



Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Deformačně napěťová analýza fixačního přípravku
Stress/strain Analysis of Fixation Device

Bakalářská práce
2020
Matyáš Petrydes

Studijní program: Teoretický základ strojího inženýrství

Studijní obor: Bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Bc. Padovec Zdeněk, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Petrýdes** Jméno: **Matyáš** Osobní číslo: **473557**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Deformačně napěťová analýza fixačního přípravku

Název bakalářské práce anglicky:

Stress/Strain Analysis of Fixation Device

Pokyny pro vypracování:

- konstrukční modifikace zajišťující funkčnost a vyrobiteľnosť komponent
- kontrolní výpočet přípravku
- kompletace výkresové dokumentace

Seznam doporučené literatury:

- [1] Kanócz A., Španiel M: Metoda konečných prvků v mechanice poddajných těles, Skripta, ČVUT
- [2] <http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb/index.htm>

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Bc. Zdeněk Padovec, Ph.D., odbor pružnosti a pevnosti FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **30.10.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.01.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Bc. Zdeněk Padovec, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

15. 12. 2020

Datum převzetí zadání

[Podpis]
Podpis studenta

Poděkování

Děkuji panu Ing. Bc. Zdeňkovi Padovci, Ph.D. za odborné vedení práce, přínosné konzultace, trpělivost, vstřícný přístup a připomínky které byly velmi důležité pro zdárné vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě Mubea, spol. s r.o. za umožnění práce na tomto projektu.

V neposlední řadě děkuji také své rodině, která mi při studiu byla oporou.

Anotační list:

Jméno autora:	Matyáš Petrýdes
Název:	Deformačně napěťová analýza fixačního přípravku
Title:	Stress/strain Analysis of Fixation Device
Akademický rok:	2020/2021
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	Bez oboru
Ústav:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky
Vedoucí práce:	Ing. Bc. Padovec Zdeněk, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 32 Počet obrázků: 31
Klíčová slova:	Přípravek, svorka, stabilizátor, napětí, analýza
Keywords:	Fixation device, clamp, anti-roll bar, stress, analysis
Anotace:	Předmětem této bakalářské práce je provedení deformačně napěťové analýzy na přípravku, který slouží ke zjišťování únavových vlastností svorek stabilizátorů automobilu. Jelikož se požaduje, aby přípravek vydržel extenzivní testování svorek po delší časový úsek, je nutno provést deformačně napěťovou analýzu díky které zjistíme, zda je konstrukce dostatečně tuhá a vyhovuje testovacímu zatížení.
Annotation:	The aim of bachelor thesis is to perform stress/strain analysis of new fixation device used for car anti-roll bar clamps. This fixation device should withstand extensive testing of clamps for extended period of time. Using this analysis, we can find out if the construction is stiff enough and if it suits to testing machine.

Obsah

1. Úvod	7
2. Stabilizátory	8
2.1. Druhy stabilizátorů	9
2.2. Testované uložení stabilizátoru	10
3. Únavové vlastnosti.....	11
3.1. Cyklické zatížení	11
3.2. Wöhlerova křivka	11
3.3. Dimenzování součástí.....	12
3.4. Testování únavových vlastností	13
3.4.1. Testování ve firmě Mubea	14
4. MKP	15
4.1. Abaqus.....	16
5. Konstrukční návrh a jeho analýza	16
5.1. Deformačně napěťová analýza přípravku ve výchozí pozici	18
5.1.1. Příprava modelu přípravku pro analýzu	18
5.1.2. Práce s modelem v Abaqusu	19
5.1.3. Výsledky simulace	23
5.2. Napěťová analýza přípravku v extrémní pozici	26
5.3. Napěťová analýza přípravku při rozložení sil	28
5.4. Shrnutí	30
6. Závěr.....	30

Seznam zkratek a symbolů:

N	[1]	Počet cyklů
σ_a	[N*mm ⁻²]	Amplituda napětí
F _z	[N]	Zkušební síla
MKP		Metoda konečných prvků
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
μ	[1]	Poissonova konstanta
u	[mm]	Posuv
S	[N*mm ⁻²]	Napětí
RP-1		Referenční bod distribuce napětí

1. Úvod

Vzhledem k neustále zrychlujícímu se tempu ve strojírenském průmyslu a zvýšenými nároky na ekonomičnost procesů je třeba každý přípravek, který je konstruktérem navržen, teoreticky testovat pomocí simulování zatížení, které na něj bude vyvíjeno v průběhu jeho životnosti. Pokud by firma takovouto možnost neměla, znamenalo by to jak finanční, tak časové ztráty.

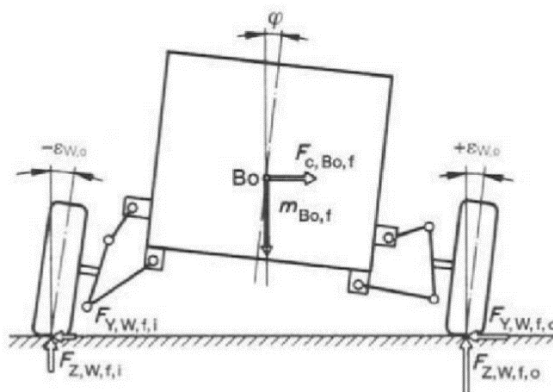
Ve firmě Mubea s.r.o. vznikl požadavek na vylepšení konstrukce testovacího přípravku pro svorky pouzder stabilizátoru. Dosavadní řešení již nesplňovalo všechny požadované vlastnosti, zejména různá natočení svorek vůči ose hydropulseru. Musí se tak vytvořit nový, atypický přípravek, který bude v těchto ohledech vyhovující.

Takto specifický, konstrukčně i ekonomicky náročný přípravek nemůže být vyroben bez předchozího teoretického ověření jeho vlastností. Je tedy třeba provést deformačně napěťovou analýzu, pomocí které můžeme odhalit konstrukční nedostatky, nebo naopak potvrdit, že je navržen správně. Konstrukce bude zatížena testovacím zatížením definovaným firmou v různých místech a pod různými úhly.

Musíme vycházet z předpokladu, že přípravek má svému účelu sloužit minimálně několik let, aby pro firmu byl ekonomicky výhodný. Kvůli povaze testování také musí být dostatečně tuhý, aby jeho deformace neznamenal ovlivnění požadovaného měření. Je totiž velmi pravděpodobné, že by poté mohly ovlivnit napětí na svorce a výsledky testů by nebyly relevantní. Při případných modifikacích vycházejících z deformačně napěťové analýzy se musí brát v potaz také kompatibilita s testovacím zařízením, kde se zkoušky vykonávají. Nelze opomenout ani bezpečí pracovníků v provozu, pro něž by zničení nebo jiné poškození přípravku v průběhu testování mohlo znamenat časové ztráty, nebo v horším případě i zranění.

2. Stabilizátory

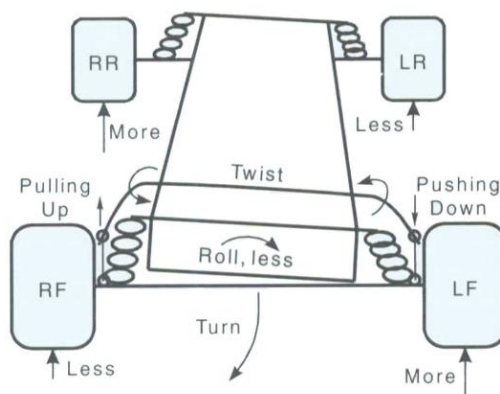
V průběhu projíždění zatáčkou (Obrázek 1) má vozidlo přirozenou tendenci přenášet svoji tíhu na vnější stranu a dochází tím ke klopení karoserie. To má nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti, kdy má kolo nevhodné postavení vůči povrchu vozovky. V důsledku se snižuje bezpečnost a komfort jízdy, jelikož automobilu déle trvá reakce na příkazy řidiče.



Obrázek 1 - Síly působící na vozidlo [1]

Díky stabilizátorům můžeme tyto negativní efekty zmírnit, či úplně odstínit. Při souměrném zatížení obou kol tedy není stabilizátor nezbytně nutný. Jakmile však na kola působí rozdílné síly, tato součást se snaží rozdíl sil vyrovnat a omezuje náklon karoserie vozidla. Většinou se používá na obou nápravách vozu a propojuje kola téže nápravy. Můžeme jím také regulovat, či zvyšovat nedotáčivost a přetáčivost vozidla.

Zjednodušeně se tedy energie ze zatíženějšího kola pomocí této tyče částečně přenáší na méně zatížené kolo na vnitřní straně zatáčky a zvedá ho směrem ke karoserii. Zároveň se stabilizátor může do jisté míry deformovat (Obrázek 2) [1][2].



Obrázek 2 - Stabilizátor propojující kola stejné nápravy [3]

Zmiňme ještě fakt, že stabilizátor reaguje na vertikální pohyb kol. V případě přejezdu příčné nerovnosti (například zpomalovací prahu) se kola pohybují ve stejném směru. Stabilizátor se tedy otáčí ve svém uložení a nijak do pohybu kol nezasahuje. Pokud ale vozidlo jede rovně po hrbolaté, nerovné cestě, stabilizátor díky různým vertikálním pohybům mezi koly funguje, avšak nepříznivě ovlivňuje vlastnosti a chování vozu [4].

