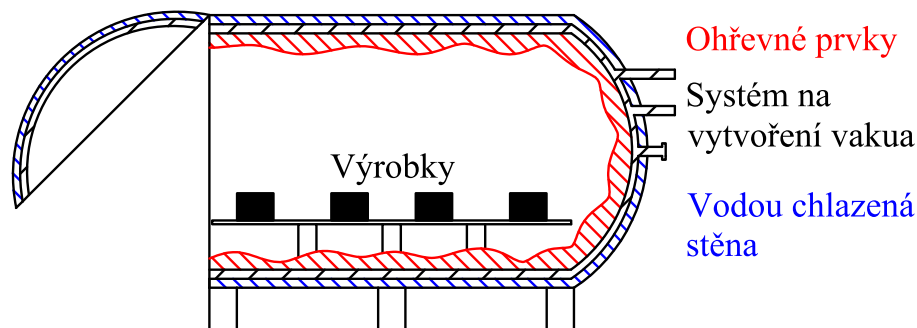
Existují tři druhy pecí, největší z nich je průběžná pec viz obr. 4. U této pece je nastavována rychlost pásu a teplota, nahřátí trvá několik dnů, a proto je vhodná pouze pro velké sériové výroby, kde je vyráběno přes tisíc výrobků za hodinu. [8]



Obr. 4 Schéma pájení v průběžné peci [15]

Další pecí je částečně průběžná, ta je význačná využitím retort pro zakrytování pájeného výrobku. Jedna retorta s výrobkem se nachází v peci a další je v sekci pro chlazení. Přemístění výrobků z pece do chladicí části a ovládání celého procesu většinou probíhá za pomoci naprogramovaného systému. [1]

Poslední druh pece je dávková využívající vakuum viz obr. 5. Stejně jako částečně průběžná je taky řízena pomocí systému, který zde navíc měří rychlost ohřevu, teplotu, čas a rychlost chlazení. Navíc je u ní možnost detekce anomálií poškozující proces pájení. Tato pec je velmi univerzální, protože do ní lze naprogramovat více programů pro různé materiály. [9]

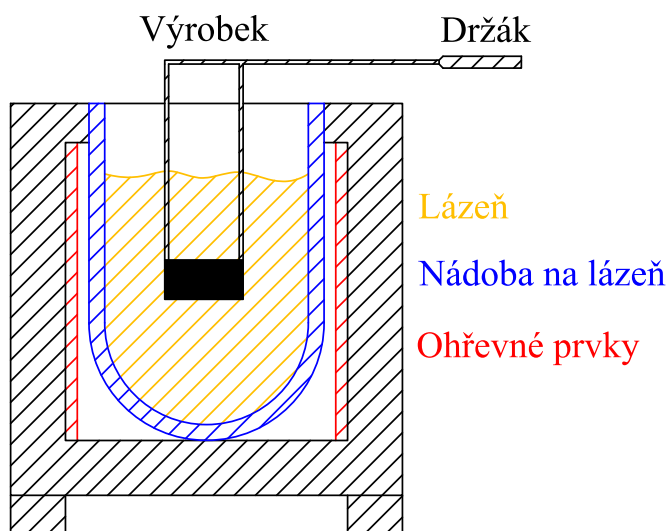


Obr. 5 Schéma pájení ve vakuové peci [1]

1.3.3 PÁJENÍ NAMÁČENÍM

Nejstarším způsobem pájení je namáčením, při kterém jsou výrobky vloženy do většinou keramické pece viz obr. 6 vyhřívané elektrinou nebo plynem, v níž je lázeň obsahující roztavený spojovací materiál s ochranou vrstvou proti oxidaci. Následně je výrobek vytažen a odložen do chladicí části, ve které je ponechán do doby, než je možné jej kalit. Nakonec jsou vytvořené spoje očištěny. [1]

Tento způsob pájení je používán především pro výrobky o proměnných tloušťkách, u kterých je potřeba rovnoměrného ohřevu. Je možné jej také automatizovat a lze takto pájet skoro všemi materiály, nejčastěji hliníkovými slitinami. Ovšem nevýhodou je nutnost častého čištění a udržování správného složení spojovacího materiálu v peci. [1]

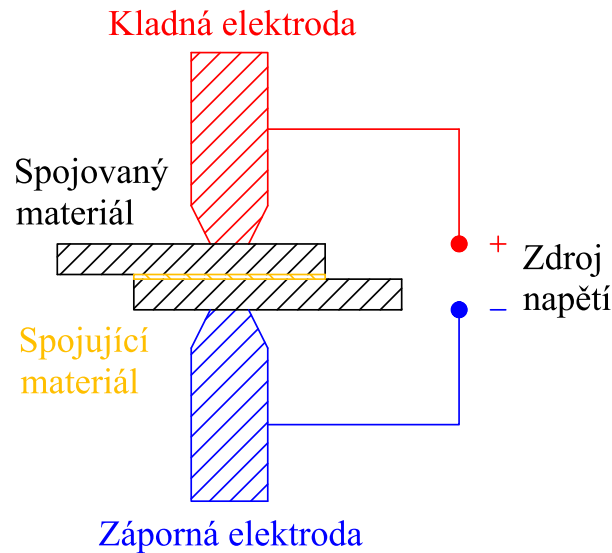


Obr. 6 Schéma pájení namáčením [1]

1.3.4 ODPOROVÉ PÁJENÍ

Tato technologie spočívá v lokálním nahřívání spojovacího materiálu, přímo vkládaného na místo spoje, s využitím odporu vznikajícího z elektrického proudu proudícího mezi dvěma elektrodami viz obr. 7. Pro správné fungování je podmínkou použití vysoce vodivých a zároveň

nízko odporových elektrod oproti materiálu výrobku. Výhodou je jednoduchá kontrola a tvorba spojů, díky tomu lze tvořit velmi kvalitní spoje. Taky je možnost použít stejné vybavení jako pro odporové svařování, čímž se tato metoda stává z ekonomické stránky výhodná. Používá se obzvláště pro pájení malých spojů, takže není vhodná pro velkou sériovou výrobu. [8]

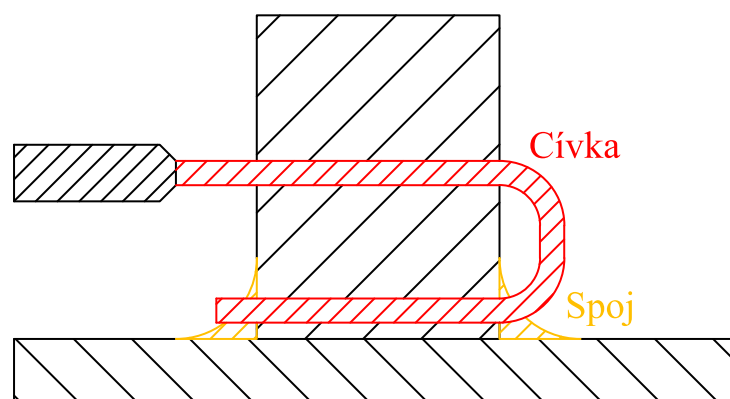


Obr. 7 Schéma odporového pájení [1]

Odporové pájení je ovšem náchylné na přehřívání, udržování správné teploty po přesně stanovenou dobu a udržování stálého tlaku. Tlak je vyvíjen připevněnými elektrodami, pokud by byl tlak nízký, vzniklý spoj by byl příliš široký, což by mohlo vést k nízké pevnosti a následnému selhání. Naopak příliš vysoký tlak by vytlačil spojující materiál ven z mezery, takže by spoj byl pouze z vnějšku nebo by nevznikl vůbec. [8]

1.3.5 INDUKČNÍ PÁJENÍ

Podobně jako u odporového pájení ohřev probíhá pouze lokálně, ale tentokrát ne pomocí elektrod, ale pomocí cívky viz obr. 8. Tato cívka je omotaná kolem výrobku, kde elektrický proud vytváří elektromagnetické pole. Odpor k tomuto poli od výrobku vede k rychlému růstu teplot, což umožní roztavení spojujícího materiálu a následného pájení. Díky rychlému ohřevu dochází k minimální oxidaci a výsledné spoje není nutno dále ošetřovat ani upravovat. Nejčastěji je tento druh pájení využíván, pokud je potřeba dosáhnout velmi pevného, tepelně odolného spoje. [8]



Obr. 8 Schéma indukčního pájení

Vzniklé magnetické pole je závislé na tvaru cívky, počtu závitů cívky, frekvenci elektrického proudu a materiálových charakteristik samotného výrobku. Například železné materiály mají poměrně velkou rezistivitu, a proto se rychleji zahřívají než měď. Je nutné zahřívat výrobek rovnoměrně, proto se preferují cívky s nižším měrným výkonem. Vzhledem k tomu, že vznikají vysoké teploty a cívka se velmi zahřívá, je potřeba ji chladit, to je zajištěno externím vodním chlazením. [1]

2 SIDE CAR

První zmínku o sidecar lze najít na konci 19. století ve Francii. Tehdy došlo k motorizaci prvních kol a vznikl podnět k umožnění transportu dalšího cestujícího připojením vozíku k rámu motocyklu. Tak vznikl první sidecar neboli tříkolové vozidlo, které je složeno z motocyklu, ovládaného pilotem, a postranního vozíku, v němž sedí spolujezdec.

Tento koncept byl rozvinut až na začátku 20. století, když se společnost Harley Davidson začala více angažovat do jeho výroby. To se projevilo během meziválečného období a následně i v období 2. světové války, kdy se sidecar viz obr. 9 stal oblíbeným a velmi častým dopravním prostředkem, jak pro válečné užití, tak pro běžný život. Po válce však nastal jejich úpadek z důvodu větší dostupnosti a zlevnění osobních automobilů. I přes to se pár společností, mezi které můžeme řadit například Watsonian a Steib, dále drželo jejich výroby, ale už jen v omezeném množství. Tím jsme se dostali až do současnosti, kde sidecar skoro vymizel z veřejných silnic a stal se z větší části pouze záležitostí hobby nebo motorsportu. [10; 11]



Obr. 9 Sidecar z období 2. světové války [17]

V motorsportu se lze setkat s více druhy sidecar, těmi jsou kategorie F1 (Formula 1), F2 (Formula 2) a F3 (Formula 3). Hlavními rozdíly těchto kategorií nejsou jen objemy motorů, ale je to samotný koncept tvaru. F1 je charakterizována motorem za pilotem a délkou samotné sidecary, která je ze všech nejdelší. Oproti tomu koncept kategorie F2 má motor před pilotem a je zpravidla širší. Nakonec kategorie F3 má stejnou pozici motoru jako F2, ale má kratší rozvor mezi předním a zadním kolem. [12]



Obr. 10 Závodní sidecar kategorie F1 [16]

3 ANALÝZA PÁJENÝCH SPOJŮ

Z důvodu nestálého pokroku technologií a snaze optimalizace vlastností výrobků je pevnostní analýza jedna z mnoha důležitých analýz současnosti. Momentálně existují dva základní typy pevnostních analýz, a to buď reálnými zkouškami na prototypch a výrobcích nebo MKP simulace. Oba z těchto přístupů mají své výhody a nevýhody, pod kterými si lze představit problematiku tvorby samotného modelu, finanční náročnost a problémy s přesností a realizací měření.

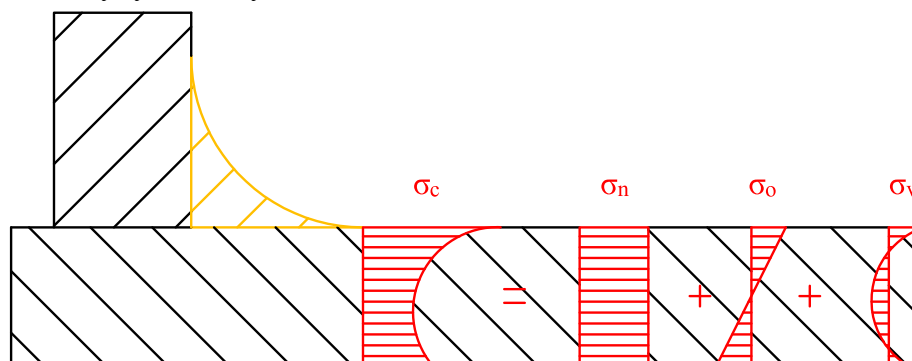
Pájené spoje, které byly analyzovány, jsou na rámu sidecary kategorie F2 viz obr. 11. Tento rám byl poskytnut v minulosti v rámci projektu VUT a kovoobráběcí firmy C.S.O., který se zabýval tvorbou varianty právě bez použití pájení. Z toho důvodu je potřeba zjistit, na jakou bezpečnost byl nyníšší rám navrhován.



Obr. 11 Měřený rám sidecary

3.1 METODOLOGIE HODNOCENÍ

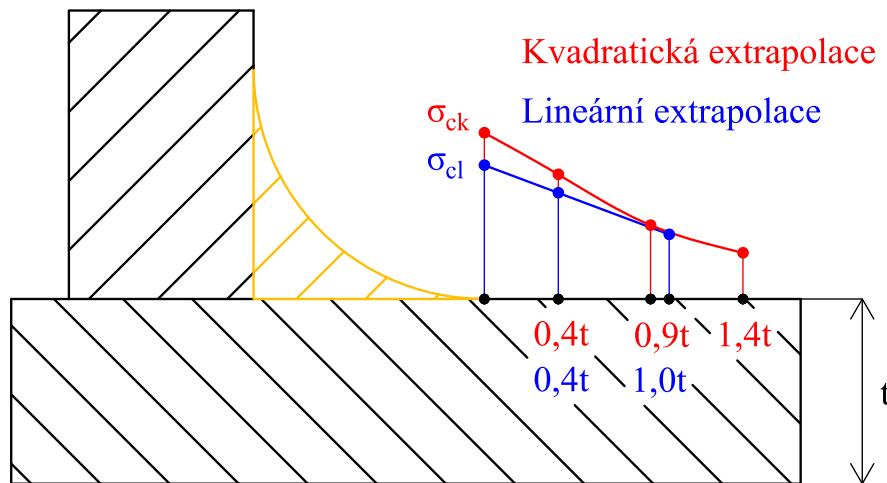
I když pájení je dlouhodobě používaná spojovací technologie, tak bylo velmi obtížné nalézt způsob jejího hodnocení bezpečnosti pomocí MKP. U pájených spojů lze vyzorovat podobnost se svařováním, proto se z metod aplikovaných na svařování vychází. Tři základní vyhodnocovací metody jsou pomocí nominálního napětí, efektivního vrubového napětí nebo extrapolovaného (hot spot) napětí. Jelikož celkové napětí σ_c je tvořeno z tří složek viz obr. 12, kterými jsou napětí normálové σ_n , ohybové σ_o a vrubové σ_v , musíme použít metodu, která zohledňuje všechny tyto složky.



Obr. 12 Celkové napětí σ_c a jeho složky

Pokud je uvažováno nominální napětí, tak jsou koncentrátoři napětí uvažovány ve výpočtu ve formě limitních hodnot, se kterými jsou výsledné hodnoty napětí porovnávány. U metody efektivního vrubového napětí jsou již koncentrátoři napětí brány v potaz v podobě koeficientů pro jejich jednotlivé typy a rozměry, kterými je násobeno právě nominální napětí, nebo je vypočteno pomocí MKP. Tím pádem dostáváme přesnější představu o hodnotě napětí v těchto místech.

Nejrozšířenější metoda hodnocení je hot spot napětí, kde se využívá extrapolace napětí na povrchu v okolí spoje v závislosti na tloušťce spojovaného materiálu t viz obr. 13, čímž je získáno fiktivní napětí v místě spoje. Extrapolace může být provedena více způsoby, z nichž mezi nejčastěji používanými je lineární, která je méně přesná a slouží spíše pro odhad, jejím výsledkem je napětí σ_{cl} . Druhým často používaným typem extrapolace je kvadratická, která je přesnější a zároveň stále málo náročná, kde získáme výsledné napětí σ_{ck} . Toto napětí je nakonec porovnáno s FAT křivkami pro odpovídající typy spojů a vyhodnotí se bezpečnost spoje. [13]

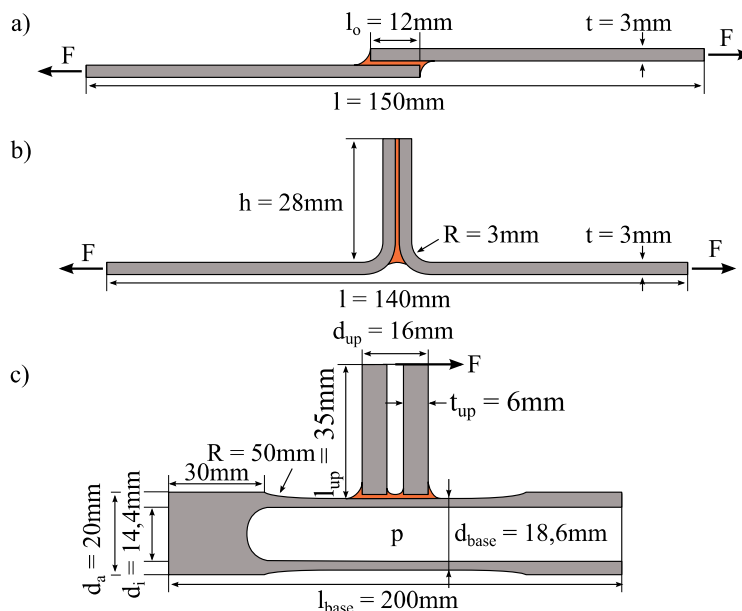


Obr. 13 Extrapolace hot spot napětí [13]

Bohužel ani hot spot metoda nelze v případě pájených spojů využít, protože FAT křivky jsou naměřeny pouze pro svařované spoje, takže nelze výsledné fiktivní hot spot napětí, s čím porovnat a nelze vyhodnotit daný spoj. Z tohoto důvodu bylo potřeba nalézt vyhovující řešení, kterým se ukázalo být hodnocení únavy pomocí efektivního vrubového napětí [14].

