ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Predikce únavové životnosti tělesa brzdového posilovače

Prediction of fatique life of the brake booster body

Diplomová práce

Studijní program: Dopravní, Letadlová a Transportní technika
Studijní obor: Motorová vozidla

Vedoucí práce: Ing. Josef Jurenka Ph.D.

Jan Šana

ČVUT
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šana** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **408807**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Predikce únavové životnosti tělesa brzdového posilovače

Název diplomové práce anglicky:

Prediction of fatigue life of the brake booster body

Pokyny pro vypracování:

1) Proveďte rešerši odborné literatury (výběr literatury konzultujete s vedoucím práce) na téma:
a) Nízko a vysokocyklová únava - základní principy a postupy.
b) Pokročilé postupy predikce únavové životnosti - multiaxiální kriteria, princip kritické roviny apod.
2) Vytvořte zjednodušený MKP model tělesa brzdového posilovače a:
a) Proveďte simulaci zatěžovacích cyklů
b) Identifikujte kritické místo konstrukce a analyzujte způsob namáhání materiálu
3) V kritickém místě aplikujte vhodné metody pro predikci únavové životnosti a proveďte citlivostní studii vlivu vybraných parametrů MKP modelu na vypočtenou životnost.
4) Dosažené výsledky zpracujte do ucelené metodiky výpočtu, diskutujte otevřené body řešení a zniklé otázky.

Seznam doporučené literatury:

Růžička, M., Fidranský, J. Pevnost a životnost letadel. ČVUT, 2000.
Růžička, M., Hanke, M., Rost, M. Dynamická pevnost a životnost. ČVUT, 1987.
Pook, L. Metal Fatigue ?What it is, why it matters. Springer, 2007
Radaj D., Vormwald M., Advanced Methods of Fatigue Assessment. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, (2013)
Manuál Abaqus

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Josef Jurenka, Ph.D., ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **24.10.2017** Termín odevzdání diplomové práce: **19.01.2018**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce	Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30. 10. 2017
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v přiloženém seznamu.

Byl jsem seznámen s mými právy a povinnostmi, které mi ukládá zákon č 121/2000 Sb., o právu autorském podle § 60 vztahující se na školní díla.

Datum…….. ……

Jan Šana

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat společnosti Continental Automotive Czech Republic s.r.o., že mi umožnila vypracování této práce. Jmenovitě bych chtěl poděkovat panu Ing. Michalovi Krňávkovi za jeho cenné rady, prostor a čas, který mi věnoval. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Josefovi Jurenkovi Ph.D., pod jehož vedením jsem mohl tuto práci realizovat. Velice bych také chtěl poděkovat rodině, přátelům a blízkým, kteří mě ve studiu podporovali a byli mi po celý čas oporou.

Abstrakt

Tato práce se zaměřuje na brzdový podtlakový posilovač, ve kterém je pomocí vnějšího systému vytvořen podtlak, který následně v kombinaci s atmosférickým tlakem vytváří posilovací efekt. Díly posilovače jsou pak zatíženy cyklickým rozdílem tlaku a může docházet k únavovým lomům. Nejvíce zatížené díly jsou plechové díly, které tvoří základní kostru posilovače.

V teoretické práci jsou shrnuty poznatky z únavy kovů a práci s materiálovými daty. Jsou zde zmíněné i některé postupy řešení únavy v obecné napjatosti. V praktické části je aplikovaný jeden z postupů pro predikci vzniku trhliny ve zkoumané oblasti podtlakového brzdového posilovače.

Klíčová slova:

Brzdový posilovač, únava kovů, nízkocyklové únava, cyklické zatížení, multiaxiální kritéria

Abstract

The thesis is focused on vacuum brake booster, in which a vacuum is produced by an external unit which creates the booster effect by combination with atmospheric pressure. Due to this effect the booster parts are loaded with cyclic pressure and fatique fracture can occur. The most loaded parts are sheet metal parts, which make the base form of brake booster.

The teoretical part describes several pieces of knowledge for metal fatique and work with material data. Some methods for solving fatique problems in general tension are mentioned. In the practical part one of the solution for detecting cracks in the investigated area of brake booster is applied.

Key words:

Brake booster, metal fatique, low cycle fatique, cyclical load, multiaxial criteria

Obsah

Úvod 9

Teoretická část 10

1. Únava kovů 10

1.1. Oblasti únavy materiálu 11

1.2. Charakteristiky únavového cyklu 14

2. Mechanické vlastnosti 16

2.1. Tahová zkouška 16

2.2. Hysterezní smyčka 17

2.3. Cyklická deformační křivka 19

2.4. Zpevnění a změkčení 20

3. Křivky životnosti 23

3.1. Únavová křivka napětí 23

3.2. Únavová křivka deformace 25

4. Víceosá napjatost 26

5. Multiaxiální kritéria 29

5.1. Proporcionální a neproporcionální zatěžování 29

5.2. Kritéria vysokocyklové únavy 30

5.2.1. Uniaxiální kritéria 30

5.2.2. Findley 31

5.2.3. McDiarmid 31

5.2.4. Dang Van 32

5.2.5. Sines 32

5.3. Deformační kritéria 32

5.3.1. Uniaxiální kritéria 32

5.3.2. Brown a Miller 33

5.3.3. Fatemi a Socie 34

5.3.4. Smith, Watson a Topper 35

6. Podtlakový brzdový posilovač 35

6.1. Pracovní cyklus 36

6.2. Řešené díly 38

6.2.1. Vakuový Válec 39

6.2.2. Těleso 39
7. Cíle práce 40
Praktická část: 41
8. MKP model brzdového posilovače 41
9. Vstupní data 43
9.1. Elastoplastický model materiálu 43
9.2. Křivka závislosti parametru SWT na počtu cyklů 45
10. Simulace zátěžových testů 47
10.1. Definice zatěžovacích stavů 47
10.2. Rozbor namáhání v kritické oblasti 50
11. Analýza namáhání v kritickém místě 52
12. Výpočet životnosti 57
12.1. Postup výpočtu parametru SWT 59
13. Zpracování výsledků a diskuse 60
Závěr 63
Literatura a zdroje 65

Úvod

Časově proměnné zatížení je obavou každého technika zabývajícím se návrhem zařízení, které musí obstát všem požadavkům pevnosti a životnosti. Většina zařízení pracuje pod cyklickým zatížením, ale v mnoha případech je možné tento stav zanedbat. Nejen z důvodu odlehčování konstrukcí a snahou snížit hmotnost a tím i náklady za materiál se únava materiálu začala stále více zkoumat. Díly začaly být stále více navrhovány na časovanou pevnost oproti dřívější trvalé pevnosti a nízkocyklová únava začala být oblastí velkého zkoumání a experimentů.

U brzdového posilovače tomu nebylo jinak. Z dřívějšího robustního, těžkého posilovače se postupem času stal lehký kompatibilní produkt a to nejen změnou konstrukce, ale hlavně odlehčením dílů o materiál. Proto v některých dílech, které dříve podléhaly jen elastickému chování materiálu, začaly vznikat velké trvalé deformace a posilovač v průběhu zatěžování začínal měnit své materiálové vlastnosti. Zkoumání únavového chování pro tyto díly začalo být nutností.

Konstrukce posilovače je navrhnuta tak, aby díly byly namáhány převážně jen uniaxiálně s výjimkou plechových dílů, které podléhají proměnnému tlakovému zatížení a jsou nejvíce problematické z hlediska únavy. S tím souvisí i podmínka správného chování posilovače z důvodu těsnosti. Obvykle problém nastává v místech, kde je plechový díl pevně uchycen a oblast kolo je volná pro deformaci. Tzv. kritickou oblastí se budu v této práci zabývat.

Teoretická část

1. Únava kovů

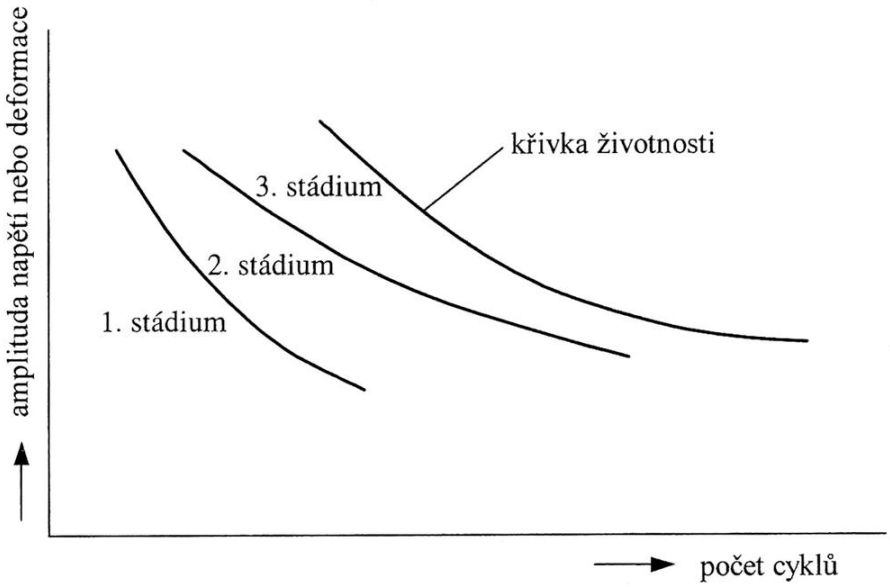
Působením proměnlivých vnějších sil na tělesa dochází ke změnám vlastností materiálu a tyto změny jsou nevratné. Když je toto zatížení provozováno určitou dobu, dochází k porušení, lomu tělesa a to i když je maximální amplituda namáhání materiálu menší než statická mez pevnosti. Důvodem tohoto porušení jsou změny ve struktuře materiálu z mikroskopického hlediska. Tyto změny jsou nejvýraznější na začátku cyklu a postupným zatěžováním dochází k nasycení, ustálení a následné změny jsou téměř zanedbatelné. Tento stav nazýváme saturací, ustálení změn fyzikálních vlastností cyklicky zatěžovaného tělesa. Nejvýznamnější pro zkoumání únavy kovů jsou změny mechanických vlastností a to v zásadě deformační a napěťový stav. [3] [4]

Únava kovů je podmíněna cyklickou plastickou deformací, která má nevratný charakter a i ve velmi malých amplitudách po vysokém počtu cyklů má destruktivní charakter. Únavový proces lze podle změn vyvolaných cyklickou plastickou deformaci rozdělit do tří stádií:

1. Stadium změn mechanických vlastností: Toto stadium je určeno změnami v celém objemu, dochází ke změnám v mikrostruktuře materiálu a to zejména vznik, pohyb a interakce dislokací.
2. Stadium nukleace trhlin: Zde už se jedná o menší část celého objemu a to volného povrchu, kde je nukleace trhlin podmíněna koncentrací plastické deformace.
3. Stadium šíření trhliny: Pro šíření trhliny je nejdůležitější oblast na čele trhliny tj. plastická zóna před tímto čelem.

Celý tento proces rozdělení únavového procesu je ukázán na obr. 1. [4]

Celková životnost, počet cyklů do lomu se dá rozdělit na složky patřící jednotlivým stádiím, podíly jednotlivých složek závisí na druhu materiálu ale převážně na amplitudách deformace a napětí. [4]

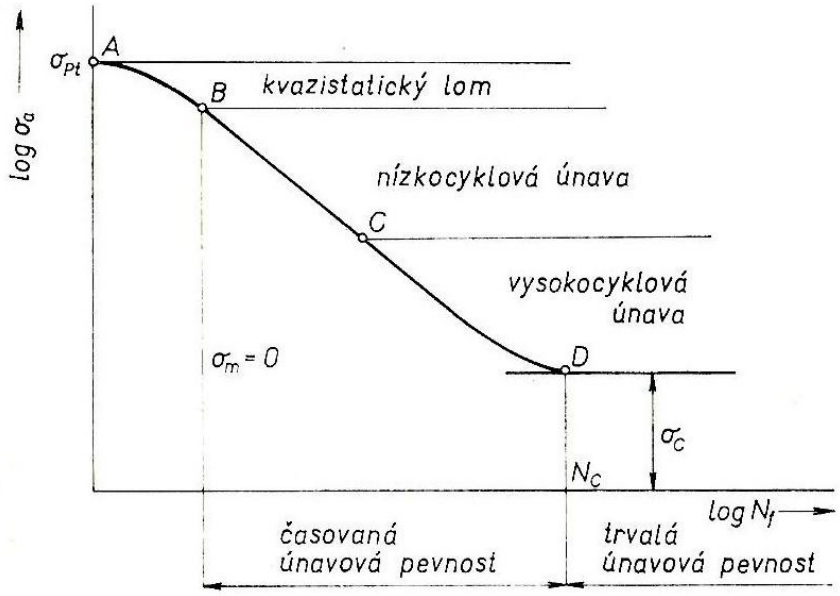


Obrázek 1: Stádia únavového procesu [4]

1.1. Oblasti únavy materiálu

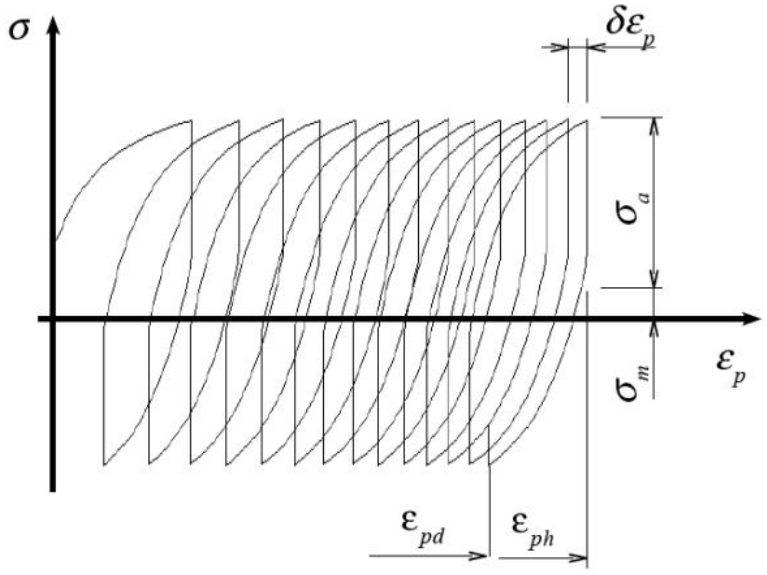
Snaha o zdokumentování únavy pro technické použití a predikci životnosti u těles podléhající cyklickému zatížení vedla k vytvoření diagramů závislostí vhodně zvolených ekvivalentů namáhání materiálu na počtu cyklů. V oblasti vysokocyklové únavy je nejznámější Wöhlerova křivka, jejímž parametrem je amplituda napětí σ_a v závislosti na počtu cyklů do lomu N_f. August Wöhler byl inženýrem v oblasti železniční dopravy. Jeho hlavním úkolem bylo vyšetření lomů železničních náprav. Přínosem jeho zkoumání byla právě studie únavového poškození a křivek amplitudy napětí v závislosti na počtu cyklů. [6]

Je celkem vžité dělení oblasti únavy na tzv. nízkocyklovou únavu a vysokocyklovou únavu, kde nízkocyklová únava je uvažována obvykle do počtu cyklů 10^4 a méně, zato vysokocyklová oblast je od 10^5 cyklů výše. Wöhlerova křivka nám dává informace o chování materiálu zvláště v oblasti meze únavy a oblasti vysokocyklové časované únavy. Avšak dimenzování některých konstrukcí je nutné spolehlivě popsat i oblasti nízkocyklové únavy. Při vysokém počtu cyklů do lomu je odolnost proti působení proměnlivých napětí rozhodující veličinou, je při nízkocyklové únavě rozhodující schopnost kovu snášet střídavé plastické deformace. Z toho důvodu je hlavním parametrem pro nízkocyklovou únavu deformace v závislosti na počtu cyklů (půl cyklů) do lomu. [4]



Obrázek 2: Oblasti únavového procesu pro symetrický cyklus [4]

- **Oblast kvazistatického lomu** – Tato oblast není oblastí únavového procesu, ale pro úplnost popsání závislosti od nulových hodnot počtu cyklů je tato oblast důležitá. Dojde k porušení buď staticky hned při prvním půl cyklu, nebo až po několika desítkách cyklů. Oblast kvazistatického lomu (A-B obr. 2) nese všechny znaky tvárného (houževnatého) lomu a liší se od lomové plochy vzniklé únavovým procesem. Bod A (obr. 2) je mezní stav, kdy dojde v prvním půl cyklu k překročení plastické deformace, která odpovídá dané nestabilitě plastické deformace. [4]
- **Oblast dynamického tečení** – V případě asymetrického cyklu s kladnou hodnotou středního napětí definujeme oblast prvních několika cyklů jako oblast dynamického tečení. Tento stav nastává, pouze pokud zatěžujeme konstantní amplitudou napětí. Jedná se o vlastnost materiálu, která se projevuje progresivním růstem celkové deformace. Obvykle však klesá amplituda plastické deformace, ale narůstá její střední složka. Podle vlastností materiálu a velikosti nesymetrie cyklu může dojít k ustálení a uzavření hysterezní křivky nebo k monotónnímu nárůstu jednosměrné deformace až do lomu. Stav ustálení je typický pro přechod do pásma nízkocyklové únavy. [4]



Obrázek 3: Cyklické tečení při jednoosém namáhání [17]

- **Nízkocyklová a vysokocyklová únava** - Jak bylo dříve zmíněno, je celkem vžité dělení procesu únavy na vysokocyklovou a nízkocyklovou únavu, celé této oblasti odpovídá oblast na obr. 2 mezi body B a D. Avšak dělení této oblasti není zcela jasné. Některé zdroje uvádějí, že bod C je dán počtem cyklů, který odpovídá hodnotě na mezi kluzu. Ale tato hodnota fenomenologicky a experimentálně potvrzena. Jako přesnější se uvažuje vliv rychlosti poškozování v nukleačním stádiu únavových trhlin. Kde vyšším amplitudám napětí náleží interkrystalická nukleace a šíření trhlin, naopak nižším amplitudám napětí je iniciace vázána na krystalografické skluzové roviny. Z toho důvodu je možné, že oba mechanismy mají různé rychlosti poškozování a tím i různý počet cyklů k vytvoření hlavní trhliny. [4]

  Pro vysokocyklovou únavu je určujícím parametrem amplituda střídavého napětí. Plastická deformace je v porovnání s elastickou zanedbatelná. Zkoušky jsou prováděny tzv. měkkým zatěžováním. *Měkké zatěžování* je zatěžování s řízenou amplitudou napětí. [4] [3]

  Amplituda plastické deformace je rozhodující pro nízkocyklovou únavu. Při zatěžování je dosaženo střídavé plastické deformace. Pro určení výpočtu únavové pevnosti byla vytvořena různá kritéria, která se zabývají závislostí mezi kumulativním poškozováním a intenzitou plastické cyklické deformace. Základem pro výpočet je zkoušení materiálu, které je v tomto případě řízené

amplitudou deformace tzv. tvrdé zatěžování. Podkladem pro materiálové křivky v oblasti nízkocyklové únavy byly studie Mansona a Coffina. Hlavním parametrem je amplituda plastické deformace v závislosti na počtu cyklů do lomu. [4]

1.2. Charakteristiky únavového cyklu

Konstrukce, zařízení a stroje jsou obvykle zatěžovány složitými, stochastickými časovými průběhy síly nebo momentů. V některých případech se zatížení uvažuje jako cyklické a pro složitější průběh zatížení je nutné se zabývat složitější analýzou, než bude zde uvedena.

Cyklický průběh lze definovat několika parametry. Na obr. 4 vidíme průběh zatěžování při tzv. měkkém zatěžování, stejné parametry lze uvézt i pro tvrdé zatěžování, které je řízené deformací. Obvykle však pro tvrdé zatěžování volíme pilový diagram než harmonický průběh pro měkké zatěžování.

