

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

POROVNÁNÍ RŮZNÝCH PŘÍSTUPŮ K ODHADU MEZE ÚNAVY REÁLNÉHO TĚLESA

COMPARATIVE STUDY OF DIFFERENT APPROACHES TO ASSESSMENT OF ENDURANCE
LIMIT OF A REAL BODY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VLADIMÍR NETOPIL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. KAMIL NOVÁK

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je porovnat různé přístupy k odhadu meze únavy reálného tělesa. V oblasti vysoko-cyklické únavy jsou to koncepce nominálních napětí a koncepce podle knihy Shigley's Mechanical Engineering Design. Nejprve se v této práci čtenář seznámí s oběma přístupy a následně budou oba přístupy srovnány na příkladech z praxe.

Summary

The aim of this bachelor thesis is to compare different approaches to assessment of endurance limit of a real body. In the area of the high-cycle fatigue are the nominal stress conception and conception from the book Mechanical Engineering Design. At first, the reader will acquaint with both the approaches and then the approaches will be compared to examples in practice.

Klíčová slova

únavu materiálu, mez únavy, vysoko-cyklická únavu, koncepce nominálních napětí, Konstruování strojních součástí

Keywords

fatigue, endurance limit, high-cycle fatigue, nominal stress conception, Mechanical Engineering Design

NETOPIL, V. *Porovnání různých přístupů k odhadu meze únavy reálného tělesa*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 58 s. Vedoucí Ing. Kamil Novák.

Tímto prohlašuji, že předkládanou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

Vladimír Netopil

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Kamilu Novákovi za odborné rady, cenné připomínky a trpělivost při vedení této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu při tvorbě této práce.

Vladimír Netopil

Obsah

1	Úvod	2
2	Únava materiálu	3
3	Výpočtové hodnocení mezního stavu únavové pevnosti	9
3.1	Koncepce nominálních napětí pro neomezenou životnost	9
3.1.1	Určení součinitele velikosti ϑ	10
3.1.2	Určení součinitele vrubu β	10
3.1.3	Určení součinitele povrchu η	11
3.1.4	Vyhodnocení bezpečnosti	13
3.1.5	Symetrický cyklus zatěžování	16
3.1.6	Nesymetrický cyklus zatěžování	16
3.1.7	Kombinované namáhání	17
3.2	Koncepce Shigley's Mechanical Engineering Design	18
3.2.1	Faktory ovlivňující mez únavy	18
3.2.2	Koncentrace napětí a vrubová citlivost	23
3.2.3	Kritéria únavového porušení při pulzujícím namáhání	24
3.2.4	Kombinované zatěžování	25
4	Praktická část	26
4.1	Příklad 1	26
4.1.1	Koncepce nominálních napětí	29
4.1.2	Koncepce Shigley	31
4.2	Příklad 2	33
4.2.1	Koncepce nominálních napětí	33
4.2.2	Koncepce Shigley	35
4.3	Příklad 3	38
4.3.1	Koncepce nominálních napětí	40
4.3.2	Koncepce Shigley	45
4.4	Příklad 4	47
4.4.1	Koncepce nominálních napětí	48
4.4.2	Koncepce Shigley	49
4.5	Hodnocení výsledků	51
5	Závěr	53
6	Seznam použitých zkratk a symbolů	56
7	Seznam příloh	58

1. Úvod

Únava materiálu je definována jako proces vzniku a šíření trhlin při zatěžování, které není statické. Toto namáhání se mění s časem, a proto je časová veličina jedním z hlavních parametrů popisující únavu materiálu. V případě periodického zatěžování se jedná o počet cyklů. Při navrhování součástí v inženýrské praxi nám vystupuje další pojem, a to mezní stav únavy. Tento mezní stav nastává, když v důsledku působení časově proměnných zatížení dojde k porušení funkčnosti součásti.

Od počátku výzkumu únavy a prvních systematických přístupů k výpočtovému řešení poškozování součástek na mezi únavy bylo formulováno několik koncepcí pro výpočet problémů, zabývajících se únavou. Studenti Vysokého učení technického Fakulty strojního inženýrství se v základních kurzech Pružnosti pevnosti II a konstruování setkávají se dvěma těmito přístupy. Z kurzu Pružnosti pevnosti II je tento výpočetní model znám jako koncepce nominálních napětí pro neomezenou životnost. V konstruování strojů je tento přístup znám jako koncepce dle knihy Shigley's Mechanical Engineering Design (Konstruování strojních součástí).

Ve své práci si kladu za cíl prostudovat oba tyto přístupy výpočtového hodnocení meze únavy a následně porovnat obě koncepce na příkladech z praxe. Vyhodnocení bezpečnosti budu provádět pro různé typy namáhání a pro různé velikosti namáhající síly. Odchytky obou koncepcí budou shrnuty v kapitole 4.5 Hodnocení výsledků.

V koncepci nominálních napětí je základním parametrem σ_c^* , což je mez únavy při symetrickém harmonickém zatěžování. Tato mez se stanovuje na základě meze únavy materiálu v tahu a parametrů, které zohledňují konstrukční vruby, rozměry součástek a povrchové úpravy součástek.

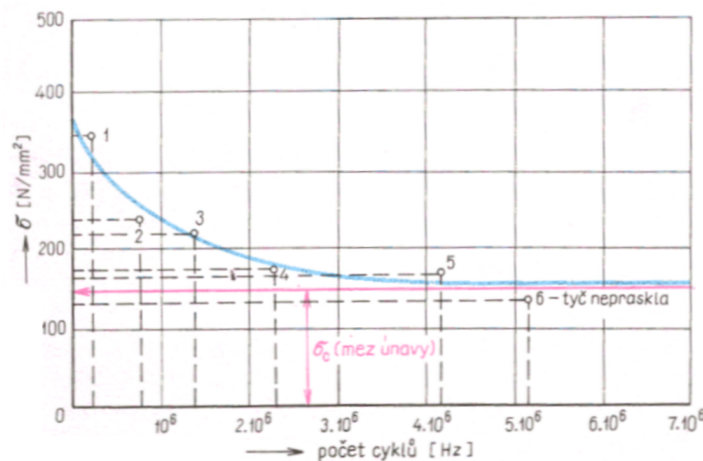
Koncepce dle knihy Mechanical Engineering Design vychází z Marinovy rovnice, kde se zjišťuje korigovaná mez únavy v kritickém místě součástky σ'_{C_o} a je to mez únavy tělesa, ve které jsou zahrnuty všechny vlivy, vztahující se k reálné součásti. Korigovaná mez únavy se stanovuje pomocí meze únavy v ohybu za rotace a i zde nám vstupují do výpočtu faktory, které zahrnují vliv jakosti povrchu, velikost tělesa, typ zatěžování, teplotu aj.

2. Únava materiálu

Pokud se podíváme do historie výzkumu únavy materiálu, nalezneme zárodky tohoto důležitého odvětví mechaniky těles již počátkem 19. století. Problematika únavy materiálu se začala řešit z důvodu rozvoje těžkého průmyslu a stavby železnic. Úplně první poznatky z této oblasti můžeme najít v práci německého inženýra Wilhelma A. J. Alberta z roku 1829 [1], který v ní pojednává o únavě důlních řetězů v důsledku cyklického zatěžování od důlních vagónů. Další důležitou osobou v oblasti únavy materiálu je anglický inženýr William J. M. Rankin [2], který se zabýval poruchami železničních náprav. Rankin ve svém výzkumu dospěl k závěru, že nápravy selhávají v důsledku postupného růstu křehké trhliny z ramene nebo jiného zdroje koncentrace napětí, např. drážky pro pero. Systematickým a experimentálním výzkumem se začal zabývat až německý železniční inženýr August Wöhler [3]. Jeho práce zformulovala obecné závěry únavy materiálu, které platí dodnes [4]:

- pro lom součásti, který vzniká v důsledku opakovaného zatížení, je rozhodující počet změn zatížení, nikoli doba provozu,
- poškození materiálu závisí na rozdílu maximálního a minimálního napětí v nebezpečném místě, absolutní velikost napětí má až druhořadý vliv,
- výsledky zkoušek lze znázornit křivkami v souřadnicích napětí - počet kmitů (Wöhlerovy křivky),
- z experimentálních výsledků lze stanovit takové mezní napětí, pod nímž k únavovým lomům již nedochází,
- geometrické vruby snižují únavovou pevnost o hodnotu závislou na tvaru vrubu a druhu materiálu [4].

Wöhlerova křivka (závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu) je dosud základní únavovou charakteristikou materiálu [4].



Obrázek 2.1: Wöhlerova křivka pro oceli [4]

Únava materiálu a životnost tělesa jsou závislé na tvaru a velikosti tělesa a způsobu zatěžování. Pro potřeby výzkumu únavy bylo stanoveno zkušební těleso, jehož velikost a tvar jsou dané normou a většinou jsou to tyče kruhového průřezu o průměru kolem 10mm s rozšířenými konci pro upnutí do zkušebního stroje. Povrch těchto zkušebních tyčí je broušen a leštěn. Dále dle potřeby zkoušky mohou být tato tělesa opatřena koncentrátory napětí (vrub, otvor nebo osazení) [5].

Dále je potřeba si vymezit několik pojmů pro zatěžování. Zatěžování v únavě se mění v čase. Tyto časové průběhy se dělí na dvě základní skupiny a to na deterministické časové průběhy, které se charakterizují určitou zákonitostí, a na stochastické, které oproti deterministickým mají zcela nahodilý charakter. Do deterministických průběhů patří[5]:

1. stálé průběhy,
2. monotonní průběhy (rostoucí, neklesající, klesající a nerostoucí),
3. periodické průběhy,
4. kvasiperiodické průběhy (poměry frekvencí jednotlivých složek nejsou racionální čísla)[5].

Pro naše potřeby si vystačíme s periodickými časovými průběhy. Periodické průběhy napětí můžeme rozdělit na [5]:

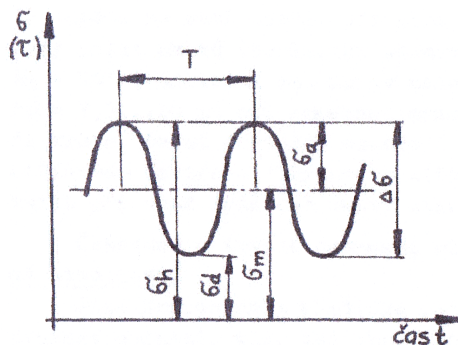
a) harmonické časové průběhy napětí

Harmonický časový průběh pro $\sigma(t)$ lze popsat vztahem [5]

$$\sigma(t) = \sigma_a \sin \omega t + \sigma_m, \quad \omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f,$$

kde σ_a je amplituda napětí, σ_m je střední napětí, T je perioda kmitu a f je frekvence.

Tento časový průběh napětí se skládá z jednotlivých cyklů (ukázku tohoto cyklu můžeme vidět na obr. 2.2)[5]. Hlavní charakteristiky tohoto cyklu jsou:



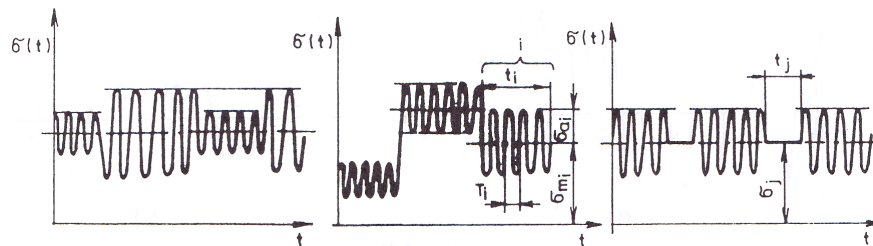
- σ_h ... horní napětí kmitu,
- σ_n ... dolní napětí kmitu,
- σ_m ... střední napětí kmitu,
- σ_a ... amplituda napětí kmitu,
- T ... perioda kmitu,
- $R = \frac{\sigma_n}{\sigma_h}$... koeficient nesouměrnosti kmitu.

Obrázek 2.2: Zátěžný kmit[4]

Harmonický časový průběh můžeme rozdělit dle nabývací hodnoty napětí a to na:

- pulzující, kdy je znaménko napětí v celém cyklu stejné,
- mívivý, kdy je jedna z krajních hodnot napětí nulová,
- střídavý, kde se v jednotlivých fázích průběhu napětí mění znaménko charakteristické veličiny.

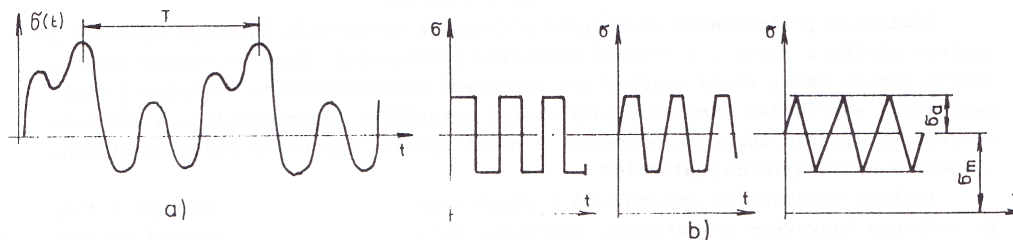
Tyto případy jsou ovšem v praxi velice výjimečné. Častěji dochází k případům, kde můžeme najít toto harmonické kmitání v ustálených a opakujících se blocích (viz obr. 2.3) [5].



Obrázek 2.3: Harmonický časový průběh v ustálených blocích[5]

b) neharmonické časové průběhy napětí (obr. 2.4 a)) [5]

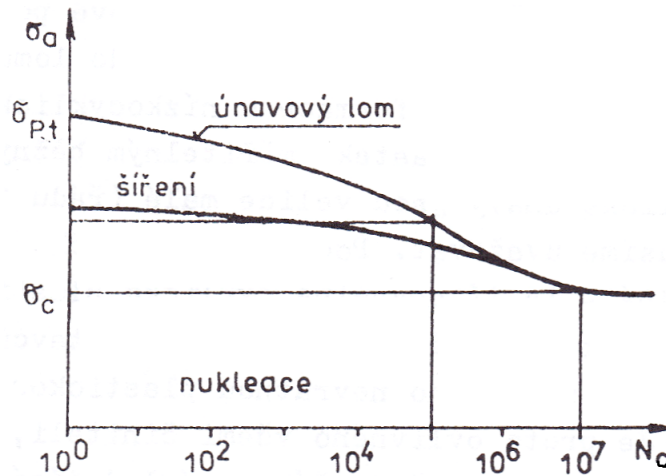
Pro tento průběh napětí platí $\sigma(t) = \sigma(t + T)$, kde T je časová perioda děje. V této skupině můžeme nalézt případy po částech přímkových časových a střídavých průběhů (např. obdélníkový, lichoběžníkový, pilový, atd.) (obr. 2.4 b)). Na základě provedených experimentů lze tyto průběhy s dostatečnou přesností nahradit harmonickými průběhy se stejnými parametry σ_a , σ_m [5].



Obrázek 2.4: Neharmonický časový průběh[5]

Na únavový proces se můžeme dívat ze dvou hledisek, a to z hlediska technického, kde tento proces probíhá ve třech na sebe navazujících etapách, a z hlediska fyzikálního, ve kterém se proces dělí na pět na sebe navazujících etap [6]:

- technické hledisko
 1. iniciace trhliny
 2. šíření trhliny
 3. lom



Obrázek 2.5: Wöhlerova křivka: fáze únavového porušování[5]

- fyzikální hledisko

1. stadium změn mechanických vlastností materiálu
2. stadium nukleace trhlin
3. šíření krátké (strukturní) trhliny
4. šíření magistralní trhliny
5. lom

Dále můžeme únavu rozdělit dle rozsahu a míry plastické deformace[6]:

- nízkocyklická únava

Plastická deformace probíhá v makroobjemu, popřípadě v celém průřezu tělesa.