3.1.1 METODA EFEKTIVNÍHO VRUBOVÉHO NAPĚTÍ

Na základě článku [14] byly testovány tři vzorky silou F ve směru viz obr. 14, na kterých byly prováděny únavové zkoušky. Prvním vzorkem byly dvě spojené desky namáhané na smyk, druhým byly desky namáhané na odlepení a posledním vzorkem, pro tuto práci nejdůležitějším, byly dvě spojené trubky, které představují reálnější a často používaný spoj pro rámové konstrukce. [14]



Obr. 14 a) Vzorek namáhaný na smyk, b) vzorek namáhaný na odlepení, c) vzorek reálného trubkového spoje [14]

Následně byly realizovány únavové zkoušky, ve kterých bylo provedeno $2 \cdot 10^7$ zátěžových cyklů s konstantní amplitudou. Jejich průběh byl zaznamenáván a byl tak zjištěn okamžik a místo vzniku trhliny v zaoblení pájeného spoje. [14]

Tvorba modelu geometrie pro MKP analýzu byla na základě jeho 3D skenu, takže bylo uvažováno reálné zaoblení pájeného spoje, kterému byl následně nastaven model materiálu mědi s modulem pružnosti $E = 123\text{ GPa}$ a Poissonovou konstantou $\mu = 0,35$. [14]

Výsledkem napěťové MKP analýzy je redukované HMH napětí v pájeném spoji. Avšak toto napětí není vhodné pro hodnocení únavy, protože se musí brát v potaz gradient napětí, ovlivňující výslednou pevnost, jelikož vytváří tzv. „zpevňující efekt“. [14]

Gradient napětí G_σ je nutné spočítat pro všechny uzly sousedící s uzlem s maximálním horním napětím dle následujícího vztahu.

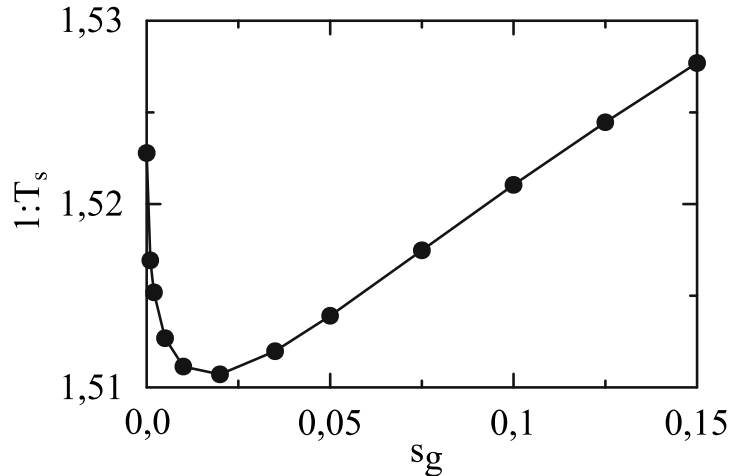
$$G_\sigma = \frac{1}{\sigma_{max}} \cdot \frac{\Delta\sigma}{x}, \quad (5)$$

kde σ_{max} je maximální horní napětí, $\Delta\sigma$ je rozdíl napětí sousedních uzlů, a x je jejich vzdálenost.

Po zjištění gradientu napětí G_σ všech sousedících uzlů je vybrán největší z nich a z něj byl spočítán „zpevňující“ koeficient n dle následující rovnice. [14]

$$n = 1 + \sqrt{G_\sigma + s_g}, \quad (6)$$

který také závisí na koeficientu rozptylu měření s_g , určen viz obr. 15.

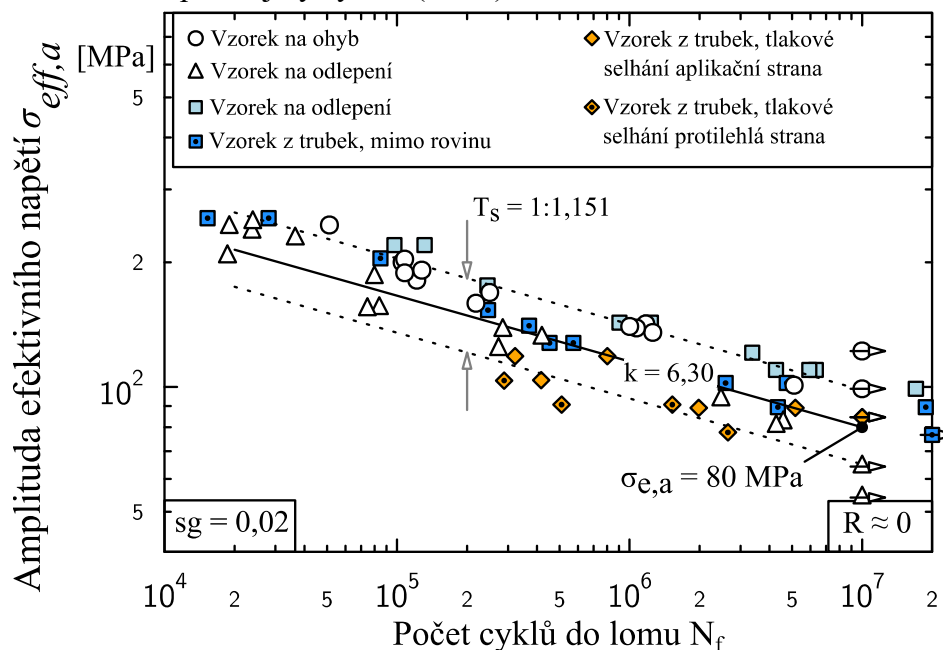


Obr. 15 Závislost koeficientu rozptylu s_g na rozptylu dat T_s [14]

Dále bylo možné vypočítat efektivní napětí σ_{eff} a jeho amplitudu $\sigma_{eff,a}$, odpovídající jeho polovině. [14]

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{n} \cdot \sigma_{max} \quad (7)$$

Nakonec vypočtená amplituda efektivního napětí $\sigma_{eff,a}$ je porovnána s naměřenou S-N křivkou viz obr. 16 stanovenou pro míjivý cyklus ($R = 0$).

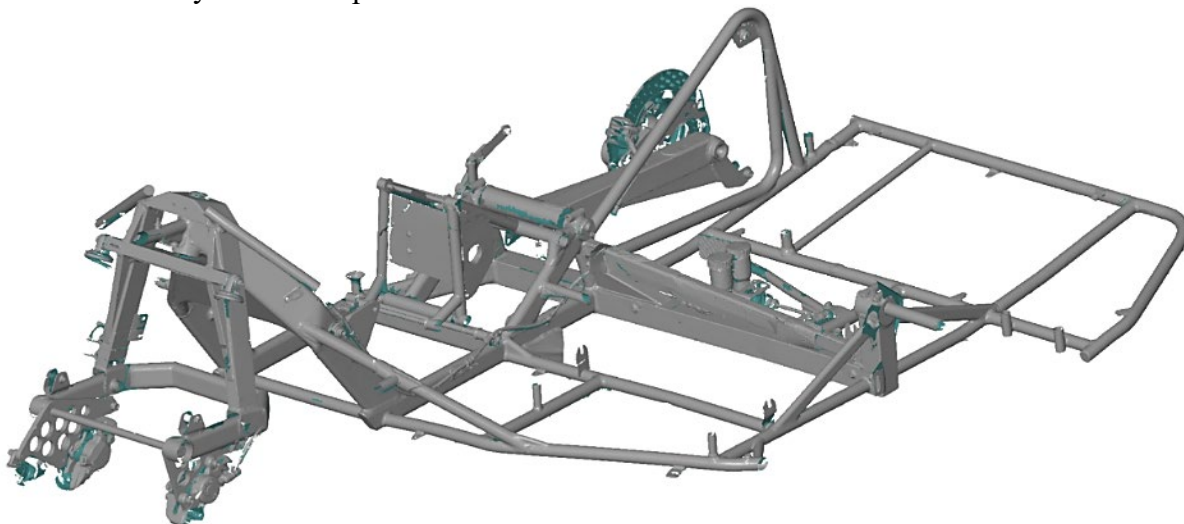


Obr. 16 S-N křivka závislosti amplitudy efektivního napětí na počtu cyklů do lomu [14]

Lze zde také vidět body selhání jednotlivých testovaných vzorků, díky nimž byl vypočten rozptyl naměřených dat T_s , využít pro zjištění zpevňujícího koeficientu n , parametr sklonu Wöhlerovi křivky k a amplituda efektivního napětí pro 10^7 cyklů $\sigma_{e,a}$, důležité pro následný výpočet počtu cyklů do lomu N_f , které daný spoj vydrží. [14]

3.2 MODEL GEOMETRIE

Na začátek bylo potřeba vytvořit 3D model poskytnutého rámu, sloužící pro následující MKP výpočty. K tvorbě tohoto modelu geometrie bylo využito 3D skeneru, pomocí něj byl rám naskenován a vytvořen vstupní model viz obr. 17.



Obr. 17 3D sken rámu sidecary s přední a zadní vidlicí

Jak lze vidět, 3D sken obsahuje spoustu zelených ploch, indikujících nedokonalé skenování. To jsou například neuzavřené a chybějící plochy, proto jej není možné použít pro samotné výpočty, ale slouží pouze pro orientační rozměry a tvar pro další zpracování. Další krok tvorby proběhl v Autodesku Inventoru, kde byl vytvořen 3D model bez zmíněných nedokonalostí, v rámci již dříve zmiňovaného projektu mezi VUT a C.S.O. Poslední krok byl ještě ve SpaceClaimu, kde byly doladěny poslední detaily ve smyslu odstranění přesahů, a tak vznikl použitelný model geometrie viz obr. 18 pro MKP výpočty.



Obr. 18 3D model rámu sidecary s přední a zadní vidlicí

3.3 ANALÝZA ZÁTĚŽOVÝCH STAVŮ

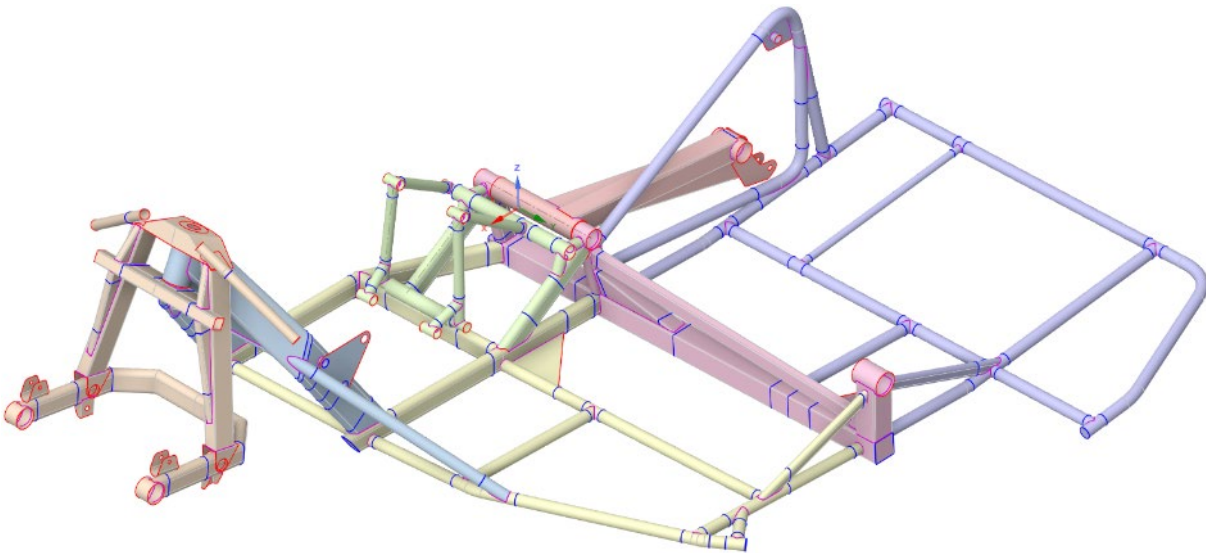
Okrajové podmínky jsou nutnou součástí MKP výpočtu a jejich zjišťování může být velmi komplikované a časově náročné. Pro tuto sidecaru bylo měření dat dynamiky jízdy uskutečněno během zmiňovaného projektu. Hlavním zdrojem je dynamický virtuální prototyp sidecary, pomocí multibody modelu v softwaru MSC ADAMS/Car, kde bylo simulováno pět hlavních zátěžových stavů, těmi jsou brzdění předním kolem, brzdění bočním kolem, průjezd levotočivou a pravotočivou zatáčkou a přejezd nerovnosti. Získané okrajové podmínky byly ověřeny pomocí naměřených dat dynamiky jízdy sidecary kategorie F2 na brněnském závodním okruhu.

3.4 GLOBÁLNÍ ANALÝZA

Bylo potřeba nalézt nejvíce namáhaná místa, která by mohla být kritickými body tohoto rámu. K tomu účelu slouží globální analýza, jejíž výsledná napětí nelze považovat za reálné výsledky, ale pouze jako indikátory těchto nebezpečných míst. Proto, jak bude zmíněno v dalších kapitolách, proběhlo zatěžování pěti zátěžovými stavy.

3.4.1 MODEL GEOMETRIE

Pro globální analýzu je používán zjednodušený model, avšak je nutné u něj dodržet hlavní tvarové rysy. Toho lze dosáhnout použitím skořepin, nahrazujících objemové 3D díly v jejich středních vzdálenostech. Účinným nástrojem pro jeho tvorbu je funkce midsurface ve SpaceClaimu. Po vytvoření skořepinového modelu byly jednotlivé sousedící díly sloučeny funkcí share topology, aby při následovné tvorbě sítě byla zajištěna její návaznost. Ta je znázorněna modrými a růžovými hranami viz obr. 19.



Obr. 19 Skořepinový model ze SpaceClaimu

Spojitosť modelu geometrie byla ověřena volnou modální analýzou, kde lze vidět prvních šest nulových nebo skoro nulových vlastních frekvencí viz tab. 4, znázorňující šest základních pohybů sestavy jako tuhého celku. První tři frekvence jsou posuvy ve třech základních směrech a následující tři frekvence jsou základní rotace.

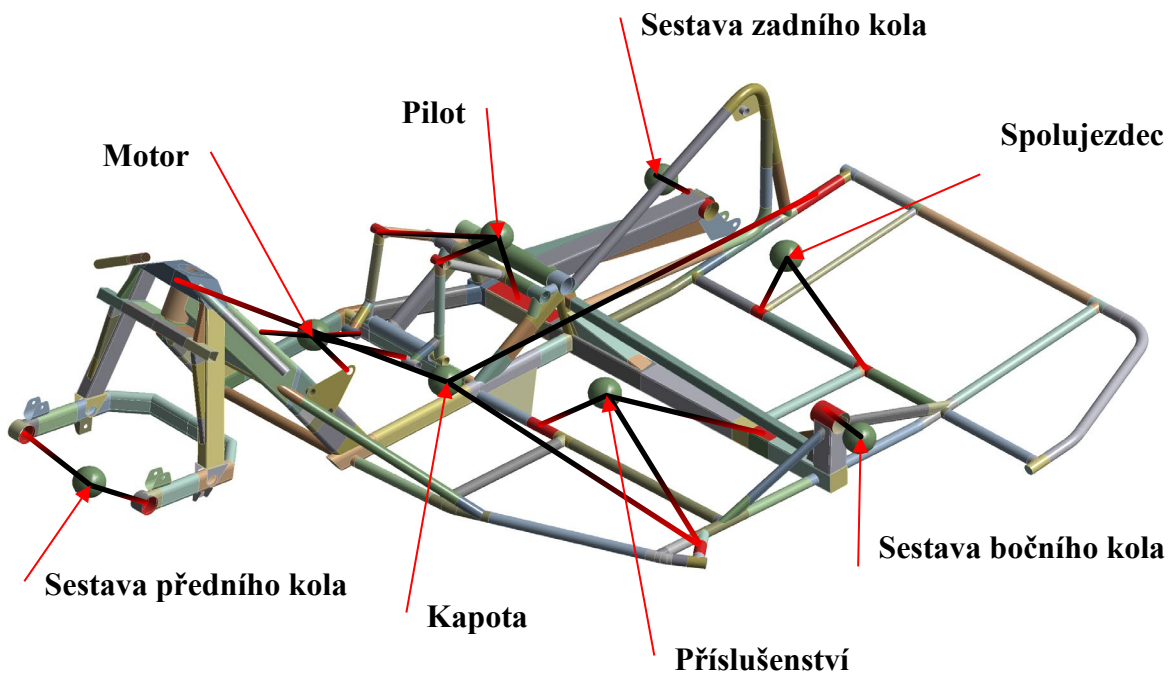
Tab. 4 Výsledné vlastní frekvence modální analýzy

Mode	Frekvence [Hz]
1	0
2	0
3	1,9e-4
4	2,2e-2
5	5,8e-2
6	0,1
7	36,5
8	61
9	63,7
10	71,3

Protože model obsahuje pouze rám, bylo nutné dodat přídatné hmoty odpovídající dalším komponentům sidecaru. Ty byly nastaveny do místa jejich těžiště a spojeny s rámem. Jediný motor je připojen tuze, jinak je zbytek spojen poddajnou vazbou, která dovoluje větší možnou deformaci. V tab. 5 a na obr. 20 můžeme vidět výčet všech hmot a jejich přesnou polohu vůči souřadnému systému rámu sidecaru.

Tab. 5 Přídatné hmoty a jejich pozice

Přídatná hmota	Hmotnost [kg]	Těžiště		
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Motor	70	490	-14	36
Pilot	120	0	0	50
Spolujezdec (brzdění, přejezd nerovností)	120	-300	500	100
Spolujezdec (pravotočivá zatáčka)	120	-200	-300	100
Spolujezdec (levotočivá zatáčka)	120	-200	1300	100
Kapota	30	470	330	80
Příslušenství	30	200	500	0
Sestava předního kola	13	1121	0	-14
Sestava zadního kola	13	-437	15	-16
Sestava bočního kola	13	-52	950	-16



Obr. 20 Grafické znázornění rozložení přídavných hmot

3.4.2 MKP síť

Hlavním cílem je zajištění použitelných výstupů z globální analýzy. K tomu je nutné vytvořit velmi kvalitní síť s co nejpřesnějšími výsledky a zároveň zachováním přijatelné časové náročnosti výpočtu. K tvorbě takové sítě lze přistupovat pomocí mnoha metod.

Pro tento model byl zvolen přístup tvorby co nejvíce dílů, na kterých lze vytvořit strukturovanou síť. Strukturovaná síť má velmi vysokou kvalitu a je tvořena většinou z menšího počtu prvků než síť nestruturovaná. Pro její dosažení bylo potřeba rozdělit trubky rámu v místech, kde se neprotínaly nebo nebyly napojeny na další díly.

