



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

POSOUZENÍ MS ÚNAVOVÉ PEVNOSTI DRŽÁKU SVĚTEL

FATIGUE ASSESSMENT OF THE VEHICLE LIGHT HOLDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vítězslav Stach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Vítězslav Stach**
Studijní program: Inženýrská mechanika a biomechanika
Studijní obor: Inženýrská mechanika
Vedoucí práce: **Ing. Petr Vosynek, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Posouzení MS únavové pevnosti držáku světel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předkládané téma pochází z praxe. Práce je zaměřena na vyhodnocení mezního stavu (MS) únavové pevnosti držáku (konzoly) světla. Výpočtový model má být vytvořen v programovém prostředí Salome s řešičem Code_Aster. Následně budou řešeny strukturní, případně vibrační analýzy k získání vstupů do únavového posouzení. Vypočtená životnost bude poté ověřena experimentálně.

Cíle diplomové práce:

- rešeršní studie (podklady pro posouzení MS únavové pevnosti při proměnlivém zatěžování; výpočtové prostředí Salome Meca a řešič Code_Aster)
- tvorba výpočtového modelu
- řešení dodaných zátěžných stavů (montáž, proměnlivé zatížení)
- posouzení MS únavové pevnosti (odhad počtů cyklů do poruchy)
- diskuze a zhodnocení výsledků

Seznam doporučené literatury:

DOWLING, Norman E. Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue. 4th ed. Boston: Pearson, c2013. ISBN 01-313-9506-8.

LEE, Yung-Li, Mark E. BARKEY a Hong-Tae KANG. Metal fatigue analysis handbook: Practical problem-solving techniques for computer-aided engineering. USA: Elsevier, 2012. ISBN 978-0-012-385204-5.

AUBRY, Jean-Pierre. Beginning with Code_Aster: A practical introduction to finite element method using Code_Aster Gmsh and Salome [online]. Raleigh, USA: Framasoft, 2013 [cit. 2019-9-20]. ISBN 979-10-92674-03-3. Dostupné z: https://framabook.org/beginning-with-code_aster/

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá posouzením MS únavové pevnosti držáku světel a blatníku v prostředí zdarma dostupných programů Salome Meca a Code_Aster. Práce se dělí na dvě části, první představuje zmíněné programy a jejich možnosti využití při výpočtu MS únavové pevnosti. Dále představuje podklady pro stanovení únavové životnosti součástí při proměnlivém zatížení s ohledem na směr zatížení a na jeho velikost se zaměřením na svařované konstrukce. Druhá část je věnována tvorbě výpočtového modelu, jeho vyhodnocení a porovnání s experimentem.

KLÍČOVÁ SLOVA

MS únavové pevnosti, vysokocyklová únava, MKP, Code_Aster, Salome Meca

ABSTRACT

This masters thesis focuses on fatigue assessment of vehicle fender and light holder using open source programs Salome Meca and Code_Aster. This thesis is divided into two parts, first introduces mentioned programs and possibilities of their usage for fatigue assessment. Then foundations for fatigue assessment are introduced focusing on variable loading and possibilities of multiaxial loading and variable magnitude are covered. Mostly focused on welded constructions. Second part is devoted to the development of the computation model, its assessment and comparison to experimentally obtained data.

KEY WORDS

Fatigue assessment, high cycle fatigue, FEM, Code_Aster, Salome Meca.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STACH, Vítězslav. Posouzení MS únavové pevnosti držáku světél [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140319>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Petr Vosynek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Posouzení MS únavové pevnosti držáku světel“ vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Petra Vosynka, Ph.D. a uvedl všechny zdroje, které jsem použil.

V Brně dne 20.května 2022

Vítězslav Stach

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Ing. Petrovi Vosynkovi, Ph.D. za jeho čas, připomínky a cenné rady a jeho odborné vedení při zpracovávání mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům, kteří mi umožnili studium, členům rodiny, přátelům a všem, kteří mi trpěli mé manýry během vypracovávání této práce.

OBSAH

Obsah.....	8
1 Úvod.....	10
2 Vymezení problémové situace	11
2.1 Formulace problému.....	11
2.2 Cíle řešení	11
3 Rešeršní část	12
3.1 Programy Salome Meca a Code_Aster	12
3.1.1 Možnosti výpočtu a vyhodnocení	12
3.1.2 Dostupnost a podpora.....	13
3.1.3 Práce s programem	13
3.1.4 Stručné porovnání s programem Ansys.....	14
3.1.5 Výpočet únavového poškození	15
3.2 Stanovení únavy.....	16
3.2.1 Faktory ovlivňující únavovou životnost.....	18
3.2.2 Metody posouzení únavové životnosti svaru.....	19
3.2.3 Palmgren – Minerova hypotéza	22
3.2.4 Multiaxiální zatížení	23
3.2.5 Analýza proměnlivého zatížení, vibrací.....	25
3.2.6 Metody počítání cyklů	27
4 Praktická část.....	29
4.1 Analyzovaná součást.....	29
4.2 Vstupní signály	30
4.3 Dynamický model s jedním stupněm volnosti	33
4.4 Model geometrie a jeho zjednodušení	35
4.5 Vytvoření sítě.....	39
4.6 Modální analýza	43
4.7 Tranzientní analýza	45
5 Vyhodnocení výsledků	47
5.1 Referenční materiály	47
5.2 Postup výpočtu únavy	48
5.3 Určení kritických míst	49
5.4 Vyhodnocení kritických míst.....	51

6	Závěr	54
6.1	Náměty na další práci	55
	Seznam použitých zdrojů	56
	Seznam použitých obrázků	59
	Seznam použitých tabulek	60
	Seznam použitých zkratek a symbolů	61

1 ÚVOD

Společnost TATRA TRUCKS a.s. je tradičním výrobcem vozidel z Kopřivnice a do jejího portfolia spadá těžká technika v podobě nákladních vozů. Tyto vozy mohou být specializovány pro mnohá odvětví závisející na požadavcích zákazníka, a to od užití zpravidla ve městech pro svoz odpadu, nebo jako hasičské vozy, přes přespolní činnosti jako jsou lesnictví a zemědělství až po využití v armádě. Mezi další možnosti patří individuální úprava v mnoha směrech ať už z konstrukčního, tak z uživatelského, či designového hlediska [1].

S těmito požadavky jdou ruku v ruce rozsáhlé potřeby návrhu a individualizace každého stroje, který automobilku opouští. Tyto úpravy však neustále musejí splňovat požadavky na kvalitu platící pro celý zbytek vozidla. Aby všechny součásti vydržely alespoň předepsaný počet najetých kilometrů, je nutné jejich posouzení, zhodnocení jejich mechanických vlastností a také experimentální testování, které probíhá v areálu společnosti ve specializovaných prostorách.

Nyní stojí za to poznamenat, že tato práce se zaměřuje na posouzení držáku blatníku a světla u zadních kol na jednom typu vozidla dle ilustračního obrázku dole. Hlavním důvodem vypracování této práce je ale především užití open source MKP výpočetního programu Code_Aster a také celého balíčku programů Salome Meca, jehož je již zmíněný výpočetní program součástí. Program Code_Aster je vyvíjen Francouzským ústavem pro energetiku EDF [2] a vychází z prostředí Linux a programovacího jazyka Python, proto může být užití těchto programů pro mnoho lidí matoucí a neintuitivní, ale jako open source program je zdarma.



Obrázek 1: TATRA PHOENIX Euro 6 [1]

2 VYMEZENÍ PROBLÉMOVÉ SITUACE

Únava je jedním z nejčastějších důvodů ztráty funkčnosti a destrukce kovových součástí, a proto je její posuzování jedním ze základních předpokladů při konstrukci. S tímto pomáhají numerické metody, které jsou dnes již velice rozšířené a umožňují zhodnocení stavu součásti paralelně s experimentálním testováním.

Firma TATRA TRUCKS a.s. provádí pro svá vozidla a jejich součásti tyto výpočty a rozhodla se některé z nich provést také s využitím výpočetního programu Salome Meca a řešiče Code_Aster. Běžně jsou tyto výpočty prováděny v prostředí ANSYS Workbench a z iniciativy vývojového oddělení byla vyvinuta tato spolupráce.

Jakožto volně dostupný program, na škole hojně nevyužívaný, je jeho pojetí odlišné od toho u programu ANSYS Workbench a práce s ním je tímto pro některé zúčastněné nová a vyzývavá. To stejné platí také pro samotné vyhodnocování složitější součásti se vstupním proměnlivým zatížením.

2.1 Formulace problému

Problém spočívá v sestavení výpočetního modelu v prostředí Salome Meca s následným užitím řešiče Code_Aster pro dodané stavy proměnlivého zatížení, analýzu výsledků, posouzení zadané součásti vůči meznímu stavu únavové pevnosti a porovnání výsledků s experimentem.

2.2 Cíle řešení

1. Rešerše týkající se MS únavové pevnosti při proměnlivém zatěžování ve výpočtovém prostředí Salome Meca a řešičem Code_Aster.
2. Tvorba výpočtového modelu.
3. Řešení dodaných zátěžných stavů (montáž, proměnlivé zatížení).
4. Posouzení MS únavové pevnosti.
5. Diskuse a hodnocení výsledků.

3 REŠERŠNÍ ČÁST

Tato kapitola představí výpočetní programy Salome Meca a Code_Aster, jejich výpočtové prostředí a možnosti posuzování únavy. Dále bude pojednávat o posuzování mezního stavu únavové pevnosti, jeho výpočtu a aplikaci při řešení metodami MKP, posouzení při víceosém zatížení, proměnné zatížení a představí teoretické podklady užité při vypracování této práce.

3.1 Programy Salome Meca a Code_Aster

Jak již bylo zmíněno v úvodu nahoře, jedná se o volně dostupné výpočetní programy vyvíjené Francouzský ústavem pro energetiku [2] s původním cílem sjednotit přístup k hodnocení životnosti a zatížení na francouzských jaderných reaktorech a umožňujícím přehled nad všemi důležitými součástmi vyskytujícími se v tomto řetězci dodávající elektrickou energii. Jeho vývoj sahá až do 80. let 20. století, ale v moderním pojetí se o něm dá hovořit až v posledních 25 letech. Zmínění hodnou osobou na poli zviditelnění a zpřístupnění tohoto programu širší veřejnosti je Jean Pierre Aubry, jenž pro tyto případy sepsal knihu, ze které informace v této kapitole vycházejí [3].



Obrázek 2: Loga programů Salome Meca a Code_Aster [4]

3.1.1 Možnosti výpočtu a vyhodnocení

Program Code_Aster má široké možnosti uplatnění, do kterého patří:

- **Mechanická analýza:** lineární a nelineární statika, dynamika, modální analýza, lomová mechanika, únava a interakce kapaliny se sypkou směsí.
- **Termální analýza:** lineární a nelineární stacionární a přechodové děje.
- **Další analýzy:** akustika, metalurgie, sušení a vlhčení.
- **Více-oborové analýzy:** termo-mechanická, termo-hydro-mechanická.

K tomuto užití slouží také knihovna více než 400 různých typů elementů užitečných jako 3D, 2D, nosníky, desky, membrány a další.

3.1.2 Dostupnost a podpora

Programový balíček Salome Meca již obsahující řešič Code_Aster je volně dostupný, jak v provedení pro Linuxové verze operačních systémů, pak také (vždy s malým časovým zpožděním) pro operační systémy Windows [5]. Může se stát, že program má problémy se stabilitou, tu je proto nutno vždy otestovat.

Mimo tyto tradičnější možnosti přístupu je možné také instalovat celý operační systém CAE Linux, který programový balíček Salome Meca obsahuje. S ním jsou také obsáhnuty další aplikace stěžejní pro inženýrské výpočty, hodnocení a vypracovávání, např.: FreeCAD, textový editor Atom, programovací prostředí Spyder pro Python, nebo Miny. Tento operační systém Linux je založený na verzi Xubuntu a jmenuje se CAE Linux [6]. Takto připravený balíček je možné instalovat na čistý počítač, nebo pomocí virtuálního stroje (instalace dalšího operačního systému uvnitř stávajícího), například s využitím programu VMware, který je pro soukromé účely volně dostupný [7].

Jako všechny aktuální programy dostává Salome Meca a Code_Aster pravidelné aktualizace, které jsou dostupné ke stažení na stránkách EDF [5], a uvnitř již nainstalovaného programu. V průběhu výpočtu zadaného příkladu jsou do výstupních listů uvedena také varování upozorňující na případnou starší verzi aplikace.

Ke zpracovávání výpočtu a přípravě kódu je připravena také rozsáhlá dokumentace popisující, jak uvedené příkazy a povely fungují, a jak je správně upotřebit s případnými upozorněními na jejich funkčnost a nutné podmínky [8]. Tato dokumentace byla původně sepsána ve francouzštině a do anglického jazyka je přeložena strojově, proto některé definice a výrazy mohou být matoucí a zavádějící, až úsměvné. Se složitějšími problémy je radno se obrátit na fórum, které je velice činné a poskytuje mnoho rad i řešení ke konkrétním problémům. Již zmíněný pan Aubry je na něm také velice aktivní [9]. Pro další podporu poslouží internetové kanály, zpravidla na YouTube, které poskytují své podklady i na portálu GitHub [10]. Ke zmíněným kanálům patří Cyprien Rusu [11] a Aether Engineering [12], které budou později v této práci ještě zmíněny.

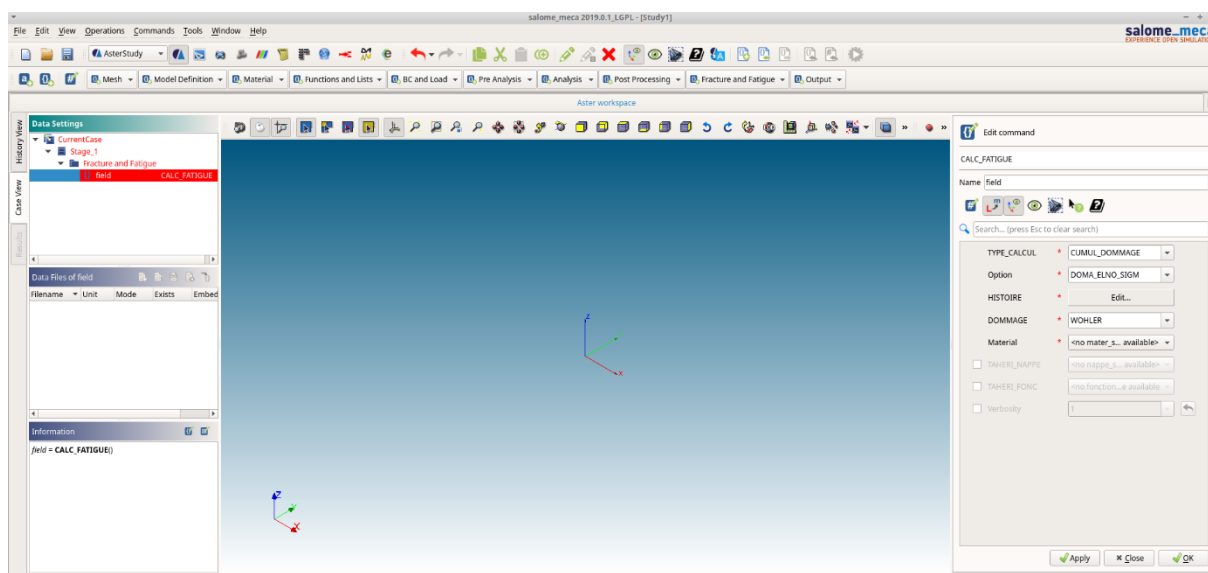
3.1.3 Práce s programem

Poté, co byl programovací jazyk Python na počátku 21. století zvolen páteří celého výpočetního programu, došlo k umožnění jeho přesunutí do jednotného vzhledu, pod jednotné UI, umožňující přístup k výpočetnímu modelu od návrhu geometrie v CAD prostředí až po jeho zobrazení a vyhodnocení nejnověji v prostředí ParaView. V tomto ohledu poslouží vypracovaná kniha „Finite Element Analysis, Salome Meca, Code Aster“ [13] podrobně popisující přístup k výpočetnímu prostředí, a jak je možné zajištění výpočtu. V této podkapitole bude prostředí a práce s programem představena spíše povrchově, jen pro potřeby seznámení.



Obrázek 3: Lišta záložek v Salome Meca

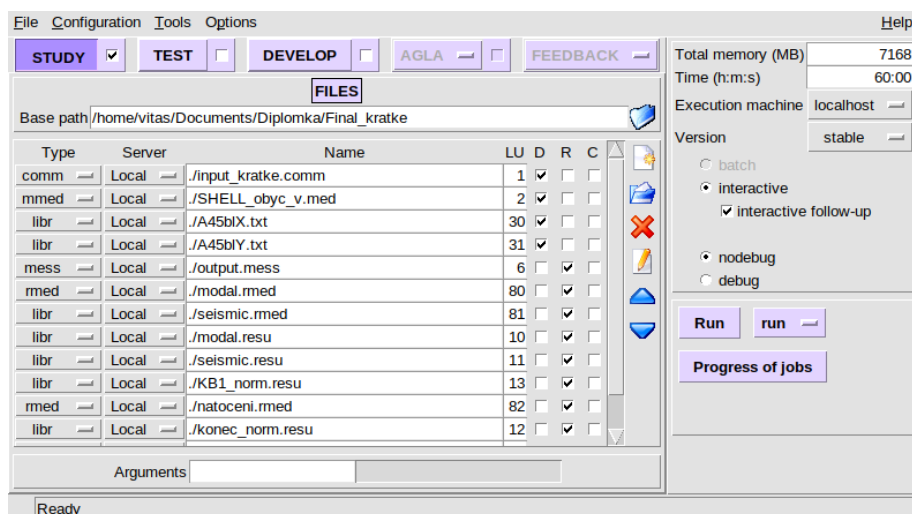
Vzhled okna umožňující práci na výpočetním modelu je možné vidět na obrázku 4 dole a lištu umožňující přepínání mezi jednotlivými fázemi výpočtu zobrazuje Obrázek 3. Při pohledu na lištu, jsou na ní zobrazené různé ikony symbolizující jednotlivé programové součásti Salome Meca. Ty základní lze vyjmenovat postupně zleva jako MKP řešič Code_Aster, náčrtový modul, modul geometrie, síťovací modul a modul ParaVis pro zobrazování výsledků.



Obrázek 4: Okno programu Salome Meca s otevřenou kartou Code_Aster

3.1.4 Stručné porovnání s programem Ansys

Na první pohled není balíček programů Salome Meca od ANSYS Workbench příliš odlišný a v mnoha ohledech i jednotlivé moduly připomínají podobný přístup – zpravidla import geometrie a sítě. Avšak po dalším porovnání má S_M mnoho podobností spíše s programem ANSYS MECHANICAL APDL.



Obrázek 5: Program ASTK

Program S_M akceptuje mnohé formáty vstupních dat pro geometrii (např.: .stp), nebo konečnoprvkovou síť (např.: .med), ale na jednotlivé uzly v ní se odkazuje pomocí skupin. Ty je možné vytvořit již na geometrii, na síti, nebo až později přímo ve spouštěcím skriptu. Mezi hlavní rozdíly spadá asi to, že uživatel má úplnou kontrolu nad tím, co všechno bude spočteno, tedy ani žádné napětí nemusí být zahrnuto do výsledků, není-li tak přímo uvedeno. Ve vizuálním prostředí pro zobrazení výsledků jsou data zobrazována pomocí filtrů, jež je na výsledkový model nutno aplikovat.