- vysokocyklická únava

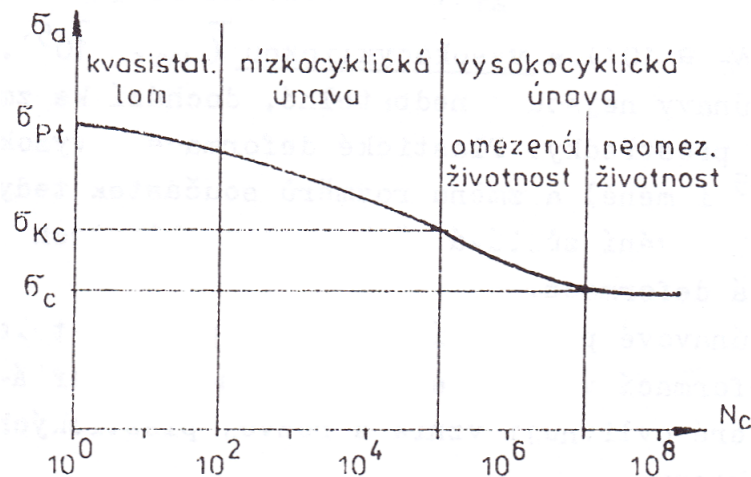
Těleso se nachází ve stav makroskopicky elastickém (pod mezí kluzu) a porucha vzniká lokální plastickou deformací v mikroskopickém měřítku [6].

Smluvně se stanovuje počet cyklů do lomu pro **nízkocyklickou únava** na $10^2 \leq N_c \leq 10^5$ a pro **vysokocyklickou únava** $N_c > 10^5$. Životnosti pod 10^2 cyklů nespádají do únavy, protože jde o extrémní namáhání nepoužitelné v technické oblasti materiálu [5].

Únavovou křivku napětí, tzv. Wöhlerovu křivku, získáváme statistickým vyhodnocením experimentů. Jedná se o závislost amplitudy nominálního napětí σ_a a počtu cyklů do poruchy vzorku N . Znázornění Wöhlerovy křivky můžeme provést buď pomocí semilogaritmického souřadného systému, případně pomocí logaritmického souřadného systému. Tyto transformace do logaritmických souřadnic se provádí pro lepší znázornění této křivky[5].

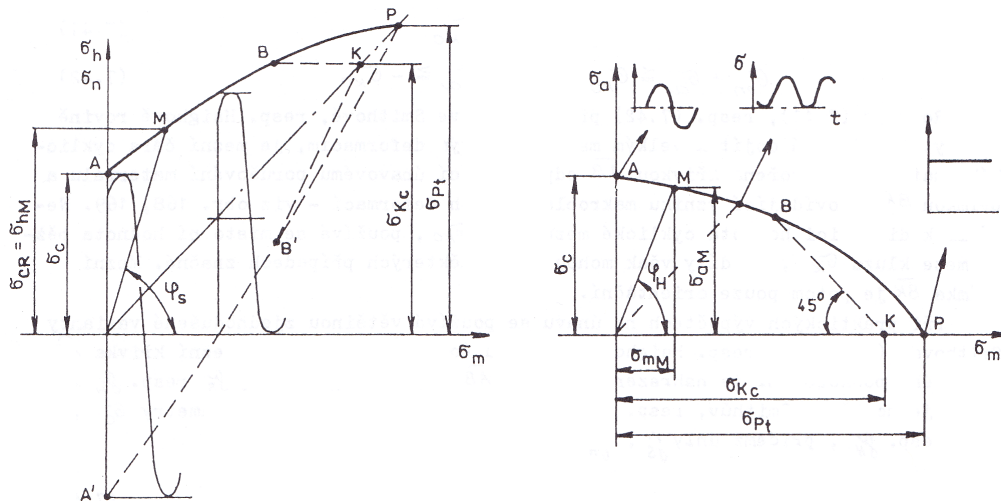
Velikost amplitudy je rozhodující faktor pro rozdělení oblasti vymezenou Wöhlerovou křivkou na trvalou (dlouhodobou) pevnost a časovou pevnost. Hranicí těchto oblastí je mez únavy σ_c . Mez únavy σ_c materiálu je amplituda napětí, při které nastane lom po definovaném počtu cyklů (u ocelí je většinou tento počet kmitů 10^7). Pokud se podíváme na mechanismy poškozování, tak na Wöhlerově křivce je možné vymežit 4 oblasti s těmito různými mechanismy. Tyto oblasti ovšem nemají pevně stanovené hranice. Literatura uvádí zhruba takové vymezení těchto oblastí [5]:

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



Obrázek 2.6: Wöhlerova křivka: oblasti únavy [5]

Ovšem Wöhlerova křivka je vhodnou materiálovou charakteristikou pouze v oblasti vysokocyklické únavy. Při zkoušce se vychází z konstantní amplitudy zátěžné síly a napětí σ_a je vztaženo na plochu průřezu. Tudíž je hodnota napětí smluvní, nikoliv skutečná. Na tohle se dá přistoupit pouze v oblasti mikroplastických deformací, kde nedochází prakticky k žádné změně příčného průřezu. Wöhlerova křivka vychází ze souměrného harmonického zatěžování. Při nesouměrném harmonickém zatěžování se postupuje stejným způsobem, jako při určování Wöhlerovy křivky. Jeden parametr (např. σ_m) je konstantní, mění se pouze parametr druhý (např. σ_a) a opět se určuje počet kmitů N_c do lomu. Obdržené výsledky se znázorňují formou Smithova, resp. Haighova diagramu. Ovšem tyto digramy jsou omezeny pouze jen na kladná střední napětí (obr. 2.7) [5].



Obrázek 2.7: *Smithův a Haighův diagram*[5]

Jelikož na teoretické a zkušební hladině se vychází z ideálních a přesně stanovených vzorků, je potřeba si povšimnout určitých faktorů ovlivňujících únavový proces v reálných tělesech. Jako hlavní činitele ovlivňující únavový proces se uvádějí [4]:

- a) materiál a jeho charakteristiky
- b) tvar součásti a jeho konstrukční řešení
- c) technologie výroby součásti a provozní podmínky
- d) provozní zatížení a namáhání konstrukce

Každá metoda určování meze únavy reálného tělesa obsahuje v různých formách přepočtu teoretické meze únavy všechny tyto činitele.

3. Výpočtové hodnocení mezního stavu únavové pevnosti

V následující části si přiblížíme obě dvě koncepce určování meze únavy reálného tělesa a to koncepci nominálních napětí (známá z kurzu Pružnosti pevnosti II) a koncepci dle knihy Shigley's Mechanical Engineering Design (z kurzu Konstruování strojů).

3.1. Koncepce nominálních napětí pro neomezenou životnost

Jak už samotný název této koncepce napovídá, vychází se z nominální napjatosti v charakteristickém průřezu prutu. Tuto napjatost určujeme pomocí metod prosté pružnosti. Jako základní parametr mezního stavu únavy pro zatížení $\sigma(t)$ nám zde vystupuje mez únavy součástky při symetrickém harmonickém zatěžování σ_c^* , který se stanovuje na základě meze únavy zkušební vzorku tahu a pomocí parametrů zahrnující konstrukční vruby, rozměry součástek a vlastnosti povrchu. Mez únavy počítáme dle následujícího vztahu [5]:

$$\sigma_c^* = \frac{\vartheta_\sigma \cdot \eta_\sigma}{\beta_\sigma} \cdot \sigma_c. \quad (3.1)$$

Pokud je charakteristickým napětím v průřezu smykové napětí $\tau(t)$, platí analogický vztah [5]:

$$\tau_c^* = \frac{\vartheta_\tau \cdot \eta_\tau}{\beta_\tau} \cdot \tau_c, \quad (3.2)$$

kde ϑ je součinitel velikosti součástky, η je součinitel povrchu a β je součinitel vrubu. Pro zatížení $\sigma(t)$ jsou uvedení součinitelé definovány vztahy [5]:

$$\vartheta_\sigma = \frac{\sigma_{c\vartheta}}{\sigma_c}, \quad (3.3)$$

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma_{c\rho}}{\sigma_c}, \quad (3.4)$$

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_{c\beta}}, \quad (3.5)$$

kde σ_c představuje mez únavy hladké prizmatické broušené a leštěné zkušební tyče s homogenními mechanickými vlastnostmi, normalizovaných rozměrů (většinou $d = 5 - 10\text{mm}$), zatěžované v nominální atmosféře, jak vyplývá z definice meze únavy. $\sigma_{c\vartheta}$, $\sigma_{c\rho}$, $\sigma_{c\beta}$ jsou meze únavy zkušebních tyčí vždy pro jeden změněný parametr. Ostatní parametry zkušebních tyčí jsou stejné jako při určování σ_c [5].

Hodnoty součinitelů ϑ , η , β byly získávány na základě rozsáhlých experimentů, popř. teoretickým řešením analytickými nebo numerickými metodami, dnes zejména MKP. Podklady jsou zpracovány formou nejrůznějších tabulek, grafů, nomogramů [5].

3.1. KONCEPCE NOMINÁLNÍCH NAPĚTÍ PRO NEOMEZENOU ŽIVOTNOST

3.1.1. Určení součinitele velikosti ϑ

Experimentální výsledky nám ukazují, že mez únavy vzorků větších rozměrů je menší než u vzorků rozměrů menších. Přitom je zapotřebí rozlišovat [5]:

a) vliv velikosti tělesa na mez únavy při homogenní napjatosti - ϑ_1

Zvětšováním rozměrů tělesa dochází k poklesu meze únavy. To lze vysvětlit větší pravděpodobností výskytu strukturních defektů (vakancí, vměstků, mikrotrhlin, atd.). Tyto vady se vyskytují v celém objemu tělesa a tedy i v jeho povrchové vrstvě. Tyto vady nelze nijak předpovídat, protože se vyskytují zcela náhodně co do tvaru, velikosti a prostorového uspořádání. Díky této větší pravděpodobnosti výskytu uvedených vad, dochází i k většímu výskytu poruch, které doprovází tyto vady. Tyto poruchy jsou významnými koncentrátoři napětí a tím pádem usnadňují nevratnou plastickou deformaci, a tím i nukleaci trhlin. Z celé řady vztahů, uváděných v literatuře pro ϑ_1 , vybíráme [5]:

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{h}{h_1}}, \quad (3.6)$$

kde h, h_1 jsou charakteristické rozměry tělesa (prutu) a zkušební vzorku a k je materiálová konstanta. Pro konstrukční oceli se udává hodnota $k = 2 \cdot 10^{-2}$.

b) vliv velikosti tělesa na mez únavy při nehomogenní napjatosti - ϑ_2

V případě nehomogenní napjatosti ztěžuje případný úbytek napětí kolmému na rovinu trhliny její šíření dovnitř tělesa. Vliv nehomogenity napjatosti na mez únavy součástky (prutu) se vyjadřuje součinitelem ϑ_2 , pro který uvádí literatura vztah [5]:

$$\vartheta_{2\sigma} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co\vartheta}}{\sigma_c} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{h_1}{h}} \quad (3.7)$$

$$\vartheta_{2\tau} = 1 + \left(\frac{\tau_c}{\sigma_c} - 1\right) \cdot \sqrt{\frac{h_1}{h}} \quad (3.8)$$

Výsledný součinitel velikosti ϑ , zahrnující vliv obou faktorů, je potom vyjádřen ve tvaru [5]:

$$\vartheta = \vartheta_1 \cdot \vartheta_2. \quad (3.9)$$

3.1.2. Určení součinitele vrubu β

V místě vrubu se mění charakter napjatosti, která se stává prostorovou a dochází zde k výrazné koncentraci napětí s maximální hodnotou σ_{red} (dle podmínky τ_{max} , resp HMH , které popisují vznik plastické deformace) v kořeni vrubu. Již při malých hodnotách nominálního napětí může maximální napětí ve vrubu překročit mez kluzu a to vede ke vzniku lokálních plastických deformací. A proto je potřeba si uvědomit při pevnostních výpočtech na únavu, že **kořen každého vrubu je možným místem nukleace únavového lomu** [5].

3. VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ MEZNÍHO STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Z předchozího plyne, že součinitel vrubu β závisí podstatně na napjatosti v kořeni vrubu a samozřejmě i na cyklických pružně-plastických vlastnostech materiálů. Wöhlerovy zkoušky prováděné na vrubových vzorcích ukázaly, že hodnota součinitele vrubu β (definovaného vztahem (3.5)) je omezena relací [5]:

$$1 \leq \beta < \alpha. \quad (3.10)$$

V odborné literatuře je uváděna celá řada vztahů, pro výpočet β . Koncepce nominálních napětí v knize *Mechanika těles: Pružnost pevnost II* uvádí Heywoodův vztah [5]:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha-1}{\alpha} \frac{k}{\sqrt{r}}}, \quad (3.11)$$

$\alpha \dots$ je součinitel koncentrace napětí (tvarový součinitel) stanovený pro lineárně pružný materiál. Jeho hodnoty pro vybrané případy jednoduchého namáhání prutů je možné určit v nomogramech pro specifický typ vrubu a zatížení,

$r \dots$ je poloměr kořene vrubu [mm],

$k \dots$ je materiálová charakteristika uvedená v závislosti na smluvní pevnosti pro různé technické materiály (*viz.* tabulka 3.1),

Materiál	Vrub	k
Ocel	Příčná díra	$360/\sigma_{pt}$
	Osazení	$280/\sigma_{pt}$
	Zápich	$220/\sigma_{pt}$
Ostatní materiály	Al slitiny	$(370/\sigma_{pt})^3$
	Šedá litina	12
	Tvárná litina	$360/\sigma_{pt}$
	Ocelolitina	4, 4
	Mg slitiny	1, 5

Tabulka 3.1: Materiálová charakteristika k [5]

$\sigma_{pt} \dots$ mez pevnosti (R_m)[MPa]

3.1.3. Určení součinitele povrchu η

Nukleační fáze únavového poškození probíhá v povrchové vrstvě. Proto je důležité zaměřit se na vlastnosti této vrstvy, která jsou ovlivněny [5]:

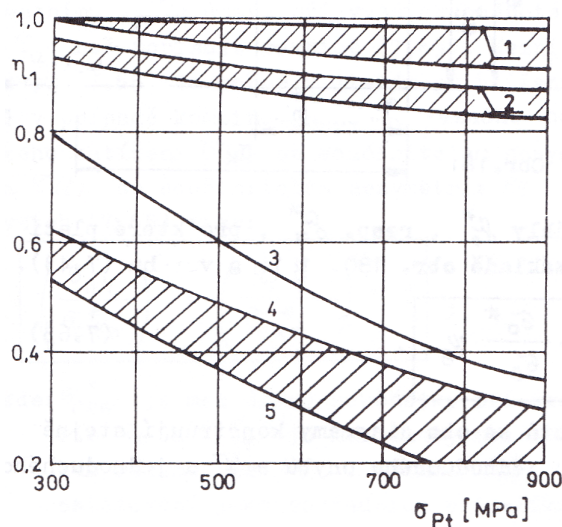
- technologií vytváření povrchu (třískové obrábění, tváření, lití),
- technologií následného zpracování - tepelného, chemického, resp. mechanického (kulčkování, válečkování, atd.),
- geometrií povrchu (vrubový účinek nerovného povrchu),
- okolním prostředím (agresivní prostředí snižuje životnost).

3.1. KONCEPCE NOMINÁLNÍCH NAPĚTÍ PRO NEOMEZENOU ŽIVOTNOST

Vliv těchto faktorů se určuje experimentálně. Často bývá vyjádřen ve tvaru [5]:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2, \quad (3.12)$$

kde součinitel η_1 zahrnuje vliv opracování povrchu (obr. 3.1) a okolního prostředí a η_2 vliv technologické úpravy povrchové vrstvy a vliv materiálu (viz. tabulka 3.2) [5].