2.1. Druhy stabilizátorů

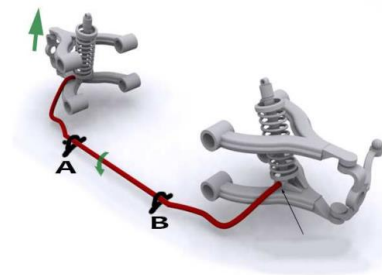
Stabilizátory se dělí na:

- Zkrutné (ocelové, tvaru *U*)
- Hydraulické
- Elektronicky řízené [5]

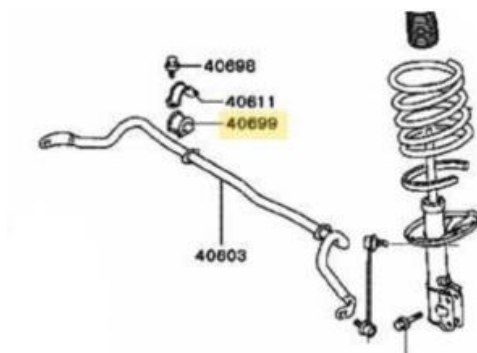
U stabilizátor je nejběžnějším typem u osobních automobilů, především díky své jednoduché konstrukci a nízkým výrobním nákladům. Tvarují se dle prostoru na vozidle. Jejich tuhost závisí na velikosti deformace tyče. Tu ovlivňuje její průměr, délka ramen a délka střední části.

Tuhost tak bývá zpravidla daná z výroby a nelze jí dynamicky měnit, jako je tomu třeba například u závodních vozů. Jsou nevhodné například i pro SUV, kde vyšší těžiště vozidla nepříznivě ovlivňuje klopení karoserie. Automobil ještě navíc musí být použitelný v terénu, kde dochází právě k jevu popsanému v hlavní kapitole. Stabilizátor zde tedy omezuje zdvih kol a snižuje trakci. Výrobci se zde často uchylují k různým nastavením tlumičů v řídicí jednotce, které se pak aktivují na základě volby řidiče nebo dat snímaných během jízdy. Zde tedy tuhost stabilizátoru a případně celého podvozku nastavitelná je.

Uchycení *U* stabilizátoru může být provedeno přímo ke karoserii, nebo pomocí táhel (Obrázek 3, 4).



Obrázek 3 - Přímé uchycení ke karoserii [4]



Obrázek 4 - Uchytení pomocí táhel [4]

V prvním případě je ve spojení více zatěžována samotná tyč, v druhém je toto potlačeno táhly, avšak často zde vznikají vůle v kloubovém uložení [4][5].

2.2. Testované uložení stabilizátoru

Pouzdro stabilizátoru (Obrázek 5), které je testovaným předmětem, pro který se přípravek vyrábí, se běžně skládá ze dvou částí: kovové a pryžové. Kovová část je samotná svorka, která obepíná pryžový silentblok. Jak vyplývá z předchozích kapitol, je nutné, aby se stabilizátor mohl ve svém uložení otáčet. Nesmí se však stát, že se bude volně pohybovat v jiných směrech, aby jeho prostřední část stále zůstala na požadovaném místě.

V provozu tedy dochází ke tření mezi stabilizátorem a pryžovou částí pouzdra. Je tedy nutné použít dostatečně odolný materiál, který se působením toho tření neroztaví. Samotná kovová část musí být konstrukčně a materiálově navržena tak, aby udržela stabilizátor na karoserii vozidla, od které se má pouzdro tendenci odtrhnout [6].



Obrázek 5 – Pouzdro stabilizátoru

3. Únavové vlastnosti

Při cyklickém namáhání součástí dochází k postupné únavě materiálu. Jedná se o nevratné změny způsobené cyklickou plastickou deformací. V celé součásti se mění mechanické vlastnosti, následně se vytvoří lokální plastická deformace v povrchových oblastech, která vede ke vzniku únavové trhliny. Únavová trhlina se postupně šíří, a nakonec dochází k lomu.

Je tedy potřeba otestovat, zdali a jak dlouho daná součást vydrží pracovní zatížení ke kterému je určena. Testy provádíme nejčastěji pomocí dynamických a statických zkoušek. Tyto zkoušky vypoví více o mechanických vlastnostech materiálu, pomocí napětí a deformací.

Ze statických zkoušek jmenujme například se zkoušku tahem a zkoušku tvrdosti. Napětí se zde postupně zvyšuje až do předepsané hodnoty. Dynamické zkoušky dělíme na rázové a cyklické, kde rázové spočívají v náhlém nárůstu testovacího zatížení na předepsanou hodnotu, kdežto cyklické jsou vystaveny opakovanému namáhání. Z těchto cyklických zkoušek se zjišťují únavové vlastnosti dané součásti.

Musíme tedy počítat s možností, že ačkoliv součást bez problému vyhoví statickým zkouškám, v reálném světě je převážně namáhána proměnlivým (kmitavým) zatížením [7][8].

3.1. Cyklické zatížení

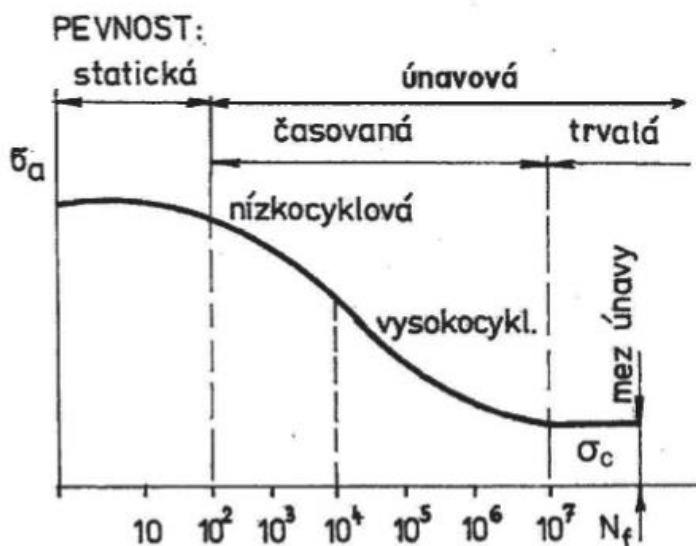
V průběhu životnosti součástky při jejím používání je často vystavována zatěžování a odlehčování, tedy v čase proměnnému zatížení. Při takovémto způsobu zatížení může dojít k únavě materiálu a jeho následnému lomu i při silách, které jsou menší než mez pevnosti materiálu, ze kterého je součást vyrobena. Abychom přesně zjistili, zdali součást bude vyhovovat, musíme jí otestovat experimentálně v laboratorním prostředí.

3.2. Wöhlerova křivka

Experimentálně zjištěný počet cyklů do lomu součásti v závislosti na napětí udává Wöhlerovu křivku (Obrázek 6).

V oblastech pod křivkou součást pracuje v bezpečném pásmu. Oproti tomu v oblastech nad křivkou dochází k lomu. Křivka se dělí na pevnost statickou a únavovou. Únavová se dále rozděluje na časovanou ($10^2 - 10^6$ cyklů N) a trvalou (10^7 a více cyklů N). Bývá zobrazována v logaritmických nebo semilogaritmických souřadnicích. Postupuje se tak, že se

daná součást zatěžuje nejdříve velkou amplitudou napětí, která se postupně snižuje. Lom se tedy nejdříve vytvoří po pár cyklech a poté počet těchto cyklů roste až do hodnoty, kdy součást vydrží neomezený počet cyklů. Toto se nazývá mez únavy materiálu [8].



Obrázek 6 - Wöhlerova křivka [8]

3.3. Dimenzování součástí

Z technologického hlediska je nutné zohlednit pracovní vytížení dané součásti a s tím související potřebu dimenzování. Existují totiž součásti, které po dobu své životnosti s největší pravděpodobností nepřekročí ani horní mez nízkocyklové únavy – příkladem může být čep v mechanismu otevírání dveří automobilu. Na druhou stranu existují i součásti, které překročí mez únavy po několika hodinách provozu, přitom za dobu své životnosti musí vydržet mnohem vyšší počet cyklů - například ojnice motoru. Je tedy jasné, že dimenzování životnosti součásti se odvíjí od jejího pracovního prostředí, a zatímco u některých součástí je nekonečná životnost nezbytností, u jiných je požadování této vlastnosti zbytečné.

Dále je nutné podotknout, že při dimenzování součásti není vhodné používat dolní hodnoty amplitudy napětí. Dolní mez totiž představuje plnou bezpečnost, která není pro návrh většiny součástí zcela nezbytná. Použití horních mezních hodnot už vůbec nepřipadá v úvahu, jelikož pravděpodobnost porušení součásti je příliš vysoká. Totéž platí i pro střední hodnotu, kdy míra pravděpodobnosti porušení součásti je 50 %. Jako výhodné se jeví dimenzovat součást pro malou pravděpodobnost poruchy, například jeden z tisíce, a ještě ji krýt bezpečnost [9].

3.4. Testování únavových vlastností

Stroje vykonávající zkoušky únavových vlastností můžeme podle druhu deformace rozdělit pro zkoušení:

- v tahu – tlaku (např. pulsátory),
- v ohybu (např. rotoflexy),
- v kroucení (např. torzátory),
- v kombinovaném namáhání krut a ohyb (např. Schenk-Flato).

A dále podle způsobu vyvození cyklického zatížení na:

- mechanické (např. pomocí vychylování),
- hydraulické (např. hydropulsátory),
- elektrické (např. vysokofrekvenční).

Výběr zařízení podle druhu deformace vychází ze způsobu namáhání dané součásti v provozu. Výběr vhodného zařízení podle způsobu vyvození cyklů plyne z parametrů požadovaného zatížení.

Mechanické stroje jsou z historického hlediska nejstarší a svojí konstrukcí nejjednodušší.

Hydraulické stroje jsou vhodné pro vysoké zatížení, jsou schopné vyvodit sílu až 5 000 kN.

Elektrické stroje se používají pro vyvození zatížení s vysokou frekvencí. Jsou schopné pracovat při frekvenci až 30 000 cyklů za minutu [10].