S tvorbou sítě taky souvisí volba typu samotného prvku. Pro tento model byly zvoleny kvadratické prvky pro zajištění přesnějšího výpočtu a dosažení vyšší kvality sítě. Dále byla vypnuta adaptivní změna velikosti prvků, aby síť byla pravidelnější a dala se lépe kontrolovat. Pokud by tato funkce byla zapnuta, tak by software automaticky zjemňoval síť v místech, kde se díly spojují nebo jsou ostré přechody. Nakonec byl v globálním nastavení nastaven růst velikosti prvku na hodnotu 1,2, což by mělo zamezit tvorbu sousedících prvků, které mají velký velikostní rozdíl vedoucí ke zhoršení kvality sítě. Toto nastavení bylo provedeno v globálních parametrech sítě viz tab. 6.

Tab. 6 Globální nastavení sítě

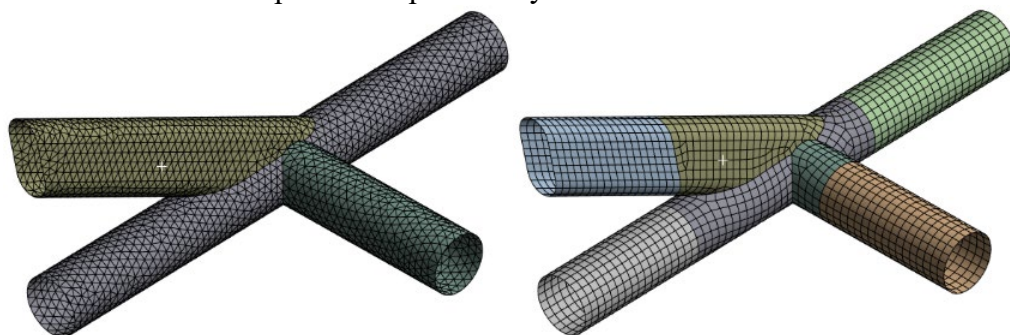
Vlastnost sítě	
Physics Preferences	Mechanical
Element Order	Quadratic
Growth Rate	1,2
Use Adaptive Sizing	No
Capture Curvature	No
Capture Proximity	No

Po definování globálního nastavení sítě byla nastavena jednotlivým dílům sestavy metoda tvorby a velikost prvků podle jejich tvaru a charakteristických rozměrů. V tomto případě jimi jsou například tloušťky stěn, průměry trubek a jejich délky.

Kulaté trubky byly síťovány metodou sweep, pracující na principu tažení pravidelného tvaru po celé délce dílu a následného rozdělení na malé části. Poté jim byla nastavena velikost prvku na 3 mm pro zajištění dostatečné kvality a jemnosti sítě.

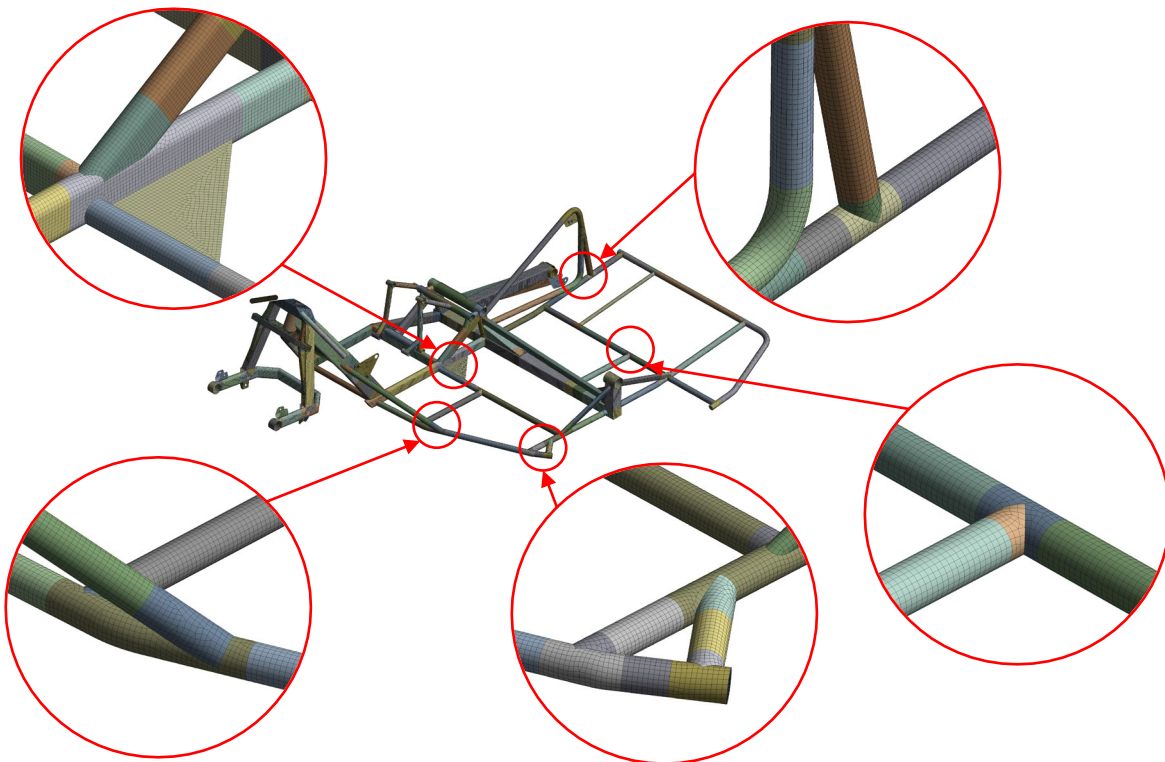
Na hranaté trubky byla použita metoda face meshing, čímž bylo stejně jak u kulatých trubek dosaženo kvalitní strukturované sítě. Byla jim nastavena velikost prvku na 3,5 mm.

Nakonec zbylo vytvořit síť v místech, kde se pravidelné trubky napojovaly na sebe a na díly s nepravidelným tvarem. Ty byly vytvořeny automatickou metodou s preferencí na šestistěnné prvky doplněné čtyřstěny o velikosti 3 mm, čímž bylo docíleno propojení dílů viz obr. 21 s kvalitní strukturovanou sítí pomocí nepravidelných dílů s méně kvalitní sítí nestrukturovanou.



Obr. 21 Porovnání nestrukturované sítě (vlevo) a strukturované (vpravo)

Výslednou kvalitu sítě lze hodnotit pomocí mnoha kritérií, z nich byly vybrány následující dvě, kterými jsou element quality a skewness. Element quality udává poměr objemu vůči délce hrany daného elementu, hodnota leží mezi 0 a 1, přičemž 1 je nejlepší. Skewness ukazuje, jak moc se element liší od ideálního tvaru, čímž je například rovnostranný trojúhelník nebo čtyřstěn, nejlepší hodnocení je 0 a nejhorší je 1. Síť globálního modelu viz obr. 22 má průměrnou element quality 0,98 a skewness 0,04, takže ji lze považovat za velmi kvalitní.



Obr. 22 MKP síť globálního modelu

3.4.3 MODEL MATERIÁLU

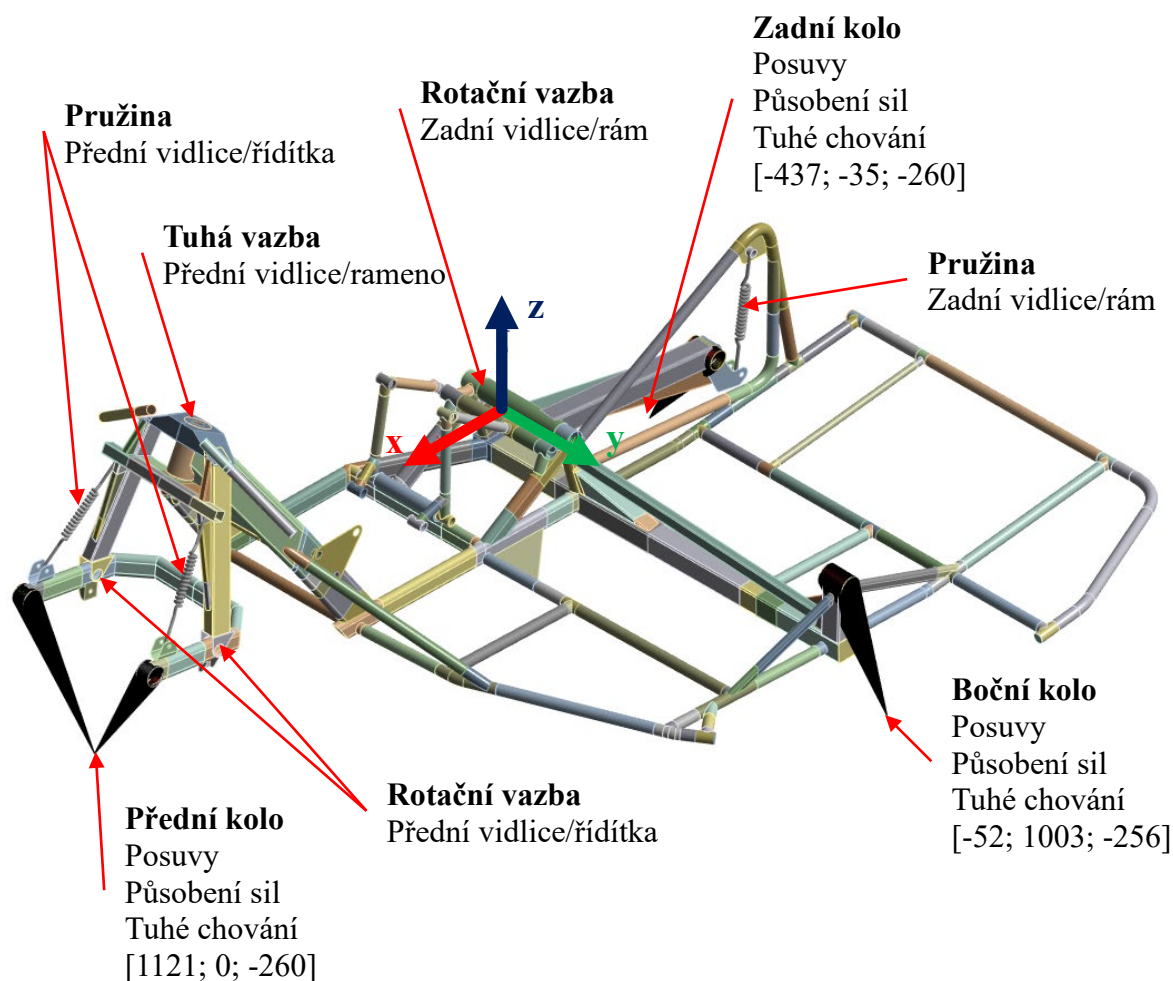
Volba materiálu je důležitou součástí výpočtu, protože se od ní odráží výsledná deformace a napětí. Nejčastěji používaným materiálem rámu závodních sidecar kategorií F2 jsou ocelové trubky, a jinak tomu není ani na analyzovaném rámu. Proto byla uvažována pro všechny trubky a součásti rámu konstrukční ocel s modulem pružnosti $E = 210$ GPa, Poissonovou konstantou $\mu = 0,3$ a hustotou $\rho = 7850$ kg/m³. Pro pájené spoje byla uvažována měď s $E = 123$ GPa, $\mu = 0,35$ a $\rho = 8885$ kg/m³.

3.4.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Hlavními místy, kde jsou přenášeny síly na sidecaru, jsou dotyky pneumatik s vozovkou. Z toho důvodu bylo potřeba definovat daná místa pomocí řídicích uzlů. Tyto řídicí uzly reprezentující dotyk pneumatik s vozovkou byly vztaženy k místům, ke kterým jsou připevněny sestavy jednotlivých kol.

Boční kolo je vztaženo skrz náboj a ložisko k rámu sidecaru, takže nebylo nutné dále doplňovat model o další díly. V případě předního a zadního kola tomu už tak ale nebylo. Bylo potřeba připevnit k rámu přední a zadní vidlice, aby byl zajištěn přenos zmiňovaných sil z vozovky. Zadní vidlice byla připojena pomocí rotační vazby ke středu rámu a přední vidlice byla připojena tuhou vazbou, aby bylo simulováno ideální držení řídítek pilotem, k přední části rámu. Všem zmíněným bodům byla nastavena vlastnost ideální tuhosti, aby nedocházelo k deformacím v místech, ke kterým jsou vztaženy.

Nakonec byla přidána pružina mezi zadní vidlici a rám, která slouží jako zábrana proti nekontrolované rotaci a divergenci výpočtu. Stejná idea byla použita i u přední vidlice, kde byla použita pružina pro každou stranu. Veškeré okrajové podmínky jsou graficky znázorněny na obr. 23.



Obr. 23 Grafické znázornění okrajových podmínek

Z analýzy zátěžových stavů viz kapitola 3.3 byly stanoveny okrajové podmínky pro každý z nich. Jedná se především o zamezení pohybů v bodech dotyku kol s vozovkou a určení velikosti zrychlení, které v jednotlivých směrech působí na celou sestavu. Souhrn okrajových podmínek je vidět v tab. 7.

Tab. 7 Přehled okrajových podmínek

Zátěžový stav	Přední kolo	Zadní kolo	Boční kolo	Pole zrychlení
Brzdění předním kolem	$U_x = U_z = 0$	$U_y = U_z = 0$	$U_z = 0$	$A_x = -0,8G$ $A_z = G$
Brzdění bočním kolem	$U_z = 0$	$U_y = U_z = 0$	$U_x = U_z = 0$	$A_x = -0,6G$ $A_z = G$
Pravotočivá zatáčka	$F_y = -1543 \text{ N}$ $U_z = 0$	$F_y = -500 \text{ N}$ $U_x = U_z = 0$	$U_y = U_z = 0$	$A_y = -1,5G$ $A_z = G$
Levotočivá zatáčka	$U_y = U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_z = 0$	$A_y = 0,8G$ $A_z = G$
Přejezd nerovnosti	$U_y = U_z = 0$	$U_x = U_y = U_z = 0$	$U_z = 0$	$A_z = 4G$

4 MODEL SPOJE

Myšlenka při tvorbě modelu pájeného spoje byla jasná, a to co nejvíce se přiblížit jeho reálnému tvaru. K tomu byl využit především model ze 3D skenu, kde šlo dobře vidět, jak daný spoj v různých místech vypadá.

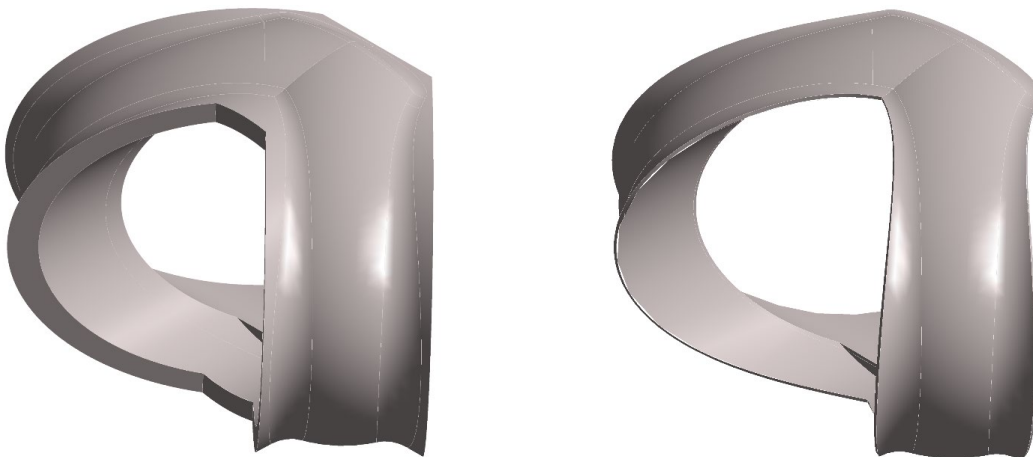
Problém však nastal v případě, kdy byla snaha o oddělení geometrie přídavného od základního materiálu, aby bylo možné přiřadit materiál. Zmíněný problém spočíval v tom, že nebylo možné vytvořit model sítě plynulého přechodu, který je v realitě mezi pájeným spojem a trubkou, z důvodu vzniku nekonečně tenké špičky. Tyto špičky nelze proložit síťovacími prvky, tudíž nebylo možné spustit výpočet.

Na základě toho bylo vytvořeno pět modelů spoje, které mezi sebou byly porovnány. Nakonec byl vybrán model, který nejlépe reprezentoval daný spoj a zároveň jeho výsledky nebyly náchylné na změnu poloměru zaoblení nebo velikosti zkosení vnější hrany přechodu mezi přídavným a základním materiálem.

4.1 POROVNÁNÍ MODELŮ GEOMETRIE

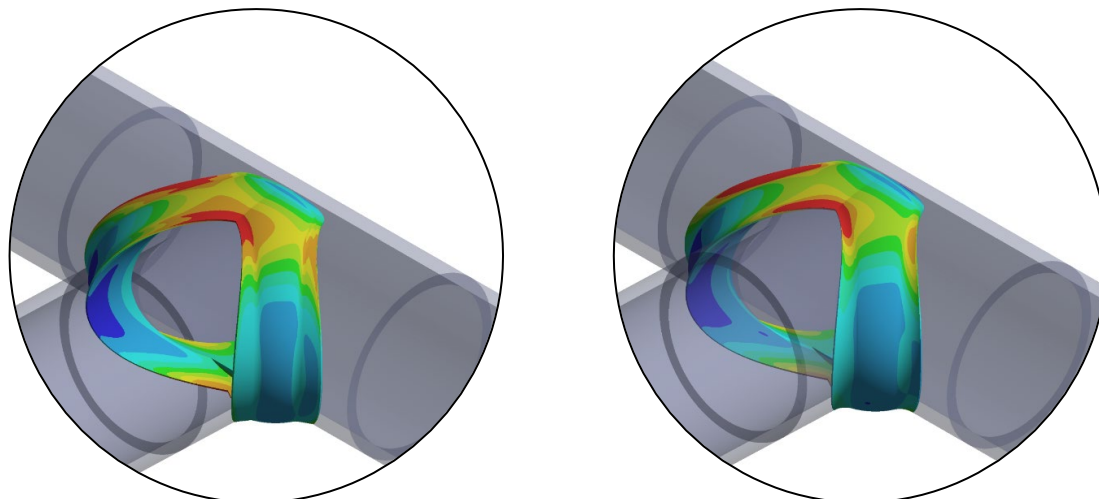
První nápad pro řešení daného problému bylo ořezání trubek v okolí spoje a následně toto okolí sloučit s přídavným materiálem. Kvůli tomu, že měděný materiál byl i kolem spoje byl celý model poddajnější. Takže výsledná napětí byla větší a nebyla skutečná, ale na druhou stranu po dopočítání efektivního napětí by bylo napětí na bezpečnější straně.