- 1 leštěný povrch
- 2 broušený povrch
- 3 povrch s okujemi
- 4 ve vodě
- 5 ve slané vodě

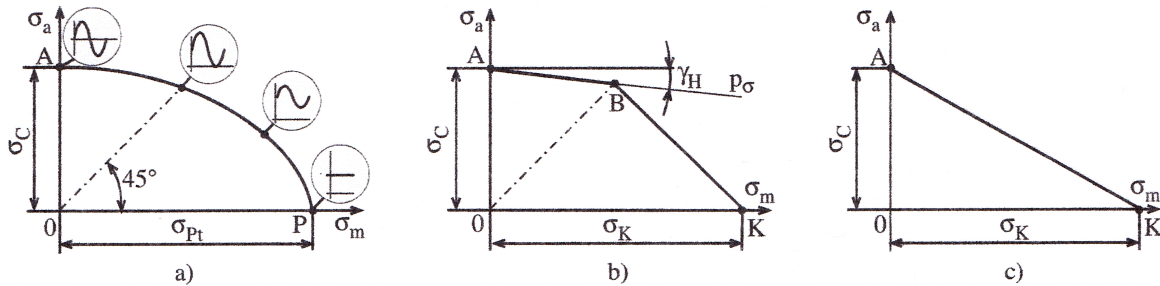
Obrázek 3.1: Součinitel η_1 [5]

Způsob povrchové úpravy	$d[mm]$	$\sigma_{pt}[MPa]$	$\beta = 1,0$	$\beta = 1,5$	$\beta = 1,8 - 2,0$
Kalení		600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
Kalení vysokofrekvenční	10 – 20	800 – 1100	1,3 – 1,5		
	30 – 40				
Nitridování		900 – 1200	1,1 – 1,25	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Hloubka vrstvy 0,01 – 0,04		400 – 600	1,8 – 2,0		
Cementování	8 – 40	700 – 800	1,4 – 1,5		
	8 – 40	1000 – 1200	1,2 – 1,3	2,0	
Kyanidování vrstva 0,2mm	10		1,8		
Kuličkování		600 – 1500	1,1 – 1,25	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Válečkování	17 – 130		1,1 – 1,3	1,3 – 1,5	1,6 – 2,0

Tabulka 3.2: Součinitel η_2 [5]

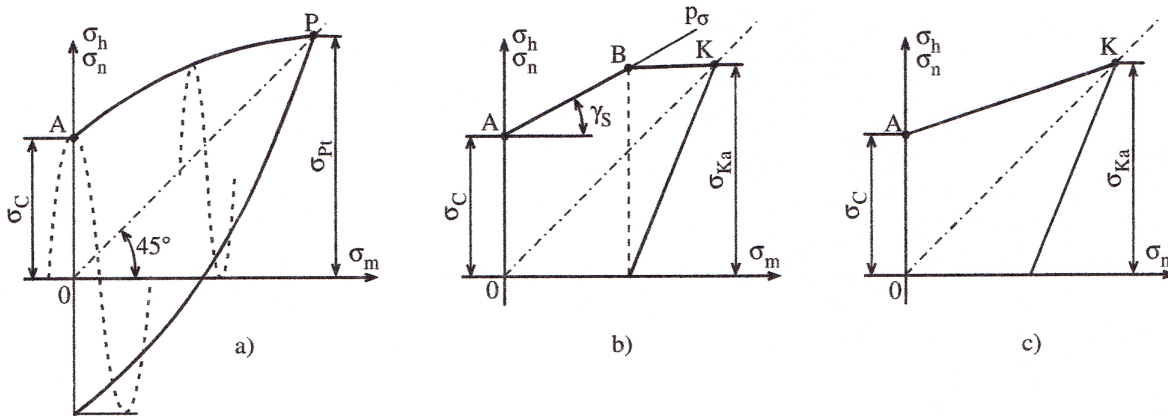
3.1.4. Vyhodnocení bezpečnosti

Výpočet bezpečnosti probíhá pomocí Haighových (obr. 3.2) a Smithových (obr. 3.3) diagramů. Oba tyto diagramy patří v běžné konstruktérské praxi k nejnámějším únavovým charakteristikám. Haighovy diagramy jsou v praxi často využívány kvůli jejich snadné konstrukci a výsledky řešení se z nich můžou přímo odečítat. Proto se v mé práci budu zabývat podrobněji určování bezpečnosti z Haighových diagramů [7].



Obrázek 3.2: Různé výpočtové úrovně Haighových diagramů [7]

Haighovy diagramy představují mezní křivky v souřadnicových osách (σ_a , σ_m), tyto mezní křivky jsou pro určitý počet cyklů N do lomu. Pro Haighovy diagramy existují různé modifikace (obr. 3.2 b), c)). Tyto modifikace byly vytvořeny z důvodu jednoduššího přístupu k vyhodnocení bezpečnosti. Jinak se tyto diagramy určují experimentálně pro neomezenou životnost (obr. 3.2 a)) [7].



Obrázek 3.3: Různé výpočtové úrovně Smithových diagramů [7]

Nejjednodušší modifikací Haighova diagramu můžeme vidět na obr. 3.2 c). Jedná se o přímku, která protíná osu středního napětí σ_m v hodnotě meze kluzu σ_k (R_e) a osu amplitudy napětí σ_a v hodnotě meze únavy σ_c pro vzorek nebo v hodnotě korigované meze únavy σ_{co}^* pro reálnou součást.

3.1. KONCEPCE NOMINÁLNÍCH NAPĚTÍ PRO NEOMEZENOU ŽIVOTNOST

Vyšší výpočtová úroveň Haighova diagramu (obr. 3.2 b)) je složena ze dvou přímek. První přímka má sklon 45° a obě osy protíná v hodnotách meze kluzu σ_k (R_e). Pro konstrukci druhé přímky je potřeba dopočítat úhel γ_H , popř. γ_H^* (viz. obr. 3.4) [5]:

$$\tan \gamma_H = \psi_\sigma, \quad (3.13)$$

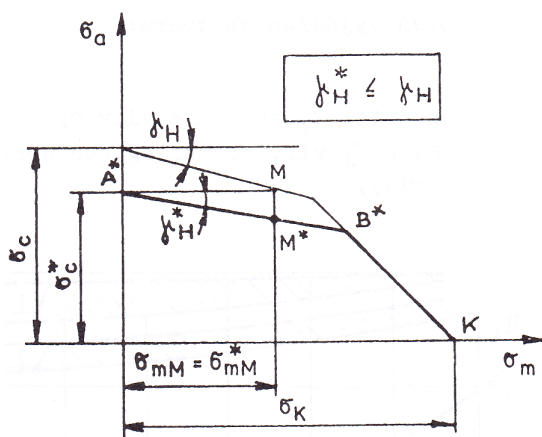
$$\tan \gamma_H^* = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_c} \cdot \psi_\sigma, \quad (3.14)$$

kde hodnota ψ_σ , popř. pro smykové napětí ψ_τ , závisí na hodnotě meze pevnosti σ_{pt} (R_m) (viz. tab. 3.3) [5].

σ_{pt} (R_m) [MPa]	350– –520	520– –700	700– –1 000	1 000– –1 200	1 200– –1 400
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ	0	0	0,05	0,10	0,15

Tabulka 3.3: Hodnoty veličin ψ_σ , ψ_τ [5]

Po určení úhlu γ_H , popř. γ_H^* zkonstruujeme druhou přímku Haighova diagramu. První bod se nachází v průsečíku s osou amplitudy napětí v hodnotě meze únavy σ_c , resp. σ_{co}^* . Pod úhlem γ_H , popř. γ_H^* , který svírá tato přímka s rovnoběžkou s osou středního napětí σ_m , sestrojíme danou přímku a nalezneme průsečík s přímkou vycházející z meze kluzu na obou osách [5].



Obrázek 3.4: Haighův diagram [5]

Bezpečnosti v Haighově diagramu se následně určují jako podíl vzdáleností. Vycházíme ze zatěžovací dráhy, kterou sestrojíme pomocí známého napětí σ_a a σ_m . Nalezneme bod o souřadnicích $[\sigma_m; \sigma_a]$, spojíme s počátkem souřadného systému a získáme zatěžovací dráhu. Onen sestrojený bod považujeme za tzv. provozní bod P . Bod který získáme jako průsečík zatěžovací dráhy a Haighova diagramu označujeme jako bod mezní M . Bezpečnost tedy určíme jako podíl vzdálenosti mezního bodu M od počátku ku vzdálenosti provozního bodu P od počátku [5]:

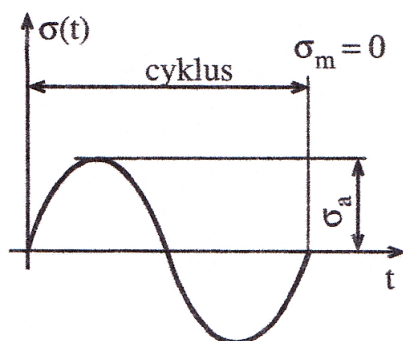
$$k = \frac{\overline{OM}}{\overline{OP}}. \quad (3.15)$$

3.1.5. Symetrický cyklus zatěžování

Pro symetrický cyklus napětí (obr. 3.6) platí [7]:

$$\sigma(t) = \sigma_a \sin \omega t, \quad (3.18)$$

$$\sigma_m = 0. \quad (3.19)$$



Obrázek 3.6: *Symetrický cyklus*[7]

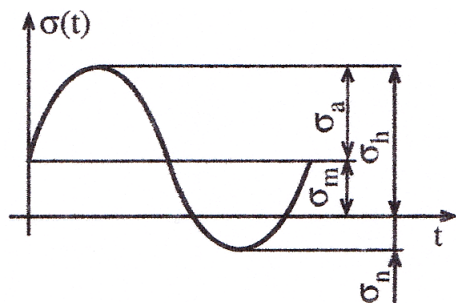
Parametry symetrického cyklu napětí jsou důležité pro určení bezpečnosti. Pro neomezenou životnost není ani nutnost konstrukce Haighova diagramu. Haighův diagram tvoří osy napětí středního σ_m a amplitudy napětí σ_a (viz. obr. 3.2). Jelikož je hodnota středního napětí nulová, bezpečnost se vypočte jako podíl vzdáleností mezního bodu k provoznímu bodu pouze na ose amplitudy napětí σ_a . Tento případ je o to jednodušší, že nemusíme dopočítávat mezní bod. Mezní bod odpovídá mezi únavy vzorku, popř. korigované mezi únavy skutečné součásti [7].

$$k = \frac{\sigma_c}{\sigma_a} \approx \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_a} \quad (3.20)$$

3.1.6. Nesymetrický cyklus zatěžování

Nesymetrický cyklus, který je zobrazen na obrázku 3.7, můžeme popsat následující rovnicí [7]:

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \sin \omega t. \quad (3.21)$$



Obrázek 3.7: *Nesymetrický cyklus*[7]

V tomto případě jsou střední napětí a amplituda napětí nenulové. Nevystačíme si jako u symetrického cyklu při výpočtu bezpečnosti s podílem dvou známých veličin, ale budeme muset použít vzorec 3.16, popř. 3.17. Mezní bod nám totiž není hned na první pohled znám a musíme ho buď určit pomocí analytické geometrie a následně dopočítat bezpečnost jako podíl dvou vzdáleností nebo použít předem avizované vztahy.

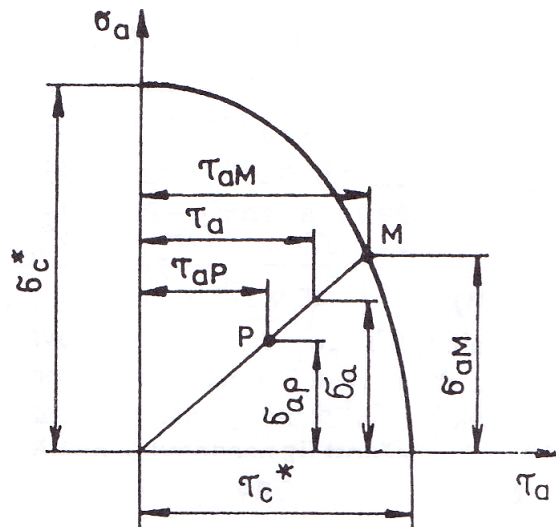
3.1.7. Kombinované namáhání

Při výpočtu bezpečnosti pro kombinované namáhání postupujeme následovně. Vypočteme pro jednotlivý způsob napětí korigovanou mezi únavy, poté stanovíme parametry cyklu a vypočteme bezpečnost jak pro normálové napětí $\sigma(t)$, tak pro smykové napětí $\tau(t)$. Jakmile známe bezpečnosti pro jednotlivé druhy napětí, spočítáme celkovou bezpečnost dle vztahu [5]:

$$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}. \quad (3.22)$$

Vztah 3.22 lze přibližně použít pro časové průběhy $\sigma(t)$ a $\tau(t)$, které jsou soufázné nesymetrické, harmonické s různými součiniteli nesymetrie. Dále lze tento vztah použít pouze pro prosté zatěžování [5].

Pro grafické určení bezpečnosti kombinovaného namáhání nám slouží parabola znázorňená na obrázku 3.8.



Obrázek 3.8: Haighův diagram: kombinované namáhání[5]

3.2. Koncepce Shigley's Mechanical Engineering Design

Druhou koncepcí, kterou se zabývám ve své práci, je koncepce určení únavové pevnosti dle knihy Konstruování strojních součástí (Mechanical Engineering Design). Tato koncepce nevychází z předem stanovené meze únavy, ale na základě analýzy velkého množství výsledků mechanických zkoušek [8].

Dle hodnoty meze únavy stanovil C.R. Mischke z těchto analýz přepočítal mezu pevnosti daného materiálu na mez únavy. Pro oceli je tento přepočítaný vyjádřen následovně [8]:

$$\sigma_{Co} = \begin{cases} 0,504 \cdot R_m \text{ MPa (kpsi)} & R_m \leq 1\,460 \text{ MPa (212 kpsi)} \\ 740 \text{ MPa} & R_m > 1\,460 \text{ MPa} \\ 107 \text{ kpsi} & R_m > 212 \text{ kpsi} \end{cases} \quad (3.23)$$

kde R_m představuje minimální hodnotu meze pevnosti. Tyto uvedené vztahy platí pouze pro oceli a stanovit univerzální pravidlo pro odvození meze únavy je velice obtížné. Závisí na spoustě faktorů, které mez únavy ovlivňují. Zároveň je potřeba uvést, že tyto vztahy se týkají pouze meze únavy stanovené na zkušebních vzorcích v ohybu za rotace [8].

3.2.1. Faktory ovlivňující mez únavy

Jelikož se mez únavy stanovuje na pečlivě připravených vzorcích, je potřeba počítat s tím, že mez únavy skutečného konstrukčního dílu se bude lišit. Mezi hlavní důvody, které ovlivňují mez únavy reálné součásti (konstrukčního dílu), se zahrnují [8]:

- *materiál*: složení, proměnlivost strukturního stavu,
- *výroba*: metody, tepelné zpracování, koroze třením, jakost povrchu, koncentrace napětí,
- *okolní vlivy*: koroze, teplota, stav napjatosti, relaxace napětí,
- *konstrukční návrh*: velikost, tvar, stav napjatosti, koncentrace napětí, rychlost, tření, otěr.

J. Marin určil jednotlivé faktory, které zahrnují tyto důvody. Marinova rovnice zahrnující tyto faktory se pak píše ve tvaru [8]:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co}, \quad (3.24)$$

3. VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ MEZNÍHO STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

- k_a = součinitel vlivu jakosti povrchu,
 k_b = součinitel vlivu velikosti tělesa,
 k_c = součinitel vlivu způsobu zatěžování,
 k_d = součinitel vlivu teploty,
 k_e = součinitel spolehlivosti,
 k_f = součinitel zahrnující další vlivy,
 σ_{Co} = mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace,
 σ'_{Co} = korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti.

Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a

Povrch skutečných součástí neodpovídá povrchu zkušebnímu vzorku. Zkušební vzorek je pro únavové zkoušky v ohybu za rotace jemně broušen a poslední operace broušení se provádí v podélném směru. Pro stanovení vztahu k určení součinitele vlivu jakosti povrchu bylo využito údajů ze závislosti $\sigma_{Co} - R_m$ shromážděných Lipsonem a Nollem. Regresní analýzou těchto údajů získal Mischke následující vztah [8]:

$$k_a = a \cdot R_m^b, \quad (3.25)$$

kde R_m je minimální hodnota meze pevnosti v tahu. Parametry a, b jsou uvedeny v tab. 3.5.

