

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

ÚNAVOVÁ PEVNOST SVAROVÝCH SPOJŮ

FATIGUE STRENGTH OF WELDED JOINTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Markéta Čermáková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Sladký

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Letecký ústav
Studentka: **Markéta Čermáková**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Sladký**
Akademický rok: 2022/23

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

Únavová pevnost svarových spojů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Bakalářská práce se zabývá rešerší existujících přístupů k predikci únavové životnosti svarových spojů a následnou praktickou aplikací vybraného přístupu na konkrétní úlohu.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše existujících přístupů k únavové životnosti svarových spojů;
- tvorba jednoduchého MKP modelu vzorku svarového spoje a odhad jeho únavové životnosti;
- zhodnocení výstupů.

Seznam doporučené literatury:

RŮŽIČKA, Milan a Jiří FIDRANSKÝ. Pevnost a životnost letadel. Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-02254-4.

SCHIJVE, Japp. Fatigue of Structures and Materials. Springer, 2009. ISBN 978-1-4020-6807-2.

RADAJ, D., C. M. Sonsino a W. Fricke. Fatigue assessment of welded joints by local approaches [online]. Woodhead Publishing Limited, 2006.

ISBN 978-1-84569-188-2. Dostupné z: [https://www.sciencedirect.com/book/](https://www.sciencedirect.com/book/9781855739482/fatigue-assessment-of-welded-joints-by-local-approaches)

9781855739482/fatigue-assessment-of-welded-joints-by-local-approaches

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Posouzení únavové životnosti svarových spojů je velmi složitá disciplína vyžadující pečlivou analýzu. V praxi je k jejímu posouzení často nutné provádět nákladné testování velkého počtu vzorků. I když byly v poslední době provedeny určité pokroky v oblasti analytické predikce, výsledky stále nejsou dostatečně uspokojivé.

Tato bakalářská práce se zabývá posouzením únavové životnosti svarových spojů pomocí metody konečných prvků (MKP). První část práce je věnovaná literární rešerši, v jejíž úvodní části se nachází stručný přehled k tématům svařování a únava. Dále jsou v práci podrobněji popsány jednotlivé postupy k posouzení únavové životnosti svarových spojů. Druhá část se věnuje tvorbě jednoduchého MKP modelu svarového spoje. Model je následně použit pro odhad únavové životnosti pomocí programu MSC Patran/Nastran. Jsou testovány tři přístupy, a to posouzení pomocí nominálního, tvarového a vrubového napětí. Závěrečná část srovnává jednotlivé přístupy a taktéž je provedeno srovnání mezi teoretickými a experimentálně zjištěnými daty.

ABSTRACT

The assessment of the fatigue life of welded joints is a very complex discipline requiring careful analysis. In practice, expensive testing of large numbers of samples is often required to assess it. Although some recent advances have been made in analytical prediction, the results are still not satisfactory.

This bachelor thesis deals with the assessment of fatigue life of welded joints using the finite element method (FEM). The first part of the thesis is devoted to a literature search, the introductory part of which gives a brief overview on the topics of welding and fatigue. Then, the paper describes in detail the different procedures to assess the fatigue life of welded joints. The second part is devoted to the development of a simple FEM model of the welded joint. The model is then used to estimate the fatigue life using the MSC Patran/Nastran program. Three approaches are tested, namely nominal, hotspot and notch stress. The final section compares the different approaches and a comparison between theoretical and experimentally observed data is also made.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Metoda konečných prvků, svarový spoj, únavová pevnost, vrubové napětí, tvarové napětí

KEYWORDS:

Finite element method, welded joint, fatigue strength, notch stress, hotspot stress

BIBLIOGRAFICKÉ CITACE

ČERMÁKOVÁ, Markéta. *Únavová pevnost svarových spojů*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149855>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Letecký ústav. Vedoucí práce Martin Sladký.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Únava svarových spojů vypracovala samostatně pod vedením Ing. Martina Sladkého a s použitím odborné literatury a pramenů, jejichž seznam je součástí této práce.

V Brně dne:

.....

Markéta Čermáková

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych tímto poděkovala především vedoucímu Ing. Martinu Sladkému za jeho cenné rady a připomínky, které pomohly dokončit tuto bakalářskou práci. Dále bych chtěla poděkovat své rodině, kolegům a blízkým za veškerou podporu a pomoc během celého studia.

Obsah

1. Úvod	11
2. Úvod do svařování.....	12
2.1 Přehled svařování	12
2.2 Kvalita svaru	13
3. Úvod do problematiky únavové pevnosti.....	14
3.1 Únava materiálu	14
3.2 Popis cyklického namáhání.....	15
3.3 Vznik a růst trhliny způsobený cyklickým zatěžováním	16
3.4 Únava svarových spojů	16
3.5 Křivky únavového života	18
3.5.1 Odvození křivky SN z experimentů.....	20
3.5.2 S-N křivka pro svarové spoje.....	21
4. Metody posouzení únavové životnosti	23
4.1 Globální versus lokální přístup	24
4.2 Přístup přes nominální napětí	24
4.3 Lokální přístup a svarové spoje	25
4.4 Přístup založený na vyhodnocení tvarového napětí	25
4.4.1 Princip metody	26
4.4.2 Typy hotspotů.....	27
4.4.3 SN křivka FAT90 pro ocel	28
4.5 Přístup založený na vyhodnocení vrubového napětí	28
4.5.1 Princip metody	29
4.5.2 FAT225.....	30
4.6 Přístup založený na vyhodnocení parametrů lomové mechaniky	32
4.6.1 Princip metody	32
4.6.2 Odhad životnosti	33
4.6.3 Přístup LEFM vs přístup pomocí SN křivek.....	34
5. Praktický odhad únavové životnosti	35
5.1 Metoda založena na vyhodnocení nominálního napětí	36
5.2 Metoda pomocí tvarového a vrubového napětí.....	37
5.2.1 Stručná teorie metody konečných prvků	37
5.2.2 Tvorba modelu	39



5.2.3	Tvorba sítě	39
5.2.4	Okrajové podmínky	40
5.2.5	Výsledky analýzy	41
6.	Diskuse výsledků	44
7.	Závěr	45
8.	Seznam použité literatury	46

1. Úvod

Únavová pevnost je velkým tématem v oblasti strojírenství. Svařování je jeden z nejpoužívanějších způsobů spojování kovů. Na rozdíl od jiných prvků, svarové spoje při cyklickém zatížení stráví většinu své životnosti ve fázi šíření trhlin. Děje se tak z důvodu existence malých trhlin a defektů, které vznikají při procesu svařování. Dá se říct, že testování svarových spojů je klíčové pro zajištění bezpečnosti, kvality a životnosti konstrukce. Této problematice je obzvláště důležité věnovat pozornost tam, kde jsou komponenty vystaveny již zmíněnému cyklickému zatěžování. Jedná se například o vibrace nebo otřesy. [3]

Za poslední desetiletí bylo dosaženo značného pokroku ve vývoji metod a aplikací pro posuzování životnosti svarových spojů. I přesto je současný stav poměrně neuspokojivý. Posouzení únavové pevnosti je zatíženo řadou omezení. Některé současné metody nejsou příliš přesné a mohou poskytovat zkreslené výsledky. [3]

V současnosti se přechází k využívání lokálních přístupů a opouští se metody založené na globálním přístupu. Nejvíce používané metody jsou [3]:

- Přístup založený na vyhodnocení nominálního napětí
- Přístup založený na vyhodnocení tvarového napětí
- Přístup založený na vyhodnocení vrubového napětí
- Přístup založený na vyhodnocení parametrů pomocí lomové mechaniky

Cílem této bakalářské práce je tedy provést literární rešerši nejvíce používaných přístupů, které se zabývají posuzováním únavové pevnosti u svařovaných spojů. Další cíl je vytvořit jednoduchý MKP model svaru a odhadnout jeho únavovou životnost. Ta se bude odhadovat pomocí prvních tří zmíněných přístupů.

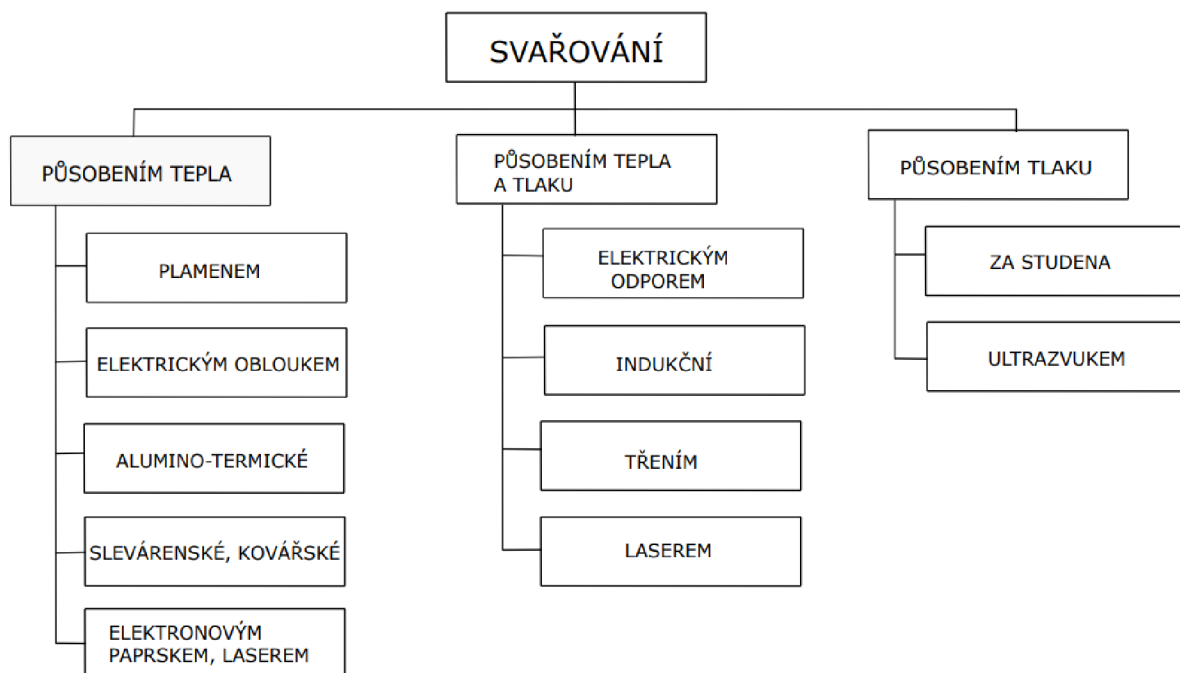
2. Úvod do svařování

Svařování je technologický postup. Jedná se o spojování dvou a více kusů materiálu. Tento spoj pak představuje nerozebíratelné spojení.

I když je proces svařování znám již více než 4000 let, stále spadá mezi jedny z nejvýznamnějších technologických postupů spojování součástí. Lze jej nalézt od nanotechnologie až po velké stroje. Svařování je často používáno v opravárenství, díky jeho jednoduchosti na obsluhu. Dříve se většina úkonů prováděla ručně, převážně pomocí elektrického oblouku. S vývojem automatizace se ruční svařování pomalu vytrácí, i když se stále najdou aplikace, u kterých ho nelze nahradit. [11]

2.1 Přehled svařování

V dnešní době existuje celá řada metod, pomocí kterých se svarové spoje dají vytvářet. Dělí se do tří skupin. Jedná se o svařování tlakem, svařování pomocí přívodu tepla a kombinace těchto dvou. Mezi ty nejmladší patří svařování svazkem elektronů, svařování plazmou nebo například svařování laserem. Nejvíce používané jsou svařování elektrickým obloukem a svařování odporové. Stručný přehled svařovacích technik je zachycen na obr. 2.1. [11]



Obr. 2.1 Přehled metod svařování

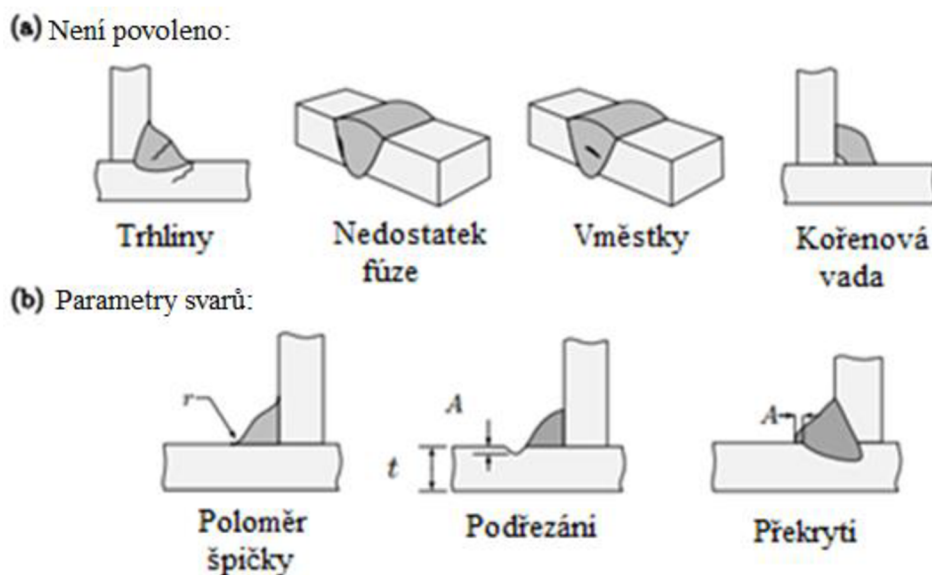
2.2 Kvalita svaru

Mezi nejčastější vady svarů patří neprovařený kořen, póry a bubliny ve svaru, studený spoj, trhliny nebo značně převýšený svar. Na obr. 2.2 jsou vidět grafické ukázky požadavků na správný svar, a naopak co by u správně provedeného svaru být nemělo. [11]

Aby byl svar kvalitní a co nejlépe odolával vnějšímu zatížení, je potřeba splnit určité předpoklady. Kvalita svarů se určuje podle normy ISO5817 a obvyklé třídy jsou B, C a D. Podle IIW¹ [10] by všechny svary, které jsou vystavovány časově proměnnému zatížení, měly spadat do třídy B. [6]

Norma ISO5817 je ale podle některých výzkumníků nevhodně koncipována. Hlavní problém vidí v nedokonalé návaznosti na problematiku únavového poškození svarů. Tímto problémem se zabývá švédská společnost Volvo Construction Equipment a vydala vlastní doporučení. [6]

Aby bylo dosaženo kvalitního svaru je mimo jiné zapotřebí, aby přídavný materiál měl minimálně stejnou pevnost jako svařovaný materiál. Dále je potřeba mít správné svařovací parametry jakými jsou například rychlost postupu svařování, složení ochranného plynu nebo správnou svařovací teplotu. [11]



Obr. 2.2 Hlavní požadavky a parametry svarů, upraveno dle [6]

¹ International Institute of Welding; jedná se o celosvětovou organizaci, kterou tvoří národní svářečské instituce.

