

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
FAKULTA STROJNÍ



PEVNOSTNÍ VÝPOČET V PROCESU VÝVOJE PÍSTU  
DVOUDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

(Teze disertační práce)

Jakub Rosenthal

duben 2006

Recenzenti:

Termin a misto obhajoby:

ISBN: 80-7372-060-4

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
FAKULTA STROJNÍ

---

**Pevnostní výpočet v procesu vývoje pístu  
dvoudobého spalovacího motoru**  
(Teze disertační práce)

|                           |                                                                      |
|---------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Autor:                    | Jakub Rosenthal                                                      |
| Studijní program:         | P2302 Stroje a zařízení                                              |
| Studijní obor (zaměření): | 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení<br>(části a mechanismy strojů) |
| Školící pracoviště:       | Katedra částí a mechanismů strojů                                    |
| Školitel:                 | Lubomír Pešík                                                        |
| Konzultant:               | Wolf-Udo Zammert,<br>University of Applied Sciences Esslingen (D)    |

Disertace je k dispozici v Univerzitní knihovně – Voroněžská 13, Liberec.

Liberec 2006

---

---

## Anotace

### **Pevnostní výpočet v procesu vývoje pístu dvoudobého spalovacího motoru**

Píst je součást, která je ve spalovacím motoru vystavena komplexnímu termickému a mechanickému namáhání. Jeho dimenzování pomocí klasických metod pevnostních výpočtů vede k neuspokojivým výsledkům, protože neuvažuje důležité faktory poškození. Proto je nasazení jak numerických tak experimentálních metod velmi důležité. Práce se zabývá návrhem pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru, tak aby umožňoval kvalitní odhad životnosti.

V úvodní přehledu je krátce zachycen současný stav metodiky navrhování součástí a její aplikace v aktuálních směrnících a normách. Navazují požadavky na MKP analýzy z hlediska dimenzování s možností využití simulačních výsledků pro únavové pevnostní hodnocení.

Pro konkrétní varianty pístu je sestaven konečněprvkový model k vyšetření teplotního pole, jeho výsledky využity pro mechanickou simulaci a následně proveden rozbor důležitých vlivů. Vstupní materiálové hodnoty byly určeny experimentálně na zkušebních vzorcích při normálních i zvýšených teplotách.

Mezní hodnoty pístů při dynamickém zatížení byly určeny experimentálně ve střídavých a mřížových ohybových zkouškách za normální a provozní teploty na zkušebních vzorcích vyjmutých ze dna prototypů.

Na základě výsledků simulace a dynamických testů je provedeno pevnostní hodnocení jak vysokocyklového namáhání způsobeného periodickými silami, tak nízkocyklového namáhání změnou teploty. Výsledky výpočtu jsou porovnány s experimenty na pulzátoch a motorickými testy.

Je dosaženo dobré shody mezi početními odhady a výsledky provedených experimentů.

## Klíčová slova

Pevnostní výpočet, nízkocyklová a vysokocyklová únava, výpočetní model pístu, únavové směrnice, tahové zkoušky, určování E modulu, dynamické zkoušky.

---



---

## **Annotation**

### **Fatigue Assessment in the Development Cycle of Two-Stroke-Engines**

Pistons are exposed to complex mechanical and thermal loads in combustion engines. Designing a piston with classical methods of mechanics of materials will deliver insufficient results as relevant damaging effects cannot be taken into account. Therefore the use of CAE and experimental methods is of major importance. This paper describes a pragmatic fatigue analysis procedure for the design cycle of two-stroke-pistons.

The state of the art of fatigue design is been described at first. Technical regulations, guidelines and standards referring to fatigue analysis are presented. In the next section the requirements of FEA and the facilities of FE-based fatigue analysis are discussed.

Appropriate FE-models are generated for several piston variants and analized with respect to thermal and mechanical loads and their influence on stresses and strain is assessed. Required material properties e.g. fatigue data have been experimentally investigated by specimen from real pistons at room temperature and elevated temperatures under alternating and swelling bending loads.

With regard to the experimental investigations and the simulation results a fatigue analysis has been performed for the high cycle stresses due to the periodic combustion pressure loads and the low cycle stresses from different operating temperatures. The assessed lifetime cycles have been compared to experimental results from pistons under periodic pressure loads in test rigs.

Experimental results and numerical assessment results match sufficiently.

### **Keywords**

Fatigue analysis, low-cycle- and high-cycle fatigue, FEA, technical regulations and guidelines, tensile tests, assessment of young's modulus, fatigue experiments.

---

---

## Obsah

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| Anotace .....                                                          | 3  |
| 1 Úvod .....                                                           | 7  |
| 2 Cíle práce .....                                                     | 7  |
| 3 Pevnostní kontrola a odhad životnosti .....                          | 8  |
| 3.1 Koncepty výpočtového odhadu životnosti .....                       | 9  |
| 4 Numerické výpočty na pístech ze slitiny hliníku .....                | 10 |
| 4.1 Namáhání pístu .....                                               | 10 |
| 4.2 Geometrie pístu .....                                              | 12 |
| 4.3 Materiály pístů .....                                              | 12 |
| 4.4 Tvorba modelu, požité modely, zatěžující a okrajové podmínky ..... | 12 |
| 5 Experimentální zkoušky .....                                         | 16 |
| 5.1 Tahové zkoušky při normální teplotě a 250°C .....                  | 17 |
| 5.2 Určení modulu pružnosti při 20 °C a 250 °C .....                   | 18 |
| 5.3 Únavové zkoušky .....                                              | 19 |
| 5.4 Mimomotorické zkoušky pístů .....                                  | 22 |
| 5.5 Motorické zkoušky pístů .....                                      | 23 |
| 6 Pevnostní kontrola .....                                             | 24 |
| 6.1 High-Cycle pevnostní kontrola pístu .....                          | 25 |
| 6.2 Low Cycle pevnostní kontrola .....                                 | 27 |
| 6.3 Kombinace mechanismů poškození .....                               | 30 |
| 6.4 Ověření výsledků .....                                             | 30 |
| 6.5 Hodnocení výsledků .....                                           | 31 |
| 7 Závěr .....                                                          | 32 |
| 8 Použitá literatura .....                                             | 35 |

---

## Zkratky a označení

|                                 |                                                       |
|---------------------------------|-------------------------------------------------------|
| $L, L_{ert}$                    | zatížení, únosné zatížení                             |
| $S, S_{ert}$                    | nominální napětí, únosné nominální napětí             |
| $\sigma_e, \sigma_{e,ert}$      | lokální napětí, únosné lokální napětí                 |
| $n_i$                           | počet cyklů kolektivu                                 |
| $N_i$                           | počet cyklů do poruchy                                |
| $D_i$                           | dílčí míra poškození                                  |
| $D$                             | celková míra poškození                                |
| $N_{exp}$                       | experimentální počet cyklů do poruchy                 |
| $N_{Rech}$                      | počet cyklů do poruchy z odhadu                       |
| $D_{eff}$                       | efektivní míra poškození                              |
| $K_{tm}$                        | teplotní součinitel                                   |
| $T$                             | teplota v Kelvinech                                   |
| $t_j, t_{Bj}$                   | čas působení teplotního zatížení, čas do poruchy      |
| $\alpha, \beta, a, b$           | korekční součinitele Eszterganova modelu              |
| $D_{ij,kl}$                     | symetrický tenzor elastických modulů                  |
| $\varepsilon_{ij,kl}$           | složka poměrné deformace                              |
| $E$                             | Hookův modul pružnosti                                |
| $\nu$                           | Poissonovo číslo                                      |
| $\chi^*$                        | poměrný gradient napětí                               |
| $\alpha_k, K_t$                 | tvarový součinitel                                    |
| $\sigma_{max}, \sigma_{nenn}$   | maximální a jmenovité napětí                          |
| $\delta\sigma,$                 | změna napětí na limitním úseku                        |
| $\delta x$                      | délka limitního úseku                                 |
| $U_{el}, U_{pl}, U_{Nom}$       | elastická, plastická a jmenovitá energie              |
| $\alpha_{k\sigma}, \alpha_{ke}$ | tvarový součinitel napětí a deformace                 |
| $\alpha$                        | úhel kliky                                            |
| $\lambda_s$                     | klikový poměr                                         |
| $\omega$                        | úhlová rychlost pístu                                 |
| $M_b$                           | ohybový moment                                        |
| $R$                             | napětíový poměr                                       |
| $\sigma_{bn}$                   | jmenovité ohybové napětí                              |
| $\sigma_d, \sigma_h$            | dolní a horní mez cyklu                               |
| $N, N_R$                        | počet cyklů, počet cyklů na hladině R                 |
| $\sigma_{AR}$                   | referenční napětí na hladině R                        |
| $N_{10,90}$                     | počet cyklů pro pravděpodobnost porušení 10% nebo 90% |

---

# 1 Úvod

Vývoj moderních spalovacích procesů vede ke stále se zvyšujícím specifickým výkonům spalovacích motorů. Součásti jako např. písty nebo bloky motorů musí být schopny odolávat extrémním tepelným a mechanickým namáháním. Vedle materiálů jako např. uhlík, magnesium mají slitiny hliníku buď v kovaném nebo odlévaném stavu dobrou šanci hrát i budoucnosti významnou roli. Vedle hlavní výhody těchto materiálů spočívající v nízké měrné hmotnosti, je potřeba se při dimenzování vyrovnat s také s nevýhodami jako jsou vyšší teplotní roztažnost, nízká tuhost a chybějící mez únavy.