Povrch dokončený	součinitel a	exponent b
broušením	1,58	-0,085
obráběním nebo tažením za studena	4,51	-0,265
válcováním za tepla	57,7	-0,718
kováním	272,0	-0,995

Tabulka 3.5: Parametry pro součinitel vlivu jakosti povrchu [8]

Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b

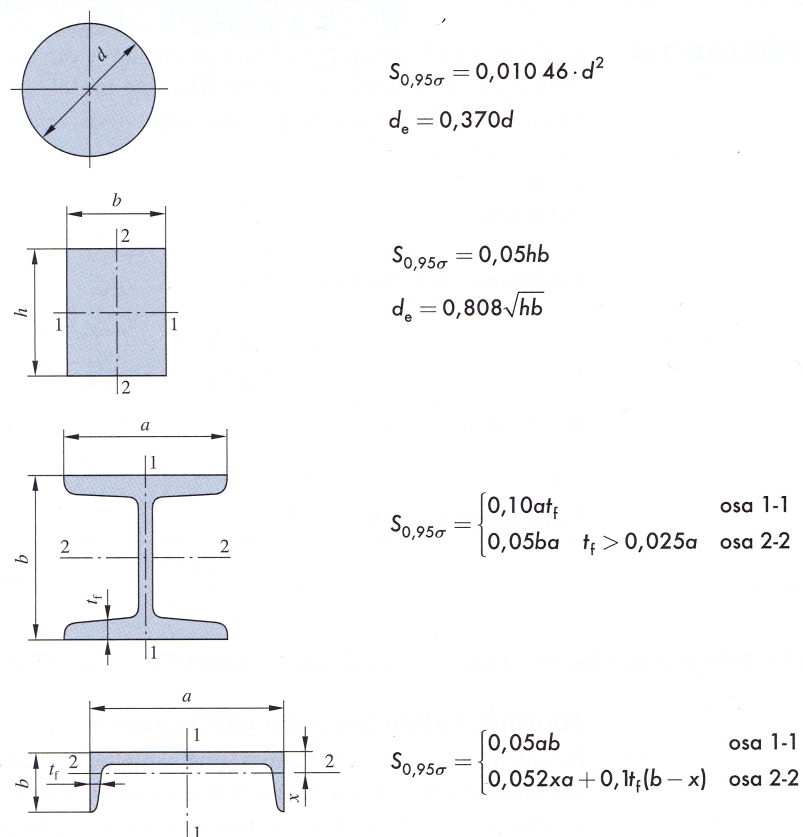
Součinitele velikosti tělesa určujeme z následujících vztahů [8]:

$$k_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-0,107} = 1,24 \cdot d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51 \cdot d^{-0,157} & 51 < d \leq 254mm. \end{cases} \quad (3.26)$$

Vliv velikosti součástky se neprojevuje při střídavém tahu-tlaku a proto je hodnota pro tento druh namáhání $k_b = 1$.

Užití předchozích vztahů je omezeno několika problémy. Tyto vztahy jsou určeny pro vzorek kruhového průřezu zatěžovaný ohybem za rotace nebo krutem. Pokud je tedy skutečná součást namáhána např. pouze ohybem bez rotace nebo je obdélníkového průřezu musíme zavést tzv. *efektivní rozměr* d_e . Tento rozměr vyrovnává objem materiálu namáhaný napětím o velikosti rovné nebo větší než 95% maximálního napětí a stejným objemem materiálu korespondujícímu vzorku pro zkoušku v ohybu za rotace [8].

3.2. KONCEPCE SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN



Obrázek 3.9: Vztahy pro výpočet efektivních rozměrů běžných nerotujících konstrukčních profilů [8]

Součinitel vlivu způsobu zatěžování k_c

Součinitel vlivu způsobu zatěžování zohledňuje různé druhy zatěžování reálného tělesa [8]:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{ohyb} \\ 0,85 & \text{tah-tlak} \\ 0,59 & \text{krut.} \end{cases} \quad (3.27)$$

3. VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ MEZNÍHO STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Součinitel vlivu teploty k_d

Pro provozní teploty nižší než je pokojová teplota, existuje pravděpodobnost, že dojde ke vzniku křehkého porušení. Pokud jsou provozní teploty vyšší než teplota pokojová, může docházet k trvalým deformacím v důsledku rychlého poklesu meze kluzu s teplotou. Dle dostupných údajů s rostoucí teplotou mez únavy mírně vzrůstá a následně v rozmezí teplot 200 – 300 °C dochází k jejímu postupnému poklesu [8].

teplota t (°C)	R_{mT}/R_m
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Tabulka 3.6: Vliv teploty na mez pevnosti (R_{mT} = mez pevnosti v tahu při dané provozní teplotě t , R_m = mez pevnosti v tahu při pokojové teplotě)[8]

Tabulka 3.6 uvádí údaje týkající se pouze tahových zkoušek. Tyto hodnoty byly získány na základě 145 zkoušek provedených na 21 různých uhlíkových a legovaných ocelích. Pokud tyto data proložíme polynomickou funkcí 4. stupně, získáme pro rozmezí teplot $20 \leq t \leq 550$ °C vztah pro výpočet součinitele teploty [8]:

$$k_d = 0,987 + 0,613 \cdot 10^{-3}t - 0,302 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,442 \cdot 10^{-8}t^3 - 0,518 \cdot 10^{-11}t^4. \quad (3.28)$$

Pokud známe mez únavy v ohybu za rotace při pokojové teplotě, potom používáme vztah[8]:

$$k_d = \frac{R_{mT}}{R_m}. \quad (3.29)$$

Součinitel spolehlivosti k_e

Hodnoty součinitele spolehlivosti souvisí s rozptylem hodnot závislosti $\sigma_{Co} - R_m$ uvedenou v knize, kde je střední hodnota poměru $\sigma_{Co}/R_m = 0,5$, a s rovnicemi 3.23. Z údajů publikovaných Huagenem a Wirschingem vyplývá, že variační koeficient mezí únavy je menší než 0,08. Součinitele spolehlivosti pro některé spolehlivosti jsou uvedeny v tab. 3.7 [8].

spolehlivost (%)	součinitel spolehlivosti k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,999 9	0,620

Tabulka 3.7: *Součinitel spolehlivosti*[8]**Součinitel k_f zahrnující další vlivy**

V tomto součiniteli se zohledňují ostatní vlivy, které korigují mez únavy skutečné součásti. Skutečné hodnoty součinitele k_f nejsou vždy dostupné, ale musí se do korekce meze únavy zahrnout, protože jejich účinek může být podstatný. Zde je uveden výčet vlivů, které jsou zastoupeny v tomto součiniteli [8]:

- zbytková napětí,
- vliv korozního prostředí,
- elektrochemické pokovování,
- žárové nanášení rozprašeného kovu - metalizace,
- frekvence zatěžování,
- koroze třením (fretting).

3.2.2. Koncentrace napětí a vrubová citlivost

Přítomnost tvarových nepravidelností nebo nespojitostí (díry, drážky, zaoblení osazení) vedou ke značnému zvýšení napětí v jejich bezprostřední blízkosti. Pro výpočet toho napětí používáme sníženou hodnotu součinitele tvaru α (α_τ). Maximální napětí v tomto místě se pak počítá následovně [8]:

$$\sigma_{max} = \beta \cdot \sigma_{nom}, \quad (3.30)$$

$$\tau_{max} = \beta_\tau \cdot \tau_{nom}, \quad (3.31)$$

kde β (součinitel vrubu) představuje sníženou hodnotu součinitele α a σ_{nom} je nominální napětí v daném místě. Součinitel vrubu je definován následujícím vztahem [8]:

$$\beta = \frac{\text{maximální napětí v kořeni vrubu}}{\text{nominální napětí u vzorku s vrubem}}. \quad (3.32)$$

Pro výpočet součinitele vrubu můžeme použít více vztahů. Kniha *Konstruování strojních součástí* nabízí dvě možnosti, jak spočítat β . První je *Neuberova rovnice* [8]:

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \sqrt{a/r}}, \quad (3.33)$$

kde \sqrt{a} je *Neuberova konstanta* a r je poloměr vrubu. U ocelí s R_m uvedenou v (MPa) můžeme pro přibližný výpočet Neuberovy konstanty použít následující polynomickou rovnici [8]:

$$\sqrt{a} = 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} R_m + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} R_m^2 - 0,410\,477 \cdot 10^{-9} R_m^3. \quad (3.34)$$

Druhou uváděnou možností je Neuberova rovnice modifikovaná Heywoodem, která do výpočtu zahrnuje různé konfigurace vrubů [8]:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2(\alpha-1)\sqrt{a}}{\alpha\sqrt{r}}}; \quad (3.35)$$

hodnoty \sqrt{a} pro oceli jsou uvedeny v tabulce 3.8.

tvar vrubu	$\sqrt{a} (\sqrt{mm})$ $R_m (MPa)$
průchozí otvor	$174/R_m$
osazení	$139/R_m$
drážka	$104/R_m$

Tabulka 3.8: *Heywoodův parametr \sqrt{a} pro oceli*[8]

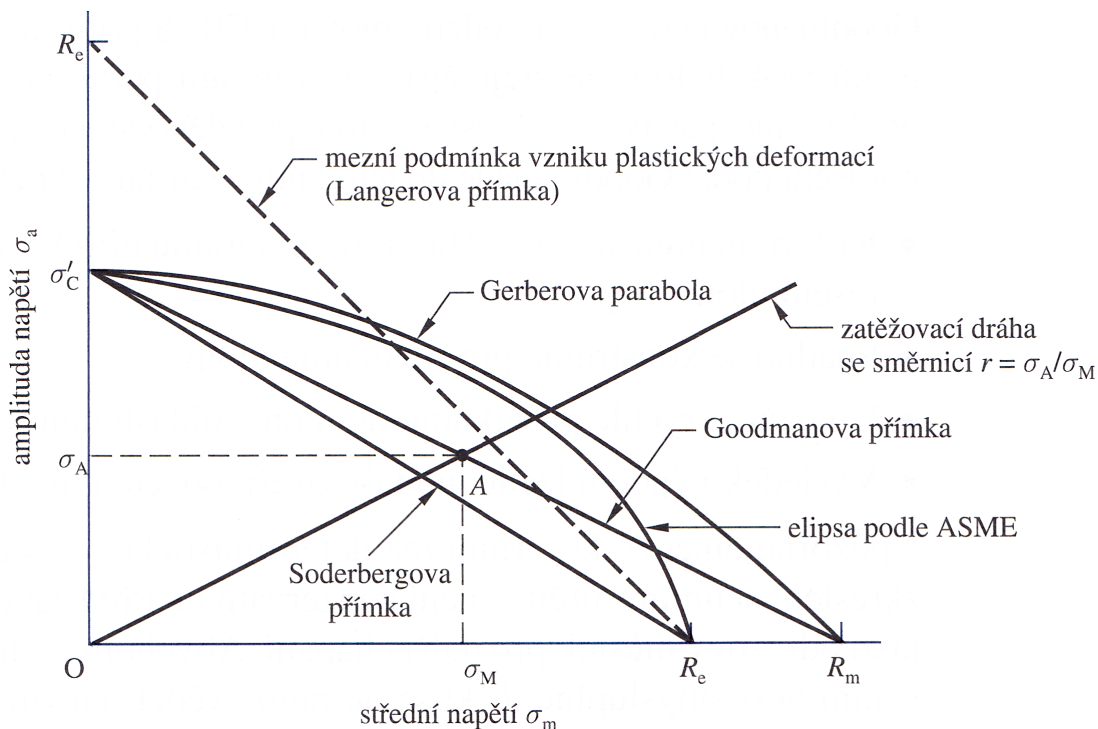
3.2.3. Kritéria únavového porušení při pulzujícím namáhání

V Haighově diagramu existuje několik kritérií, pomocí kterých se určuje bezpečnost vzhledem k únavovému porušení. Na obrázku 3.10 můžeme vidět kritéria, která jsou uvedena v knize Konstruování strojních součástí.

Bezpečnost skutečné součásti se pak počítá jako podíl vzdáleností mezního bodu od počátku a provozního bodu od počátku. Pro daný zatěžovací cyklus vypočítáme hodnoty středního napětí a amplitudy napětí, pomocí kterých získáme zatěžovací dráhu. Mezní bod se nachází v místě, kde protne zatěžovací přímka křivku daného kritéria. Provozní bod je v místě, kde se protnou vynášecí čáry od hodnot středního napětí a amplitudy napětí.

Pro naše potřeby se zaměříme na dvě kritéria, a to budou Soderbergova přímka a elipsa podle ASME. Tyto kritéria jsem vybral záměrně a to z důvodu porovnání s koncepcí nominálních napětí, kde osu amplitudy napětí (σ_a) protínají všechna kritéria v hodnotě korigované meze únavy (σ'_{Co}) a osu středního napětí (σ_m) v hodnotě meze kluzu (R_e). Tato kritéria nepřipouští plastická přetvoření a proto jsou omezeny právě mezí kluzu.

Kritéria dle Goodmana a Gerbera protínají vodorovnou osu středního napětí (σ_m) v mezi pevnosti. Autoři těchto kritérií připouštějí, oproti kritériím dle Soderberga a ASME, celou oblast plastických přetvoření a svá kritéria omezují až mezí pevnosti.



Obrázek 3.10: Haighův diagram: kritéria posouzení bezpečnosti[8]

3. VÝPOČTOVÉ HODNOCENÍ MEZNÍHO STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Matematické vyjádření Soderbergova kritéria (přímky) uváděné v knize [8]:

$$\frac{\sigma_A}{\sigma'_{Co}} + \frac{\sigma_M}{R_e} = 1, \quad (3.36)$$

a kritéria podle ASME ve tvaru elipsy [8]:

$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma'_{Co}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_M}{R_e}\right)^2 = 1, \quad (3.37)$$

kde σ_A , σ_M jsou souřadnice průsečíku zatěžovací dráhy a křivky daného kritéria. Bezpečnosti se pak vyjádří dle následujících vzorců [8]:

$$k_{Soderberg} = \frac{\sigma'_{Co} \cdot R_e}{\sigma_m \cdot \sigma'_{Co} + \sigma_a \cdot R_e}, \quad (3.38)$$

$$k_{ASME} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_e}\right)^2}}. \quad (3.39)$$

Předchozí vztahy (3.36, 3.37, 3.38, 3.39) jsou odvozeny z analytických vyjádření zatěžovacích přímků a křivek charakterizujících jednotlivá kritéria.

3.2.4. Kombinované zatěžování

Při kombinovaném zatěžování nastávají komplikace. Každému typu zatěžování odpovídá jiná hodnota meze únavy a také jiná hodnota vrubového součinitele. Za předpokladu, že souřadnice tenzoru napětí jsou souměrně střídavé, mají stejnou frekvenci a jsou soufázné (tj. nejsou vzájemně fázově posunuty), je řešení těchto komplikací poměrně jednoduché. Při výpočtu se postupuje následujícím způsobem [8]:

1. únavovou pevnost počítáme z korigované meze únavy v ohybu za rotace σ'_{Co} ,
2. pro jednotlivé druhy zatěžování - krut, ohyb a tah-tlak - aplikujeme příslušné součinitele vrubu β ,
3. v případě tahu-tlaku vynásobíme střídavou složku osového napětí součinitelem $1/k_{c,ax}$,
4. pomocí Mohrovy kružnice napětí určíme hlavní napětí,
5. z hlavních napětí vypočteme podle podmínky HMM amplitudu redukovaného napětí $\sigma_{a,red}$ a redukované střední napětí $\sigma_{m,red}$,
6. součinitele bezpečnosti určíme porovnáním amplitud napětí $\sigma_{a,red}$ a σ_A a středního napětí $\sigma_{m,red}$ a σ_M [8].

4. Praktická část

Pro porovnání těchto dvou přístupů odhadu meze únavy jsem zvolil tři příklady a jeden doplňkový. V každém z těchto příkladů se budu zabývat pokaždé jiným vlivem vystupujícím v únavě.

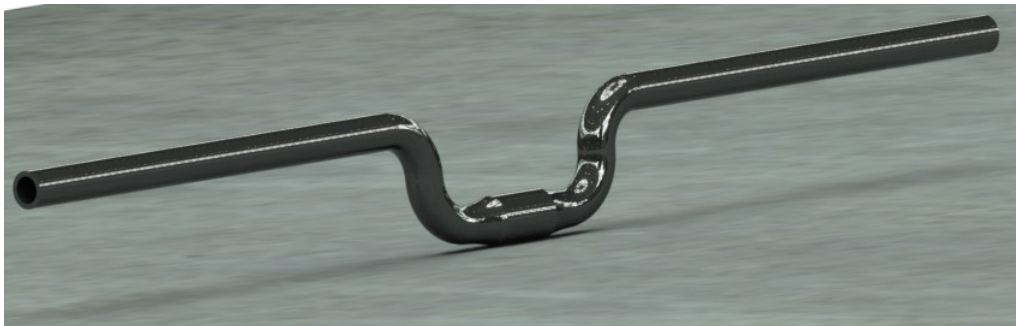
V prvních třech příkladech počítám s vlastním modelem řidítek, který jsem navrhl pro potřeby této práce. První příklad řeší střídavý cyklus namáhání, proto do výpočtu nevstupuje střední napětí. Ve druhém případě, kde budu řešit únavu cyklistických řidítek již bude zahrnut vliv středního napětí, když řidítka budou zatížena ohybovým momentem působícím v mívivém cyklu. A ve třetím příkladu budou stejná řidítka zatížena kombinovaným zatížením.

Ve všech následujících příkladech jsem neuvažoval napětí od posouvající síly T . Energie napjatosti od posouvající síly je pro přibližně stejné podmínky jako v našich případech až 100 násobně menší oproti energii napjatosti od ohybového momentu.