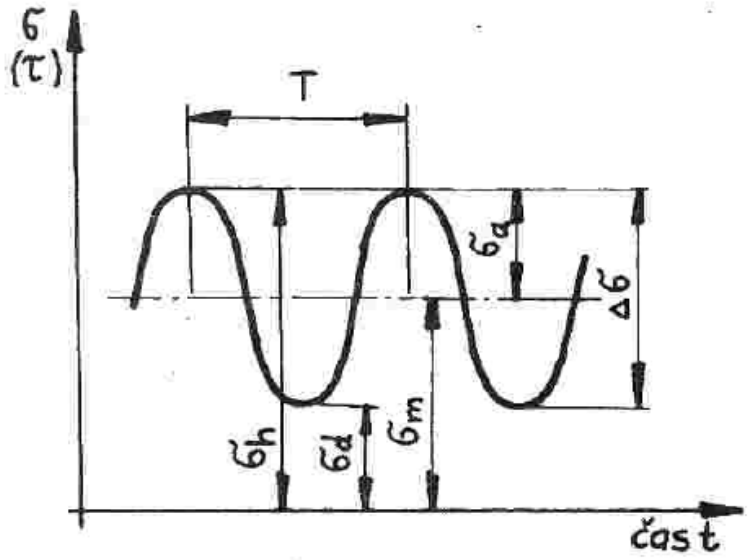
Parametry cyklu:

σ_h - horní napětí kmitu
σ_d - dolní napětí kmitu
σ_m - střední napětí kmitu
σ_a - amplituda napětí (výkmit)
$2\sigma_a = \Delta\sigma = \sigma_{rm}$ - rozkmit napětí, který získáme: $\sigma_h - \sigma_d$

Kmitavý průběh nemusí být souměrný a podle velikosti středního napětí se definuje asymetrie cyklu R. V případě, že je střední napětí nulové, tak mluvíme o souměrně střídavém cyklu. Ekvivalentně k uvedeným parametrům cyklu můžeme definovat pro celkovou deformaci: ε_h , ε_d , ε_{rm} (rozkmit) , ε_a ,ε_m a stejně pro plastickou deformaci: ε_{ph} , ε_{pd} , ε_{prm} , ε_{ap} ,ε_{pm}. [6] [3]

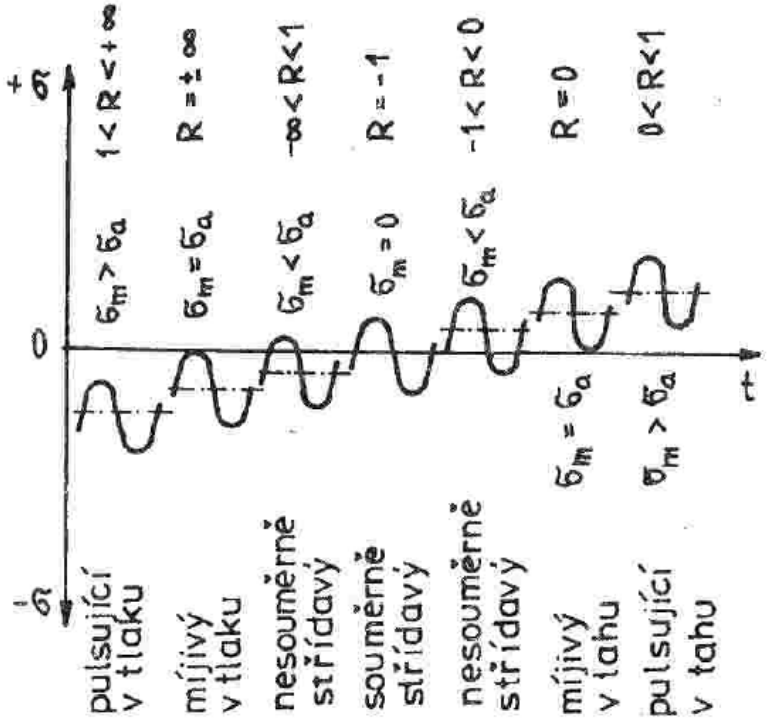
Koeficient nesouměrnosti cyklu: $$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (1.1)$$

Amplituda a střední hodnota napětí: $$\boldsymbol{\sigma_a} = \frac{\boldsymbol{\sigma_h - \sigma_d}}{\mathbf{2}}; \boldsymbol{\sigma_m} = \frac{\boldsymbol{\sigma_h + \sigma_d}}{\mathbf{2}} \quad (1.2)$$



Obrázek 4: Kmitavý průběh napětí [6]

Vliv výše zmíněných parametrů je zkoumán a podle velikosti a znaménka středního napětí se rozlišují typy kmitů, jak můžeme vidět na obr. 5. Střední napětí



Obrázek 5: Typy kmitů napětí [6]

ovlivňuje velikost meze únavy, touto závislostí se zabývá Smithův a Haighův diagram. Důležitým vztahem je střední napětí a amplituda napětí při poruše. Bylo

zjištěno, že při narůstajícím tahovém předpětí výrazně klesá amplituda napětí, naopak při tlakovém předpětí se dokonce časovaná pevnost zvyšuje. Z uvedených důvodů se vliv střední složky sleduje převážně v tahové oblasti. [4]

2. Mechanické vlastnosti

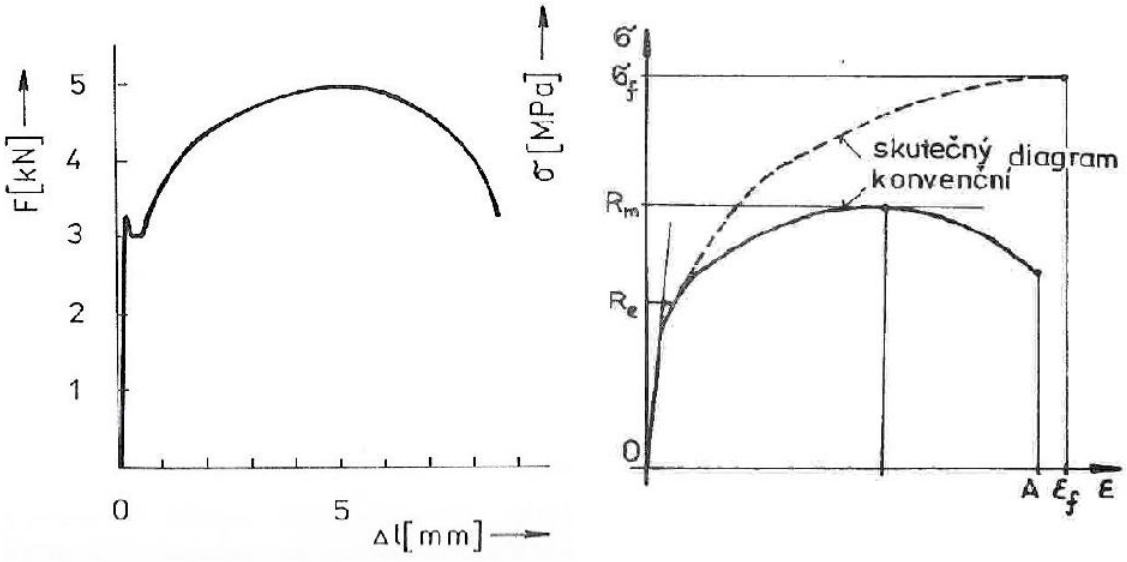
Z důvodu změn v mikrostruktuře materiálu při cyklickém zatěžování dochází také k změnám mechanickým. Mechanické vlastnosti jsou popsány zkoušením materiálu za působení vnějších mechanických sil. Mezi tyto vlastnosti patři pružnost, pevnost, houževnatost, plasticita a další jako tvrdost, odolnost proti únavě atd. Zjišťování mechanických vlastností materiálu probíhá pomocí zkoušek na strojích k tomu uzpůsobených. Zkoušky se dělí na statické a s proměnlivým zatížením, které jsou pro únavu stěžejní. Výstupy z těchto zkoušek jsou interpretovány převážně v křivkách, z nichž některé budou ukázány v následujících kapitolách.

2.1. Tahová zkouška

Základní materiálová zkouška je tahová zkouška. Jejím výstupem je křivka závislosti napětí na deformaci. Zkouška probíhá působením narůstající síly na definovaný vzorek o průřezu A_0 (počátečný příčný průřez, kolmý na osu vnější síly) na definované počáteční délce vzorku l_0. Tahový digram může být vynesen jako závislost vnější síly na prodloužení $\Delta l = l - l_0$ (kde l je délka vzorku v určitém čase pro určitou vnější sílu), obvykle se ale používá konvenční (smluvní) tahový diagram. Pro smluvní diagram se vynáší smluvní (Lagrangeovo) napětí $S = F/A_0$ a poměrné prodloužení tyče $e = (l-l_0)/l_0$. V případě, že se průřez vzorku mění homogenně při prodlužování, tak můžeme vynést tzv. skutečný tahový diagram. Pro skutečný tahový diagram platí, že přepočteme průřez na okamžitý průřez a vyneseme skutečné (Cauchyho) napětí σ a logaritmické prodloužení ε. Pro homogenní chování platí:

$$\boldsymbol{\sigma = \frac{F}{A} = S\,(1 + e)} \tag{2.1}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon = \ln\,(1 + e)} \tag{2.2}$$



Obrázek 6: Tahový, Smluvní a Skutečný diagram

Na obr. 6 můžeme vidět ukázku průběhů jednotlivých diagramů, které můžeme získat z jedné tahové zkoušky. Pro nízká počáteční napětí v lineární oblasti grafu uvažujeme pouze elastické chování, které je určené Hookovým zákonem: $\sigma = E.\varepsilon$, kde E je Youngův modul pružnosti v tahu. Při překročení meze kluzu vzniká trvalá plastická deformace, která má nevratný charakter, zlomovým bodem pro vznik plastické deformace se označuje mez kluzu R_e, jak můžeme vidět na obr. 6 (tahový diagram F-$\triangle$l). Obvykle se však vyhodnocuje smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ pro určitou hodnotu plastické deformace – např. pro 0,2%. Plastická deformace je pak dána vztahem:

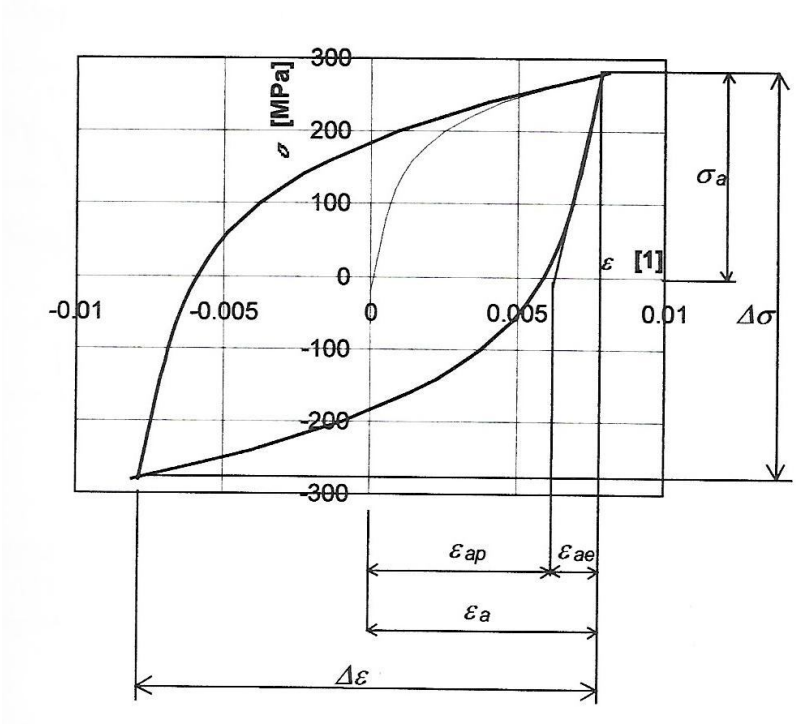
$$\boldsymbol{\varepsilon_p = \varepsilon - \frac{\sigma}{E}} \tag{2.3}$$

Pro statickou pevnost je důležitá hodnota tzv. pevnosti v tahu R_m, která se vyhodnocuje pro smluvní diagram. Zato pro skutečný diagram se vyhodnocuje lomové napětí σ_f a lomová deformace ε_f. [3] [6] [13]

2.2. Hysterezní smyčka

Pokud těleso zatížíme nižším kmitavým napětím, než odpovídá amplitudě napětí při lomu a vyneseme závislost napětí na deformaci, dostaneme tzv. hysterezní smyčku. Tato křivka popisuje deformační odezvu materiálu na cyklické zatěžování. Kdybychom zatěžovali cyklicky po několik desítek cyklů, zjistili bychom, že křivka se mění a až po několika cyklech se ustálí a další změny jsou již

zanedbatelné, tento stav nazýváme saturací a hysterezní smyčka se pak nazývá saturovaná hysterezní smyčka. Některé kovy prokazují změny křivky v celém rozsahu životnosti, a proto se za saturovanou křivku bere stav v polovině životnosti. Stav do saturace ukazuje chování materiálu a projevuje se zpevněním nebo změkčením. Hysterezní smyčka také reaguje na typ zatěžování změnou svého tvaru. Na velikosti zatížení také záleží, zda se projeví při prvních cyklech dynamické tečení, cyklická relaxace nebo kvazistatický lom. [6]



Obrázek 7: Hysterezní smyčka [6]

Na obr. 7 je uzavřená hysterezní smyčka, pro kterou můžeme určit parametry smyčky.

Když se křivka ustálí, uzavře, můžeme určit plochu hysterezní smyčky, která je rovna deformační práci přeměněnou v tepelnou energii za jeden cyklus. Celková energie do lomu tělesa je dána jakou součet ploch smyček v jednotlivých cyklech. Pokud uvažujeme, že změna hysterezní smyčky probíhá jen v krátkém stádiu na začátku zatěžování a smyčka se pak ustálí a nadále nemění, pak celkovou deformační energii můžeme spočítat jako součin počtu cyklů a plochy saturované hysterezní smyčky. Obecně můžeme deformační práci ustálené hysterezní smyčky vyjádřit následujícím vztahem: [4]

$$\Delta \mathbf{W} = \iint \mathbf{d\sigma}\, \mathbf{d\varepsilon_p} = \oint \boldsymbol{\sigma}(\boldsymbol{\varepsilon_p})\, \mathbf{d}\, \boldsymbol{\varepsilon_p} \tag{2.4}$$

2.3. Cyklická deformační křivka

Pokud provedeme několik měření pro různé hodnoty amplitud deformace při kmitavém zatížení a získáme pro každý průběh saturovanou hysterezní křivku a vyneseme všechny tyto ustálené křivky společně do grafu závislosti napětí na deformaci, dostaneme cyklickou odezvu daného materiálu. Po spojení všech vrcholů saturovaných hysterezních smyček dostaneme křivku, která se nazývá cyklická deformační křivka. Tato křivka je jednou z nejdůležitějších cyklických charakteristik materiálu. [4]

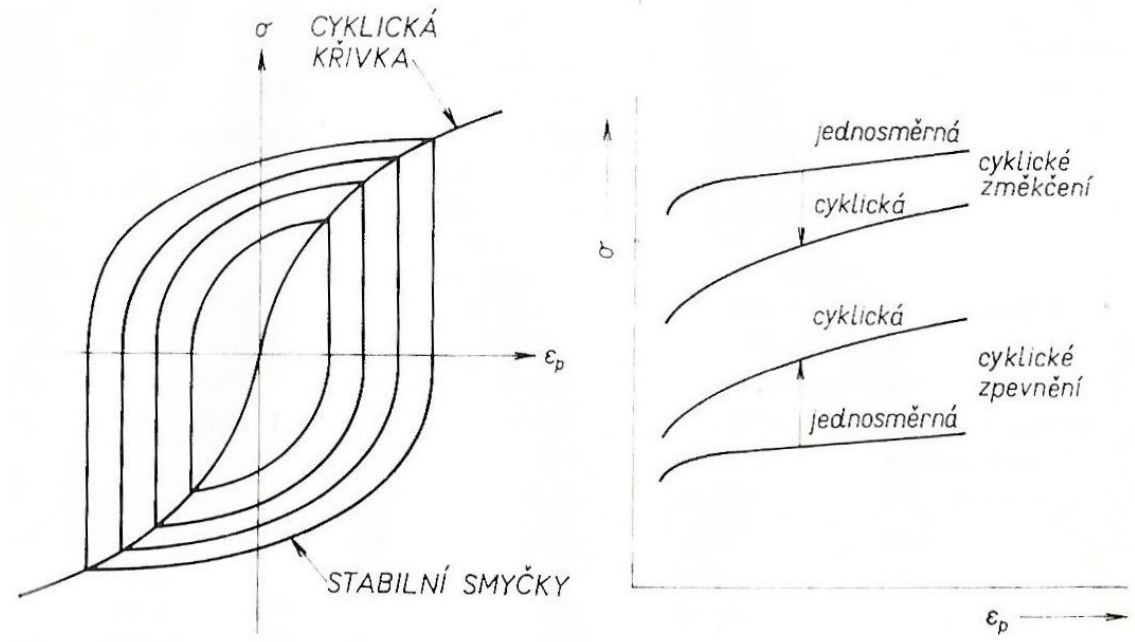
Jak ukazuje obr. 7, můžeme po ustálení hysterezní křivky, odečíst parametry, jako jsou amplituda napětí σ_a a amplituda celkové deformace ε_a popřípadě amplitudu plastické deformace ε_{ap}. Vzájemný vztah těchto parametrů udává cyklickou deformační křivku. Může být vynesena jako závislost plastické deformace a amplitudy napětí: [4]

$$\boldsymbol{\sigma_a} = \boldsymbol{K'\varepsilon_{ap}^{n'}} \tag{2.5}$$

Kde K‘ je součinitel cyklického zpevnění a n‘ je exponent cyklického zpevnění. Pro určení amplitudy plastické deformace je možné použít vztah (2.3), který ale v malých hodnotách plastické deformace (amplituda plastické deformace je menší než amplituda elastické deformace) nemusí být dostatečně přesný. Z toho důvodu je lepší hodnotu amplitudy plastické deformace určit z poloviční šířky hysterezní smyčky při střední hodnotě napětí: $\varepsilon_{ap} = \triangle\varepsilon_p/2$. [3]

Při platnosti aditivního zákona: $\varepsilon = \varepsilon_a + \varepsilon_p$ můžeme cyklickou deformační křivku zapsat jako závislost amplitudy napětí a amplitudy celkové deformace. Pokud tuto závislost vyneseme v lineárních souřadnicích, můžeme ji porovnat např. s tahovou křivkou, jejíž porovnání nám může dát další vysvětlení o chování daného materiálu. Ramberg – Osgoodův vztah pro popis cyklické deformační křivky, můžeme zapsat: [6]

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \frac{\sigma_a^{\frac{1}{n'}}}{K'} \tag{2.6}$$



Obrázek 8: Cyklická deformační křivka [4]

2.4. Zpevnění a změkčení

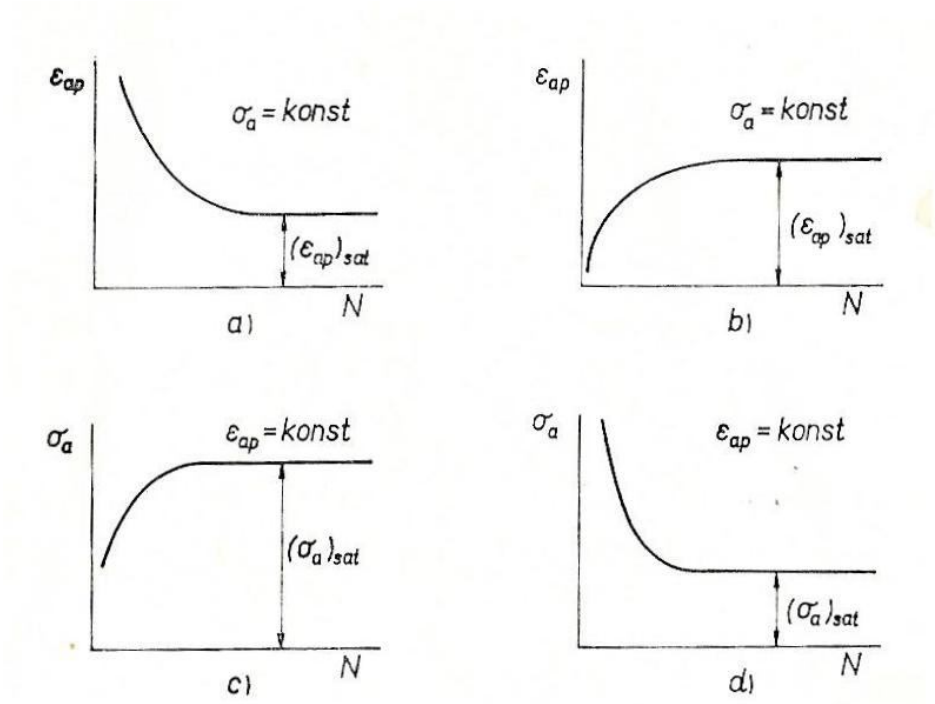
Při cyklicky se opakujícím zatěžování se v prvopočátcích zatěžování mění tvar hysterezní křivky, tyto změny vychází z odporu materiálu proti cyklické deformaci a s narůstajícím počtem cyklů se může měnit, klesat nebo růst. V souladu s těmito změnami se mluví o změkčování, nebo zpevňování materiálu a toto chování popisují křivky cyklického zpevnění, nebo změkčení. [4]

K zjištění chování materiálu je nutné zatěžovat vzorek řízeně s konstantní amplitudou deformace nebo napětí – jedná se o tvrdé a měkké zatěžování. Pokud zatěžujeme s konstantní amplitudou deformace, může se nám měnit jen amplituda napětí, která podle vlastnosti materiálu roste nebo klesá, analogicky to je u zatěžování konstantní amplitudou napětí. Kovové materiály vykazují výše zmíněné chování, ale nelze jednoznačně říci, zda bude materiál zpevňovat nebo změkčovat. Mohou však také v průběhu zatěžování vykazovat jak cyklické zpevnění, tak i změkčení. Podle zatěžování se také může objevit cyklická relaxace (tvrdé

nesymetrické zatěžování), nebo cyklické tečení materiálu (měkké zatěžování s kladnou složkou středního napětí). [4]

Na obr. 9 jsou křivky cyklického zpevnění a změkčení podle módu zatěžování.

a) Zpevnění při měkkém zatěžování
b) Změkčení při měkkém zatěžování
c) Zpevnění při tvrdém zatěžování
d) Změkčení při tvrdém zatěžování



Obrázek 9: Zpevnění a změkčení pro módy zatěžování [4]

Obecně lze říci, že cyklické zpevnění je typické pro materiály vyžíhané, naopak změkčení pro materiály zpevněné deformačně, nebo i tepelně zušlechtěné. Cyklické změkčení se obvykle považuje za jev nežádoucí. V oblasti nízkocyklové únavy bylo na základě experimentálních dat vytvořeno empirické pravidlo, které využívá parametrů konvenčního tahového diagramu a s poměrně dobrou pravděpodobností určuje, jestli bude materiál zpevňovat, nebo změkčovat.[4] Využívá se hodnoty meze pevnosti σ_{Pt} a meze kluzu σ_{Kt} (nebo smluvní meze kluzu $\sigma_{0,2}$). Poměr σ_{Pt}/σ_{Kt} rozdělujeme do tří oblastí: [4]

1) $\sigma_{Pt}/\sigma_{Kt} > 1,4$ - dojde k cyklickému zpevnění

2) $\sigma_{Pt}/\sigma_{Kt} < 1,2$ – dojde k cyklickému změkčení

3) V oblasti mezi hodnotami 1,2 a 1,4 není chování jisté, ale počítá se stabilním chováním bez výrazného zpevnění či změkčení.