Podobně jako v programu ANSYS APDL lze také v S_M spustit celý výpočet pomocí jediného skriptu. Tento krok je možné uskutečnit více způsoby, ale jediný je zde uveden pomocí podprogramu ASTK, který slouží jako rozcestí pro vstupující a vystupující soubory. Pro jeho shlédnutí vizte Obrázek 5: Tam jsou postupně uvedeny v cílové destinaci jednotlivé soubory do výpočtu vstupující (první čtyři) a také ty z něj vycházející. Na všechny musí být ve skriptu poukázáno pomocí identifikačního čísla (na obrázku sloupec LU).

3.1.5 Výpočet únavového poškození

V této podkapitole je pojednáváno o cestách a možnostech řešení únavy implementovaných do programu Code_Aster. Ve své podstatě se jedná o dva příkazy, které svou strukturou dokážou obsáhnout mnohé možnosti zatížení a není možné je plně pochopit, nebo využít, pouze pomocí uživatelského rozhraní. Jejich dokumentace je, stejně jako u všech ostatních příkazů, volně dostupná [14] [15] a nepostradatelná. Na přímé užití těchto příkazů již byla vypracována v minulosti práce, která jej využívá a popisuje jeho možnosti [16].

Příkazy se jmenují CALC_FATIGUE a POST_FATIGUE, přičemž příkaz POST_FATIGUE vyhodnocuje poškození v konkrétních uzlech (bodech) až po provedení výpočtu, kdy je „signál“ historie napětí extrahován a analyzován. Z tohoto důvodu bude nadále popisován jen příkaz CALC_FATIGUE se svým širším využitím.

Vybraný příkaz slouží dle specifikace třem užitím, a jak již bylo zmíněno, je nutné jej uvést již při výpočtu. Mezi jeho nedostatky také patří, že ho je možné uplatnit pouze u 3D elementů. Možnosti užití jsou následující:

- **Výpočet únavového poškození:** V případě této specifikace dochází na vybrané součásti k vyhodnocení únavy metodou stékajícího deště pouze pro jednoosou napjatost, nebo jednoosé přetvoření, nebo k tomuto účelu slouží redukované napětí podle podmínky HMH. Při volbě tohoto postupu však není možné zohlednit střední napětí. Pro tento výpočet je vždy nutné zadat Wöhlerovu, nebo Manson – Coffinovu křivku příslušného materiálu.
- **Výpočet kritické roviny:** Na základě určení, zda se jedná o periodické, či neperiodické kmitání dojde k určení kritické roviny s maximálním napětím s pomocí nejružnějších kritérií.
- **Výpočet maximální amplitudy:** Tento výpočet neslouží k určení poškození ve vybraném místě, ale naopak stanovuje maximální dovolenou amplitudu napětí

při kmitání vibračním zatížením. Výpočet je směřován na neomezenou životnost součásti s využitím Wöhlerovy křivky. Střední napětí může být korigováno Goodmanovým, nebo Gerberovým kritériem

3.2 Stanovení únavy

„Únava materiálu je proces porušování soudržnosti materiálu časově proměnnou napjatostí jako důsledek kumulace poškození střídavou pružně plastickou deformací [17].“

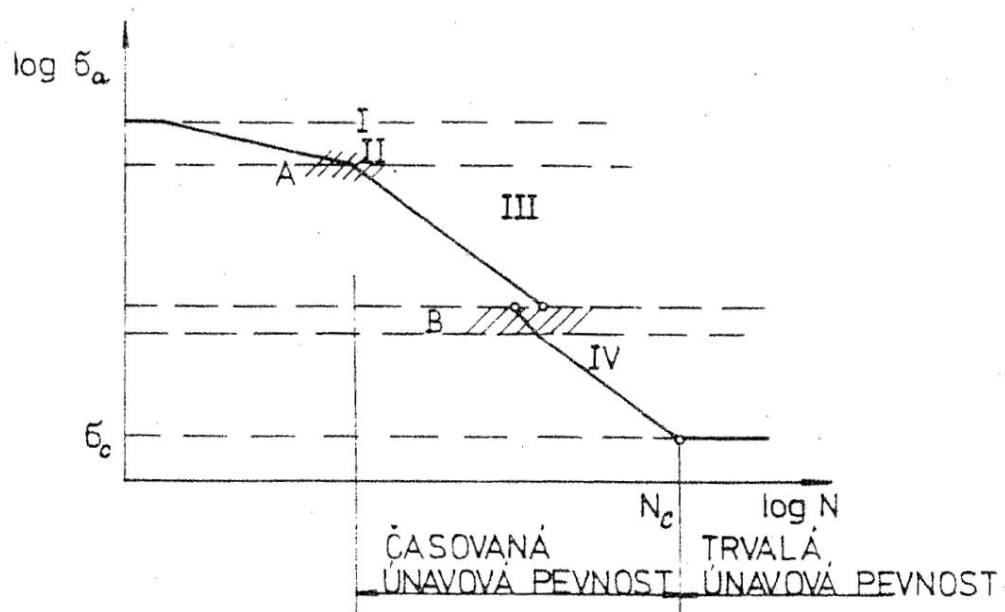
Únava materiálu je jedním z nejčastějších typů poruch všech konstrukcí a jejímu meznímu stavu je proto nutné věnovat značné úsilí. V tomhle ohledu je však řešení tohoto problému značně náročné, jak po teoretické, tak po experimentální stránce.

Při posuzování únavového zatížení se mohou objevit tři požadavky:

- Požadavek nekonečné doby života – na součásti se nesmí vytvořit žádné trhliny, toho musí být dosaženo vhodnou výrobou, zpracováním a také zatěžováním.
- Požadavek omezené doby života – na součásti mohou vzniknout trhliny, ale jejich růst musí být podkritický a predikovatelný.
- Požadavek na dopočet zbylého života – součást již obsahuje trhlínu a je s posuzována.

Posouzení únavového zatížení může být rozděleno podle počtu opakování zátěžných cyklů. A to jako [17]:

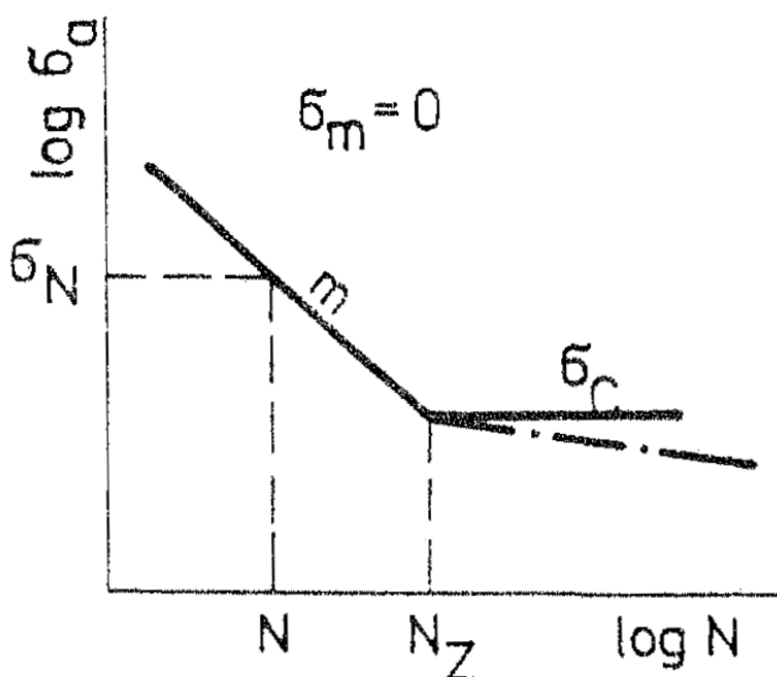
$\frac{1}{4} < N_c < 10^2$	- oblast kvazistatického lomu,
$10^2 < N_c < 10^5$	- oblast nízkocyklické únavy (makroplastické deformace),
$10^5 < N_c < 10^7$	- oblast vysokocyklické únavy (omezená životnost),
$N_c \geq 10^7$	- oblast vysokocyklické únavy (neomezená životnost – mikropplastické deformace).



Obrázek 6: Oblasti křivky životnosti [18]

Pro případ řešený v této práci je využívána vysokocyklová únava, skoro až oblast neomezené životnosti. Tuto oblast popisuje Wöhlerova křivka dávající do rovnosti velikost amplitudy napětí cyklu σ_N , mez únavy σ_c , počet cyklů do lomu N a počet cyklů pro trvalou životnost N_z . Ta se u oceli rovná 10^7 cyklů [18]. V oblasti nízkocyklové únavy je podobné chování popisováno Manson – Coffinovou křivkou, která místo amplitudy napětí pracuje s deformací.

$$\sigma_N^m \cdot N = \sigma_c^m \cdot N_z \quad (3.1)$$



Obrázek 7: Wöhlerova křivka [18]

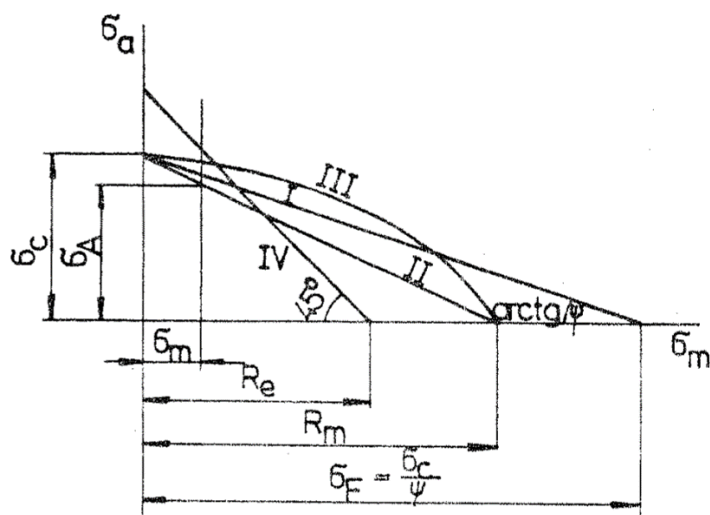
3.2.1 Faktory ovlivňující únavovou životnost

Dříve zmíněné Wöhlerovy křivky jsou získávány prováděním experimentů s hladkými vzorkovými tělesy, která jsou měkce zatěžována konstantní amplitudou při nulovém středním napětí. V reálu se však takovéto součásti vyskytují nanejvýše vzácně a existují vnější a vnitřní vlivy, které dokáží křivku životnosti značně pozměnit.

Asymetrie kmitu

Nenulová střední napětí negativně ovlivňují únavovou životnost součástí, proto pro ně byl zjištěn přepočty zobrazené v Haighově diagramu [18], jedním z nich je pomocí Goodmana uvedená níže, mezi další patří např. podle Gerbera:

$$\text{II - Goodman} \quad 1 = \frac{\sigma_A}{\sigma_c} - \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (3.2)$$



Obrázek 8: Haighův diagram [18]

Velikost

Bylo zjištěno, že větší součásti mají oproti menším testovacím vzorkům sníženou mez únavy. Má se za to, že to je způsobeno větší pravděpodobností výskytu trhlin, vměstků a jiných strukturních defektů v celém objemu tělesa a v kritické vrstvě. U větších těles se také vyskytují nedostatky větších rozměrů. Při posuzování tohoto vlivu hraje také homogenita napjatosti, která komplikuje popis napětí v kritickém místě.

Jakost povrchu

Nukleace poškození v případě únavy začíná z pravidla v povrchové vrstvě materiálu, proto samotná povrchová úprava a její čistota hrají velkou roli. Ta může být ovlivněna

geometrií povrchu (vrub), technologií výroby povrchu (obrábění, kování, lití), technologií úpravy a dalšího zpracování povrchu (chemické, tepelné, mechanické) a také okolním prostředím, které může být agresivní a zhoršovat mechanické vlastnosti materiálu. Mezi příznivé vlivy patří např. kuličkování a válečkování a mezi značně negativní např. kalení.

Vrub

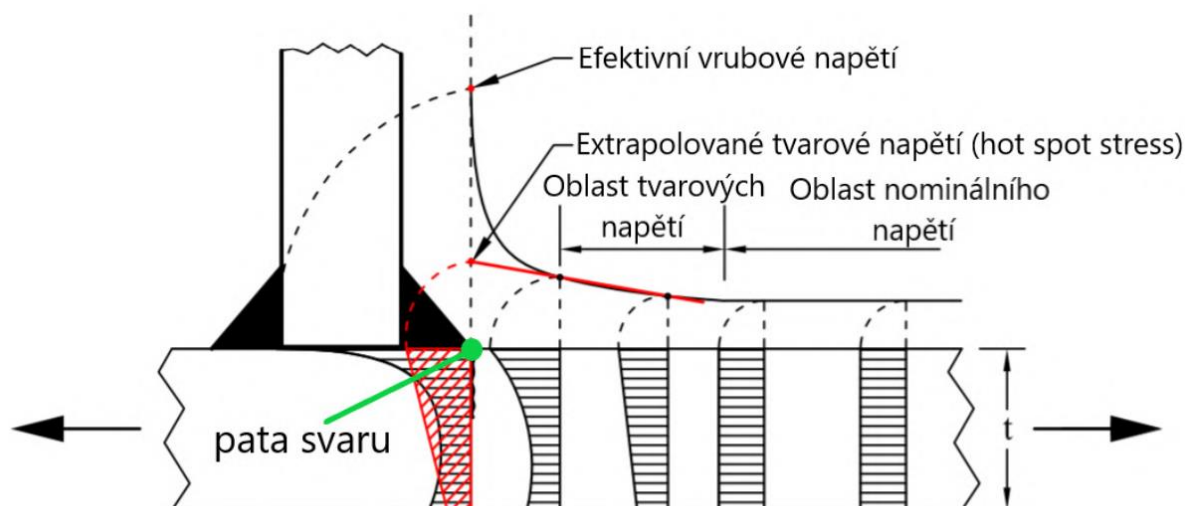
Stejně jako v případě statického zatěžování hraje výskyt vrubu, nebo jiných koncentrátorů napětí velkou roli. Tato místa jsou zpravidla na povrchu a v těchto místech nejčastěji, podobně jako u vlivu jakosti povrchu, dochází ke vzniku trhlin.

Popis všech těchto nedostatků vlivů majících dopad na únavovou životnost je velice důležitý a zkoumaný. Existuje pro něj veliké množství různých podkladů a norem, které se jej snaží přiblížit skutečnosti. Na příklad pro svařované konstrukce jsou jednotlivé svary řazeny do kategorií podle vzhledu, technologie, přidaného materiálu a podobně, nebo jsou všem vlivům připisovány koeficienty vlastní, se kterými je Wöhlerova křivka materiálu ponížena – upravena, aby daný stav lépe popisovala.

Celá tato kapitola vychází z [17], [18].

3.2.2 Metody posouzení únavové životnosti svaru

Již bylo řečeno, že k posuzování únavové životnosti existuje mnoho materiálů a metod popisujících vhodný postup zhodnocení. Obecně jsou tyto metody založeny na přetvoření, napětí nebo na součiniteli intenzity napětí v případě součástí s trhlínami. Zmíněné metody mohou být obecně rozděleny do dvou kategorií: globální a lokální. Z těchto přístupů budou tři v této kapitole představeny, jmenovitě to jsou: nominální napětí, tvarové napětí a efektivní vrubové napětí. Všechny jsou vyznačeny na obrázku dole [19].



Obrázek 9: Průběh napětí v okolí svaru [19], [20]

Nominální napětí

Přístup užitím tohoto napětí je nejrozšířenější po posuzování ocelových konstrukcí. Z logiky věci se jedná o metodu globální. Zakládá se na velikosti průměrného napětí v příčném průřezu součásti, bez uvažování lokálních koncentrátorů napětí v podobě vrubu, nebo svaru samotného. Jelikož tyto vlivy nejsou v žádném případě zanedbatelné, je nutné je posouzení únavové životnosti zahrnout. K tomu slouží nejrůznější koeficienty a podpůrné výpočty upravující Wöhlerovu křivku a mez trvalé životnosti součásti [19].

Výpočty založené na nominálním napětí jsou nejrozšířenější mezi všemi využívanými metodami, hlavně díky možnosti jeho snadnému určení a následnému porovnání výsledků. Umožňuje takto užití i prosté pružnosti pro jednoduché součásti. Nominální napětí je snadné získávat při testování vzorků, pro jeho získání stačí jen amplitudu síly namáhající vzorek (v tahu/tlaku, podle nastavení) podělit příčným průřezem oné součásti. Je proto obejitá nutnost využití např.: tenzometrů ke zjištění napětí lokálních [19] [21].

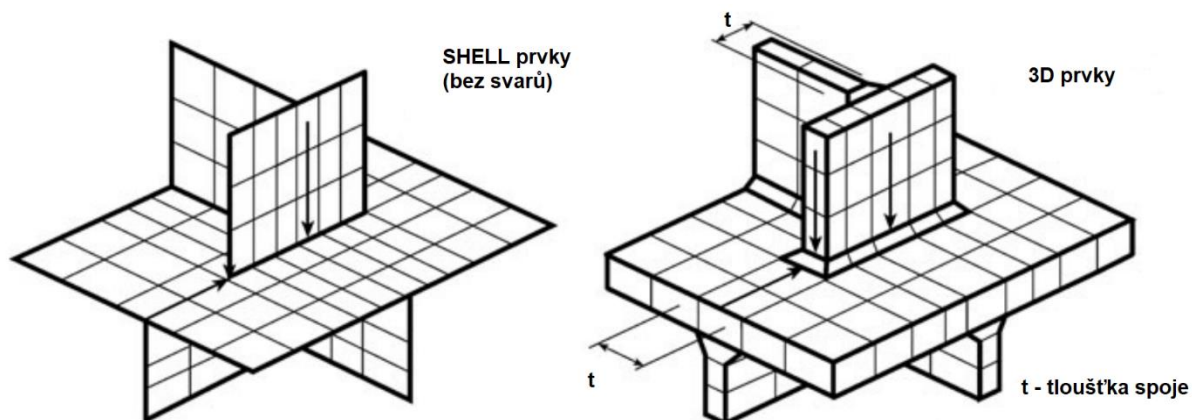
$$\sigma = k \cdot \sigma_{nom} \quad (3.3)$$

Kde: σ – napětí v bodě [MPa],
 k – součinitel vrubu [-],
 σ_{nom} – nominální napětí [MPa].