Normálová síla je nenulová v příkladech 1, 2 a 3. Jelikož v kritických místech nabývá nulové hodnoty, není také zahrnuta ve výpočtech.

4.1. Příklad 1

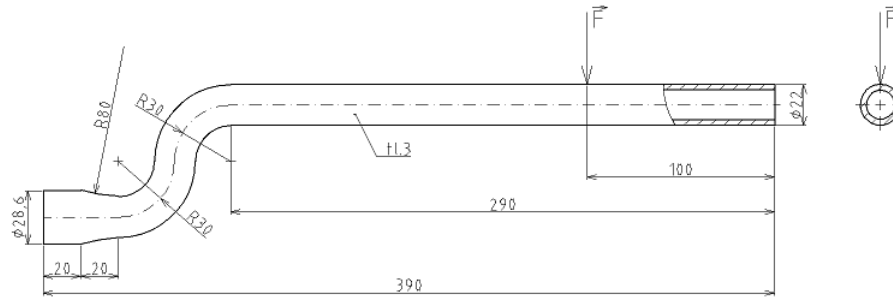
V následujících příkladech počítám s vlastním modelem řidítek jízdního kola 4.1. V tomto příkladě jsou řidítka namáhána střídavým cyklem zatížení. Síla působí přímo na střednici, tudíž vzniká napětí pouze od ohybového momentu. Napětí od posouvající síly zanedbávám.



Obrázek 4.1: Model řidítek

Jako materiál řidítek jsem zvolil ocel 11 420 s těmito mechanickými vlastnostmi: $R_m = 470\text{MPa}$, $R_e = 245\text{MPa}$, $\sigma_{co} = 205\text{MPa}$, $\sigma_c = 150\text{MPa}$, $\tau_c = 117,5\text{MPa}$, $\tau_e = 122,5\text{MPa}$. Průměr zkušební vzorku $d = 5\text{mm}$, řidítka jsou broušena a maximální síla působící na střednici je $F = 500\text{N}$. Materiál oceli jsem volil z důvodu lepšího porovnání s metodou dle knihy *Konstruování strojních součástí*, kde jsou všechny koeficienty vstupující do výpočtu směřovány na oceli.

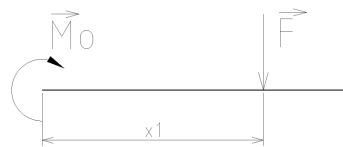
Řidítka jsou upnuta ve středu, tudíž je úloha symetrická. Úloha je staticky určitá a průběhy VVÚ a napětí budou opět stejné pro obě metody určení meze únavy.



Obrázek 4.2: Zatížení a rozměry řídítek

VVÚ

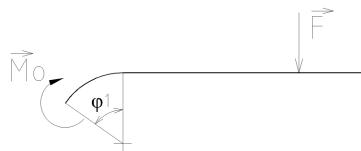
1. $x_1 \in (0; 190)$



Obrázek 4.3: VVÚ - první řez

$$M_o(x_1) = -F \cdot x_1$$

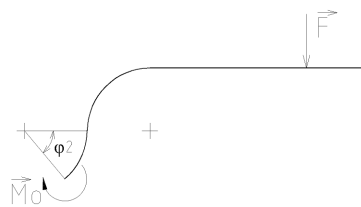
2. $\varphi_1 \in (0; \frac{\pi}{2})$



Obrázek 4.4: VVÚ - druhý řez

$$M_o(\varphi_1) = -F \cdot (190 + R \cdot \sin(\varphi_1))$$

3. $\varphi_2 \in (0; \frac{\pi}{2})$

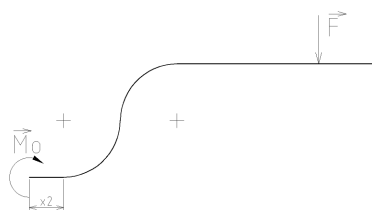


Obrázek 4.5: VVÚ - třetí řez

$$M_o(\varphi_2) = -F \cdot [220 + R \cdot (1 - \cos(\varphi_2))]$$

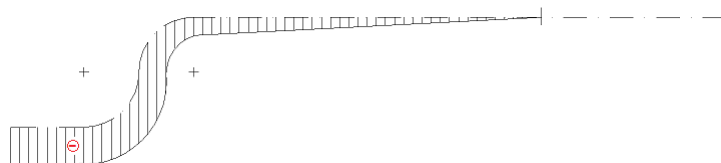
4.1. PŘÍKLAD 1

4. $x_2 \in (0; 40)$



Obrázek 4.6: VVÚ - čtvrtý řez

$$M_o(x_2) = -F \cdot (250 + x_2)$$



Obrázek 4.7: Průběh VVÚ: ohybový moment

Z průběhu VVÚ (obr.4.7) určíme kritické místo v prutu. Kritické místo může nastat ve dvou částech prutu. Prvním podezřelým místem je vetknutí, kde ohybový moment nabývá své největší hodnoty. Druhé místo je pak v osazení, kde se mění velikost průřezu prutu.

Určení kritického místa:

$$M_{o1} = -F \cdot (250 + 40) = -145\,000 \text{ Nm}$$

$$M_{o2} = -F \cdot 250 = -125\,000 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{J_y} \cdot z = \frac{M_o}{W_o}$$

$$W_o = \frac{J_y}{z} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (D_1^3 - d_1^3)}{32} = \frac{\pi \cdot (28,6^3 - 22,6^3)}{32} = 1\,163,42 \text{ mm}^3$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (D_2^3 - d_2^3)}{32} = \frac{\pi \cdot (22^3 - 16^3)}{32} = 643,24 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{o1} = \frac{|M_{o1}|}{W_{o1}} = \frac{|-145\,000|}{1\,163,42} = 124,63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{|M_{o2}|}{W_{o2}} = \frac{|-125\,000|}{643,24} = 194,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \max \{ \sigma_{o1}; \sigma_{o2} \} = \max \{ 124,63; 194,33 \} = 194,33 \text{ MPa}$$

Kritické místo se nachází v osazení z menšího průměru na větší.

4.1.1. Koncepce nominálních napětí

Součinitele pro korekci meze únavy:

1. Součinitel velikosti Součinitele velikosti určím pomocí vztahu 3.9. Nejprve je potřeba vypočítat ϑ_1 (3.6) a ϑ_2 (3.7):

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{h}{h_1}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{D_2}{d}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{22}{5}} = 0,887$$

$$\vartheta_2 = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{d}{D_2}} = 1 + \left(\frac{205}{150} - 1 \right) \sqrt{\frac{5}{22}} = 1,175$$

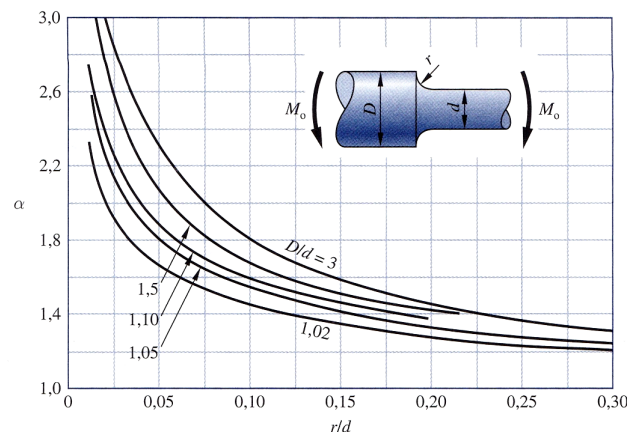
$$\vartheta = \vartheta_1 \cdot \vartheta_2 = 0,887 \cdot 1,175 = 1,042$$

2. Součinitel vrubu

Před použitím Heywoodova vztahu (3.11) musím nejdříve určit součinitel tvaru α . Abych mohl odečíst hodnotu tohoto součinitele z monogramu, musím určit poměr velkého a malého průměru a poměr poloměru kořene vrubu a malého průměru:

$$\frac{D}{d} = \frac{28,6}{22} = 1,3$$

$$\frac{r}{d} = \frac{80}{22} = 3,636$$



Obrázek 4.8: Nomogram pro určení součinitele velikosti v osazení pro ohyb[8]

Nomogram (obr. 4.8), který mám k dispozici, je pro tyto hodnoty nedostačující. Součinitel tvaru pro ohybové namáhání musím tedy vypočítat pomocí následujícího vztahu:

$$\alpha = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \frac{d}{D}}}. \quad (4.1)$$

4.1. PŘÍKLAD 1

Použitím hodnot $d = 22$ mm, $D = 28,6$ mm, $r = 80$ mm, $t = \frac{D-d}{2} = \frac{28,6-22}{2} = 3,3$ mm do vztahu (4.1) vyjde hodnota součinitele:

$$\alpha = 1,014.$$

Hodnotu materiálové charakteristiky k vypočítám z tabulky 3.1. Pro osazení je tato charakteristika rovna hodnotě:

$$k = \frac{280}{R_m} = \frac{280}{470} = 0,596.$$

Dosazením do vztahu 3.11 získám hodnotu součinitele vrubu:

$$\beta = 1,012.$$

3. Součinitel povrchu

Povrch je upraven pouze broušením, tudíž hodnota η_2 bude rovna 1. Hodnotu η_1 odečtu z grafu 3.1:

$$\eta_1 = 0,95$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$$

4. Korigovaná mez únavy

Korigovanou mez únavy reálného tělesa určím ze vztahu 3.1:

$$\sigma_{co}^* = \frac{1,042 \cdot 0,95}{1,012} \cdot 205 = 200,40 \text{ MPa}$$

5. Určení bezpečnosti

Abych mohl určit hodnotu bezpečnosti, musím nejdřív stanovit hodnoty středního napětí σ_m a amplitudy napětí σ_a . Jelikož se jedná o souměrně střídavý cyklus σ_m je nulové a σ_a je rovna nominálnímu napětí vypočítaného z VVÚ:

$$\sigma_a = \sigma_o = 194,33 \text{ MPa}$$

$$k_1 = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_a} = \frac{200,40}{194,33} = 1,031$$

4.1.2. Koncepce Shigley

Pro použití Marinovy rovnice (3.24) je potřeba stanovit hodnoty koeficientů ovlivňující mez únavy. Abych mohl porovnat jednotlivé metody, budu v této koncepci uvažovat pouze součinitele velikosti, povrchu a vrubového součinitele (k_a, k_b). Ostatní součinitele (k_c, k_d, k_e, k_f) položím rovno 1.

1. Určení meze únavy zkušební vzorku

Dle vzorce 3.23 určím mez únavy zkušební vzorku. Hodnota meze pevnosti je $R_m = 600 \text{ MPa}$. Tato hodnota splňuje $R_m \leq 1\,460 \text{ MPa}$ a pro výpočet meze únavy použiji následujícího vztahu:

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 470 = 236,88 \text{ MPa}$$

2. Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a

Při určení součinitele vlivu povrchu vyjdu ze vztahu 3.25. Z tabulky 3.5 odečtu hodnoty součinitele a a exponentu b . Součást je dokončena broušením. Hodnoty tedy беру z prvního řádku:

$$a = 1,58; b = -0,085$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 470^{-0,085} = 0,937$$

3. Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b

Pro zatížení ohybem za rotace můžu použít vzorce 3.26 pro výpočet součinitele velikosti tělesa. Pro nerotující součást musím určit tzv. *efektivní rozměr* d_e (obr. 3.9):

$$d_e = 0,370 \cdot d = 0,370 \cdot D_2 = 0,370 \cdot 22 = 8,14 \text{ mm}$$

Hodnotu součinitele k_b určím ze vztahu:

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{8,14}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,991$$

4. Určení korigované meze únavy

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = 0,937 \cdot 0,991 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 236,88 = 219,807 \text{ MPa}$$

5. Zahrnutí vrubové citlivosti

Zohledněním vrubu ve výpočtu musím zvětšit nominální napětí v hřídeli součinitelem vrubu β . Budu vycházet z Neuberovi rovnice modifikované Heywoodem (3.35). Součinitel tvaru α opět získám ze vzorce 4.1, protože dostupné nomogramy jsou nedostačující. Po dosazení do vzorce dostanu hodnotu součinitele tvaru:

$$\alpha = 1,014$$

4.1. PŘÍKLAD 1

Ještě potřebuji určit hodnotu \sqrt{a} . Z tabulky 3.8 tuto hodnotu vypočítám jako:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{470} = 0,296$$

Dosazení do 3.35 obdržím hodnotu součinitele vrubu:

$$\beta = 1,013$$

Z vlastností střídavého cyklu namáhání vím, že hodnota středního napětí σ_m je rovna nule. Hodnotu amplitudy proto odečítu z VVÚ jako hodnotu napětí od ohybového momentu:

$$\sigma_a = \sigma_o = 194,33 \text{ MPa}$$

Hodnota amplitudy napětí je hodnota nominálního napětí v kritickém místě. Je potřeba ji rozšířit o součinitele vrubu β :

$$\sigma_{oa,max} = \beta \cdot \sigma_a = 1,013 \cdot 194,33 = 196,87 \text{ MPa}$$

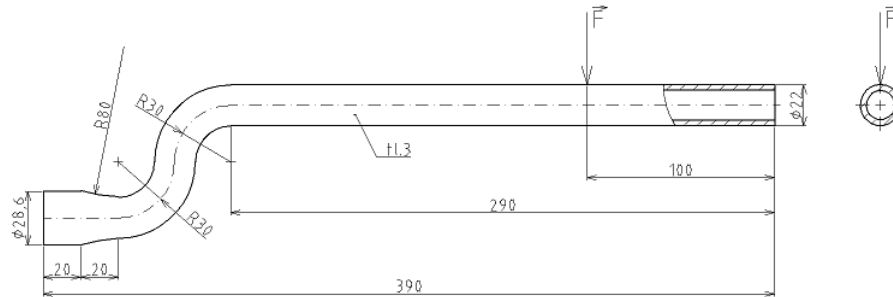
6. Výpočet bezpečnosti

Bezpečnost opět určím jako podíl vzdáleností mezního a provozního bodu:

$$k_1 = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{oa,max}} = \frac{219,81}{196,87} = 1,117$$

4.2. Příklad 2

V druhém příkladě jsou řídítká namáhána míjivým cyklem zatížení. Síla působí přímo na střednici, tudíž vzniká napětí pouze od ohybového momentu. Napětí od posouvající síly opět zanedbávám.