Proto byl zhotoven další testovací model geometrie, který uvedený problém řešil malým vysunutím o velikosti 0,25 mm dovnitř trubek, což odstranilo nekonečně tenké špičky, kterým nemohl být vytvořen model sítě. Takže bylo odstraněno spoustu měděného materiálu, který dělal model hodně poddajný, a tudíž se více přiblížil realitě viz obr. 24.



Obr. 24 Porovnání geometrie modelů s okrají trubek (vlevo) a bez okrajů (vpravo)

Předposlední krok při tvorbě geometrie spoje bylo porovnání vlivu zaoblení oproti zkosení vnější hrany přechodu přídavného a základního materiálu a jejich velikosti. Jelikož při použití zkosení docházelo k neplynulému přechodu mezi součástmi a následného vzniku koncentrátoru napětí viz obr. 25 byl, zvolen přístup se zaoblenými hranami, zajišťující plynulý přechod mezi materiály a odstranění koncentrátorů napětí.



Obr. 25 Porovnání geometrii modelu přídavného materiálu v závislosti na rozložení napětí: zkosení (vlevo), zaoblení (vpravo)

Poslední krok byla volba poloměru zaoblení. První varianta byla poloměr 1 mm, která je velmi často využívána při přístup s vrubovými napětí, kvůli tomu, že zmiňované FAT křivky jsou laděny právě pro tento poloměr. Tato varianta nebyla zvolena, ale byla snaha volit poloměr zaoblení podle modelu 3D skenu, stejně jak bylo uvažováno z článku [14], aby daný pájený spoj co nejvíce odpovídal realitě a mohlo tak být zjištěno co možná nejpřesnější napětí, vznikající na rámu sidecary.

4.2 POROVNÁNÍ MKP SÍŤ

Pro správný výpočet bylo potřeba provést citlivostní analýzu MKP sítě, na jejímž základě je možné říct, zda vypočítané napětí je na ni závislé nebo nezávislé. Snahou je docílit sítě nezávislé na výsledcích, které při určité velikosti použitých prvků konvergují a nekonečně se nezvětšují.

V této citlivostní analýze, bylo testováno několik variant nastavení velikostí a metod, za účelem dosažení co nejpřesnější výsledků se zachováním přijatelné časové náročnosti výpočtu. Snahou především bylo vytvoření pravidelné strukturované sítě na okrajích submodelů, aby byl zajištěn kvalitní přenos posuvů do řešeného pájeného spoje. Proto byla geometrie submodelů rozdělena na pravidelné tvary, u kterých lze využít pravidelné šestistěnné prvky. Velikost prvků v těchto pravidelných částech je v rozmezí mezi 0,8 až 1 mm.

Dalším krokem byla analýza MKP sítě pájených spojů. Byly zde testovány různé velikosti, od 0,1 až po 0,8 mm. Při porovnávání výsledných napětí bylo zjištěno, že napětí se v rozmezí 0,1 až 0,4 mm měnilo pouze v jednotkách MPa, což je zanedbatelné, pokud maximální hodnoty redukovaného napětí vycházely ve stovkách MPa. Po překročení hranice 0,4 mm velikosti prvku se výsledná napětí začala měnit v desítkách MPa, což značilo nedostatečnou hustotu prvků modelu sítě. Na základě tohoto porovnání byla zvolena velikost prvku pro pájený spoj 0,4 mm.

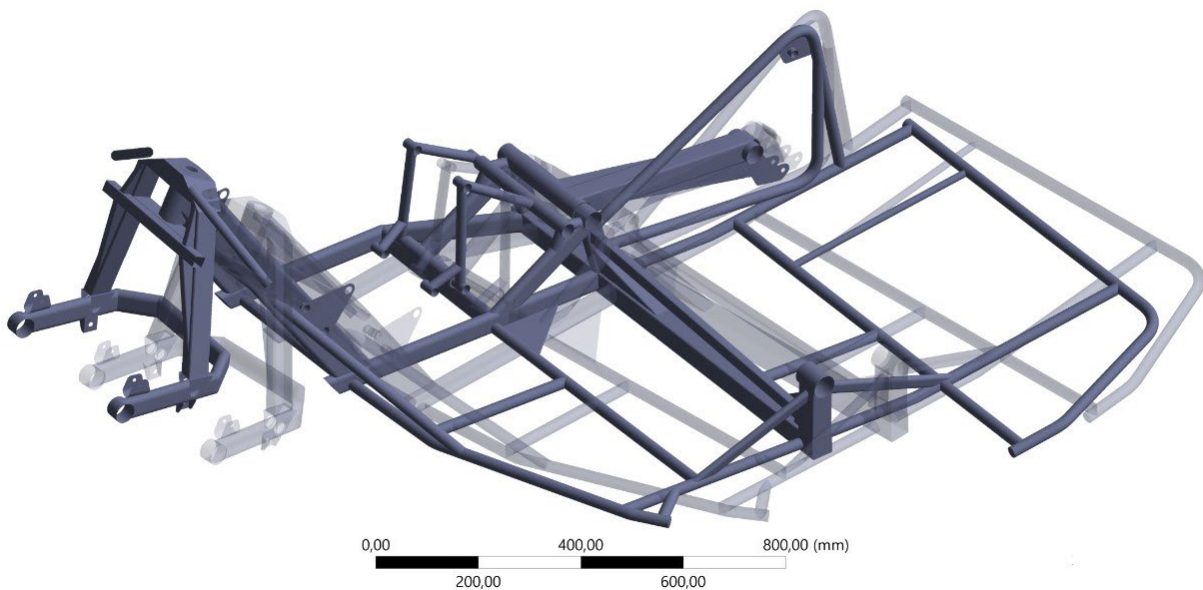
Oblast modelu geometrie mezi okraji s pravidelnou strukturovanou sítí a pájeným spojem byla také nastavena velikost prvku 0,4 mm s faktorem růstu 1,2, který umožnil plynulý přechod velikostí a zároveň kvalitu modelu sítě.

5 VYHODNOCENÍ ZÁTĚŽOVÝCH STAVŮ

Nyní byl model připraven pro všechny zátěžové stavy a byla řada na nalezení kritických míst s největší zátěží. První proběhl výpočet celkové deformace, díky níž bylo ověřeno správné chování rámu pro jednotlivé zátěžové stavy. Následovně bylo vypočteno redukované napětí HMH, které ukázalo právě nejvíce zatížená místa, která byla následně podrobně vyhodnocena.

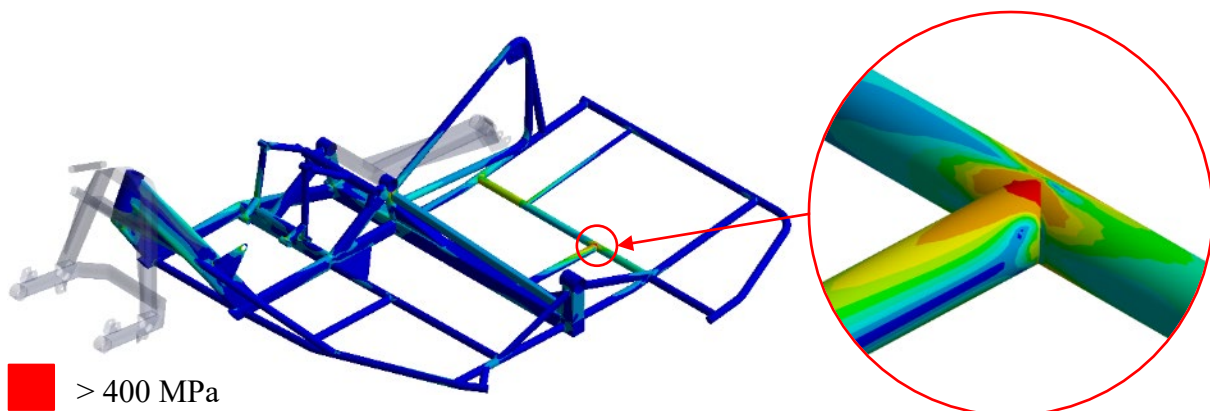
5.1 BRZDĚNÍ PŘEDNÍM KOLEM

Předpokládané chování sidecaru při brzdění předním kolem je rotace bočního kola dopředu kolem kola zadního z důvodu zamezení dopředného pohybu kola předního. Jak lze vidět na obr. 26, kde je porovnání deformovaného rámu s jeho původní pozicí, simulace potvrdila daný předpoklad, takže okrajové podmínky byly nastaveny správně a lze nyní nalézt kritické místo tohoto zátěžového stavu.



Obr. 26 Znáornění deformace při brzdění předním kolem

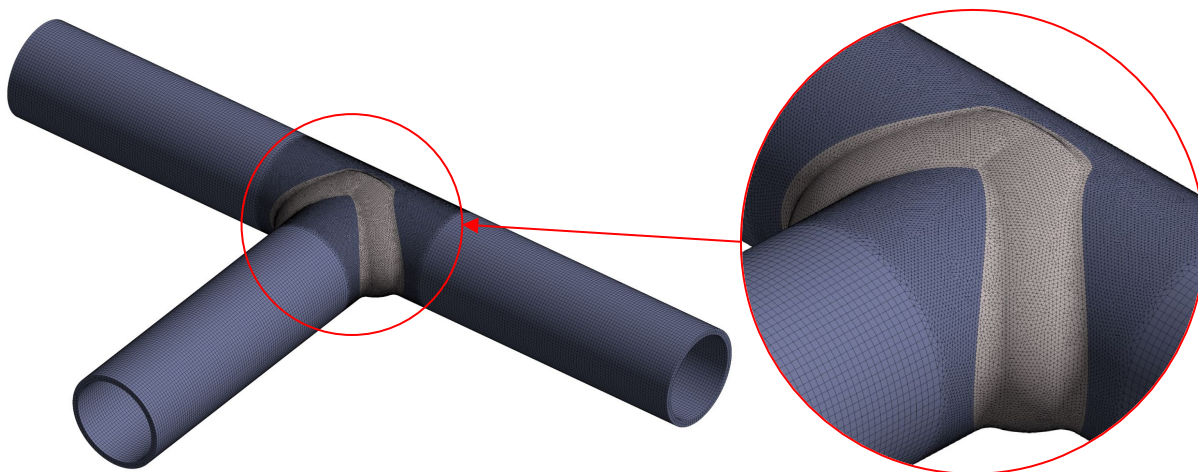
Nejvíce namáhanou část rámu při brzdění předním kolem můžeme vidět v zadní části viz obr. 27. Na tomto místě je spoj trubek, namáhan od spolujezdce, který se zde drží.



Obr. 27 Rozložení redukovaného HMH napětí při brzdění předním kolem a kritické místo

5.1.1 SUBMODEL

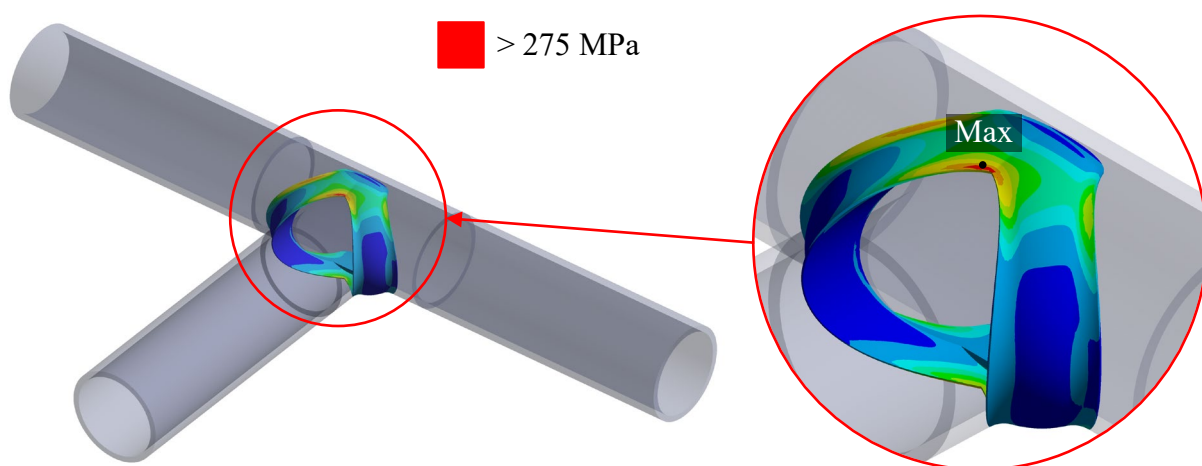
Po nalezení kritického místa byl vytvořen submodel viz obr. 28, který již je objemová geometrie, a hlavně obsahuje geometrii přídavného materiálu. Ten byl vytvořen podle 3D skenu, takže by měl odpovídat reálné geometrii nebo se k ní alespoň velmi přibližovat. Materiál pro rámovou konstrukci byl nastaven stejně jako pro globální model na ocel, ale nyní bylo potřeba také nastavit materiál pájeného spoje, čímž byla měď s vlastnostmi viz kapitola 3.4.3.



Obr. 28 Detailní submodel kritického místa a jeho model sítě

Submodel je malá geometrie, proto bylo možné vytvořit velmi podrobnou síť. Síť byla tvořena prvky s velikostí 0,8 mm na okrajích modelu a jsou tvořeny metodou Sweep, tím byla vytvořena strukturovaná síť, která kvalitně přeneše posuvy z globálního modelu na pájený spoj. Ten je tvořen prvky o velikosti 0,4 mm.

Po vytvoření sítě byly vybrány řezné neboli okrajové plochy, přenášející zmiňované posuvy z globálního modelu. Nakonec bylo spočítáno redukované HMH napětí spoje viz obr. 29, které sloužilo jako vstupní hodnota do výpočtu únavového porušení.



Obr. 29 Rozložení redukovaného HMH napětí pájeného spoje

Pro výpočet efektivního napětí bylo potřeba vypočítat gradient napětí kolem nejvíce zatíženého uzlu viz tab. 8.

Tab. 8 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
298889	294,69	147,345

Výsledné gradienty napětí pro sousední uzly můžeme vidět v tab. 9 z nich byl pro další výpočet vybrán ten s největší hodnotou, v tomto případě 1,320 mm⁻¹.

Tab. 9 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm ⁻¹]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
292107	186,91	93,455	0,436	53,890	0,839
292108	187,42	93,710	0,404	53,635	0,901
292514	250,56	125,28	0,335	22,065	0,446
292515	265,97	132,985	0,309	14,360	0,316
298552	280,04	140,02	0,327	7,325	0,152
298798	287,73	143,865	0,305	3,480	0,077
298895	293,87	146,935	0,358	0,410	0,008
306219	176,33	88,165	0,463	59,180	0,868
306247	188,74	94,370	0,272	52,975	1,320
306274	185,71	92,855	0,425	54,490	0,870

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{G_{\sigma} + s_g} \quad (8)$$

$$n = 1 + \sqrt{1,320 + 0,02} \quad (8.1)$$

$$n = 2,16 \quad (8.2)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{n} \cdot \sigma_{max} \quad (9)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,16} \cdot 294,69 \quad (9.1)$$

$$\sigma_{eff} = 136,58 \text{ MPa} \quad (9.2)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{\sigma_{eff}}{2} \quad (10)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{136,58}{2} \quad (10.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = 68,29 \text{ MPa} \quad (10.2)$$

Pro zátěžový stav brzdění předním kolem byla vypočtena amplituda efektivního napětí 68,29 MPa. Nyní lze dopočítat, jaký počet cyklů do lomu rám v tomto místě pro daný zátěžový stav vydrží.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

$$\sigma_{eff,a} = a \cdot N_f^b \quad (11)$$

$$b = -\frac{1}{k} \quad (12)$$

$$b = -\frac{1}{6,3} \quad (12.1)$$

$$a = 10^{\frac{\log \sigma_{e,a} - \log N_{fe,a}}{b}} \quad (13)$$

$$a = 1033,24 \quad (13.1)$$

$$N_f = \sqrt[b]{\frac{\sigma_{eff,a}}{a}} \quad (14)$$

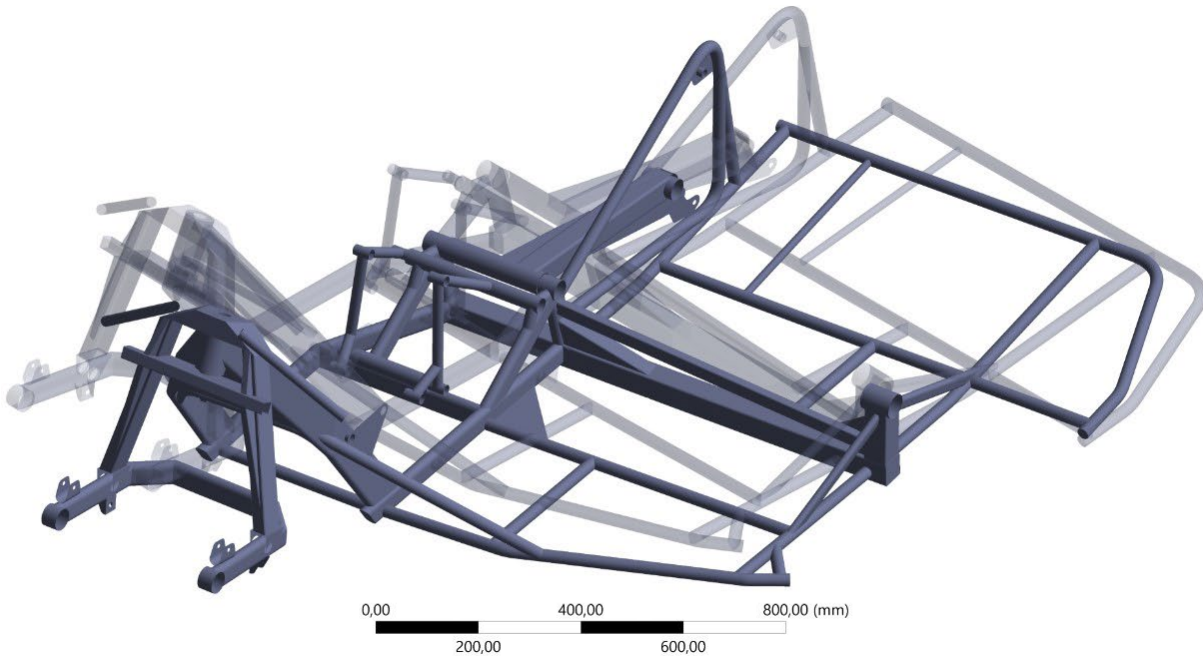
$$N_f = \sqrt[-\frac{1}{6,3}]{\frac{68,29}{1033,24}} \quad (14.1)$$

$$N_f = 2,7 \cdot 10^7 \quad (14.2)$$

Tento pájený spoj vydrží $2,7 \cdot 10^7$ zátěžových cyklů do lomu, což řadíme mezi vysokocyklovou únavovou bezpečnost, která je pro závodní sidecar vyhovující.