Ve vývojovém procesu představují moderní výpočtové metody jako MKP, CFD a MKS vhodnou možnost porozumění chování systému a nalezení reálného optima v ranném stadiu vývojového procesu. Jako problematické při numerické simulaci se jeví kombinace termického (Low-Cycle-Fatigue) a mechanického (High-Cycle-Fatigue) zatížení při teplotně závislých materiálových hodnotách. Termické zatížení vzniká při přechodu motoru do jiného provozního stavu a tzn. Start-Stop cyklech. Během úvavo-  
vého cyklu musí motor přečkat  $10^4$  těchto cyklů. Příčinou vysokocyklického mechanického namáhání jsou periodické síly od tlaku plynu, opakující se  $10^8$  v provozu motoru.

## 2 Cíle práce

Návrh pístu hraje při vývoji a neustálé optimalizaci spalovacích motorů rozhodující roli. Použití konvenčních metod pevnostních výpočtů vede k neuspokojivým výsledkům a protože buď vůbec nebo jen částečně nezahrnuje významné faktory poškození. Stěžejní motivací této práce je tedy návrh pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru, umožňujícího odhad životnosti v ranném stadiu vývojového procesu, jehož základ tvoří kombinované termicko - mechanické numerické simulace metodou konečných prvků.

Simulační část se zabývá určením relevantních složek zatížení pístu spalovacího motoru, definováním vhodného konečněprvkového modelu a vyšetřením důležitých faktorů, ovlivňujících kvalitu vypočtených napětí a deformací.

V experimentální části je prvořadou prioritou zjištění statických a cyklických materiálových vlastností slitiny hliníku na zkušebních vzorcích za normálních a zvýšených teplot nutných pro numerickou simulaci, jakož i vyhodnocení experimentálních zkoušek kompletních pístů v rámci mimo motorických a motorických únavových testů.

Stěžejní partii tvoří spojení předchozích elementů, které vedou k návrhu pevnostní kontroly pístu aplikovatelné na procesy poškození jak při nízkocyklickém (LCF) tak i vysokocyklickém (HCF) namáhání.

---

Sled práce:

- Rešerše a přehled aktuální metodiky pevnostních výpočtů a porovnání s platnými pravidly v normách a technických směrnících a to jak při normálních i zvýšených teplotách.
- Porovnání možností jak využít výsledky konečněprvkové simulace pro únavovou pevnostní kontrolu.
- Vytvoření konečněprvkového modelu pístu v prostředí ANSYS, který umožňuje zahrnout vliv teploty a kontaktu s pístním čepem. Posouzení důležitých faktorů na kvalitu výpočtu.
- Experimentální určení parametrů potřebných pro výpočet.
- Experimentální životnostní zkoušky při různých teplotách na zkušebních vzorcích vyjmutých z pístů.
- Vyhodnocení pulzujících a provozních zkoušek na prototypch pístů
- Návrh únavové pevnostní kontroly pístu při provozním zatížení a ověření platnosti porovnáním simulace a experimentů na pulzátorech

### 3 Pevnostní kontrola a odhad životnosti

Pevnostní kontrola a odhad životnosti zaujímají při navrhování strojních celků důležité místo. Zde je třeba brát ohled vedle technických náležitostí také na kritéria ekonomická, určující konečný vzhled a tvar vytvářeného produktu. Základní princip jakékoli pevnostní kontroly je srovnávání vyskytujícího se zatížení (u součásti) s únosnou mírou zatížitelnosti. Přehled konceptů pevnostních výpočtů pro dynamicky zatížené součásti je zachycen v Tab. 3.1.

Tab. 3.1: Přehled pevnostních kontrol

| Koncept                     | zatížení $\leq$ přípustná zatížitelnost |                                    |
|-----------------------------|-----------------------------------------|------------------------------------|
| Experimentální kontrola     | L                                       | $L_{ert}$ (součást, $P_0$ )        |
| Koncept nominálních napětí  | S (součást, L)                          | $S_{ert}$ (součást, $P_0$ )        |
| Koncept lokálních napětí    | $\sigma_e$ (c oder $K_t$ , L)           | $\sigma_{e,ert}$ (součást, $P_0$ ) |
| Koncept lokálních deformací | $\epsilon$ (c oder $K_t$ , L)           | $\epsilon_{ert}$ (součást, $P_0$ ) |
| Nosnostní koncept           | L                                       | $L_{ert}$ (součást, $P_0$ )        |
| Koncept lomové mechaniky    | $K_{La}$ (součást, L)                   | $K_{La,ert}$ (součást, $P_0$ )     |

Mez zatížitelnosti je při oscilujících zatíženích obecně určena Wöhlerovou křivkou, která popisuje závislost mezi kolapsní hodnotou zatěžující veličiny a četností jejího výskytu do lomu nebo vzniku trhliny při periodicky se opakujícího zatěžování při konstantních mezích napětí popř. poměrné deformace. Wöhlerova křivka bývá při znázornění v logaritmických souřadnicích nahrazována v oblasti časové pevnosti přímkou, kde jedním z nejpoužívanějších je např. Basquinův model. Je třeba podotknout, že již při takto jednoznačných podmínkách je Wöhlerova křivka určena rozptylem hodnot a musí být proto zachycena její statistická podstata.

---

Namáhání jsou výsledkem vnějšího zatížení (síly, momenty a deformace), kterým je strojní součást nebo celek vystavena za provozu a k jejichž určení je možné použít jak přímé tak i nepřímé metody. Srovnání Wöhlerovy křivky a náhodného stochastického namáhání není přímo možné, jednou z možností jak si nákladné experimentální zjišťování únavové křivky ušetřit, se nabízí vyhodnocením časového průběhu namáhání např. pomocí Rain flow metody v zatěžující kolektiv, který se následně přetransformuje na schodovou funkci a ta se porovná s Wöhlerovou křivkou. Tím se pro každý stupínek získá část poškození, a jejich následným sečtením celková míra poškození  $D$ , která jakmile dosáhne určité hraniční hodnoty, je třeba počítat s únavovým, nebo-li kolapsovým stavem. V minulosti byla publikována celá řada lineárních i nelineárních hypotéz kumulace poškození, přesto se přes všechny nedostatky takřka výhradně prosadila lineární hypotéza kumulace poškození nazývaná též „Minerovo pravidlo“ se svými modifikacemi. Pokud jsou k dispozici výsledky experimentálních únavových zkoušek nebo jsou zkušenosti s podobnými konstrukcemi, nabízí se možnost nahradit teoretickou míru poškození a místo ní použít jako kritérium poruchy skutečně určenou efektivní míru poškození  $D_{\text{eff}}$ .