3. Úvod do problematiky únavové pevnosti

3.1 Únava materiálu

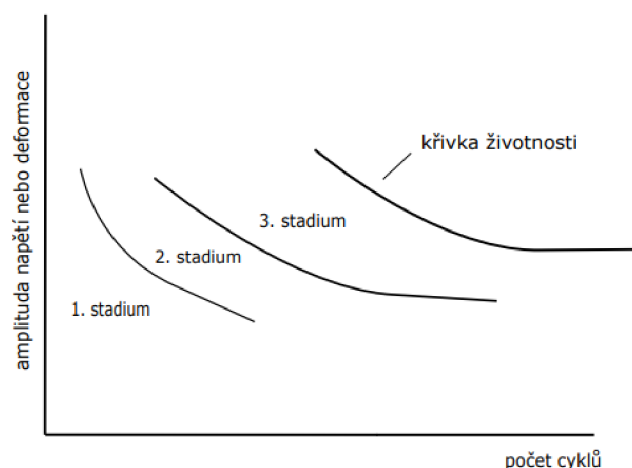
Počátky zvýšeného zájmu o problematiku únavy materiálu lze spojit s počátkem průmyslové revoluce, která mimo jiné odstartovala velký nárůst ve výrobě ocelových součástí. Poprvé byly tyto problémy zkoumány u těžebních věží a později také u železničních kol, hřídelí nebo ložisek. Jedny z prvních studií k únavové pevnosti můžeme připsat německému železničnímu inženýrovi Augustinu Wöhlerovi. [20]

Únava materiálu by se dala popsat jako proces postupné lokalizované trvalé strukturní změny v materiálu. V součásti dochází ke vzbuzení kolísavého napětí, které způsobuje postupný nárůst plastických deformací. Takové stavy mohou vést až k úplnému lomu součásti. Celková životnost součásti N_f se skládá ze dvou částí. První je fáze iniciace trhliny N_i a druhá je fáze šíření trhliny N_p . [6]

$$N_f = N_i + N_p \quad (1)$$

Strojní součásti jsou v praxi nejčastěji namáhané tak, že zatěžování se v čase mění. Takovému typu namáhání říkáme proměnné zatížení. Únavové porušení je děj, ke kterému dochází, když je maximální zatížení působící na strojní součást nižší než mez pevnosti R_m a často i nižší než mez kluzu R_e . Charakteristickým chováním této poruchy je fakt, že zatěžování působí na součást opakovaně, a to obvykle po velmi dlouhou dobu. [1]

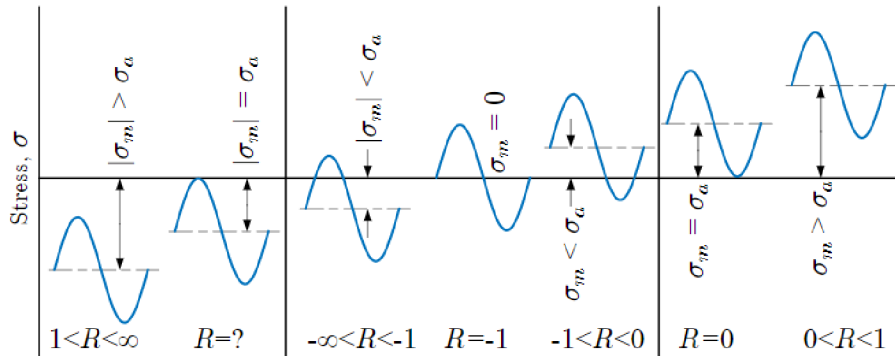
Vznik únavového lomu se dá rozdělit do tří stádií vývoje, jak lze vidět na obr. 3.1. Lze mluvit o stádiu změn mechanických vlastností, stádiu nukleace a stádiu růstu trhlín. [4] Trvání jednotlivých stádií záleží na typu zatěžování, geometrii tělesa a na použitém materiálu [2].



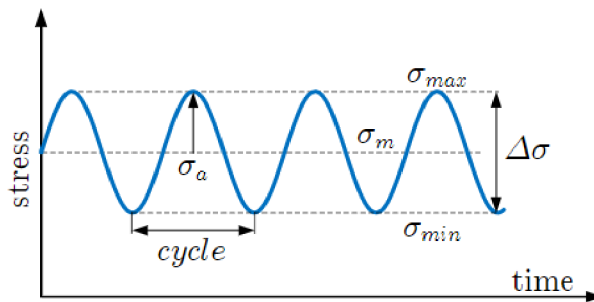
Obr. 3.1 Stádia únavového procesu, upraveno dle [4]

3.2 Popis cyklického namáhání

Cyklické zatěžování je takové zatížení, které se cyklicky opakuje a je charakterizováno maximálním zatížením F_{max} a minimálním zatížením F_{min} . Typickým příkladem je sinusový harmonický průběh zachycený na obrázku 3.3. Tento typ namáhání se často vyskytuje u rotujících součástí. Obr. 3.2 zachycuje různé varianty možného proměnného zatížení vzhledem k proměnné hodnotě středního napětí. Jedná se o napět'ové cykly pulzující, m'ijivý, střídavě nesouměrný a střídavě souměrný. U většiny případů v praxi jsou ale průběhy zatěžování složitější. [1]



Obr. 3.2 Typy cyklického namáhání [6]



Obr. 3.3 Charakteristika cyklického namáhání [6]

Hlavní parametry, které umožňují jednoznačnou definici příslušného cyklického namáhání jsou:

Tab.1 Hlavní charakteristiky cyklického namáhání

σ_{max}	horní napětí cyklu
σ_{min}	dolní napětí cyklu
σ_a	amplituda napětí
σ_m	střední napětí

Z obr. 3.3 lze odvodit následující vztahy:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (3)$$

Rozsah napětí se dá vyjádřit jako rozdíl maximálního a minimálního napětí v cyklu:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2\sigma_a \quad (4)$$

Cyklus lze charakterizovat také napěťovým poměrem R a amplitudovým poměrem A:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (5)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (6)$$

3.3 Vznik a růst trhliny způsobený cyklickým zatěžováním

Ptáček ve své knize [4] zmiňuje, že únava kovů je závislá na cyklické plastické deformaci. Cyklická kumulace i zdánlivě zanedbatelné mikroplastické deformace totiž mohou vést k nebezpečnému lomu. Únavový proces se dá rozdělit do tří stádií:

- a) Stádium změn mechanických vlastností
- b) Stádium nukleace trhlin
- c) Stádium růstu trhlin

V prvním stádiu dochází ke změnám v celém objemu zatěžovaného materiálu. Změny se nejrazantněji projeví na začátku cyklického zatěžování.

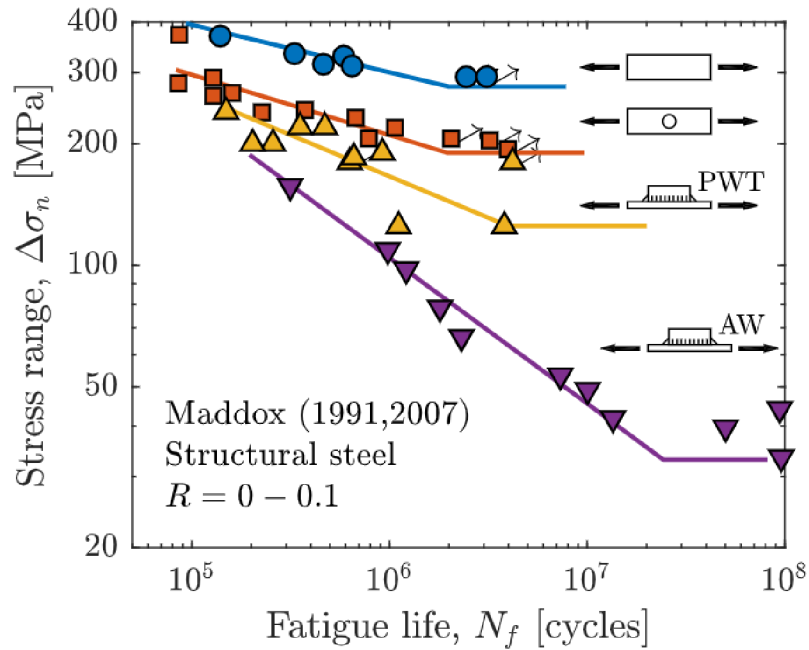
Druhé stádium se projevuje pouze v povrchových vrstvách. K nukleaci dochází v místech koncentrace cyklické plastické deformace, jedná se například o vrub nebo defekt.

Poslední zmíněné stádium se zabývá růstem trhlin, které vznikly v kritických místech. Tyto trhliny nadále rostou ve dvou stádiích. Jedná se o krystalografický růst trhliny a nekystalografický růst trhliny.

3.4 Únava svarových spojů

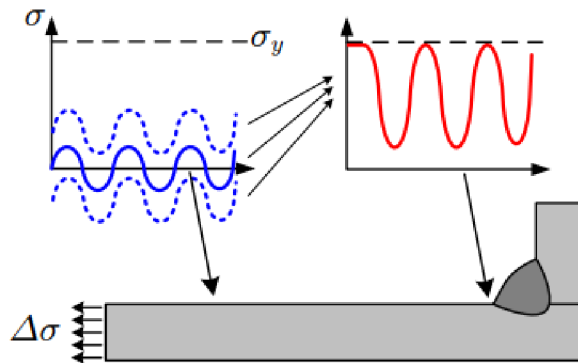
Při procesu svařování se ve svaru tvoří různé defekty. Díky tomu lze v rámci inženýrského zjednodušení často zanedbat fázi nukleace trhliny a uvažovat, že svar se po celou dobu svého únavového života nachází ve stádiu propagace trhliny. To je jeden z hlavních důvodů, proč jsou svařované spoje velmi náchylné na únavové porušení. Hodnocení únavové pevnosti svarů se dělá převážně pomocí S-N křivek. [6]

Na obr. 3.4 lze vidět, že svarové spoje mají výrazně menší mez únavy než jiné obráběné součásti. Proto u svarů, které se nachází v konstrukcích, kde je velké riziko proměnného zatížení, je snaha provést co nejkvalitnější svar. [6]



Obr. 3.4 Srovnání únavové pevnosti u svarového spoje, obráběné součásti a základního materiálu pro různé oceli [6]

Jeden z důvodů nízké únavové pevnosti svarů lze znázornit pomocí obrázku 3.5. V kritickém místě svaru se koncentruje lokální napětí už při nízkých hodnotách zatížení. Posunutí rozsahu napětí směrem nahoru je způsobeno tahovým zbytkovým napětím. Tahová zbytková napětí ve svaru vznikají prudkým ochlazením kovu během tuhnutí. Vliv zbytkových napětí je zohledněn v S-N křivkách. [6]



Obr. 3.5 Příčiny nízké únavové pevnosti svarů [5]

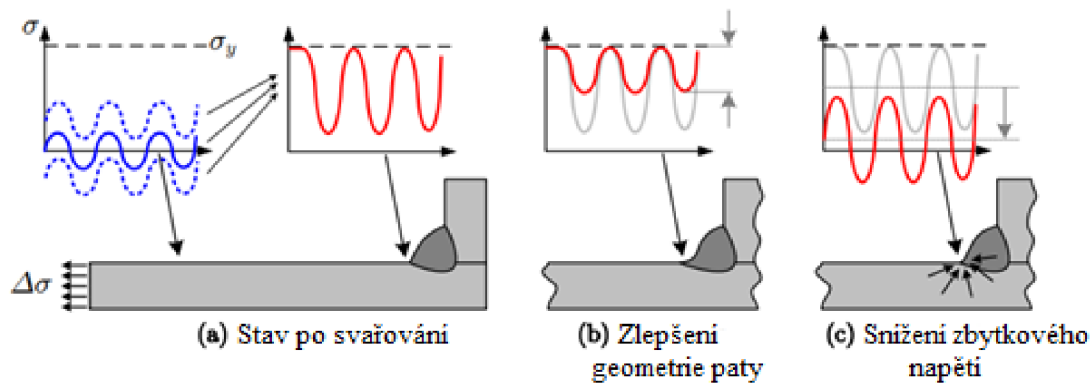
Pedersen [6] ve svém díle uvádí, že dvě kritická místa, kde se mohou objevit trhliny ve svaru jsou: pata a kořen svaru.

Jeden z faktorů ovlivňující pevnost svaru je jeho tloušťka. Výsledky experimentů dokazují, že u tenkostěnných spojů se trhliny šíří pomaleji a zvyšuje se jejich únavová odolnost. Velký vliv má i koroze. Vzorky, u kterých se koroze objevila vykazují výrazně kratší únavovou životnost. [6]

Jednou z cest, jak zvýšit únavovou životnost svarových spojů představuje ošetření svaru po svařování. Geometrie paty a zbytková napětí jsou dva hlavní faktory, které únavovou pevnost ovlivňují. Oba jdou upravit tak, aby bylo docíleno zvýšení únavové pevnosti.

Snížením tahových zbytkových napětí se sníží velikost lokálního napětí, což zpomalí šíření trhliny a zlepšením geometrie se sníží lokální napětí. Schematicky jsou tyto procesy zachyceny na obrázku 3.6.

Mezi nejpoužívanější techniky zpevňování patří zpevňování kladivem, zpevňování jehlou, broušení nebo vysokofrekvenční zpevňování. [6]



Obr. 3.6 Zlepšení pevnosti svarových spojů, upraveno dle [5]

3.5 Křivky únavového života

S-N křivka se běžně používá pro popis nízkocyklové i vysokocyklové únavy a dělí se na primární (před změnou sklonu) a sekundární část (za změnou sklonu). Bod, který odděluje tyto dvě části se nazývá mez únavy a nachází se mezi 10^6 až 10^7 počtu cyklů. [6]

Jedná se o diagram, který zobrazuje závislost amplitudy napětí σ_a na počtu cyklů do lomu N_f [1]. Definována je pomocí amplitudy snesitelného napětí $\sigma_{R,D}$ v bodě², kde se mění směrnice křivky a pomocí primárního sklonu m_1 . Pro primární část SN křivky se obvykle hodnota sklonu m_1 pohybuje v rozmezí od 3 do 10. [6]

Jde o jeden z nejstarších diagramů pro hodnocení únavové pevnosti, a i díky své jednoduchosti patří stále mezi nejpoužívanější. [6]

Každá část S-N křivky se dá popsat následujícím vztahem

$$N \cdot \sigma_a^m = C \quad (7)$$

kde N je počet cyklů do lomu, σ_a je amplituda jmenovitého napětí, m je sklon křivky a C je únavová kapacita. Tato hodnota lze vypočítat z libovolného místa na křivce a popisuje průsečík S-N křivky s osou x při amplitudě napětí $\sigma_a = 1$. [6]

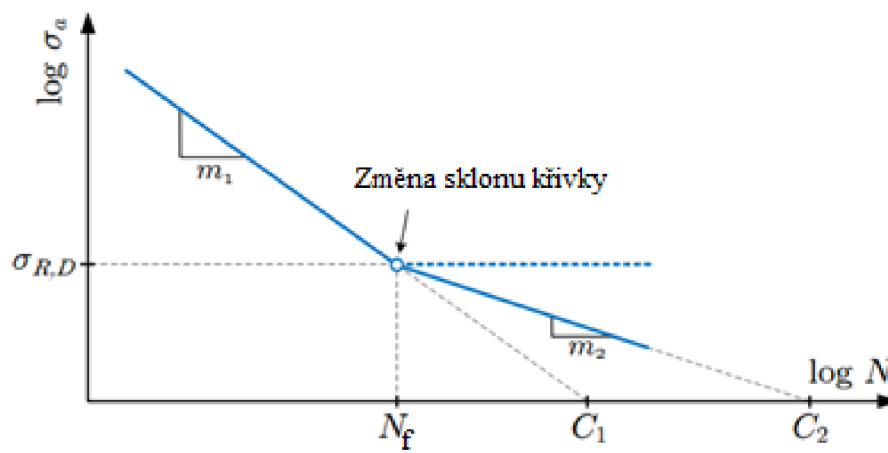
Základem tvorby každé křivky jsou únavové zkoušky. Ty se většinou provádí na velkém počtu malých vzorků. Výsledná S-N křivka se poté upraví pomocí korekcí. [6]

² Obecně známe jako mez únavy.