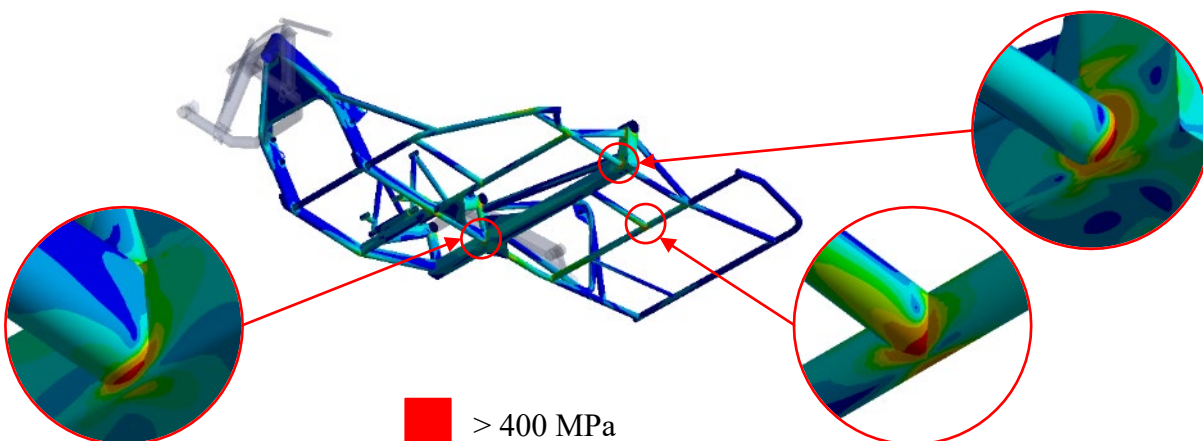
5.2 BRZDĚNÍ BOČNÍM KOLEM

Podobně jako u brzdění předním kolem byla předpokládaná deformace sidecary rotace, tentokrát by ale měla být dopředná kolem bočního kola. Na obr. 30 můžeme vidět, že i v tomto případě simulace odpovídala předpokladu a bylo nyní možno najít kritické místo.



Obr. 30 Znáornění deformace při brzdění bočním kolem

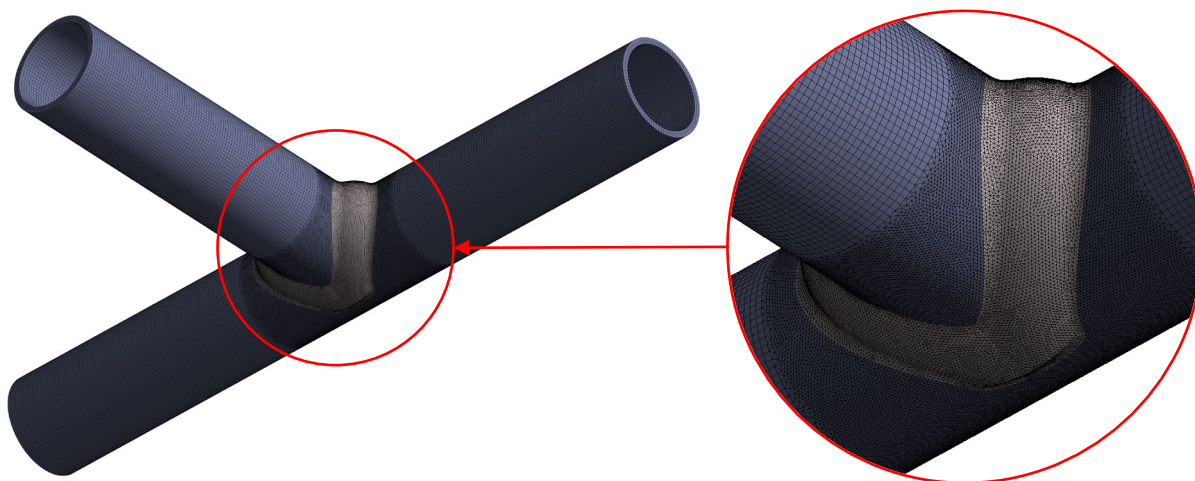
Nejvíce zatíženou částí rámu při tomto zátěžovém stavu byl viz obr. 31 stejný spoj, jak při brzdění předním kolem, pod místem spolujezdce. Ten byl ovšem doplněn o další dvě místa, jedním z nich je spoj v místě působení motoru, pilota a zadního kola a druhý napojení trubky z přední části rámu ke středové čtvercové trubce u bočního kola.



Obr. 31 Rozložení redukovaného HMH napětí při brzdění bočním kolem a kritická místa

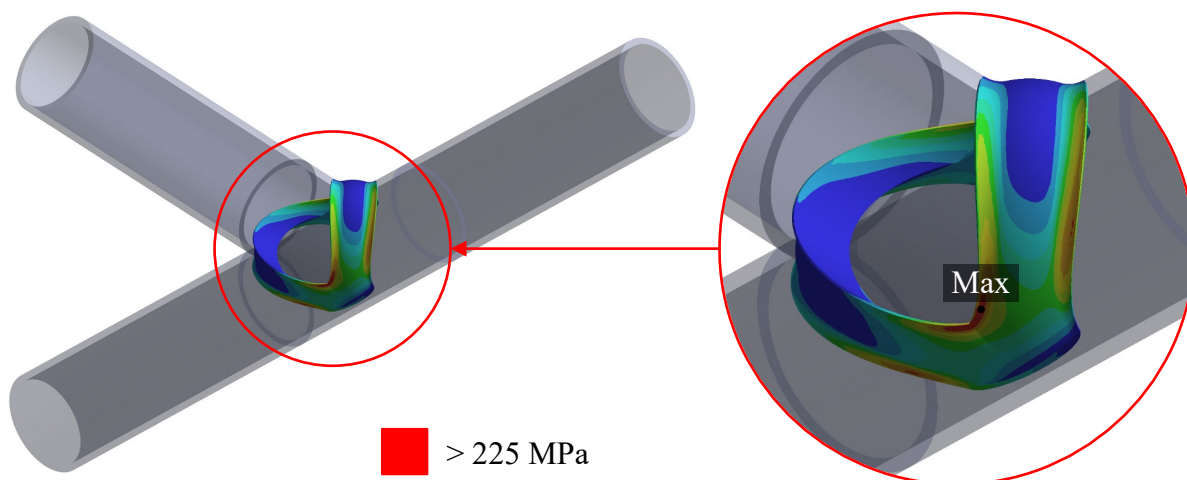
5.2.1 SUBMODEL – KRITICKÉ MÍSTO 1

Jako první bylo hodnoceno stejné místo jako u brzdění předním kolem, akorát podle globálního modelu byla očekávaná kritická oblast ze spodní strany spoje viz obr. 32. Objemová geometrie byla použita stejná jako u předchozího případu, z toho důvodu byla i síť tvořena stejnými prvky. Model se lišil pouze o jiné okrajové podmínky, které byly přeneseny z globálního modelu pro tento zátěžový stav.



Obr. 32 Detailní submodel kritického místa 1 a jeho model sítě

Následně bylo spočítáno rozložení redukovaného HMH napětí viz obr. 33 a byl zjištěn nejvíce zatížený uzel viz tab. 10, který sloužil jako vstupní hodnota k výpočtu gradientu napětí viz tab. 11.



Obr. 33 Rozložení redukovaného HMH napětí na pájeném spoji kritického místa 1

Tab. 10 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
298894	250,94	125,470

Tab. 11 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm ⁻¹]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
291994	153,42	76,710	0,428	48,760	0,907
291995	152,89	76,445	0,462	49,025	0,845
292399	224,55	112,275	0,346	13,195	0,304
292400	205,62	102,810	0,351	22,660	0,514
298565	240,03	120,015	0,300	5,455	0,145
298821	245,00	122,500	0,378	2,970	0,063
298901	245,31	122,655	0,342	2,815	0,066
298926	237,74	118,870	0,304	6,600	0,173
306353	165,75	82,875	0,380	42,595	0,894
306354	156,90	78,450	0,314	47,020	1,192

Pro výpočet efektivního napětí byl použit největší gradient napětí, který zde vyšel 1,192 mm⁻¹.

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{1,192 + 0,02} \quad (15)$$

$$n = 2,10 \quad (15.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,10} \cdot 250,94 \quad (16)$$

$$\sigma_{eff} = 119,46 \text{ MPa} \quad (16.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{119,46}{2} \quad (17)$$

$$\sigma_{eff,a} = 59,73 \text{ MPa} \quad (17.1)$$

Amplituda efektivního napětí pro toto kritické místo vyšla 59,73 MPa, což je menší hodnota než u předchozího zátěžového stavu, takže lze předpokládat i větší únavová bezpečnost.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

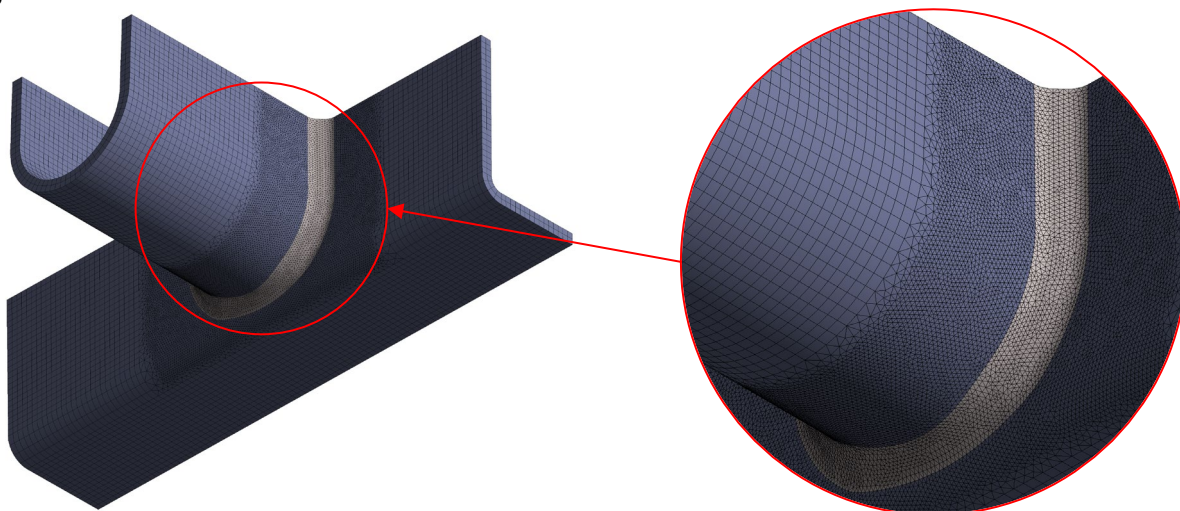
$$N_f = \sqrt[-\frac{1}{6,3}]{\frac{59,73}{1033,24}} \quad (18)$$

$$N_f = 6,3 \cdot 10^7 \quad (18.1)$$

Výsledný počet cyklů pro toto kritické místo vyšlo $6,3 \cdot 10^7$, z čeho vyplývá, že i tento spoj leží daleko za hranicí vysokocyklové únavy 10^4 cyklů.

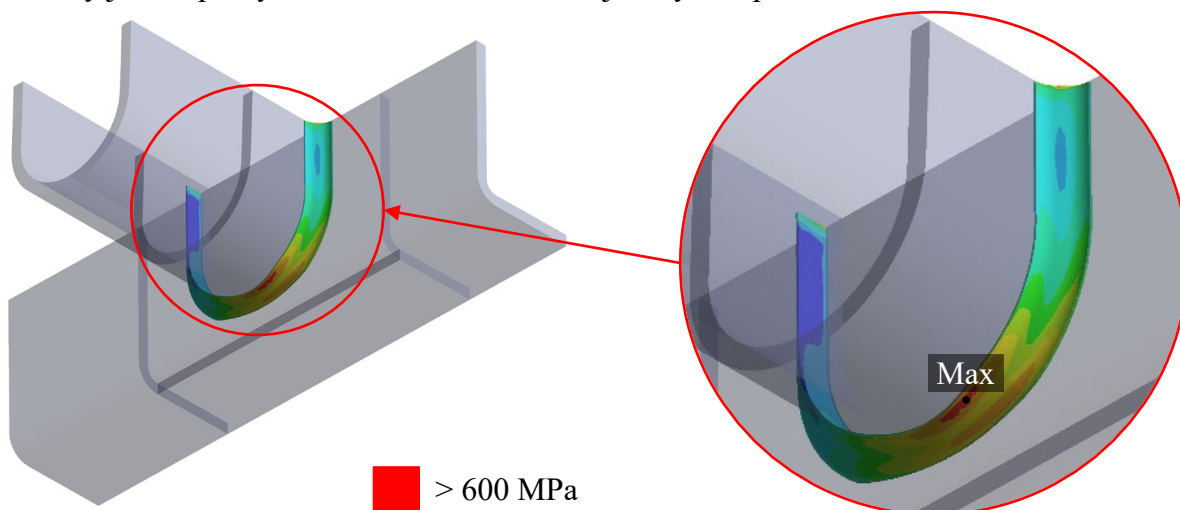
5.2.2 SUBMODEL – KRITICKÉ MÍSTO 2

Druhým nalezeným kritickým místem byl spoj viz obr. 34, nachází se v okolí osazení motoru a pozice pilota. Toto místo je pravděpodobně náchylné na prasknutí kvůli velké hmotnosti, která je zde koncentrována.



Obr. 34 Detailní submodel kritického místa 2 a jeho model sítě

Rozložení redukovaného HMM napětí tohoto spoje lze vidět na obr. 35, kde se oblast s maximálními hodnotami nachází v dolní části spoje s označením nejvíce kritického uzlu, jehož hodnoty jsou zapsány v tab. 12 s maximálním zjištěným napětím 630,78 MPa.



Obr. 35 Rozložení redukovaného HMM napětí submodelu kritického místa 2

Tab. 12 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
51970	630,78	315,390

V tab. 13 lze vidět výsledné gradienty napětí s maximální hodnotou $1,115 \text{ mm}^{-1}$, která byla použita pro další výpočet efektivního napětí.

Tab. 13 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm^{-1}]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
52004	625,18	312,590	0,354	2,800	0,025
52016	626,85	313,425	0,327	1,965	0,019
52023	614,07	307,035	0,372	8,355	0,071
52025	603,27	301,635	0,313	13,755	0,139
52041	611,34	305,670	0,327	9,720	0,094
52044	620,44	310,220	0,355	5,170	0,046
52596	330,47	165,235	0,427	150,155	1,115
52597	366,15	183,075	0,384	132,315	1,092
57877	444,76	222,380	0,278	93,010	1,061

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{1,115 + 0,02} \quad (19)$$

$$n = 2,07 \quad (19.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,07} \cdot 630,78 \quad (20)$$

$$\sigma_{eff} = 305,44 \text{ MPa} \quad (20.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{305,44}{2} \quad (21)$$

$$\sigma_{eff,a} = 152,72 \text{ MPa} \quad (21.1)$$

Amplituda efektivního napětí vyšla v tomto případě skoro trojnásobně vyšší než u předchozího místa. Z toho důvodu se kritické místo u pilota stává více náchylným na poškození a lze očekávat mnohem menší počet cyklů do lomu.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

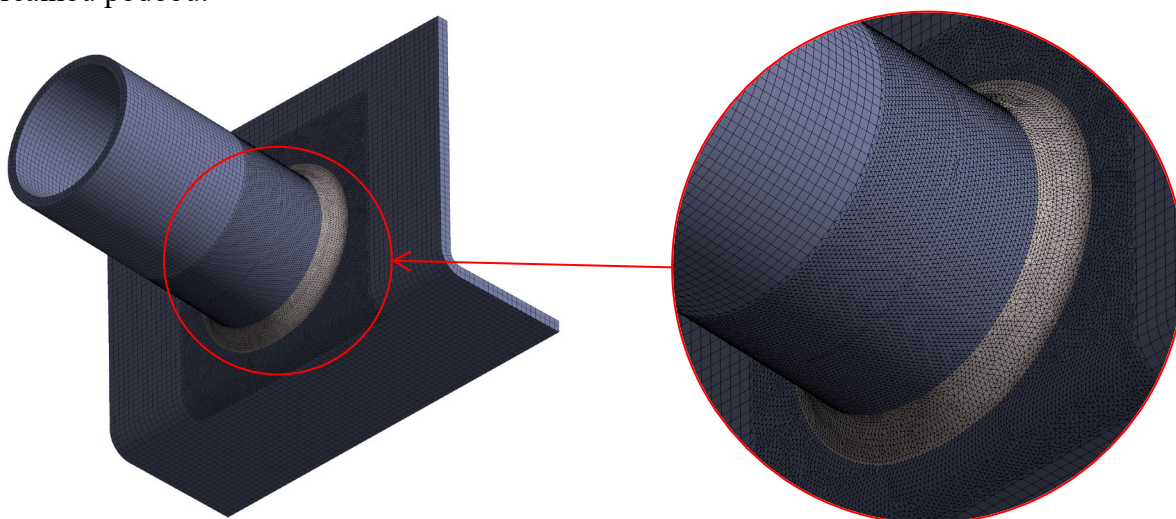
$$N_f = \sqrt[-\frac{1}{6,3}]{\frac{152,72}{1033,24}} \quad (22)$$

$$N_f = 1,7 \cdot 10^5 \quad (22.1)$$

Počet cyklů do lomu zde vyšel $1,7 \cdot 10^5$, což je mnohem méně než u předchozího kritického místa, ale i tak se pořád pohybujeme v oblasti vysokocyklové únavové bezpečnosti.