Statistický rozptyl je nutno očekávat v rozsahu  $T_D=1:12,5$ . V této souvislosti je potřeba zmínit fakt, že již statistický rozptyl vstupních dat pro kumulační výpočty, t.j. Wöhlerových a životnostních zkoušek se pohybuje v intervalu  $T_D=1:2$  až  $3,5$ . [1]

### 3.1 Koncepty výpočtového odhadu životnosti

Obecně mohou být koncepty výpočtového odhadu životnosti rozděleny do následujících skupin:

- Koncept nominálních napětí (Nominal Stress Analysis, zkratka **NSA**)
- Koncept lokálních napětí (Local Elastic Stress Analysis, zkratka **LESA**) [2,3]
- Koncept lokálních deformací (Local Plastic Strain Analysis, zkratka **LPSA**) [4]
- Koncept lomové mechaniky (Fracture Mechanic Analysis, zkratka **FMA**)

Koncept nominálních napětí představuje nejstarší základ pro odhad životnosti strojních součástí. Existují rozsáhlé sbírky dat a to jak k určování namáhání tak k relativně jednoduchému zanesení a zohlednění vlivů vrubu, materiálu a korozního prostředí do odhadu. Stěžejním předpokladem je znalost extrémně zatížených, z většiny také únavově kritických průřezů, ke kterým musí být možno v závislosti na druhu namáhání přiřadit ekvivalentní tvarové součinitele. Ty jsou pro mnoho geometrických forem zachyceny v tabulkové podobě. Také mohou být získány početně konečně-prvkovými výpočty nebo experimentálně z tenzometrických měření.

Koncept lokálních napětí představuje prakticky rozšíření konceptu nominálních napětí. K analýze se v konceptu lokálních napětí používají fiktivní lineární – elastická napětí v kritických místech konstrukce.

Koncept lokálních deformací vychází z myšlenky, která staví do přímé souvislosti životnost součásti a průběh poměrné deformace, jako veličiny zodpovědné za stav selhání. Předpokladem je znalost závislosti mezi vnějším zatížením a lokálním namáháním. Materiál je charakterizován statickou a cyklickou křivkou tečení a hysterézní smyčkou jako reakcí na opakované zatěžování. K zohlednění vlivu středního napětí se

---

používají tzv. parametry poškození, nejznámější definovali Smith-Watson-Topper [5] tj. SWT-parametr.

Koncept lomové mechaniky najde využití při statickém dimenzování a odhadu součástí s poškozením nebo součástí s ostrými vruby. Fáze poškození se dají rozdělit na iniciaci trhliny, její šíření a růst a zbytkový lom. Šíření trhliny je možno popsat metodami lineární lomové mechaniky (LEFM) popř. Elasto-plastické lomové mechaniky (EPFM).

## 4 Numerické výpočty na pístech ze slitiny hliníku

Nejdůležitější funkce pístu se nechají shrnout do dvou základních skupin:

- Přenos sil ze spalovaného směsi přes pístní čep a ojnice na klikovou hřídel
- Ke směšování a pohybu vytvořené směsi se využívá pístu. U dvoudobého motoru řídí píst přívod a přepouštění palivové směsi do spalovacího prostoru i ven z něj.

Z těchto pak plynou komplexní mechanické a termické pracovní podmínky, které musí být v pevnostním výpočtu zohledněny.

### 4.1 Namáhání pístu

Píst, je ve spalovacím motoru vystavený kombinaci extrémních komplikovaných termických a mechanických namáhání, která se pomocí teoretických metod nechají pouze odhadnout. Proto je nasazení jak numerických výpočtových metod (MKP, BEM), tak experimentálních metod, jako např. napětovo-optické vyšetřovací postupy, určování napětí pomocí tenzometrických měření, únavové testy a konečně přezkoušení v běžícím motoru enormě důletité.

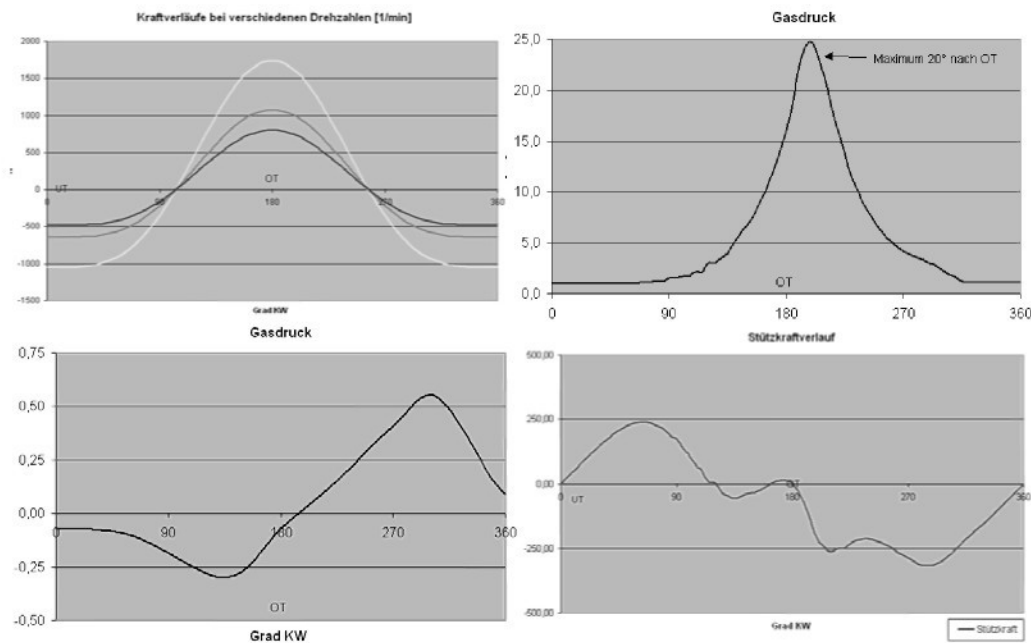
Z fenomenologického hlediska je pochopitelná snaha popsat a přiřadit různá namáhání a jejich časové průběhy. K mechanickým zatížením potom patří odstředivé síly rotující hmoty, tlakové síly od spalované směsi a opěrné síly pístu ve válci. Proudění a odvod tepla způsobí teplotní rozložení ve formě teplotního pole, které vzniká při provozu a vede ke vzniku termických napětí a deformací. Zkombinují-li se všechna tato zatížení, vznikne složitý napětový a deformační stav.

#### 4.1.1 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu vznikne ve směru osy válce, když píst opustí z klidu takzvaný mrtvý bod a je zrychlen a při následném zpomalení před dalším mrtvým bodem. Tyto zrychlující a zpomalující síly se v horní a dolní úvrati sčítají (směr a velikost), kde také dosahují své největší hodnoty a nechají se v závislosti od klikového poměru  $\lambda_s$  a úhlové rychlosti  $\omega$  vyjádřit přibližnou rovnicí (4.1):

$$a = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda_s \cdot \cos(2\alpha)) \quad (4.1)$$

Vliv úhlové rychlosti je zřetelný z Obr. 4.1. Zde je třeba zmínit polohu horní úvratě HÚ definovanou při úhlu  $\alpha = 180^\circ$  a ne jak je obvyčejně zvykem v rovnici 5.1 při úhlu kliky  $\alpha = 0^\circ$ .



Obr. 4.1 Průběhy odstředivých sil, tlaku v spal. prostoru a skřini, průběh opěrné síly

Jako síly plynu označujeme síly, které vzniknou kompresí směsi paliva a vzduchu a zapálením (vznícením) této směsi ve válci a tím působí na dno pístu, Obr. 4.1. U dvoudobého motoru vznikající tlaky v klikové skřini patří též do této skupiny, jsou ale hodnotami výrazně menší.

Opěrné síly (příčné síly) vznikají, když kliková hřídel nesvívá s osou válce úhel  $\alpha$  roven  $0^\circ$  nebo  $180^\circ$ , to znamená ojnice je v šikmé poloze a působí jako přidružené zatížení pístu. Výsledná síla na píst se pak rozkládá na složku ve směru ojnice a ve směru opěrném, kolmém ke skluzové ploše pístu. Její hodnotu lze vypočítat z axiální síly a okamžitého svírajícího úhlu ojnice, kde v celkové oscilující hmotě jsou zahrnuty pístní kroužky, pístní čep a část hmotnosti ojnice:

$$F_{\text{Kolben Res}} = F_{\text{osz.Masse}} - F_{\text{Gas}} \quad (4.2)$$

A z toho příslušná opěrná síla:

$$F_{\text{Stütz}} = F_{\text{Kolben Res}} \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (4.3)$$

Jejich průběh není souměrný s horní úvratí, protože výsledná síla na píst v rovnici 4.3 závisí na průběhu tlaku ve spalovacím prostoru a ten není souměrný k HU, viz Obr. 4.1. Při průchodech nulovou hodnotou proběhne změna směru síly. Tato opěrná síla je



---

významně zodpovědná za vnitřní tření v motoru, hluk motoru, opotřebení válce a nechá se zmenšit cíleným mazáním stykové plochy válec – píst.