Tvarové napětí

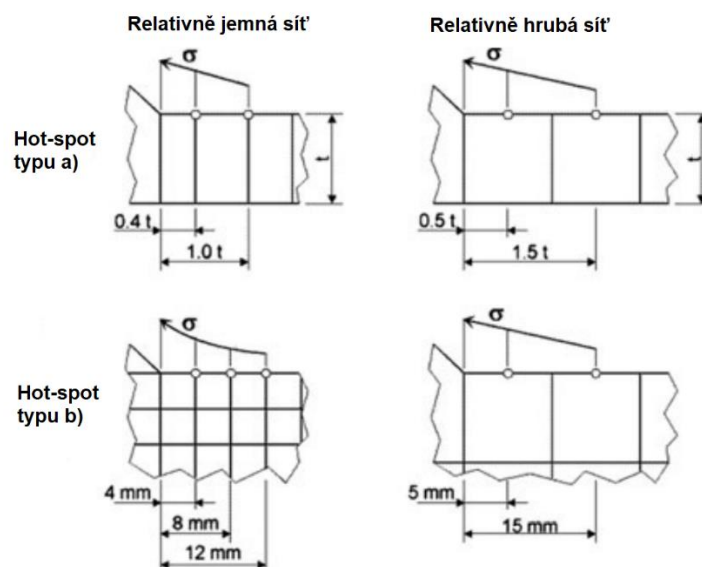
Zjišťování životnosti na základě tvarového napětí nebo anglicky „Hot spot,“ bylo vyvinuto pro případy, kdy není možné určit hodnotu napětí nominálního z důvodů geometrie součásti nebo kvůli specifickému typu zatěžování. Tato metoda je využívána již od šedesátých let 20. století, ale její obliba a užití vzrostla s rostoucí dostupností MKP.

Mezi její výhody patří, že k jejímu užití není nutné tak vysokého množství Wöhlerových křivek, tedy méně měření, naopak jednou z nevýhod je, že vliv únavy je takto posuzován pouze v určitých bodech svaru, a to zejména v patě a vysoká citlivost na úpravu sítě. Proto je tato metoda pojmenována Hot spot. V dokumentu IIW [22] doporučujícím stanovení únavové životnosti svařovaných konstrukcí jsou kritické body definovány podle obrázku dole.



Obrázek 10: Typické sítě a cesty k posouzení únavy svaru [22]

Podle typu kritického místa a typu zvolené sítě jsou na dalším obrázku zobrazeny cesty a vzdálenosti jednotlivých referenčních bodů pro určení extrapolovaného napětí. Toto závisí také na jemnosti sítě.

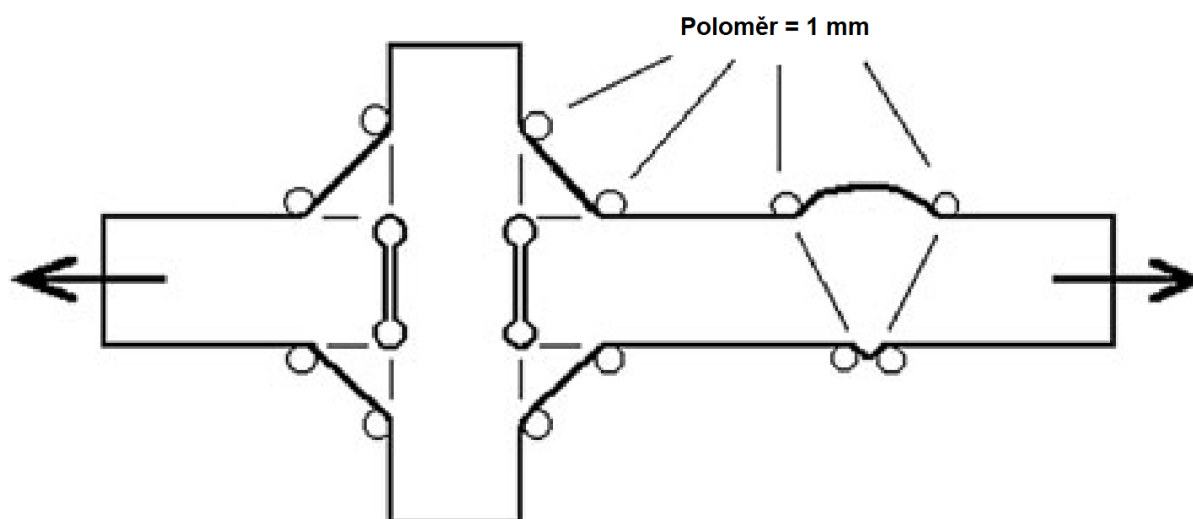


Obrázek 11: Body pro extrapolaci napětí [22]

Efektivní vrubové napětí

Nejrůznějšími koncentrátory napětí a vrubům se nedá vyhnout a vlastnosti svařovaných konstrukcí z hlediska únavové životnosti jsou na těchto místech vysoce závislé. Metoda efektivního napětí se využívá výpočtu největšího elastického napětí v kritickém bodu, tedy v místě vzniku trhliny [19].

Toto napětí je zjišťováno zaoblením kritických míst dostatečně malým poloměrem a využitím dostatečně jemné sítě, aby byl průběh napětí hladce popsán. Tento poloměr se různí podle rozměrů ostatních součástí v okolí svaru, proto může nabývat hodnot od 0,05 mm až po 1 mm, který lze obecně využít pro plechy tloušťky 5 mm a více [19]. Dříve zmíněný dokument IIW popisuje, jak je možné tuto metodu použít a jaké předpisy by měly být dodrženy [22]. Na obrázku dole jsou zobrazená místa, ve kterých by měl být svar zaoblen. Pro valnou většinu případů je nutno využít postupu s upotřebením 3D prvků, avšak ve speciálních případech a při speciálním zatížení je možné užití i prvků plošných, 2D [22].



Obrázek 12: Fiktivní zaoblení svaru v patách a kořenech svaru [22]

Dále jsou pomocí dokumentu IIW doporučeny velikosti prvků modelující uvedené poloměry. Konkrétní pokyny jsou uvedeny v tabulce dole.

Tabulka 1: Doporučené velikosti elementů na povrchu [22]

Typ prvku	Relativní velikost [mm]	Absolutní velikost [mm]	Počet prvků na 45°úhel [-]	Počet prvků na 360°úhel [-]
Kvadratický se středním uzlem	$\leq r/4$	$\leq 0,25$	≥ 3	≥ 24
Lineární	$\leq r/6$	$\leq 0,15$	≥ 5	≥ 40

kde: r – poloměr v místě zaoblení [mm]

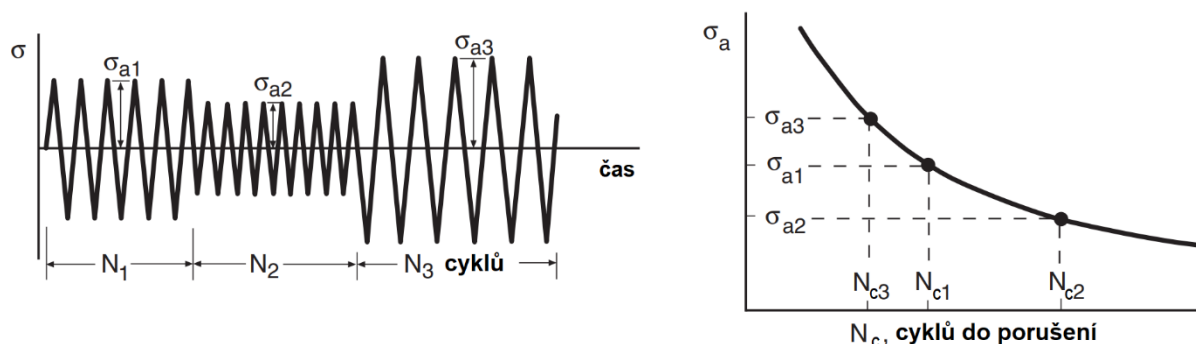
3.2.3 Palmgren – Minerova hypotéza

Jako už vše v životě není ani zatížení stálé a amplituda může v reálných případech kolísat i velice výrazně a nahodile. Z toho důvodu je nutné znát způsob, jak i taková zatížení popsat z hlediska únavové životnosti. Asi nejrozšířenějším a nejznámějším způsobem je Palmgren – Minerova hypotéza formulovaná již v roce 1945 [21].

Tento přístup použije amplitudu aktuálního úseku zatížení a spočte z Wöhlerovy křivky, kolik by těchto cyklů muselo proběhnout, aby došlo k porušení součásti. Je-li tímto počtem vydělen počet cyklů o dané amplitudě, pak lze dostat relativní poškození součásti způsobené tímto úsekem. Při součtu všech takovýchto úseků lze dostat celkové poškození. Palmgren – Minerova hypotéza stanoví, že při dosažení hodnoty 1, tedy 100 %, dojde k porušení součásti. Dle následujícího vzorce [21].

$$\frac{N_1}{N_{c1}} + \frac{N_2}{N_{c2}} + \frac{N_3}{N_{c3}} + \dots = \sum \frac{N_j}{N_{cj}} = 1 \quad (3.4)$$

kde: $N_{1,2,3,j}$ – počty opakování cyklů v daném úseku [-],
 $N_{c1,c2,c3,cj}$ – počty cyklů do lomu pro dané úseky a amplitudy [-],



Obrázek 13: Užití Palmgren – Minerovy hypotézy [21]

Novější materiály však v tomto ohledu doporučují trochu odlišný postup, a to nepokládat součet všech poškození roven 1, ale v závislosti na materiálu mu připisovat hodnotu 0,3 pro oceli a hliníkové slitiny, 0,7 pro elektronická vybavení a 1 pro tvárné, šedé a temperované litiny. Dále upravuje křivku životnosti za hranici trvalého života pro 10^7 cyklů, aby klesala s buď se stejnou (Miner), nebo menší (Miner – Haibach) směrnicí. Je-li původní směrnice rovna k , pak směrnice za hranici trvalé životnosti bude podle Miner – Haibachova přístupu $2k-1$ (bude klesat pozvolněji) [23].

3.2.4 Multiaxiální zatížení

Dříve zmíněné informace platí hlavně pro jednoosé napětí, to, které má jen jeden charakter. Je-li součásti zatěžována ve více směrech, nelze tyto postupy plně uplatnit z důvodu kumulace poškození od jednotlivých složek zatížení, které na součást působí. Proto byly vyvinuty další metody umožňující správně posoudit její únavovou životnost. Víceosého napětí existují dva typy, a to proporcionální, kdy jsou osy hlavního a smykového napětí stálé, a neproporcionální, kdy je hlavní napětí s napětím smykovým mimo fázi (amplitudy jsou vůči sobě časově posunuty). Dále zde budou zmíněny metody, které s víceosým napětím počítají, podrobnější a kompletnější vysvětlení je možné najít zde [23] [24]. Tyto metody se dělí dle přístupu na empirické, ekvivalentní, pomocí kritické roviny a Dang Van metodu [23].

Empirický přístup

Tyto metody vycházejí z podmínek při statickém zatěžování a vytvářejí vztahy mezi únavovými zkouškami a statickou pevností. Například kritérium Gough – Pollardovo vychází z analýzy velkého množství dat z experimentů zatěžování primárně kombinací ohybu a krutu působících soufázně. Kvůli těmto podmínkám je jeho užití značně omezené [23]. Jeho podoba je:

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_c}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_c}\right)^2 = 1 \quad (3.5)$$

kde: $\sigma_{a,c}$ – amplituda a mez únavy napětí v tahu – tlaku [MPa],
 $\tau_{a,c}$ – amplituda a mez únavy napětí v krutu [MPa].

Přístup ekvivalentního napětí

K posouzení jsou využívány ve známé přepočty na ekvivalentní napětí, např.: podle podmínky Tresca, nebo HMM. Nejpoužívanější v tomto směru je metoda HMM vyjádřená podle [25] jako:

$$\Delta\sigma_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2} \quad (3.6)$$

kde: σ_{ekv} – rozkmit ekvivalentního napětí [MPa],
 $\Delta\sigma_{1,2,3}$ – rozkmit hlavních napětí [MPa].

Jako další stojí za to zmínit metodu podle Lee, Tjhung, Jordan, která uvažuje také s fázovým posunem jednotlivých zatížení, a proto ji je jako jednu z mála možné využít pro náhodné kmitání, často v kombinaci s metodou stékajícího deště. Je definováno podle [23] jako:

$$\sigma_{HMH\alpha NP} = \sigma_{HMH\alpha} \cdot (1 + \alpha_{NP} \cdot f_{NP}) \quad (3.7)$$

kde: $\sigma_{HMH\alpha, NP}$ – amplituda ekvivalentního napětí podle HMM [MPa],
 α_{NP} – koeficient zpevnění [-],
 f_{NP} – koeficient fázového posunu zatížení [-].

Určení těchto koeficientů není snadné, α vychází z materiálových vlastností a je jej možné položit přibližně roven 0 pro materiály bez zpevnění (hliníkové slitiny), roven 0,3 pro měď, 0,3 pro nízkolegované oceli a 1 pro nerezové oceli. Koeficient f je dán fázovým posunem zatížení, pro nulový posun je tedy roven nule a pro fázový posun roven 90° odpovídá jedné [23].

Přístup pomocí kritických rovin

Tento přístup je založen na nalezení kritické roviny, ve které působí největší zatížení a začne se v ní, proto jako v první šířit trhлина. Toto místo se může podle charakteru měnit také. Ve výsledku je hledána rovina s největším finálním poškozením. Z těchto kritérií je možné zmínit to podle Gaiera a Dannbauera. Uvažuje vznik trhliny v rovině s maximálním normálovým napětím a překračujícím podmínku poruchy, která je definována jako podle [23] jako:

$$(f_{GD}\sigma_{nom})_{max} = \sigma_c \quad (3.8)$$

$$f_{GD} = 1 + (1 - k)V \quad (3.9)$$

$$k = \frac{\sigma_c}{\tau_c} \quad (3.10)$$

Kde: f_{GD} – faktor normálového napětí [-],
 σ_c, τ_c – meze únavy napětí v tahu – tlaku a v krutu [MPa],
 V – poměr 3. a 1. hlavního napětí [-].

Bylo zjištěno, že k nabývá hodnot 2 pro tvárné a 1 pro křehké materiály. Hodnota V se pohybuje v intervalu od -1 do 1 podle typu zatížení.

Přístup podle Dang Van

Všechny doposud uvedené přístupy a metody vycházely z inženýrsky zjištěných makroskopických vlastností materiálu. Tento přístup je v tomto směru odlišný, protože své předpoklady zakládá na třech měřících: mikroskopickém, ve kterém se pohybují dislokace, mezoskopickém zobrazujícím plastický skluz v některých krystalech a makroskopickém pohledu na krátký vývoj trhliny. Ve výsledku se dá bezpečnost vyjádřit podle [23] jako:

$$SF(t) = \frac{\tau_c}{\tau_{mezo}(t) + \alpha_{DV} \cdot \sigma_{mezo,h}(t)} \quad (3.11)$$

Kde: SF – bezpečnost [-],
 τ_c – meze únavy napětí v krutu [MPa],
 τ_{mezo} – napětí v krutu v mezoskopickém měřítku [MPa],
 $\sigma_{mezo,h}$ – hydrostatické napětí v mezoskopickém měřítku [MPa],
 α_{DV} – hydrostatická napěťová citlivost [-].

3.2.5 Analýza proměnlivého zatížení, vibrací

Tradičně jsou zkoušky vibrací buzeny pomocí dat zrychlení z různých procesů. Tato data se však mohou hodit jen pro to jedno užití a nemusí pokrýt větší různorodost zatížení, které může nastat za výjimečných, nebo jiných než provozních podmínek. Z toho důvodu byly vyvinuty postupy, jak vytvořit generalizovaný vstupní signál buzení. V této kapitole budou uvedeny dva, jeden založený na aplikaci zrychlení v podobě sinusoidy o proměnlivé frekvenci a druhý je souhrnem náhodných vibrací. Je možné také vytvořit signál jen pro jedno konkrétní užití podle užití. Tyto signály jsou často laděny pomocí dynamického systému s jedním stupněm volnosti a buzením základu [23].

Sinusoidní přechod přes frekvence

Tento postup, v angličtině nazvaný „Sinusoidal Sweep“ [23], je založený na buzení signálem v podobě sinové vlny a úpravou její amplitudy a frekvence. Čas strávený na konkrétním intervalu frekvencí určuje počet cyklů zatížení a rychlost přechodu přes frekvence pak amplitudu signálu. Této metody se dá rozdělit na dvě podle způsobu přechodu přes interval frekvencí, a to na lineární a na logaritmickou. U lineární je přechod přes frekvence konstantní podle (3.12) a v případě logaritmické se mění podle (3.13).

$$\dot{f} = \frac{df}{dt} = A \quad (3.12)$$

$$\dot{f} = \frac{df}{dt} = A \cdot f \quad (3.13)$$

kde: $f, \dot{f}$ – budící frekvence a její časová derivace [Hz, Hz/s],
 t – čas [s],
 A – konstanta určující rychlost přechodu [-].

Při užití signálu vytvořeného tímto způsobem je důležité kontrolovat množství cyklů na každé rezonanční frekvenci. Logaritmická varianta je v tomto přístupu přívětivější, protože na počet cyklů na intervalu frekvencí není na aktuální frekvenci závislý [23].

Náhodné vibrace

Tvorba náhodného zatížení může znít na první pohled snadně, ale musejí být při ní naplněna některá kritéria, která ji popisují. Jedním z takových je energie, nebo vážená hodnota (RMS – „root mean square“), která v čase může být konstantní – stacionární děj, nebo proměnlivá – nestacionární děj. V této práci jsou zmíněny jen děje stacionární. Mezi další kritéria se řadí časová historie úseku, jeho složení, korelace a Fourierova analýza.

Jestliže není možné z buzení systému určit jeho výsledné chování, pak se jedná o nepředvídatelný děj a je jej možné popsat jen statisticky. K tomu slouží hustota pravděpodobnosti popisující děj podle:

$$f_x(x) = P[x \leq X(t) \leq x + dx] = \frac{\sum_{i=1}^k t_i}{T} \quad (3.14)$$

kde: $f_x(t)$ – hustota pravděpodobnosti [-],
 P – pravděpodobnost [-],
 x – hodnoty signálu [m/s²],
 t – čas [s].

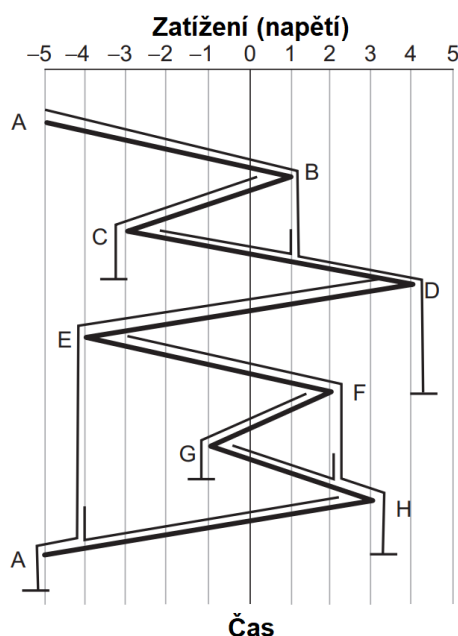
Nejčastěji je takto určená hustota pravděpodobnosti popisována normálním (Gaussovým) rozdělením a jeho koeficienty – střední hodnotou μ a rozptylem σ^2 . Jestli si jsou dva signály podobné určuje korelace a Fourierova analýza pak jeho složení z pohledu frekvencí v něm obsažených [23].