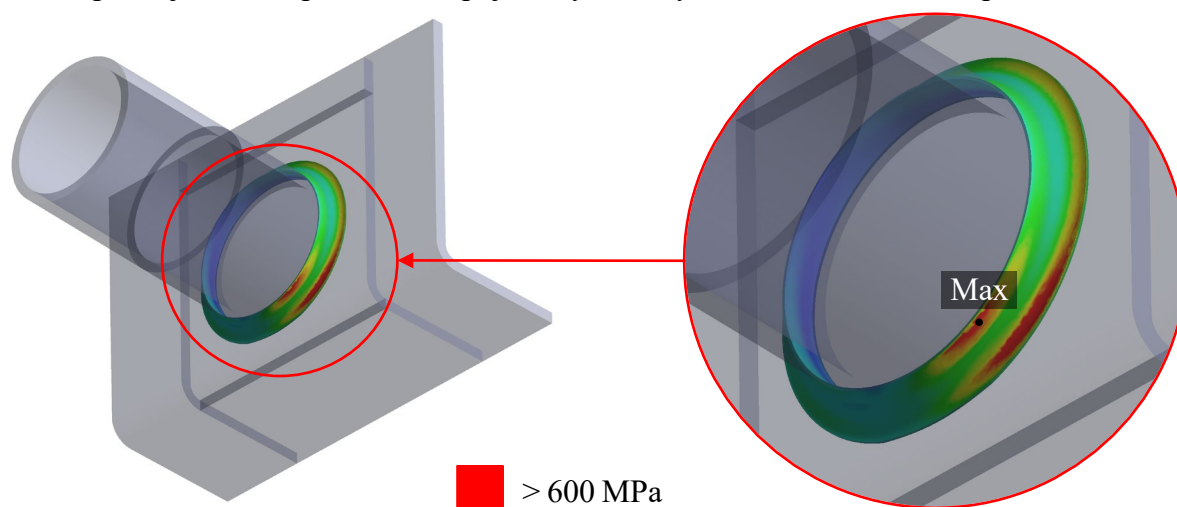
5.2.3 SUBMODEL – KRITICKÉ MÍSTO 3

Posledním hodnoceným kritickým místem brzděním bočním kolem je spoj, který se nachází u bočního kola, kde se napojuje přední část rámu na středovou čtvercovou trubku. Submodel tohoto spoje lze vidět na obr. 36, byl opět tvořen podle 3D skenu se snahou zachovat jeho reálnou podobu.



Obr. 36 Detailní submodel kritického místa 3 a jeho model sítě

Na obr. 37 lze vidět vypočítané rozložení redukovaného HMH napětí, kde se nejvíce zatížená oblast opět objevila ve spodní části spoje, a vyznačený uzel s maximálním napětím.



Obr. 37 Rozložení redukovaného HMH napětí submodelu kritického místa 3

Vlastnosti nejvíce zatíženého uzlu, jehož napětí je 640,14 MPa, můžeme vidět v tab. 14.

Tab. 14 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
3759	640,14	320,070

K tomuto uzlu byly spočítány gradienty napětí viz tab. 15, z nichž byl vybrán pro další výpočty ten největší z nich s hodnotou 2,019 mm⁻¹.

Tab. 15 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm ⁻¹]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
1543	362,89	181,445	0,290	138,625	1,494
1544	358,40	179,200	0,361	140,870	1,220
1755	266,82	133,410	0,401	186,660	1,456
1756	268,00	134,000	0,377	186,070	1,543
3188	573,38	286,690	0,362	33,380	0,288
3448	574,84	287,420	0,289	32,650	0,353
3742	615,01	307,505	0,405	12,565	0,097
3764	615,21	307,605	0,345	12,465	0,113
4090	324,82	162,410	0,244	157,660	2,019

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{2,019 + 0,02} \quad (23)$$

$$n = 2,43 \quad (23.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,43} \cdot 640,14 \quad (24)$$

$$\sigma_{eff} = 263,68 \text{ MPa} \quad (24.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{263,68}{2} \quad (25)$$

$$\sigma_{eff,a} = 131,84 \text{ MPa} \quad (25.1)$$

Výsledná hodnota amplitudy efektivního napětí pro toto kritické místo vyšla o 20 MPa méně než ve spoji v oblasti motoru a pilota, tudíž lze očekávat větší počet cyklů do lomu, který tento spoj vydrží.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

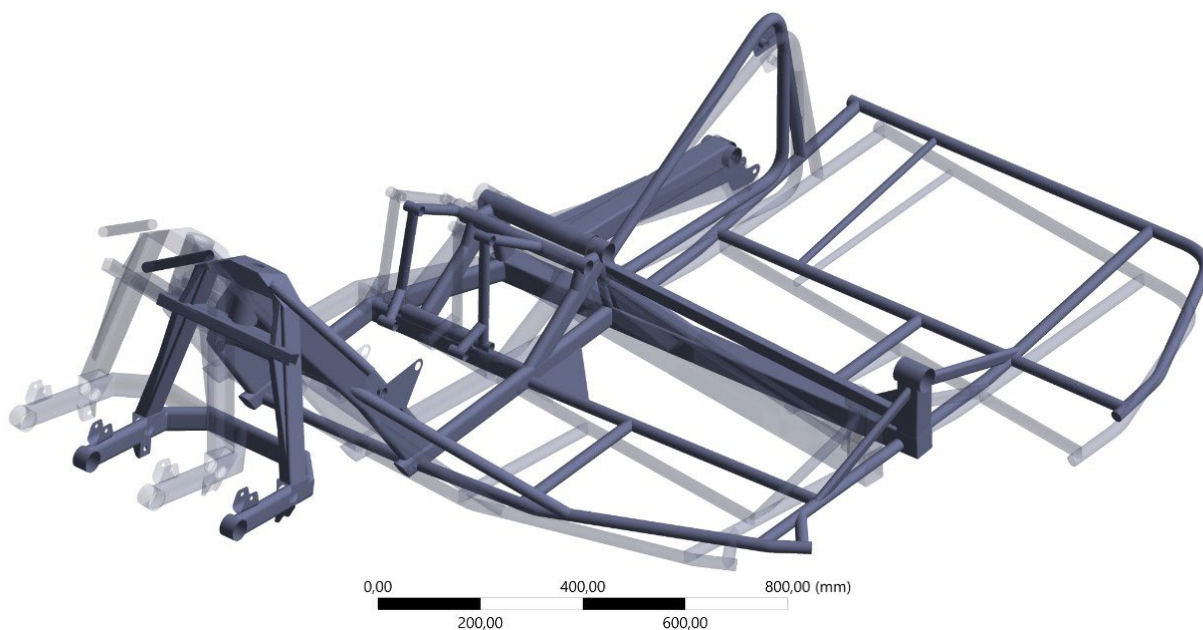
$$N_f = \sqrt[-\frac{1}{6,3}]{\frac{131,84}{1033,24}} \quad (26)$$

$$N_f = 4,3 \cdot 10^5 \quad (26.1)$$

Nakonec pro tento případ vyšel skoro trojnásobně větší počet cyklů do lomu. Z tohoto důvodu usuzujeme, že nejvíce kritický spoj pro tento zátěžový stav je v oblasti koncentrace hmot od uchycení motoru a pozice pilota. Vydrží $1,7 \cdot 10^5$ cyklů, odpovídající vysokocyklové únavové bezpečnosti.

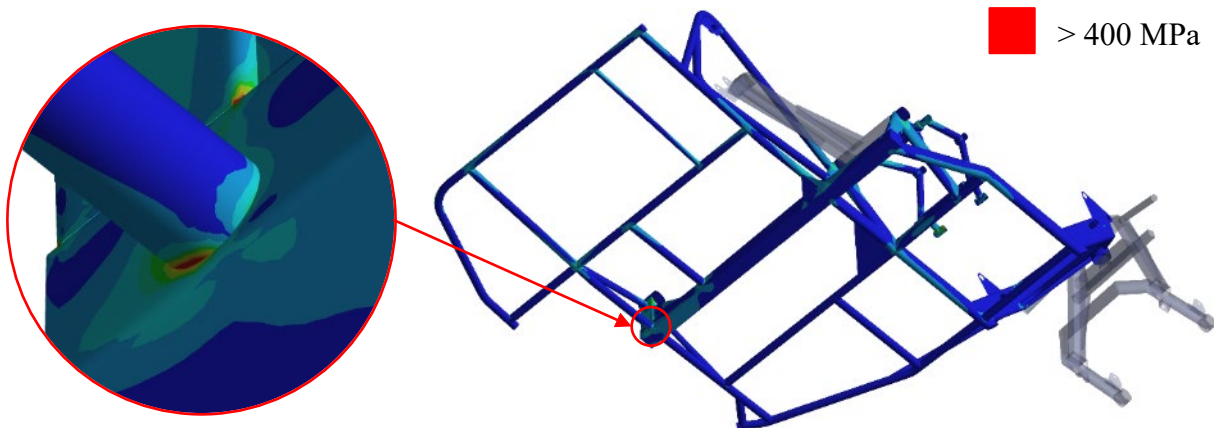
5.3 PRŮJEZD PRAVOTOČIVOU ZATÁČKOU

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou předpokládáme působení sil od vozovky na sidecaru ve směru ze zatáčky neboli rám se bude deformovat doleva směrem ven ze zatáčky. Na obr. 38 můžeme vidět, že simulace se shoduje s předpokladem, takže bylo možné v dalším kroku zjistit kritické místo.



Obr. 38 Znáornění deformace při průjezdu pravotočivou zatáčkou

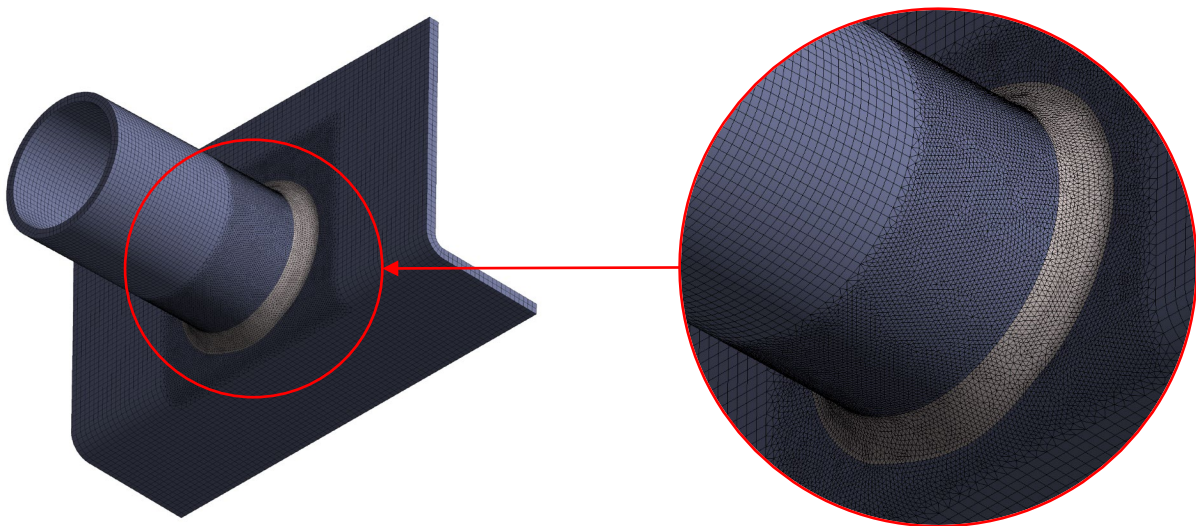
Vypočtené redukované HMM napětí tohoto zátěžového stavu s vyznačeným kritickým místem lze vidět na obr. 39. V tomto případě bylo nalezeno pouze jedno kritické místo, nacházející se u bočního kola, kde se napojuje zadní část rámu na středovou čtvercovou trubku. Jedná se o podobné místo jako jedno z kritických míst při brzdění bočním kolem, hodnocené v kapitole 5.2.3, akorát orientované z druhé strany.



Obr. 39 Rozložení redukovaného HMM napětí při průjezdu pravotočivou zatáčkou a kritická místa

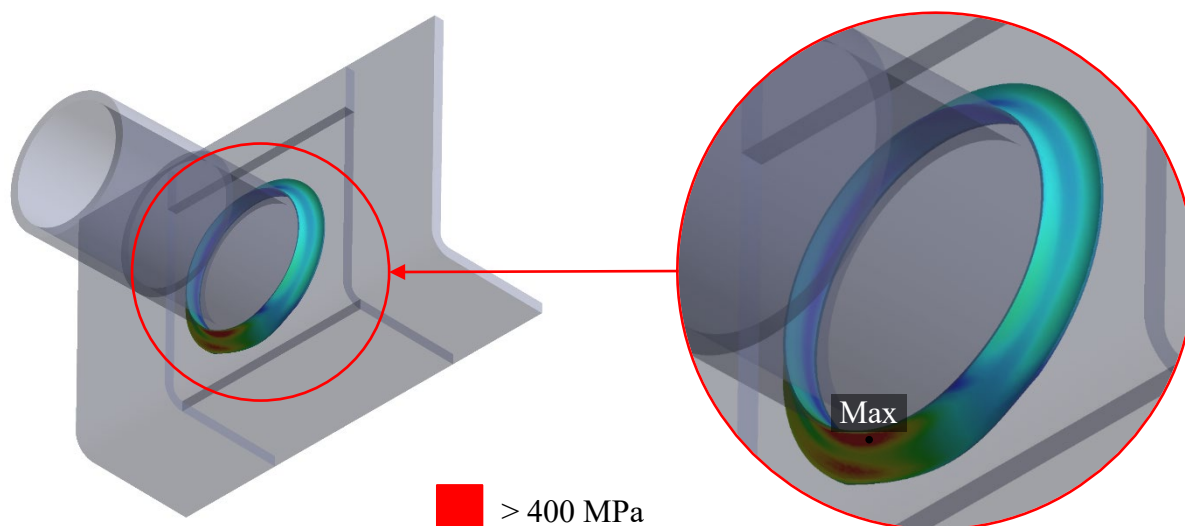
5.3.1 SUBMODEL

Detailní hodnocení proběhlo na submodelu kritického místa, jeho model geometrie je velmi podobný submodelu kritického místa 3 z brzdění bočním kolem a lze ho vidět na obr. 40. Můžeme zde opět vidět detailní model sítě, který je tvořen velmi malými prvky o velikosti 0,4 mm v oblasti spoje, které se dále rozšířily do strukturované části okraje modelu, kde se nacházejí pravidelné šestistěnné prvky o velikosti 0,8 mm.



Obr. 40 Detailní submodel kritického místa a jeho model sítě

Dalším krokem byl opět výpočet redukovaného HMM napětí na pájeném spoji. Z globálního modelu byl předpoklad, že největší napětí bude ve spodní vnější části. Tento předpoklad byl naplněn viz obr. 41, kde je znázorněn nejvíce zatížený uzel, ve kterém napětí sahalo nad 400 MPa. Hodnoty vypočítaného napětí byly zapsány do tab. 16, se kterými se dále pracovalo pro výpočet gradientu napětí sousedních uzlů.



Obr. 41 Rozložení redukovaného HMH napětí submodelu kritického místa

Tab. 16 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
81353	489,91	244,955

Výsledné gradienty napětí lze vidět v tab. 17, kdy největší hodnota je 1,267 mm⁻¹, která sloužila jako vstup do výpočtu efektivního napětí pro vyhodnocení únavové bezpečnosti.

Tab. 17 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm ⁻¹]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
80428	243,27	121,635	0,494	123,320	1,019
80624	358,42	179,210	0,402	65,745	0,668
80753	407,17	203,585	0,565	41,370	0,299
80787	414,79	207,395	0,571	37,560	0,269
81354	461,25	230,625	0,401	14,330	0,146
83241	473,52	236,760	0,418	8,195	0,080
83679	484,91	242,455	0,423	2,500	0,024
83962	269,52	134,760	0,355	110,195	1,267
84340	243,21	121,605	0,410	123,350	1,230
84342	271,58	135,790	0,360	109,165	1,237

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{1,267 + 0,02} \quad (27)$$

$$n = 2,13 \quad (27.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,13} \cdot 489,91 \quad (28)$$

$$\sigma_{eff} = 229,54 \text{ MPa} \quad (28.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{229,54}{2} \quad (29)$$

$$\sigma_{eff,a} = 114,77 \text{ MPa} \quad (29.1)$$

Již podle nejvyššího napětí z MKP výpočtů šlo očekávat nižší efektivní napětí než u předchozích zátěžových stavů. Pro tento případ byla spočtena amplituda efektivního napětí 114,77 MPa, pro kterou v následujícím kroku byl zjištěn počet cyklů do lomu.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

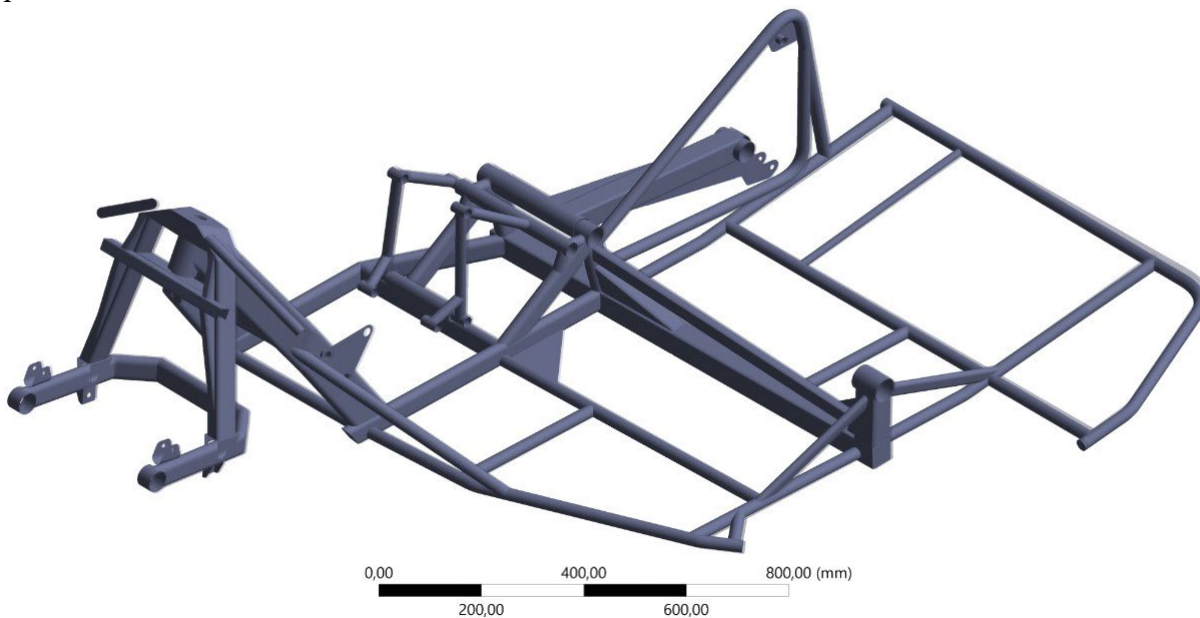
$$N_f = \frac{1}{\sqrt{6,3}} \sqrt{\frac{114,77}{1033,24}} \quad (30)$$

$$N_f = 1,0 \cdot 10^6 \quad (30.1)$$

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou bylo zjištěno, že nejvíce zatížené místo by mělo vydržet $1,0 \cdot 10^6$ cyklů do lomu. Stejně jako v minulých zátěžových stavech se bezpečně nacházíme v oblasti vysokocyklové únavy, která začíná od $1,0 \cdot 10^5$ zátěžových cyklů, což by mělo být dostatečné pro předpokládanou životnost a bezpečnost závodních sidecar.