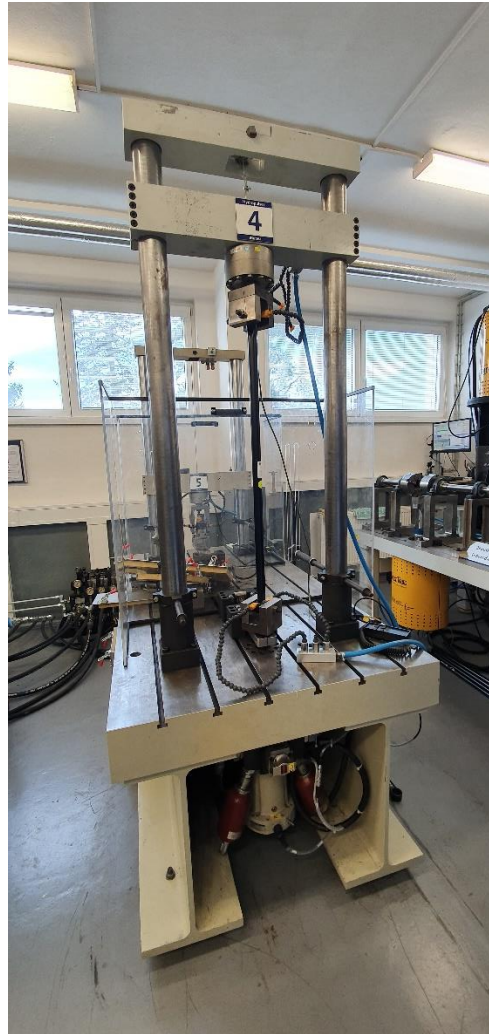
Obrázek 7 - Testovací středisko

3.4.1. Testování ve firmě Mubea

Vzhledem k povaze výrobku, testujeme svorku pomocí únavové zkoušky. Ta je vykonávána hydropulserem, ke kterému je pomocí speciálního přípravku svorka uchycena a testována (Obrázek 8). Zákazník předá firmě informace o hodnotě napětí, jímž má být část zatížena a také její sklon.

Jelikož však firmy neustále optimalizují své výrobky a tím pádem je třeba velká variace uchycení svorky na testovacím přípravku, nemusí momentálně funkční přípravky těmto požadavkům vystačit. Následné výsledky únavových zkoušek pak nemusí být vypovídající o reálné výdrži kovových svorek, případně jejich pryžových vložek.

To může způsobit komplikace koncovým zákazníkům a zpětně firmě, jelikož jsou s produktem nespokojení.



Obrázek 8 - Hydropulser pro testování svorek

4. MKP

Metoda konečných prvků je v současné době mezi nejrozšířenějšími matematickými nástroji pro řešení technických úloh. Dalšími metodami jsou například metoda hraničních prvků, metoda konečných diferencí a metoda konečných objemů. Tyto metody usnadňují výpočty deformačně napěťových analýz nebo teplotně-napěťových analýz. Také umožňují provádět nejrůznější simulace. Metoda jako taková má základy již v polovině 20. století, avšak až díky vývoji výpočetní techniky se začala prakticky uplatňovat. Na její bázi byly vyvinuty programy jako Ansys, Abaqus a další. Tyto programy jsou schopny poradit si s lineárními i nelineárními úlohami.

Typicky se proces analýzy dělí na:

- Pre-processing
- Řešení
- Post-processing

V první fázi definujeme materiálové vlastnosti, vytváříme síť konečných prvků, nastavení působících sil, počátečních a okrajových podmínek, vazeb a dalších nezbytných věcí. Dále pomocí řešiče úlohy vyřešíme a v poslední fázi vyhodnocujeme a zpracováváme výsledky analýzy [11].

4.1. Abaqus

Tento software vznikl již v roce 1978. Jedná se o software, který řeší úlohy metodou konečných prvků. Umožňuje simulovat například porušení, nárazy, komplexní spoje dílčích struktur apod. Můžeme do něj vkládat komplexní materiálové modely i jednoduché součástky, které potřebujeme otestovat.

Oblast využití rozsáhlá. Člení se od „automotive“ a letectví až po nejrůznější technické výrobky. Uživatel si může definovat materiálové parametry, což může pomoci testovat nové materiály, které se běžně nepoužívají.

Řešení úlohy probíhá ve třech fázích, kde první je modelování, analýza pomocí metody konečných prvků a vizualizace [12].

5. Konstrukční návrh a jeho analýza

V předchozích kapitolách bylo nastíněno, proč je důležité experimentální testování součástí a jaké možnosti máme díky počítačovým simulacím. Nyní se pokusíme využít tyto poznatky v praxi při práci na deformačně napěťové analýze modelu přípravku, který by měl ve firmě sloužit jako náhrada za již technologicky nevyhovující. Musí být splněny požadavky jako:

- Umožnit připevnění přípravku k základní desce hydropulsátoru na straně jedné a ve vhodné poloze
- Umožnit zafixování svorky na straně druhé. Jako nejjednodušší řešení této problematiky se jeví obrobení kovového polotovaru tak, aby směrové úhly normály nové plochy a síly předepsané na výkrese, byly shodné.

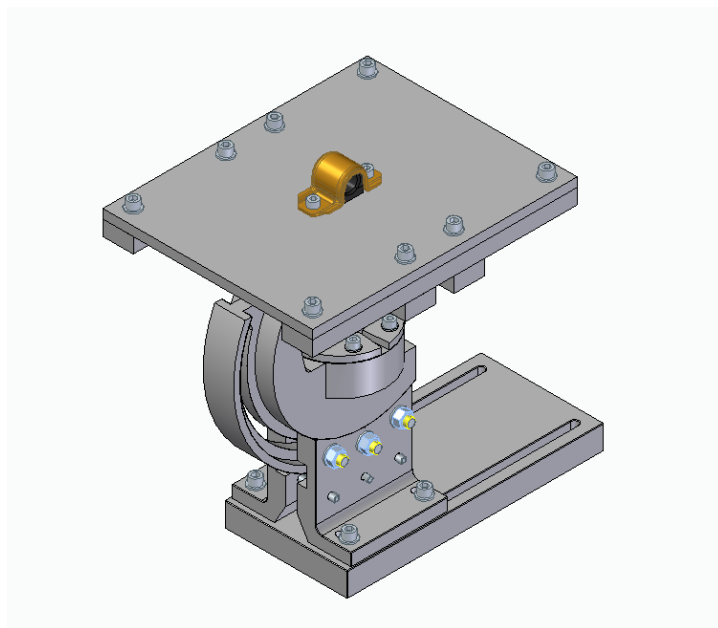
V současnosti se používají různé typy přípravků, (Obrázek 9) každý víceméně specifický pro danou svorku.



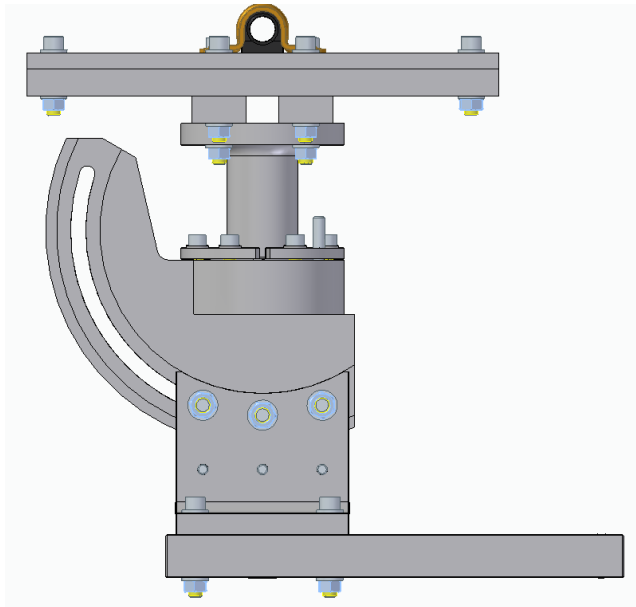
Obrázek 9 - Ukázka používaných přípravků

To je nevýhodné jak z hlediska časové náročnosti při výměně, tak kvůli nutnosti vyrábět nové přípravky, pokud zákazník změní například hodnotu úhlu, pod kterým má napětí působit.

K dosažení efektivnějšího zkoušení svorek je zapotřebí upravit konstrukci přípravku tak, aby umožňovala testování více modelů svorek s různými směry zatěžující síly a zároveň, aby umožňovala upnutí dostatečně rozměrné desky. Navržení právě takového přípravku, který bude s dostatečnou přesností simulovat skutečné prostředí pro co nejvíce modelů svorek [13].