3.2.6 Metody počítání cyklů

V této kapitole jsou popsány vybrané metody využívané k analýze vysoce proměnlivého zatížení, k extrakci cyklů zatížení. Tyto metody poskytují údaje ze signálu napětí pro další zpracování a určení únavové životnosti. Způsobů, jak počty cyklů správně určit, bylo vyvinuto více, ale řada z nich nerespektovala historii zatížení – např.: Metoda četnosti průchodů [18]. Ta určuje, kolikrát křivka projde určitou hladinou napětí v kladném, tak v záporném směru v závislosti na poloze vůči hladině nulového napětí. Mezi v současnosti nejpoužívanější metody náleží metoda stékajícího deště [23].

Metoda stékajícího deště – Rainflow

Metoda stékajícího deště, nebo jak se jí ještě říká metoda pagod získala svůj název ze způsobu, jakým počítá cykly zatížení.



Obrázek 14: Metoda stékajícího deště [23]

Na obrázku nahoře lze vidět signál zatížení otočený o 90°, aby časová osa směřovala vertikálně dolů. Jak je úsečkami vycházejícími z vrcholů (maxim a minim) jasně vyznačeno, tak by stékala voda po střeše. Tímto stékáním jsou definovány celé a poloviční cykly v závislosti, kam „voda steče.“ Opačné půl cykly stejné velikosti jsou spojeny do cyklů celých, jejich počet je závislý na délce analyzovaného signálu, s jeho délkou (množstvím cyklů) relativní počet půl cyklů klesá. Jako další metody mohou být zmíněny metody tří a čtyř vrcholové, ty počet cyklů určují posouzením po sobě jdoucích špiček – vrcholů [23].

Výše uvedené metody poskytují informace k amplitudě, střední hodnotě napětí a zda se jedná o celý, nebo poloviční cyklus. Nepopisují však multiaxiální zatížení. K jeho popisu užitím empirického, nebo ekvivalentního přístupu vystačí jednoosá počítačová metoda, ale k užití metody využívající kritických rovin již je potřeba využít metody jiné, obzvláště pro neproporcionální zatížení (s fázovým posunem). Na

základě spolupráce Wang – Brown byly vyvinuty dva postupy, které již ale nejsou předmětem této práce [23].

K rekapitulaci kapitoly, byl předveden soubor programů Salome Meca obsahující řešič Code_Aster, jeho účel, dostupnost a schopnosti, zvláště pak v oblasti posuzování únavy. Dále bylo stručně popsáno určování únavové životnosti, vlivy, které ji ovlivňují, její určování v případě svařovaných konstrukcí, případy zatížení ve více směrech a osách a analýza zatížení proměnlivého s popisem metody počítání cyklů.

4 PRAKTICKÁ ČÁST

Cílem této práce je vypočítat zatížení součásti v prostředí Salome Meca pomocí metody konečných prvků a vyhodnotit výsledky k určení počtu cyklů do MS únavové pevnosti. K tomuto účelu bude získané zatížení analyzováno v programu Matlab.

Na dalších stranách je v této kapitole uveden postup přípravy výpočtu, zisku a úpravy vstupních dat, zjednodušení modelu geometrie, vytvoření sítě a spuštění výpočtu MKP.

4.1 Analyzovaná součást

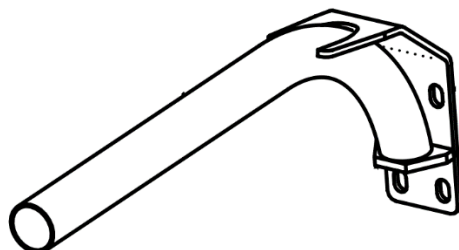
Jak název diplomové práce napovídá, tak se bude jednat o držák světel a blatníku na nákladním vozidle umístěném z boku na podvozku, těsně pod korbou, ke které není nijak přichycený. Fotka této součásti i s příslušenstvím lze vidět na obrázku dole, kdy je upevněna na hydraulickém zkušebním zařízení v experimentální laboratoři společnosti TATRA. Na dalším obrázku dole je již tato součást vymodelována v prostředí programu Autodesk Inventor za cílem úpravy geometrie a usnadnění tvorby konečnoprvkové sítě.



Obrázek 15: Držák blatníku a světel

Jak lze z obrázku částečně vidět, jedná se o svařovanou součást tvořenou třemi díly: zahnutou trubkou držící blatník a světlo, zohýbaným plechem připevněným ke

zbylé konstrukci vozidla (v tomto případě zkušebnímu zařízení) a plechem podpírajícím zmíněnou trubku zespoda. Tyto detaily budou spíše patrné ze schématického obrázku dole.



Obrázek 16: Zjednodušený model geometrie



Obrázek 17: Model geometrie analyzované součásti

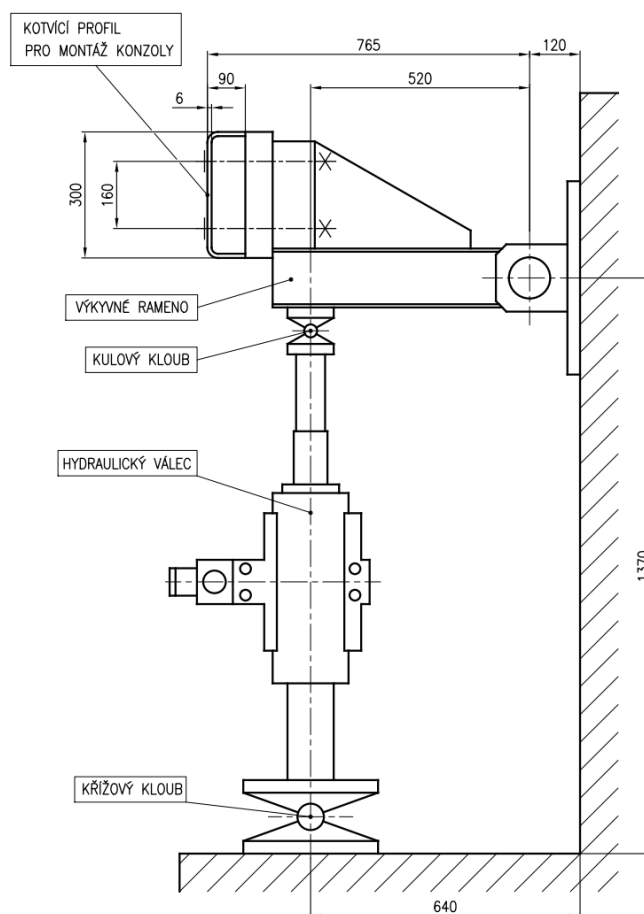
4.2 Vstupní signály

Za účelem zjištění únavových a jiných vlastností má společnost TATRA vlastní testovací polygony a zkušební laboratoř. Pro tyto případy byly vyvinuty metody řešení

takovýchto problémů a jedná se o interní informace, proto nebudou rozebírány do přílišných podrobností. Zjednodušeně je možno říci, že vozidlo, nebo součásti na něm, které mají být testovány, provedou několik testovacích jízd na polygonu různými rychlostmi s různým nákladem za účelem zjištění vibrací. Pomocí akcelerometrů jsou tato data zaznamenávána v průběhu jízdy, poté sestavena do úseků o specifickém množství opakování a následně do větších bloků představujících souhrnně různé způsoby zatížení a jízdy. Tato data pro opakování jsou dána empiricky a umožňují stanovení, kolikrát musí být konkrétní blok opakován pro dosažení předepsaného počtu kilometrů.

Takto získaná a zpracovaná data jdou poslána do testovacích laboratoří, kde proběhne testování na MS únavy. Tímto postupem je poměrně snadné stanovit čas potřebný pro provedení celého experimentu a případně také počet opakování do porušení a množství ekvivalentně najetých kilometrů.

Jako podklady k této práci byly poskytnuty signály používané v testovacích laboratořích, které jsou již zpracované a upravené pro tamní podmínky. Byly získány až na samotné měřené součásti během experimentu a tyto akcelerometry zobrazuje Obrázek 15:, kdy jeden akcelerometr byl uchycen u připevnění k testovacímu zařízení, druhý na konci trubky držící blatník a světlo.

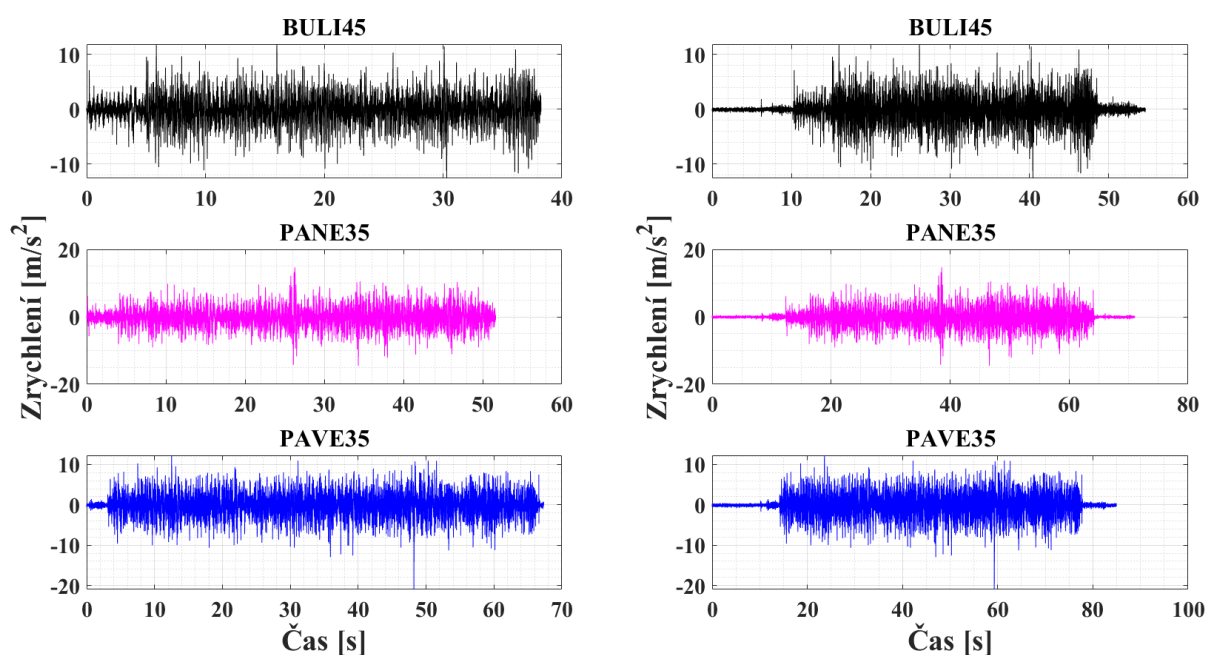


Obrázek 18: Schéma testovacího zařízení

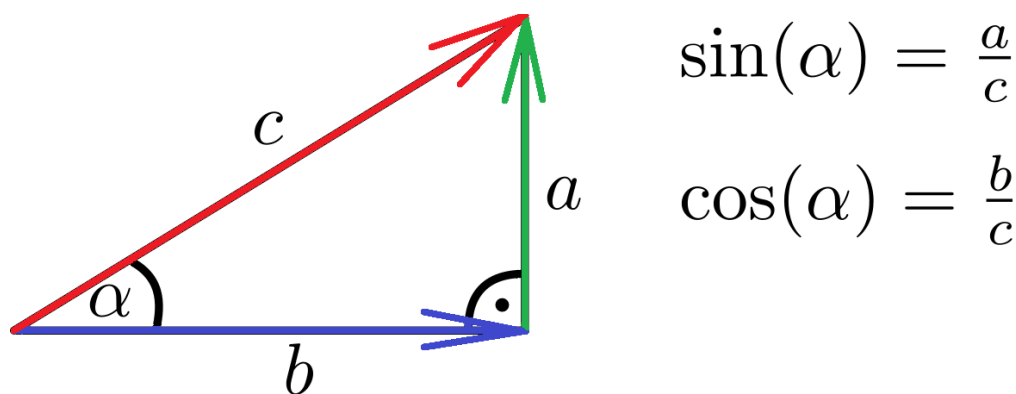
V tuto chvíli je nutno popsat, jak měřící zařízení funguje. Z testovacího okruhu byla získána data zrychlení ve dvou směrech, podélném (ve směru jízdy) a příčném

(ve směru tíhového zrychlení). Aby bylo experiment možno snadno provést, byla tato data sloučena v jeden signál a součástí je proto k testovacímu zařízení na obrázku nahoře připevněna pod konkrétním úhlem. Tímto dojde k zatížení simulujícímu jízdu za použití buzení pouze v jednom směru. Zařízení samotné sestává z výkyvného ramene na rotační vazbě buzeného hydraulickým válcem na křížovém kloubu.

Naměřené úseky dat z testovacího zařízení byly delší, než je jejich délka předepsaná v předpisu pro provedení měření, proto musela být ořezána, jak je vidět v grafu na obrázku dole. Při tomto postupu byl kladen na důraz odstřížení pouze dat s malou amplitudou a tak byly ostříhávány od konce, tzn. byl zvolen koncový bod signálu a jeho počátek byl dán předepsanou délkou úseku. Na již zmíněném obrázku jsou v grafech po pravé straně signály v celé své délce a na levé jejich zkrácené verze.



Obrázek 19: Ořez vstupních signálů



Obrázek 20: Rozložení vstupního signálu

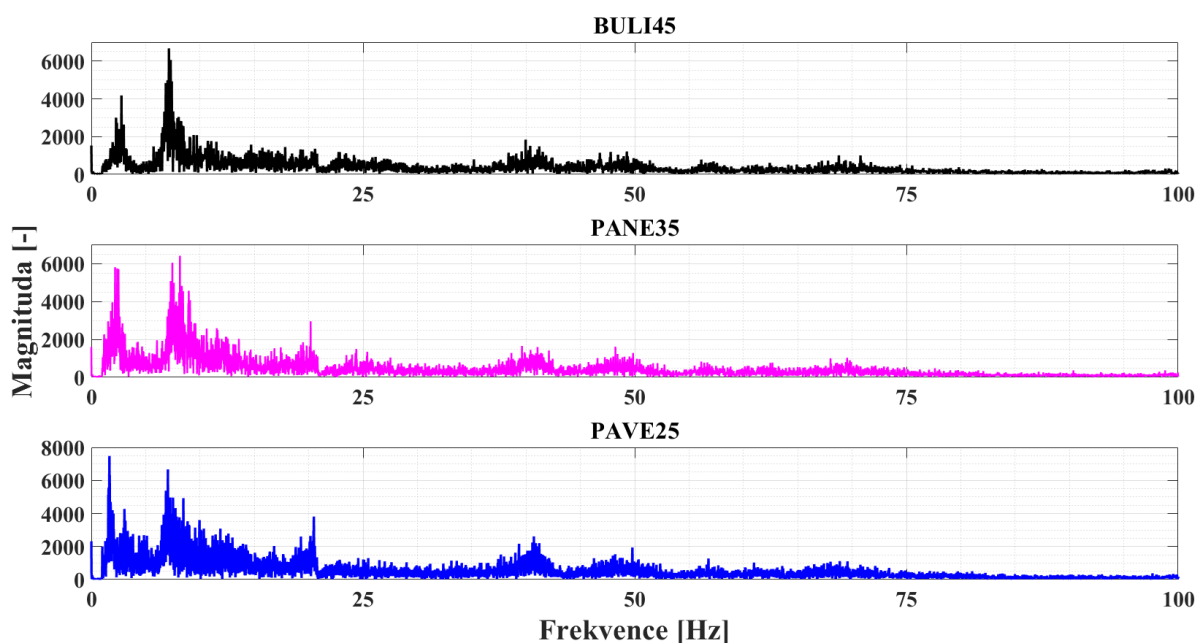
Takto obdržený signál byl dále pomocí goniometrických funkcí rozložen na příspěvky od jednotlivých směrů do os X a Y. Toto je ilustrováno na obrázku nahoře,

kde přepínač **c** představuje vstupní signál, odvěsna **b** příspěvek ve svislém směru Y a odvěsna **a** ve směru jízdy, v ose X.

Pro lepší porozumění signálu byla provedena také jeho Fourierova analýza. Tu je možno vidět v grafu na obrázku dole. Frekvence jsou vykresleny pouze do 100 Hz, protože za touto hranicí se již žádné další významné frekvenční odezvy nenalezaly. Vzorkovací frekvence a perioda zátěžného signálu je uvedena níže jako f a T .

$$f = 500 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

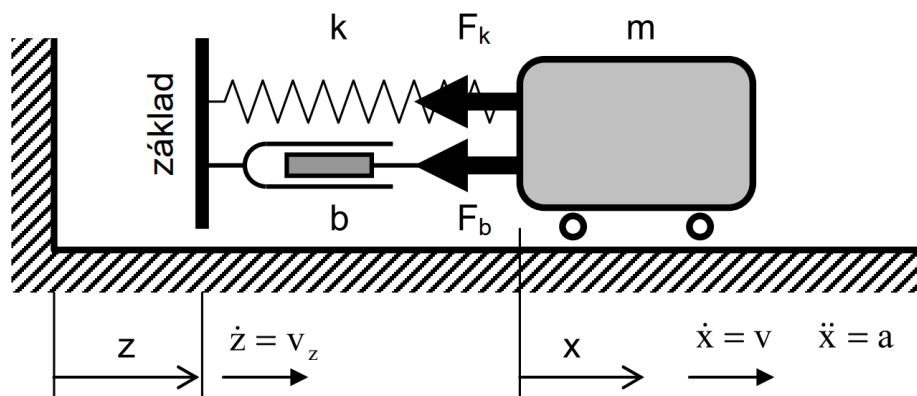
$$T = 0,002 \text{ s} \quad (4.2)$$



Obrázek 21: Fourierova analýza vstupních signálů zatížení

4.3 Dynamický model s jedním stupněm volnosti

Pro ověření vstupních dat byla vytvořena simulace odezvy dynamické soustavy s jedním stupněm volnosti se základem buzeným vstupním zatížením. Soustava je založena na kmitání rovného ocelového bezhmotného nosníku se s hmotností na konci. Výsledné zrychlení bylo porovnáno s tím naměřeným na konci trubky. Tato simulace proběhla s využitím programu Matlab a balíčku Simulink.



Obrázek 22: Schématické znázornění kmitání s jedním stupněm volnosti [17]

kde: ***m*** – hmotnost [kg],
k – tuhost pružiny [N/m],
b – součinitel tlumení [$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$],
x – souřadnice, určující polohu tělesa [m],
z – souřadnice, určující polohu základu [m].