Křivka S-N se dělí na oblast nízkocyklové³ a oblast vysokocyklové⁴ únavy, jak je vidět na obrázku 3.7. Z tohoto obrázku lze také vyčíst, že jakmile křivka dojde k trvalé pevnosti, tak může mít dvě podoby. Křivka buď pokračuje rovně nebo začne pomalu klesat. Druhý případ představuje reálnější scénář. [6]

Shigley [1] uvádí ve svém díle, že tato křivka se často zobrazuje v semilogaritmické nebo logaritmické soustavě souřadnic. Důvod je ten, že v logaritmickém souřadném systému lze spatřit v grafu přímku, a ne exponenciálu a graf se stává čitelnějším.

Pokud křivka pokračuje vodorovně, je možné únavovou pevnost označit jako mez únavy. Jedná se o místo, kde teoreticky nedojde k lomu ani po velkém počtu cyklů při konstantní amplitudě zatížení. [2]



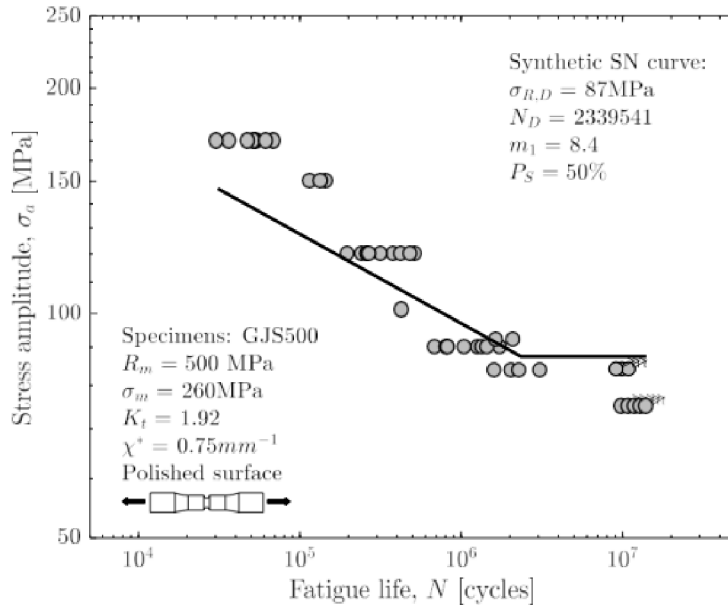
Obr. 3.7 S-N křivka, upraveno dle [6]

Občas se stane, že konstruktér nemá údaje o únavové pevnosti dané součásti. V takovém případě se doporučuje použít data z jiné součásti, která se do dané míry podobá a provést srovnání se syntetickou křivkou. [6]

Na obrázku 3.8 je vidět porovnání syntetické křivky s experimentálními daty. Shoda v tomto případě je poměrně dobrá.

³ Nízkocyklová únava se pohybuje v rozmezí počtu cyklů $N_f = 1-10^3$.

⁴ Vysokocyklová únava se pohybuje v rozmezí počtu cyklů větším než 10^3 .

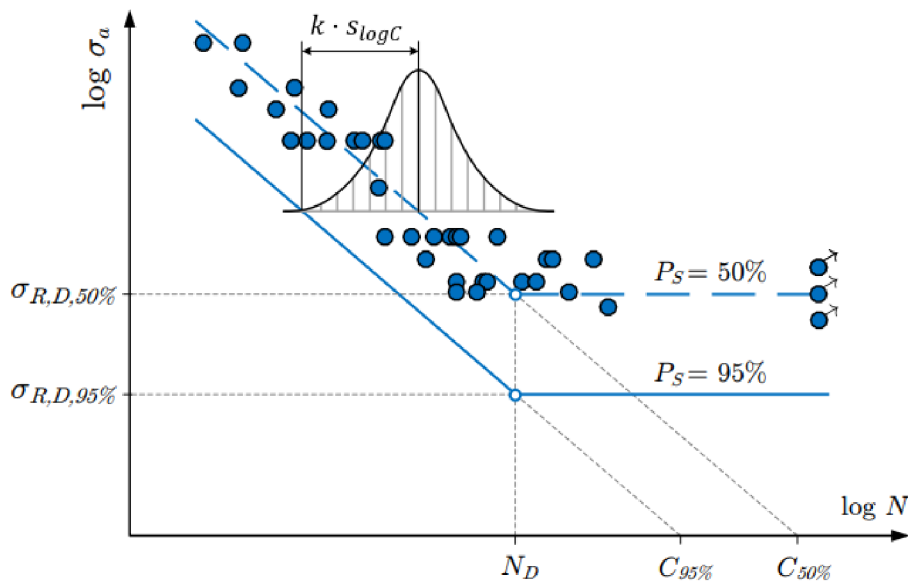


Obr. 3.8 Srovnání experimentálních výsledků se syntetickou křivkou SN [6]

3.5.1 Odvození křivky SN z experimentů

Jak již bylo zmíněno, výsledky z únavových zkoušek se získávají z velkého počtu vzorků. Tyto vzorky mají přesně dané vlastnosti a geometrii. U každého testu se zaznamená hodnota zatížení a výsledná životnost. Po otestování dostatečného počtu vzorků lze pomocí statistické analýzy sestavit výslednou SN křivku. [6]

Výsledky zkoušek jsou vyneseny do logaritmického diagramu. Na obrázku 3.9 jsou vidět dvě křivky. Jedná se o střední křivku SN ($P_f = 50\%$) a návrhovou křivku SN ($P_f = 95\%$). [6]



Obr. 3.9 Průměrná a návrhová SN křivka odvozená z výsledků únavových zkoušek [6]

Pokud se obě strany rovnice (7) zlogaritmují, získá se výraz

$$\log C = \log N + m \cdot \log \sigma_a \quad (8)$$

Sklon m se pak vypočítá pomocí lineární regrese, kdy se amplituda napětí použije jako nezávislá proměnná. Takto lze získat funkci pro výpočet sklonu:

$$m = - \frac{\sum(\log \sigma_{a,i} \cdot \log N_i) - \frac{1}{n} \sum \log \sigma_{a,i} \cdot \sum \log N_i}{\sum(\log \sigma_{a,i})^2 - \frac{1}{n} (\sum \log \sigma_{a,i})^2} \quad (9)$$

V mnoha případech není soubor dat dostatečně obsáhlý a nelze tak zcela správně určit sklon m . V takovém případě se použije hodnota z jiných podobných testů. Například pro svarové spoje se obvykle používá $m = 3$. [6]

Pro návrh S-N křivky je obvykle požadováno zajistit vysokou pravděpodobnost přežití, alespoň 95 % a více. To se nejčastěji provádí pomocí statické analýzy pomocí logaritmicko-normálního rozdělení testovaných dat kolem střední hodnoty, jak je vidět na obrázku 3.9. [6]

$$\log C_{95\%} = \log C_{50\%} - k \cdot s_{\log C} \quad (10)$$

Tabulka 2 zobrazuje počet zkoušených vzorků n a počet směrodatných odchylek k . Aby se výsledná hodnota dostala k 95 % je potřeba odečíst směrodatnou odchylku $s_{\log C}$ a počet zmíněných směrodatných odchylek. [6]

Tab.2 Počet zkoušených vzorků a velikost směrodatných odchylek [6]

n	10	15	20	25	30	40	50	100
k	2.7	2.4	2.3	2.2	2.15	2.05	2.0	1.9

IIW vydala své doporučení, jak nejlépe zpracovat únavová data svarových spojů [19].

3.5.2 S-N křivka pro svarové spoje

Klasické podmínky podle IIW pro nekorigovanou únavovou pevnost pro $N = 2 \cdot 10^6$ cyklů jsou:

- Pravděpodobnost přežití $P_f = 97,7 \%$ ⁵
- Předpokládaná vysoká zbytková napětí v tahu, $R = 0,5$
- Dobrá kvalita svaru
- Nekorozivní prostředí
- Referenční tloušťka ≤ 25 mm

Křivku je potřeba upravit, pokud se podmínky odlišují od výše uvedených. Tři nejběžnější předpisy⁶, kde lze S-N křivky pro svarové spoje najít jsou:

- Eurokód 3, část 1-9: Únava [7]
- Doporučení IIW podle Hobbachera [13]

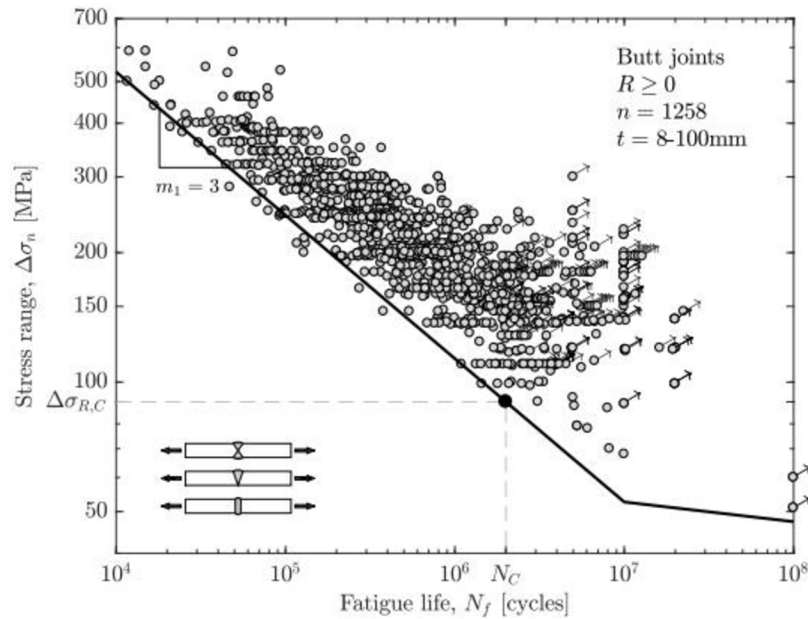
⁵ Tyto křivky jsou konstruovány na základě posunutí střední křivky o dvě směrodatné odchylky.

⁶ Vychází z doporučení IIW.

- Doporučený postup DNV-GL RP-C203 [9]

Obrázek 3.10 zobrazuje rozsáhlý soubor experimentálních výsledků. Z těchto dat se získávají zmíněné S-N křivky pro svary. Důvod, proč se křivky získávají experimentálně je ten, že rozptyl únavové pevnosti svarů je výrazně větší než u jiných strojních součástí. Křivku lze stanovit jak pro nominální, tak i pro lokální napětí. [6]

Pedersen ve svém díle [6] zmiňuje, že SN křivky jsou často odvozeny pro vysoké poměry napětí. Děje se tak kvůli přítomnosti vysokého zbytkového napětí, které je typické pro svarový spoj.



Obr. 3.10 S-N křivka pro svary, FAT90 pro tupé svary [6]

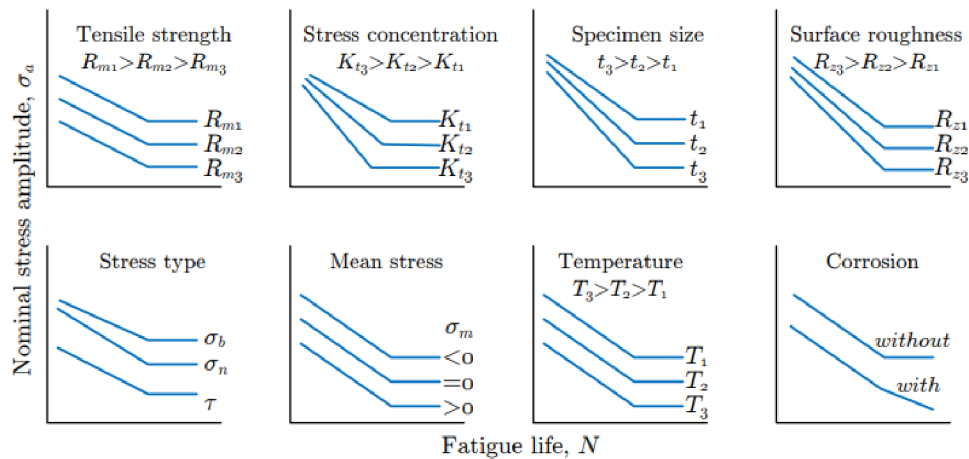
Jak již bylo zmíněno, tak pro primární část křivky se používá popis pomocí sklonu $m_1 = 3$. Dále se definuje FAT třída při $N = 2 \cdot 10^6$ cyklů anebo charakteristický rozsah napětí $\Delta\sigma_{R,C}$ v bodě zlomu, jak můžeme vidět na obr. 3.10. Sklon v sekundární části se obvykle nastavuje pro zatížení s konstantní amplitudou $m_2 = 22$ a pro zatížení s proměnlivou amplitudou $m_2 = 5$. [6]

4. Metody posouzení únavové životnosti

Posouzení únavové životnosti svarových spojů dosáhlo během posledních let výrazných pokroků. I přes velké množství návrhů je ale občas velmi složité vyhodnotit výsledky přesně. Zájem o přesné výsledky je pochopitelný. Svarové spoje se vyskytují ve velkém množství konstrukcí, a právě tato místa jsou nejvíce náchylná k poruše. [3]

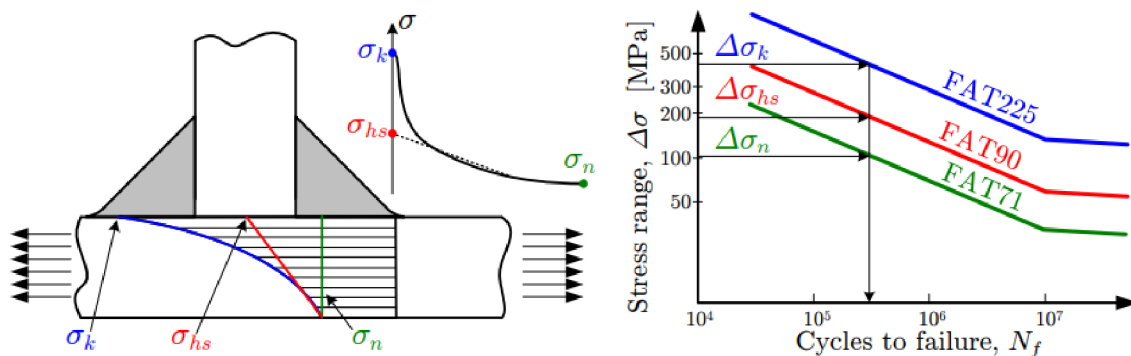
Stanovit správně rozložení napětí ve svaru je poměrně složitá úloha. Převážně je to kvůli tomu, že geometrie svaru není dobře definována, a dále kvůli výskytu zbytkového pnutí [6]. Obrázek 4.1 přehledně ukazuje jakým způsobem ovlivňují vybrané parametry únavovou pevnost.

Pro posouzení únavové pevnosti svarových spojů existuje množství přístupů. Mezi hlavní patří metoda založená na nominálním napětí, metoda založená na vrubovém napětí, metoda založená na tvarovém napětí a přístup založený na lomové mechanice.