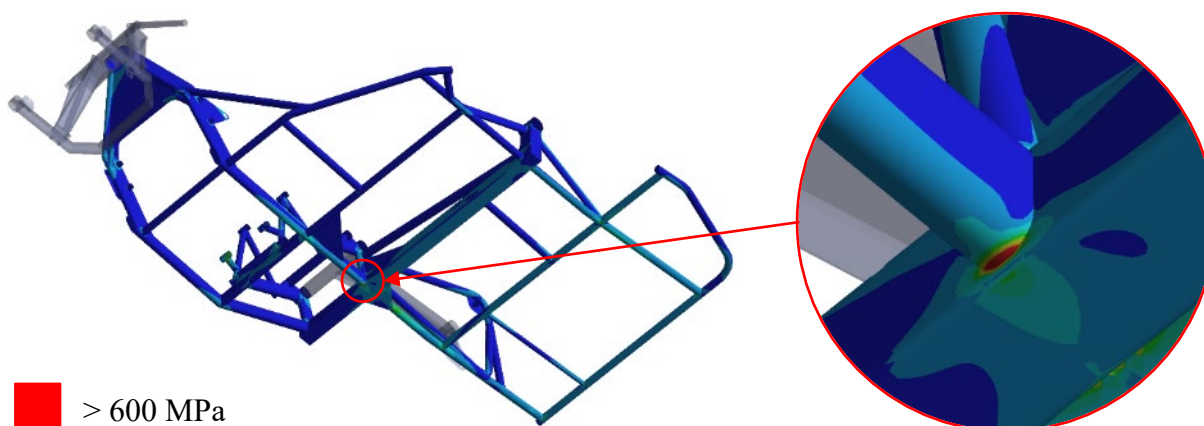
5.4 PRŮJEZD LEVOTOČIVOU ZATÁČKOU

Po analýze pravotočivé zatáčky byl hodnocen i průjezd levotočivou zatáčkou, zde bylo předpokládáno chování sidecary opačně oproti pravotočivé, to znamená deformace směrem doprava ven ze zatáčky. Jak lze vidět na obr. 42, opravdu tato deformace nastala, akorát byla velmi malá v porovnání s minulými zátěžovými stavy. Pravděpodobně kvůli tomu, že většina hmot je na pravé straně sidecary a nenastala tak velká síla, aby tyto hmoty nadzvedla, či posunula.



Obr. 42 Znárodnění deformace při průjezdu levotočivou zatáčkou

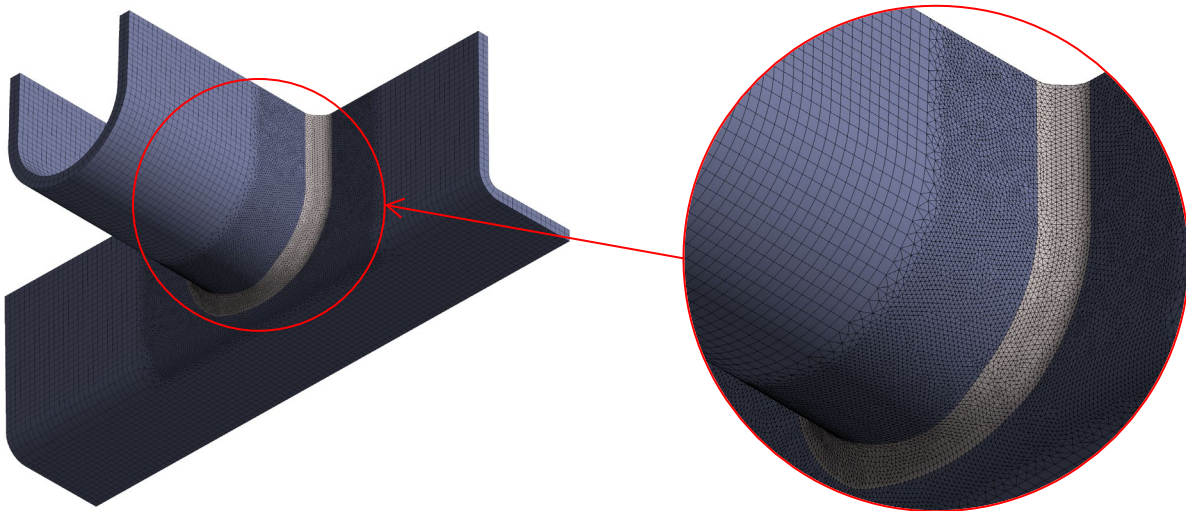
Při tomto zátěžovém stavu bylo kritické místo objeveno ve středu konstrukce viz obr. 43, kde je v blízkosti motor, sedící pilot a upevnění zadního kola. Toto místo se také shoduje s jedním z nejvíce zatížených míst při brzdění předním kolem.



Obr. 43 Rozložení redukovaného HMMH napětí při průjezdu levotočivou zatáčkou a kritické místo

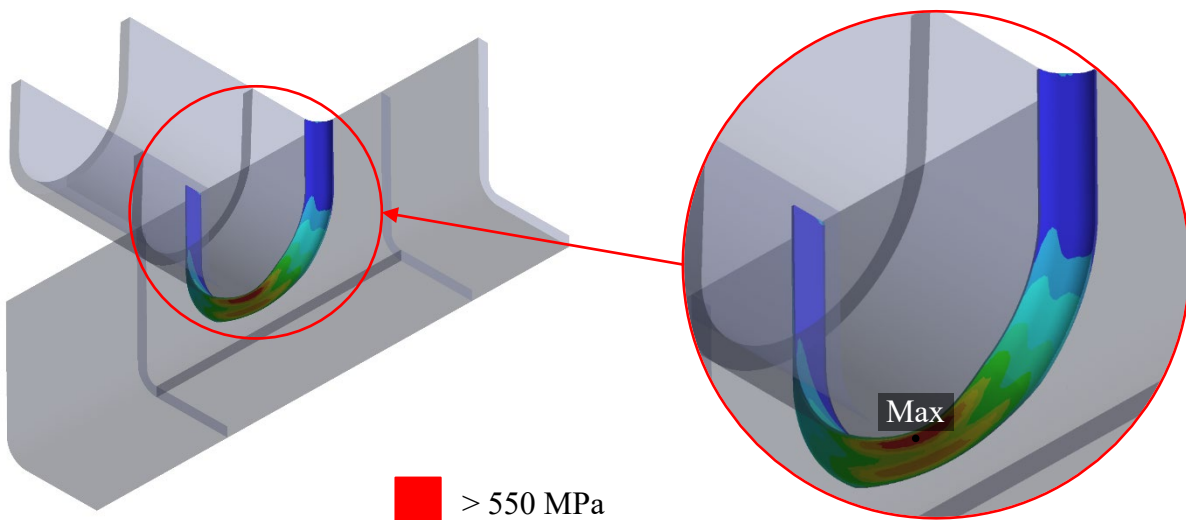
5.4.1 SUBMODEL

Jelikož nejvíce namáhané místo pro průjezd levotočivou zatáčkou je stejné jako kritické místo 2 pro brzdění bočním kolem, mohl být použit stejný model geometrie a sítě, který lze vidět na obr. 44.



Obr. 44 Detailní submodel kritického místa a jeho model sítě

Rozložení redukovaného HMH napětí pro tento zátěžový stav byl podobný jako u brzdění bočním kolem. Kritická oblast viz obr. 45 se posunula více dolů do pájeného spoje a je více symetrická. Pokud se podíváme na hodnoty vypočítaného napětí, tak bylo taktéž skoro srovnatelné, lišilo se zhruba o 30 MPa. Informace o nejvíce zatíženém uzlu lze vidět v tab. 18 s maximální hodnotou 612,66 MPa.



Obr. 45 Rozložení redukovaného HMH napětí submodelu kritického místa

Tab. 18 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
56653	612,66	306,330

Výpočet gradientů napětí pro tento případ lze vidět v tab. 19, kde maximální hodnota použita pro další výpočet je $1,571 \text{ mm}^{-1}$.

Tab. 19 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejvíce namáhaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm^{-1}]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
55096	320,58	160,290	0,396	146,040	1,203
55777	502,61	251,305	0,400	55,025	0,449
55778	508,43	254,215	0,306	52,115	0,556
56625	600,23	300,115	0,404	6,215	0,050
56689	610,15	305,075	0,410	1,255	0,010
56699	597,72	298,860	0,300	7,470	0,081
56705	597,91	298,955	0,295	7,375	0,082
57282	346,74	173,370	0,276	132,960	1,571

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{1,571 + 0,02} \quad (31)$$

$$n = 2,26 \quad (31.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,26} \cdot 612,66 \quad (32)$$

$$\sigma_{eff} = 170,92 \text{ MPa} \quad (32.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{170,92}{2} \quad (33)$$

$$\sigma_{eff,a} = 135,46 \text{ MPa} \quad (33.1)$$

Vzhledem k tomu, že maximální redukované napětí vyšlo podobně jako u předchozího výpočtu pro toto místo rámu, tak ani amplituda efektivního napětí nebyla očekávána velmi odlišná. Toto napětí vyšlo 135,46 MPa, což je o 20 MPa méně, takže i počet cyklů do lomu by měl vycházet větší než minule.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

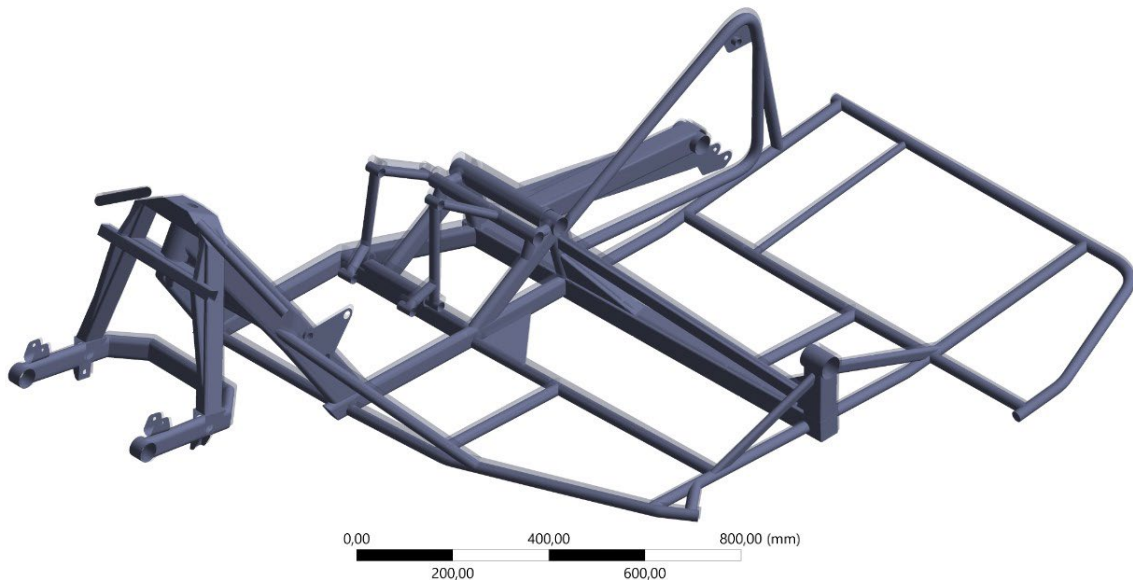
$$N_f = \frac{\sqrt[6,3]{135,46}}{\sqrt{1033,24}} \quad (34)$$

$$N_f = 3,6 \cdot 10^5 \quad (34.1)$$

Pro průjezd levotočivou zatáčkou se nacházíme ve vysokocyklové bezpečnostní únavě s $3,6 \cdot 10^5$ počtem cyklů do lomu, takže i zde je předpoklad pro bezpečnost závodních sidecar splněn.

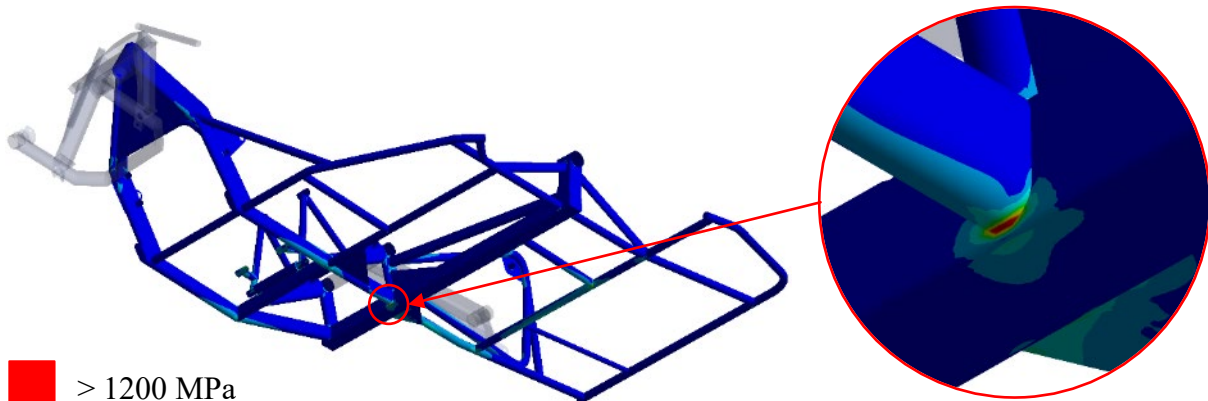
5.5 PŘEJEZD NEROVNOSTI

Poslední hodnocený zátěžový stav je přejezd nerovnosti. Jedná se o ojedinělý případ, při kterém sidecar na malý okamžik ztratí kontakt s vozovkou a následně je namáhán rázovými silami při dopadu. Protože se nejedná o běžný stav, na který sidecar není stavěn, můžeme očekávat malou bezpečnost z důvodu působení velmi velké zátěže. Při tomto stavu lze očekávat deformaci směrem k vozovce a malému prohnutí, tento předpoklad se v simulaci viz obr. 46 potvrdil.



Obr. 46 Znárodnění deformace při přejezdu nerovnosti

I v tomto případě je nejvíce zatížené místo viz obr. 47 ve spoji v blízkosti motoru, pilota a zadního kola, pravděpodobně je to z důvodu největší koncentrace hmot, která zde působí. Oproti ostatním případům můžeme vidět, že je zde až 3x větší napětí než u stavů předchozích.

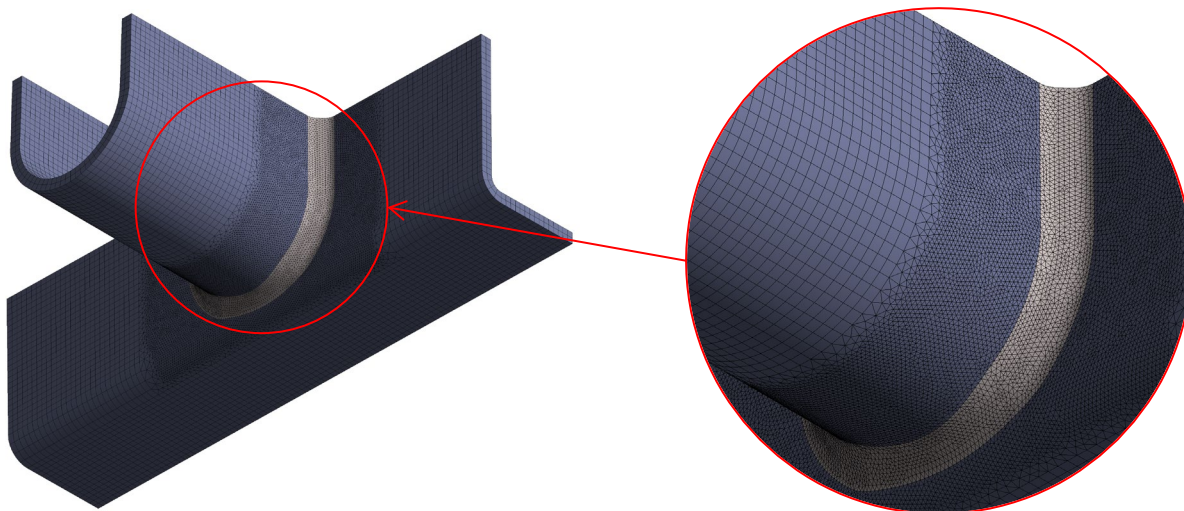


■ > 1200 MPa

Obr. 47 Rozložení redukovaného HMM napětí při přejezdu nerovnosti a kritické místo

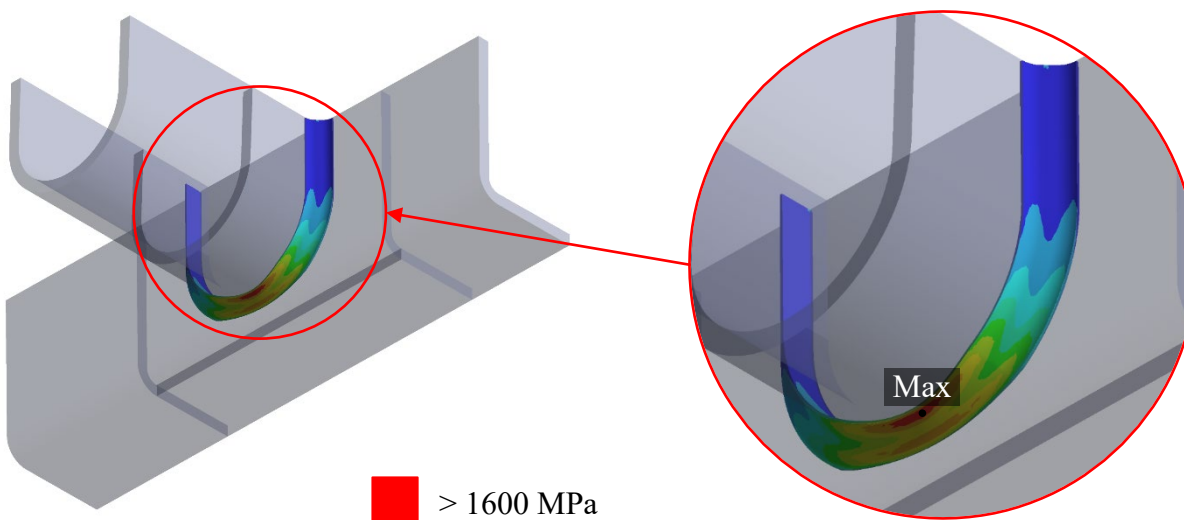
5.5.1 SUBMODEL

Jak lze vidět, tak i při přejezdu nerovnosti nejvíce zatížené místo bylo v oblasti motoru a pilota, které je shodné s předešlými stavy. Proto bylo možné použít pro tento submodel viz obr. 48 stejnou geometrii a model sítě, jak u předchozích kritických míst.