Obrázek 22: schematicky zobrazuje soustavu simulující kmitání nosníku, kde tuhost nosníku je určena z jeho geometrie, v tomto případě se jedná o železnou trubku o tloušťce stěny 2,5 mm a vnějším průměru 55 mm. Tlumení bylo voleno velice nízké a tuhost této trubky byla určena následovně [17]:

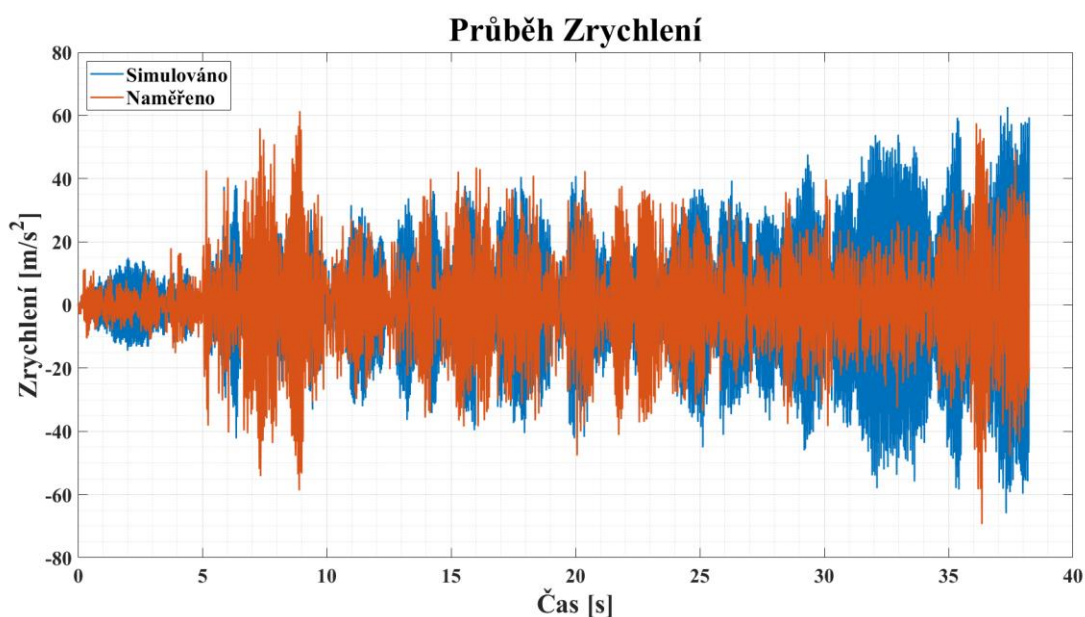
$$k_0 = \frac{3 \cdot E \cdot J}{l^3} \quad (4.3)$$

kde: ***k₀*** – tuhost nosníku [N/m],
E – Youngův modul pružnosti [Pa],
J – plošný osový moment setrvačnosti [m^4],
l – délka nosníku [m].

Tato data byla zjištěna a zadána do pohybové rovnice popisující tento případ podle [17]:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k_0 \cdot x = b \cdot \dot{z} + k_0 \cdot z \quad (4.4)$$

kde: ***m*** – hmotnost nosníku [kg],
b – tlumení nosníku [Ns/m],
k₀ – tuhost nosníku [N/m],
x – souřadnice, určující polohu tělesa [m],
z – souřadnice, určující polohu základu [m].



Obrázek 23: Porovnání signálů zrychlení

Porovnání výsledných signálů zrychlení lze vidět v grafu na obrázku nahoře a cílem bylo je porovnat jen řádově, nelze od soustavy s jedním stupněm volnosti očekávat přesnější přiblížení. V tomto směru jde lze považovat za dostatečně podobné.

4.4 Model geometrie a jeho zjednodušení

Samotná geometrie analyzované součásti se v průběhu konstrukce značně měnila, nakolik to bylo možno vypořádat na zkoušených součástech. Hlavní odlišnosti lze vidět nahoře v oblasti svaru spojujícího trubku s plechem přišroubovaným ke zbytku auta, vizte Obrázek 24:.. Původně měl podle výkresové dokumentace tento svar probíhat po celé délce spoje, proto musela být geometrie upravována a přeměřením reálného předmětu byla délka svaru stanovena na:

$$l = 65 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Další svary umístěné dole při patě konstrukce jsou koutové a vzhledem ke stylu zatěžování a prasklinám vzniklým na dřívějších experimentech na ně nebyl kladen takový důraz a jedná se proto jen o volné napojení součástí na sebe.



Obrázek 24: Horní svar

S bráním v úvahu následné vytvoření sítě na tělese bylo zamýšleno několik metod a způsobů, jak tuto součást vymodelovat:

- plný 3D model obsahující všechny součásti,
- poloviční 3D model s využitím SHELL prvků,
- celý SHELL model s využitím středních ploch součástí.



Obrázek 25: Plný 3D model geometrie

Tyto varianty jsou uvedeny na obrázcích nahoře a dole, kdy žluté plochy představují střední plochy a tmavá hmota objem tělesa. Z časových a výpočetních důvodů, které budou později rozvinuty, byl pro další postup zvolen model vytvořený celý z ploch a využívajícím pouze SHELL prvky.



Obrázek 26: Poloviční 3D model geometrie

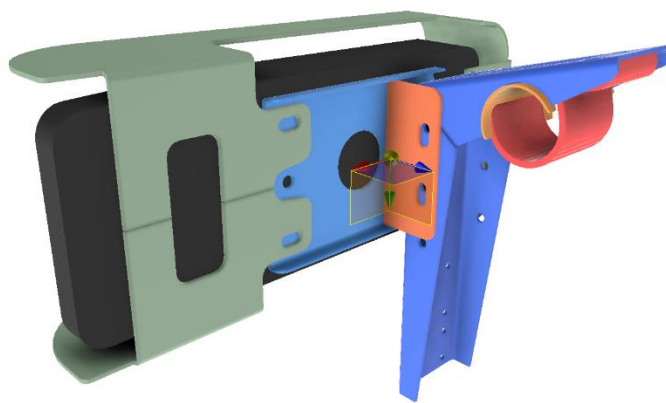


Obrázek 27: Model geometrie tvořený středními plochami

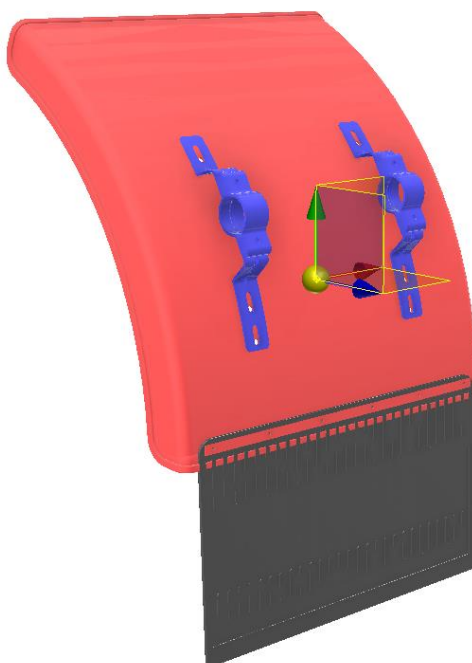
S tímto modelem již bylo možné redukovat zatížení v podobě světla a blatníku umístěných na model do hmotných bodů. K tomuto postupu posloužil program Inventor, kdy s ohledem na následnou nutnost ověření vlastních tvarů poslouží

Tabulka 2: Hmotnosti sestavy

Název součásti	Hmotnost součásti [kg]	Hmotnost sestavy [kg]
Blatník	1,6	5,6
Zástěrka	1,452	
2x Objímka	2x1,27	
Konzoly zadních světel	2,4	8,41
Montáž přídatných zadních světel	1,4	
Kryt zadní světlíny	2,61	
Montáž světlíny	2	



Obrázek 28: Světlo a jeho těžiště



Obrázek 29: Blatník a jeho těžiště

metoda MKP. Modely geometrie blatníku a světla byly upraveny a jejich hustota stanovena, aby se hmotnosti vymodelovaných součástí rovnaly skutečnosti podle tabulky nahoře.

4.5 Vytvoření sítě

Vycházejí z teorie řešení MS únavy na tělese pomocí MKP připadaly v potaz 4 možnosti, jak síť vytvořit. První možností bylo vytvoření celého modelu z objemových prvků, druhou vytvořit z nich jen část a zbytek nahradit prvky typu SHELL, třetí možností bylo vypočítat zatížení v okolí svaru pomocí prvků SHELL a to přenést na oblast svaru z objemových prvků. Poslední možností bylo vytvořit součást čistě prvky SHELL, ta byla vzhledem ke zkušenostem a časovým ohledům také zvolena. Je možné ji vidět na obrázcích dole v nástroji Salome Meca pro tvorbu sítí, ve kterém byla také vytvořena. Tento nástroj postupuje při tvorbě sítě tak, že vytvoří nejdříve prvky nižších dimenzí a poté až ty požadované, ty svou velikostí zpravidla vycházejí z dřívějších. Nastavení sítě je následující:

- Lineární trojúhelníkové prvky.
- Celkový počet uzlů: 13 428.
- Celkový počet prvků: 26 690.
- Velikost prvků: 7 mm.
- Velikost v oblasti uchycení: 3 mm.
- Velikost v oblasti svarů: 1 mm.

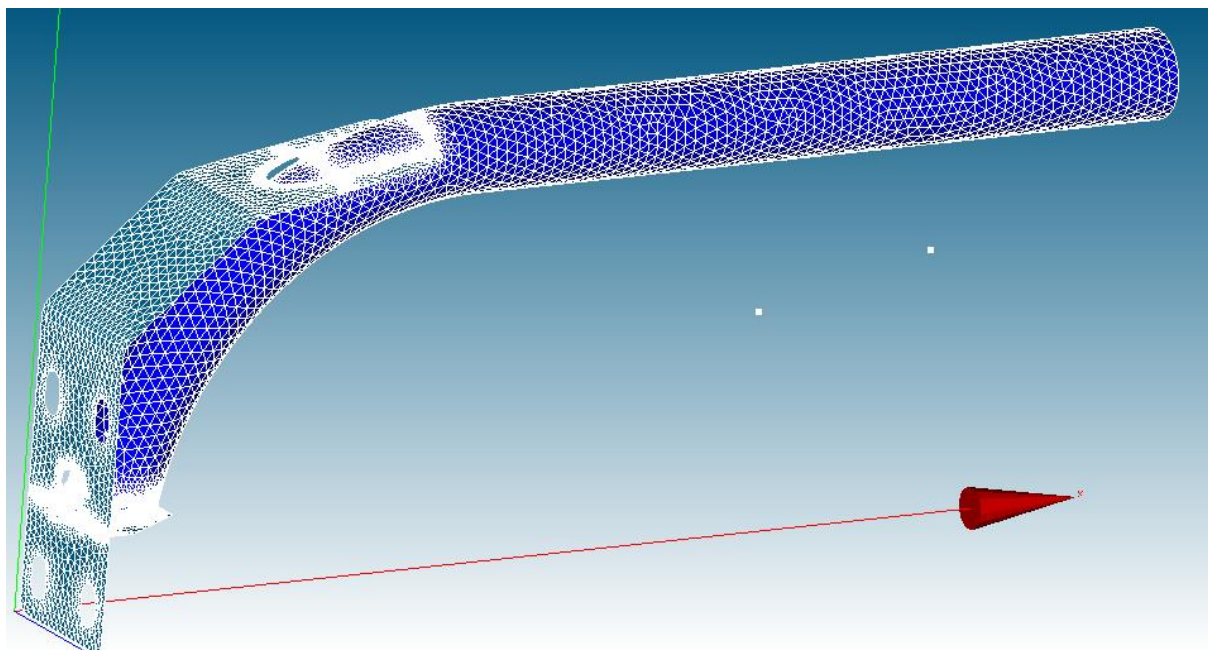
Ostatní možnosti nastavení byly ponechány čistě na programu. Mezery vzniklé mezi součástmi užitím prvků typu SHELL byly modelovány jako přímé spojení simulující svary. Toto lze pozorovat na obrázku dole.

- Zahnutý plech: 7 mm.
- Trubka: 2,5 mm.
- Spodní plech: 10 mm.
- Svar nahoře mezi trubkou a zahnutým plechem: 6 mm (podle výkresové dokumentace původně obvodový tupý svar o tloušťce 3 mm, v praxi provedeno oboustranně, vizte Obrázek 24:).
- Svar mezi trubkou a spodním plechem: 2,12 mm.
- Svar mezi zahnutým plechem a trubkou: 2,83 mm.
- Svar mezi zahnutým a spodním plechem: 8,28 mm (svar je oboustranný, shora i zespoda).

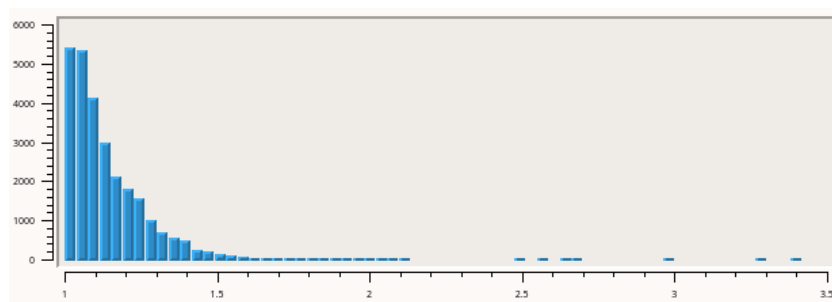
Tloušťky koutových svarů byly přepočteny na nosný průřez svaru a ten bylo použito jako tloušťka prvků SHELL v daných místech, jako [22]:

$$t = d \cdot \cos(45^\circ) \quad (4.6)$$

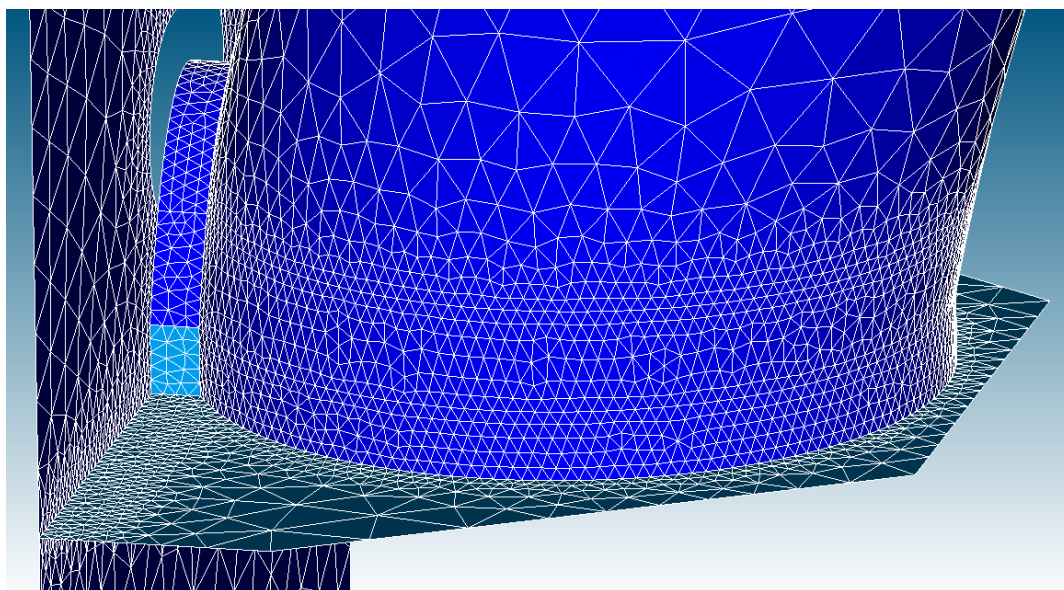
kde: **d** – rozměr koutového svaru uvedený ve výkresu [mm]
t – nosný průřez svaru [mm]