Obr. 4.1 Faktory ovlivňující únavovou pevnost [6]

Obrázek 4.2 zobrazuje srovnání třech nejběžnějších přístupů. Podle experimentů vychází nejpresnější hodnoty z metody založené na vrubovém napětí. [6]



Obr. 4.2 Srovnání tří nejběžnějších metod k hodnocení svarů [6]

4.1 Globální versus lokální přístup

O globálním přístupu mluvíme tehdy, pokud vycházíme přímo z vnějších sil a momentů nebo z nominálních napětí v kritickém průřezu. Typickým reprezentantem tohoto přístupu je metoda, kde se k určení životnosti používá nominální napětí. [3]

Lokální přístup vychází z parametrů, které se měří v konkrétním bodě. Uvažujeme napětí a deformace, která jsou měřena v konkrétní oblasti. Pro posouzení únavové životnosti podle lokálních přístupů se bere v potaz vrubové napětí, vrubová deformace, tvarové napětí a principy založené na šíření trhliny. Lokální přístupy byly zavedeny pro rozšíření globálních přístupů s cílem zpřesnit výsledky. [3]

4.2 Přístup založený na nominálním napětí

Než se rozšířila metoda konečných prvků, tak přístup založený na nominálním napětí byla jedna z hlavních metod pro posuzování únavové životnosti. Tato metoda používá jednoduché inženýrské vzorce a neuvažuje žádné koncentrace napětí. Pokud je zapotřebí detailnějších výsledků pro konkrétní geometrii, je kvůli tomuto faktu potřeba velkého množství S-N křivek. [6]

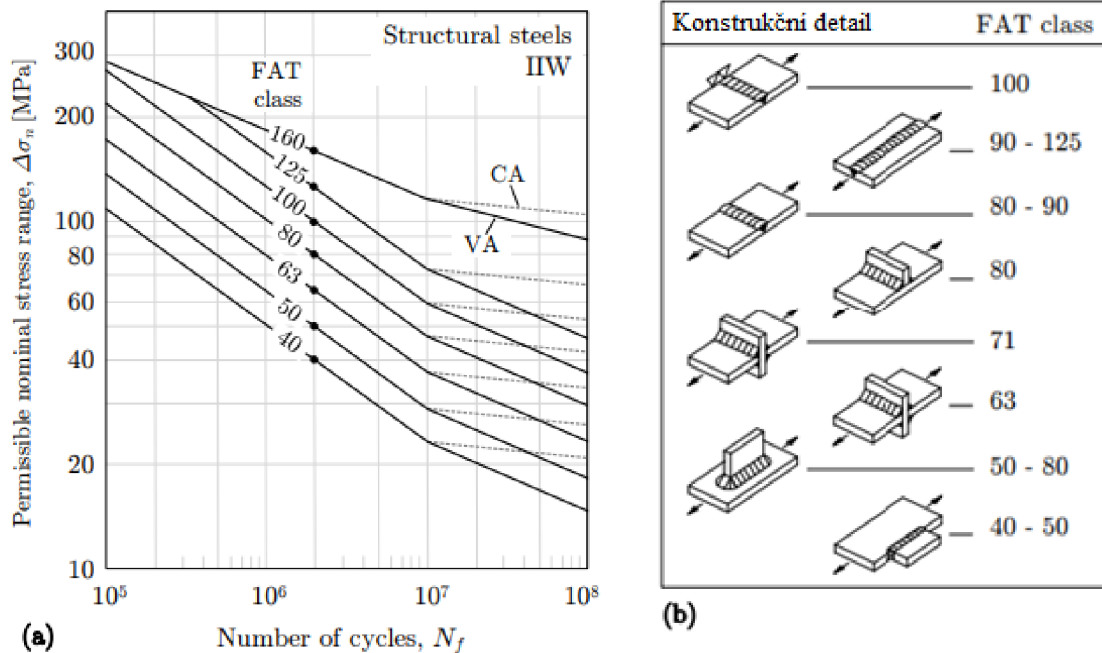
Jmenovitá napětí v určitém úseku se určují obecně pomocí Navierovy rovnice:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} + \frac{M \cdot y}{I} \quad (11)$$

kde F označuje sílu, A plochu, na kterou síla působí, M ohybový moment kolem neutrální osy, y kolmou vzdálenost vláken k neutrální ose a I kvadratický moment plochy.

Tento postup je vhodný uvažovat spíše v případě, kdy je průřez snadno definovatelný, např. deskové konstrukce [6]. Metoda založená na vyhodnocení nominálního napětí si získala oblibu kvůli své jednoduchosti. Nevýhodou je její nízká přesnost a potřeba velkého množství S-N křivek. [3]

Pro správné určení $\Delta\sigma_n$ je potřeba určit jmenovité napětí pro minimální i maximální zatížení. V katalogu lze následně dohledat konstrukční detail a potřebnou třídu FAT. S tímto lze poté nalézt správnou S-N křivku. [6]



Obr. 4.3 Katalog SN křivek a konstrukčních detailů podle IIW [3]

Z obr. 4.3 je vidět, že není důležité jenom správné stanovení geometrie, ale i správné stanovení orientace zatížení vůči svaru (vyznačeno šipkami v katalogu). [6]

Pokud se jedná o geometrii, která se nenachází v katalogu, tj. geometrie je příliš složitá, tak se nabízí použít tzv. lokální přístupy. Další možností by bylo provést velký počet únavových zkoušek a S-N křivku sestavit. Tento postup je ale finančně náročnější. [6]

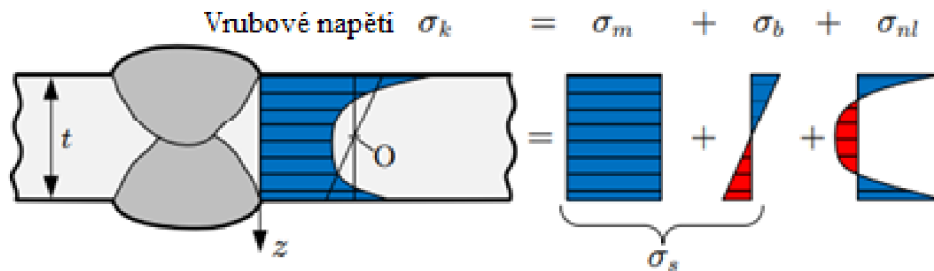
4.3 Lokální přístup a svarové spoje

Svarové spoje mají jistá specifika. Kvůli tomu je občas složité použít již zmíněné globální přístupy. Jedná se například o nehomogenity jako mikrotrhliny a neprůvary. Další zvláštností jsou již zmíněná zbytková napětí, které mají vysoké hodnoty a často neznámé průběhy. Dále se jedná o celkovou geometrii svaru. Ve výsledku se používá materiálová charakteristika základního materiálu a zbytková napětí se berou v úvahu pomocí stanovení vysokého parametru asymetrie cyklu. [3]

4.4 Přístup založený na vyhodnocení tvarového napětí

Přístup, který je založený na tvarových napětích je pravděpodobně nejvíce používaný v praxi. Děje se tak kvůli tomu, že tato metoda je přesnější, než metoda založená na vyhodnocení nominálního napětí a není tak složitá jako princip založený na vrubovém napětí. I když metoda původně vychází z tenzometrických měření, dnes je nejčastěji využívána ve spojitosti s metodou konečných prvků. Tvorba sítě pro tvarové napětí je poměrně jednoduchá a doba výpočtu krátká. [6]

Pata svaru představuje lokální vrub, který vytváří nelineární napětí, jak je vidět na obrázku 4.6. Děje se to kvůli koncentraci napětí v místě svaru. Nachází se zde tři pomyslné složky napětí: membránové napětí, ohybové napětí a nelineární napětí na patě svaru. [6]

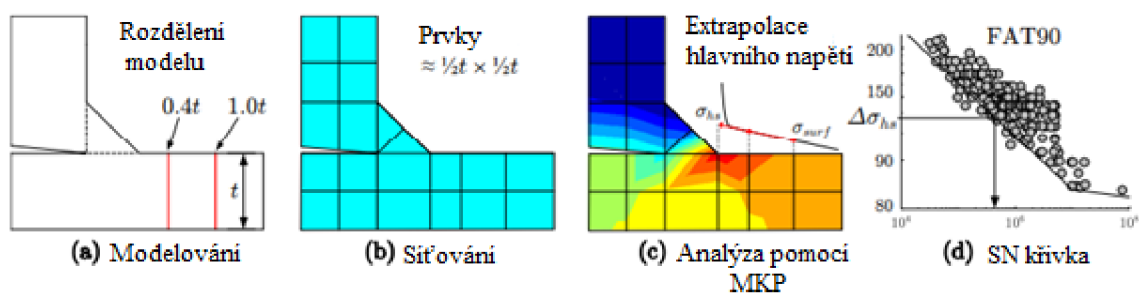


Obr. 4.6 Rozdělení napětí na tři typy, upraveno dle [12]

Cílem metody založené na tvarovém napětí je odstranit nelineární část napětí. Děje se tak kvůli velkému počtu neznámých veličin jako je například poloměr paty, který konstruktér nemůže dopředu znát [6]. Vliv vrubu je zahrnut do experimentálně stanovené S-N křivky [12].

4.4.1 Princip metody

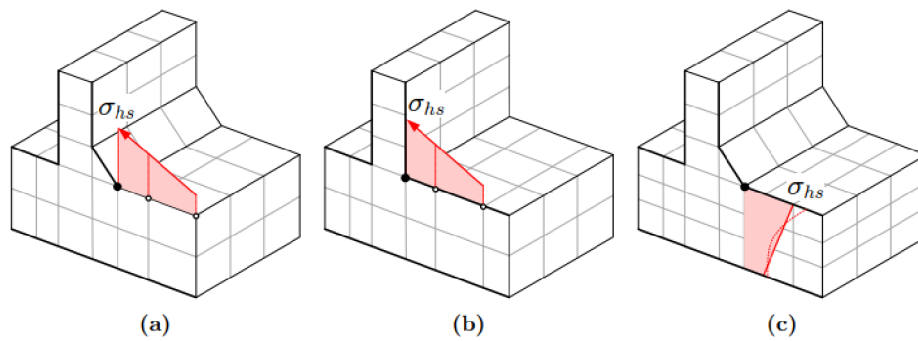
Na obrázku 4.4 je vidět princip fungování této metody. Na začátku existuje reálný díl. Pomocí CAD programu se vytvoří model a na základě tohoto modelu se vytvoří síť prvků. To je většinou provedeno pomocí programu na tvorbu sítě. Vytvoří se poměrně hrubá síť s předem definovanou velikostí prvků. Na konec už je jen potřeba provést napěťovou analýzu. Příslušné hodnoty napětí se odečítají ve vzdálenosti $0,4t$ a $1,0t$ od paty svaru. Následně se lineárně extrapolují do paty svaru. Výsledný rozsah napětí se vyhodnotí podle SN křivky FAT90⁷ (platí pro ocel). Tento přístup byl původně vyvinut pro posouzení únavové životnosti u paty svarů. Později byla ale představa rozšíření, aby se pomocí tohoto přístupu dala posoudit životnost i u kořenu svaru. [6]



Obr. 4.4 Princip metody založené na hotspotech, upraveno dle [6]

Jak už bylo zmíněno výše, tvarové napětí se u této metody určuje pomocí extrapolace napětí po povrchu součásti. Další způsob může být linearizace napětí přes tloušťku [6]. U modelu nemusí být svar nutně vymodelován [12]. Oba typy určování napětí jsou vidět na obrázku 4.5.

⁷ V některých případech lze použít i křivka SN FAT100.



Obr. 4.5 Určení napětí v hotspotu pomocí extrapolace (a, b) a pomocí linearizace (c) [12]

Pomocí součinitele koncentrace tvarového napětí

$$\sigma_{hs} = K_{hs} \cdot \sigma_n \quad (12)$$

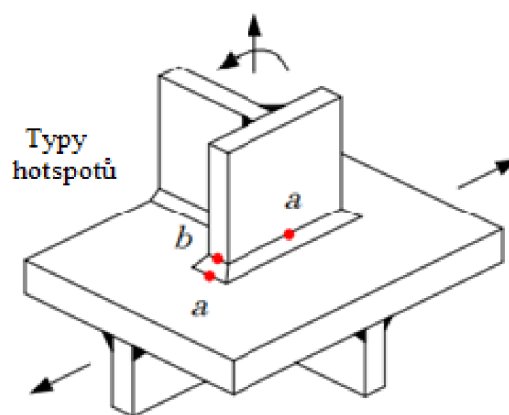
Lze určit tvarové napětí bez nutnosti provádět analýzu pomocí metody konečných prvků. Hodnota je vztažena k nominálnímu napětí. Hodnota K_{hs} se většinou pohybuje v rozmezí od 1 do 2. Tento součinitel nám poskytuje snadný přepočítání tvarového napětí pro danou geometrii pro různé napěťové hladiny. [6]

4.4.2 Typy hotspotů

Místo, kde se očekává vznik únavové trhliny se nazývá hotspot [12].

Podle IIW existují dva typy hotspotů. Znázorněné je lze vidět na obrázku 4.7. Jedná se o typ A a typ B. [6]

Typ A je definován tak, že se pata svaru nachází na čelním povrchu desky. Typ B se uvažuje v případě, kdy se pata svaru nachází na bočním povrchu ve směru tloušťky desky.



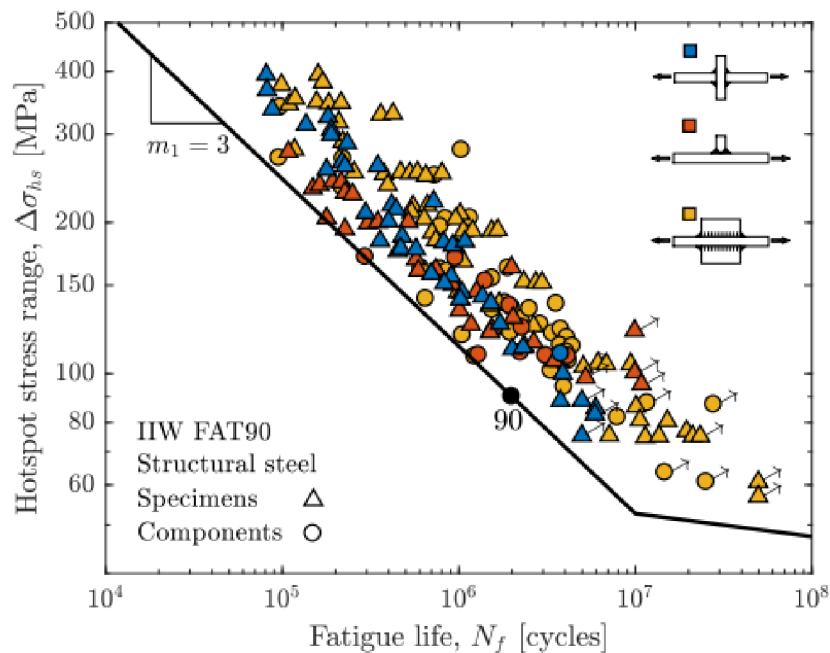
Obr. 4.7 Typy hotspotů, a (na povrchu) a b (na okraji), upraveno dle [6]

Napětí u druhého typu se nejčastěji určuje pomocí kvadratické extrapolace. [6]

$$\sigma_{hs} = 3\sigma_{4mm} - 3\sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (13)$$

4.4.3 SN křivka FAT90 pro ocel

U metody založené na hotspotech se jako nejvhodnější považuje používat pro ocele S-N křivku FAT90 zachycenou na obrázku 4.8.