Již dříve bylo zmíněno, že proces zpevnění nebo změkčení probíhá v začátcích cyklického zatěžování a tato změna mechanických vlastností tvoří jen část z celkového počtu cyklů do lomu. Proto nejdůležitějším parametrem, který ovlivňuje délku stádia změn mechanických vlastností, je charakter skluzu daného materiálu. Kovy a slitiny můžeme zjednodušeně rozdělit na kovy s vlnitým charakterem skluzu a s planárním charakterem skluzu. U vlnitého charakteru skluzu je snadný příčný skluz dislokací oproti planárnímu typu. Proto délka změny je pro vlnitý charakter skluzu výrazně kratší a materiál dříve dosáhne saturovaného stavu.[4]

Cyklická deformace je výsledkem pohybu dislokací a jejich strukturou v materiálu, která je výrazně odlišná u materiálů, které budou zpevňovat oproti změkčujícím materiálům. Hustota dislokací u žíhaného materiálu (zpevňování) je výrazně nižší než u zpevněného materiálu (změkčování) a to i o několik řádů. Obecně lze také říci, že změny v konfiguraci dislokací končí zhruba po stejném počtu cyklů jako cyklické zpevnění a s tím také změny v hustotě dislokací. U změkčujících materiálů je dislokační struktura vytvořena předchozím technologickým zpevněním a pohyb dislokací je blokován vlastní dislokační strukturou, nebo v případě precipitačního zpevnění přítomností částic další fáze (precipitátů), které blokují pohyb dislokací. K změkčení v deformačně zpevněných strukturách může dojít tehdy, pokud jsou překážky, které blokují pohyb dislokací odstraněny nebo oslabeny. [4]

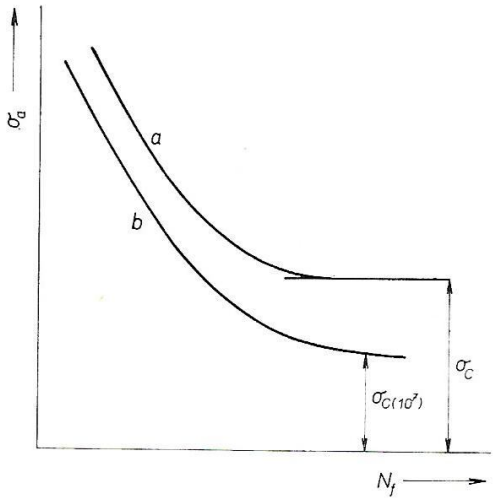
Pokud vyneseme konvenční tahový diagram a cyklickou deformační křivku jako závislost amplitudy napětí na celkové deformaci, můžeme pozorovat zpevnění, nebo změkčení materiálu přímo, jak ukazuje obrázek 8. Pozice cyklické křivky oproti tahové křivce určuje chování materiálu při cyklickém zatěžování.

3. Křivky životnosti

Pro zjištění odezvy materiálu na statické zatížení, měříme a vyhodnocujeme tahový diagram materiálu, který je popsán jako závislost napětí na deformaci zkoušeného vzorku. V případě cyklického zatížení tomu není jinak a odpor materiálu je zkoušen na speciálních strojích a následně vynesen do únavových křivek. Avšak tyto křivky nemají jednoznačný vzhled jako tahová zkouška. Podle charakteru zatížení a hlavního kritéria popisující únavu je stanoven měřící proces a s tím související i výstup z měření. Prvním parametrem, který je společný pro všechny zkoušky je počet cyklů (půlcyklů) do lomu. Druhým parametrem je napětí nebo deformace. Zkoušet lze i reálné díly a zkoumat jejich odezvu a vynést jakýkoliv měřený parametr v závislosti na počtu cyklů. Nevýhodou těchto křivek je nemožnost přenosu na jiné díly. Proto jsou zkoušky prováděny na přesně definovaných hladkých vzorcích a křivky jsou definované jako závislost napětí, nebo deformace na počtu cyklů (půlcyklů). [5]

3.1. Únavová křivka napětí

Při dříve definovaném rozdělení na vysokocyklovou a nízkocyklovou únavu, vezmeme v úvahu, že při vysokém počtu cyklů je rozhodující odolnost proti proměnlivému napětí, pak je výsledkem pro oblast vysokocyklové únavy křivka životnosti napětí na počtu cyklů, kterou známe jako Wöhlerovu křivku. [5]



Obrázek 10: Únavové křivky napětí [4]

Wöhlerovu křivku získáme, např. pokud zkoušíme několik vzorků na různých hladinách napětí, které pak proložíme regresí. Společným vzhledem křivek je růst počtu cyklů do lomu s klesající hodnotou amplitudy napětí. Běžné kovové materiály vykazují chování, že při počtu 10^6 cyklů a vyšších se křivka asymptoticky blíží k hodnotě, kterou nazýváme mez únavy σ_C, při které nedojde k lomu ani při vysokém počtu cyklů (10^9), jak vidíme na obrázku 10, křivce a. Slitiny lehkých kovů a další materiály vykazují chování odlišné (obrázek 10, křivka b), nevykazují asymptotickou závislost a definuje se časovaná mez únavy k určitému počtu cyklů, obvykle 10^7cyklů. Pro popis Wöhlerovy křivky můžeme využít mocninný vztah:

$$\boldsymbol{\sigma_a^{\,w} \,.\, N = C} \tag{3.1}$$

Matematický popis křivky (3.1) má platnost pouze mezi mezí kluzu a mezí únavy. Parametry křivky *C* a *w* určíme regresí. [5]

Pokud zkoušíme materiál tvrdým zatěžování – konstantní amplituda deformace, dojde k saturaci amplitudy napětí, potom můžeme i v oblasti nízkocyklové únavy vynést křivku amplituda napětí v závislosti na počtu cyklů. Tato závislost se nazývá odvozená Wöhlerova křivka, nebo též Basquinova závislost:

$$\boldsymbol{\sigma_a = \sigma'_f \,.\, (2N)^b} \tag{3.2}$$

Kde σ'_f je součinitel únavové pevnosti a *b* je exponent únavové pevnosti, které získáme pomocí regrese. Při symetrickém zatěžování v oblasti středních a nízkých amplitud napětí je Wöhlerova křivka prakticky identická s Basquinovou závislostí získanou při tvrdém zatěžování, zejména u cyklicky zpevňujících materiálů, protože u měkkého zatěžování se změkčování materiálu projevuje výrazněji a křivky se mohou lišit. [5] [3]

Při měkkém zatěžování, můžeme volit různé hodnoty středního napětí, ale s rostoucím středním napětím dochází k cyklickému tečení a ke snížení životnosti. Na základě toho vzniklo mnoho výrazů z experimentálních zkoušek pro popis ekvivalentní amplitudy $\sigma_{a,ek}$, kterou můžeme dosadit do vztahu (3.2) a získáme stejnou životnost pro různá střední napětí. Výrazy pro ekvivalentní amplitudy vznikly na základě toho, že únavové křivky napětí jsou standardně výsledkem

symetrického zatěžování.[3] To znamená, že pokud je cyklus nesymetrický, získám velikost amplitudy, pro kterou dosáhnu stejné životnosti. Např. podle Morrowa:

$$\boldsymbol{\sigma_{a,ek} = \frac{\sigma_a}{1-\sigma_s/\sigma'_f}} \tag{3.3}$$

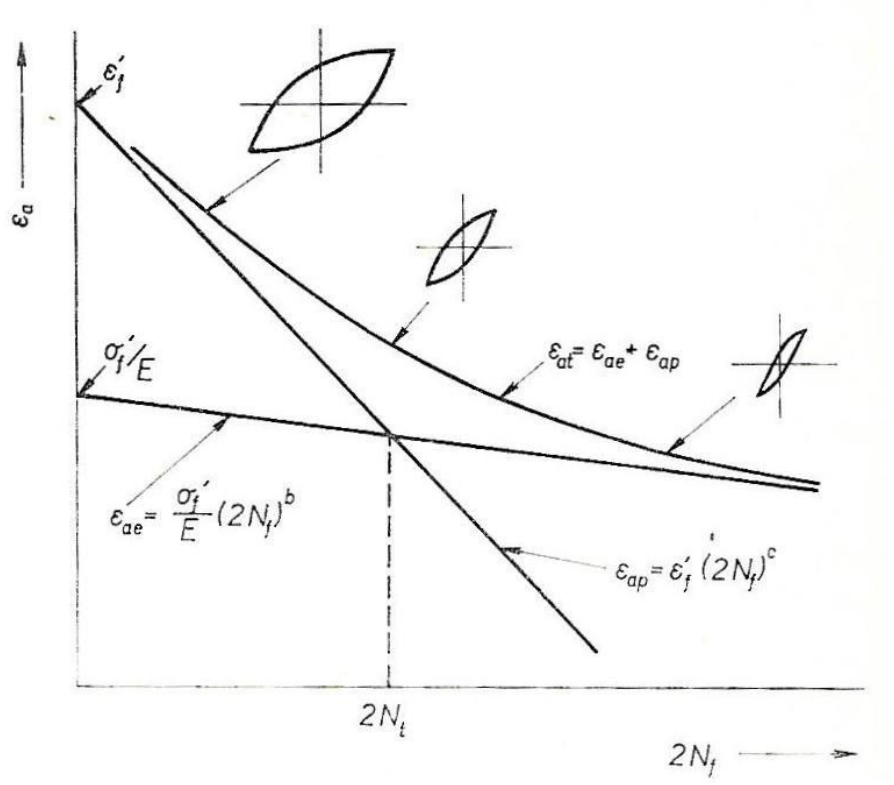
3.2. Únavová křivka deformace

V oblasti nízkocyklové únavy je rozhodující odolnost vůči plastické deformaci. Výhodnější způsobem je proto řídit zkoušky pomocí deformace, dnes je možné dokonce řídit přímo složku plastické deformace, jedná se o tvrdé zatěžování. Obvykle je však výstupem závislost celkové deformace na počtu půlcyklů. Získanou křivku nazýváme Manson-Coffinova křivka. [3]

Manson-Coffinův vztah pro složku plastické deformace popisuje závislost plastické deformace na počtu půlcyklů:

$$\boldsymbol{\varepsilon_{ap} = \varepsilon'_f \,.\, (2N)^c} \tag{3.4}$$

Kde ε'_f je součinitelem únavové tažnosti a c je součinitel únavové životnosti, oba ty to parametry získáme regresí naměřených dat.



Obrázek 11: Manson – Coffinova křivka deformace a její složky [4]

Na základě platnosti, že celková deformace je dána součtem její plastické a elastické složky, můžeme použít Basquinovu závislost (3.2) a Manson-Coffinův vztah (3.4) a vyjádřit celkovou deformaci v závislosti na počtu půlcyklů. Tato závislost se nazývá únavová křivka deformace:

$$\boldsymbol{\varepsilon_a = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b + \varepsilon'_f(2N)^c} \tag{3.5}$$

Schematicky je tato závislost vynesena na obr. 11, kde v oblasti nízkocyklové únavy převládá složka plastické deformace, naopak v oblasti vysokocyklové únavy převládá složka elastické deformace. [4]

4. Víceosá napjatost

Strojní součásti jsou ve většině případů namáhané kombinovaně, tj. jedná se o prostorovou napjatost. Každý bod součásti je z hlediska napjatosti jednoznačně popsán tenzorem napětí, který má 9 složek a na základě zákona o sdruženém napětí, můžeme tento tenzor popsat pomocí tří normálových napětí (σ_x, σ_y, σ_z) a tří složek smykových napětí (τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx}). Speciálními případy obecné napjatosti je rovinná (dvouosá) a přímková (jednoosá) napjatost. [7]

Při obecné napjatosti se napjatost vyjádří v obecném souřadnicovém systému, je však výhodné napjatost vyjádřit ve stavu, kdy jsou smyková napětí rovna nule a zůstávají jen nenulová napětí na diagonále tensoru. Tento souřadnicový systém se nazývá hlavní a nenulová napětí jsou hlavní napětí.[1] V trojrozměrném prostoru jsou hlavní napětí kořeny kubické rovnice (4.1):

$$\boldsymbol{\sigma^3 - \sigma^2 I_1 + \sigma I_2 + I_3 = 0} \tag{4.1}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{I_1} &= \boldsymbol{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z} \\ \mathbf{I_2} &= \boldsymbol{\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{zx} - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x)} \\ \mathbf{I_3} &= \boldsymbol{\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau^2_{yz} - \sigma_y\tau^2_{zx} - \sigma_z\tau^2_{xy}} \end{aligned} \tag{4.2}$$

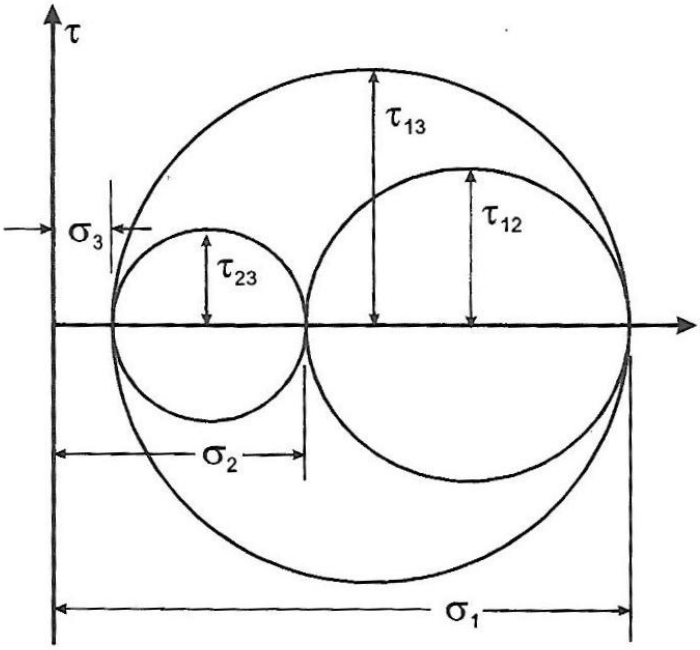
Koeficienty I_1, I_2, I_3, jsou koeficienty kubické rovnice a nazývají se invarianty, jsou nezávislé na souřadnicovém systému. Pokud do rovnice (4.2) dosadíme místo tahových napětí tahové deformace a místo smykových napětí poloviční smykové deformace, dostaneme ekvivalentní kubickou rovnici pro hlavní deformace. Hlavní napětí značíme (σ_1, σ_2, σ_3) a podle konvence σ_1 je největší a σ_3 nejmenší. [1]

Roviny kolmé na hlavní napětí jsou hlavní roviny a v těchto rovinách je smykové napětí nulové, roviny s maximálním smykovým napětím jsou roviny otočené o 45° od hlavní roviny a jsou nazývané hlavní smykové roviny.[1] Z hlediska únavových kritérií, která pracují s maximálními hodnotami tahových a smykových napětí (deformacemi) jsou znalosti rovin s určitou maximální kombinací základem výpočtu. Přehledně stav hlavních napětí a hlavních smykových napětí ukazuje obr. 12, kde je zobrazena Mohrova kružnice pro prostorovou napjatost. Smyková napětí na těchto rovinách jsou dána vztahy:

$$\boldsymbol{\tau_{23}} = \frac{|\boldsymbol{\sigma_2 - \sigma_3}|}{\mathbf{2}}$$

$$\boldsymbol{\tau_{13}} = \frac{|\boldsymbol{\sigma_1 - \sigma_3}|}{\mathbf{2}}$$

$$\boldsymbol{\tau_{12}} = \frac{|\boldsymbol{\sigma_1 - \sigma_2}|}{\mathbf{2}} \qquad (4.3)$$



Obrázek 12: Mohrova kružnice pro prostorovou napjatost [1]

Napětí v bodě je určeno tensorem, ale pokud chceme určit napětí působící v rovině, normálové a smykové napětí této rovině náležející, musíme použít transformované rovnice pro jednotlivé složky. Jak je vidět na obr. 13, jedná se o transformaci souřadného systému X-Y-Z do souřadného systému X´-Y´-Z´, jehož počátek je umístěn v bodě obecné roviny. V transformačních rovnicích (4.4) vidíme složky směrových cosinů, které určují natočení složky tenzoru do nového souřadnicového systému. Tyto směrové složky jsou dány dvěma úhly Φ a Θ. V případě že rovina X – Y bude brána jako volný povrch, tak všechny roviny kolmé na tento volný povrch budou mít úhel Φ = 0°. [1]

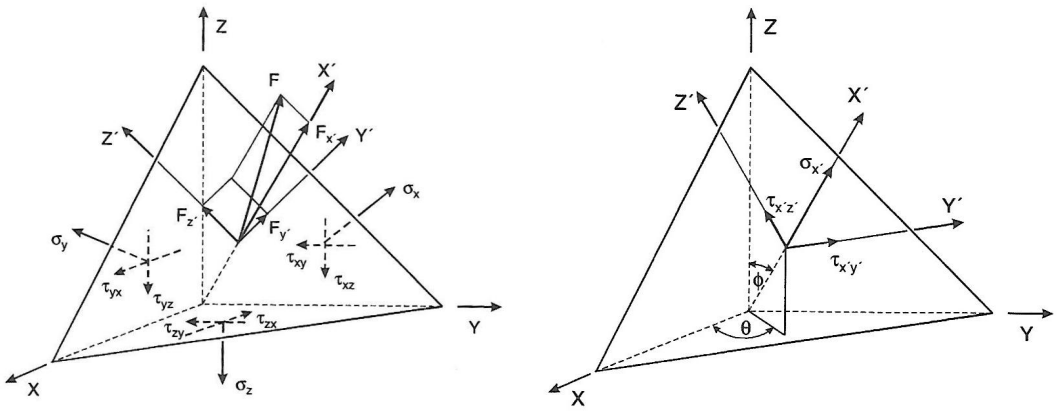
$$\boldsymbol{\sigma_{x'}} = \sigma_x a_{11}^2 + \sigma_y a_{12}^2 + \sigma_z a_{13}^2 + 2\left(\tau_{xy} a_{11} a_{12} + \tau_{xz} a_{11} a_{13} + \tau_{yz} a_{13} a_{12}\right)$$

$$\boldsymbol{\tau_{x'y'}} = \sigma_x a_{11} a_{31} + \sigma_y a_{12} a_{22} + \sigma_z a_{13} a_{23} + \tau_{xy}(a_{11} a_{22} + a_{12} a_{21}) + \tau_{yz}(a_{12} a_{23} + a_{13} a_{22}) + \tau_{zx}(a_{13} a_{21} + a_{11} a_{23})$$

$$\boldsymbol{\tau_{x'z'}} = \sigma_x a_{11} a_{31} + \sigma_y a_{12} a_{32} + \sigma_z a_{13} a_{33} + \tau_{xy}(a_{11} a_{32} + a_{12} a_{31}) + \tau_{yz}(a_{12} a_{33} + a_{13} a_{32}) + \tau_{zx}(a_{13} a_{31} + a_{11} a_{33})$$

Např.: $a_{11} = \cos\theta \sin\phi$; $a_{12} = \sin\theta \sin\phi$ …

(4.4)



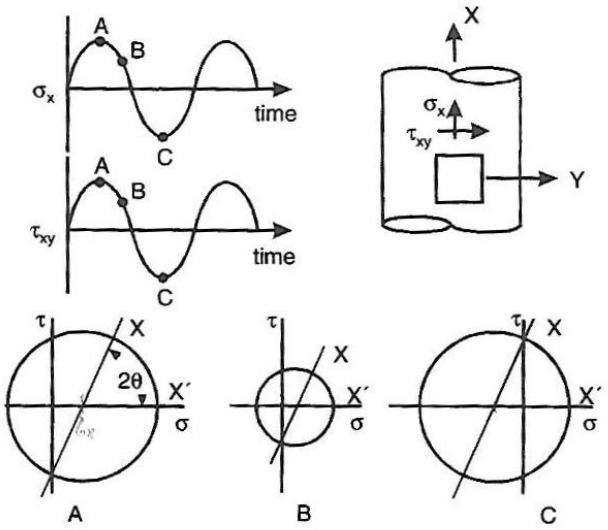
Obrázek 13: Napětí v obecné rovině [1]

5. Multiaxiální kritéria

V případě prostorové napjatosti je možné pro výpočet životnosti použít multiaxiální kritéria. Kritéria často využívají tzv. kritickou rovinu, pro kterou platí, že ekvivalentní napětí, nebo určité multiaxiální kritérium je na ni maximální – tím pádem se předpokládá, že v této rovině dochází k iniciaci trhliny.