Obrázek 10 - Model nového přípravku



Obrázek 11 - Model nového přípravku (boční pohled)

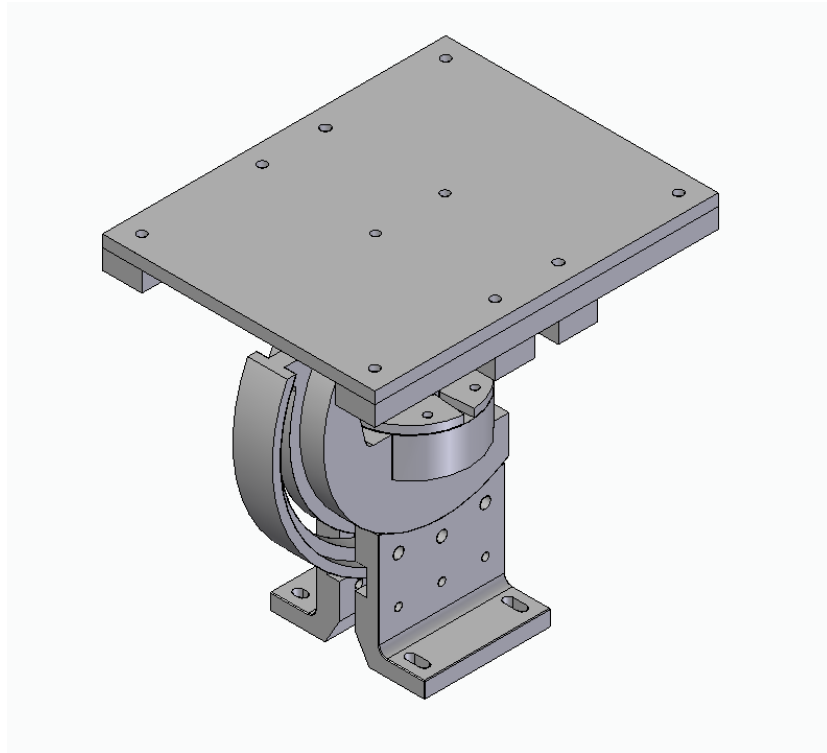
5.1. Deformačně napěťová analýza přípravku ve výchozí pozici

Smluvní silou (30 kN) se přípravek zatíží ve výchozí pozici uprostřed horní desky kolmo vůči ní. Pomocí programu Abaqus zjistíme, zdali vyhovuje pevnostně a v jakých místech se soustřeďuje největší deformace a napětí při této zkoušce.

Díky těmto datům můžeme následně hledat jiná konstrukční řešení nebo upravit stávající součást tak, aby nápor vydržela, ještě předtím, než by se vůbec musela vyrábět a experimentálně testovat.

5.1.1. Příprava modelu přípravku pro analýzu

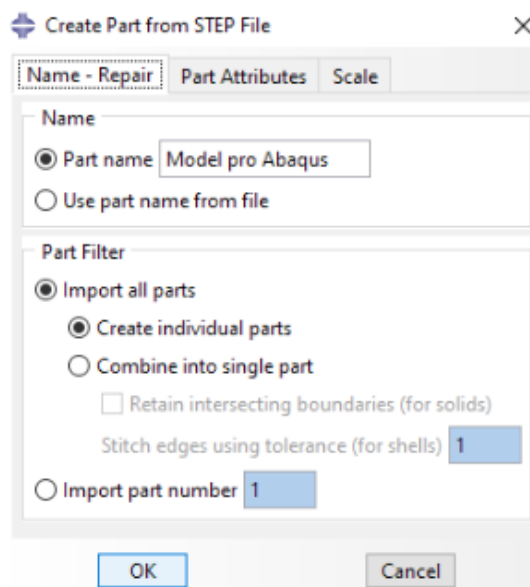
V průmyslovém počítačově podporovaném programování může být problémové sdílení modelů, pokud uživatelé používají různý typ softwaru. Podobně jako formát PDF normalizuje dokumenty, formát STEP zajišťuje, aby otevření daného modelu bylo možné nezávisle na softwaru, ve kterém byl vytvořen. Konstrukční součásti byly vytvořeny v programu Solid Edge a následně ve formátu STEP převedeny do Abaqusu, kde byl model redukován na klíčové části soustavy. Výsledný model, který bude exportován tedy vypadá takto (Obrázek 14).



Obrázek 12 - Výsledný model k exportu

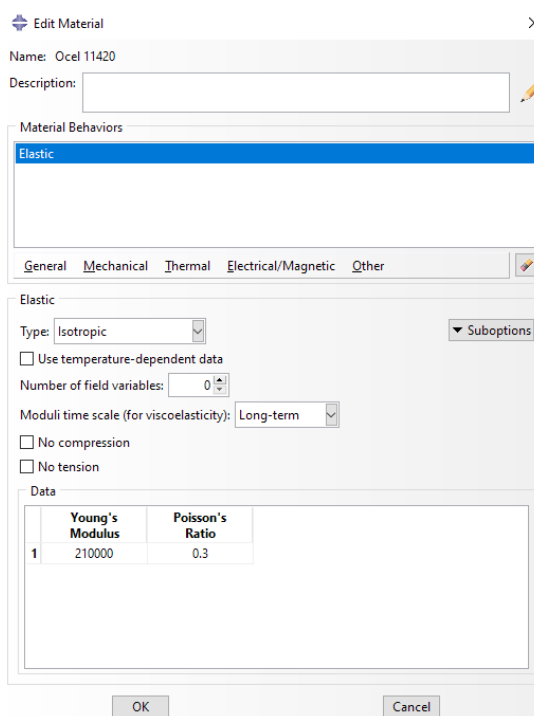
5.1.2. Práce s modelem v Abaqusu

Nejprve musíme ze souboru vytvořit model (Obrázek 13).



Obrázek 13 - Upřesnění importu

Model je zdárně importován a je možné začít s kroky potřebnými k provedení analýzy. Jakožto první krok po importu provedeme definování materiálu (Obrázek 14). Jelikož model nemá přesně definovaný materiál, ze kterého je vyroben, byla zvolena ocel 11 420.



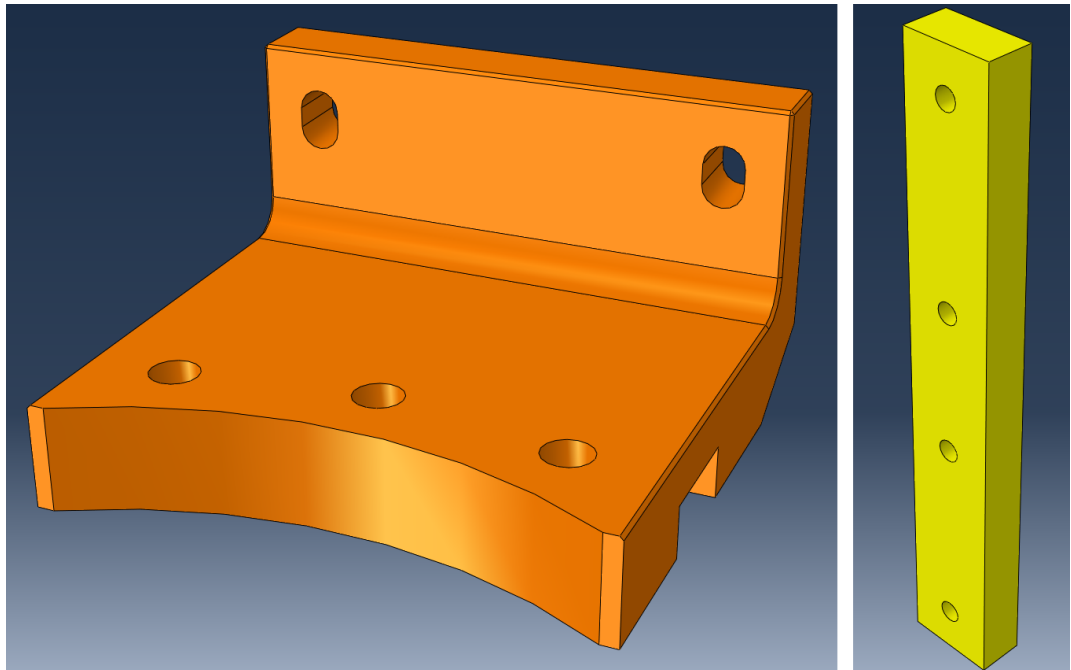
Obrázek 14 - Definování materiálu

Pokud sestava nevydrží zatížení požadovaným napětím, výběr vhodnějšího materiálu může být jedním z kroků, které sestavu ovlivní nejvíce. Výhodou Abaqusu je, že můžeme počítat i s experimentálním materiálem, který není běžně používán. Vzhledem k rozsáhlým možnostem výběru materiálových vlastností tedy nejsme svázáni pouze několika předdefinovanými typy. Pro správnou definici je nutné vybrat chování materiálu a zadat Youngův modul E a Poissonovo číslo ν .

S definovaným materiálem postoupíme k dalšímu kroku a tím je vytvoření sekce. Program počítá s tím, že jedna součást může být tvořena více typy materiálů. V tomto případě tomu tak není, a proto je příprava modelu jednodušší. Pokud by se však stalo, že při zatížení se některá z částí příliš zdeformuje, je možné díky sekcím přiřadit další materiál pouze pro danou součást nebo její zlomek a tím pádem místo lokálně vyztužit. Sekci tudíž aplikujeme na celou součást.

Dále je třeba vytvořit pro každou část síť (*mesh*). Máme na výběr z několika možností, kdy „Hex“ je nejlepší pro přesnost výsledků analýzy. „Hex“ je obecný šestistěn a je nejpřesnější z možností. Dále jsou zde možnosti „Hex-dominated“, „Tet“ a „Wedge“, kdy „Tet“ je čtyřstěn a „Wedge“ trojúhelníkový hranol. Pokud tedy máme možnost síť vytvořit pomocí šestistěnnů, upřednostňujeme je před ostatními možnostmi.

Některé části jsou tvarově jednoduché a můžeme tedy *mesh* vytvořit automaticky ihned. Vždy, když program zvládne síť vytvořit, součást barevně indikuje žlutě, nebo zeleně. Pokud se jedná o příliš složitý tvar, je červený, nebo oranžový (Obrázek 15).