Velice rychlá přeměna v palivu obsažené energie na teplo vede k při spalování k nárůstu tlaku a teploty, která dosahuje následně extrémních hodnot mezi 1500 °C až 2500 °C. Převážná část tohoto tepla opouští spalovací prostor s výfukovým plynem a zbytek přechází do stěny válce a dna pístu, uzavírajících spalovací prostor od klikové skříně. Teplo pohlcené v tomto procesu pístem odchází ze 60% přes partie pístních kroužků a dříku pístu do stěny válce a zlomková část jde do pístního čepu. Zbytkové teplo je při dalším pracovním cyklu přes dno pístu odevzdáno čerstvě přichozí směsi. Teplotní pole pístu se nechá zjednodušeně odhadnout, nebo se je možné ho určit na základě naměřených hodnot nebo termických konečněprvkových analýz.

## **4.2 Geometrie pístu**

Vzhled pístu spalovacího motoru je požadavky, který musí splnit. Pro průběh spalování je potřebné dno pístu a k dalšímu vedení síly na ojnici hlava pístu. Takto jednoduchá konstrukce nedostačuje k plnění těchto cílů (netěsnost, odvod tepla.), a tak jsou dalším rozšířením pístní kroužky a chlazení. Na vrchní čelní straně se nachází dno pístu uzavírající spalovací komoru od klikové skříně, navazující náboj pístního čepu, přenášející sílu ze spalované směsi na pístní čep a dále na ojnici. K zamezení úniku tlaku ze spalovacího prostoru mezi pístem a válcem netěsností se vymezují pístními kroužky, umístěnými pod takzvanou spalovací hranou, která zamezuje přehřátí vrchních pístních kroužků. Pod nimi pokračuje dřík pístu, který slouží k vedení pístu ve válci a přenosu opěrných sil na stěnu válce. Delší dřík snižuje dále problém natáčení pístu ve válci.

## **4.3 Materiály pístů**

Specifické provozní podmínky kladou vysoké nároky na používané materiály. Oscilující pohyb a z něj plynoucí odstředivá síla vyústí v požadavek nízké hustoty (specifické hmotnosti). Teplotní pnutí pístové slitiny má pokud možno vykazovat podobné hodnoty jako materiál válce, stejně jako dobré kluzné vlastnosti. Vysoká mechanická pevnost je nutná, aby píst odolával mechanickým namáháním při zvýšených teplotách.

Obzvláště vhodné a používané jsou slitiny hliníku s příměsí křemíku, které se podle obsahu křemíku dělí se na eutektické, nadeutektické a vysoce nadeutektické. Ty se vyznačují vhodnými materiálovými vlastnostmi jako je pevnost při různých teplotách, Hookův E-Modul, koeficient teplotní roztažnosti a teplotní vodivosti. Pro všechny tyto hodnoty existují podrobné materiálové databanky, jako např. firemní Mahle, Kolbenschmidt, Wiam nebo [8]. Pro Simulace je použit materiál AlSi12CuMgNi.

## **4.4 Tvorba modelu, požité modely, zatěžující a okrajové podmínky**

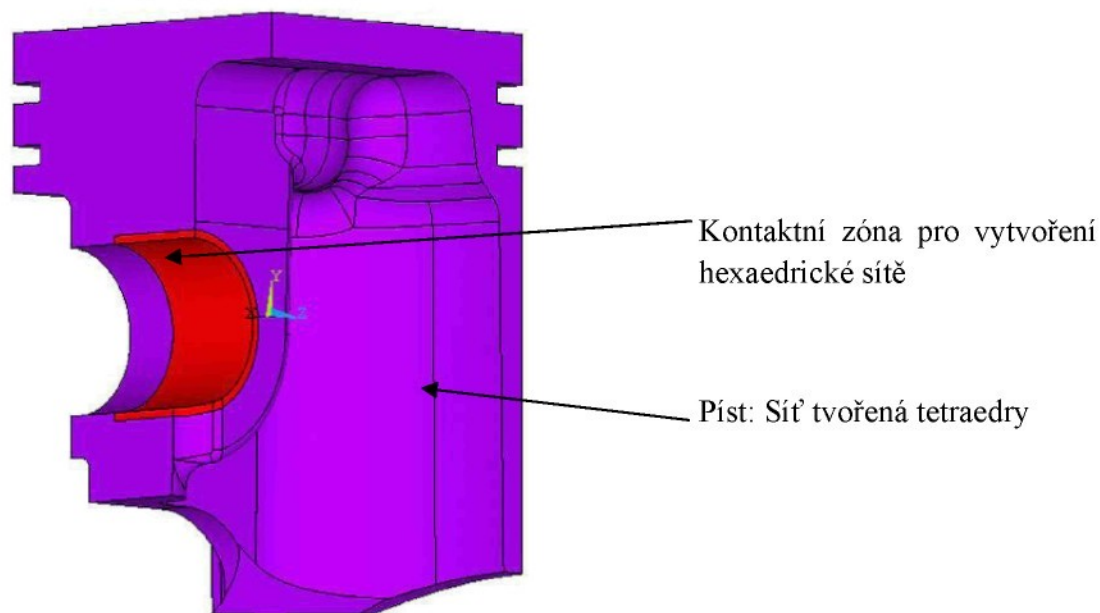
Ne všechny popsání zatížení mohou být použity konečněprvkovým výpočty. Simulace plného 360° pracovního cyklu pístu (jedno otočení klového hřídele) je sice možná, představuje však neúměrnou časovou náročnost. Proto budou počítány zatížení v hodní a dolní úvratí při maximálních otáčkách, protože představují meze maximálního

---

zatížení. V následujících kapitolách jsou popsány omezení a zjednodušení konečněprvkového modelu.

#### 4.4.1 Import a příprava CAD geometrie

Všechny konstrukční varianty pístů jsou vytvořeny v softwaru Pro/E 2001 a převedeny pomocí přímého převodníku ProE-ANSYS do konečněprvkového programu ANSYS 9.0. Ve výpočtu jsou použity z důvodu symetrie poloviční modely (vyjimečně i čtvrtinové modely), což snížení nároků přibližně na polovinu. Pozměněny musí být především místa s poloměry menšími než 1 mm, nebo místa s vysokým stupněm complexity, který se nepodílí na přenosu síly. V importovaných modelech je přímo v preprocesoru vytvořena definovaná zóna tak, aby bylo možno použít na zasítování různé druhy prvků (hexaedry a tetraedry). Využitím hexaedrických elementů v okolí kontaktních a targetových ploch mezi pístem a pístním čepem se zkrátí potřebná doba výpočtu a také se současně nabídne možnost vytvořit pravidelnou strukturovanou síť (mapped mesh) v kontaktní oblasti, což přispěje ke zrychlení konvergence a v některých modelech ji teprve umožní, Obr. 4.2.



Obr. 4.2: Průnikové objemy v Ansysu

#### 4.4.2 Model materiálu

Pro co možná nejrealističtější simulaci pístu musí být zohledněny různé vlastnosti materiálu. To znamená přejmout představené hodnoty do konečněprvkového programu a tam je přiřadit ve funkční závislosti na teplotě. Použitím více materiálových vlastností závisících na teplotě exponenciálně stoupá časová náročnost celého výpočtu. Zde platí najít vyvážený kompromis mezi přesností a časovou náročností výpočtu. Pro analýzu provozního teplotního pole je teplotní vodivost materiálu jediným potřebným parametrem. Zjištěné odchylky od průměrné hodnoty z intervalu hodnot představují méně než 3% a budou ve výpočtu zanedbány. Obdobně zanedbatená se ukazuje změna

---

součinitele teplotní roztažnosti pro strukturní analýzu, která odpovídá ca. 7% vztaženo k průměru ze čtyř hodnot. Jao velmi důležité se jeví zohlednit teplotní závislost Hookova modulu pružnosti  $E$  do výpočtu, což se nechá provést dvěma různými způsoby:

1. Metoda Mkin nebo Miso: Pomocí této metody nabízí ANSYS možnost nahradit na teplotě závislé napěťovo-deformační křivky použitím aproximace dílčími úsečkami. K tomu jsou k dispozici dvě základní chování materiálu a sice Multilinear Kinematic Hardening (Mkin) nebo Multilinear Isotropic Hardening (Miso). Ty umožňují výpočet plastických deformací v závislosti na teplotě. Nevýhoda spočívá v tom, že je nutné, aby Hookův modul pružnosti prvního úseku napěťovo-deformační křivky byl vždy konstantní, nezávisle na teplotě. Všechny ostatní přímkové úseky připoštějí pouze relativně malé změny  $E$  modulu. Protože je však třeba teplotní závislost  $E$  modul zachytit již v lineárně-elastické oblasti, je popsán chování analogicky „manipulováno“. A sice jsou na velmi malém deformacích a napětích vytvořeny napěťové deformační křivky se shodným  $E$  modul a potom okamžitě proveden odklon křivek na požadovanou hodnotu při dané teplotě. Další nevýhodou je enormní časová náročnost výpočtu při použití tohoto materiálového zákona. Výpočet se provádí iterativně, nezávisle na faktu, že při zatížení od tlaku plynu nelze očekávat plastické deformace a deformační chování je prakticky lineárně elastické. Z tohoto důvodu bylo toto chování použito pouze pro porovnávací výpočet a není dále sledováno.