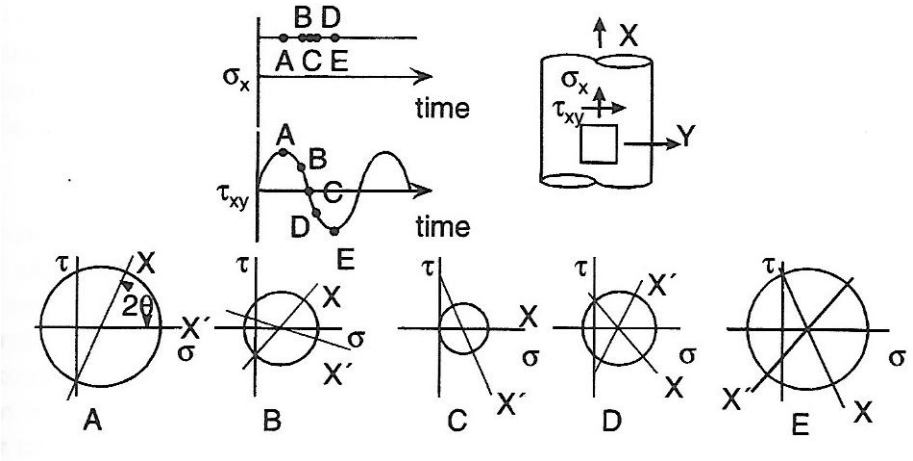
5.1. Proporcionální a neproporcionální zatěžování

Složky tensoru napětí mají určitý časový průběh v celém rozsahu cyklického zatěžování. Důležité je, jakým způsobem jsou jednotlivé složky ve vztahu vůči sobě, zda se jedná o soufázové, nebo mimofázové průběhy. Pro proporcionální zatěžování jsou jednotlivé složky ve fázi, jak ukazuje obr. 14. Velikost Mohrovy kružnice se mění v čase s tím i velikost hlavních napětí, ale nedochází ke změně směrů hlavních napětí. Poměr mezi jednotlivými složkami tensoru zůstává konstantní v čase zatěžování. [1]



Obrázek 14: Proporcionální zatížení hřídele [1]

V případě, že jsou jednotlivé složky tenzoru fázově posunuty, nebo jinak nesouběžné, dochází ke změně velikosti hlavních napětí, ale také ke změně směru hlavních napětí. Tyto směry se mění v průběhu zatěžování, obvykle se říká, že rotují. Schematicky je tento stav znázorněn na obr. 15. [1]



Obrázek 15: Neproporcionální zatížení hřídele [1]

5.2. Kritéria vysokocyklové únavy

Kritéria pro vysokocyklovou únavu, pracují s maximy normálových a smykových napětí.

5.2.1. Uniaxiální kritéria

První kritéria vychází z teorie statické pevnosti, výhodou je, že pro určení takových kritérií je dostačující pouhý statický tahový test. Nejznámější jsou tři tato kritéria: Kritérium maximálního normálového napětí, maximálního smykového napětí a maximálního oktaedrického smykového napětí. [1]

- *Kritérium maximálního normálového napětí*

Toto kritérium nahrazuje multiaxiální stav stavem jednoosým a to tak, že ekvivalentní napětí je rovno maximálnímu hlavnímu napětí. Kritická rovina je rovina s maximálním normálovým napětím. [1]

$$\Delta\sigma_{eq} = \Delta\sigma_1 \tag{5.1}$$

- *Kritérium maximálního smykového napětí*

V tomto případě se jedná o maximální smykové napětí, které je hlavním ukazatelem pro vznik únavového poškození. Vztah pro kritérium je:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} = \frac{\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3}{2} \tag{5.2}$$

- *Kritérium maximálního oktaedrického smykového napětí*

Napětí na oktaedrické rovině je někdy nazývané von Mises. Oktaedrická rovina je rovina, která je nakloněna stejně ke všem osám hlavních napětí. Kritérium je definované jako:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}}[(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (5.3)$$

5.2.2. Findley

Jedná se o první kriterium, ve kterém byla použita metoda kritické roviny. Předpokládá, že trhlina vznikne v rovině, kde je lineární kombinace smykového a normálového napětí maximální v průběhu zatěžovacího cyklu. Vztah můžeme zapsat:

$$\left(\frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n\right)_{max} = f \quad (5.4)$$

Parametry k a f určíme z dvou únavových testů. Findley popsal svoje kritérium pro různá zatížení a jejich kombinaci, dokonce i pro časovanou životnost. [1]

5.2.3. McDiarmid

Podle McDiarmida je důležitým parametrem ve vysokocyklové únavě maximální smykové napětí a normálové napětí v kritické rovině. Navrhnul proto kritérium:

$$\frac{\Delta\tau_{max}}{2t_{A,B}} + \frac{\sigma_{n,max}}{2\sigma_{uts}} = 1 \quad (5.5)$$

$\triangle\tau_{max}/2$ je amplituda smykového napětí v kritické rovině, $\sigma_{n,max}$ je maximální normálové napětí ve stejné rovině, $t_{A,B}$ je smyková únavová pevnost a σ_{uts} je mez pevnosti v tahu. [1]

5.2.4. Dang Van

Toto kritérium, přistupuje k únavě z jejího mikroskopického pohledu a formuluje svoje kritérium na základě fyzikální podstaty únavy. Únavový lom vzniká ve vhodných skluzových rovinách zrn. Proto se zaměřuje na mikroskopická napětí a deformace, která jsou odlišná od makroskopických. Vztah pro kritérium je definovaný následovně:

$$\tau(t) + a\sigma_h(t) = b \tag{5.6}$$

Kde τ (t) je mikroskopické smykové napětí a σ_h (t) mikroskopické hydrostatické napětí. Konstanty *a* a *b* jsou získány z únavových jednoosých měření. Mikroskopické smykové napětí je spočítáno z mikroskopických hlavních napětí použitých v Trescově teorii maximálních smykových napětí. [1]

5.2.5. Sines

Smykové napětí v oktaedrické rovině je hlavním kritériem v Sinesově kritériu, ale také zjistil, že střední hydrostatické napětí ovlivňuje únavový život a proto formuloval vztah:

$$\frac{\Delta\tau_{oct}}{2} + \alpha(3\sigma_h) = \beta \tag{5.7}$$

Kde α a β jsou materiálové konstanty. [1]

5.3. Deformační kritéria

Modely pro deformační kritéria jsou navrhovány pro nízkocyklovou únavu, proto pracují jak s deformací, tak i s kombinací deformace a napětí.

5.3.1. Uniaxiální kritéria

Stejně tak jako u napěťových kritérií existují uniaxiální deformační kritéria, která byla aplikována na cyklické zatížení.

- Kritérium maximální normálové deformace

Kritickou rovinou pro toto kritérium bude rovina s maximálním rozkmitem normálové deformace. Toto kritérium vytváří ekvivalentní deformaci, která se rovná rozkmitu hlavní deformace. [1]

Vztah je možné zapsat:

$$\Delta\varepsilon_{eq} = \Delta\varepsilon_1 \tag{5.8}$$

- Kritérium maximální smykové deformace

Rovina s maximální hodnotou smykové deformace je kritická rovina a vztah je zapsán:

$$\frac{\Delta\gamma_{eq}}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_1 - \Delta\varepsilon_3}{2} \tag{5.9}$$

- Kritérium maximální oktaedrické smykové deformace

Smyková deformace a její maximální amplituda v oktaedrické rovině je základem pro kritérium:

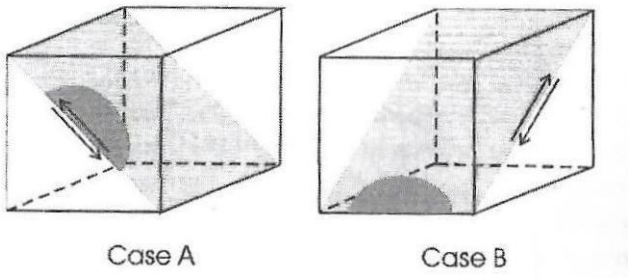
$$\Delta\varepsilon_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\nu)}[(\Delta\varepsilon_1 - \Delta\varepsilon_2)^2 + (\Delta\varepsilon_2 - \Delta\varepsilon_3)^2 + (\Delta\varepsilon_3 - \Delta\varepsilon_1)^2]^{\frac{1}{2}} \tag{5.10}$$

5.3.2. Brown a Miller

Kritickou rovinou je rovina s maximální smykovou deformací a kritérium popisuje vztah mezi smykovou i normálovou složkou deformace v této rovině. Došli také k závěru, že smyková složka iniciuje trhlinu a normálová ovlivňuje její růst. Avšak definovali dva různé vztahy podle typu porušení, jak můžeme vidět na obr. 16. [1]

Typ A:
$$\left(\frac{\Delta\gamma}{g}\right)^j + \left(\frac{\varepsilon_n}{h}\right)^j = 1 \tag{5.11}$$

Typ B:
$$\frac{\Delta\gamma}{2} = konstant \tag{5.11}$$



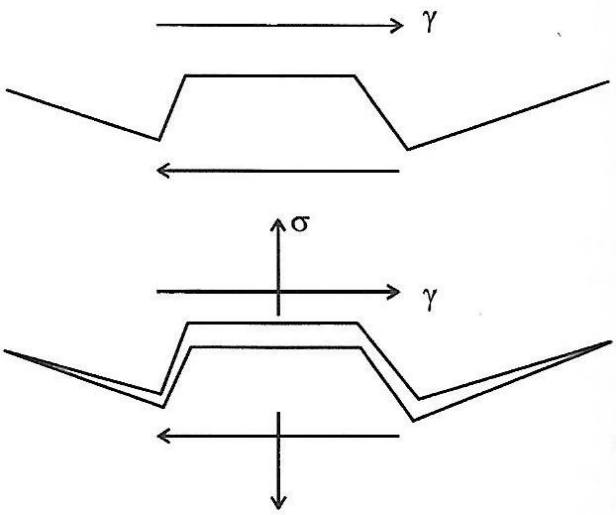
Obrázek 16: Případy šíření trhliny [1]

Pro j, které nabývá hodnot 1 v případě křehkých materiálů a 2 v případě houževnatých, g a h jsou materiálové konstanty.

5.3.3. Fatemi a Socie

Navázali na práci Browna a Millera a navrhli, že by normálovou deformaci nahradili normálovým napětím. Domnívají se, že tahová napětí a deformace oddělují povrchy trhliny a snižují třecí síly. Kritická rovina je rovina s maximální smykovou deformací. Na obr. 17 můžeme vidět schéma chování trhliny. Kritérium můžeme zapsat:

$$\frac{\Delta\gamma}{2}\left(1+k\frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y}\right)=\frac{\tau'_f}{G}\left(2N_f\right)^{b\gamma}+\gamma'_f\left(2N_f\right)^{c\gamma} \tag{5.12}$$



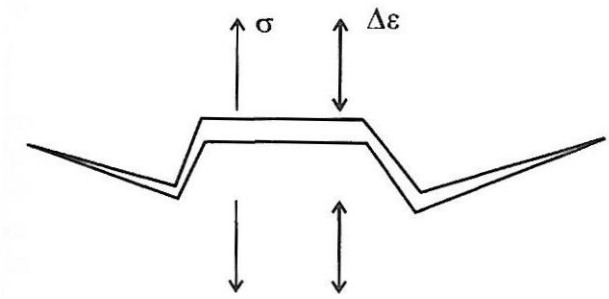
Obrázek 17: Trhlina Fatemi a Socie model

Toto kritérium může být použité i pro neproporcionální zatížení. [1]

5.3.4. Smith, Watson a Topper

Na rozdíl od předchozích deformačních kritérií, u kterých byla dominantní smyková deformace, toto kritérium říká, že životnost je řízená hlavním napětím a deformací a kritická rovina je rovina kolmá na hlavní deformaci, jak můžeme vidět na obr. 18. Tzv. SWT parametr je součin amplitudy normálové deformace $\triangle\varepsilon_1/2$ v kritické rovině a maxima hlavního napětí $\sigma_{n,max}$. [1]

$$\sigma_{n,max}\frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma'^2_f}{E}\left(2N_f\right)^{2b} + \sigma'_f\varepsilon'_f\left(2N_f\right)^{b+c} \tag{5.13}$$



Obrázek 18: Růst trhliny [1]

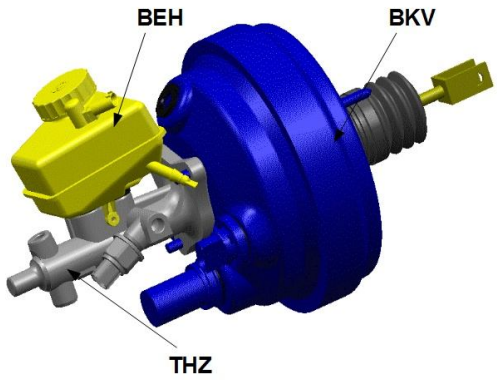
6. Podtlakový brzdový posilovač

V hydraulickém brzdovém systému osobního automobilu naroste při brzdění tlak až k několika stovkám barů, tento tlak je dnes stále vytvářen v hlavním brzdovém tandemovém válci. Síla, kterou řidič vytváří na brzdovém válci je zvětšena pomocí pákového převodu pedálu, ale největší posílení brzdné síly přivedené na píst hlavního brzdového válce vytvoří podtlakový brzdový posilovač.

Podtlakový brzdový posilovač se skládá z 3 hlavních částí, jak můžeme vidět na obr. 19. Hlavní částí je podtlaková část BKV (Bremskraftverstäker), jehož funkcí se budu zabývat v následujících kapitolách. Další část je hlavní tandemový brzdový válec THZ (Tandem Hauptcylinder) a poslední je nádržka na brzdovou kapalinu BEH (Behälter). [19]

Hlavní podtlaková část (BKV) se skládá z několika desítek dílů, od kolíků, pružin, těsnění až po plechové díly, několik základních dílů můžeme vidět na obr. 20. Tato část má však určitá konstrukční provedení, základním rozdělením je na tzv. single a tandem, kde single je jen dvoukomorový (Vakuová komora a Pracovní

komora – viz obrázek 20) a tandem čtyřkomorový. Existuje i další méně významné rozdíly z hlediska konstrukce, ale pro účel této práce není potřeba se jimi zabývat.



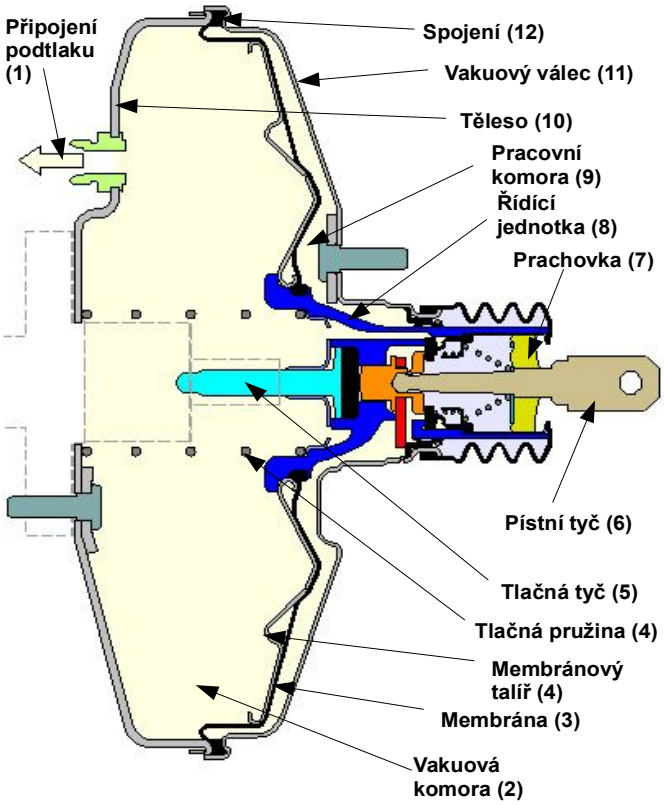
Obrázek 19: Podtlakový brzdový posilovač [10]

6.1. Pracovní cyklus

Pro ukázání základního pracovního cyklu posilovače bude stačit pracovat pouze s podtlakovou částí. Základní popis funkce a dílů si ukážeme na posilovači typu single, který má jen dvě komory, oproti tandemovému typu je v podstatě konstrukčně velmi podobný, který má však komory čtyři (typ single dvakrát sériově za sebou). Jak již bylo zmíněno, komory jsou dvě, pracovní a vakuová komora, tyto dvě komory jsou od sebe vzduchotěsně odděleny membránou, která je vypodložena membránovým talířem. Membrána i membránový talíř jsou pevně uchyceny v řídící jednotce, která je hlavní částí řízení posilovače a jedná se o pohyblivou část. Oddělení komor od vnějšího prostředí zajišťují dva plechové díly, jsou to Vakuový válec a Těleso, které také tvoří základní vzhled posilovače. Tyto díly jsou po obvodu spojeny a také jsou společně propojeny hlavními kolíky, které pro jednoduchost na obr. 20 znázorněny nejsou. Tyto (obvykle) dva kolíky tvoří hlavní nosný rám posilovače a propojují podtlakovou část s hlavním brzdovým válcem a připojují celý produkt k tzv. firewallu (stěna mezi řidičem a motorovým prostorem).

Základním principem posilovacího efektu je rozdíl tlaků komor, kde do pracovní komory je nasáván atmosférický tlak a ve vakuové komoře je vytvořen podtlak odsáváním, které je připojeno k sacímu potrubí spalovacího motoru. Při dnešních technických trendech není zdroj vakua vždy sací potrubí a proto je čím dál

častěji využívána další jednotka tzv. vakuová pumpa, která nahrazuje sání a vytváří zdroj vakua pro vakuovou komoru.



Obrázek 20: Základní díly podtlakové části [19]

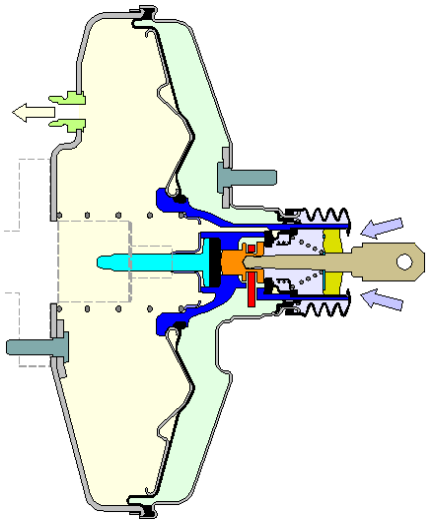
V místě připojení podtlaku je neustále odsáván vzduch a hodnota podtlaku v průběhu pracovního cyklu v této komoře je v podstatě neměnná. Zato v Pracovní komoře se hodnota tlaku mění a podle hodnoty tlaku v této komoře rozlišujeme 3 stavy = pracovní pozice posilovače. Jedná se o klidovou polohu, částečné brzdění a plné brzdění.

Klidová poloha je stav, při kterém je v obou komorách stejná hodnota tlaku a v tomto případě budeme mluvit o vakuu (nejedná se o úplné vakuum, ale velice nízký absolutní tlak) tj. z obou komor je odsávaný vzduch. Tím pádem na membránu a membránový talíř nepůsobí žádný rozdíl tlaku a žádná posilovací síla není tvořena. Tento stav je vždy, pokud nebrzdíme a máme nastartovaný motor.

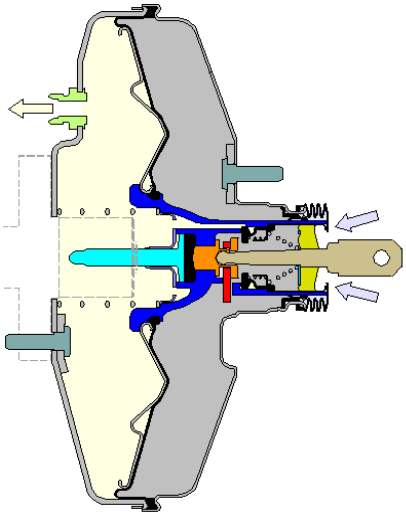
Částečné brzdění je stav, kdy působíme na brzdový pedál určitou silou a řídící jednotka se posune ze své výchozí pozice a otevře přístup atmosférického vzduchu do pracovní komory a zároveň uzavře propojení obou komor, tím pádem

se začíná vytvářet rozdíl tlaku v komorách a posilovač začíná plnit svoji funkci. V této pracovní pozici se nachází posilovač při většině brzdění. Nedochází k úplnému nárůstu tlaku na hodnotu atmosférického tlaku, a proto se nazývá tzv. částečným brzděním. Tento stav je ukázán na obr. 21a.