Obrázek 4.9: Zatížení a rozměry řídítek

VVÚ

Výsledné vnitřní účinky jsou shodné s předchozím příkladem 4.1 a i kritické místo je stejné, tedy v místě osazení z menšího průměru na větší.

$$\sigma_o = \frac{|M_o|}{W_o} = \frac{|-125\,000|}{643,24} = 194,33 \text{ MPa}$$

4.2.1. Koncepce nominálních napětí

Součinitele pro korekci meze únavy:

1. Součinitel velikosti

$$\vartheta_1 = 0,887$$

$$\vartheta_2 = 1,175$$

$$\vartheta = 1,042$$

2. Součinitel vrubu

Součinitel velikosti α určím ze vzorce 4.1:

$$\alpha = 1,014$$

Hodnotu materiálové konstanty k opět dostanu z tabulky 3.1:

$$k = \frac{280}{R_m} = \frac{280}{470} = 0,596$$

Po dosazení všech hodnot do vztahu 3.11 je hodnota součinitele vrubu:

$$\beta = 1,012$$

4.2. PŘÍKLAD 2

3. Součinitel povrchu

Hodnoty pro součinitele povrchu η je stejný jako v předchozím příkladě:

$$\eta_1 = 0,95$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$$

4. Korigovaná mez únavy

Pomocí vztahu 3.1 určím korigovanou mez únavy:

$$\sigma_{co}^* = \frac{1,042 \cdot 0,95}{1,012} \cdot 205 = 200,40 \text{ MPa}$$

5. Určení bezpečnosti

Pro mívivý cyklus je stejná hodnota amplitudy napětí σ_a a středního napětí σ_m . Hodnotu horního napětí σ_h známe z výpočtu napětí pro kritické místo:

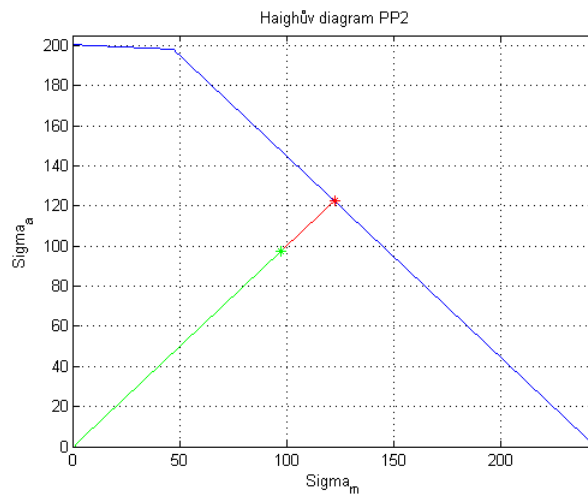
$$\sigma_h = \sigma_o$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h}{2} = \frac{194,33}{2} = 97,16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = 97,16 \text{ MPa}$$

Bezpečnost nyní určím ze vztahu 3.16:

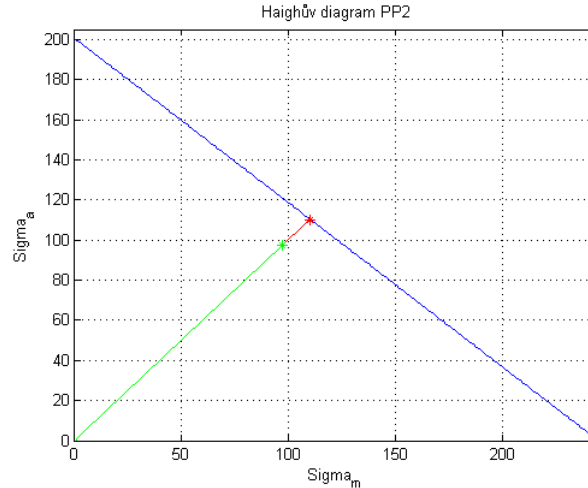
$$k_1 = \min \{1,933; 1,243\} = 1,243$$



Obrázek 4.10: Haighův diagram: PP2 vyšší výpočtová úroveň

Jako druhé kritérium pro určení bezpečnosti mám zvolenou nižší výpočtovou úroveň Haighova diagramu. Shoduje se s Soderbergovou přímkou, a proto mi poslouží jako vypovídající kritérium pro hodnocení obou koncepcí. I v tomto případě určím bezpečnost jako podíl vzdáleností mezního bodu od počátku a provozního bodu od počátku:

$$k_2 = \frac{\sigma_{co}^* \cdot R_e}{\sigma_m \cdot \sigma_{co}^* + \sigma_a \cdot R_e} = \frac{200,4 \cdot 245}{97,16 \cdot 200,4 + 97,16 \cdot 245} = 1,135$$

Obrázek 4.11: *Haighův diagram: PP2 nižší výpočtová úroveň*

4.2.2. Koncepce Shigley

Opět nejdříve musím vypočítat mez únavy zkušební vzorku z meze pevnosti R_m a poté určit všechny koeficienty pro korekci meze únavy.

1. Určení meze únavy zkušební vzorku

Mez pevnosti je opět v intervalu $R_m \leq 1\,460\text{ MPa}$ a použiji stejného vzorce jako v předchozím příkladu:

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 470 = 236,88\text{ MPa}$$

2. Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a

Pro broušený povrch jsou hodnoty koeficientů:

$$a = 1,58; b = -0,085$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 470^{-0,085} = 0,937$$

3. Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b

Pro nerotující součást určíme tzv. *efektivní rozměr* d_e (obr. 3.9):

$$d_e = 0,370 \cdot d = 0,370 \cdot D_2 = 0,370 \cdot 22 = 8,14\text{ mm}$$

Hodnotu součinitele k_b určím ze vztahu:

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{8,14}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,991$$

4. Určení korigované meze únavy

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = 0,937 \cdot 0,991 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 236,88 = 219,807\text{ MPa}$$

4.2. PŘÍKLAD 2

5. Zahrnutí vrubové citlivosti

Součinitel tvaru α opět počítám ze vzorce 4.1, protože dostupné nomogramy jsou nedostačující. Po dosazení do vzorce dostanu hodnotu součinitele tvaru:

$$\alpha = 1,014$$

Ještě potřebuji určit hodnotu \sqrt{a} . Z tabulky 3.8 tuto hodnotu vypočítám jako:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{470} = 0,296$$

Dosazení do 3.35 obdržím hodnotu součinitele vrubu:

$$\beta = 1,013$$

Nominální napětí v kritickém znám z VVÚ. Jelikož vycházím z mýjivého cyklu zatěžování, je potřeba přepočítat nominální střední napětí a amplitudu nominálního napětí součinitelem vrubu:

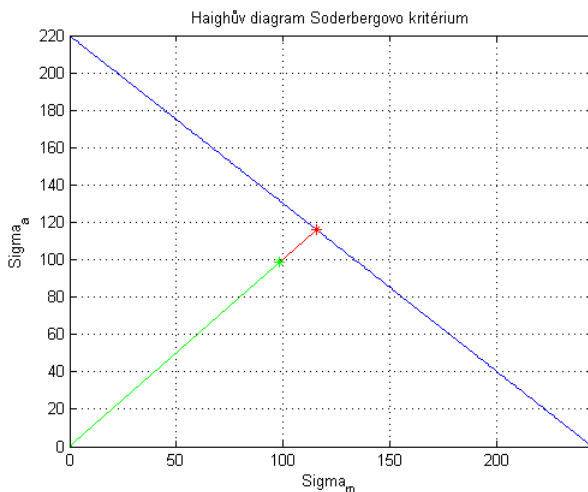
$$\sigma_{om,max} = \beta \cdot \sigma_m = 1,013 \cdot 97,16 = 98,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oa,max} = \beta \cdot \sigma_a = 1,013 \cdot 97,16 = 98,44 \text{ MPa}$$

6. Výpočet bezpečnosti

Jako první kritérium, které budu potřebovat pro porovnání s koncepcí nominálních napětí je dříve zmíněno kritérium dle Soderberga (Soderbergova přímka). Kritérium použiji z důvodu shodnosti s nižší úrovní Haighova diagramu z koncepce nominálních napětí:

$$k_1 = \frac{\sigma'_{co} \cdot R_e}{\sigma_{om,max} \cdot \sigma'_{co} + \sigma_{oa,max} \cdot R_e} = \frac{219,81 \cdot 245}{98,44 \cdot 219,81 + 98,44 \cdot 245} = 1,177$$

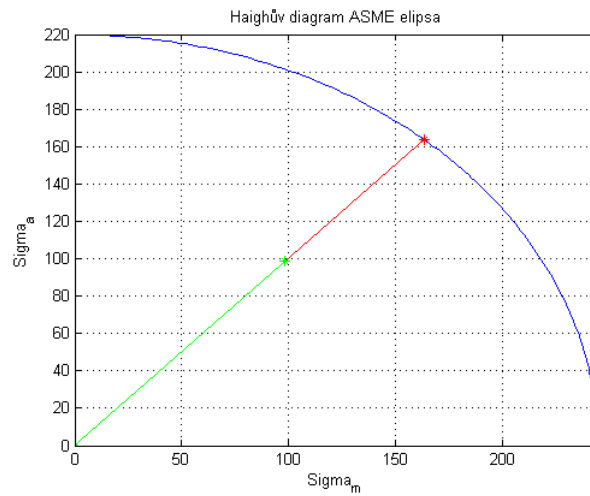


Obrázek 4.12: Haighův diagram: Soderbergova přímka

4. PRAKTICKÁ ČÁST

Jako druhé kritérium porovnání použijí elipsu ASME. Elipsa ASME protíná osu x v hodnotě meze kluzu a osu y v hodnotě korigované meze únavy stejně jako kritéria v koncepci nominálních napětí. Bezpečnost dle tohoto kritéria se určí následovně:

$$k_2 = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{oa,max}}{\sigma_{co}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{om,max}}{R_e}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{98,44}{219,81}\right)^2 + \left(\frac{98,44}{245}\right)^2}} = 1,662$$

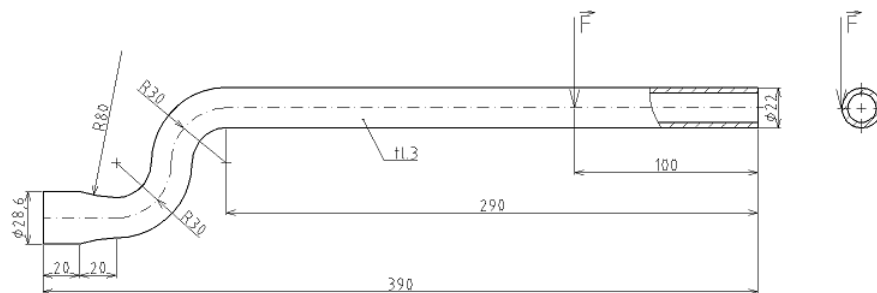


Obrázek 4.13: *Haighův diagram: ASME elipsa*

4.3. PŘÍKLAD 3

4.3. Příklad 3

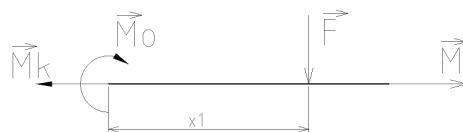
Ve třetím příkladě počítám se stejnými řídicíky jako v příkladě druhém. Zatěžující síla má stejnou velikost, ale na rozdíl od příkladu druhého nepůsobí na střednici prutu, ale na kraji průřezu, tudíž nám do výpočtu vstupuje napětí od kroutícího momentu. Ve třetím příkladu se tedy zabývám kombinovaným napětím.



Obrázek 4.14: Zatížení a rozměry řídicítek

VVÚ

1. $x_1 \in (0; 190)$



Obrázek 4.15: VVÚ - první řez

$$M_o(x_1) = -F \cdot x_1$$

$$M_k(x_1) = M = 11 \cdot F$$

2. $\varphi_1 \in (0; \frac{\pi}{2})$

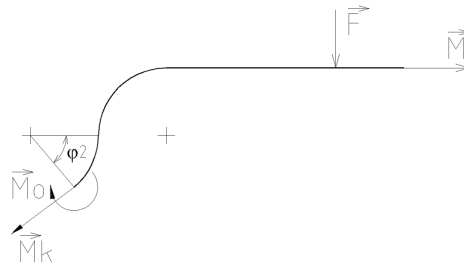


Obrázek 4.16: VVÚ - druhý řez

$$M_o(\varphi_1) = -F \cdot (190 + R \cdot \sin(\varphi_1))$$

$$M_k(\varphi_1) = M \cdot \cos(\varphi_1) = 11 \cdot F \cdot \cos(\varphi_1)$$

3. $\varphi_2 \in (0; \frac{\pi}{2})$

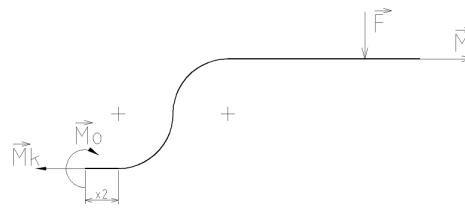


Obrázek 4.17: *VVÚ - třetí řez*

$$M_o(\varphi_2) = -F \cdot [220 + R \cdot (1 - \cos(\varphi_2))]$$

$$M_k(\varphi_2) = M \cdot \sin(\varphi_2) = 11 \cdot F \cdot \sin(\varphi_2)$$

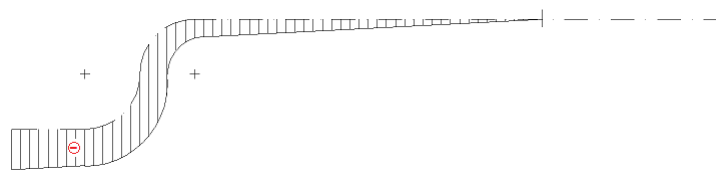
4. $x_2 \in (0; 40)$



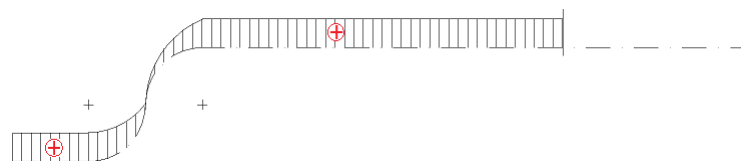
Obrázek 4.18: *VVÚ - čtvrtý řez*

$$M_o(x_2) = -F \cdot (250 + x_2)$$

$$M_k(x_2) = M = 11 \cdot F$$



Obrázek 4.19: *Průběh VVÚ: ohybový moment*



Obrázek 4.20: *Průběh VVÚ: kroutící moment*

4.3. PŘÍKLAD 3

Kritické místo se v tomto případě bude shodovat s příkladem předchozím. Kroutící moment nabývá v místě osazení své největší hodnoty a průřez je opět nejmenší. Proto opět budu vyšetřovat osazení jako kritické místo.

Výpočet napětí v kritickém místě:

1. Napětí od ohybového momentu

$$M_o = -F \cdot 250 = -125\,000 \text{ Nmm}$$
$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_2^3 - d_2^3)}{32} = \frac{\pi \cdot (22^3 - 16^3)}{32} = 643,24 \text{ mm}^3$$
$$\sigma_o = \frac{|M_o|}{W_o} = \frac{|-125\,000|}{643,24} = 194,33 \text{ MPa}$$

2. Napětí od kroutícího momentu

$$M_k = F \cdot 11 = 5\,500 \text{ Nmm}$$
$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_2^3 - d_2^3)}{16} = \frac{\pi \cdot (22^3 - 16^3)}{16} = 1\,286,48 \text{ mm}^3$$
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{5\,500}{1\,286,48} = 4,28 \text{ MPa}$$

4.3.1. Koncepce nominálních napětí

Součinitele pro korekci meze únavy:

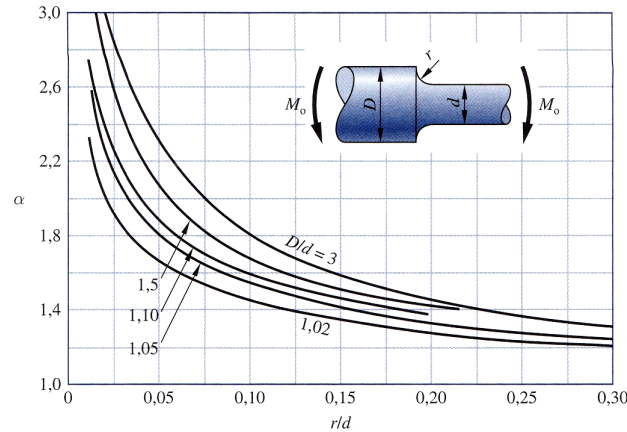
1. Součinitel velikosti

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{h}{h_1}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{D_2}{d}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{22}{5}} = 0,887$$
$$\vartheta_{\sigma 2} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{d}{D_2}} = 1 + \left(\frac{205}{150} - 1 \right) \sqrt{\frac{5}{22}} = 1,175$$
$$\vartheta_{\tau 2} = 1 + \left(\frac{\tau_c}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left(\frac{\tau_c}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{d}{D_2}} = 1 + \left(\frac{117,5}{150} - 1 \right) \sqrt{\frac{5}{22}} = 0,897$$
$$\vartheta_{\sigma} = \vartheta_1 \cdot \vartheta_{\sigma 2} = 0,887 \cdot 1,175 = 1,042$$
$$\vartheta_{\tau} = \vartheta_1 \cdot \vartheta_{\tau 2} = 0,887 \cdot 0,897 = 0,795$$

2. Součinitel vrubu

Vyjdu ze vztahu 4.1 k určení součinitele velikost α_σ pro napětí od ohybového momentu, protože opět nevystačím s monogramem. Hodnoty jsou stejné jako v předchozím příkladu a tedy i součinitel velikosti:

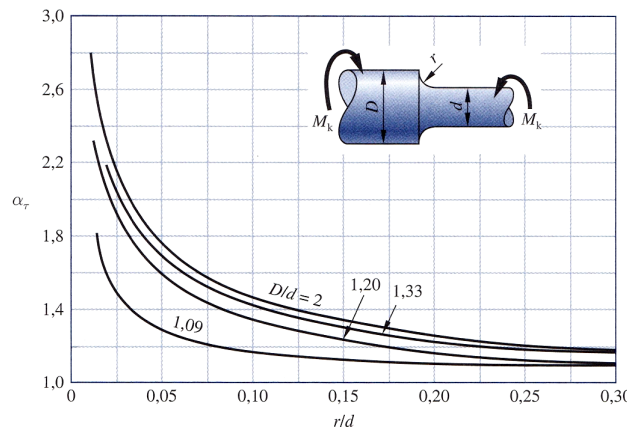
$$\alpha_\sigma = 1,014$$



Obrázek 4.21: Nomogram pro určení součinitele velikosti v osazení pro ohyb[8]