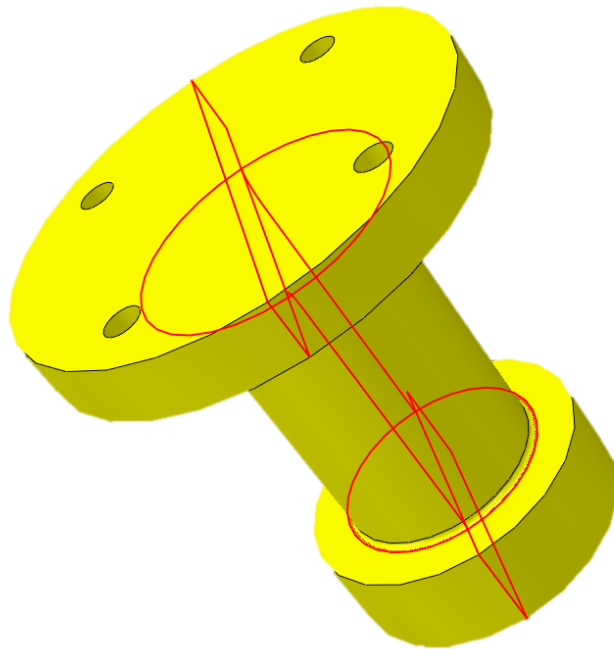
Obrázek 15 – Vlevo příklad tvarově složitější součásti, vpravo tvarově jednodušší

Tyto oranžové nebo červené součásti však program bez pomoci automaticky neumí síťovat prvky „hex“. V těchto případech je nutné díly nařezat, což programu umožní vytvořit síť prvky typu „hex“. Například pro následující součást (Obrázek 16) nebylo možné *mesh* vytvořit.

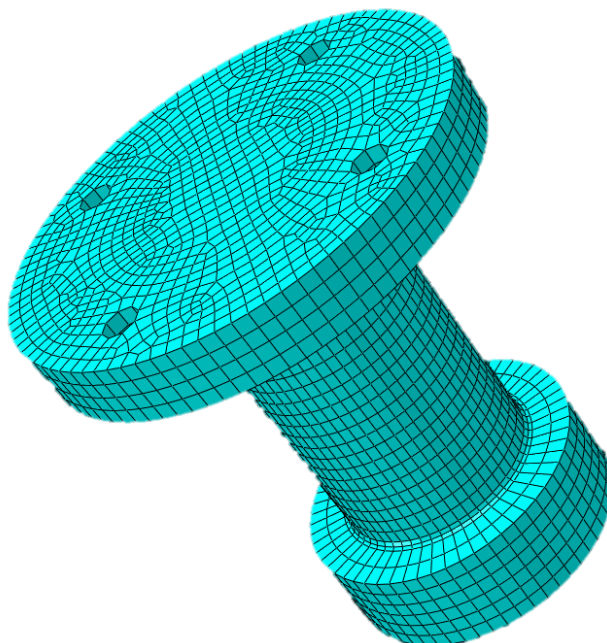


Obrázek 16 - Upravovaná součást

Musela být použita funkce k rozdělování buněk a díky několika málo pomocným řezným rovinám (Obrázek 17) bylo možné síťovat pomocí „hex“ prvků Výsledek je zřetelný na obrázku 18.

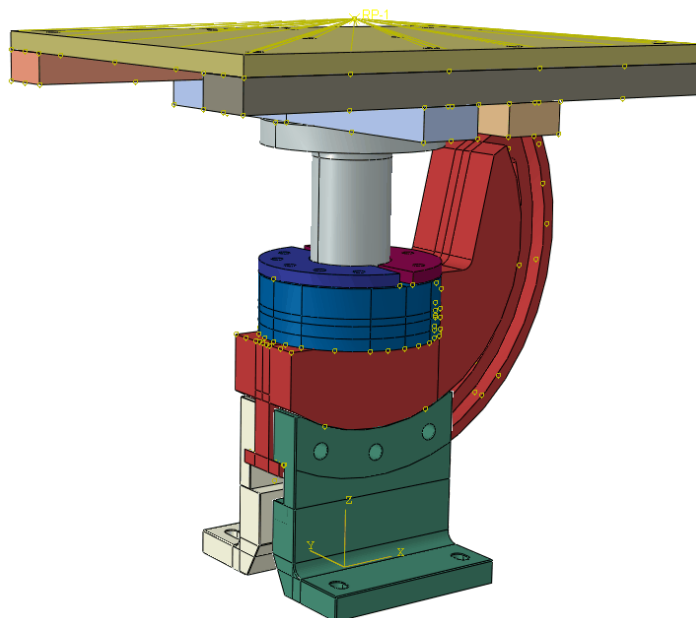


Obrázek 17 - Upravená součást pomocí řezů



Obrázek 18 - Síťovaná součást pomocí šestiúhelníků

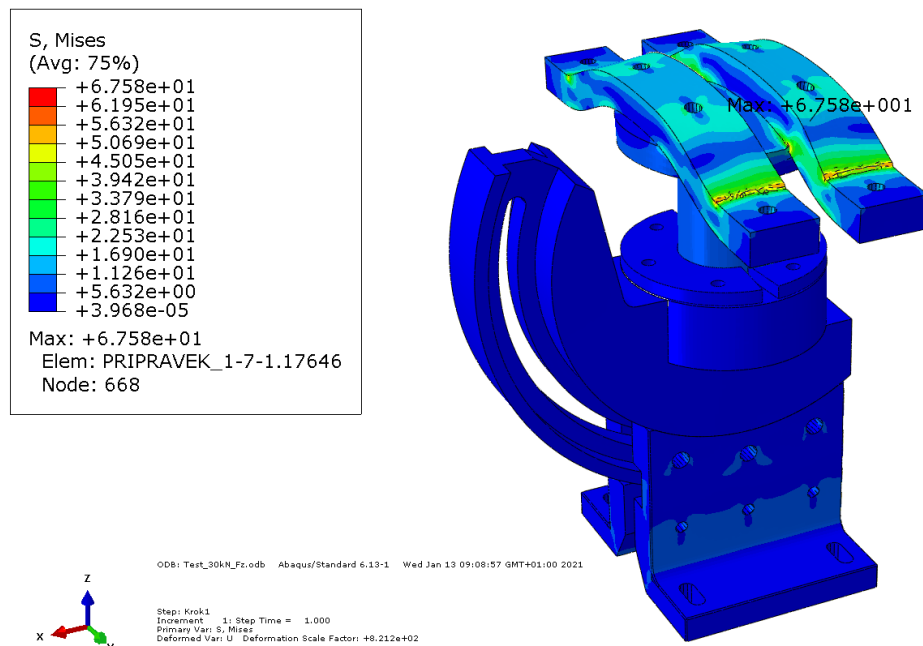
Před spuštěním vlastního výpočtu nám zbývá pouze programovat vazby mezi jednotlivými částmi konstrukce. Tohoto docílíme tak, že vybereme vazbu „Tie.“ Tato vazba spojí dva samostatné povrchy dohromady, přičemž mezi nimi nedochází k žádnému relativnímu pohybu. Vždy jeden povrch označíme jako „master“ a plochy součástí na něm závislé jako „slave.“ Platí zde přitom, že je možné, aby jeden „master“ měl více entit „slave“, avšak ne naopak. Vzhledem k tomu, že přípravek bude umístěn na velké tuhé desce, můžeme ho v jeho základech vetknout (tzn. zakázat všechny posuvy a rotace). Pro správnou distribuci zkušební síly vytvoříme uprostřed nad deskou referenční bod „RP-1“ a spojíme ho s horní deskou pomocí „Constraint – Coupling.“ Výsledná sestava poté vypadá takto (Obrázek 19) [14].



Obrázek 19 – Sestava přípravku s vazbami, okrajovými podmínkami a zatížením

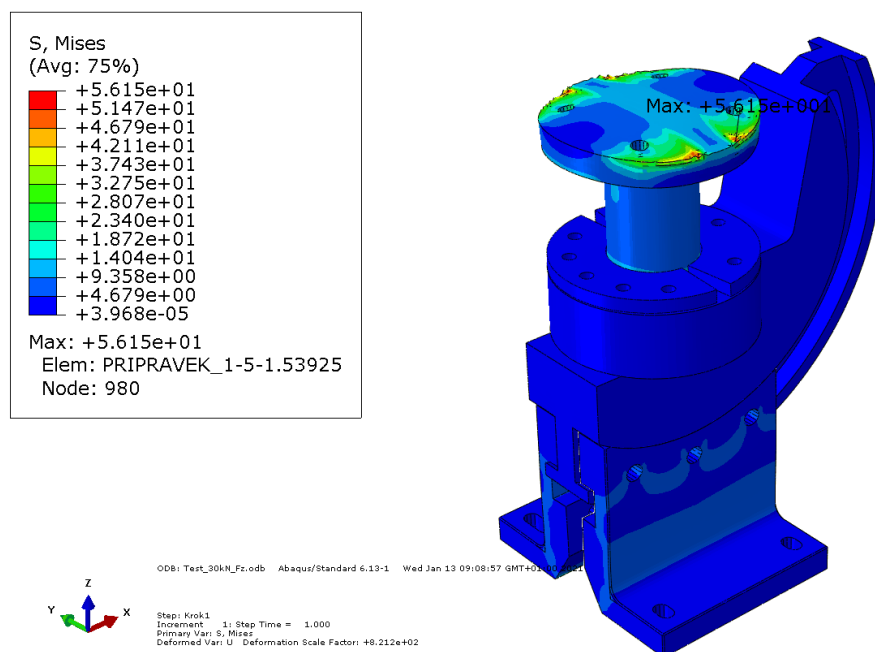
5.1.3. Výsledky simulace

Připomeňme, že přípravek byl zatížen zkušební silou $F_z = 30\text{kN}$ ve výchozí pozici. Síla tudíž působila v záporném směru osy z („do přípravku“). Z obrázku 20 je patrné, že největší napětí (67,5 MPa) se přenese na spodní ližiny přípravku. Ližiny jako takové jsou však pouze jednoduché a snadno nahraditelné součásti.