2. Metoda: Linear Isotrop – Liso: Toto chování materiálu nenabízí možnost výpočtu plastických deformací, ale umožňuje přiřazení  $E$  modulu v lineárně elastické oblasti při určité teplotě. Při tomto postupu se dá kombinovat více přímkových úseků za sebou a tím částečně přiblížit, „nelineární“ chování materiálu.

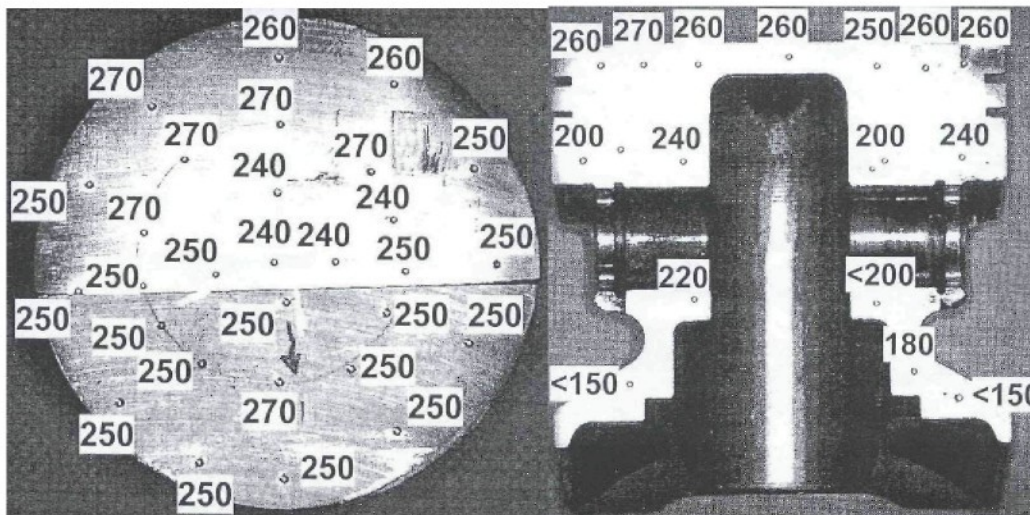
Začlenění na teplotě závislého modulu pružnosti proběhne v návaznosti na výpočet teplotního pole Pro výpočet zatížení pístů je aplikováno výše popsané linearizované chování materiálu.

Aplikace zatížení a okrajových podmínek v konečněprvkovém modelu z důvodu pevnostní únavové kontroly musí co možná nejlépe zachytit reálné podmínky Zrychlení pístu. K určení působícího tlaku směsí jsou použity tlaková měření na motoru. Podle pozice klikového hřídele je zaznamenán měřený průběh tlaku v závislosti na čase a zanesen do konečněprvkového výpočtu jako tlakové zatížení působící na dno pístu. Kolísání tlaku v klikové skřini odpovídá ca. 2% tlaku při vznícení a samotné jeho kolísání dosahuje vyšších hodnot. Proto je od zohlednění tlaku v klikové skřini v upuštěno. Z důvodu „neexistující“ stěny válce (není modelována) chybí kontaktní plocha mezi válcem a pístem a proto není tato kontaktní podmínka v motorické simulaci zohledněna. V mimomotorické simulaci je vzniklá kontaktní situace aproximována přibližnou kontaktní plochou.

#### **4.4.3 Teplotní zatížení**

Pro výpočet teplotního pole pístu jsou použity výsledky experimentálního měření teploty při motorickém zatížení na zkušebním poli. Protože zde není možné využít teplotní senzory na co možná nejvíce místech, je existující teplota určena v závislosti na poklesu tvrdosti materiálu. Na základě několika změřených tvrdostí porovnaných s hodnotami naměřených senzory je možno usuzovat, jaké panují při provozním zatížení na měřených místech teploty. Pravidlem pro získání ustálených hodnot je provoz motoru mezi 10 až 15 hodinami, také ty jsou však zatíženy statisti-

kým rozptylem. Takto naměřené teplotní pole pístu je považováno za dostatečně přesné a je využito jako základ v následujících termických simulacích. V Obr. 4.3 jsou znázorněny body ve kterých byly měřeny tvrdosti a z nich odvozené provozní teploty.

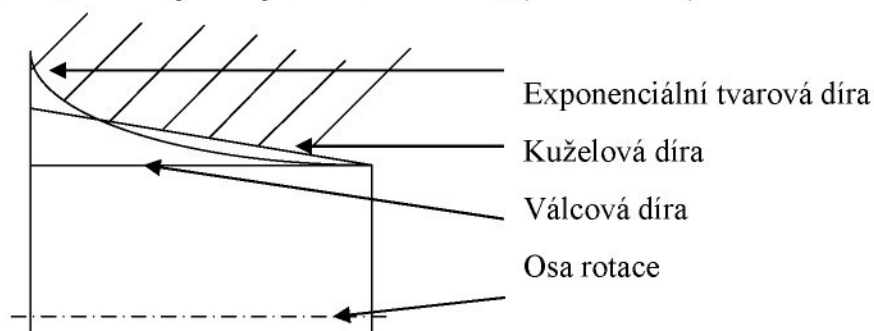


Obr. 4.3: Naměřené teploty na pístu

#### 4.4.4 Kontakt mezi pístem a pístním čepem

Kontakt mezi pístem a pístním čepem má rozhodující vliv na deformační chování celého systému. Skutečný píst má v oku pro čep vytvarovanou díru aby se přizpůsobil deformaci při zatížení. V konečněprvkovém modelu musí být tyto styčné plochy použity takzvané kontaktní prvky, aby nedocházelo k pronikání sousedících součástí. Stejně tak je možno určit deformaci stykových ploch a plošný kontaktní tlak mezi oběma součástmi. Jako postupy modelování jsou v [51] nabízeny následující návrhy:

1. Možnost: Tvarová díra v otvoru pístního čepu je modelována jako exponenciální funkce, nebo nejméně jako kuželová díra, (viz. Obr. 4.4).



Obr. 4.4: Znárodnění tvaru otvorů

Tato tvarová díra má pak větší nosnou plochu a tím i menší plošný tlak. Tímto způsobem se nechá zamezit napětovým extrémním hodnotám. Tato varianta se nechá v objemovém 3D-modelu snadno provést, konečněprvkovém modelu se však ukazují konvergenční problémy v kontaktní zóně, v extrémních případech divergenci modelu.



- 2. Možnost: Tvar díry se ponechá válcový, konečněprvkový model se nadefinuje elasto-plastické chování materiálu. Následují dva MKP výpočty, v prvním kroku dochází při elasto-plastickém chování materiálu k změně tvaru díry a napasování na tvar zatíženého pístního čepu. V druhém kroku dověhází k opětovnému zatížení pístu, tvar díry a pístního čepu jsou připraveny a plošný tlak je nižší a rovnoměrně rozložený. Napětíové špičky se na stykové hraně se pak již ve výpočtu nevyskytují.

Toto řešení problému je možno provést, zároveň však několikanásobně stoupá náročnost výpočtu, vedoucí při výběru z více variant k neúnosnému prodlužování výpočtu. Z tohoto důvodu jsou napětíové špičky v oblasti náboje pístního čepu brány jako důsledek kontaktní podmínky v konečněprvkovém modelu a tedy ne relevantní pro pevnostní hodnocení. To potvrzují také výsledky experimentů, kde na kontaktních místech mezi pístem a čepem nebyly nalezeny žádné únavové trhliny vedoucí ke kolapsu součásti. Tímto zjednodušením díry pístního čepu na válcovou formu nevznikají také žádné změny napětí v ostatních zatížených partiích pístu.