Pro napětí od krotícího momentu vyjdu z limitní hodnoty na konci monogramu. Mohu tedy napsat, že hodnota součinitele velikosti α_τ je:

$$\alpha_\tau = 1,12$$



Obrázek 4.22: Nomogram pro určení součinitele velikosti v osazení pro krut[8]

Hodnotu materiálové konstanty k opět beru z tabulky 3.1. Tato hodnota je stejná jak pro napětí ohybové, tak pro napětí od krotícího momentu:

$$k = \frac{280}{R_m} = \frac{280}{470} = 0,596$$

Součinitele vrubu vzorce 3.11, a to jak pro normálové napětí, tak pro smykové napětí:

$$\beta_\sigma = 1,012$$

$$\beta_\tau = 1,104$$

4.3. PŘÍKLAD 3

3. Součinitel povrchu

Součinitel povrchu bude stejný jako v předchozím příkladě:

$$\eta_1 = 0,95; \eta_2 = 1$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$$

4. Korigovaná mez únavy

Pro výpočet korigované meze únavy ohybového napětí použiji vztah 3.1 a pro napětí od kroutícího momentu vezmu vztah 3.2:

$$\sigma_{co}^* = \frac{1,042 \cdot 0,95}{1,012} \cdot 205 = 200,40 \text{ MPa}$$

$$\tau_c^* = \frac{0,795 \cdot 0,95}{1,104} \cdot 117,5 = 80,36 \text{ MPa}$$

5. Určení bezpečnosti

Bezpečnost budu určovat opět pomocí dvou kritérií v Haighově diagramu. Budou to dvě různé výpočtové úrovně tohoto diagramu. Nejdříve je potřeba určit bezpečnost pro každé napětí a následně pomocí vztahu 3.22 vypočítat celkovou bezpečnost. Napětí opět působí v mívivém cyklu a musím si určit hodnotu středního napětí a hodnotu amplitudy napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o}{2} = \frac{194,33}{2} = 97,16 \text{ MPa}$$

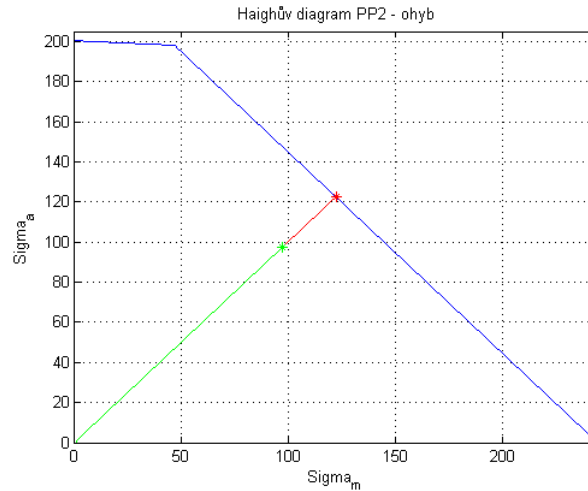
$$\sigma_m = \sigma_a = 97,16 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{4,26}{2} = 2,14 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \tau_a = 2,14 \text{ MPa}$$

Bezpečnost pro vyšší výpočtovou úroveň získám ze vztahů 3.16 a 3.17. Hodnota bezpečnosti od ohybového napětí:

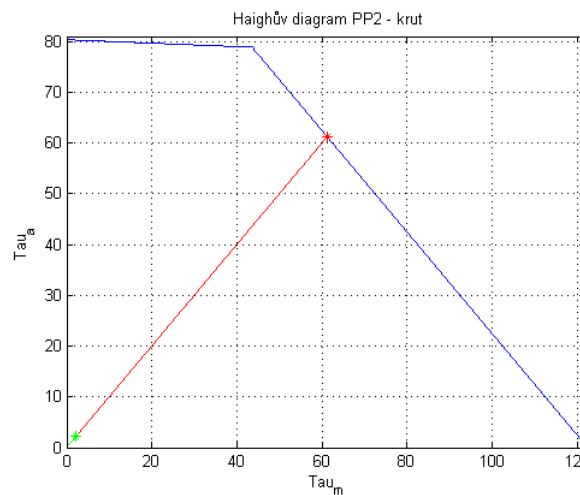
$$k_{1,\sigma} = \min \{1,933; 1,243\} = 1,243$$



Obrázek 4.23: *Haighův diagram: PP2 vyšší výpočtová úroveň, ohyb*

Hodnota bezpečnosti od smykového napětí:

$$k_{1,\tau} = \min \{36,351; 25,583\} = 25,583$$



Obrázek 4.24: *Haighův diagram: PP2 vyšší výpočtová úroveň, krut*

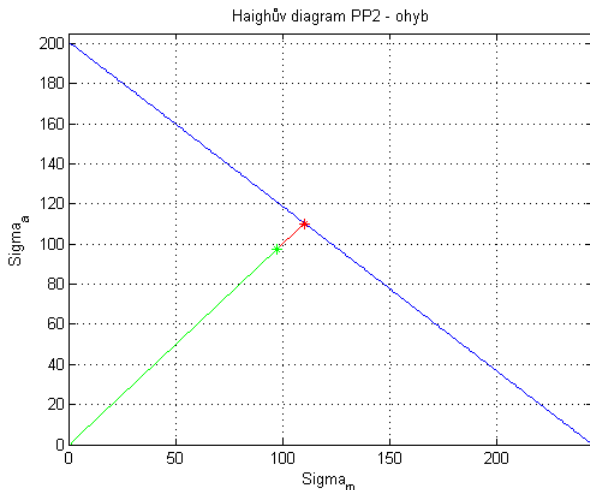
Celkovou bezpečnost určíme na základě vztahu 3.22:

$$k_{1,c} = \frac{1,243^2 \cdot 25,283^2}{\sqrt{1,243^2 + 25,583^2}} = 1,241$$

4.3. PŘÍKLAD 3

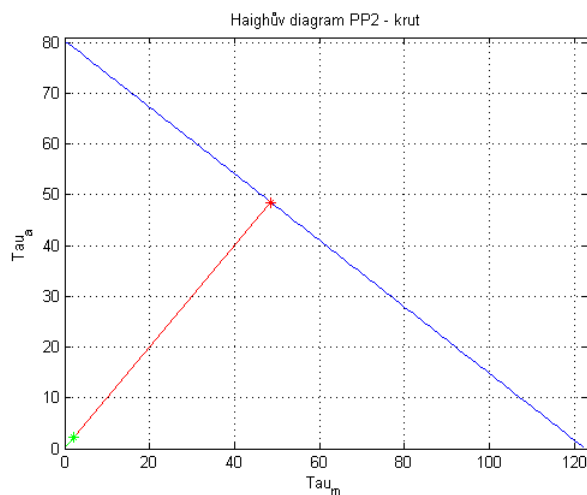
Nižší výpočtová úroveň:

$$k_{2,\sigma} = \frac{\sigma_{co}^* \cdot R_e}{\sigma_m \cdot \sigma_{co}^* + \sigma_a \cdot R_e} = \frac{200,4 \cdot 245}{97,16 \cdot 200,4 + 97,16 \cdot 245} = 1,135$$



Obrázek 4.25: Haighův diagram: PP2 nižší výpočtová úroveň, ohyb

$$k_{2,\tau} = \frac{\tau_c^* \cdot T_e}{\tau_m \cdot \tau_c^* + \tau_a \cdot T_e} = \frac{80,4 \cdot 122,5}{2,14 \cdot 80,4 + 2,14 \cdot 122,5} = 22,702$$



Obrázek 4.26: Haighův diagram: PP2 nižší výpočtová úroveň, krut
Celkovou bezpečnost opět určím dle vztahu 3.22:

$$k_{2,c} = \frac{1,135^2 \cdot 22,702^2}{\sqrt{1,135^2 + 22,702^2}} = 1,133$$

4.3.2. Koncepce Shigley

1. Určení meze únavy zkušební vzorku

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 470 = 236,88 \text{ MPa}$$

2. Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a

$$a = 1,58; b = -0,085$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 470^{-0,085} = 0,937$$

3. Součinitel vlivu velikosti tělesa

$$d_e = 0,370 \cdot d = 0,370 \cdot D_2 = 0,370 \cdot 22 = 8,14 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{8,14}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,991$$

4. Určení korigované meze únavy

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = 0,937 \cdot 0,991 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 236,88 = 219,807 \text{ MPa}$$

5. Zahrnutí vrubové citlivosti

Hodnoty pro součinitele velikosti α použijí z koncepce nominálních napětí z důvodu shodnosti uváděných nomogramů:

$$\alpha_\sigma = 1,014; \alpha_\tau = 1,12$$

Hodnota \sqrt{a} je vzata z tabulky 3.8:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{470} = 0,296$$

Nyní dle vzorce 3.35 určím součinitele vrubové citlivosti:

$$\beta_\sigma = 1,013; \beta_\tau = 1,112$$

Součinitelem vrubové citlivosti rozšířím nominální napětí a vypočítám hodnoty středního napětí a amplitudy napětí:

$$\sigma_m = \beta_\sigma \cdot \frac{\sigma_o}{2} = 1,013 \cdot \frac{194,33}{2} = 98,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 98,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \beta_\tau \cdot \frac{\tau_k}{2} = 1,112 \cdot \frac{4,28}{2} = 2,38 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = 2,38 \text{ MPa}$$

4.3. PŘÍKLAD 3

6. Výpočet bezpečnosti

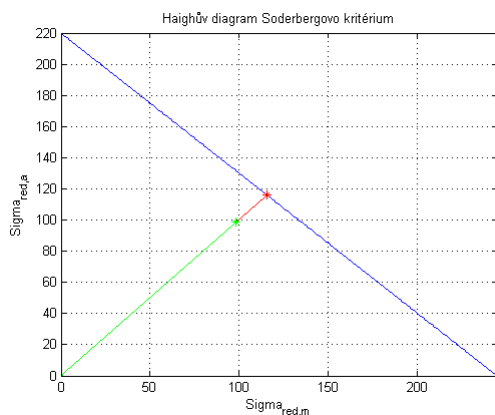
Redukované napětí počítám dle podmínky HMH. Je potřeba určit redukované napětí jak pro amplitudu napětí, tak pro střední napětí:

$$\sigma_{m,red} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{98,44^2 + 3 \cdot 2,38^2} = 98,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a,red} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{98,44^2 + 3 \cdot 2,38^2} = 98,52 \text{ MPa}$$

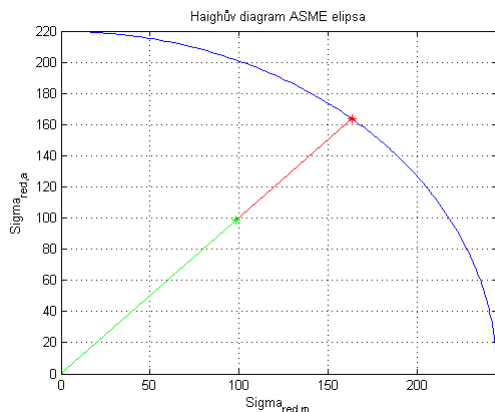
Jako kritérium pro posouzení bezpečnosti použiji opět Soderbergovu přímku a ASME elipsu:

$$k_1 = \frac{\sigma'_{co} \cdot R_e}{\sigma_{m,red} \cdot \sigma'_{co} + \sigma_{a,red} \cdot R_e} = \frac{219,807 \cdot 245}{98,52 \cdot 219,807 + 98,52 \cdot 245} = 1,176$$



Obrázek 4.27: Haighův diagram: Soderbergova přímka

$$k_2 = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{a,red}}{\sigma'_{co}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{m,red}}{R_e}\right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{98,44}{219,807}\right)^2 + \left(\frac{98,44}{245}\right)^2}} = 1,660$$

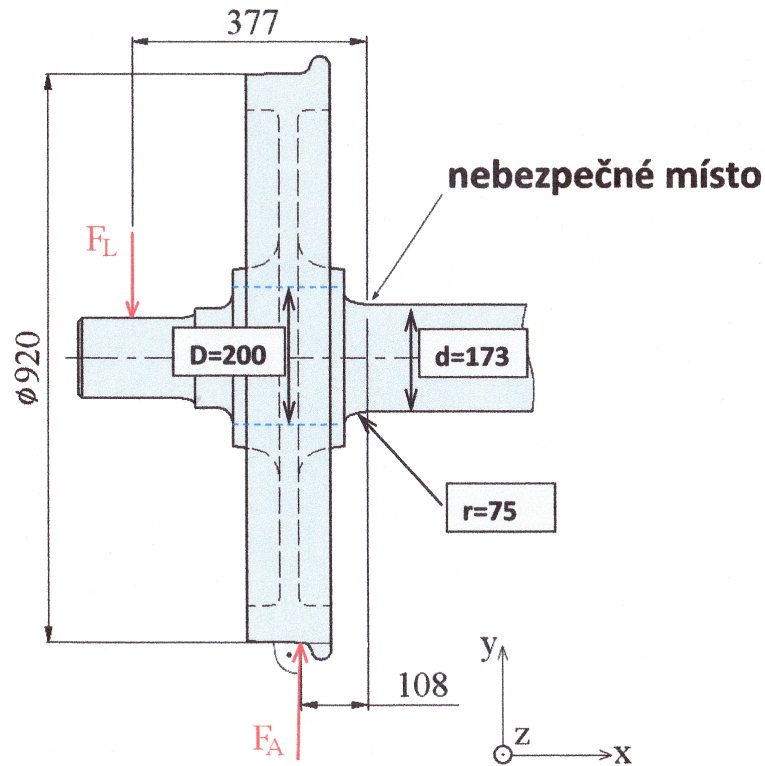


Obrázek 4.28: Haighův diagram: ASME elipsa

4.4. Příklad 4

Zadání pro tento doplňkový příklad jsem čerpal z příkladu diplomové práce Ing. Pavla Pokorného *Odhad zbytkové životnosti železničního dvojkolí*.

Zadány jsou tyto hodnoty: $R_m = 600 \text{ MPa}$, $R_{e,cykl} = 365 \text{ MPa}$, $\sigma_c = 275 \text{ MPa}$, $\sigma_{co} = 300 \text{ MPa}$, průměr zkušební vzorku $d_1 = 5 \text{ mm}$, náprava je broušena a kuličkována, síla od ložiska $F_l = 300 \text{ kN}$. [9]



Obrázek 4.29: Příklad 4 [9]

Úplné uvolnění, statická určitost a průběhy VVÚ jsou pro obě metody stejné.

1. Úplné uvolnění:

$$F_a = F_b = F_l$$

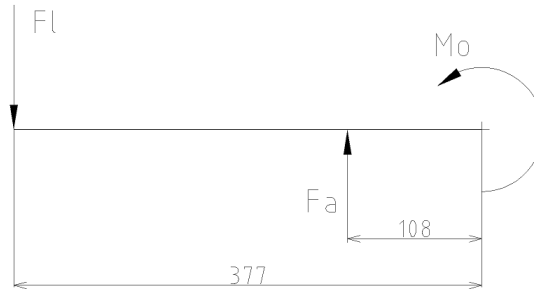
2. Statická určitost: Vycházíme ze soustavy rovnoběžných sil ve stejné rovině:

$$\mu = 2; \vartheta = 2$$

$$s = \mu - \vartheta = 2 - 2 = 0 \rightarrow \text{staticky určité}$$

4.4. PŘÍKLAD 4

3. VVÚ:



Obrázek 4.30: Příklad 4: VVÚ

$$M_o = F_a \cdot 108 - F_l \cdot 377 = 300\,000 \cdot (-269) = -80\,700\,000 \text{ Nmm}$$

4. Určení napětí:

$$\sigma_{o,nom} = \frac{M_o}{J_y} \cdot z = \frac{M_o}{W_o}$$

$$W_o = \frac{J_y}{z} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 173^3}{32} = 508\,321 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{o,nom} = \frac{|M_{o,nom}|}{W_o} = \frac{80\,700\,000}{508\,321} = 158,76 \text{ MPa}$$

4.4.1. Koncepce nominálních napětí

Nejprve je potřeba určit součinitele pro korekci meze únavy.