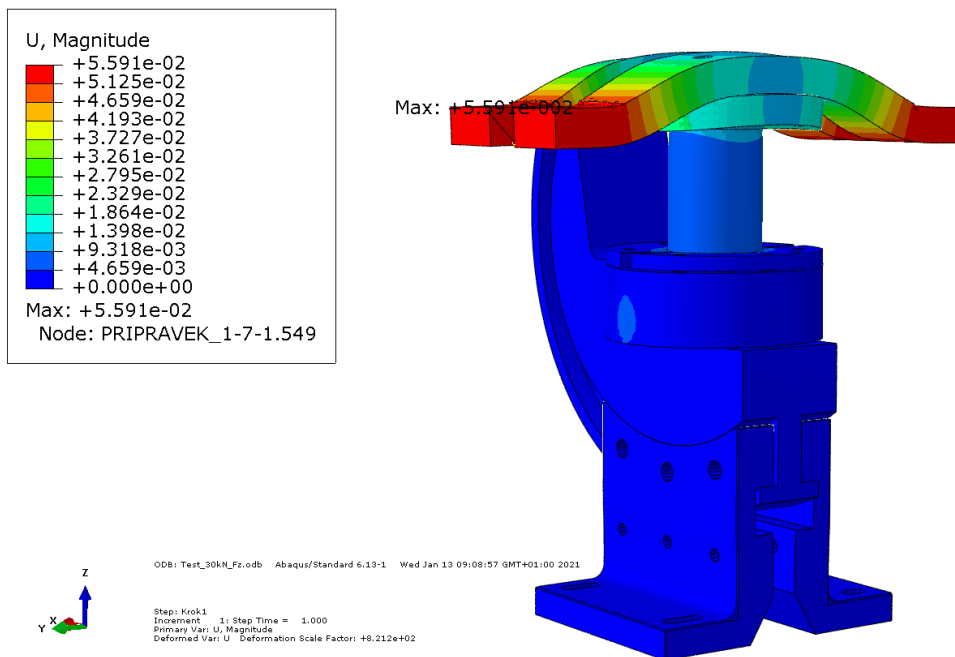
Obrázek 20 – Výsledek napěťové analýzy s ližinami

Na důležité části přípravku se tak přenesou maximálně 56 MPa.

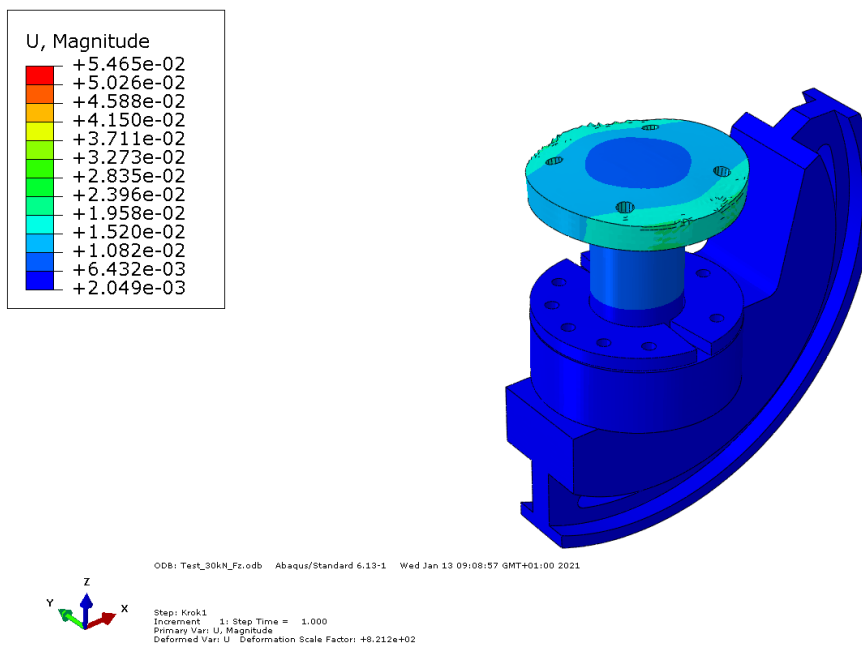


Obrázek 21 – Výsledek napěťové analýzy bez ližin

Abychom si lépe představili, co to pro přípravek znamená, vybereme zobrazení posuvu jednotlivých částí (Obrázek 22 a 23).



Obrázek 22 - Posuv s ližinami



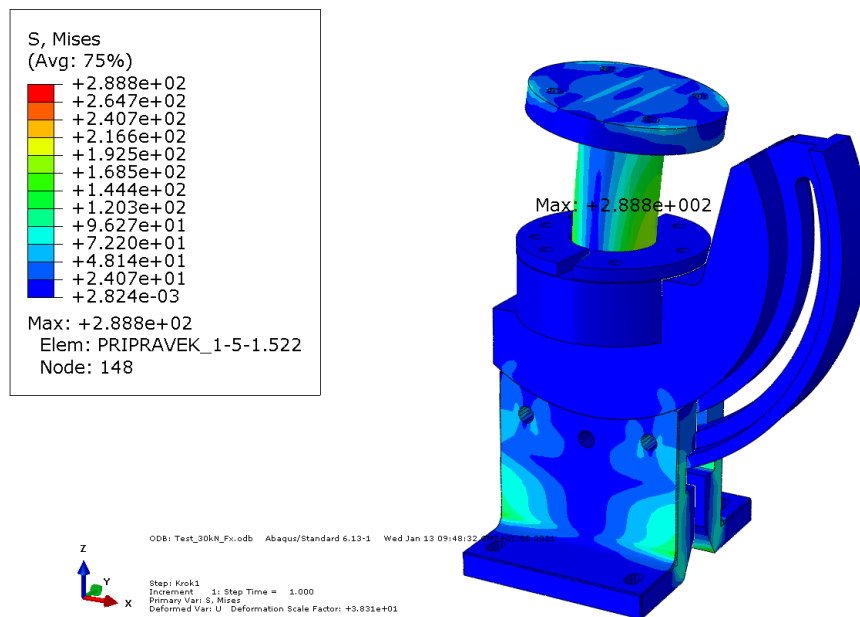
Obrázek 23 - Posuv bez ližin

Z maximálního posuvu 0,05 mm plyne, že přípravek zkušební zatížení vydrží bez znetelných deformací, tudíž je pro výchozí pozici zcela vyhovující.

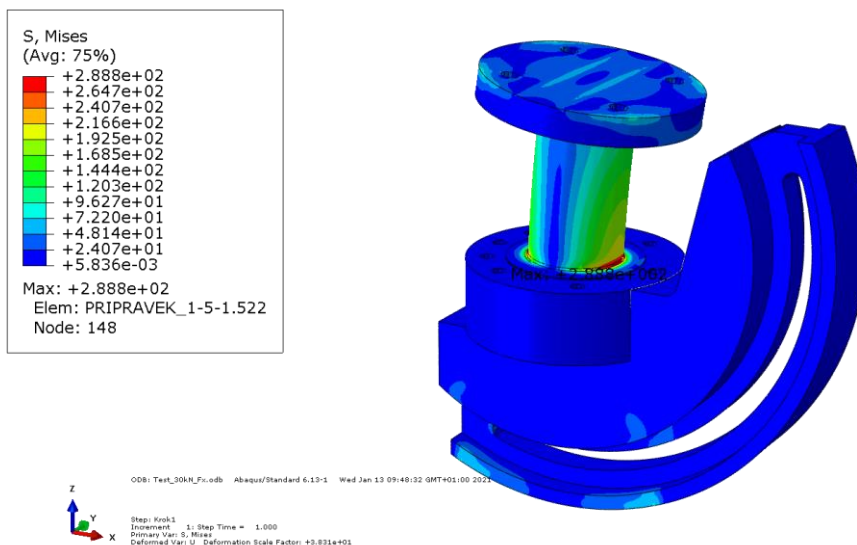
5.2. Napěťová analýza přípravku v extrémní pozici

Smluvní silou F_z se přípravek zatíží v nejzazší možné pozici v místě RP-1. Díky tomu, že sílu můžeme aplikovat i ve směru osy x (odpovídá natočení přípravku o 90°), nemusíme soustavu znovu exportovat ze Solid Edge a opakovat celý proces importu a přípravy.

V této pozici se do sestavy přenese 288 MPa (Obrázek 24, 25), což je řádově výše než v předchozím případě.