## 5 Experimentální zkoušky

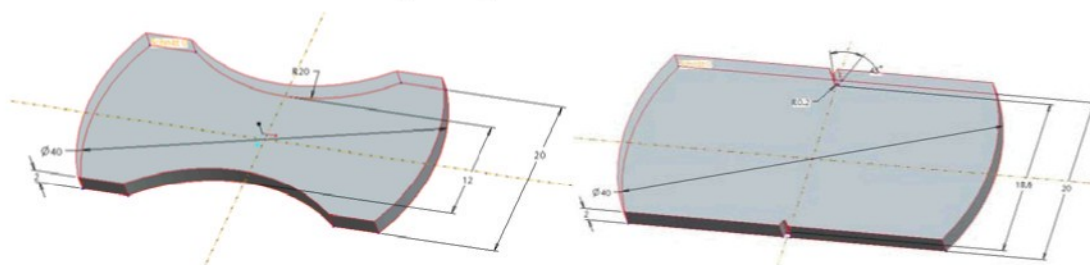
K získání materiálových hodnot jsou provedeny charakteristické zkoušky na zkušebních vzorcích při statickém a cyklickém zatížení a to jak při normální teplotě tak při 250 °C, aby bylo možné zjistit vliv zvýšené teploty.

Následně budou vybrané varianty pístů podrobeny mimomotorickému únavovému zkouškám na pulzátozech a konečně pak zabudovány ve zkušebních motorech a za pomoci hydraulických brzd testovány provozní zatěžující stavy.

Vzorky jsou odebrány ze dna polotovaru pístu a směr vyjmutí je barevně označen. Červeně jsou zachyceny vzorky, podél vrtání pístního čepu a modře kolmo na něj. Většina vzorku je opracována na definovanou jakost povrchu  $R_z=15 \mu\text{m}$ , u zbývajících ponechána kvalita povrchu po odlévání.

Tvar použitých vzorků pro statické a cyklické zkoušky s uvedením charakteristických rozměrů je na

obr. 5.1. Při zkoušce tvrdosti podle Brinella HBW 2,5/31,25 byla zjištěna střední hodnota 109 a standardní odchylka 7,0.



obr. 5.1: Tvar a hlavní rozměry zkušebních vzorků

---

## 5.1 Tahové zkoušky při normální teplotě a 250°C

V DIN 10002-1 je definováno provádění tahových zkoušek na standardních vzorcích za použití snímače síly. Normované tvary vzorků však nemohou být z relativně malých pístů odebrány a proto jsou použity tvarové vzorky. Měření bylo provedeno na zkušebním stroji Typ Zwick Z 050 s instalovaným snímačem síly s rozsahem  $\pm 50$  kN. Zařízení je uskutečňováno předepsaným posuvem horní upínací čelisti. Silový signál je načítán přímo ze snímače a posuv měřen z důvodu malých vzorků na upínacích čelistech. Tři vzorky byly přidavně polepeny tenzometry a deformace měřena přímo v kořeni vrubu. Rychlost posuvu pro všechny pokusy byla jednotně definována na 0,5 mm / min. Pro testování za teploty 250 °C byla použita indukční pec typu ZS 50 se třemi teplotními senzory.

K selhání dochází ve jmenovitém průřezu, kromě jednoho pokusu při 250 °C ve kterém praskla tyčinka v upínací čelisti a nebyla zahrnuta do hodnocení. Typické selhání vzorků je dokumentováno v Obr. 5.2.



Obr. 5.2: Porušení vzorků při statických zkouškách

Vzorky s tenzometry byly použity pro určení a popis místní odezvy při zatížení nad elastickou oblast. Následně je zkouška matematicky popsána Rambergovým Ostgoodovým vztahem. Statická tahová křivka ukazuje dobrou shodu s výsledky uveřejněnými v [19], cyklická deformační křivka je vyjmuta z téhož pramene, za použití stejného modulu elasticity. Byly použity Rambergovy-Ostgoodovy parametry pro statickou a cyklickou deformační křivkoua porovnány s odhadnutými hodnoty z UML.

### 5.1.1 Diskuze výsledků tahové zkoušky

Statická pevnost mírně vrubových vzorků ( $K_{tz}=1.1$ ) dosahuje v průměru 195 MPa a klesá se nárustem teploty na 250°C o 12%. U ostrého vrubového vzorku ( $K_{tz}=4.3$ ) se pohybují statické pevnosti v okolí 145 MPa a dosahují jen 75% pevnosti mírně vrubového vzorku. Také ty klesají se změnou teploty a to o ca. 9 %. Nominálně viděno nedosahují zjištěné hodnoty mez pevnosti materiálu.

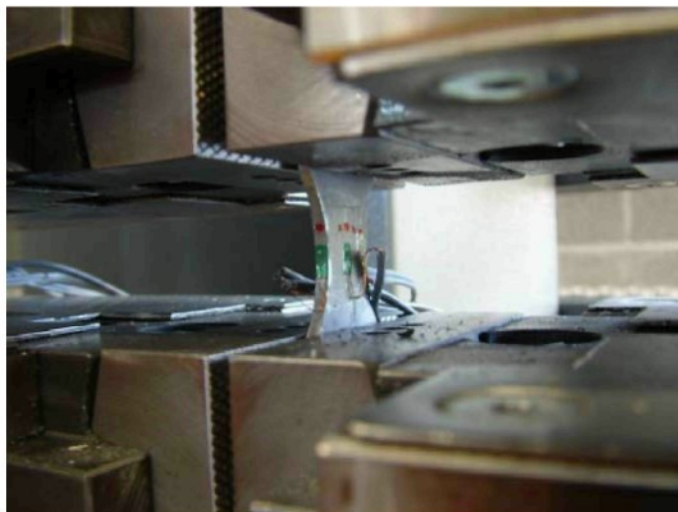
---

## 5.2 Určení modulu pružnosti při 20 °C a 250 °C

Mechanické hodnoty jako modul pružnosti  $E$ , Modul  $G$ , Poissonovo číslo  $\nu$ , materiálů a pevných těles, které jsou nutné jako vstupní veličiny pro konečněprvkové výpočty, je možno zjistit experimentálními metodami jako např. tahovou zkouškou s tenzometrickým měření nebo ohybovou zkouškou. Vedle toho existují postupy, které pracují na fyzikálním principu navozeného impulsu a frekvenční analýzy, při kterém je vzorek nabuzen lehkým mechanickým impulzem do základního kmitání a měřena vlastní frekvence pomocí zvukových detektorů. Určení  $E$  modulu na tenzometrických vzorcích při tahové zkoušce.

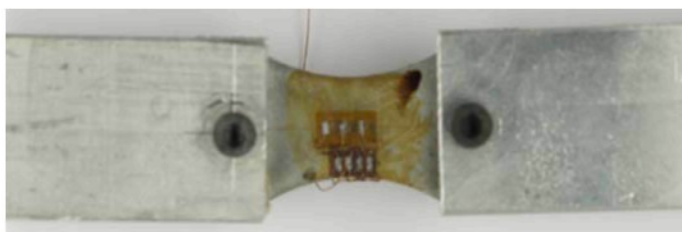
### 5.2.1 Určení $E$ -modulu při zkoušce v tahu

Analogicky tahové zkoušce jsou použity malé vzorky, které byly vybroušeny, řádně očištěny a polepeny pro testování za pokojových teplot klasickými tenzometry typu HODINGER s faktorem  $k=2,14$ , viz Obr. 5.3.



Obr. 5.3: Poloha tenzometrických plátek pro zjištění  $E$  modulu při normální teplotě

Při 250 °C musí být aplikovány vysokoteplotní kombinované tenzometry typu HODINGER, které jsou přichyceny vytvrzovacím lepidlem a kontaktní místa ochráněna teplotně rezistentní povrchovou vrstvou. Poloha podélných a příčných tenzometrů (ke korekci teplotního roztažení) je vyobrazena na Obr. 5.4. Pokusy jsou provedeny v teplotně regulované peci typu ZS 50.