Obr. 4.8 S-N křivka FAT90 [6]

Obecný předpis S-N křivky má následující tvar:

$$\Delta\sigma_{hs}^m \cdot N = C \quad (14)$$

kde $\Delta\sigma_{hs}^m$ je rozsah tvarového napětí v bodech předpokládané iniciace trhliny, N je počet cyklů do selhání a C je návrhová hodnota. [12]

4.5 Přístup založený na vyhodnocení vrubového napětí

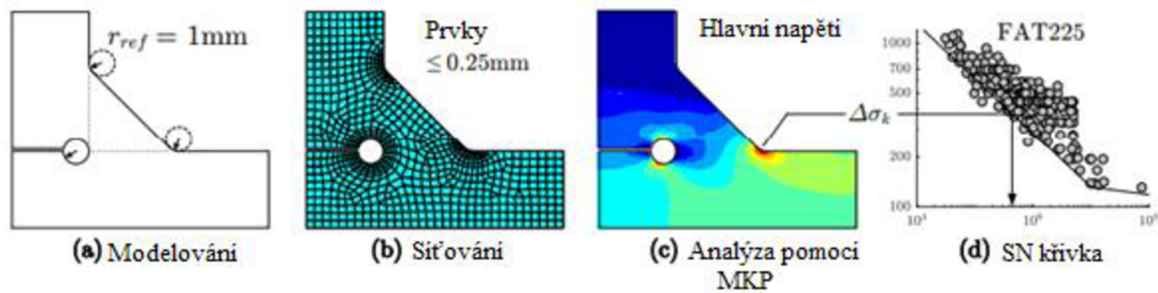
Pokud je geometrie obecně složitější, tzn. jedná se například o úhel boku svaru, je výhodné použít metodu založenou na vrubovém napětí [6]. Výhoda této metody oproti jiným přístupům je taková, že zahrnuje místní vliv geometrie svaru [6]. Tato metoda byla vyvinuta koncem 70. let, ale k jejímu rozšíření došlo až později [3].

Metoda založená na vyhodnocení vrubového napětí vychází z určení elastické špičky napětí v místě kořene nebo paty svaru. [17]

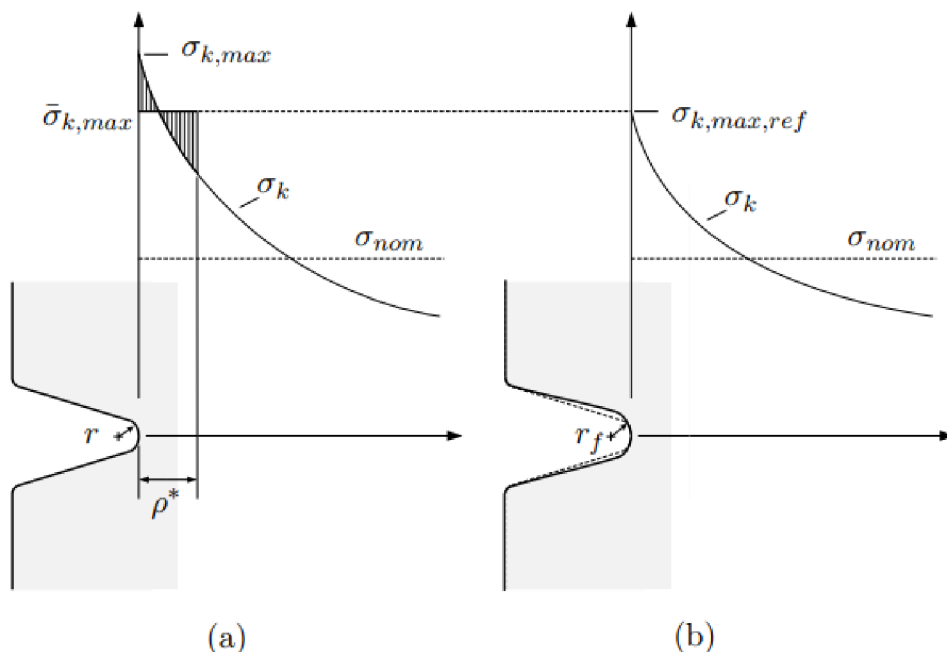
Princip metody funguje na základě teorie elastické pružnosti materiálu, tzn. nezohledňuje elasticko-plastické chování materiálu. [17]

4.5.1 Princip metody

Celý proces zjištění únavové pevnosti pomocí metody založené na vrubovém napětí začne tím, že se vytvoří MKP model. U modelu se vytvoří co nejpřesnější geometrie svaru i s poloměry zaoblení v patě a kořeni. Hlavní napětí je určeno za pomoci velmi jemné sítě ve vrubech. Požadovaný výsledek se poté vyhodnotí za pomoci jediné S-N křivky dané normou FAT225. Celý princip je ukázán na obrázku 4.9. [6]



Obr. 4.9 Metoda vrubového napětí, upraveno dle [14]

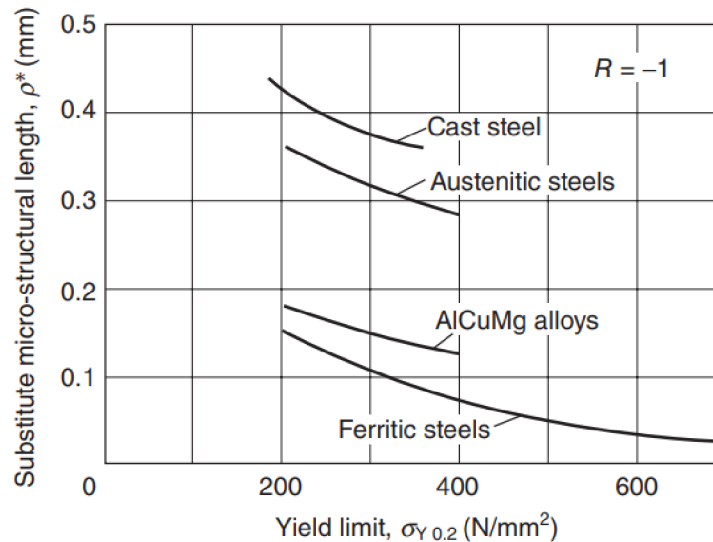


Obr. 4.10 Fiktivní koncept zaoblení vrubu [6]

Hlavní myšlenka celé metody je založena na předpokladu, že rozhodující pro únavovou životnost není špičkové napětí přímo na povrchu vrubu ale spíše o něco nižší únavově efektivní vrubové napětí. Tohoto lze dosáhnout fiktivním zvětšením poloměru v zářezu, jak je vidět na obrázku 4.10. Vzorec pro fiktivní poloměr r_f vypadá následovně:

$$r_f = r + s\rho^* \quad (15)$$

kde r je skutečný poloměr, s je faktor spojený s konkrétním napěťovým stavem a ρ^* je náhradní mikrostrukturní délka. Pro rovinné deformační podmínky v kořenech ostrých vrubů se uvažuje $s = 2,5$. Hodnoty pro ρ^* lze vyčíst z grafu na obrázku 4.11. Pro klasické oceli se nejčastěji volí $\rho^* = 0,4$. [17]



Obr. 4.11 Náhradní mikrostrukturní délka závislá na hranici kluzu pro různé materiály [17]

Když budeme uvažovat „nejhorší“ možnost, tzn. že poloměr zaoblení r se rovná nule, tak by fiktivní poloměr r_f byl $r_{ref} = 1$ mm. [17]

Vzorec pro vrubové napětí σ_k vůči jmenovitému napětí je

$$\sigma_k = K_t \sigma_n \quad (16)$$

Z tohoto vztahu můžeme vidět, že vrubové napětí je přímo úměrné jmenovitému napětí. Pro únavovou pevnost tedy platí následující vztah. [6]

$$\Delta\sigma_{R,k} = K_t \Delta\sigma_{R,n} \quad (17)$$

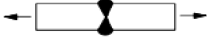


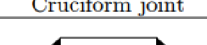
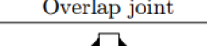

To znamená, že vrubové napětí lze přepočítat pro různé napěťové hladiny bez nutnosti spouštět program na metodu konečných prvků. Zkrátí se doba výpočtu a proces bude jednodušší. [6]

Přístup, který byl popsán výše vykazuje u tenkostěnných konstrukcí s tloušťkou stěny menší než 5 mm velmi konzervativní výsledky. Proto se u tenkých plechových materiálů používá referenční hodnota $r_{ref} = 0,05$ mm. S-N křivky pro tuto hodnotu zaoblení vrubu byly odvozeny z výsledků únavových zkoušek podobně jako v případě $r_{ref} = 1$ mm. [17]

4.5.2 FAT225

Na základě velkého počtu únavových zkoušek svarů byla odvozena křivka FAT225. Na obr. 4.12 jsou zobrazeny některé typy svarových spojů, ze kterých byla odvozena. Po nalezení údajů pro každý typ svaru se provedla podrobná statistická analýza. Po nalezení průměrné jmenovité únavové pevnosti pro každý z typů se pomocí únavového součinitele vrubu K_f ⁸ zjistila průměrná lokální pevnost. Na zmíněném obrázku lze spatřit, že hodnota se téměř nemění. [6]

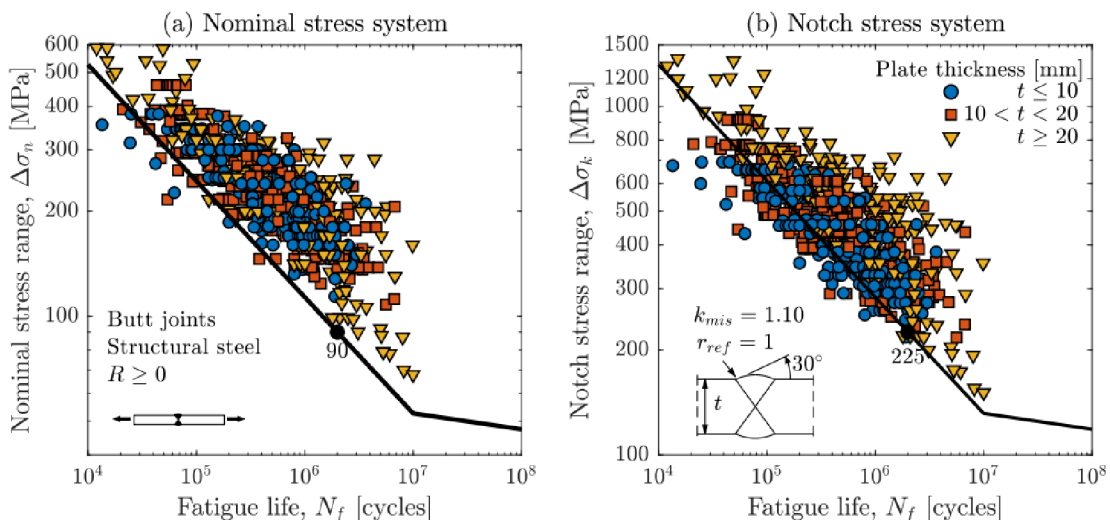
⁸ K_f se zjistí pomocí metody vrubového napětí.

Welded joint type (structural steels)	Fatigue notch factor K_f Fracture initiation	Nominal fatigue strength ($R=0$) $\sigma_{R,n}$ [MPa], $P_S=$			Local fatigue strength $\Delta\sigma_{R,k}=2K_f\sigma_{R,n}$ [MPa]
		10%	50%	90%	
 Butt joint	30° : 1.89 45° : 2.27 Weld toe	61	78	99	As-welded, $N=2 \cdot 10^6$, $R=0$ log 240 280 320 360 400 440 480 294 354 338 336 344 346
 Transverse stiffener	2.45 Weld toe	52	69	91	
 Cruciform joint	2.50 Weld toe	54	67	83	
 Overlap joint	3.20 Weld toe	47	55	65	
 Cruciform joint	4.03 Weld root	32	43	57	
 T + Y joints	Results for crane constructions	As-welded		362	
		Stress relieved		352	

Obr. 4.12 Lokální únavová pevnost [6]

Po vyhodnocení bylo zjištěno, že FAT225 odpovídá experimentálním údajům a že metoda vykazuje přesnější výsledky než přístup založený na vyhodnocení nominálního napětí. [6]

Mezi hlavní nedostatky této metody patří její pracnost. Vytvoření MKP sítě pro model, ze kterého je zapotřebí určit vrubové napětí je poměrně složité. Další nedostatek se týká tupých svarů, které vykazují velmi nízkou koncentraci napětí v patě svaru. Tato metoda u nich nelze dobře použít. Na obrázku 4.13 můžeme vidět, že některé body spadají pod S-N křivku, tzn. že se jedná o nekonzervativní postup. Pro tupé svary je tedy lepší volit metodu pomocí nominálních napětí. [6]

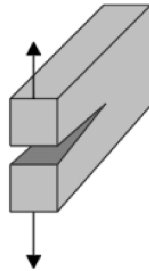


Obr. 4.13 Posouzení tupých svarů pomocí metody vrubového napětí [6]

4.6 Přístup založený na vyhodnocení parametrů lomové mechaniky

Predikci únavového života založenou na parametrech lomové mechaniky je ideální použít v situacích, kdy se v dané součásti již vyskytuje určitá trhlina, protože fázi iniciace trhliny touto cestou popsat nelze.

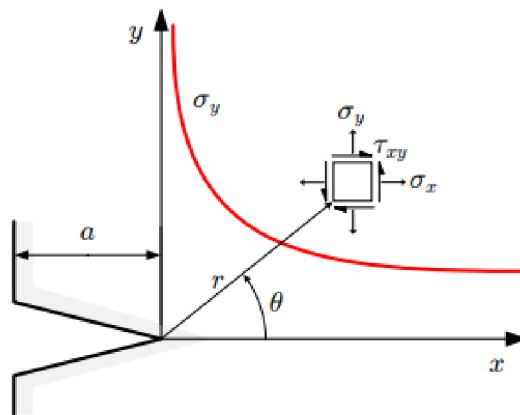
Dále se uvažují trhliny, které se šíří v módu I (obr. 4.14). Děje se tak z toho důvodu, že trhlina se v tomto zatěžovacím módu nejnádhněji šíří. [6]



Obr. 4.14 Tahový mód I [16]

4.6.1 Princip metody

Doposud byl u každé metody využit rozsah nebo amplituda napětí. U součásti, kde se už vyskytuje prasklina je tato metoda nevhodná. Prasklá součást má na hrotu trhliny lokální elastické napětí, jak zobrazuje obrázek 4.15.



Obr. 4.15 Zobrazení napětí těsně před čelem trhliny [6]

Pro popis napjatosti před čelem trhliny byla zavedena veličina, která se nazývá součinitel intenzity napětí a značí se K . [6]

Vzorec pro výpočet součinitele intenzity napětí je

$$K = f\sigma\sqrt{\pi a} \quad (18)$$

kde f značí geometrický faktor, σ nominální napětí a a je délka trhliny.

Pro tělesa, které mají složitou geometrii lze součinitel intenzity napětí zjistit pomocí metody konečných prvků. [6]

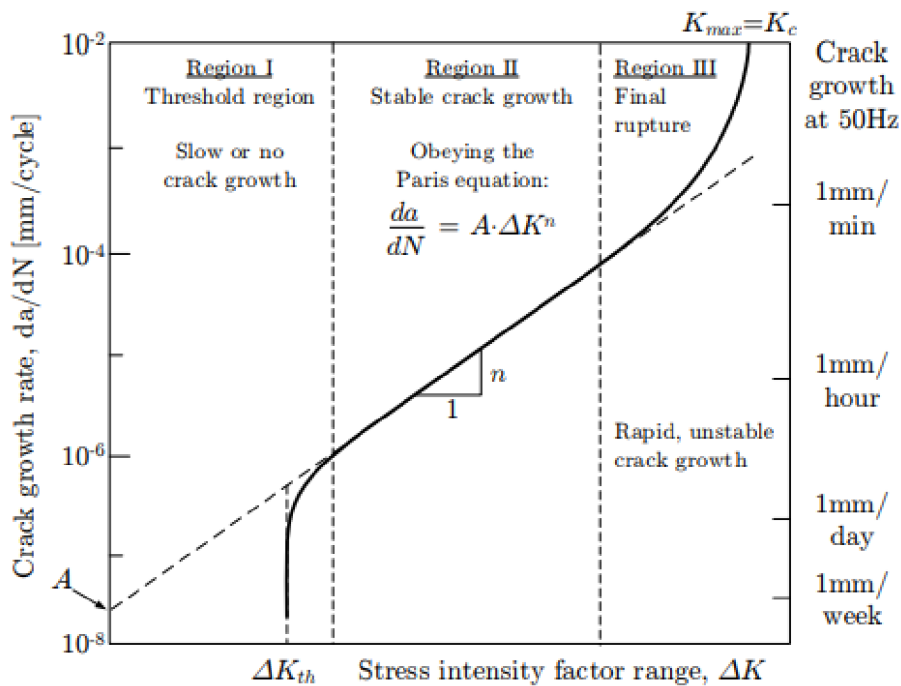
Je důležité si uvědomit, že geometrický faktor f je závislý na délce trhliny, tzn že platí $f = f(a)$. Z tohoto důvodu je vždy potřeba stanovit součinitel intenzity napětí K v celém rozsahu hloubky trhliny. [6]

Rovnice, která vyjadřuje přírůstek délky trhliny da na přírůstku cyklu dN při daném ΔK se nazývá Parisova rovnice a její znění je

$$\frac{da}{dN} = A \cdot \Delta K^n \quad (19)$$

kde A a n jsou materiálové parametry.