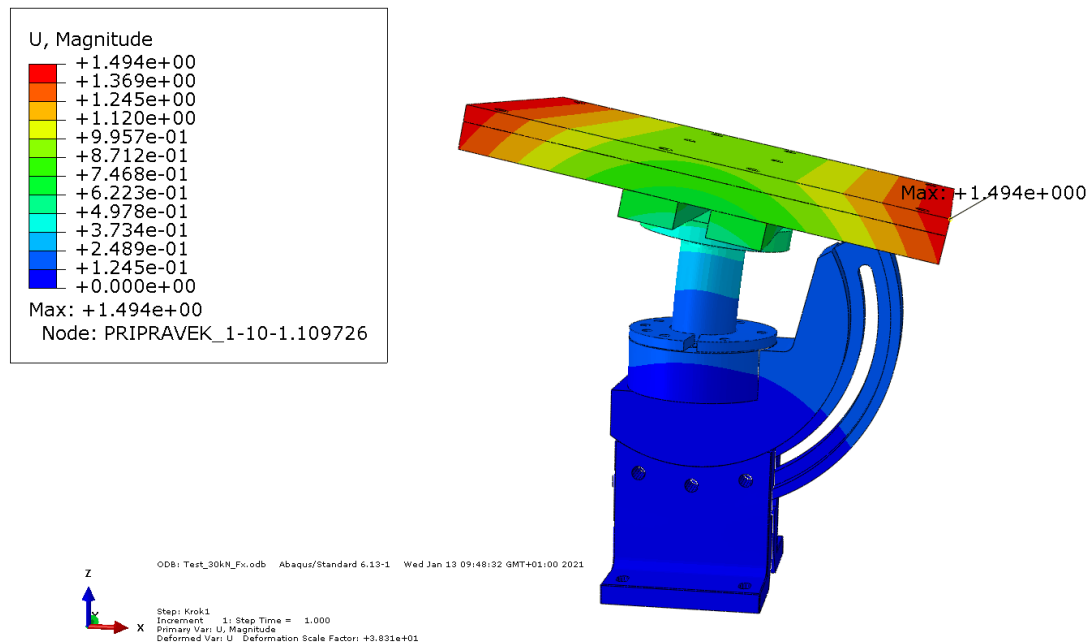


Obrázek 24 – Výsledek napěťové analýzy při zatížení ve směru osy z

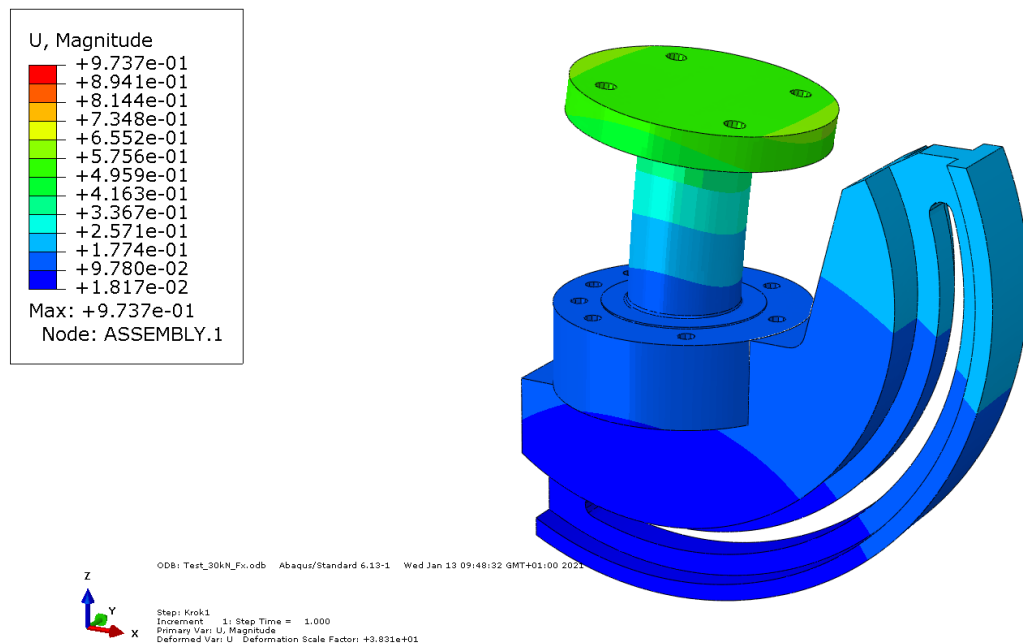


Obrázek 25 – Výsledek napěťové analýzy při zatížení ve směru osy x na 3 hlavní součásti přípravku

Dle této analýzy vidíme, že největší opotřebení přípravku a možný lom by mohl nastat ve vrubu válce. Z posuvu pak můžeme vyčíst, že ačkoliv se horní deska s ližinami (Obrázek 26) má tendenci posouvat, maximální hodnota 1,49 mm není pro takto velký a mohutný přípravek alarmující. Oproti tomu hlavní části přípravku se posouvají pouze minimálně, nejvýše o 0,5 mm (Obrázek 27).



Obrázek 26 - Posuv při zatížení v extrémní pozici



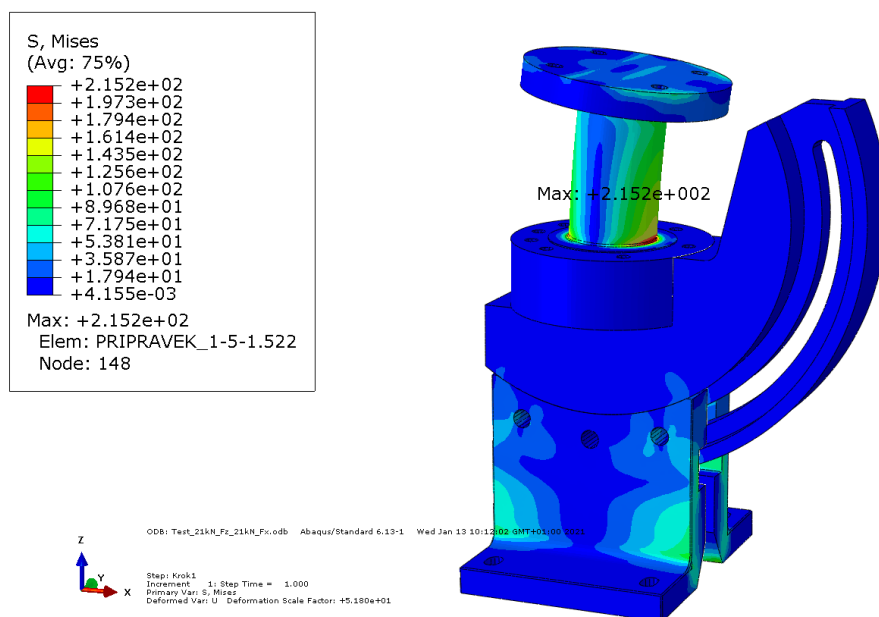
Obrázek 27 - Posuv tří součástí při zatížení v extrémní pozici

Přípravek tedy vydrží zkušební zatížení i v extrémní pozici. Zbývá ještě ověřit, jak se vypořádá s rozložením sil do os x a z.

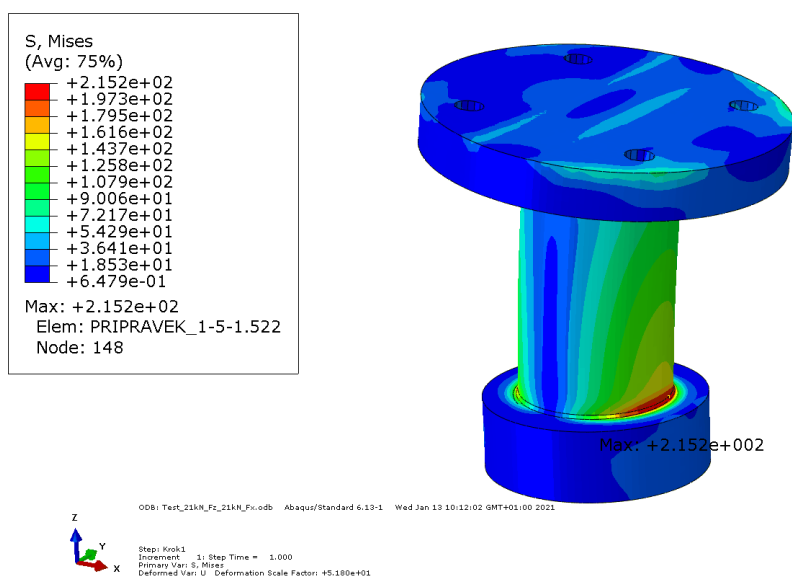
5.3. Napěťová analýza přípravku při rozložení sil

Smluvní silou F_z se přípravek zatíží v pozici pootočené o 45°. Opět využijeme možnost aplikovat sílu jak v ose x, tak v ose z.

Při tomto zatížení je největší napětí 215 MPa vyvíjen opět na válec (Obrázek 28,29).