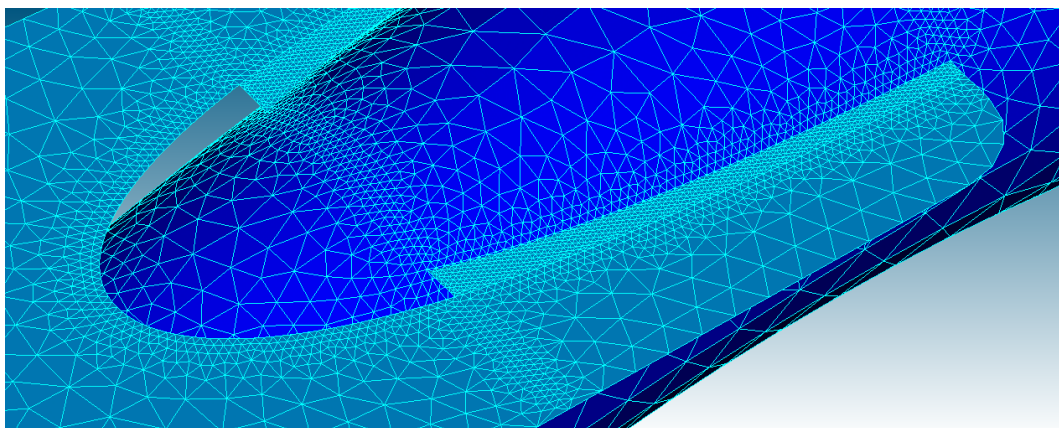
Obrázek 30: Síť prvků SHELL



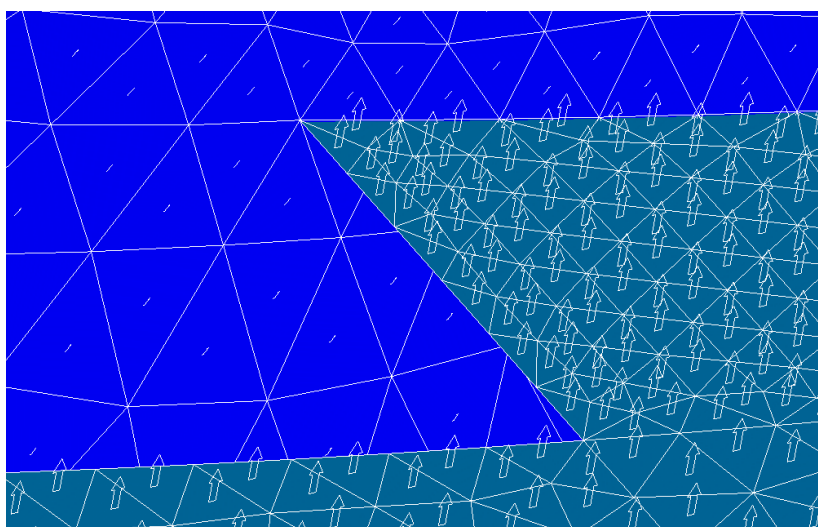
Obrázek 31: Poměr stran elementů v síti



Obrázek 32: Spojení nahrazující svary



Obrázek 33: Spojení součástí v místě svaru

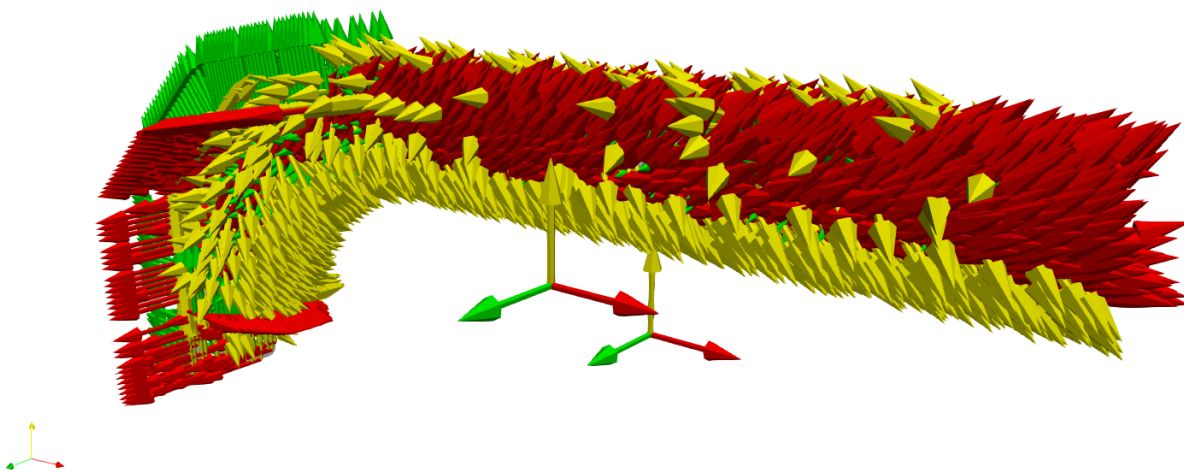


Obrázek 34: Natočení prvků SHELL

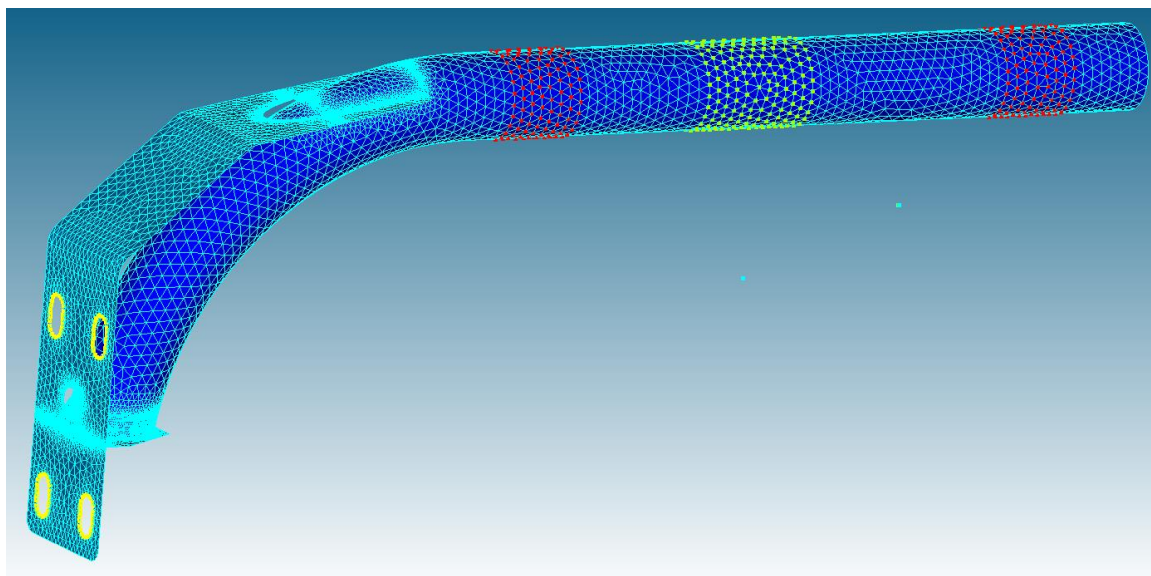
V kapitole 4.4 pojednávající o zjednodušení geometrie součástí pro usnadnění výpočtu je uvedeno, že světlo a blatník byly nahrazeny hmotnými body. V tabulce dole jsou vypsané jejich tenzory setrvačnosti orientované vůči osám x, y a z s počátkem v jejich těžišti. Pro správné zavedení těchto veličin byla nutná kontrola orientace 0D prvků, přes které jsou součásti připevněny, vizte Obrázek 35:.

Tabulka 3: Tenzor setrvačnosti

	Světlo				Blatník		
	$\cdot 10^{-3} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$				$\cdot 10^{-3} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$		
	x	y	z		x	y	z
x	82	0,1	13,8		338	$3 \cdot 10^{-3}$	0,3
y		143	9,48			243	91,4
z			155				480



Obrázek 35: Orientace 0D prvků pro hmotné body.



Obrázek 36: Okrajové podmínky

Výpočetní program Code_Aster k propojení hmotných bodů se zbytkem součástí vyžaduje také zavedení vzájemné tuhosti, ale jelikož se v tomto případě jedná o separátní těleso a je považováno pouze za hmotný bod, tak byla tuhost zvolena jako $k = 1 \cdot 10^{-4} \text{ N/m}$. Obrázek 36: zobrazuje místa přichycení blatníku (červeně) a světla (světle zeleně) na trubku a uzly sloužící k vetknutí a přenosu signálu zrychlení (žlutě vlevo). Toto vetknutí zamezuje ve statické a modální analýze posunu a rotaci vybraných uzlů. Celá součást je zatížena tíhovým zrychlením ve svislém směru dolů o velikosti:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (4.7)$$

a signál zrychlení rozložený po složkách je aplikován svisle (osa Y) a vodorovně (osa X).

4.6 Modální analýza

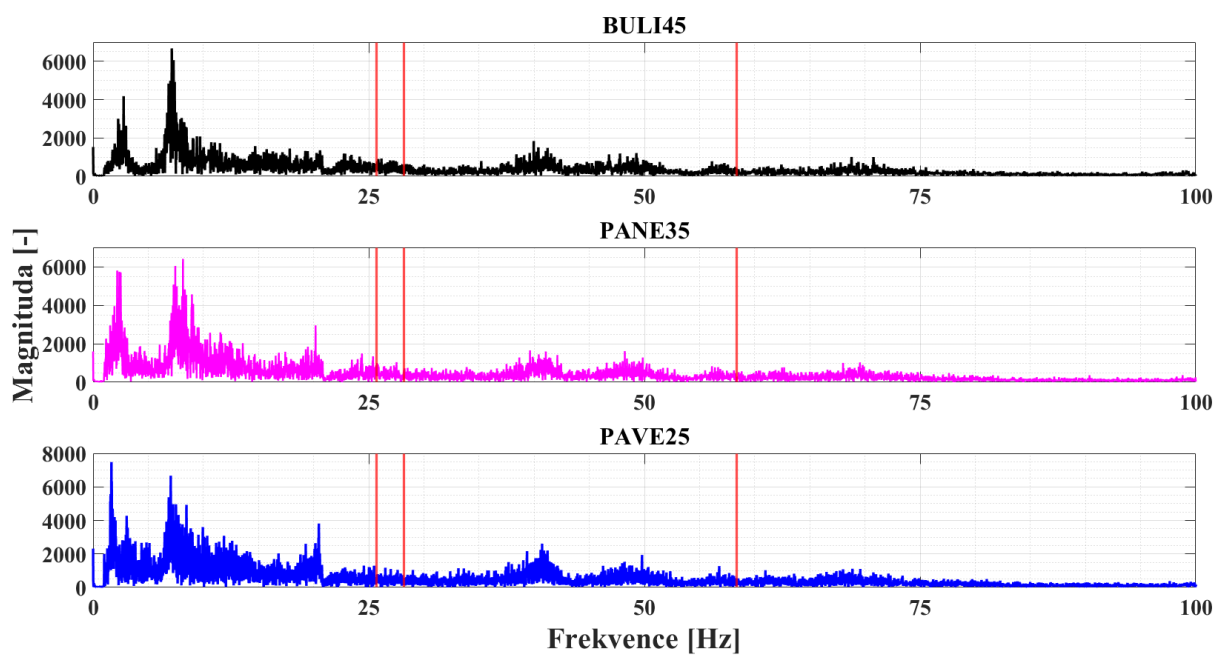
Oproti běžnějším statickým výpočtům hraje v případě tohoto posouzení modální analýza značně větší roli. To je dáno samotným přechodovým dějem, kdy je těleso buzeno. Dojde-li k případu, že se budící frekvence blíží, nebo dokonce překrývá s jednou z vlastních frekvencí součásti, může dojít až k nekontrolovatelnému vychýlení tělesa, velkým deformacím a s tím spojenými velkými napětími. Dále vzhledem k metodě výpočtu chování tělesa v čase, popsáném v další kapitole, je nutno vlastní tvary správně posoudit.

Protože z důvodu zjednodušení byly části blatníku a světla nahrazeny hmotnými body, bylo na místě provést porovnání vlastních tvarů a frekvencí mezi geometrickými modely s hmotnými body a bez nich. Výpočet modální analýzy součásti včetně blatníku a světla byl proveden v programu ANSYS Workbench pro usnadnění a součásti obsahující hmotné body pomocí programu Code_Aster. Vzhledem k velkému množství vlastních tvarů náležícím zpravidla blatníku, bylo toto porovnání provedeno pouze pro první 3 vlastní tvary hlavního tělesa. Vlastní frekvence jsou k vidění v tabulce dole. Z nich je zřejmé, že rozdíly ve frekvencích jsou nepatrné.

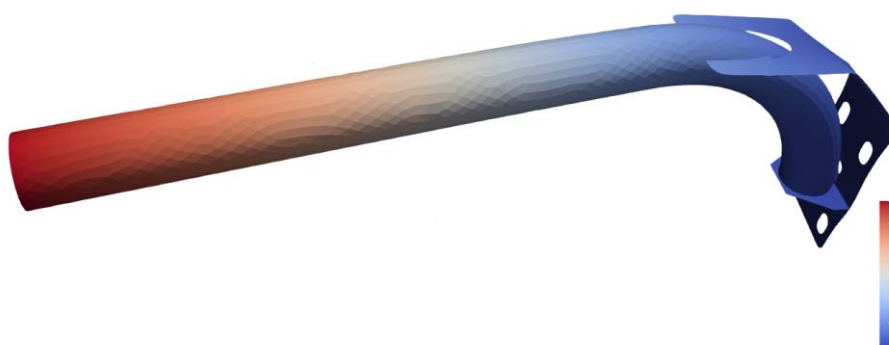
Tabulka 4: Porovnání vlastních frekvencí

Vlastní tvar	Code_Aster	ANSYS
1.	25,77 Hz	25,42 Hz
2.	28,19 Hz	27,99 Hz
3.	58,36 Hz	58,21 Hz
4.	137,26 Hz	-
5.	167,39 Hz	-
7.	319,66 Hz	-
8.	397,93 Hz	-
9.	426,65 Hz	-

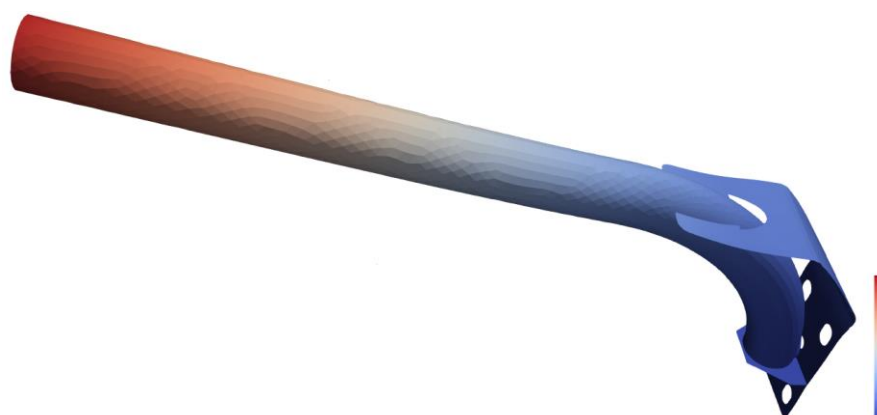
Z fourierovy analýzy vstupních signálů je jasné vidět, že největší podíl na zatížení budou mít složky signálu na nižších frekvencích a pro frekvence větší 100 Hz již není příliš vlivný. S tímto by mohlo být očekáváno, že budou buzeny hlavně až první tři vlastní tvary, jak lze vidět v grafu na obrázku dole. Ten zobrazuje svislými čarami vlastní frekvence překrývající frekvenční zobrazení vstupních signálů. Na dalších dvou obrázcích dále jsou zobrazeny první 2 vlastní tvary.



Obrázek 37: Graf zobrazení vlastních frekvencí na vstupní signál



Obrázek 38: První vlastní tvar



Obrázek 39: Druhý vlastní tvar

4.7 Tranzientní analýza

Ke zjištění odezvy na vstupní signál byla využita Newmarkova metoda implementovaná do programu Code_Aster. Ten jich v tomto ohledu nabízí větší množství a jsou popsány v dokumentaci [20]. Tato metoda byla zvolena z důvodu své rychlosti zjištěné během porovnávání různých nabízených možností výpočtu a vysvětlení postupu a inspirace pro něj pochází od Aether Engineering [12].

Nyní krátce o Newmarkově metodě. Jedná se o jednokrokovou implicitní metodu, která je v lineárně elastických problémech dynamiky nepodmíněně stabilní. Metoda vychází z předpokladu závislosti akcelerace na aktuálním časovém kroku [21]. Pro výpočet v prostředí Code_Aster jsou využity vlastní tvary zjištěné v modální analýze a s jejich pomocí je výpočet vytvořen. A je založena na následujících rovnicích [22]:

$$\dot{q}_{t+\Delta t} = \dot{q}_t + [(1 - \gamma)\Delta t]\ddot{q}_t + (\gamma\Delta t)\ddot{q}_{t+\Delta t} \quad (4.8)$$

$$q_{t+\Delta t} = q_t + (\Delta t)\dot{q}_t[(1 - \beta)(\Delta t)^2]\ddot{q}_{t+\Delta t} + [\beta(\Delta t)^2]\ddot{q}_{t+\Delta t} \quad (4.9)$$

kde: $\mathbf{q}$ – souřadnice [m]
 t – čas [s]
 γ, β – konstanty [-]

Konstanty γ, β ve výpočtu ovlivňují jeho stabilitu a pro speciální kombinace mění metodu na explicitní. Pro aktuální případ byly zvoleny:

$$\gamma = \frac{1}{2} \quad (4.10)$$

$$\beta = \frac{1}{4} \quad (4.11)$$

V tomto případě se Newmarkova metoda pozmění na metodu průměrných zrychlení. Tyto hodnoty vychází z dokumentace, kde jsou jejich velikosti doporučeny. Velikost časového kroku výpočtu je stanovena na základě uvažovaných vlastních tvarů a frekvencí a rovnice pro jeho určení je v dokumentaci [20] jako:

$$dt < \frac{1}{f_n} \quad (4.12)$$

kde: dt – velikost časového kroku [s]
 f_n – nejvyšší frekvence uvažovaných vlastních tvarů

Vlastních tvarů bylo uvažováno prvních 9, které jsou vypsány v tabulce nahoře v kapitole diskutující modální analýzu. Nejvyšší frekvence je tedy 426,65 Hz a časový krok byl zvolen jako:

$$dt = 0,002 \text{ s} \quad (4.13)$$

Vzhledem k vzorkovací frekvenci vstupního signálu byl vypisován každý krok, aby výsledky odpovídaly časovému záznamu zrychlení.

Výpočet se naneštěstí objevil jako nepředvídatelně náročný na hardware, až tak, že probíhal na zařízeních společnosti TATRA TRUCKS a.s. I tak nebylo možné jej celý provést z důvodu velké náročnosti na paměť během výpočtu napětí na součásti, a proto zahrnoval jen 10 sekund z každého vstupního signálu. Intervaly jsou uvedeny tabulce dole:

Tabulka 5: Časové intervaly signálů zahrnuté do výpočtu

Název signálu	Interval [s]
BULI45	<26, 36>
PANE35	<30, 40>
PAVE25	<30, 40>

Nedílnou součástí dynamických výpočtů je také tlumení součástí, které mírně upravuje vlastní frekvence a také zamezuje nekontrolovatelným výchylkám součástí při buzení na frekvencích vlastních, nebo jim blízkých. Při řešení této úlohy bylo inženýrským odhadem na základě mnohaletých zkušeností školitelů tlumení stanoveno jako 2%.

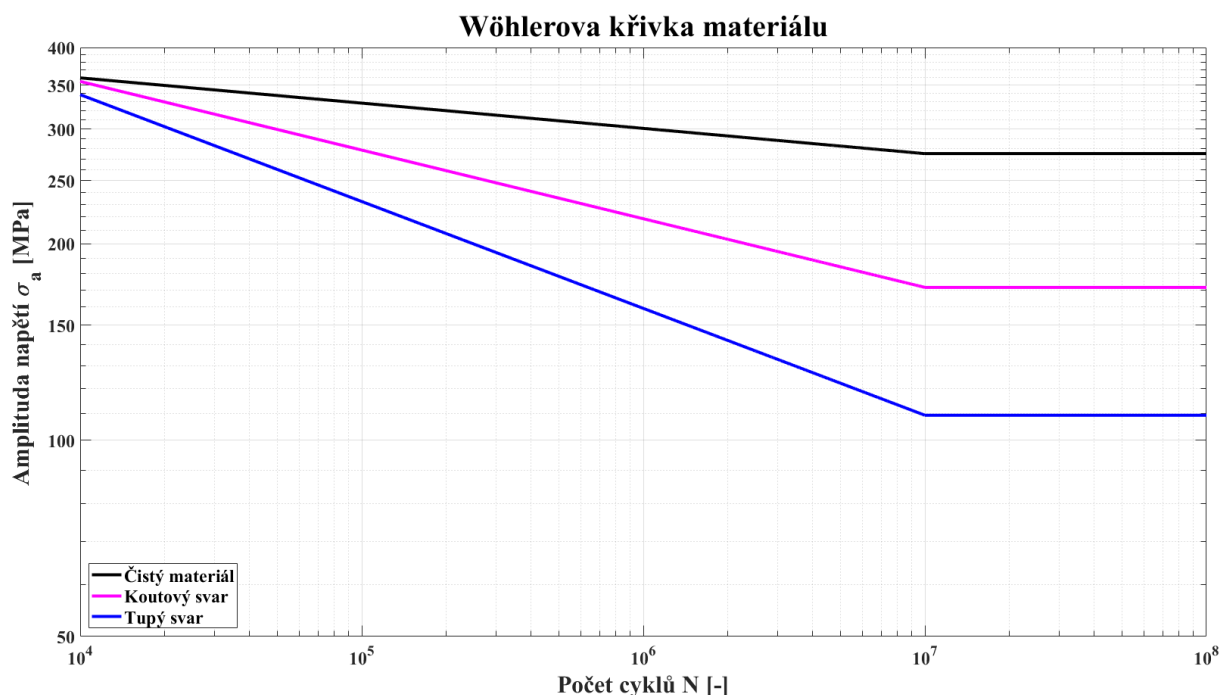
Okrajové podmínky jsou dány smyslem zatížení a způsobem uchycení, ke zjištění podmínek počátečních byl nejprve proveden výpočet zatížení a deformace při působení pouze tíhového zrychlení. Ten probíhal po dobu 1 sekundy a na něj pak navazuje zbytek výpočtu.

5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Zpracování výsledků a jejich vyhodnocení představuje stěžejní část jakéhokoli výpočtu. V této kapitole budou data získaná z výpočtového modelu popsaném v předchozí kapitole analyzována a představena. Nejdříve bude uveden materiál, jaké má vlastnosti, co je jejich zdrojem, pak postup konkrétního vyhodnocení, určení kritických míst na součásti a jejich vyhodnocení. Zpracování probíhalo v programu Matlab s grafickým zobrazením pomocí programu ParaView.