Obrázek 4.16 představuje závislost rychlosti růstu trhliny na součiniteli intenzity napětí. Je vidět, že chování trhliny, které popisuje Parisova rovnice je použitelné pouze pro část, kde se trhlina šíří stabilně. [6]



Obr. 4.16 Rychlost růstu trhliny na rozsahu součinitele intenzity napětí [6]

4.6.2 Odhad životnosti

Za předpokladu, že je znám součinitel intenzity napětí K a rychlost šíření trhliny, lze po matematických úpravách získat celkovou životnost N :

$$N = \int dN = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{A \cdot \Delta K^n} \quad (20)$$

kde a_i představuje počáteční délku trhliny a a_f konečnou délku trhliny. [6]

4.6.3 Přístup LEFM vs přístup pomocí SN křivek

Pokud je vzorek zatěžovaný konstantní amplitudou, tak za určitých podmínek je přístup LEFM a přístup pomocí SN rovnocenný. [6]

Když se rovnice (18) vloží do rovnice (19), tak výsledek je

$$\frac{da}{dN} = A \cdot \Delta K^n = A \cdot (f(a)\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^n = A(f(a)\sqrt{\pi a})^n \Delta\sigma^n \quad (21)$$

Po úpravách lze dojít k rovnici ve tvaru

$$\int_{a_i}^{a_f} (f(a)\sqrt{\pi a})^{-n} da = A \cdot \Delta\sigma^n \cdot N \quad (22)$$

Výraz nalevo závisí pouze na geometrii a sklonu, takže celý integrál dá konstantu

$$I = \int_{a_i}^{a_f} (f(a)\sqrt{\pi a})^{-n} da = \textit{konstanta} \quad (23)$$

Dosazením do rovnice (22) lze získat rovnici pro S-N křivku

$$I = A \cdot \Delta\sigma^n \cdot N \quad (24)$$

nebo

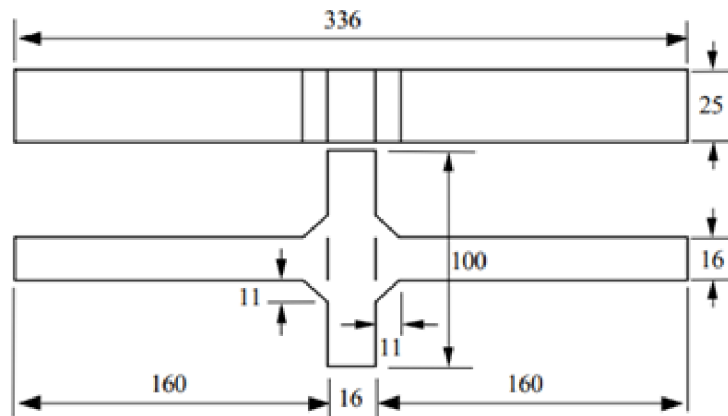
$$C = \Delta\sigma^m \cdot N \quad (25)$$

kde $C = I/A$ a $n = m$.

Toto znamená, že je možné stanovit S-N křivku pomocí lomové mechaniky prostřednictvím geometrického faktoru f . Typické použití jsou různé srovnávací analýzy. [6]

5. Praktický odhad únavové životnosti

Pro provedení odhadu únavové životnosti svaru byl použit článek od autorů S. Kainuma a T. Mori zabývající se zatěžováním koutových svarových spojů [8]. V práci, [18] odkud byl článek vybrán se nachází 45 testovaných vzorků. Po konzultaci s vedoucím byl vybrán vzorek s označením C1. Jeho vlastnosti jsou zobrazeny na obrázku 5.2. V této práci se nachází všechny potřebné informace jako například geometrie svaru, která je zobrazena i s rozměry na obrázku 5.1. Při experimentu byla použita ocel s označením SS400. Mechanické vlastnosti a chemické složení použitého materiálu jsou uvedeny v tabulce 5.1.



Obr. 5.1 Konfigurace a rozměr vzorku [8]

Table 2
 Data series of experimental fatigue tests. K_t is defined by means of the notch stress method.

ID	Ref.	Yield Strength (MPa)		t (mm)	a_{eff}/t	$K_{t,root}$	$K_{t,Toe}$	R	Process
		Material	Filler						
A1	[3]	315	*	16	0.35	6.5	5.28	0.4	MAG
A2	[3]	315	*	16	0.48	4.46	2.71	0.4	MAG
A3	[3]	315	*	16	0.47	5.62	4.93	0.4	MAG
A4	[3]	315	*	16	0.59	4.47	3.62	0.4	MAG
A5	[3]	315	*	16	0.38	5.83	4.8	0.4	MAG
B1	[35]	413	485	9	0.53	3.73	3.3	0	MMA
B2	[35]	397	485	20	0.48	5.56	4.42	0	MMA
C1	[41]	315	510	16	0.53	4.82	3.88	0	MAG
C2	[41]	315	510	16	0.53	4.82	3.88	0.75	MAG

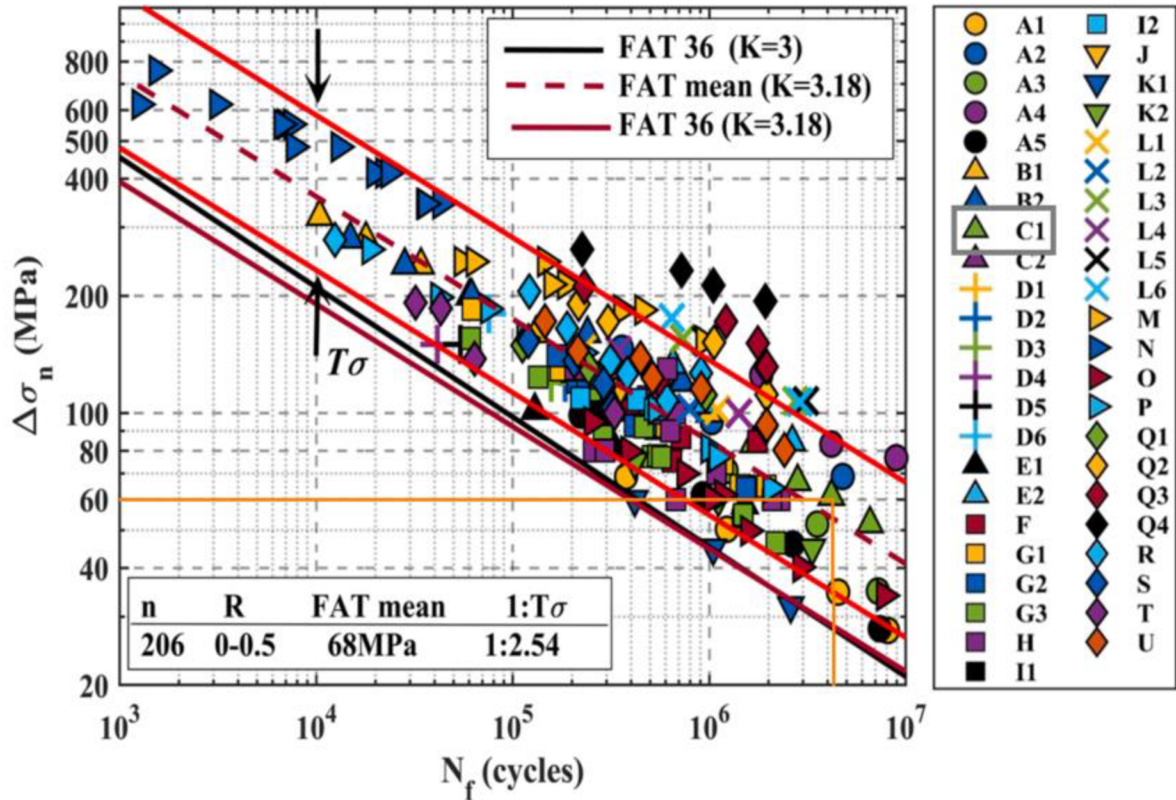
Obr. 5.2 Vlastnosti vybraného vzorku [18]

Tab. 5.1 Mechanické vlastnosti a chemické vlastnosti použitého materiálu [18]

Mez kluzu (MPa)	Napětí v tahu (MPa)	Prodloužení (%)	C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
315	451	32	0,12	0,23	1,09	0,14	0,003

Ve zmíněné práci se nachází také graf, který je zobrazen na obrázku 5.3. Tento graf zobrazuje závislost nominálního napětí na počtu cyklů do lomu testovaného vzorku C1. Z grafu lze vyčíst, že při 60 MPa vydrží vybraný vzorek kolem čtyř milionů cyklů do lomu.

Vybraný model má symetrickou geometrii i působící zatížení. U takových vzorků je vhodné využít principu symetrie. Značně se zjednoduší tvorba sítě a zkrátí se výpočetní čas. Místo celého modelu bude možné modelovat pouze jeho jednu čtvrtinu, která bude zatížena zatížením 60 MPa.



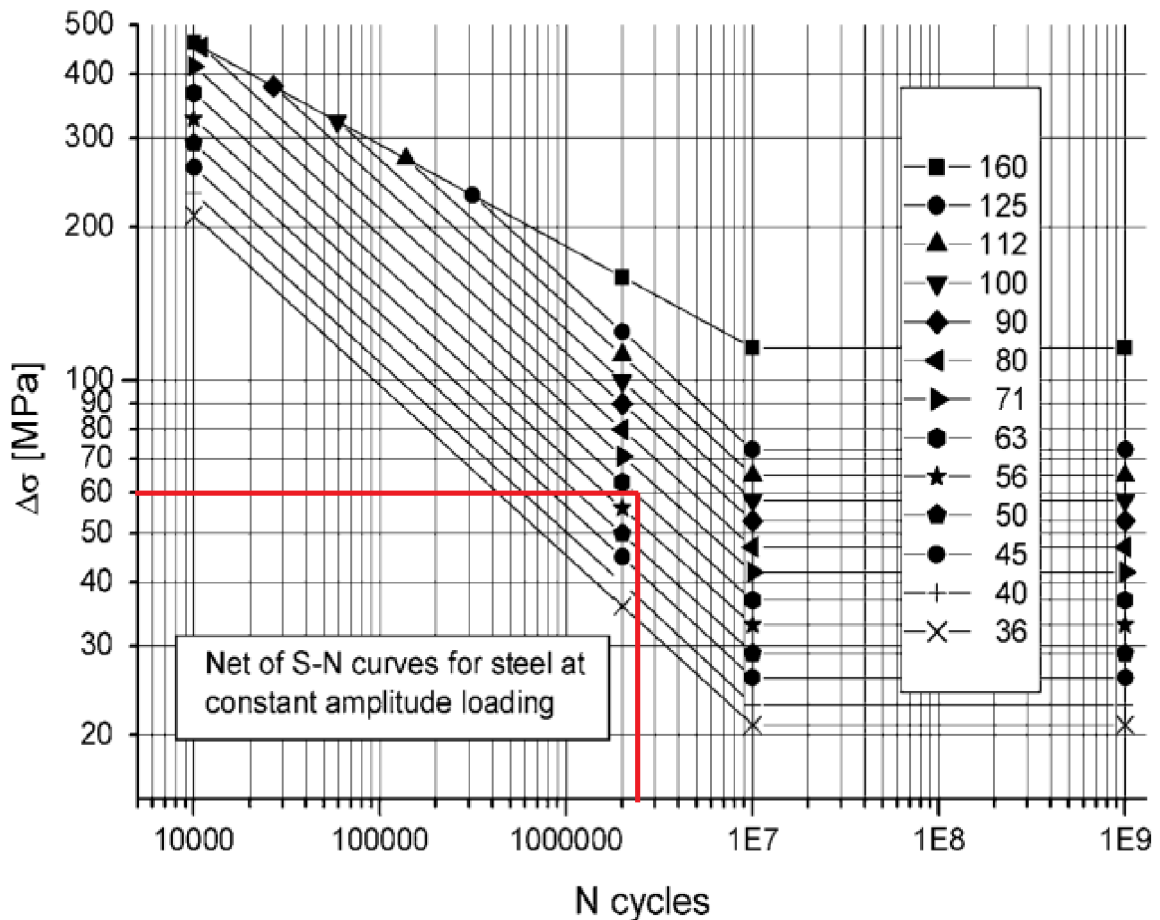
Obr. 5.3 Vzorky zatížené nominálním napětím [18]

5.1 Metoda založena na vyhodnocení nominálního napětí

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.2., metoda, která využívá pro odhad únavové životnosti nominální napětí je využívána hlavně pro svoji jednoduchost. Odhad životnosti se provádí za pomoci katalogů, kde lze najít správnou S-N křivku pro konkrétní svar.

Na obrázku 4.3 je výstřižek z katalogu konstrukčních detailů podle IIW. Lze zde vidět, že třída FAT 63 odpovídá našemu vzorku v geometrii i v zatížení.

Průsečík, který nám vznikne spojením FAT 63 a zatížení 60 MPa je vyobrazen na obrázku 5.4. Lze vidět, že výsledek pro nominální napětí se pohybuje těsně nad hodnotou dva miliony cyklů.



Obr. 5.4 S-N křivka FAT pro nominální napětí pro vzorek C1 [13]

5.2 Metoda založena na tvarovém a vrubovém napětí

U metody založené na tvarovém a vrubovém napětí je pro výpočet konkrétního napětí nutné provést MKP výpočet.

5.2.1 Stručná teorie metody konečných prvků

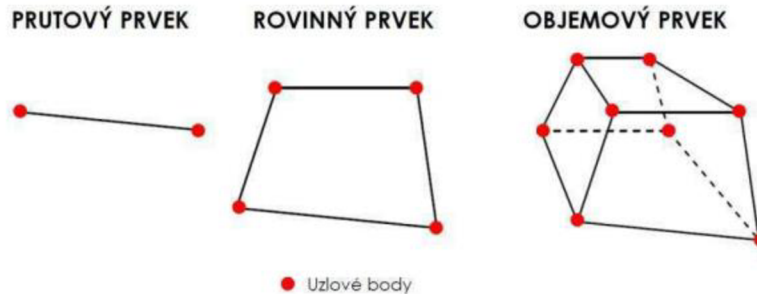
Metoda konečných prvků vznikla původně kvůli potřebě řešení výzkumných úkolů. Vyvíjená byla zpočátku na akademické půdě a později se stále častěji využívala k řešení inženýrských problémů.

S rozvojem MKP se rozmohl trh s čistě komerčními programy. Nejznámější jsou NASTRAN, ANSYS, ABAQUS nebo například ADINA [15].