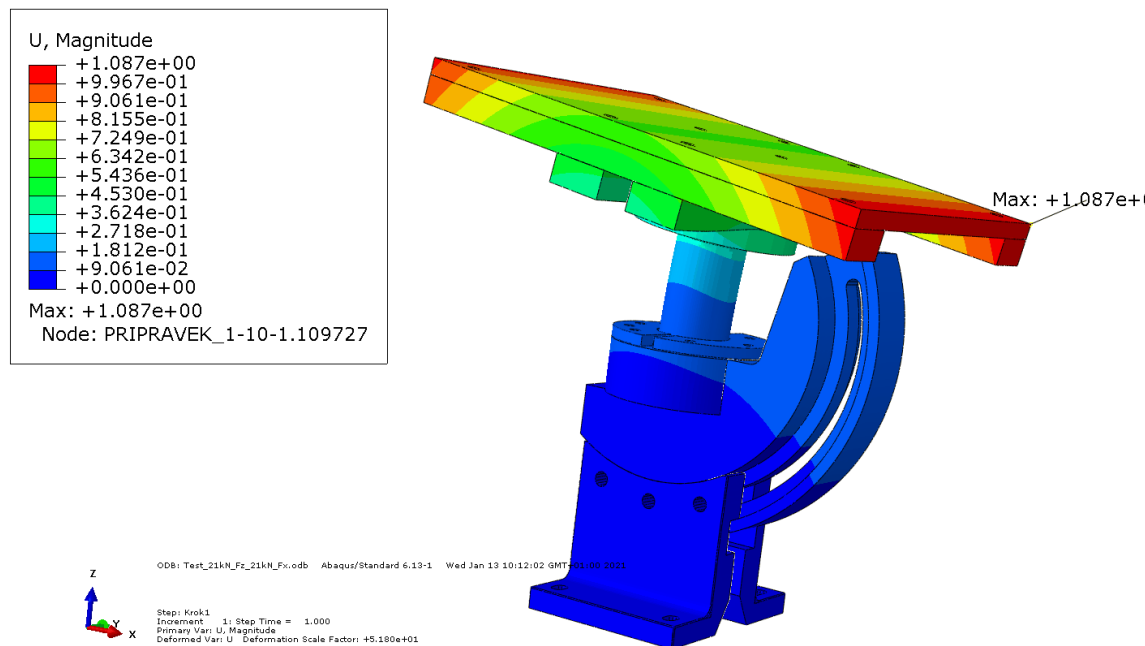


Obrázek 28 – Výsledek napěťové analýzy sestavy při rozložení sil

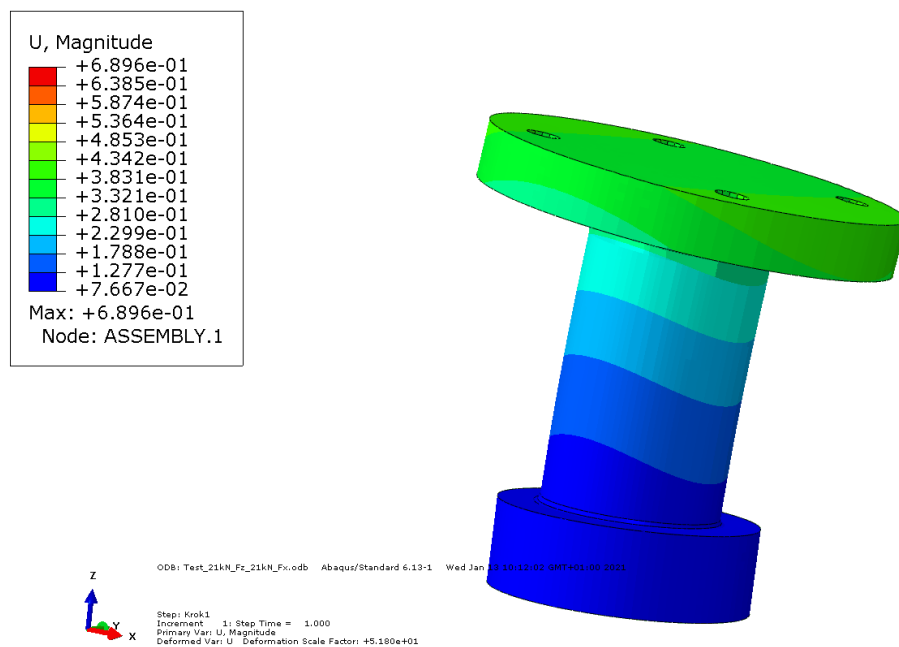


Obrázek 29 - Výsledek napěťové analýzy válce při rozložení sil

Posuv je menší, nežli tomu bylo v předchozím případě, což je očekávaným výsledkem. Konkrétně maximální posuv je pouze lehce přes 1 mm na horní desce (Obrázek 30). Posuv válce je potom 0,3 mm (Obrázek 31).



Obrázek 30 - Posuv sestavy



Obrázek 31 - Posuv válce

5.4. Shrnutí

Z výsledků deformačně napěťové analýzy plyne, že přípravek byl danému zatížení bez problémů vyhoví. Se zkušební silou použitou ve výpočtu, která je vyšší nežli běžně používaná při testování (6 – 20 kN), se neprojeví vady, které by měly zásadní vliv na jeho funkčnost a výdrž. Zároveň se výsledky navzájem doplňují, což indikuje, že by náš postup v přípravě a testování přípravku měl být korektní.

6. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provedení deformačně napěťové analýzy na nově vytvořeném přípravku pro zkoušení svorek stabilizátoru. Díky tomu jsme mohli identifikovat případné slabiny v konstrukci, deformace desky ovlivňující testování, nebo jiné nedostatky.

Nejprve je v práci nastíněna současná situace problematiky stabilizátorů, možností zkoušení svorek a je zde vyobrazen návrh nového přípravku. Následně je model přizpůsoben tak, aby se analýza mohla provést v souladu se zadáním. Poté se již přesouváme k samotným výpočtům v programu, kde přípravek testujeme v různých polohách.

Z nich můžeme vyčíst, že přípravek se pod zkušebním zatížením ve výchozí a obecné pozici výrazněji nedeformuje, a že místa kde se soustředí největší napětí a posuvy jsou povětšinou na snadno vyměnitelných součástech. V extrémní pozici se špička napětí dostává na hodnotu 288 MPa. Když tuto hodnotu porovnáme s mezí kluzu zvolené oceli 11 420, dojdeme k závěru, že tato naměřená hodnota překoná tabulkovou hodnotu meze kluzu zvoleného materiálu (260 MPa) a může dojít k lokálnímu zplastizování dané oblasti. Ve výchozí a obecné poloze přípravku jsou hodnoty (67,5 a 215 MPa) nižší, tudíž by se zde neměla vyskytovat trvalá deformace. Analýza tedy odhalila potenciálně problematické místo ve vrubu válce. Tomuto bychom mohli teoreticky předejít zvolením materiálu s větší dovolenou mezí kluzu, případně experimentálním testováním, zdali je dané místo opravdu rizikové, nebo je přenesené napětí v experimentálním prostředí menší, nežli jsme vypočítali.

Deformačně napěťová analýza byla tedy pomocí výchozích parametrů úspěšně provedena a odhalila potenciálně problematická místa přípravku, což se shoduje s cílem bakalářské práce vytyčeným v úvodu.

Projekt se tak může přesunout do další fáze, kterou je vytvoření prototypu a testování v reálných podmínkách. Je možné, že v dalších fázích se narazí na překážky, které bude opět nutné řešit pomocí deformačně napěťové analýzy, a tím pádem nastane možnost dalšího zužitkování těchto nově nabitých znalostí ohledně fungování Abaqusu a MKP metody.

Zdroje:

- [1] Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, J. W. (2000). *The automotive chassis : Engineering principles*. ProQuest Ebook Central <https://ebookcentral.proquest.com>
- [2] CarThrottle: How Do Anti-Roll Bars Actually Work? [online]. 2018 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.carthrottle.com/post/how-do-anti-roll-bars-actually-work/>
- [3] HANEY, Paul. The racing and high-performance tire: Using the tires to tune for grip and balance. Springfield: TV MOTORSPORT, 2003. ISBN 978-0768012415.
- [4] ŠEVČÍK, Jan. Návrh stavitelného stabilizátoru přední nápravy vozu formule student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, 2012. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [5] Tlumiče a stabilizátory [online]. www.skola-auto.cz, 2020/10 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2020/10/Tlumice_a_stabilizatory.pdf
- [6] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 802396464x.
- [7] HORÁČEK, Jaroslav. Nauka o materiálu: (návody na cvičení). Vyd. 2. upr. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2003. ISBN 80-213-1018-9.
- [8] ČIŽMÁROVÁ, Elena a Jana SOBOTOVÁ. Nauka o materiálu I. a II.: cvičení. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05550-2.
- [9] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost II. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1994. ISBN 80-01-01087-2. ŠULC, Jan. Technologická a strojnická měření pro SPŠ strojnické. 2. Praha: SNTL, 1982. ISBN 04-214-82.
- [10] ŠULC, Jan. Technologická a strojnická měření pro SPŠ strojnické. 2. Praha: SNTL, 1982. ISBN 04-214-82.
- [11] Pevnostní návrh ostruhy letadla. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.
- [12] Simulia Abaqus [online]. 2021 [cit. 2021-01-03]. Dostupné z: <https://www.simulia.cz/software/abaqus#after-hero>
- [13] ČVANČARA, Václav. Návrh fixačního přípravku pro únavové zkoušky svorek stabilizátoru. Praha: Vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2020. Bakalářská práce. Vedoucí práce Ing. Petr Mikeš, Ph.D.
- [14] Defining tie constraints [online]. [cit. 2021-01-15]. Dostupné z: <https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAECAERefMap/simacae-t-itnhelptied.htm>

Seznam obrázků:

Obrázek 1 - Síly působící na vozidlo [1]	8
Obrázek 2 - Stabilizátor propojující kola stejné nápravy [3].....	8
Obrázek 3 - Přímé uchycení ke karoserii [4]	9
Obrázek 4 - Uchycení pomocí táhel [4].....	10
Obrázek 5 – Pouzdro stabilizátoru	10
Obrázek 6 - Wöhlerova křivka [8]	12
Obrázek 7 - Testovací středisko	14
Obrázek 8 - Hydropulser pro testování svorek	15
Obrázek 9 - Ukázka používaných přípravků	17
Obrázek 10 - Model nového přípravku	17
Obrázek 11 - Model nového přípravku (boční pohled)	18
Obrázek 12 - Výsledný model k exportu	19
Obrázek 13 - Upřesnění importu	19
Obrázek 14 - Definování materiálu	20
Obrázek 15 – Vlevo příklad tvarově složitější součásti, vpravo tvarově jednodušší	21
Obrázek 16 - Upravovaná součást	21
Obrázek 17 - Upravená součást pomocí řezů	22
Obrázek 18 - Síťovaná součást pomocí šestiúhelníků.....	22
Obrázek 19 – Sestava přípravku s vazbami, okrajovými podmínkami a zatížením	23
Obrázek 20 – Výsledek napěťové analýzy s ližinami.....	24
Obrázek 21 – Výsledek napěťové analýzy bez ližin.....	24
Obrázek 22 - Posuv s ližinami.....	25
Obrázek 23 - Posuv bez ližin.....	25
Obrázek 24 – Výsledek napěťové analýzy při zatížení ve směru osy x	26
Obrázek 25 – Výsledek napěťové analýzy při zatížení ve směru osy x na 3 hlavní součásti přípravku	26
Obrázek 26 - Posuv při zatížení v extrémní pozici	27
Obrázek 27 - Posuv tří součástí při zatížení v extrémní pozici.....	27
Obrázek 28 – Výsledek napěťové analýzy sestavy při rozložení sil	28
Obrázek 29 - Výsledek napěťové analýzy válce při rozložení sil	28
Obrázek 30 - Posuv sestavy.....	29
Obrázek 31 - Posuv válce	29