Plné brzdění (obr. 21b) nastává, pokud se hodnoty tlaku při částečném brzdění ustálí na max. podtlaku ve Vakuové komoře a atmosférickém tlaku v Pracovní komoře, pak posilovač vytváří největší posilovací sílu a řídící jednotka se posouvá do své krajní polohy. Tento stav nastává ve velice málo případech brzdění.



Obrázek 21a: Částečné brzdění [10]



Obrázek 21b: Plné brzdění [10]

6.2. Řešené díly

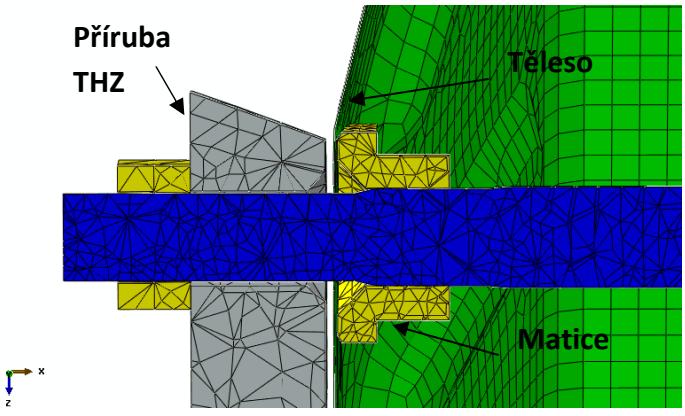
Z hlediska cyklického zatížení můžeme mluvit o několika dílech podtlakové části, ale nejvíce jsou řešené v této oblasti dva plechové díly Vakuový válec a Těleso. V průběhu pracovního cyklu tyto dva díly na sebe vzájemně působí a ovlivňují se. Nevýhodou pro cyklickou únavu je také fakt, že v některých místech jsou pevně uchyceny, nebo podepřeny tužšími prvky. Další důležitou informací je, že se jedná o hluboko-tažné plechy s relativně nízkou mezí kluzu, jak uvidíme v následujících kapitolách.

6.2.1. Vakuový Válec

Jedná se o kruhový hluboce tažený plechový díl, který je spojen s Tělesem na svém největším obvodu, Tento spoj je vytvořený pomocí deformace výběžků jednoho dílu. Vakuový válec se nachází na straně Vakuové komory, ve které je časově proměnlivý tlak. V klidovém stavu je ve Vakuové komoře vakuum a na vnější straně je atmosférický tlak, tím pádem je díl zatížen silou působící ve směru do středu posilovače, kdybychom začali brzdit, hodnota rozdílu tlaku mezi vnitřní a vnější stranou Vakuového válce se snižuje, až se v případě plného brzdění vyrovná a na plechový díl nepůsobí žádná tlaková síla. Přesto ve stavu plného brzdění působí na Vakuový válec síla od Tělesa. Tyto dvě změny působení sil způsobí, že na některých místech dochází k střídavému ohybu.

6.2.2. Těleso

Těleso je také kruhový a hluboce tažený díl, na který je upevněný přes kolíky hlavní brzdový válec a Těleso je pevně uchyceno mezi maticí a přírubou hlavního brzdového válce (viz obrázek 22). Na Těleso však v klidové poloze, částečném brzdění i plném brzdění působí stále stejná síla vytvořená rozdílem tlaku na vnitřní a vnější straně plechu. Jen v případě částečného a plného brzdění dochází k poklesu protisíly na Vakuovém válci a Těleso po svém obvodu plně tlačí na Vakuový válec a může se pohybovat ve směru působící tlakové síly. Proto v některých oblastech tohoto dílu dochází spíše k míjivému ohybu než k střídavému.



Obrázek 22: Uchycení Tělesa

7. Cíle práce

V této práci se zaměřuji na studium chování plechových dílů posilovače při cyklickém zatěžování. Na základě tohoto studia je stanovena oblast, kde je provedená podrobnější analýza namáhání. Následně je pro tuto oblast proveden únavový výpočet.

Cíle práce jsou:

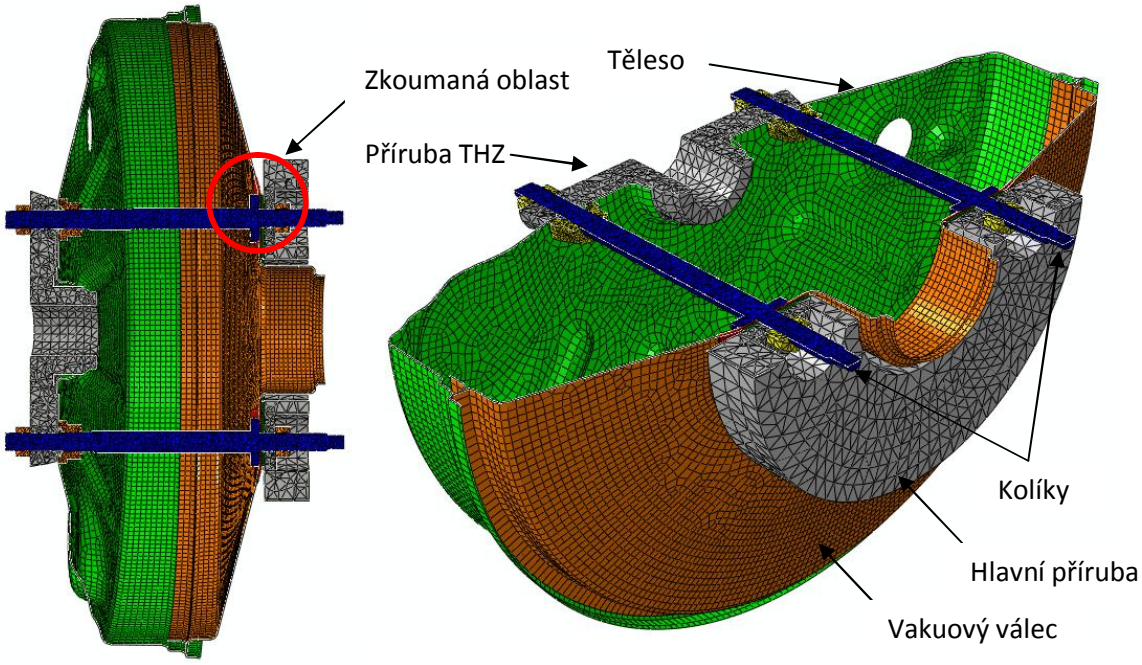
- Zjednodušení konstrukčního modelu a vytvoření MKP modelu podtlakového brzdového posilovače
- Vhodnou volbou výpočetních kroků simulovat pracovní cyklus podtlakového brzdového posilovače
- Na základě analýzy napěťo-deformační odezvy tenkostěnných dílů v průběhu pracovních cyklů definovat kritickou oblast z pohledu únavové životnosti.
- Aplikovat vhodné únavové kritérium pro výpočet únavové životnosti v kritické oblasti
- Výsledky porovnat s experimentem a diskutovat vliv vybraných parametrů MKP modelu na vypočtenou životnost

Praktická část:

8. MKP model brzdového posilovače

Jak je zmíněné v kapitole 6, posilovač se skládá z několika desítek dílů. V této práci se zabývám analýzou namáhání a výpočtem životnosti plechových dílů podtlakového posilovače, proto pro numerický model bude dostačující vytvoření základního torza, zjednodušení a simulace stavů, které odpovídají vybraným pracovním cyklům posilovače.

MKP model se skládá z 13 dílů, kde jsou dva hlavní průchozí kolíky, 6 matic, hlavní příruba, příruba THZ-tu, těsnění a Vakuový válec s Tělesem. Poloviční řez můžete vidět na obr. 23.



Obrázek 23: Řez MKP modelem posilovače

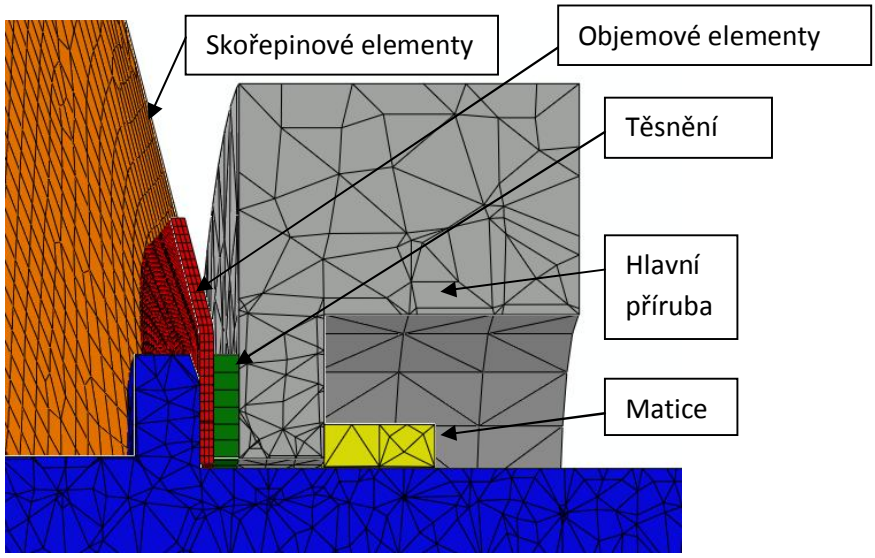
Model zjednodušíme na základě znalosti kritického místa, ve kterém při dlouhodobých testech dochází nejčastěji k porušení a vzniku trhliny. Z toho důvodu bude pozornost zaměřena na Vakuový válec, pro který je v tzv. kritické oblasti modelován detailně. Jelikož se jedná o plechový díl, bude tento díl modelován skořepinovými prvky s relativně velkými prvky. V kritické oblasti je vytvořena zjemněná objemová síť, která má po tloušťce definované 3 elementy. Plechové díly mají definované elastoplastické chování materiálu, ostatní díly se chovají pouze

elasticky. V následující tabulce můžeme vidět typy použitých elementů pro jednotlivé díly.

Tabulka 1: Použité elementy

Číslo	Díl	Použité elementy
1	Matice	**C3D6**
2	Hlavní příruba	**C3D6**
3	Kolíky	**C3D6**
4	Příruba THZ-tu	**C3D6**
5	Těsnění	**GK3D8**
6	Těleso	**S4, S3R**
7	Vakuový válec	**S4, S3R, C3D8, C3D20R**

Mezi skořepinovou a objemovou strukturou byla použita vazba Solid-to-Shell. Tato objemová oblast byla definována jak lineárními, tak kvadratickými elementy. Analýza a porovnání těchto dvou přístupů bude řešena v následujících kapitolách. Na obrázku 23 je vyznačený výřez kritické oblasti, který můžeme v detailu vidět na obr. 24.



Obrázek 24: Výřez v zjemněné oblasti

9. Vstupní data

Vstupními daty pro MKP výpočet jsou materiálová data. Pro výpočet zatěžovacího cyklu posilovače je pro plechové díly definované elastoplastické chování materiálu – elastoplastický model materiálu. Pro výpočet životnosti je nutná křivka vhodného parametru v závislosti na počtu cyklů - Mansonova – Coffinova křivka.

9.1. Elastoplastický model materiálu

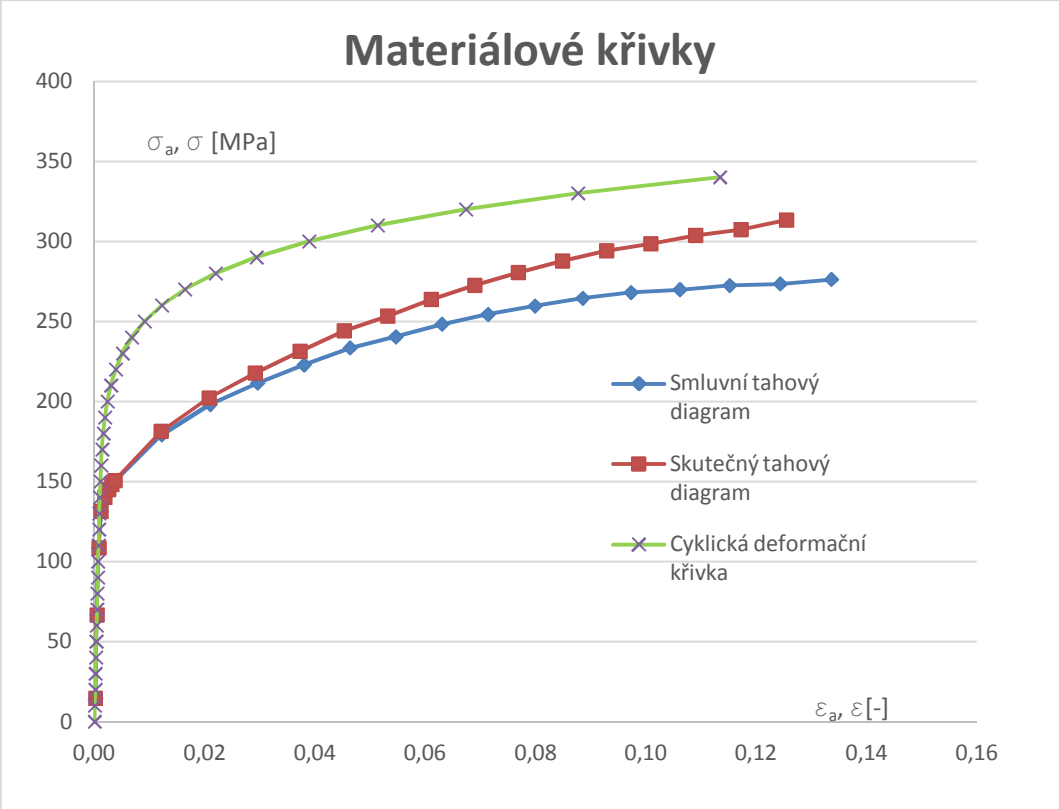
Ekvivalentem pro statickou křivku v případě statického zatížení je při cyklickém zatížení cyklická deformační křivka. Charakterizuje ustálené cyklické chování materiálu a proto je nejvhodnější pro únavovou analýzu. Cyklická deformační křivka udává vzájemnou závislost mezi amplitudou napětí σ_a a amplitudou deformace ε_a. Použiji materiál, který nazvu ocel A a vyneseme si pro něj tahovou křivku i cyklickou deformační křivku. Hodnoty v tabulce 2 byly stanoveny měřením.

Tabulka 2: Parametry pro Ocel A

Ocel A		
Parametr	**Hodnota**	**Jednotka**
Youngův modul **E**	150	GPa
Mez kluzu $\mathbf{R_{p0,2}}$	150	MPa
Mez pevnosti $\mathbf{R_m}$	292	MPa
Součinitel cyklického zpevnění **K´**	436,5	MPa
Exponent cyklického zpevnění **n´**	0,1137	(-)

Pro přepočítání a následné vynesení skutečného tahového diagramu byly použité rovnice (2.1) a (2.2). Pro výpočty v MKP softwarech je nezbytné použít skutečné tahové napětí. Tyto křivky jsou obvykle zadávány jako závislost napětí na hodnotě plastické deformace, kterou je nutné získat např. ze vztahu (2.3). Hodnoty mezi zadanými body tahové křivky jsou pak interpolovány. Pro určení cyklické deformační křivky byl použit Ramberg-Osgoodův vztah (2.6) pro závislost amplitudy napětí na amplitudě celkové deformace. Z vynesených dat na obr. 25 si můžeme

všimnout, že cyklická deformační křivka leží výrazně nad tahovou křivkou, tj. materiál při cyklickém zatížení zpevňuje.



Obrázek 25: Materiálové křivky ocele A

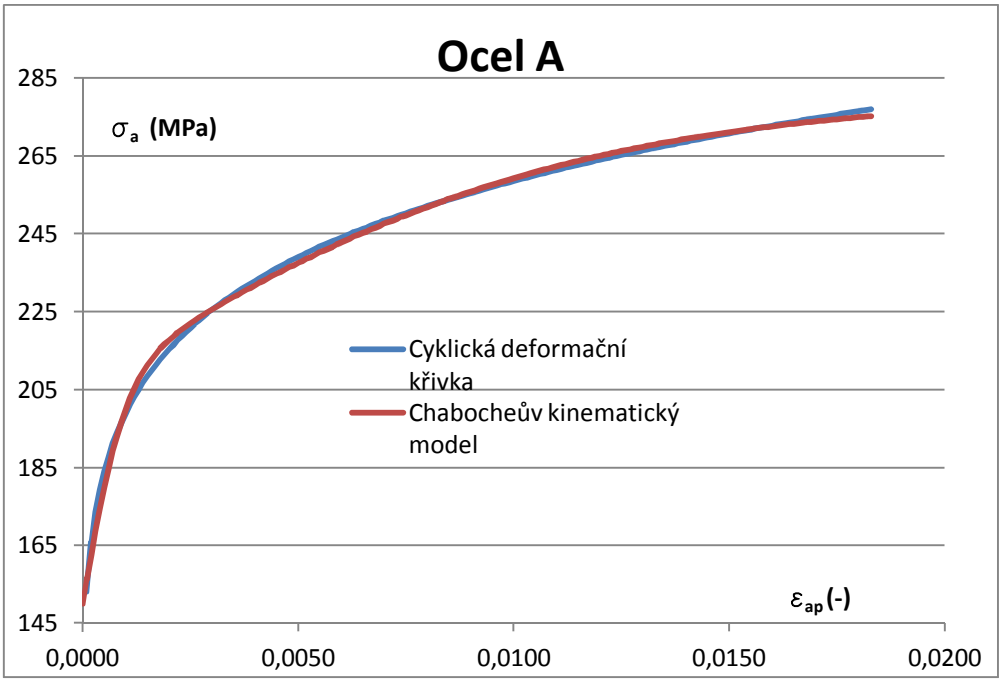
Pro výpočet pracovního cyklu posilovače je již možné zadat cyklickou deformační křivku do softwaru abaqus. Důležité je však také vhodně zvolit model zpevnění. Software abaqus nabízí jak izotropní, tak i kinematické nebo kombinované modely. Materiál před svým ustálením v saturovanou křivku vykazuje chování jak izotopické, tak i kinematické, ale po ustálení je jen kinematické. Proto se doporučuje pro únavové výpočty používat modely kinematického zpevnění. Dobrou volbou je použití Chabocheova modelu plasticity, který vychází z modelu Armstronga – Fredericka, v kombinaci s kinematickým modelem zpevnění. V tabulce 3 vidíme parametry Chabocheova modelu, které byly stanoveny metodou nejmenších čtverců z experimentálně zjištěné cyklické deformační křivky.

$$\boldsymbol{\sigma_a = \sigma_y + \sum_{i=1}^{M} \frac{C_i}{\gamma_i} \tanh(\gamma_i \varepsilon_{ap})} \tag{9.1}$$

Rovnice (9.1) popisuje obecný zápis pro Chabocheův model, u kterého můžeme parametry získat z cyklické deformační křivky. Pro model, který bude použit v následujících výpočtech, jsem volil v rovnici (9.1) M = 2. Na obr. 26 můžeme vidět porovnání cyklické deformační křivky a Chabocheova modelu.

Tabulka 3: Parametry Chabocheova kinematického modelu

Parametr	Hodnota	Jednotka
σ_y	150	MPa
C1	6607,7	MPa
γ_1	89	(-)
C2	57470	MPa
γ_2	1018,1	(-)



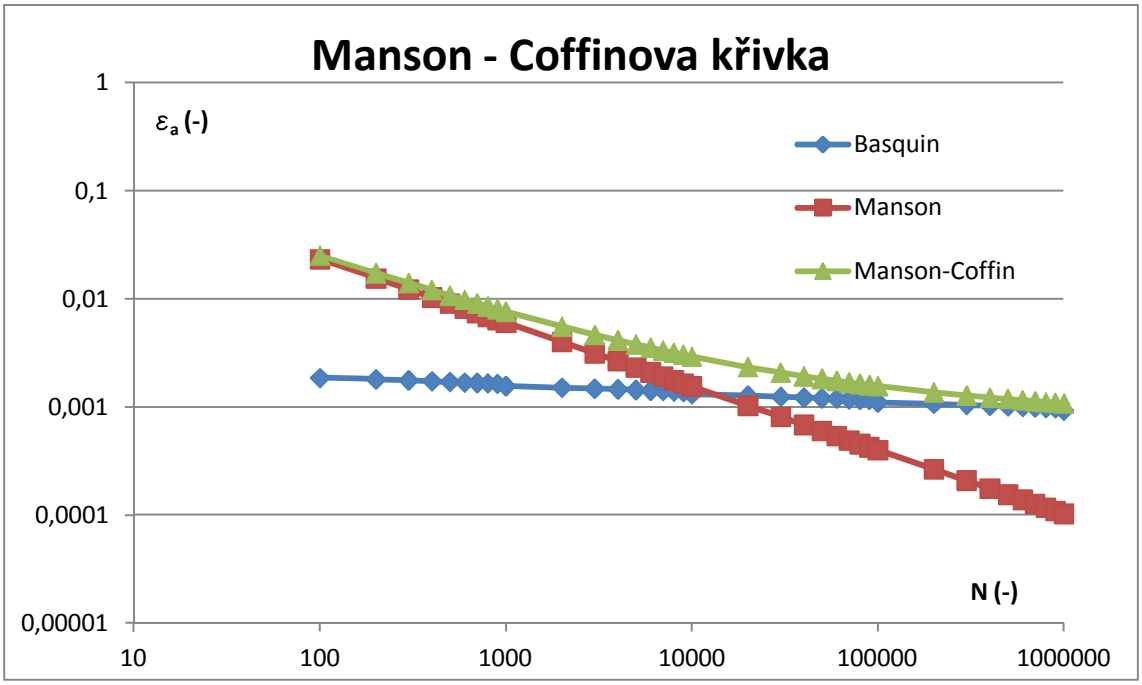
Obrázek 26: Porovnání cyklické deformační křivky a Chabocheova modelu

9.2. Křivka závislosti parametru SWT na počtu cyklů

V oblasti nízkocyklové únavy je nejdůležitější únavová křivka deformace, neboli Manson – Coffinův vztah. Tato křivka je složena ze dvou hlavních částí, jak můžeme vidět na obr. 27. Únavová křivka deformace je popsána vztahem (3.5). Hodnoty parametrů křivky jsou uvedeny v tabulce 4.