K provedení napěťové analýzy je potřeba vyřešit 15 neznámých parametrů z 15 nezávislých rovnic. Jedná se o tři posuvy, šest přetvoření a šest napětí. K vyřešení musí být splněny obecné rovnice pružnosti. Jsou to rovnice rovnováhy, geometrické rovnice a konstitutivní vztahy, které představují vztah mezi deformací a napjatostí. Výhodou této metody je, že lze hledat řešení pro složitá tělesa. Ve strojírenství je to velká výhoda, protože se zde elementární tělesa moc často nevyskytují. [15]

Základním krokem v metodě konečných prvků je diskretizace. To znamená, že se celý objem tělesa rozloží na konečný počet prvků (elementů). Jedny z typů konečných prvků jsou

zobrazeny na obr. 5.5. Tyto prvky následně vytvoří síť. V uzlech se hledají neznámé parametry řešení, jako je například posunutí. Takové hledání se provádí pomocí vhodně zvolených bázevých funkcí. Tento postup se nazývá deformační přístup a je nejvíce využívaný. [15]



Obr. 5.5 Typy konečných prvků [15]

Dalším krokem je sestavení matice tuhosti pro každý prvek. Z těchto matic se následně odvodí globální matice tuhosti celého modelu. [15]

Samotné řešení je založeno na variační metodě hledající minimum funkcionálu, kterým je v tomto případě celková potenciální energie Π .

$$\Pi = W - P \quad (26)$$

kde W je energie napjatosti tělesa a P vnější zatížení. [15]

Petruška ve svém díle [15] uvádí, že celková potenciální energie v závislosti na konečném počtu deformačních parametrů se zapíše jako

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot U^T \cdot K \cdot U - U^T \cdot F \quad (27)$$

Pokud se vezme v úvahu Lagrangeův variační princip, tak vzniká podmínka

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = 0 \quad (28)$$

Z parciálních derivací podle posunutí lze odvodit soustavu čtyř lineárních algebraických rovnic. Tímto krokem se získá základní maticová rovnice MKP:

$$K \cdot U = F \quad (29)$$

Tato rovnice udává rovnováhu v jednotlivých uzlech v síti.

5.2.2 Tvorba modelu

Pro tvorbu modelu byl použit program Fusion 360. Síť byla vygenerovaná pomocí programu ANSA. Pro analýzu výsledků byl použit MSC Patran a MSC Nastran.

Pro provedení únavové analýzy bylo potřeba vytvořit jednoduchý model, který bude podkladem pro vytvoření sítě konečných prvků. Protože se na obrázku 5.1 nachází symetrický koutový křížový svar, lze využít principu symetrie, rozdělit model na čtvrtiny a modelovat pouze jednu čtvrtinu.

5.2.3 Tvorba sítě

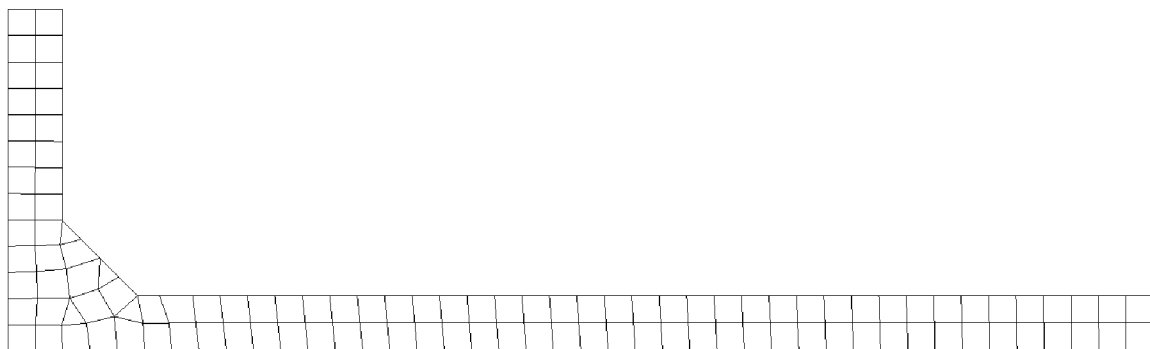
Dalším krokem je tvorba sítě. Jedná se o velmi důležitou část. Závisí na ní doba výpočtu, a hlavně přesnost výsledných hodnot. Pro tvorbu sítě byly zvoleny prvky druhého řádu, tzv. kvadratické elementy.

Tvorba sítě pro metodu tvarového napětí

Jak již bylo popsáno v kapitole 4.4.1, u metody založené na tvarovém napětí je typická hrubá síť. Velikost elementu se obvykle volí jako polovina tloušťky modelu (lze vidět na obr. 4.4). Tloušťka modelu pro tvarové napětí je 16 mm, takže velikost prvku byla zvolena 8x8 mm. Na obr. 5.6 je zachycen počet uzlů a elementů modelu využitého pro určení tvarového napětí. Výsledná síť, na které se bude zjišťovat tvarové napětí je zobrazena na obrázku 5.7.

	Imported
Nodes	438
Elements	111

Obr. 5.6 Počet uzlů a elementů modelu založeného na tvarovém napětí



Obr. 5.7 Finální síť modelu založeného na tvarovém napětí

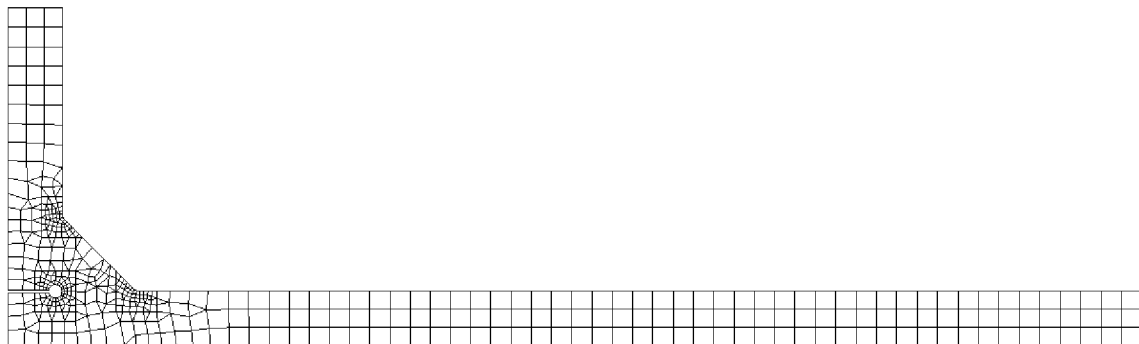
Tvorba sítě pro metodu vrubového napětí

V kapitole 4.5.1 bylo zmíněno, že u metody, která je založena na vrubovém napětí je doporučená velikost elementu 0,25 mm. Zaoblení se volí 1 mm. Na obr. 5.8 lze vidět, že vytvořená síť má větší počet elementů i uzlů. Děje se tak kvůli tomu, že síť v místě vrubu je u

tohoto modelu velmi jemná. Výsledná síť pro odhad životnosti pomocí vrubového napětí je zobrazena na obrázku 5.9.

	Imported
Nodes	549
Elements	487

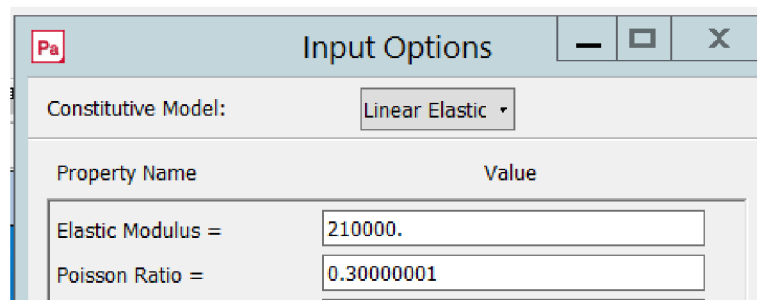
Obr. 5.8 Počet uzlů a elementů modelu založeného na vrubovém napětí



Obr. 5.9 Finální síť modelu založeného na vrubovém napětí

5.2.4 Materiál a okrajové podmínky

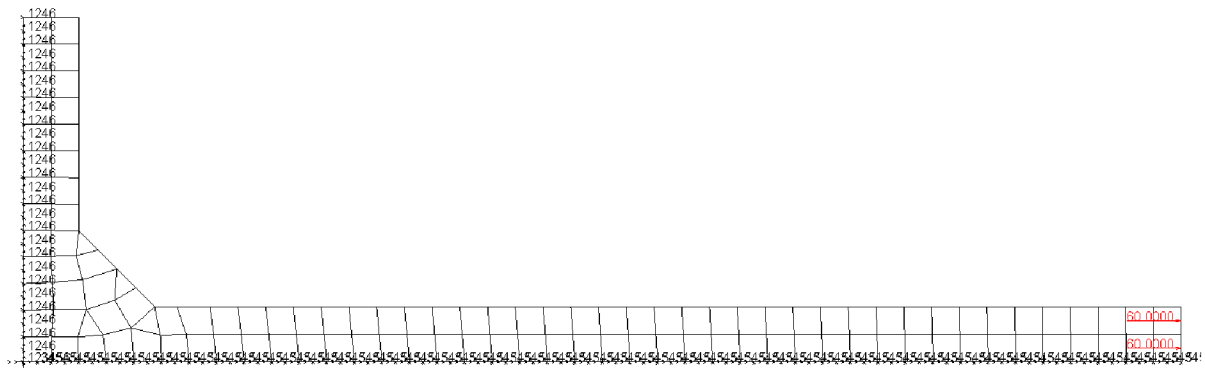
Ze začátku bylo potřeba přiřadit tělesu materiál. Jeho vlastnosti byly navoleny pomocí modulu pružnosti a Poissonova čísla (obr. 5.10).



Obr. 5.10 Přiřazení materiálu v programu MSC Patran

Okrajové podmínky popisují uložení a zatížení tělesa. Pro obě metody se uvažují stejné okrajové podmínky. Jedná se o odebrání posuvů v osách x, z a y z důvodu symetrie tělesa.

Nakonec bylo aplikováno zatížení. V kapitole 5 již bylo zmíněno, že se volí zatížení o velikosti 60 MPa. Na obrázku 5.11 jsou zachyceny aplikované okrajové podmínky.



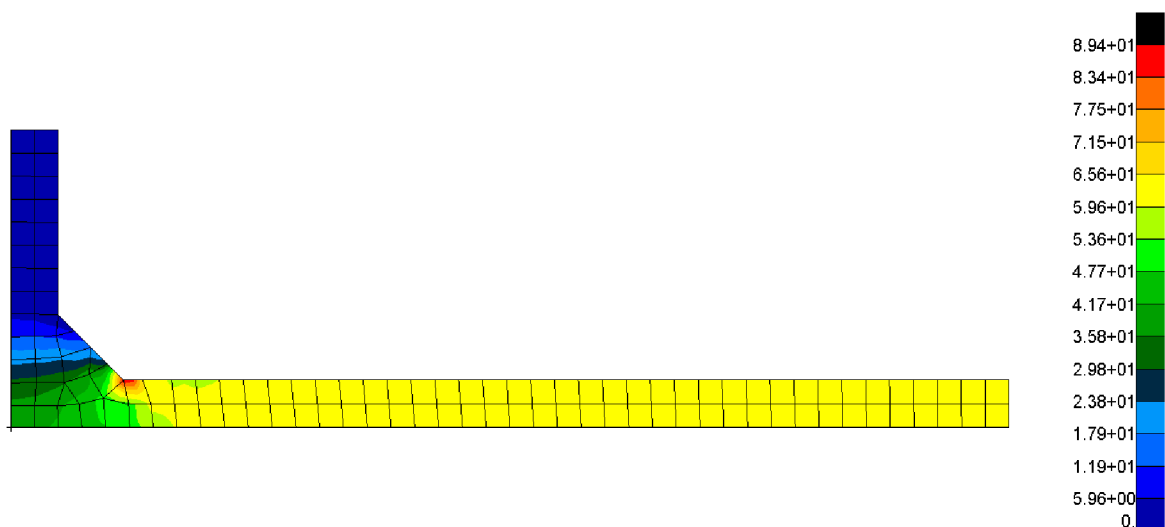
Obr. 5.11 Okrajové podmínky

5.2.5 Výsledky analýzy

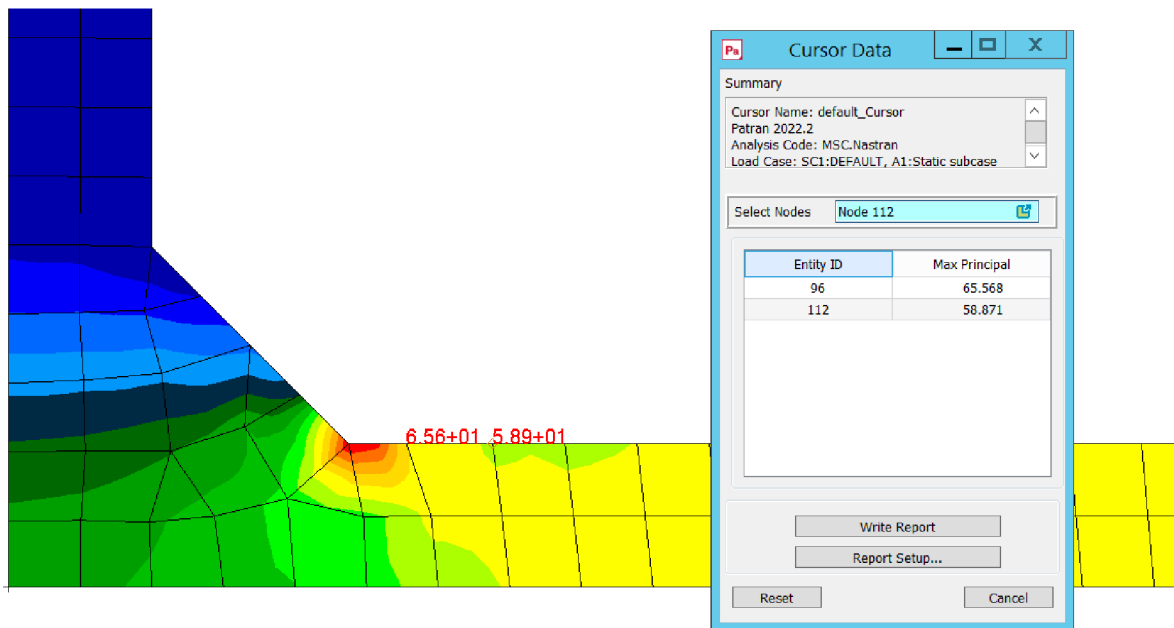
Po správném nastavení okrajových podmínek bylo provedeno spuštění analýzy a zobrazení výsledků.

Výsledek analýzy pro tvarové napětí

Na obr. 5.13 lze vidět hodnoty výsledného napětí Max Principal (první hlavní napětí) [MPa]. Dle předpokladů se svar deformuje ve směru zátěžné síly (obr. 5.12). Nejvíce rizikové místo se nachází u paty svaru.



Obr. 5.12 Výsledky prvního hlavního napětí [MPa] na modelu pro tvarové napětí



Obr. 5.13 Hodnoty prvního hlavního napětí v [MPa] pro výpočet extrapolace

V kapitole 4.4.1 je zmíněno, že výsledný rozsah napětí lze získat pomocí lineární extrapolace. Hodnoty napětí pro tento krok je nutno odečíst v příslušných vzdálenostech od špičky svaru. Tato napětí jsou zapsána v tabulce 5.2.