5.1 Referenční materiály

Materiál, ze kterého je součást vyrobena lze zařadit do skupiny nízkolegovaných nízkouhlíkových ocelí S355. Ty jsou vhodné na svařování všemi způsoby, obdobného složení je také materiál do svaru přidáný. Společnost TATRA si pro tento materiál nechala vypracovat materiálové zkoušky, které nelze citovat, ani o nich nebude uvedeno moc informací s ohledem na jejich utajení. Testů probíhalo v tomto ohledu několik, ale jejich výsledky lze prezentovat třemi křivkami zobrazenými v grafu na obrázku dole.



Obrázek 40: Wöhlerova křivka materiálu

Zkoušky probíhaly na, jak již bylo zmíněno, na více typech užití a ty byly představeny pomocí testování vzorku materiálu, bez jakýchkoli úprav, nebo geometrických koncentrátorů. Pak byl testován vzorek s koutovým svarem a vzorek se svarem tupým.

Hodnoty amplitudy napětí uvedené v grafu na obrázku jsou hodnotami nominálního napětí při měkkém zatěžování symetrickým harmonickým cyklem zatížením v tahu – tlaku. Vzorky byly připraveny svařením vhodných plechů a jejich rozřezáním na více zkušebního materiálu. Svar nebyl žíhán za účelem snížení zbytkových napětí. Metoda svařování se shoduje s tou, která je použita také v případě řešené součásti.

5.2 Postup výpočtu únavy

Jak již bylo v rešeršní části práce naznačeno, existuje více možných postupů vyhodnocení MS únavy na proměnlivě zatěžované součásti. Z toho důvodu zde budou jednotlivé kroky postupu uvedeny a vysvětleny.

Ještě před provedením výpočtu byla vytipována místa, která by mohla představovat největší nebezpečí a ta se také potvrdila. V takovémto místě byla zvolena metoda extrapolace tvarových napětí podle předpisu IIW [22] a získané průběhy napětí v čase byly dále analyzovány. K vyhodnocení je dle doporučení využito první hlavní napětí.

Na těchto datech bylo provedeno spočtení počtu cyklů obyčejnou metodou stékajícího deště a byly získány cykly zatížení. Ty byly poté pomocí Goodmanova kritéria přepočteny na nulové střední napětí:

$$1 = \frac{\sigma_A}{\sigma_C} - \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (5.1)$$

kde: σ_A – amplituda napětí [MPa],
 σ_m – střední napětí [MPa],
 σ_C – mez únavy [MPa],
 R_m – mez pevnosti [MPa].

Takto získaný soubor amplitud napětí s nulovým středním napětím mohl být porovnán s Wöhlerovou křivkou materiálu. Byla využita křivka reprezentující tupý svar, protože jsou součásti spojeny svarem samotným a nejsou jím jen ovlivněny jako v případě svaru koutového. Mez únavy byla ještě podle předpisu IIW snížena o bezpečnostní koeficient beroucí v úvahu možné další vlivy a nebezpečí v případě poruchy součásti:

$$k = 1,4 \quad (5.2)$$

Je počítáno s popisem Wöhlerovy křivky jako:

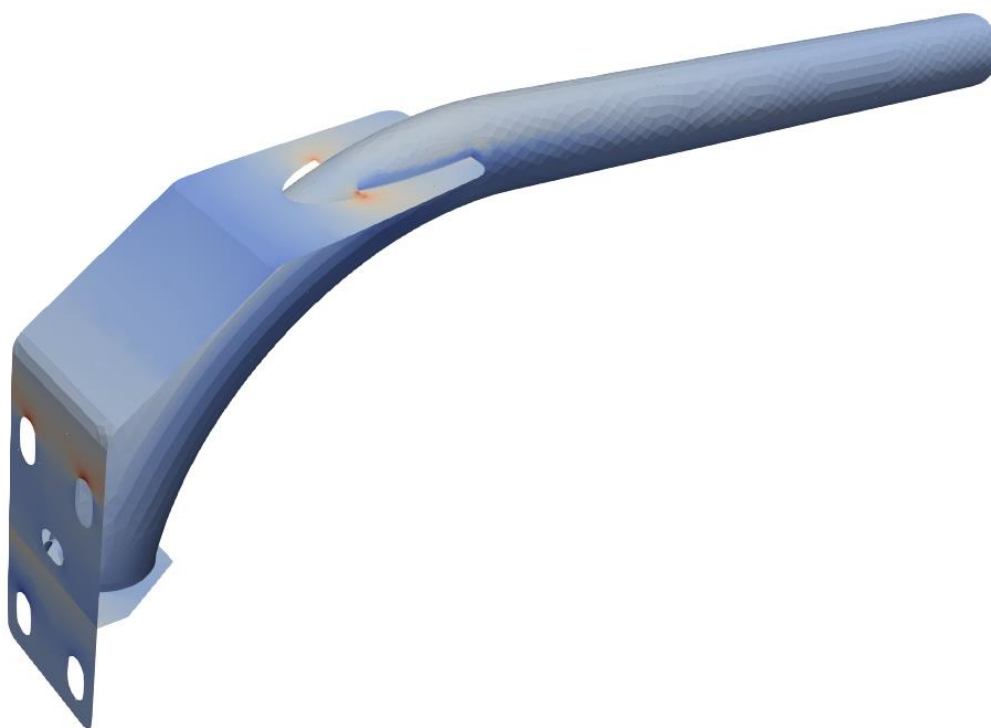
$$\sigma_N^m \cdot N = \sigma_C^m \cdot N_Z \quad (5.3)$$

kde: σ_N – amplituda napětí pro N cyklů [MPa],
 N – počet cyklů do lomu pro σ_N [-],
 σ_C – mez únavy [MPa],
 N_C – trvalá životnost 10^7 [-].

Dále je využito Palmgren – Minerovy hypotézy sčítající jednotlivá poškození. S uvažováním neomezené životnosti jsou sečteny všechny příspěvky poškození od cyklů s amplitudou napětí větší, než je mez únavy. Vliv půl cyklů byl poloviční. Takto získané poškození pro každý zátěžný cyklus je vynásobeno na délku celého cyklu, vzhledem k nutnosti výpočtu jen 10sekundových úseků, poté počtem opakování v zátěžném bloku a nakonec počtem bloků, jak bylo nastíněno v kapitole 4.2. Výsledek je sledován, aby nedošlo k překročení poškození 1, neboli 100 %.

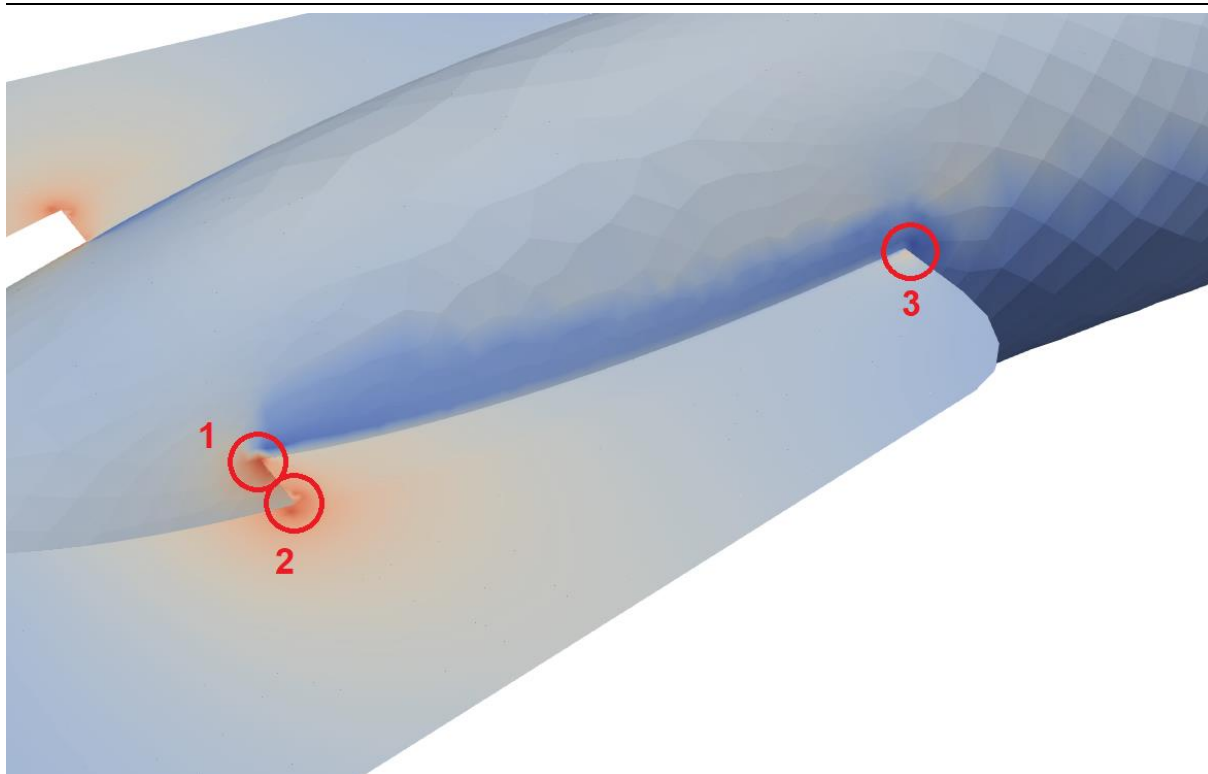
5.3 Určení kritických míst

Na obrázku dole lze ilustračně vidět zatíženou součást s vykresleným signovaným ekvivalentním napětím podle HMH (určuje také smysl zatížení). Z něj lze snadno vybrat kritická místa, dále zobrazená na dalším obrázku dole.

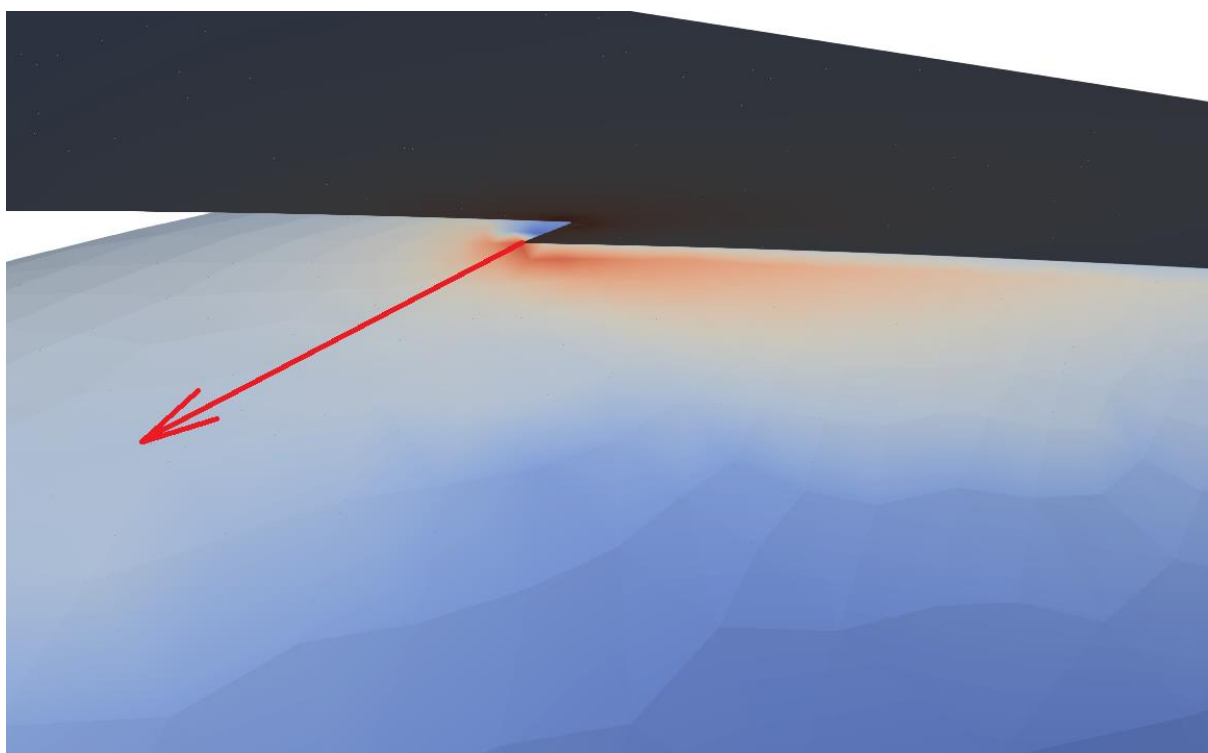


Obrázek 41: Ilustračně zatížení součásti

Na zmíněném obrázku jsou červenými kroužky a čísla vyznačeny případné kritické body. Analýzou napětí v uzlech jim nejbližším byl kritický bod s číslem 1 označen za nejkritičtější, protože napětí v něm značně překračovala ta v bodech ostatních.



Obrázek 42: Kritické body

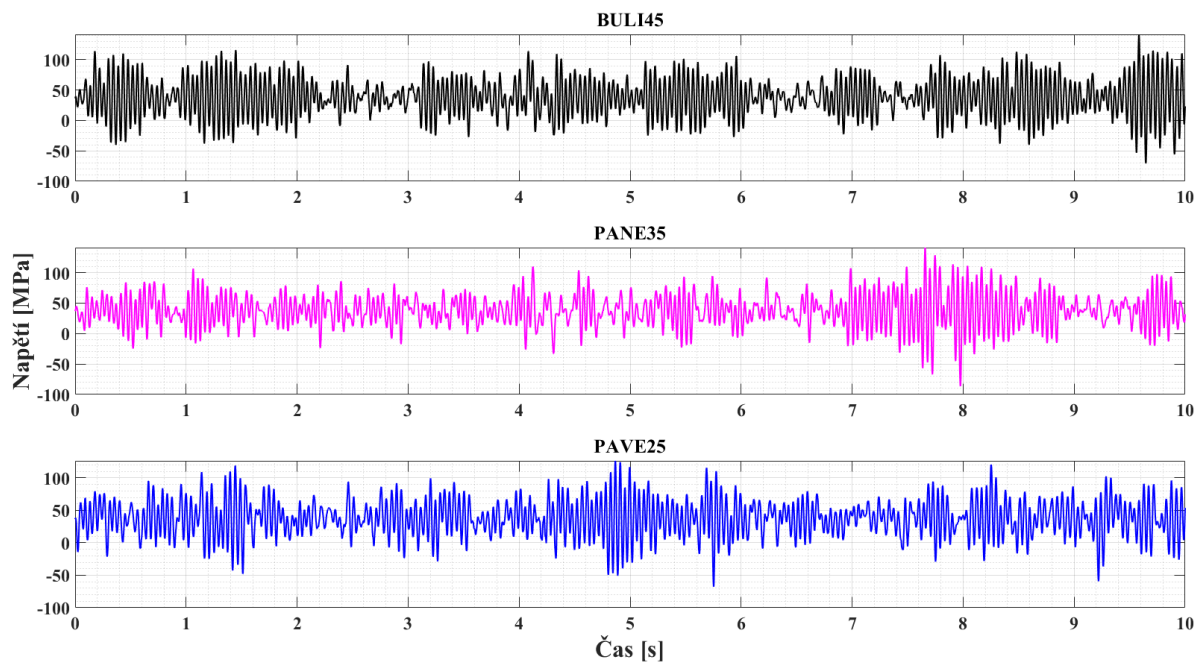


Obrázek 43: Cesta pro extrapolaci zatížení

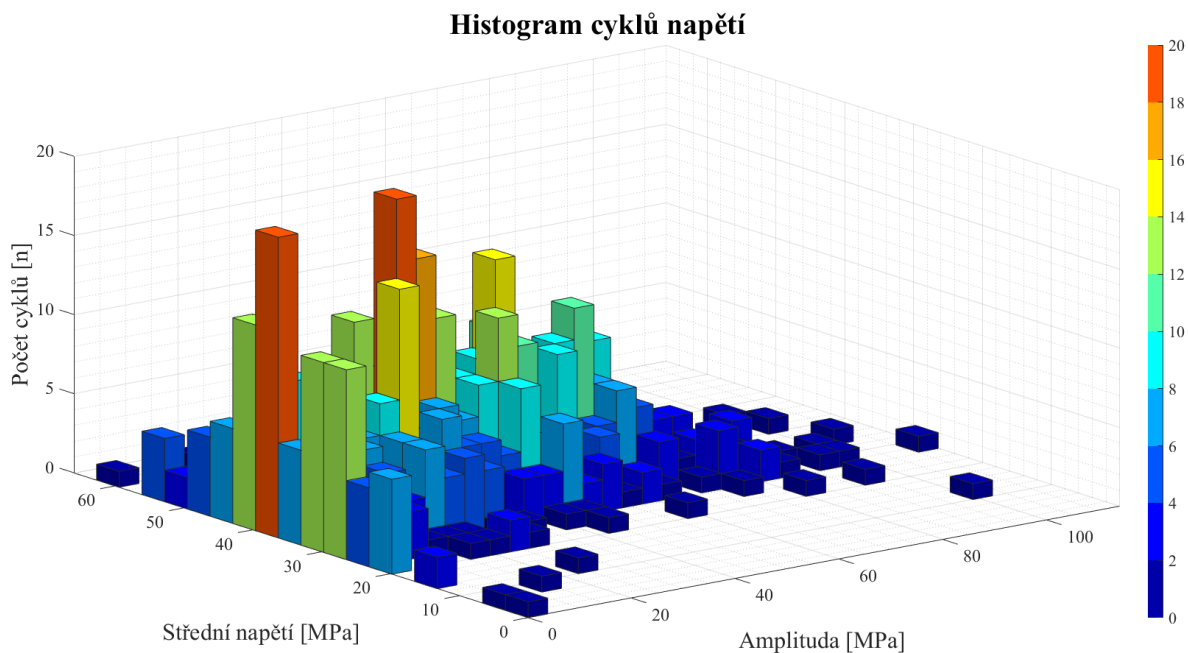
Napětí na této cestě bylo extrapolováno podle IIW s užitím hot spot typu b pro jemnou síť, jak je uvedeno v kapitole 3.2.2.