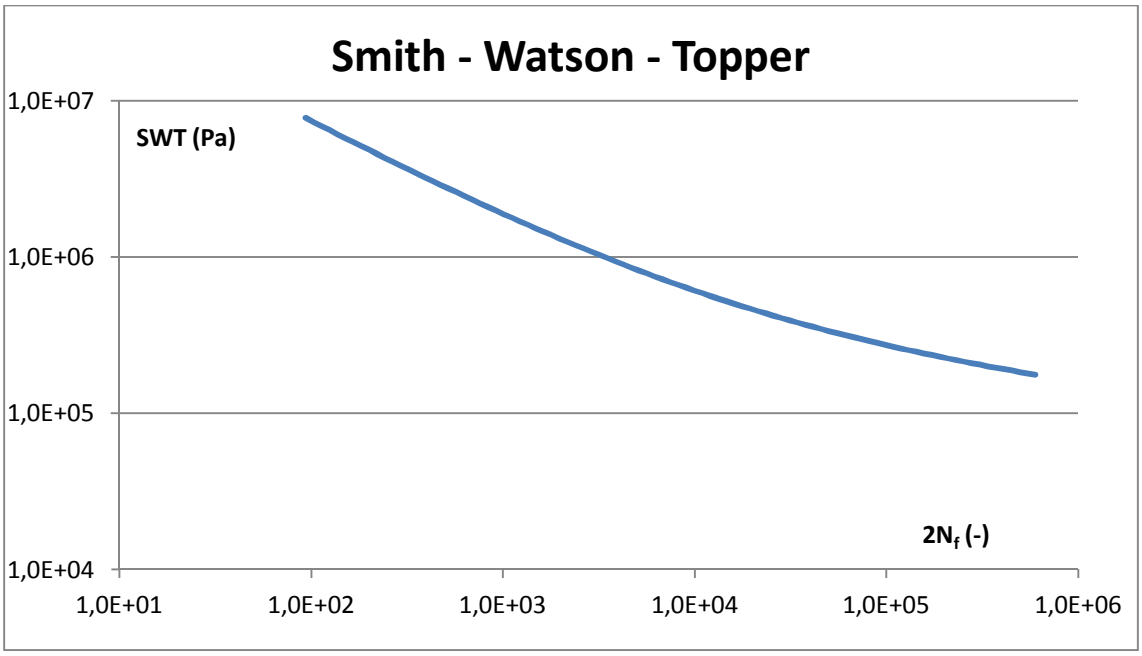
Tabulka 4: Parametry Manson – Coffinovy křivky

Ocel A		
Parametr	**Hodnota**	**Jednotka**
Koeficient únavové pevnosti σ'_f	415,1	MPa
Koeficient únavové pevnosti **b**	-0,0754	(-)
Koeficient únavové tažnosti ε'_f	0,35	(-)
Exponent únavové tažnosti **c**	-0,5886	(-)



Obrázek 27: Manson – Coffinova křivka

Pro výpočet životnosti bude použitý parametr Smith – Watson – Topper vyhodnocený na kritické rovině, který spadá do deformačních kritérií. Podle vztahu 5.13 můžeme vynést křivku závislosti parametru SWT na počtu cyklů do lomu – viz obrázek 28.



Obrázek 28: Parametr Smith – Watson – Topper v závislosti na počtu cyklů

10. Simulace zátěžových testů

Pracovní cyklus posilovače je dán mnoha faktory. Pokud se zaměříme na reálný provoz, tak nejdůležitější jsou styl jízdy řidiče a prostředí, kde je vozidlo provozováno. Styl jízdy ovlivňuje rozsah zatížení a jeho četnost. Prostředí ovlivňuje mimo jiné teplotu a rozsah tlaku.

Zatěžovací test zvolíme za pokojové teploty při max. hodnotě rozdílu tlaku 0,98 bar. Celý rozsah zvolíme, jak je popsáno v kapitole 6.1. Nejen zatížení v průběhu provozování vozidla, ale i jeho montáž ovlivňuje stav, ve kterém je posilovač provozován. Proto vstupním krokem simulace je dotažení dílů k sobě navzájem i uvažování montáže posilovače do motorového prostoru vozidla.

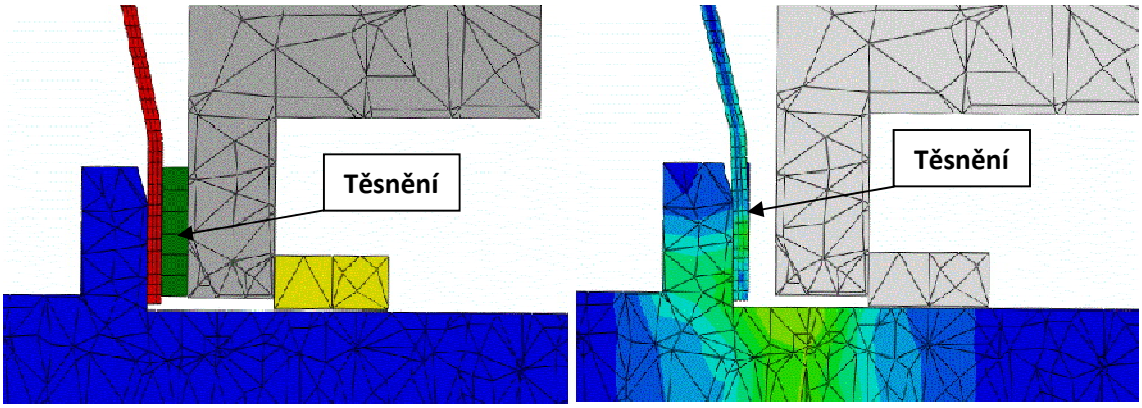
10.1. Definice zatěžovacích stavů

Postup výpočtu je rozdělen na dvě části: Montážní krok (Step) = Dotažení (*Pretension)* a Pracovní cyklus = Klidová poloha (*Release brake)* a Plné brzdění (*Full brake)*.

- **Montážní krok**

Dotažení matic dochází na čtyřech místech, na obou stranách kolíků. Na straně THZ jde o proces, který je součástí výroby posilovače. Na straně hlavní

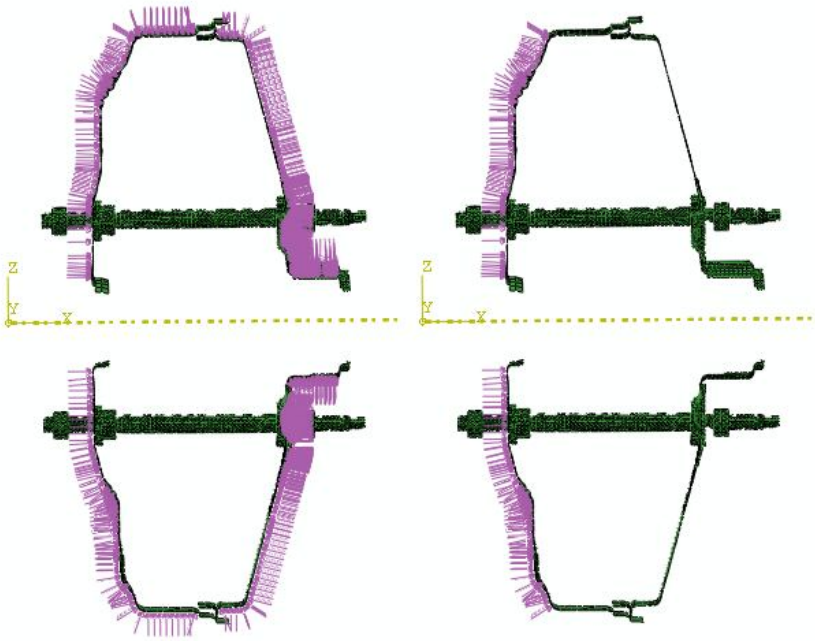
příruby (která nahrazuje firewall – stěnu mezi motorovým prostorem a kabinou řidiče) jde o montážní proces posilovače do motorového prostoru. Na obr. 29 je vidět, jak se dotažení (žluté) matice projeví na těsnění mezi firewallem a (červenou) zjemněnou oblastí Vakuového válce. Toto těsnění ovlivňuje chování plechu v místech mimo dosedací plochy kolíku a matice.



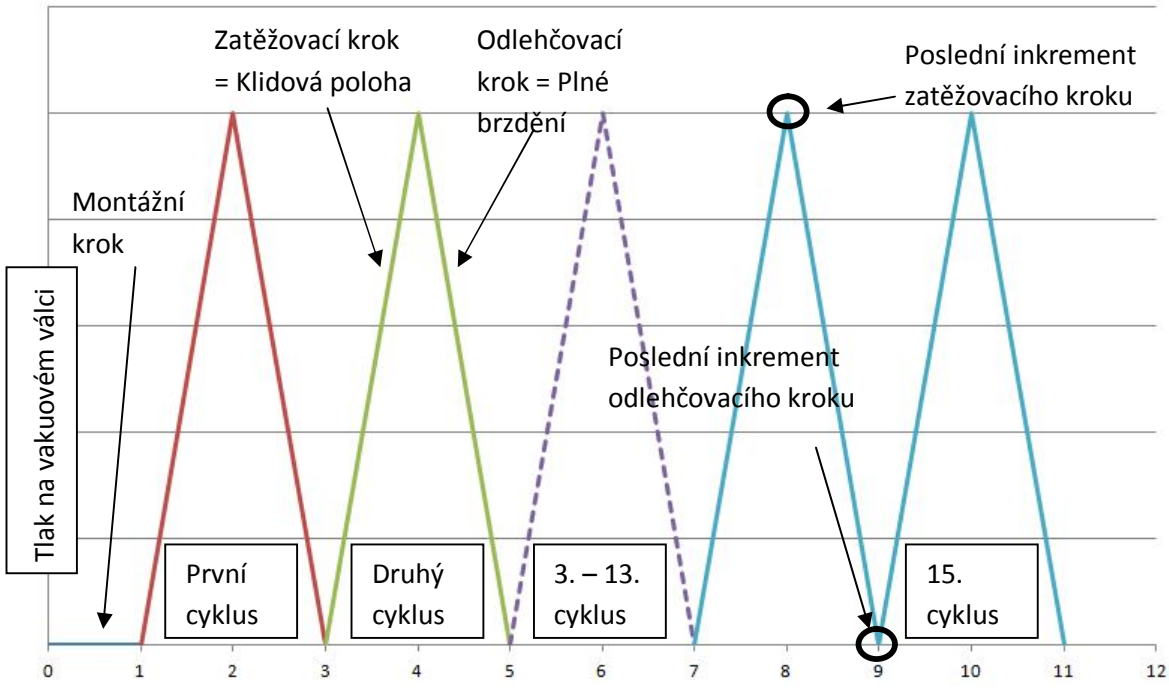
Obrázek 29: Dotažení šroubů a vliv na těsnění

- **Pracovní cyklus**

V pracovním cyklu jde již o funkční provoz. Cyklus začíná klidovou polohou, která nastane při připojení ke zdroji podtlaku. Při brzdění nastávají stavy úměrné rychlosti a síle sešlápnutí. V konečném měřítku je důležitý rozdíl tlaku, který v posilovači nastane. Ve výpočtu budu uvažovat největší (možný) rozdíl tlaku, jak již bylo uvedeno výše. Po ukončení brzdění se posilovač dostává zpět do klidové polohy. Z důvodu zjednodušení je numerický model modelován jako jedna vnitřní komora a uvedené stavy jsou definovány jako tlak působící na plochy vnějších plechových dílů. Na obr. 30 můžeme vidět vlevo situaci v klidové poloze, kde je definovaný tlak po celé vnější ploše posilovače, zato vpravo je stav při plném brzdění.



Obrázek 30: Klidová poloha a plné brzdění



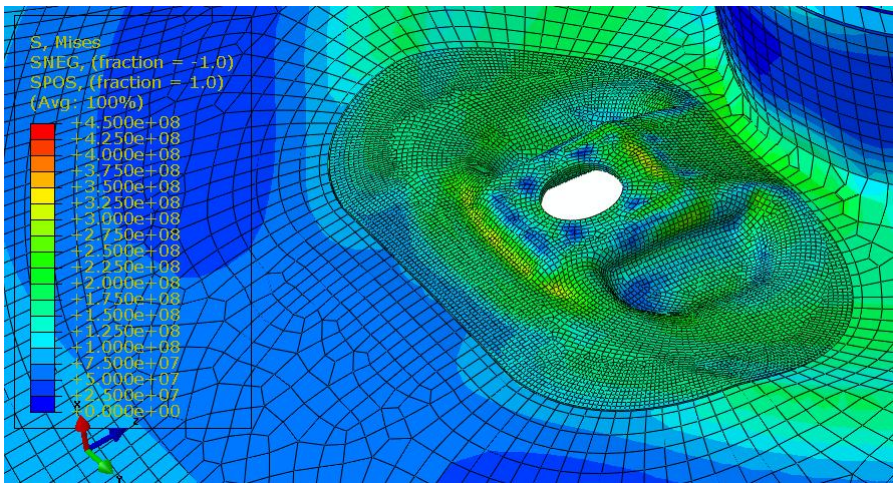
Obrázek 31: Schéma pracovních cyklů

10.2. Rozbor namáhání v kritické oblasti

Důležité je poznamenat, že posilovač je v dlouhodobých testech podroben různým hladinám zatížení, celý zkušební cyklus obsahuje zatížení při různých teplotách a rozdílech tlaků v komorách.

Kritická oblast se nachází v blízkosti pevné podpěry = průchozí kolík: viz obr. 32, kde dochází při montáži ke zpevnění části Vakuového válce, zatímco okolí tohoto spoje je zatíženo míjivým tlakem. Přesto odezva materiálu není míjivá z důvodu chování celé struktury jako celku.

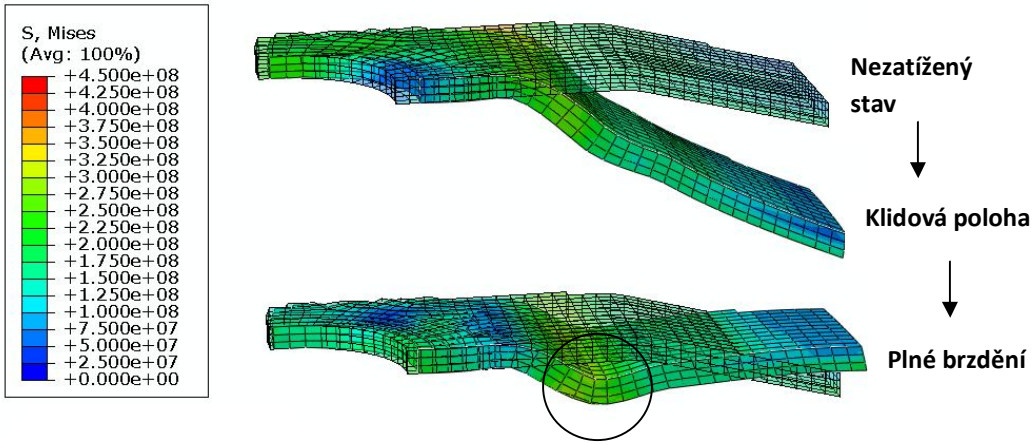
Definice: Zvětšení deformace 10x, Plné zatížení (Full brake)



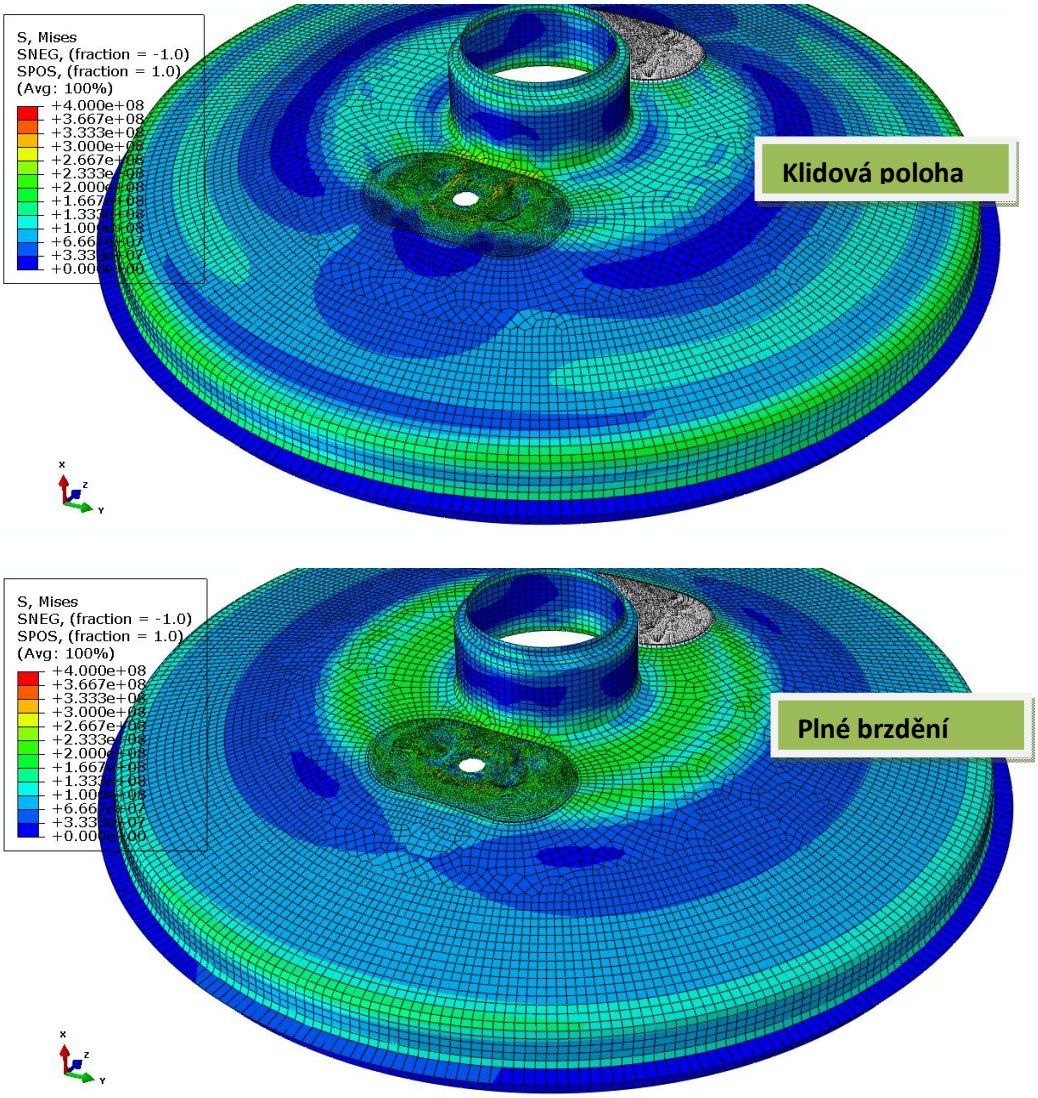
Obrázek 32: Zkoumaná kritická oblast

Pokud vytvořím řez ve směru osy Z (souřadnicový systém – obr. 30 vlevo dole), který prochází otvorem pro kolík, a zobrazím pouze tenkostěnný řez, mohu vidět chování zkoumané oblasti v průběhu pracovního cyklu. Na obr. 33 můžeme vidět stav po 15 cyklech, kde se vytváří oblast, kterou můžeme nazvat plastickým kloubem, ve které dochází k výraznému ohybu.