Tab. 5.2 Hodnoty napětí pro výpočet extrapolace

Vzdálenost od špičky svaru [mm]	Napětí v pozorovaném místě [MPa]
3,2	65,568
8	58,871

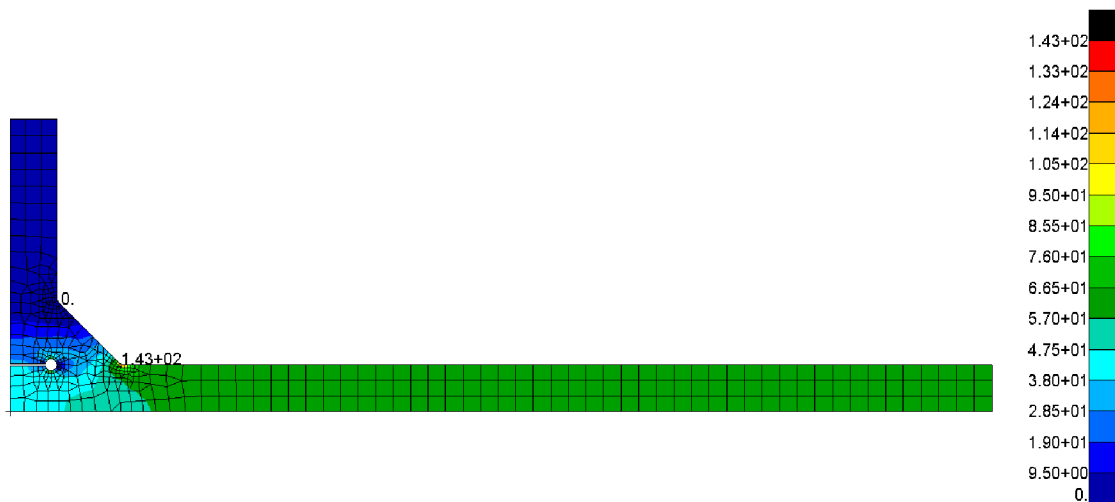
Následně byl pomocí následujícího vzorce dopočítán výsledný rozsah napětí:

$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_{0,4t} - 0,67\sigma_{1,0t} \quad (30)$$

Po dosazení vychází výsledná hodnota pro odhad únavové životnosti pomocí tvarového napětí 70,05 MPa.

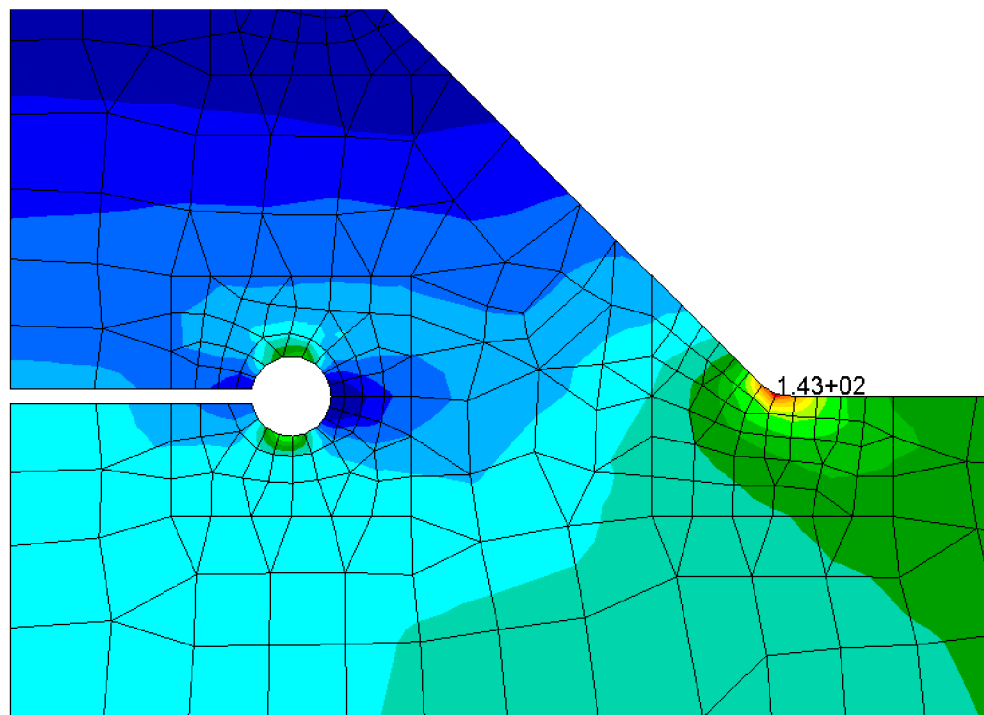
Výsledek analýzy pro vrubové napětí

Pro vrubové napětí je výsledek analýzy zobrazen na obrázku 5.14. Podobně jak u tvarového napětí, tak i zde se odečítalo první hlavní napětí. Stejně jako u předchozí metody, svar se deformoval ve směru zátěžné síly a nejvíce rizikové místo se nachází v patě svaru. Jedna z výhod této metody je, že se konečné napětí pouze odečte a nemusí se nijak dopočítávat. Výsledná hodnota pro odhad únavové životnosti pomocí vrubového napětí je 143 MPa.



Obr. 5.14 Výsledky prvního hlavního napětí [MPa] na modelu pro vrubové napětí

Na obrázku 5.15 je možné spatřit detailnější přiblížení paty a kořene svaru, kde byla síť zjemněná. Jedná se o kritická místa.



Obr. 5.15 Detailní pohled na výsledné hodnoty prvního hlavního napětí [MPa] na modelu pro vrubové napětí

6. Diskuse výsledků

Rovnici (7) lze upravit na tvar:

$$N = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_n}{FAT} \right)^{\frac{-1}{m}} \quad (31)$$

kde N vyjadřuje počet cyklů do lomu, σ_n rozsah napětí, m sklon křivky a FAT označuje referenční únavovou pevnost při $2 \cdot 10^6$ cyklů.

V tabulce 6.1 lze vidět výsledné hodnoty po dosazení do rovnice (31) pro všechny tři testované přístupy:

Tab. 6.1 Tabulka výsledků

Hodnota pro nominální napětí	2 032 793 cyklů
Hodnota pro tvarové napětí	2 174 243 cyklů
Hodnota pro vrubové napětí	2 326 191 cyklů

Výsledky poměrně dobře odpovídají teorii. V 5. kapitole bylo zmíněno, že reálný vzorek přebraný z práce [8] vydrží do lomu kolem 4 000 000 cyklů. Nejvyšší hodnoty, které vyšly se pohybují těsně nad dva miliony. Výsledky ukazují, že predikované hodnoty životnosti jsou výrazně konzervativnější než reálně naměřené hodnoty. Všechny tři metody dávají pro jednoduchou základní geometrii přibližně podobné výsledky. Reálné hodnotě se nejvíce přiblížilo vrubové napětí, což potvrzuje rešeršní část v kapitole 4. Fakt, že všechny výsledky jsou poměrně vzdáleny od opravdové hodnoty je zaviněno velkým rozptylem životnosti u svarových spojů. Životnost u našeho vzorku byla počítaná na 97,7 %. To je důvod, proč jsou výsledné hodnoty o dost nižší než reálné. Teorie o statistickém zpracování únavových dat svarových spojů byla popsána detailněji v kapitole 3.5.1.

Z tabulky 6.1 lze vyčíst, že hodnota 2 032 793 cyklů do lomu se nejvíce vzdaluje od reálného výsledku. Tato hodnota byla vypočtena pro nominální napětí. Tento fakt ukazuje, že přístup založený na vyhodnocování únavové pevnosti pomocí nominálního napětí je nejméně přesný. To potvrzuje i kapitola 4.2. Na druhou stranu se jedná o nejvíce konzervativní metodu a tím pádem i nejvíce bezpečnou.

7. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši existujících přístupů k únavové životnosti svarových spojů, vytvořit jednoduchý MKP model svarového spoje a odhadnout jeho únavovou životnost.

V první části této práce byla stručně popsána problematika únavy a svařování. Podrobněji byly následně popsány existující přístupy k únavové životnosti svarových spojů. Jednalo se o nejvíce používané metody. Konkrétně o metodu založenou na vyhodnocení pomocí nominálního napětí, tvarového napětí a vrubového napětí. Na konci první části je ještě stručně popsána metoda založená na vyhodnocení únavové pevnosti pomocí lomové mechaniky.

Druhá část této práce je věnována tvorbě jednoduchého MKP modelu a jeho únavové životnosti v oblasti svaru. Byly testovány tři nejpoužívanější přístupy. Výsledky, které vyšly poměrně dobře, odpovídaly teorii popsané v první části. Metoda založená na vyhodnocení pomocí nominálního napětí se ukázala jako nejméně přesná, ale nejvíce konzervativní. Metoda, kde se k určení životnosti svaru využívá vrubového napětí se reálné hodnotě přiblížila nejvíce.

Nelze zcela říct, která metoda je nejlepší. Každý z výše zmíněných přístupů má svoje výhody i nevýhody. Obecně by se dalo říct, že nejvíce přívětivá je metoda založená na tvarovém napětí. Tvorba sítě u tohoto typu není náročná, výpočet netrvá dlouho a je poměrně přesná. To dokládá i to, že tento typ metody se nejčastěji používá v praxi.

Fakt, že vypočtené hodnoty vyšly o skoro dva miliony cyklů nižší je přesně ten důvod, proč je potřeba nadále zlepšovat přístupy pro zhodnocení únavové životnosti svarů. Zlepšení těchto metod je důležité hned z několika důvodů:

- Bezpečnost – Svarové spoje jsou často vystaveny cyklickému namáhání a může dojít k selhání konstrukce. Zlepšením může dojít ke snížení selhání a navýšení celkové bezpečnosti.
- Ekonomické důvody – Selhání svarových spojů může vést k drahým opravám. Zlepšením přístupů se může prodloužit životnost konstrukce. Lepší predikce zaručí, že by konstrukce nemusely být předimenzované a náklady za materiál by se mohly snížit.
- Efektivita – Svarové spoje se čím dál častěji vystavují namáhání. Zlepšováním přístupů může dojít k návrhu nových svarů, které jsou odolnější a spolehlivější.
- Inovace – Nové techniky svařování nebo nové využití materiálu. Zlepšení přístupů vyžaduje neustálý vývoj.

S ohledem na zadání bakalářské práce lze prohlásit, že všechny cíle byly splněny.

8. Seznam použité literatury

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] HOLZMANN, Miloslav a Mirko KLESNIL. *Křehký a únavový lom materiálů a konstrukcí*. Brno: VUT, 1972, 199 s.
- [3] RADAJ, D, C.M SONSINO a Wolfgang FRICKE. *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*. Second ed. Cambridge: Woodhead, 2006, XIX, 639 s. ISBN 0-8493-8451-6
- [4] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu. I. 2. opr. a rozš. vyd.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, xii, 516 s. : il. ISBN 80-7204-283-1.
- [5] PEDERSEN, Mikkel Melters. *Improving the Fatigue and Control Performance of Loader Cranes* [online]. Aalborg University, Denmark, 2011 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://vbn.aau.dk/ws/portalfiles/portal/316422571/MMP_PhD_Thesis.pdf. Ph.D. Thesis. Aalborg University.
- [6] PEDERSEN, Mikkel Melters. *Introduction to Metal Fatigue: Concepts and Engineering Approaches* [online]. Aarhus University, Denmark: Aarhus University, 2018 [cit. 2023-05-25]. ISBN 2245-4594. Dostupné z: <file:///C:/Users/42072/Downloads/mshansen,+Introduction+to+Metal+Fatigue.pdf>
- [7] *Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-9: Fatigue*. Brussels: CEN, 2005. Dostupné také z: <https://www.phd.eng.br/wp-content/uploads/2015/12/en.1993.1.9.2005-1.pdf>
- [8] KAINUMA, Shigenobu a Takeshi MORI. A study on fatigue crack initiation point of load-carrying fillet welded cruciform joints. *International Journal of Fatigue* 30 [online]. 2008 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2007.11.003
- [9] DNV GL. *RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures*. Recommended Practise, 2016. Dostupné z: <https://dokumen.tips/documents/dnvgl-rp-c203-fatigue-design-of-offshore-steel-structures-fatigue-design-of-offshore.html?page=15>
- [10] *International Institute of Welding* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <http://iiwelding.org>
- [11] NOVÁČEK, Antonín. *Svařování*. Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1976, 184 stran : ilustrace, grafy.
- [12] NIEMI, Erkki, Stephen J. MADDOX a Wolfgang FRICKE. *Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components: Designer's Guide* [online]. 2nd edition. Hamburg: Springer, 2008 [cit. 2023-05-25]. ISBN 978-981-10-5568-3. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-981-10-5568-3>
- [13] HOBACHER, A. *RECOMMENDATIONS FOR FATIGUE DESIGN OF WELDED JOINTS AND COMPONENTS* [online]. Wilhelmshaven: University of Applied Sciences, 2008 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <file:///C:/Users/42072/Downloads/XIII-1823->

07%20IIW%20Recommendations%20for%20fatigue%20design%20of%20welded%20joints
%20and%20components%202008%20(2).pdf

[14] PEDERSEN, Mikkel Melters, Ole Ø. MOURITSEN, Michael Rygaard HANSEN a Jes G. ANDERSEN. Experience with the Notch Stress Approach for Fatigue Assessment of Welded Joints. *Proceedings of Swedish Conference on Lightweight Optimised Welded Structures, LOST* [online]. Aalborg University, 2010 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://vbn.aau.dk/ws/portalfiles/portal/55396256/LOST_paper_MMP_pub.pdf

[15] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. Brno: VUT Brno, 112 s. Dostupné také z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>

[16] TURIS, Matúš a Oľga IVÁNKOVÁ. *Using finite element analysis to obtain plastic zones in the vicinity of the crack edges, under mixed mode loading conditions* [online]. Bratislava, 2020 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: https://www.matec-conferences.org/articles/matecconf/pdf/2020/06/matecconf_space20_00028.pdf. Slovak University of Technology in Bratislava.

[17] FRICKE, Wolfgang. *IIW RECOMMENDATIONS FOR THE FATIGUE ASSESSMENT OF WELDED STRUCTURES BY NOTCH STRESS ANALYSIS* [online]. Philadelphia: Woodhead Publishing, 2012 [cit. 2023-05-25]. ISBN 978-0-85709-856-9. Dostupné z: https://scholar.google.cz/scholar?q=IIW+RECOMMENDATIONS+FOR+THE+FATIGUE+ASSESSMENT+OF+WELDED+STRUCTURES+BY+NOTCH+STRESS+ANALYSIS&hl=en&as_sdt=0&as_vis=1&oi=scholar

[18] RAFTAR, Hamidreza Rohani, Mohammad DABIRI, Antti AHOLA a Timo BJÖRK. *Re-evaluation of weld root fatigue strength for load-carrying fillet welded joints using the notch stress concept* [online]. Lappeenranta, 2021 [cit. 2023-05-25] Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112320306083>

[19] SCHNEIDER, C.R.A. a S.J. MADDOX. *BEST PRACTICE GUIDE ON STATISTICAL ANALYSIS OF FATIGUE DATA* [online]. Cambridge, 2003 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: [file:///C:/Users/42072/Downloads/best-practice-guide-on-statistical-analysis-of-fatigue-data%20\(2\).pdf](file:///C:/Users/42072/Downloads/best-practice-guide-on-statistical-analysis-of-fatigue-data%20(2).pdf)

[20] NORMAN, E. Dowling. *Mechanical Behavior of Materials* [online]. Essex: Pearson Education Limited, 2013 [cit. 2023-05-25]. ISBN 978-0-273-76455-7. Dostupné z: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4204119/mod_resource/content/1/Livro%20Dowling-Mechanical%20Behavior%20of%20Materials%20%284th%20Edition%29.pdf