Obr. 48 Detailní submodel kritického místa a jeho model sítě

Následně bylo vypočítáno redukované HMM napětí tohoto spoje viz obr. 49, u kterého lze vidět mnohonásobně vyšší maximální napětí, právě z důvodu extrémního působení sil.



Obr. 49 Rozložení redukovaného HMM napětí submodelu kritického místa

Nalezený uzel s maximální hodnotou napětí byl zapsán do tab. 20, jehož hodnota byla až 1687,20 MPa.

Tab. 20 Nejvíce namáhaný uzel

Číslo uzlu	Napětí	
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]
56714	1687,20	843,600

Dále stejně jak u minulých výpočtů byly spočteny gradienty napětí sousedních uzlů a byl použit největší z nich, jehož hodnota byla $1,288 \text{ mm}^{-1}$ pro výpočet efektivního napětí.

Tab. 21 Výpočet gradientu napětí sousedních uzlů

Číslo uzlu	Napětí		Vzdálenost od nejmáchaného uzlu [mm]	Rozdíl napětí [MPa]	Gradient napětí [mm ⁻¹]
	Horní [MPa]	Amplituda [MPa]			
56625	1668,00	834,000	0,338	9,600	0,034
56628	1674,60	837,300	0,313	6,300	0,024
56662	1654,30	827,150	0,296	16,450	0,066
56671	1675,90	837,950	0,272	5,650	0,025
56689	1683,60	841,800	0,308	1,800	0,007
57281	915,20	457,600	0,355	386,000	1,288
57282	976,66	488,330	0,395	355,270	1,065
57286	977,38	488,690	0,452	354,910	0,931

VÝPOČET EFEKTIVNÍHO NAPĚTÍ

$$n = 1 + \sqrt{1,288 + 0,02} \quad (35)$$

$$n = 2,14 \quad (35.1)$$

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{2,14} \cdot 1687,20 \quad (36)$$

$$\sigma_{eff} = 787,06 \text{ MPa} \quad (36.1)$$

$$\sigma_{eff,a} = \frac{787,06}{2} \quad (37)$$

$$\sigma_{eff,a} = 393,53 \text{ MPa} \quad (37.1)$$

Jelikož už maximální horní napětí uzlu bylo přes 1600 MPa, tak i amplituda efektivního napětí vyšla mnohem větší, a to 393,53 MPa.

VÝPOČET POČTU CYKLŮ

$$N_f = \frac{1}{\sqrt{6,3}} \sqrt{\frac{68,29}{393,53}} \quad (38)$$

$$N_f = 437 \quad (38.1)$$

Jelikož pro tak velké napětí nebyla v nalezené Wöhlerově křivce data, tak výsledek byl extrapolován. Z toho důvodu slouží pouze jako orientační a nemusí odpovídat realitě. Pro zjištění počtu cyklů by muselo měření únavových zkoušek proběhnout pro větší rozsah zatížení, ze kterých by bylo zcela jasno kolik by daný spoj vydržel cyklů do lomu.

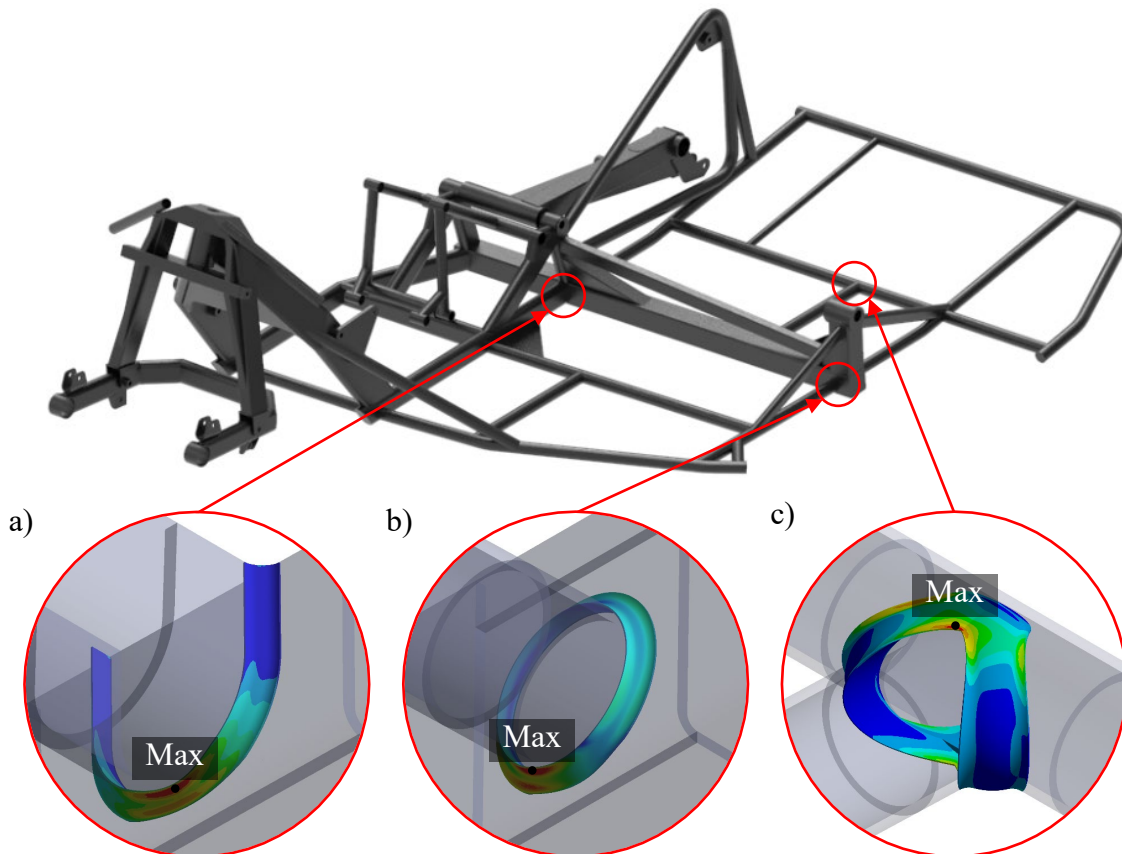
ZÁVĚR

V první části práce byla provedena rešerše o pájení, ve které bylo zjištěno, jaké jsou základní fyzikální principy ovlivňující tvorbu pájeného spoje. Hlavními jevy jsou kapilarita, umožňující proudění v úzkých prostorech, a smáčení, díky čemuž se přídavný materiál dokáže rovnoměrně rozprostřít na místě spoje. Následně byl zjištěn postup tvorby pájeného spoje, který začíná při volbě správného spojovacího materiálu v závislosti na materiálu spojovaném. Pokračuje přípravou povrchu, především jeho čištěním, jak chemickým, tak mechanickým, dále je na řadě návrh samotného spoje neboli volba vhodné mezery mezi spojovanými materiály podle použitého spojovacího materiálu. Nakonec je řada na volbu technologie, která se využije pro daný problém, odvíjející se od sériovosti výroby, pro kusovou výrobu je vhodné pájení plamenem, naopak pro sériovou výrobu se využívají průběžné pece.

V další části bylo nutné provést rešerši, jak vyhodnocovat pájené spoje z hlediska pevnosti. Bylo nalezeno využitelné řešení, které aplikuje přístup efektivního vrubového napětí na tuto problematiku. Především jde o výpočet redukovaného HMMH napětí, závislého na materiálu základním i přídavném, na které je poté aplikován podpůrný koeficient závislého na gradientu napětí, udávající rozložení napětí kolem řešeného uzlu v modelu MKP. [14]

V tomto momentu bylo možné začít připravovat model geometrie pro následující výpočet, který byl rozdělen na analýzu globálního modelu a analýzu kritických míst pomocí submodelů. Pro globální analýzu byl vytvořen skořepinový model zatížený pěti zátěžovými stavy, kterými byly brzdění předním kolem, brzdění bočním kolem, průjezd pravotočivou zatáčkou, průjezd levotočivou zatáčkou a přejezd nerovnosti. Těmto místům byly vytvořeny detailní objemové modely podle 3D skenu, pro zachování co nejvíce realistického tvaru. Výsledné napětí z těchto submodelů již sloužily jako vstupní data pro výpočet efektivního napětí, které následně bylo porovnáno s naměřenou Wöhlerovou křivkou z článku [14] a byl vypočítán počet cyklů do lomu, který daný pájený spoj vydrží.

Po provedení napjatostně deformační analýzy byla nalezena tři kritická místa viz obr. 50. Nejhůře dopadl zátěžový stav přejezd nerovnosti z důvodu působení velkých rázových sil. Amplituda efektivního napětí zde vyšla 393,53 MPa, pro tuto hodnotu bylo extrapolací zjištěn počet cyklů do lomu 437, který slouží pouze jako orientační z důvodu nedostatku naměřených dat. Tento zátěžový stav není obvyklý a nastává velmi zřídka, proto je zde důležitější bezpečnost posádky než bezpečnost rámu sidecar. Naopak nejméně namáhaným stavem je brzdění předním kolem, kde výsledná efektivní amplituda vyšla pouze 68 MPa s počtem cyklů do lomu $2,7 \cdot 10^7$, což leží v oblasti vysokocyklové únavové bezpečnosti. Výsledná napětí a počet cyklů do lomu pro ostatní zátěžové stavy vyšly mezi těmito hodnotami a lze je vidět v tab. 22.



Obr. 50 Kritická místa všech zátěžových stavů a) průjezd levotočivou zatáčkou, brzdění bočním kolem a přejezd nerovnosti b) průjezd pravotočivou zatáčkou c) brzdění předním kolem

Tab. 22 Shrnutí výsledků všech zátěžových stavů

Zátěžový stav	Amplituda efektivního napětí	Počet cyklů do lomu
	[MPa]	[-]
Brzdění předním kolem	68	$2,7 \cdot 10^7$
Průjezd pravotočivou zatáčkou	115	$1,0 \cdot 10^6$
Průjezd levotočivou zatáčkou	135	$3,6 \cdot 10^5$
Brzdění bočním kolem	153	$1,7 \cdot 10^5$
Přejezd nerovnosti	394	437

Na výsledných hodnotách lze vidět, že u všech zátěžových stavů vyšla napětí a následný počet cyklů do lomu v oblasti vysokocyklové únavové bezpečnosti, což je pro závodní sidecar zcela dostačující z důvodu malého počtu závodů a tréninků, které sidecar kategorie F2 za sezónu absolvuje. Pro zjištění celkové bezpečnosti by bylo nutné znát, jaké tratě danou sezónu sidecar pojede, podle toho spočítat počet zatáček a brzdění, které během závodů a tréninků nastanou, a nakonec využít Palmgren-Miner pravidlo pro výpočet počtu cyklů do lomu v závislosti na počtu daných zátěžových stavů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *ASM handbook: Welding, Brazing and Soldering*. 6th print. Materials Park: ASM International, 2003. ISBN 978-087-1703-828.
- [2] MARYON, Herbert. Soldering and welding in the bronze and early iron ages. *Technical studies in the field of the fine arts*. Cambridge: William Hayes Fogg Art Museum, 1936, **5**(2), 75-108. ISSN 0261-3417.
- [3] KOHL, Walter H. Soldering and brazing. *Vacuum* [online]. 1964, **14**(5), 175-198 [cit. 2023-03-09]. ISSN 0042207X. Dostupné z: doi:10.1016/0042-207X(64)90858-9
- [4] JACOBSON, David a Giles HUMPSTON. *Principles of brazing*. 1st ed. Materials Park: ASM International, 2005. ISBN 9780871708120.
- [5] WAY, Matthew, Jack WILLINGHAM a Russell GOODALL. Brazing filler metals. *International Materials Reviews*. 2020, **65**(5), 257-285. ISSN 0950-6608. Dostupné z: doi:10.1080/09506608.2019.1613311
- [6] *The Brazing Book*. Lucas-Milhaupt, 2015.
- [7] J BLUNT, N C Balchin. *Health and Safety in Welding and Allied Processes*. 5th Edition. Cambridge: Woodhead Publishing, 2002. ISBN 9781855735385.
- [8] ROBERTS, Philip. *Industrial Brazing Practice*. 2nd Edition. CRC Press, 2013. ISBN 9781466567740.
- [9] SCHWARZ, Mel M. *Brazing*. 2nd Edition. ASM International, 2003. ISBN 0871707845.
- [10] SALVADORI, Clement. A Short History of Sidecars. In: *Rider: Motorcycling at its best* [online]. [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: <https://ridermagazine.com/2011/05/13/a-short-history-of-sidecars/>
- [11] The motorcycle sidecar: A history lesson. In: *Harley Davidson* [online]. [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: <https://www.insurance.harley-davidson.com/the-open-road/profiles/motorcycle-sidecar>
- [12] The Machines: Evolution of the Sidecar. In: *Sidecar Racers Association* [online]. [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: <http://www.sidecarracers.com/the-machines.html>
- [13] IQBAL, Nouman, Heng FANG, Ahsan NASEEM, Muhammad KASHIF a Hans DE BACKER. A Numerical Evaluation of Structural Hot-Spot Stress Methods in Rib-To-Deck Joint of Orthotropic Steel Deck. *Applied Sciences* [online]. 2020, **10**(19) [cit. 2023-03-23]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app10196924

- [14] BAUMGARTNER, J., W. TILLMANN, K. BOBZIN, M. ÖTE, S. WIESNER a N. SIEVERS. Fatigue of brazed joints made of X5CrNi18-10 and Cu10 and derivation of reliable assessment approaches. *Welding in the World*. 2020, **64**(4), 707-719. ISSN 0043-2288. Dostupné z: doi:10.1007/s40194-020-00850-1
- [15] Controlled Atmosphere Furnace Brazing for Cost-Effective Assembly. In: *Automatic Machine Products* [online]. [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: <https://ampcomp.com/news-updates/controlled-atmosphere-furnace-brazing-for-cost-effective-assembly/>
- [16] MANFRED, M. *LCR F1 Suzuki 1000 ccm - Treasure Racing - Sidecar* [online]. In: . [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: https://www.flickr.com/photos/m_meier_51/46300981271/in/photostream/
- [17] APPLETON, Joe. 10 Fearsome Motorcycle Sidecar Rigs From World War Two!. In: *AutoWise* [online]. [cit. 2023-03-11]. Dostupné z: <https://autowise.com/ww2-motorcycle-sidecar-bikes/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\Delta\sigma$	[Pa]	Rozdíl napětí sousedních uzlů
a	[-]	Parametr přímky
A_x	[m/s ²]	Zrychlení v ose x
A_y	[m/s ²]	Zrychlení v ose y
A_z	[m/s ²]	Zrychlení v ose z
b	[-]	Parametr přímky
DR		Drát
E	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
E_P	[J]	Volná povrchová energie
F	[N]	Zatěžovací síla
$F1$		Formula 1
$F2$		Formula 2
$F3$		Formula 3
FL		Fólie lepená
FO		Fólie
F_y	[N]	Silové působení v ose y
G_σ	[mm ⁻¹]	Gradient napětí
k	[-]	Sklon Wöhlerovy křivky
LF		Lepící fólie
MKP		Metoda konečných prvků
n	[-]	Zpevňující koeficient
N_f	[-]	Počet cyklů do lomu
O		Obklady
P		Pásek
PA		Pasta
PF		Připravená forma
PL		Plátek
PR		Prášek
s_g	[mm]	Koeficient rozptylu měření
T		Tavná pasta
t	[mm]	Tloušťka spojovaného materiálu
U_x	[mm]	Posuv v ose x

U_y	[mm]	Posuv v ose y
U_z	[mm]	Posuv v ose z
γ_{KP}	[J]	Energie na rozhraní kapalného a plynného tělesa
γ_{SK}	[J]	Energie na rozhraní pevného a kapalného tělesa
γ_{SP}	[J]	Energie na rozhraní pevného a plynného tělesa
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[kg/m ³]	Hustota materiálu
σ_c	[Pa]	Celkové napětí
σ_{ck}	[Pa]	Napětí kvadraticky extrapolované
σ_{cl}	[Pa]	Napětí lineárně extrapolované
$\sigma_{e,a}$	[Pa]	Amplituda efektivního napětí pro 10 ⁷ cyklů
σ_{eff}	[Pa]	Maximální efektivní napětí
$\sigma_{eff,a}$	[Pa]	Amplituda efektivního napětí
σ_{max}	[Pa]	Maximální horní redukované HMM napětí
σ_n	[Pa]	Normálové napětí
σ_o	[Pa]	Ohybové napětí
σ_v	[Pa]	Vrubové napětí