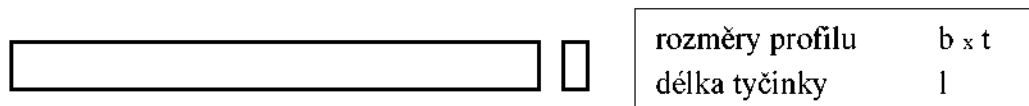


Obr. 5.4: Poloha tenzometrů pro určení  $E$  modulu při 250 °C



### 5.2.2 Stanovení Hookova modulu pružnosti E impulzní metodou

Ke stanovení E modulu touto dynamickou metodou jsou se dna pístu vyříznuty tenké proužky, následně načisto ofrézovány a vybroušeny na konečné rozměry s tolerancí na  $\pm 0,05$  mm. Na přesnost geometrie se kladou nejvyšší nároky, protože rozměry součásti jdou do výpočtu E modulu ve vyšších mocninách. Zkušební vzorek je přiveden pomocí mechanického impulsu (lehkého úderu kladívkem) ke kmitání a odečteme vlastní frekvenci. Tvar a rozměry zkušebních vzorků jsou vyobrazeny v Obr. 5.5.



Obr. 5.5: Tvar rozměry vzorku pro impulzní metodu

Přepoččet mezi vlastní frekvencí  $f$  a Hookovým modulem  $E$  pro tenký dlouhý nosník je zapsána v rovnici 6.1, EMOD- zur Berechnung elastischer Materialkonstanten,

$$E = \frac{\left\{ 0,9465 \left[ m \cdot \left( \frac{f^2}{b} \right) \cdot \left( \frac{l^3}{t^3} \right) \right] \cdot \left[ 1 + 6,585 \left( \frac{t}{l} \right)^2 \right] \right\}}{10^9} \quad (6.1)$$

kde značí:  $m$  – hmotnost vzorku,  $b$  – šířka vzorku,  $l$  – délka vzorku,  $t$  – tloušťka vzorku.

Určení  $E$  - modulu je provedeno na přístroji GrindoSonic.

### 5.2.3 Porovnání tenzometrického a impulzního zjišťování E – modulu

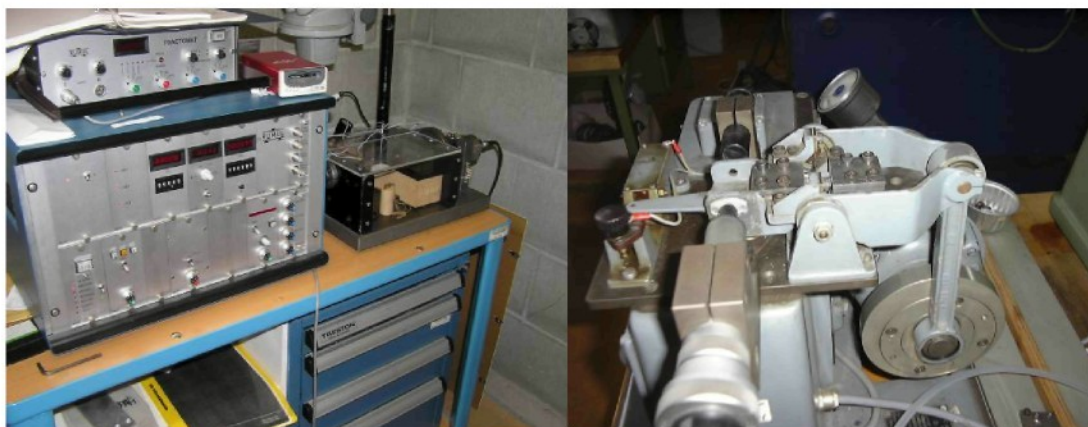
Na vzorcích vyjmutých z polotovarů pístu byly provedeny ke zjištění Hookova modulu pružnosti jak tenzometrická tak i impulzní měření. Velkou nevýhodou využití tenzometrů ke zjištění této materiálové hodnoty je zejména velice dlouhá doba potřebná pro zkušební tyčky. Dále se jako velmi problematické ukázalo také jejich využití při zvýšených teplotách. Metoda impulzní prováděná na přístroji GrindoSonic je dobře proveditelná, relativně časově nenáročná a snadno použitelná i při teplotách 250 °C. Zvláštní důraz je třeba brát na rozměrovou přesnost vzorku, která se výrazně odráží v kvalitě získaných výsledků. Dosažená přesnost výsledků získaných oběma metodami se prakticky nelišila střední hodnota  $E$  – modulu z tenzometrických měření je ca. 79 GPa a z impulzních měření 80 GPa. Pro budoucí měření se doporučuje použít impulzní metodu.

## 5.3 Únavové zkoušky

### 5.3.1 Střídavé ohybové zkoušky na nízko a středně vrubových vzorcích při $R=-1$

Střídavé ohybové testy byly provedeny v režimu řízení síly za konstantní amplitudy při teplotě okolí na rezonančním zkušebním stroji typu Craktronic, 8402, paralelně v režimu kontrolované deformace na ohybovém pulzátoru "Webi" typu PWO 080G, Obr. 5.6.





Obr. 5.6: Resonanční zk. stroj Craktronik 840(vlevo)2 a ohybový pulzátor PWO 080G (vpravo)

### 5.3.2 Ohybové míjivé zkoušky na LCF a vrubových vzorcích při $R=0,1$

Ohybové míjivé testy byly provedeny v režimu řízeného zatížení při konstantní amplitudě jak při teplotě okolí tak zvýšené teplotě  $250^{\circ}\text{C}$  v indukční peci na zkušebním stroji typu Schenk, PVJN, Obr. 5.7.



Obr. 5.7: Resonanční zkušební stroj typu Schenk PVJN a použitý přípravek

### 5.3.3 Diskuze výsledků únavových zkoušek

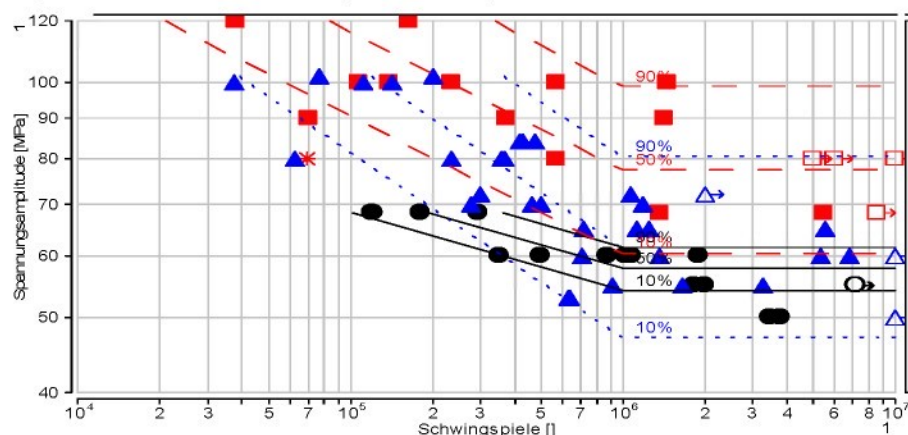
V pravidlech, normách a směrnících, jako FKM-směrnice 183.

je vynesena nominální amplituda napětí  $\sigma_{An,1e6}$  pro počet zatěžujících cyklů  $N=1 \cdot 10^6$  v dolní oblasti časové pevnosti, dále Wöhlerův exponent sklonu  $k$  a statistické rozpětí  $T_N$  pro pravděpodobnosti poškození  $P_A=10\%$ ,  $50\%$  a  $90\%$ . Tyto hodnoty se nechají dosadit jako reference do rovnice Wöhlerovy křivky a dovolují její matematickou formulaci. Vyhodnocování nominální amplitudy při počtu cyklů  $N=1 \cdot 10^6$  je volen záměrně z důvodu porovnání s navrhovanými hodnotami v únavových pravidlech, normách a směrnících, jako FKM-směrnice 183.