Definice: Zvětšení deformace 10x, jednotky: Pa



Obrázek 33: Polohy pracovního cyklu v řezech

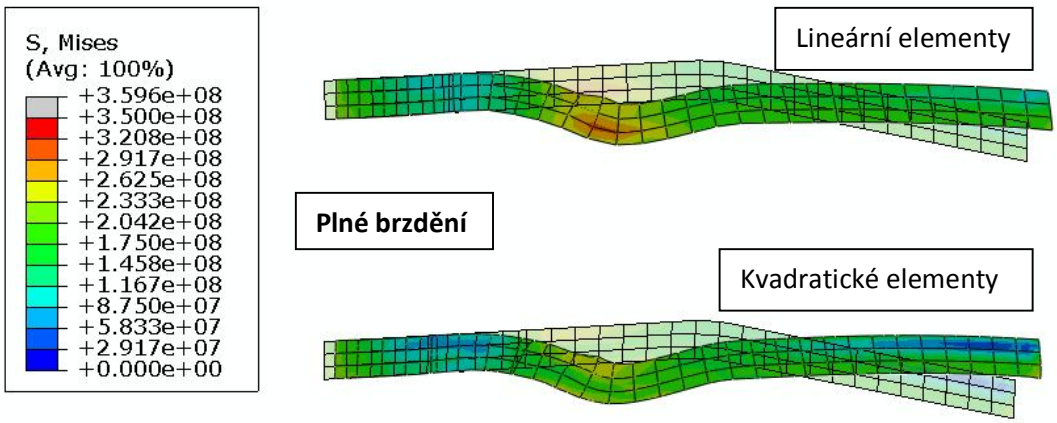


Obrázek 34: Polohy pracovního cyklu pro vakuový válec

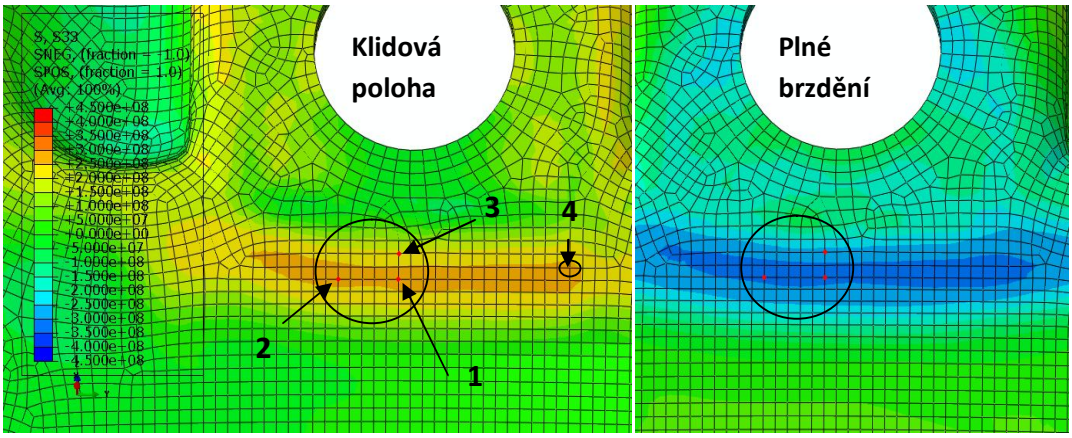
11. Analýza namáhání v kritickém místě

Oblast zkoumání je vymodelována několika přístupy. Základním přístupem bylo vytvoření objemové sítě a to z důvodu skriptu pro výpočet životnosti, který byl naprogramován na objemovou síť. Z důvodu výpočetního času byly použité lineární elementy s plnou integrací, potom byla oblast spočítána na kvadratických elementech s redukovanou integrací a posledním přístupem byl výpočet na kompletní skořepinové struktuře se shodnou velikostí elementů. Z hlediska výpočetního času byl přístup přes skořepinovou strukturu nejrychlejší a celkem shodný s lineárními elementy. Kvadratické elementy zabraly několikanásobně více času. Jak bylo zmíněno dříve a je vidět např. na obr. 42, oblast je převážně namáhána ohybem, je určitě nutné si uvědomit vhodnost použitých elementů. Lineární elementy nejsou vhodné pro ohyb, dochází v nich k několika numerickým problémům, které způsobují zkreslení výsledků. Při ohybu docházelo ke vzniku vyššího napětí pod povrchem, než na povrchu viz obr. 35. Taková struktura namáhaná v ohybu je také tužší. Skořepinová struktura je pro plechové díly nejvhodnější.

V oblasti, kterou ukazuje obr. 36, byly vybrány určité uzly, pro které byly vykresleny závislosti složky tensoru napětí na celkové deformaci. Obrázek také ukazuje stav klidové polohy a plné brzdění po několika předchozích cyklech. Výsledné závislosti a porovnání použitých elementů pro vybrané uzly můžeme vidět na obr. 37 - 41.

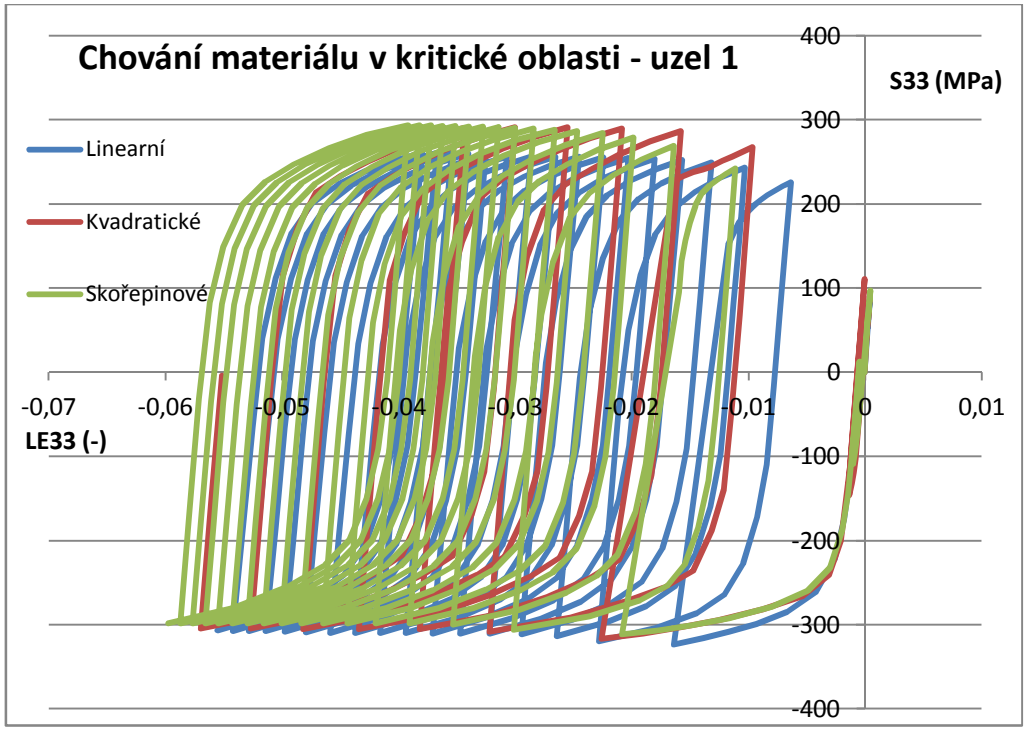


Obrázek 35: Porovnání lineárních a kvadratických elementů v ohybu



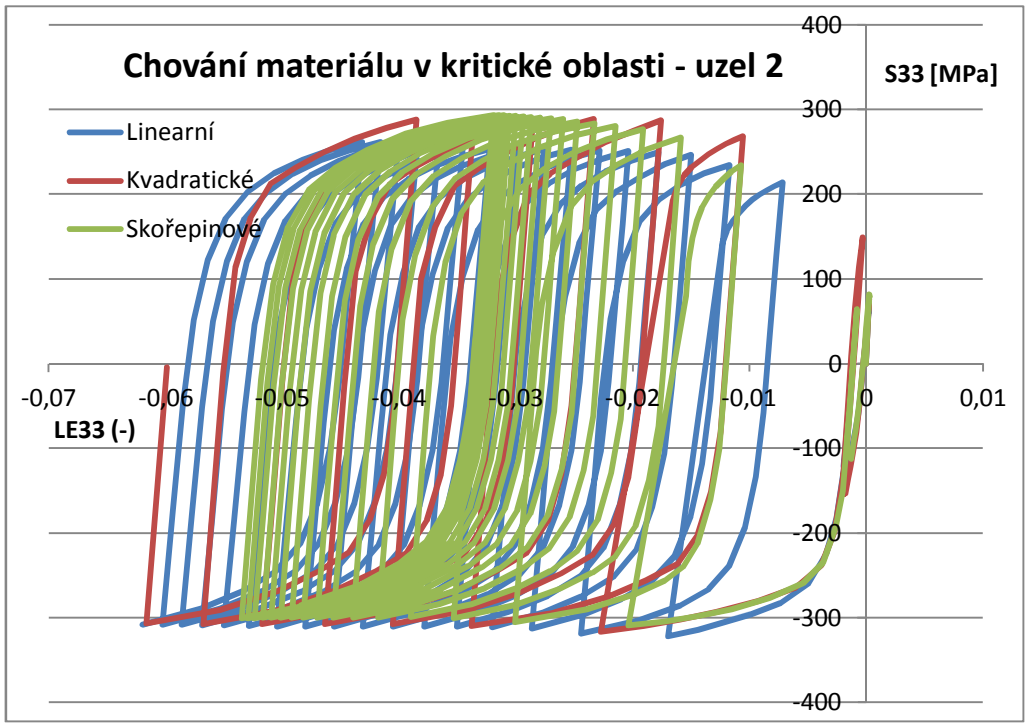
Obrázek 36: Zobrazení nodů ve zkoumané oblasti

Definice: Lineární – 15 cyklů, Kvadratické – 6 cyklů, Skořepinové – 15 cyklů



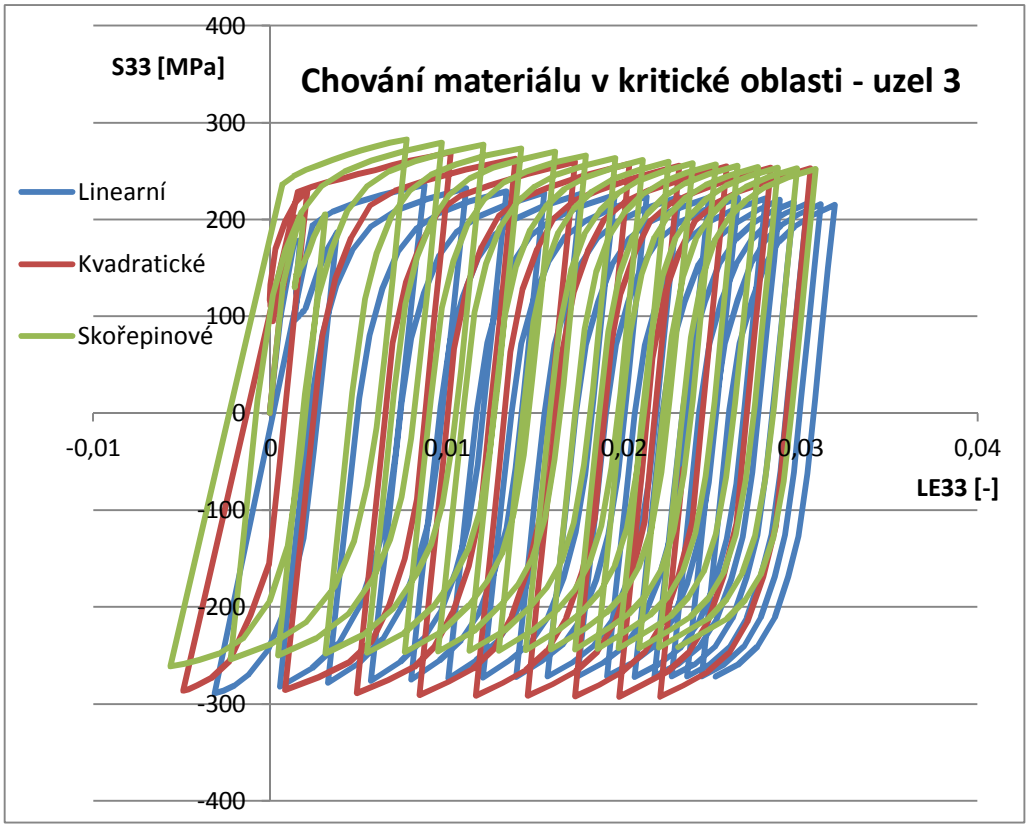
Obrázek 37: Porovnání použitých elementů pro uzel 1

Definice: Lineární – 15 cyklů, Kvadratické – 6 cyklů, Skořepinové – 15 cyklů



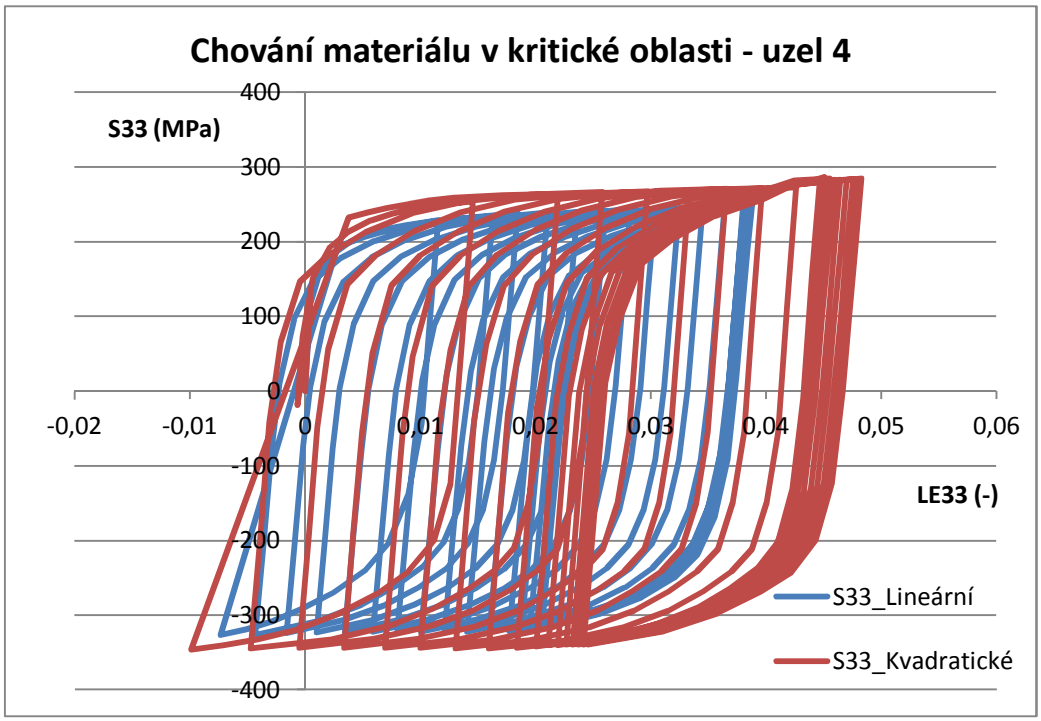
Obrázek 38: Porovnání použitých elementů pro uzel 2

Definice: Lineární – 15 cyklů, Kvadratické – 9 cyklů, Skořepinové – 15 cyklů



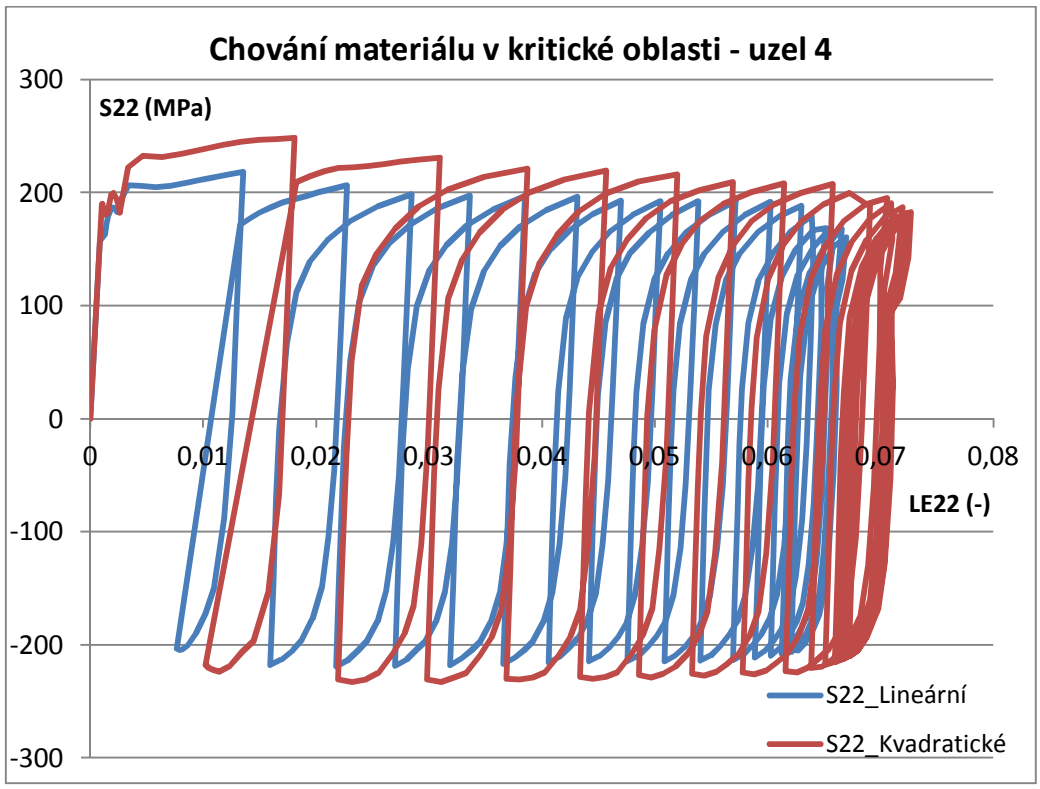
Obrázek 39: Porovnání použitých elementů pro uzel 3

Definice: Lineární – 15 cyklů, Kvadratické – 15 cyklů



Obrázek 40: Porovnání použitých elementů pro uzel 4

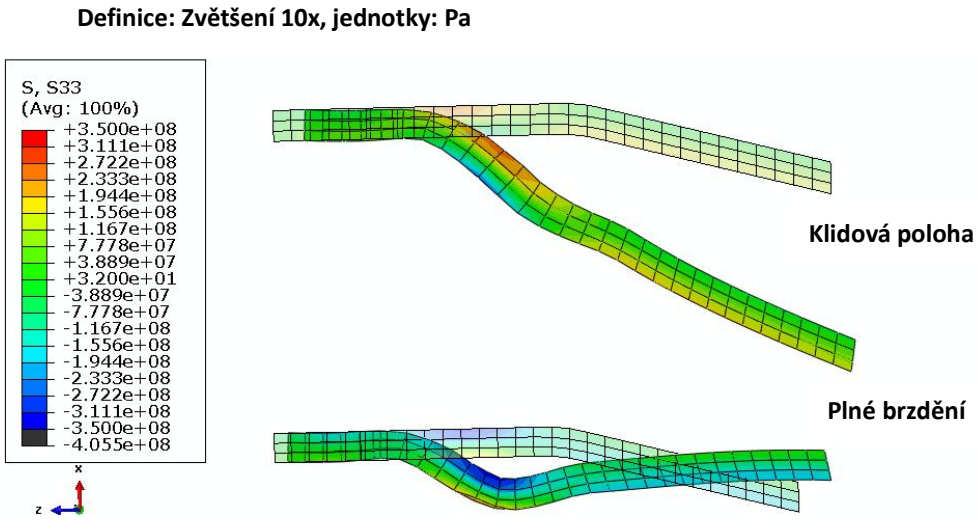
Definice: Lineární – 15 cyklů, Kvadratické – 15 cyklů



Obrázek 41: Porovnání použitých elementů pro uzel 4

Můžeme si povšimnout, že maximální hodnoty napětí jsou v určitém uzlu stejné pro všechny typy elementů, přesto však v tahové oblasti jsou lineární elementy tužší a nedosahují takového napětí a v souladu s tím i deformace. Kvadratické elementy vykazují konstantní nárůst deformace po každém cyklu, ale z hlediska rozkmitu napětí jsou téměř totožné se skořepinovými elementy, které vytváří saturovanou křivku. Pro uzly 1-3 platí, že tahová složka S33 je nejméně o řád vyšší než ostatní. Na obr. 40 a 41 vidíme vykreslení dvou složek S22 a S33 tensoru napětí pro uzel 4. Obě složky jsou velikostně shodné, dosahují hodnoty okolo 200MPa. To znamená, že v oblasti okolo nodu 4 dochází k ohybu ve dvou směrech.

Pokud se více zaměříme na odezvu materiálu na zatěžování tlakem, zjistíme, že z důvodu materiálových nelinearit dochází k neproporcionálnímu chování. V průběhu zatížení se mění směr hlavních napětí a to se významně projeví na životnosti. Obr. 42 nám může lépe přiblížit chování v ohýbané oblasti, kde dochází k střídavému ohybu s nulovou, nebo velmi nízkou hodnotou středního napětí. Hodnota středního napětí je způsobena montážním krokem a vlivem těsnění.