1. Součinitel velikosti

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{h}{h_1}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d}{d_1}},$$

hodnota materiálové konstanty k je pro konstrukční oceli rovna $2 \cdot 10^{-2}$.

$$\vartheta_1 = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{173}{5}} = 0,825$$

$$\vartheta_2 = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left(\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \sqrt{\frac{d_1}{d}} = 1 + \left(\frac{300}{275} - 1 \right) \sqrt{\frac{5}{173}} = 1,015$$

$$\vartheta = \vartheta_1 \cdot \vartheta_2 = 0,825 \cdot 1,015 = 0,837$$

2. Součinitel vrubu

Součinitele velikosti α určím ze vzorce 4.1 pro hodnoty $d = 173 \text{ mm}$, $D = 200 \text{ mm}$, $r = 75 \text{ mm}$, $t = \frac{D-d}{2} = \frac{200-173}{2} = 13,5 \text{ mm}$:

$$\alpha = 1,141.$$

Hodnotu materiálové charakteristiky k vezmu z tabulky 3.1. Pro osazení je hodnota $k = 280/R_m = 280/600 = 0,467$.

Dosazením do vztahu 3.11 získám hodnotu součinitele vrubu:

$$\beta = 1,133$$

3. Součinitel povrchu

Součinitel povrchu η vypočítám dle vztahu 3.12. Nejdříve musím určit dílčí součinitele η_1 a η_2 . η_1 odečtu z grafu 3.1 a η_2 odečtu z tabulky 3.2.

$$\eta_1 = 0,9$$

$$\eta_2 = 1,1$$

$$\eta = 0,9 \cdot 1,1 = 0,99$$

4. Korigovaná mez únavy

Nyní znám všechny potřebné veličiny a můžu určit korigovanou mez únavy (3.1):

$$\sigma_c^* = \frac{0,837 \cdot 0,99}{1,133} \cdot 300 = 219,48 \text{ MPa}.$$

5. Výpočet bezpečnosti

Abych mohl vypočítat bezpečnost, musím nejdřív stanovit hodnoty středního napětí σ_m a amplitudy napětí σ_a . Jelikož se jedná o souměrně střídavý cyklus σ_m je nulové a σ_a je rovna nominálnímu napětí vypočítaného z VVÚ:

$$\sigma_a = 158,76 \text{ MPa}$$

Hodnotu bezpečnosti vypočítám ze vztahu 3.16:

$$k = \min \{1,391; 2,016\} = 1,391$$

4.4.2. Koncepce Shigley

1. Určení meze únavy zkušební vzorku

Dle vzorce 3.23 určím mez únavy zkušební vzorku. Hodnota meze pevnosti je $R_m = 600 \text{ MPa}$. Tato hodnota splňuje $R_m \leq 1460 \text{ MPa}$ a pro výpočet meze únavy použijeme následujícího vztahu:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 600 = 302,4 \text{ MPa}$$

2. Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a

Při určení součinitele vlivu povrchu vyjdu ze vztahu 3.25. Z tabulky 3.5 odečtu hodnoty součinitele a a exponentu b . V zadání je uvedeno, že součást je broušena a kuličkována. V knize *Konstruování strojních součástí* je uvedena pouze korekce pro povrch dokončený broušením. Hodnoty beru z prvního řádku:

$$a = 1,58; b = -0,085$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 600^{-0,085} = 0,9173$$

4.4. PŘÍKLAD 4

3. Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b

Pro zatížení ohybem za rotace mohou použít vzorec 3.26 pro výpočet součinitele velikosti tělesa. Pro náš charakteristický rozměr průřezu ($d = 173 \text{ mm}$) vypočteme součinitel k_b následovně:

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} = 1,51 \cdot 173^{-0,157} = 0,6724$$

4. Určení korigované meze únavy

Získané součinitele dosadím do Marinovy 3.24 pro výpočet korigované meze únavy:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = 0,9173 \cdot 0,6724 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 302,4 = 186,51 \text{ MPa}$$

5. Zahrnutí vrubové citlivosti

Na určení součinitele tvaru mi opět nestačí nomogram a proto ho vypočítám pomocí rovnice 4.1. Hodnota tedy bude stejná, jako v případě koncepce nominálních napětí:

$$\alpha = 1,1405$$

Hodnotu \sqrt{a} beru z tabulky 3.8. Pro osazení ji určím jako:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{600} = 0,23167$$

Po dosazení do 3.35 dostanu hodnotu součinitele vrubu:

$$\beta = 1,133$$

Hodnotu nominálního napětí ve vrubu znám z VVÚ. Maximální napětí se tedy bude rovnat:

$$\sigma_{o,max} = \beta \cdot \sigma_{o,nom} = 1,133 \cdot 158,76 = 179,88 \text{ MPa}$$

6. Výpočet bezpečnosti

Výpočet bezpečnosti provedu z korigované meze únavy a maximálního napětí v místě vrubu:

$$k = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{o,max}} = \frac{186,51}{179,88} = 1,037$$

Příklad 4 jsem zahrnul do své práce z důvodu ukázky nedostačujících korekcí uváděné v knize *Konstruování strojních součástí*. Při zahrnování faktorů pro korekci meze únavy si můžeme povšimnout, že při úpravě povrchu (součinitel vlivu jakosti povrchu k_a) není zahrnuto válečkování hřídele. Válečkování můžeme zahrnout pouze v koncepci nominálních napětí. Z tohoto důvodu vychází v bezpečnostech větší rozdíl, než v příkladech, kde počítám s řidítky.

Válečkováním se daná součást zpevňuje a tím pádem se zvětšuje i mez únavy a bezpečnost vychází větší. Jako další proces zvýšení meze únavy je kuličkování. Koncepce dle knihy *Konstruování strojních součástí* neuvádí ani jeden z možných způsobů zvětšování životnosti reálných součástí.

4.5. Hodnocení výsledků

V tabulce 4.1 jsou shrnuty všechny výsledky bezpečností. Stěžejní kritéria v příkladech 2 a 3, pro porovnání metod určení meze únavy jsou pro *koncepti nominálních napětí* nižší výpočtová úroveň a pro *koncepti dle Shigley's* Soderbergova přímka. V prvním příkladě se nebylo potřeba řídit žádným kritériem, protože v něm nevystupovalo střední napětí σ_m .

Příklad č.	PP2		Shigley	
	vyšší úroveň	nižší úroveň	Soderberg	ASME elipsa
1	1,031		1,117	
2	1,243	1,135	1,177	1,662
3	1,241	1,133	1,176	1,660
4	1,391		1,037	

Tabulka 4.1: *Výsledky bezpečností*

Procentuální odchylky daných koncepcí jsou následovné (*odchylka je počítána od koncepcie nominálních napětí dle PP2*):

Příklad č.	odchylka [%]
1	8,34
2	3,70
3	3,76
4	25,45

Tabulka 4.2: *Procentuální odchylky koncepcí*

V následujících tabulkách jsou uvedeny hodnoty bezpečností a odchylky metod pro různé hodnoty zatěžující síly:

Příklad 1, 2, 3 - $F = 300\text{ N}$

Příklad č.	PP2	Shigley	Odchylka [%]
1	1,719	1,861	8,26
2	1,891	1,962	3,75
3	1,889	1,960	3,76

Tabulka 4.3: *Vliv velikosti zatížení na odchylku bezpečností*

Příklad 1, 2, 3 - $F = 700\text{ N}$

Příklad č.	PP2	Shigley	Odchylka [%]
1	0,737	0,796	8,005
2	0,810	0,841	3,827
3	0,809	0,840	3,831

Tabulka 4.4: *Vliv velikosti zatížení na odchylku bezpečností*

V příkladech 1, 2 a 3 vidíme rozdíl v odchylkách při rozdílném zatížení pouze v desetínách. Nelze tedy jednoznačně konstatovat, že se zvyšujícím se napětím se zvětšuje i odchylka obou koncepcí.

4.5. HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Příklad 3 - 5x větší M_k		
PP2	Shigley	Odchylka [%]
1, 101	1, 152	4, 632

Tabulka 4.5: Příklad 3: vliv velikosti kroutícího momentu

Příklad 3 - 10x větší M_k		
PP2	Shigley	Odchylka [%]
1, 015	1, 086	6, 995

Tabulka 4.6: Příklad 3: vliv velikosti kroutícího momentu

Pro příklad 3 jsem ještě zkoumal vliv velikosti kroutícího momentu v případě kombinovaného namáhání. Působící sílu jsem nechal konstantní a zvětšoval jsem vzdálenost jejího působení od střednice prutu. Tím pádem zůstal konstantní ohybový moment a zvětšoval se pouze kroutící moment. Na základě dosažených výsledků lze konstatovat, že se zvětšujícím se kroutícím momentem se zvětšuje i odchylka výsledných bezpečností.

Odchylka u čtvrtého doplňkového příkladu je kolem 25%. Pouze v tomto příkladu je koncepce dle Shigley přísnější na výslednou bezpečnost. Pro lepší hodnocení rozdílu jsem zkoumal vliv velikosti napětí:

Příklad 4 - $F_l = 200 \text{ kN}$		
PP2	Shigley	Odchylka [%]
2, 087	1, 555	25, 49

Tabulka 4.7: Příklad 4: vliv velikosti zatížení

Příklad 4 - $F_l = 400 \text{ kN}$		
PP2	Shigley	Odchylka [%]
1, 044	0, 778	25, 48

Tabulka 4.8: Příklad 4: vliv velikosti zatížení

Srovnáním výsledků čtvrtého příkladu (železniční soukolí) s ostatními uvedenými příklady (model řídek jízdního kola) vychází, že hodnota bezpečnosti je menší u koncepce dle knihy *Konstruování strojních součástí*. V ostatních případech je nižší bezpečnost dle koncepce *nominálních napětí*. Důvod tohoto rozdílu v daných příkladech je v tom, že koncepce dle knihy *Konstruování strojních součástí* nepostihuje v korekci meze únavy vlivy zvyšování meze únavy, jako jsou např. kuličkování a válečkování.

Výsledné hodnoty odchylek pro dané metody беру jako průměr odchylek vypočítaných z jednotlivých velikostí namáhání:

Výsledné odchylky		
Příklad č.	Charakteristické zatěžování	Výsledná odchylka [%]
1	střídavý cyklus ohybového namáhání	8, 20
2	míjivý cyklus ohybového namáhání	3, 76
3	střídavý cyklus kombinovaného namáhání	3, 78
4	ohyb za rotace	25, 47

Tabulka 4.9: Výsledné odchylky

Výpočet všech příkladů je naprogramován v softwaru Maple pro jednodušší přepočtení různých hodnot zatěžujících sil. Skript je přiložen v elektronické příloze.

5. Závěr

Cílem této práce bylo porovnat výpočtové hodnocení meze únavy pomocí dvou koncepcí, které jsou vyučovány na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. První byla koncepce nominálních napětí vyučována v kurzu *Pružnost a pevnost II*. Druhá koncepce je vyučována v rámci kurzu *Konstruování strojů-strojní součásti* a vychází z knihy Shigley's Mechanical Engineering Design.

Kromě teoretické základny seznámení s jednotlivými koncepcemi tato práce obsahuje čtyři příklady, pomocí kterých jsou tyto koncepce porovnávány. Porovnání daných metod provádím na zjednodušeném modelu řídicíků jízdního kola. Zadání čtvrtého doplňkového příkladu vychází z diplomové práce Ing. Pavla Pokorného a řeší únavu kolejniho soukolí. Tento příklad jsem do své práce zahrnul, abych poukázal na nedostatečné popsání vlivů korigujících mez únavy reálné součásti v koncepci dle knihy *Konstruování strojních součástí*.

Na základě získaných výsledků odchylek lze konstatovat, že koncepce nominálních napětí vyučovaná v rámci předmětu *Pružnost a pevnost II* je pro výsledné hodnocení bezpečnosti přísnější. Oproti koncepci dle Shigley's ale tato koncepce nezahrnuje vliv teploty, vliv spolehlivosti a další vlivy. Na úrovni, kterou jsem řešil ve své práci a to na úrovni zahrnutí pouze vlivů velikosti a vlivů úpravy povrchu, je vhodnější použít koncepci nominálních napětí.

V závěrečném čtvrtém příkladu ovšem vidíme, že koncepce dle Shigley's ve vlivu jakosti povrchu neuvádí korekci pro metody dokončení povrchu, které zvyšují životnost konstrukčních součástí. V této koncepci nalezneme pro korekci meze únavy pouze metody dokončení povrchu snižující životnost součástí. Z dosažených výsledků lze vyčíst, že nezařazením výše uvedených vlivů se bude výsledný rozdíl mezi těmito koncepcemi pohybovat ve výši až 25%. Vhodnost použití těchto koncepcí se tedy liší dle konkrétních příkladů, ve kterých bude řešena neomezená životnost součástí.

Dále je také potřeba zdůraznit, že únava materiálu nemá jasné fyzikální opodstatnění. Výpočetní metody vychází pouze z různých konstant, kterými je korigována mez únavy zkušebních vzorků. Je velice obtížné postihnout přesně každou konstrukční součást a to jak z tvarových důvodů, tak z důvodů různorodosti namáhání. Příklady, které jsem volil pro svou práci, mají pouze za cíl poukázat na rozdíl uváděných koncepcí. Z tohoto důvodu jsem počítal s ideálními cykly zatěžování, které jsou v rozporu s realitou. Řešení, které se blíží realitě, vyžaduje daleko složitější řešení.

Tento problém by mohla vyřešit metoda konečných prvků, kde se veškerá napětí součástí určují numericky. Zajímavým rozšířením této práce by bylo zcela určitě porovnání analytického určování meze únavy a určování napětí v oblasti vysoko-cyklické únavy v konstrukčních součástech pomocí metody konečných prvků řešené v softwaru Ansys.

Literatura

- [1] Wilhelm Albert (engineer). In: *Wikipedia: the free encyclopedia*[online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Albert_\(engineer\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Albert_(engineer))
- [2] William John Macquorn Rankine. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*[online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/William_John_Macquorn_Rankine
- [3] August Wöhler. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*[online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/August_Wöhler
- [4] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST.: *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1989, 212 s.
- [5] *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*. 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006, 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [6] LAUSCHMANN, Hynek.: *Mezní stavy I: únava materiálů*. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 71 s. ISBN 978-80-01-03671-6.
- [7] JANÍČEK, Přemysl.: *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí*. 1. vyd. Brno: Akademické Nakladatelství Cerm, s.r.o., 2007, 1234 s. ISBN 978-80-7204-556-3.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS.: *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIAM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] POKORNÝ, Pavel.: *Odhad zbytkové životnosti železničního dvojkolí*. [Diplomová práce.] Brno: VUT, FSI, 2012. 86 s.
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA.: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

6. Seznam použitých zkratek a symbolů

σ	normálové napětí [MPa]
σ_m	normálové střední napětí [MPa]
σ_a	amplituda normálového napětí [MPa]
σ_h	horní normálové napětí [MPa]
σ_n	dolní normálové napětí [MPa]
σ_c	napětí na mezi únavy zkušebního vzorku [MPa]
σ_{pt}	napětí na mezi pevnosti [MPa]
σ_k	napětí na mezi kluzu [MPa]
σ_{Co}	napětí na mezi únavy zkušebního vzorku [MPa]
σ_{co}^*	napětí na korigované mezi únavy reálné součásti [MPa]
σ'_{Co}	napětí na korigované mezi únavy reálné součásti [MPa]
τ	smykové napětí [MPa]
τ_a	amplituda smykového napětí [MPa]
τ_m	střední smykové napětí [MPa]
R_m	napětí na mezi pevnosti [MPa]
R_e	napětí na mezi kluzu [MPa]
k	materiálová konstanta, bezpečnost [–]
γ_H	úhel sklonu [°]
ψ	konstanta závislá na mezi pevnosti [–]
d	průměr [m]
F	síla [N]
M_o	ohybový moment [Nm]
M_k	kroutící moment [Nm]
W_o	modul průřezu v ohybu [mm ³]
W_k	modul průřezu v krutu [mm ³]
ϑ	součinitel velikosti [–]

6. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

η	součinitel povrchu [-]
β	součinitel vrubu [-]
α	součinitel tvaru [-]
R	parametr nesymetrie [-]
N_c	počet cyklů do lomu [-]
ω	úhlová rychlost [$rad \cdot s^{-1}$]
π	Ludolfovo číslo [-]
T	perioda [s]
f	frekvence [$s^{-1}; Hz$]

7. Seznam příloh

- CD obsahující:
 - elektronickou verzi této bakalářské práce ve formátu *.pdf
 - elektronickou verzi této bakalářské práce ve formátu *.tex
 - přílohu s řešenými příklady pomocí skriptu v software Maple
 - přílohu se skriptem pro tvorbu Haighových diagramů v software Matlab
 - použité obrázky v této bakalářské práci