5.4 Vyhodnocení kritických míst

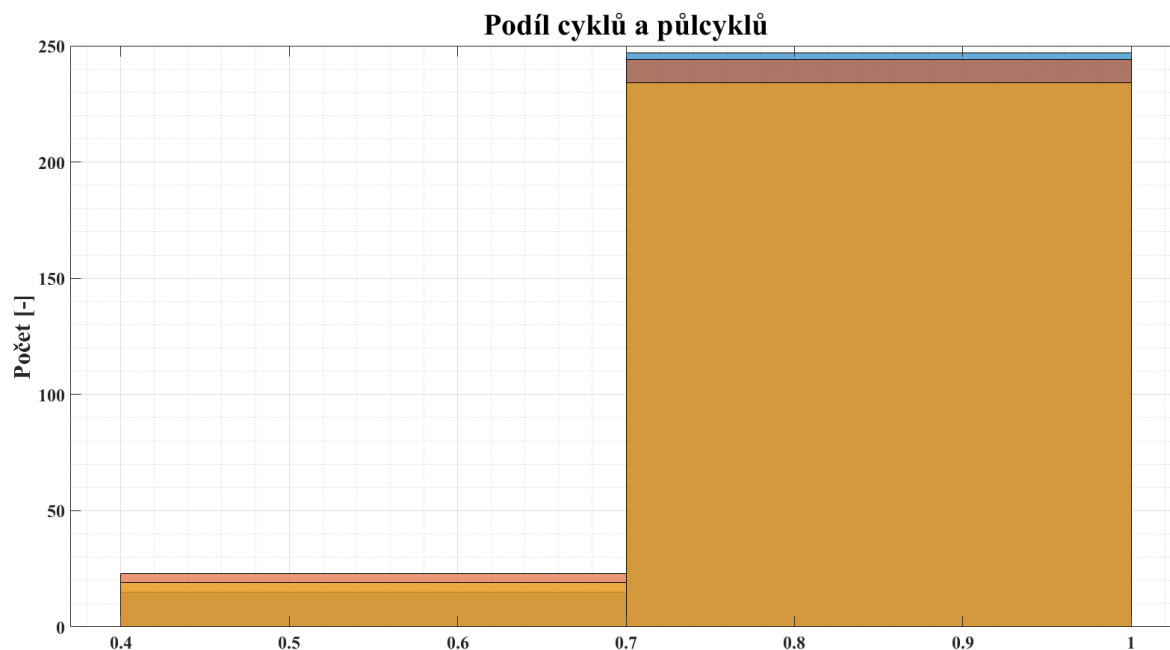
Průběh napětí ve vyznačeném kritickém místě lze vidět v grafu na Obrázek 44:, ve kterém jsou uvedeny všechny tři zátěžné signály. Jejich analýzou metodou stékajícího deště byl získán histogram uvedený dole.



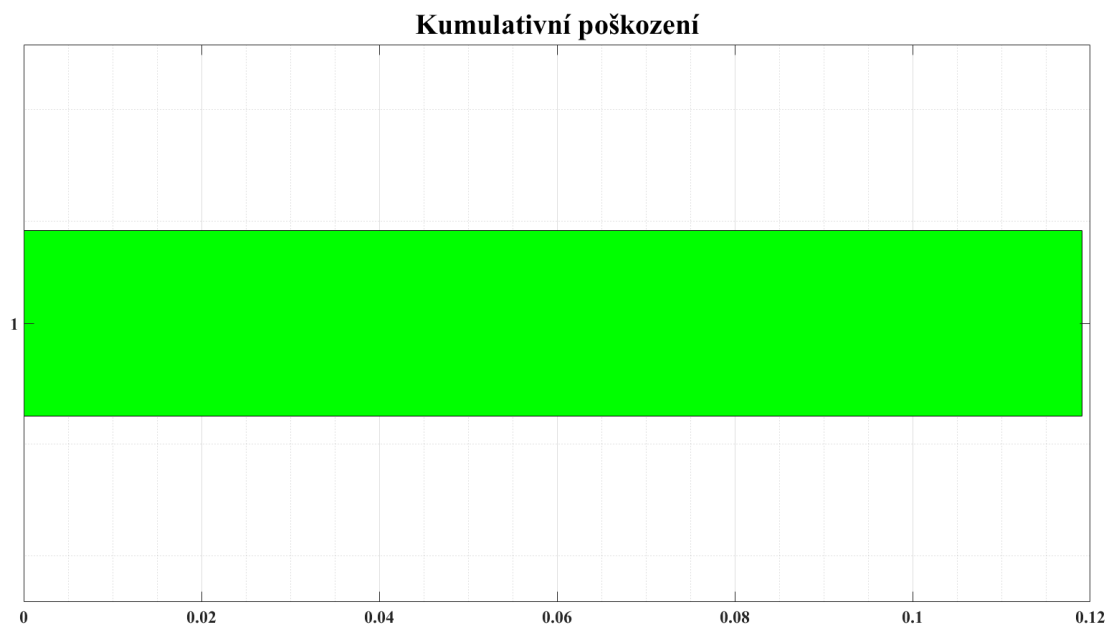
Obrázek 44: Průběh napětí v kritickém bodě 1



Obrázek 45: Histogram cyklů zatížení



Obrázek 46: Histogram počtu půl cyklů



Obrázek 47: Grafické znázornění kumulativního poškození

Na Obrázek 46: je zobrazen histogram ukazující počet celých a polovičních cyklů, jde vidět, že jich je do 10 %, již bylo zmíněno, že zatěžováním delším signálem by jejich relativní počet klesal. Na dalším obrázku, tedy Obrázek 47: pak lze vidět grafické znázornění kumulativního poškození podle Palmgren – Minera. Bude-li uvažována hodnota 1 jako okamžik, kdy nastane MS únavové pevnosti, pak lze předpokládat, že vypočtených cyklů by součást měla vydržet ještě 7. Pro přepočítání na ekvivalentní kilometry to odpovídá celkové životnosti 1 750 000 km.

Z tohoto výsledku vyplývá, že i při značně konzervativním přístupu zadaná součást vydrží předepsanou dobu, předepsaný počet ekvivalentních kilometrů. S tímto se dá předpokládat, že by mohla vydržet i neomezenou dobu používání, ale již při předepsaných 250 000 km je možné, že dojde k jejímu poškození v důsledku dennodenního používání. Například ohnutí a vznik plastické deformace v rámci nedopatření, nebo na ni bude přidána další zátěž v podobě nečistot. Vozidlo se má pohybovat ve stavebních podmínkách, které nelze v žádném případě charakterizovat jako jemné.

V úvahu nejsou brána ani zbytková napětí po svařování, toto bylo řešeno porovnáním s materiálovou zkouškou součásti svařovanou stejným způsobem. Pro stanovení jejich vlivu by bylo třeba dalších výpočtů a analýz.

6 ZÁVĚR

Tato práce se zaměřovala na stanovení únavového života držáku světla a blatníku pro nákladní vozidla firmy TATRA TRUCKS a.s. s využitím open source výpočetního programu Salome Meca s řešičem Code_Aster, které je zdarma dostupné.

V první, rešeršní, části jsou představeny programy Salome Meca a Code_Aster, jejich původ a důvod pro vznik. Je představeno jejich prostředí a možnosti výpočtu, kterých jsou schopné, možnosti spuštění a zisku těchto programů spolu s dalšími informacemi důležitými pro práci s nimi. Ke konci jsou představeny základní nástroje pro výpočet únavy, jak během výpočtu, tak po jeho dokončení.

Další část rešerše se zabývá posouzením MS únavy. Zmiňuje jevy ovlivňující únavovou životnost a jak jsou posuzovány. Uvádí postupy stanovení únavové životnosti pro svařované konstrukce a postupy, jak je posuzována proměnlivá únava. Jsou představeny metody řešení pro únavu při víceosém zatížení, nejběžnější metody zabývající se počítáním cyklů při zatížení a jejich varianty a aplikace na víceosé zatížení. Metody simulování a výpočtu odezvy na buzení náhodnými vibracemi byly uvedeny jako alternativa k řešení užitým při posuzování držáku světla a blatníku, kterému se věnuje část praktická.

V praktické části byl vytvořen výpočtový model v prostředí Salome Meca. Geometrický model poskytnutý firmou TATRA TRUCKS a.s. byl zjednodušen a několikrát upraven, kompenzující nesrovnalosti mezi realitou a výkresovou dokumentací, aby mohl být správně užit dále ve výpočtech. Vstupní data byla poskytnuta firmou v podobě zrychlení působícího na součást při průjezdu vozidla jejími testovacími polygony.

Po simulaci zatížení byly výsledky vyhodnoceny s pomocí metody extrapolovaných napětí uvedené v dokumentu od IIW a hypotézy Palmgren – Miner. Výsledky byly porovnány s materiálovými zkouškami, které má společnost TATRA TRUCKS a.s. k dispozici. Délka života je posuzována pomocí ekvivalentních kilometrů, které jsou empiricky stanoveny podle signálů buzení z jízdy na polygonech. Požadavkem na délku života bylo 250 000 km, které podle výpočtu součást dokáže alespoň 7 krát překonat. Z experimentu probíhajícím v prostorách firmy vyšla reálná součást neporušená po projetí 250 000 ekvivalentních kilometrů. Další experimentální testování v tomto ohledu není očekáváno, protože předepsaná podmínka již byla splněna.

Tato diplomová práce může sloužit jako úvod k programu Salome Meca a jeho užití k simulaci dynamického zatížení s přesahem na stanovení únavové pevnosti. Pro užití tohoto postupu v praxi by bylo nutné se hlouběji věnovat využití programového prostředí Salome Meca a Code_Aster ke stanovení únavové pevnosti.

6.1 Náměty na další práci

V této práci bylo analyzováno únavové namáhání držáku světla a blatníku na geometrickém modelu tvořeném jen prvky typu SHELL. Námětem na další práci by mohlo být:

1. využití objemových prvků, případně objemového submodelu k vyhodnocení. Zároveň by takto mohla být přesněji řešena únava jednoosá, nebo multiaxiální,
2. plné využití nástrojů k posouzení MS únavové pevnosti dostupných v programech Salome Meca a Code_Aster,
3. využití dalších metod posouzení únavy, jako je např. Dirlikova.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] TATRA TRUCKS. In: *TATRA TRUCKS* [online]. TATRA TRUCKS A.S., AREÁL TATRY 1450/1, 742 21 KOPŘIVNICE, ČESKÁ REPUBLIKA: SHERWOOD, 2014 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz>
- [2] EDF [online]. Paříž, Francie: EDF, 2022 [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: www.edf.fr
- [3] AUBRY, Jean-Pierre. *Beginning with code_aster: A practical introduction to finite element method using code_aster and Gmsh*. 1. Paris, France: Framabook, 2013. ISBN 979-10-92674-03-3.
- [4] Code_Aster [online]. Paris, France: EDF, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://code-aster.org/>
- [5] Code_Aster: Download. In: *Code_Aster* [online]. Paris, France: EDF, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://code-aster.org/spip.php?rubrique21>
- [6] CAELinux [online]. Switzerland: Ollon, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.caelinux.com/>
- [7] VMware [online]. Palo Alto, USA: VMware, Inc., 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.vmware.com/>
- [8] Code_Aster: Documentation. In: *Code_Aster* [online]. Paris, France: EDF, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://code-aster.org/spip.php?rubrique19>
- [9] Code_Aster: Forum. In: *Code_Aster* [online]. Paris, France: EDF, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://code-aster.org/forum2/>
- [10] GitHub: *Where the world builds software* [online]. San Francisco, USA: GitHub, Inc., 2022 [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://github.com>
- [11] Cyprien Rusu. In: *YouTube* [online]. San Bruno, USA: Google LLC, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/c/CyprienRusu>
- [12] Aether Engineering. In: *YouTube* [online]. San Bruno, USA: Google LLC, 2022 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/channel/UCWBV4PbsfizSkmcq88roGeQ>
- [13] STEFANOS, Syllignakis a Petr VOSYNEK. *Finite Element Analysis, Salome Meca, Code Aster: Finite Element Analysis Method using Open_Source_Software* [online]. Brno, 2017 [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.free-ebooks.net/engineering/Finite-Element-Analysis-Salome-Meca-Code-Aster>. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [14] Operator CALC_FATIGUE [online]. 11. verze: Code_Aster, 2013 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: https://www.code-aster.org/V2/doc/v11/en/man_u/u4/u4.83.02.pdf

- [15] *Operator POST_FATIGUE* [online]. Paris, France: Code_Aster, 2013 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: https://www.code-aster.org/doc/default/en/man_u/u4/u4.83.01.pdf
- [16] BUSTA, Michal. Analýza využití řešiče Code_Aster při řešení mezního stavu únavové pevnosti. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zavprace/detail/116890>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Petr Vosynek.
- [17] ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*. Vyd. 4., přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [18] VLK, Miloš. *Dynamická pevnost a životnost*. 2. vydání. Brno: VUT Brno, 1992. ISBN 80-214- 0427-2.
- [19] AYGÜL, Mustafa. *Fatigue Analysis of Welded Structures Using the Finite Element Method* [online]. 1. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2012 [cit. 2022-05-09]. ISBN 1652-9146. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/70593455.pdf>
- [20] BUSTA, M. Analýza namáhání vybraných konstrukčních částí bagru při provozu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021. 78 s. Vedoucí Ing.Petr Vosynek, Ph.D.
- [21] DOWLING, Norman E. *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*. 4th edition. Essex, England: Pearson Education, 2013. ISBN 0-273-76455-1.
- [22] HOBBAACHER, A. F. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. Second edition. Switzerland: Springer International Publishing, 2016. ISBN 978-3-319-23757-2.
- [23] LEE, Yung-Li, Mark E. BARKEY a Hong-Tae KANG. *Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering*. 1. Waltham: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0-12-385204-5.
- [24] MIČKA, J. *Únavová životnost ocelových vzorků při axiálním, torzním a kombinovaném axiálně-torzním namáhání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Karel Slámečka, Ph.D..
- [25] SOCIE, Darrell F. a Gary B. MARQUIS. *Multiaxial fatigue*. Warrendale: SAE Society of automotive Engineers, 2000. ISBN 0-7680-0453-5.
- [26] ONDROUCH, Jan a Jiří PODEŠVA. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: teorie a příklady k předmětu "Technické kmitání"*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2762-9.

-
- [27] *Operator DYNA_VIBRA* [online]. Paris, France: Code_Aster, 2019 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://www.code-aster.org/V2/doc/v14/en/man_u/u4/u4.53.03.pdf
- [28] VANĚČKOVÁ, Adéla *Explicitní a implicitní metody v nelineární dynamice: diplomová práce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav stavební mechaniky, 2017. 132 s. Vedoucí práce byl doc. Ing. Ivan Němec, CSc.
- [29] Dynamika rotorových soustav: 8. Metody řešení rotorových soustav – odezva při přechodovém kmitání. In: *Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky* [online]. Brno: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2007 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dyn_rot/kapitola_8.html

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obrázek 1:	TATRA PHOENIX Euro 6 [1]	10
Obrázek 2:	Loga programů Salome Meca a Code_Aster [4].....	12
Obrázek 3:	Lišta záložek v Salome Meca	14
Obrázek 4:	Okno programu Salome Meca s otevřenou kartou Code_Aster	14
Obrázek 5:	Program ASTK.....	15
Obrázek 6:	Oblasti křivky životnosti [18]	17
Obrázek 7:	Wöhlerova křivka [18]	18
Obrázek 8:	Haighův diagram [18].....	18
Obrázek 9:	Průběh napětí v okolí svaru [19], [20]	19
Obrázek 10:	Typické sítě a cesty k posouzení únavy svaru [22]	21
Obrázek 11:	Body pro extrapolaci napětí [22]	21
Obrázek 12:	Fiktivní zaoblení svaru v patách a kořenech svaru [22]	22
Obrázek 13:	Užití Palmgren – Minerovy hypotézy [21]	23
Obrázek 14:	Metoda stékajícího deště [23].....	27
Obrázek 15:	Držák blatníku a světel	29
Obrázek 16:	Zjednodušený model geometrie	30
Obrázek 17:	Model geometrie analyzované součásti.....	30
Obrázek 18:	Schéma testovacího zařízení	31
Obrázek 19:	Ořez vstupních signálů	32
Obrázek 20:	Rozložení vstupního signálu.....	32
Obrázek 21:	Fourierova analýza vstupních signálů zatížení	33
Obrázek 22:	Schématické znázornění kmitání s jedním stupněm volnosti [17] ..	34
Obrázek 23:	Porovnání signálů zrychlení	35
Obrázek 24:	Horní svar.....	36
Obrázek 25:	Plný 3D model geometrie	36
Obrázek 26:	Poloviční 3D model geometrie.....	37
Obrázek 27:	Model geometrie tvořený středními plochami	37
Obrázek 28:	Světlo a jeho těžiště	38
Obrázek 29:	Blatník a jeho těžiště	38
Obrázek 30:	Síť prvků SHELL.....	40
Obrázek 31:	Poměr stran elementů v síti.....	40
Obrázek 32:	Spojení nahrazující svary	40
Obrázek 33:	Spojení součástí v místě svaru.....	41
Obrázek 34:	Natočení prvků SHELL	41

Obrázek 35:	Orientace 0D prvků pro hmotné body.....	42
Obrázek 36:	Okrajové podmínky	42
Obrázek 37:	Graf zobrazení vlastních frekvencí na vstupní signál	44
Obrázek 38:	První vlastní tvar.....	44
Obrázek 39:	Druhý vlastní tvar	44
Obrázek 40:	Wöhlerova křivka materiálu	47
Obrázek 41:	Ilustračně zatížení součásti	49
Obrázek 42:	Kritické body.....	50
Obrázek 43:	Cesta pro extrapolaci zatížení	50
Obrázek 44:	Průběh napětí v kritickém bodě 1	51
Obrázek 45:	Histogram cyklů zatížení	51
Obrázek 46:	Histogram počtu půl cyklů	52
Obrázek 47:	Grafické znázornění kumulativního poškození	52

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tabulka 1:	Doporučené velikosti elementů na povrchu [22]	22
Tabulka 2:	Hmotnosti sestavy	38
Tabulka 3:	Tenzor setrvačnosti	41
Tabulka 4:	Porovnání vlastních frekvencí.....	43
Tabulka 5:	Časové intervaly signálů zahrnuté do výpočtu.....	46

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MS	Mezní stav
MKP	Metoda konečných prvků
FEM	Finite Element Method – z angličtiny MKP
EDF	Francouzský ústav pro energetiku
UI	User Interface – z angličtiny uživatelské rozhraní
S_M	Salome Meca
C_A	Code Aster
IIW	The International Institute of Welding – z angličtiny
	Mezinárodní ústa pro svařování
$\sigma_{N,a}$	amplituda napětí [MPa]
σ_c	mez únavy [MPa]
N	počet cyklů do lomu [-]
$N_z N_c$	počet cyklů pro trvalou životnost [-]
σ_{nom}	nominální napětí [MPa]
σ	napětí [MPa]
$\sigma_{HMH,a, NP}$	amplituda ekvivalentního napětí podle HMH [MPa]
α_{NP}	koeficient zpevnění [-]
f_{NP}	koeficient fázového posunu zatížení [-]
f_{GD}	faktor normálového napětí [-]
V	poměr 3. a 1. hlavního napětí [-]
SF	bezpečnost [-]
T_{mezo}	napětí v krutu v mezoskopickém měřítku [MPa]
$\sigma_{mezo,h}$	hydrostatické napětí v mezoskopickém měřítku [MPa]
α_{DV}	hydrostatická napěťová citlivost [-]
f	budící frekvence [Hz]
$\dot{f}$	derivace budící frekvence [Hz/s]
$f_x(t)$	hustota pravděpodobnosti [-]
P	pravděpodobnost [-]
m	hmotnost [kg]
x	hodnoty signálu [m/s ²]
k	tuhost pružiny [N/m]
b	tlumení [N·s·m ⁻¹]
x	souřadnice, určující polohu tělesa [m]
z	souřadnice, určující polohu základu [m]
k_0	tuhost nosníku [N/m]
E	Youngův modul pružnosti [Pa]
J	plošný osový moment setrvačnosti [m ⁴]
l	délka nosníku [m]
g	tíhové zrychlení [m/s ²]
d	rozměr koutového svaru uvedený ve výkresu [mm]
t	nosný průřez svaru [mm]
q	souřadnice [m]
t	čas [s]
γ, β	konstanty [-]
dt	velikost časového kroku [s]