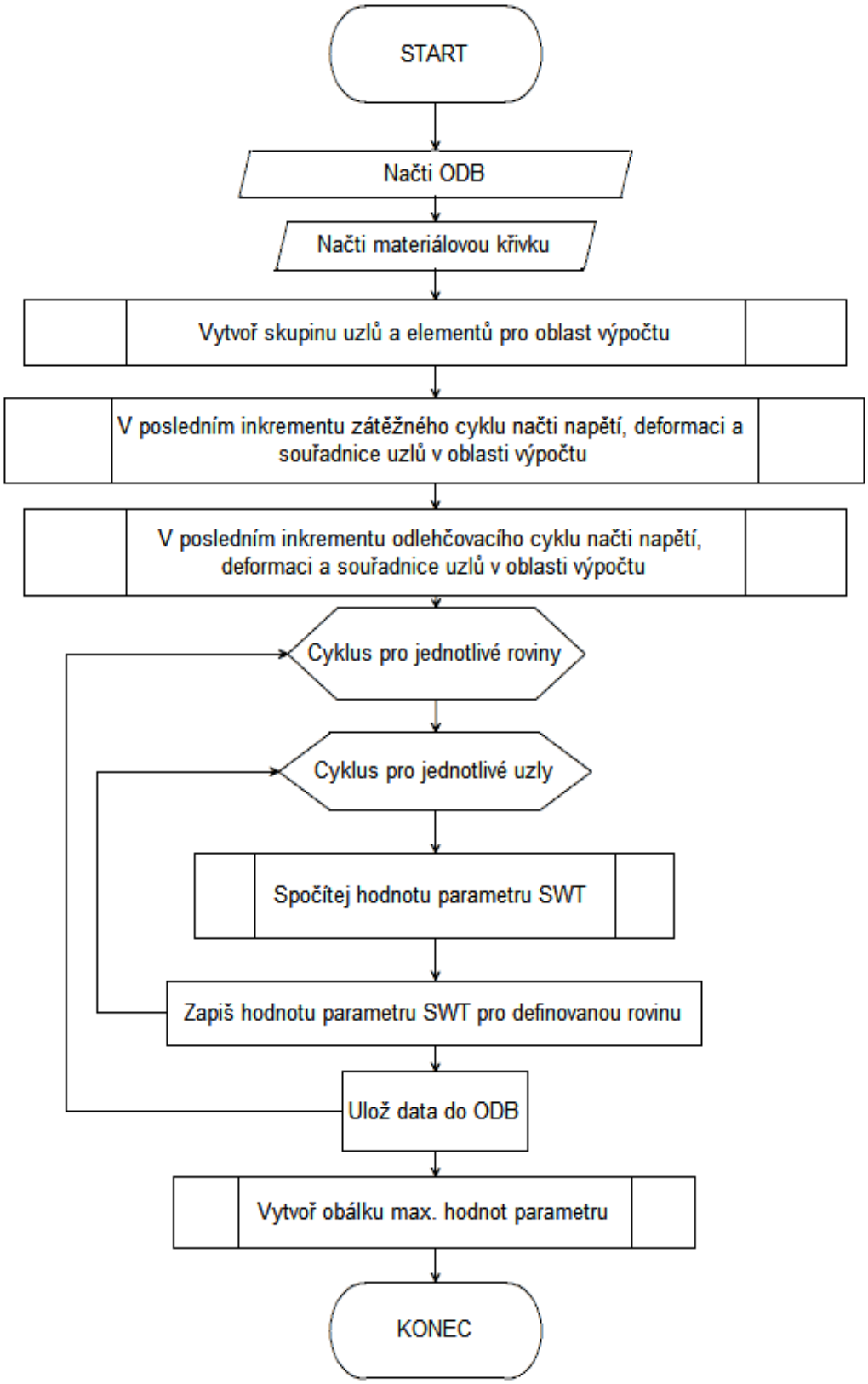


Obrázek 42: Zobrazení ohybového napětí

12. Výpočet životnosti

Pro výpočet životnosti jsem zvolil existující skript, který jsem modifikoval pro výpočet jak na lineárních, tak kvadratických elementech. Tento skript pracuje na základě hledání kritické roviny pro deformační parametr Smith – Watson – Topper.

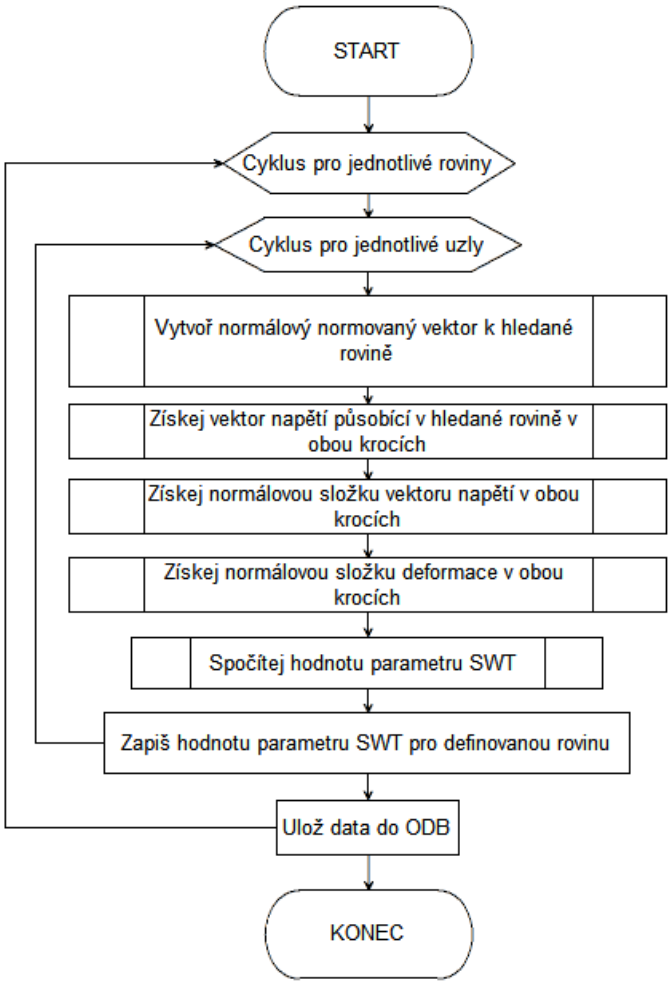
Pro výpočet je nutné nadefinovat, který krok v simulaci je zatěžovací a který odlehčovací, křivku závislosti parametru SWT na počtu cyklů a oblast výpočtu. Zatěžovací krok je klidová poloha a odlehčovací je plné brzdění, tento postup vychází z reálného provozu. Křivka závislosti parametru SWT na počtu cyklů je definovaná body pro jednotlivé počty cyklů a mezihodnoty jsou lineárně interpolovány. Oblast výpočtu je stanovena jako výběr skupiny uzlů a povrchů elementů. V mém výpočtu jsem vybíral vrchní a spodní stranu kritické oblasti a k ní náležící uzly. Skript pracuje s výsledky uložené ve výsledkové databázi softwaru abaqus, ve které je nutné mít pro oblast výpočtu výstupy S (napětí), LE (celková deformace) a souřadnice nodů COORD. Základní diagram skriptu můžeme vidět na obr. 43.



Obrázek 43: Základní diagram výpočtového skriptu

12.1. Postup výpočtu parametru SWT

Základem je výpočet parametru SWT, který je dán vztahem (5.13). Skript vytváří v celém úhlu 360° 20 rovin, pro které hledá max. parametr. Základním vstupem do výpočtu jsou pole napětí a deformace pro zkoumanou oblast a to pro poslední inkrement v zatěžovacím kroku a pro poslední inkrement v odlehčovacím kroku. V numerickém výpočtu je v dané rovině hledáno maximální normálové napětí a rozkmit deformace v pracovním cyklu. Z těchto hodnot se vypočítá velikost parametru SWT v dané rovině a zapíše se, pokud hodnota parametru na některé následující rovině, tuto hodnotu překoná, přepíše se. Tímto postupem získám maximální hodnotu SWT v každém povrchovém elementu. Schematicky je to ukázané na obr. 44.



Obrázek 44: Diagram výpočtu parametru SWT

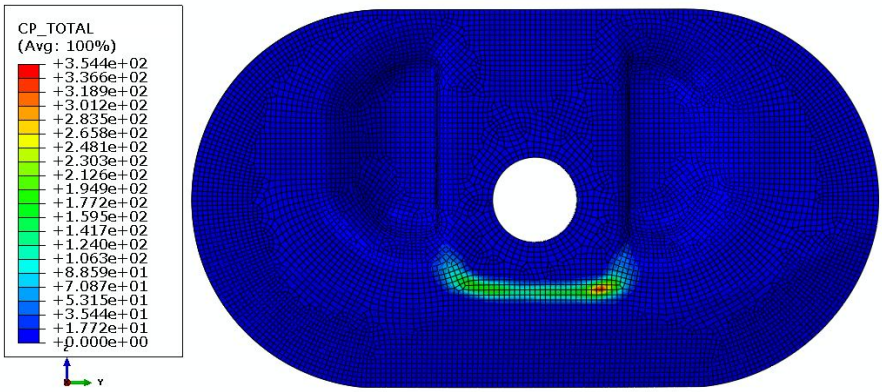
Pro vyhodnocení výsledků skript používá parametr (budeme nazývat $\mathbf{P_f}$), který popisuje poměr mezi požadovanou hodnotou cyklů (např. kolik by díl měl vydržet) a počtem cyklů získané z materiálové křivky na základě vypočítané hodnoty parametru SWT. Pokud $\mathbf{P_f < 1}$ díl má životnost vyšší než je požadovaný počet cyklů, ale pokud $\mathbf{P_f > 1}$ tak dojde k iniciaci trhliny dříve, než dosáhne požadovaného počtu cyklů. Pomocí tohoto parametru porovnám výpočet s lineárními a kvadratickými prvky.

13. Zpracování výsledků a diskuse

Nutno poznamenat, že všechny parametry výpočtu, velikost elementů, struktura a nastavení byly stejné, modely se lišily jen nastavením typu elementů.

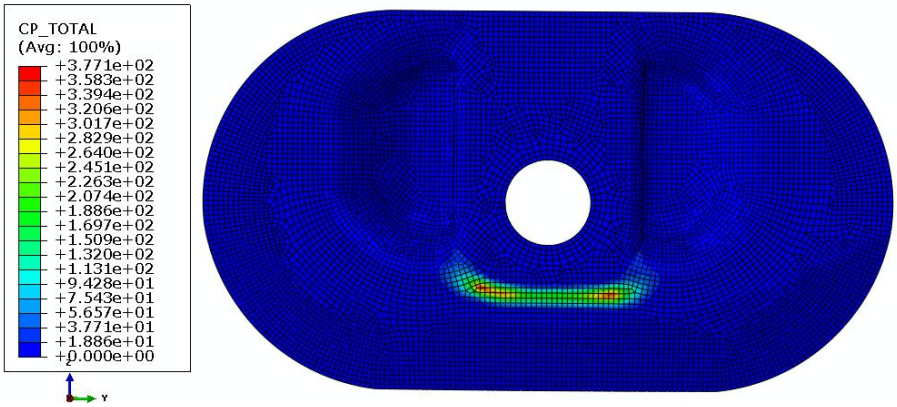
- **Lineární elementy**

  Výsledky pro predikci vzniku trhliny na základě SWT parametru jsou zobrazeny na obr. 45, který vykresluje parametr $\mathbf{P_f}$ jehož max. hodnota je 354. Pokud výsledek porovnáme s obr. 36, zjistíme, že oblast s největším ohybem je také oblastí s nejnižší životností. Z parametru také vidíme, že se jedná jen o malou oblast v celé zjemněné oblasti.



Obrázek 45: Parametr P_f pro lineární elementy

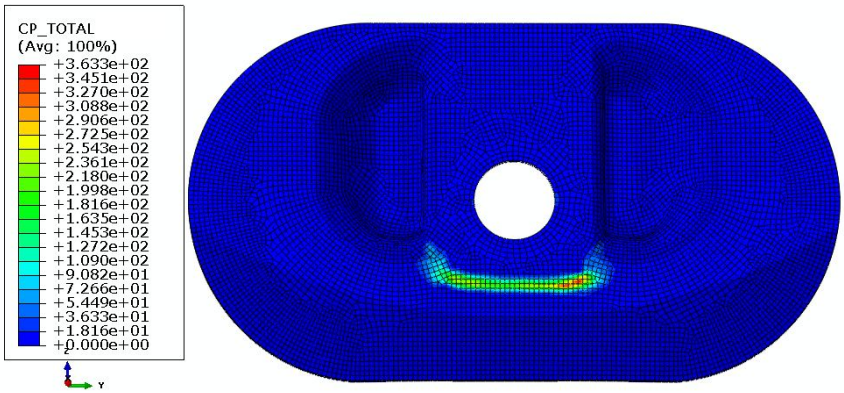
Tento výpočet byl provedený v druhém cyklu, pokud porovnáme výsledky s výpočtem v 15. cyklu (obr. 46), zjistíme, že je oblast ustálená a symetrická, životnost je díky vyššímu parametru (377) nižší, ale po několik cyklů již neměnná. Proto je nutné provézt výpočet až po několika cyklech, kdy se hodnoty napětí a deformací ustálí.



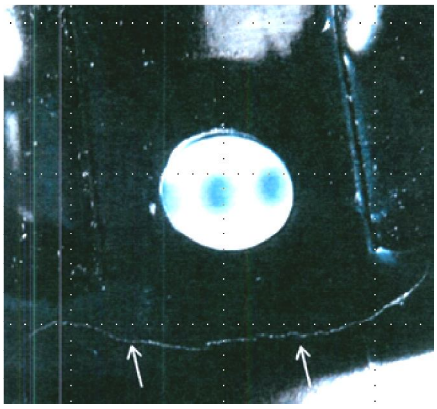
Obrázek 46: Parametr P_f pro lineární elementy

- **Kvadratické elementy**

Z důvodů vyšších napětí a deformací jak bylo ukázáno v kapitole 11, predikují kvadratické elementy nižší životnost než lineární, přesto však po druhém cyklu je parametr hodnoty 363, což je nepatrně vyšší než u lineárních elementů. Na obr. 47 můžeme vidět vykreslený parametr pro kvadratické elementy.



Obrázek 47: Parametr P_f pro kvadratické elementy



Obrázek 48: Porušení vzniklé při reálných testech

Tabulka 5: Max. hodnoty parametru P_f

Typy elementů	Pořadí pracovního cyklu v průběhu zatěžování	Max. hodnota P_f
lineární	2.	354
lineární	15.	377
kvadratické	2.	363

Na základě výše uvedených výsledků by bylo možné říci, že lze zanedbat nesprávné chování lineárních elementů po tloušťce při ohybu. Z Důvodu výpočetního času, který je v případě lineárních elementů několikanásobně kratší než u kvadratických, používat tento únavový výpočet na lineárních prvcích. Pro ustálení deformací a napětí je také vhodné provézt výpočet až po několika cyklech, do jaké míry využít například materiálový model bez modelování cyklického tečení je otázkou. Porovnání predikované oblasti lomu s oblastí z experimentálních zkoušek můžeme provézt na obr. 47 a 48.

Závěr

V této práci jsem se zabýval predikcí životnosti plechových dílů podtlakového brzdového posilovače. Speciálně jsem se zaměřil na oblast, ve které dochází v zkušebních testech k únavovému porušení. V této oblasti dochází k významnému ohybovému namáhání stěny vakuového válce v blízkosti poměrně tuhého uložení v konstrukci vozidla (firewall).

Pro analýzu chování materiálu v kritické oblasti byl vytvořen MKP model brzdového posilovače, který byl zjednodušený na 13 dílů. Kromě plechových dílů a těsnění byly ostatní díly modelovány objemovými lineárními elementy C3D6. Plechové díly byly vymodelovány skořepinovými elementy a kritická oblast tenkostěnného vakuového válce byla modelována zjemněnou objemovou sítí s požitím jak lineárních tak i kvadratických elementů. Výhodou lineárních elementů je kratší výpočetní čas. U lineárních elementů bylo zjištěné nestandardní chování v ohybu, vznikala vysoká napětí pod povrchem. U kvadratických elementů k takovému chování nedochází. Jako vstupní materiálová data pro MKP model byl zvolen Chabocheův nelineární kinematický model plasticity, jehož parametry byly získány z cyklické deformační křivky.

Pro výpočet pracovních cyklů posilovače bylo nezbytné uvažovat i montážní krok, ve kterém dochází k pevnému uchycení plechových dílů k tužší konstrukci posilovače. Pracovní cyklus vakuového válce, jehož součásti je kritická oblast, je definován míjivým tlakem. Cílem numerického výpočtu bylo získání časový průběh napětí a deformací v kritické oblasti, který je vstupem únavových analýz.

Hlavním cílem práce bylo predikovat únavovou životnost plechových dílů podtlakového brzdového posilovače. Oblast pro únavový výpočet byla zmenšena na kritickou oblast. Pro tuto oblast bylo aplikováno únavové kritérium SWT na kritické rovině v každém povrchovém uzlu. Materiálovými daty byla únavová křivka deformace získaná z únavových zkoušek a přepočítána na závislost parametru SWT na počtu cyklů. Výpočtem na lineárních i kvadratických elementech bylo zjištěno, že oblast s nejnižším počtem cyklů je shodná pro oba typy elementů a počet cyklů do lomu je téměř totožný. Predikce místa vzniku trhliny (místa s max. únavovým poškozením) je v dobré shodě s místem iniciace únavových trhlin zjištěných experimentálně.

Výsledky této práce ukázaly, že:

- míra zjednodušení konstrukčního modelu brzdového posilovače pro vytvoření MKP modelu byla zvolena vhodně
- vytvořený MKP model umožňuje efektivní a zároveň dostatečně přesné výpočty napěťo-deformační odezvy materiálu tělesa posilovače a to i v kritické oblasti
- použité metody predikce únavové životnosti poskytují výsledky (počet cyklů do iniciace a místo iniciace trhliny), které jsou v dobré shodě s experimentem

Z výše uvedeného je zřejmé, že postupy práce byly zvoleny vhodně a je možné je aplikovat na jiné/podobné konstrukce s podobným typem napěťo-deformační odezvy.

Literatura a zdroje

[1] Socie, Darrell F., Marquis Gary B.: *Multiaxial Fatique.*
ISBN 0-7680-0453-5

[2] Kalluri, S., Bonacuse P.: *Multiaxial Fatique and Deformation: Testing and Prediction.*
ISBN 0-803-2865-7

[3] Polák, J.,: *Cyklická plasticita a nízkocyklové únavová odolnost kovových materiálů. Praha 1986, Academia*

[4] Klesnil, M.,Lukáš,P.,: *Únava kovových materialů při mechanickém namáhání. Praha 1975, Academia*

[5] Růžička, M.,Fidranský,J.,: *Pevnost a životnost letadel. Praha, ČVUT, 2000*

[6] Růžička, M.,Hanke,M., Rost,M.,: *Dynamická pevnost a životnost. Praha, ČVUT, 1987*

[7] Michalec, J.,a kolektiv ,: *Pružnost a pevnost. Praha, ČVUT, 2009*
ISBN 978-80-01-04224-3

[8] Zapletal, J., *Nízkocyklové a vysokocyklové vlastnosti ADI. Brno, VUT, 2011*
Disertační práce

[9] Papuga, J., *Mapping of fatique damages – Program shell of FE calculation. Praha, ČVUT, 2005*
Disertační práce

[10] Kašpar, P.,: *Analýza hlučnosti vybraných částí brzdových soustav silničních vozidel a výzkum možností jejího snižování.* Univerzita Pardubice, 2013
Disertační práce

[11] Karolczuk, A., Macha. E.,:*Fatique fracture planes and the critical plane orientations in multiaxial fatique failure criteria.* Opole University of technology,Poland
dostupné online: http://www.gruppofrattura.it/pdf/cp/cp2006/25.pdf

[12] Karolczuk, A., Macha. E.,:*A review of critical plane orientations in multiaxial fatique failure kriteria of metalic materials.* Opole University of technology, Poland, Springer 2005,
dostupné online: https://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2Fs10704-005-1088-2.pdf

[13] Růžička, M.,: *Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukce.ČVUT, Praha*
dostupné online: http://mechanika2.fs.cvut.cz/sources_old/pzk/obsah.html

[14] Halam, R., Sedlák, J.,:*Přehled modelů cyklické plasticity.*
dostupné online:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity_Prehled-modelu.pdf

[15] Interní dokumentace společnosti Continental

[16] Manuál Abaqus 6.14-5

[17] Halama, R., Sedlák, J.,: *Základy inkrementální teorie plasticity.*
dostupné online:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Teorie-plasticity_Zaklady-inkrementalni-teorie-plasticity.pdf

[18] Halama, R., a kolektiv: Stanovení konstant Chabocheova nelineárního kinematického modelu zpevnění*. VŠB, Ostrava 2007*
dostupné online:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/RH_AM2007_Chaboche.pdf

[19] Šana, J.,: *Analýza těsnosti dílu řídící skupiny podtlakového brzdového posilovače motorového silničního vozidla.*ČVUT, Praha, 2015, bakalářská práce