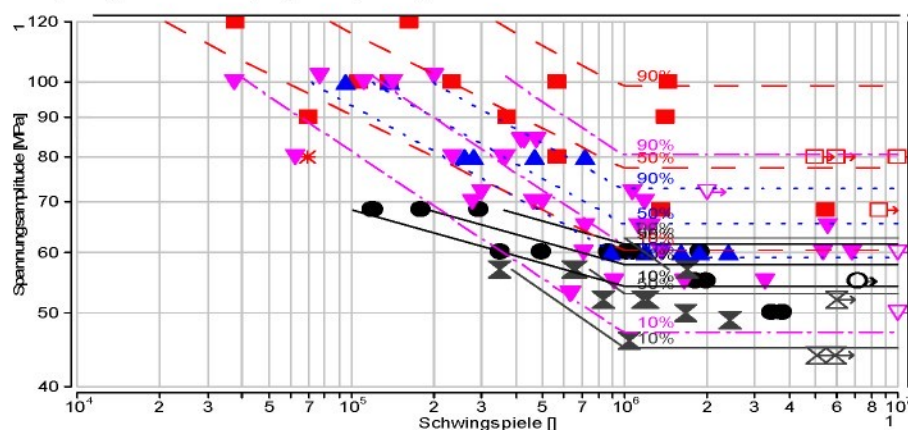
Tab. 5.1: Výsledky únavových zkoušek

| Shrnutí únavových pokusů na vzorcích z pístů |                |        |                            |      |      |         |                        |
|----------------------------------------------|----------------|--------|----------------------------|------|------|---------|------------------------|
| Tvar vzorku                                  | Napětový poměr | T [°C] | jmenovitá amplituda        |      |      | sklon k | Rozptyl T <sub>N</sub> |
|                                              |                |        | σ <sub>an, 1e6</sub> [MPa] |      |      |         |                        |
|                                              |                |        | P <sub>A</sub> [%]         |      |      |         |                        |
|                                              |                |        | 10                         | 50   | 90   |         |                        |
| LCF                                          | R = -1         | 20°    | 47.1                       | 61.5 | 80.4 | 4.2     | 9.4                    |
| vrub. vzorek                                 |                | 20°    | 59.1                       | 65.5 | 72.7 | 5.0     | 2.8                    |
| LCF                                          | R = 0,1        | 20°    | 60.5                       | 77.4 | 99.0 | 5.6     | 16.2                   |
| vrub. vzorek                                 |                | 20°    | 44.9                       | 53.1 | 62.6 | 4.0     | 3.8                    |
| LCF                                          |                | 250°   | 54.2                       | 57.8 | 61.5 | 10.0    | 3.5                    |

Vliv teploty na dynamické pevnostní chování LCF-Probe je k vidění z Obr. 5.8. Kompletní přehled všech Wöhlerových křivek je zanesen v Obr. 5.9.



Obr. 5.8: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF vzorek, při R=0.1 a R=-1, P<sub>A</sub>=10%,50 %,90% a při teplotě 250 °C, P<sub>A</sub>=10%,50 %,90% R=0.1



Obr. 5.9: Celkový přehled všech Wöhlerových křivek pro LCF a vrubové vzorky pro pravděpodobnosti porušení P<sub>A</sub>=10%,50 %,90%

---

Pokles jmenovité amplitudy způsobený vlivem vrubu se při střídavém ohybovém namáhání  $R=-1$  neprokázal, při míjivém ohybovém namáhání  $R=0.1$  došlo k ca. 35% poklesu střední jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů z důvodu lokální napěťové špičky. Stejně tak není spatřen vliv středního napětí na velikost jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů u LCF vzorku. Jen vrubový vzorek klasický pokles jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů s rostoucím středním napětím. Zvýšená teplota 250 °C zhorší sice tuto mez v porovnání s hodnotami LCF vzorku při  $R=0.1$  o 25%, v porovnání s pokusy při  $R=-1$  není znatelný pokles pozorován.

Nominálně se dá konstatovat fakt, že hodnoty mezních únavových pevností odhadované FKM směrnici jsou v dobré shodě se zjištěnými výsledky. Výjimkou jsou pokusy na LCF vzorcích při  $R=-1$ , ty nedosahují očekávanou pevnostní hladiny.

Zhlediska rozptylu hodnot je poměrně výrazná velikost statistického rozpětí pro pokusy na LCF vzorcích při  $R=0.1$  s velikostí  $T_N=16.2$ , která se jeví pro slitinu hliníku jako velmi vysoká. Hodnoty statistických rozpětí ostatních zkoušek s hodnotami  $T_N$  od 2.8 do 9.4 jsou výrazně nižší.

## 5.4 Mimomotorické zkoušky pístů

První prototypy ze série pístů jsou podrobeny únavovým pevnostním zkouškám. Tyto testy zkouší zatížitelnost ok k uchycení pístního čepu, opěrných míst mezi oky a dnem pístu a konečně i trvanlivost dna pístu a dříku. Dle směru zatěžování se dají zkoušky rozdělit na podélné a příčné pulzování. Tyto druhy zkoušek jsou motivovány snahou, aby bylo možné v provozu vzniklé škody na pístech věrně reprodukovat a zároveň zkrátit dobu potřebnou k provedení této experimentální kontroly (filtrace a omission). Na základě v provozu měřených zatížení, kombinovaných s výsledky simulačních výpočtů a Wöhlerových pokusů na zkušebních vzorcích je definován kompromis mezi velikostí použité síly a počtem zatěžujících cyklů. Zkušební frekvence experimentů je ca. 10 Hz - 20Hz a tím i doba potřebná ke kontrole pohybující se v rozmezí 80 až 100 hodin na jeden píst.

### 5.4.1 Podélné pulsování

Píst je předeheřán na definovanou zkušební teplotu 200 °C a zatížen v osovému směru za použití odpovídající ojnice silovým signálem. Síla je přenesena pomocí pístního čepu na píst a zachycena na opřeném (k tomu je použito ocelových kuliček průměr 3 mm) dně. Tím je možno realizovat rovnoměrné rozložení zátěžení tlaku plynu. Průběh síly je složen ze statického předpětí a cyklicky se měnící amplitudové složky zatížení. První vzorek je vystaven ca.  $\sim 4 \times F_{\max}$  (zjištěné z měření). Pokud přežije stanovenou mezní hranici počtu zatěžujících cyklů je u druhého vzorku pulzováno o 10% vyšší silou. Pokud je i tento průběh úspěšný dochází u následujícího pístu k opětovnému 10 % navýšení. Převýšení známé reálné síly plynu o faktor 4 je zavedeno jako empirická hodnota, která se ukázala jako příznivá pro provádění zkoušek a porovnání vzniklých únavových poškození s charakterem škod z provozního zkoušení při zážehu. Minimální počet testovaných pístů je stanoven na 5, pokud však dojde k poškození, je způsob selhání precizně zdokumentován a předán k vylepšení zpět do konstrukce. Přehled testovaných variant je uveden v Tab. 5.2.

Tab. 5.2: Výsledky podélného pulzování

| Pořadové číslo | Varianta | Počet cyklů $10^3$ | Poznámky             |
|----------------|----------|--------------------|----------------------|
| 00-50A         | V5       | 954                | trhlina v místě 1    |
| 00-51A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-54A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-55A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-56A         | V5       | 2 000              |                      |
| 01-00S         | V5       | 2 000              | trhlina v místě 1, 2 |
| 00-38A         | V5       | 2 000              | trhlina v místě 1    |
| 00-35A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-43A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-44A         | V5       | 2 000              |                      |

#### 5.4.2 Příčné pulsování

Tento druh pokusů se koncentruje na zjištění slabin v oblasti dříku pístu. Ten je zatížen kolmo na osu pístu účinkem cyklického zatížení, vyvozeného dvěma protisměrnými čelistmi. Působíště zatěžující síly je nastaveno pod vrtáním pro pístní čep při teplotě dříku 170°C.

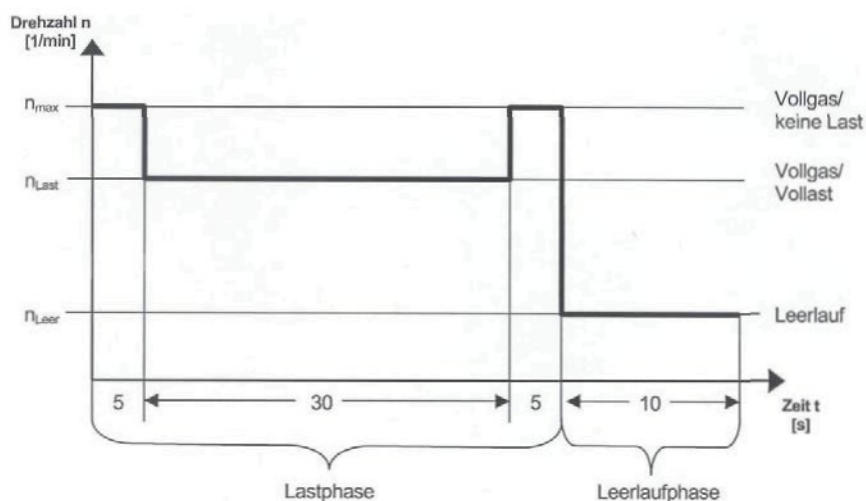
I provádění tohoto druhu pevnostních zkoušek je statisticky zajištěno, to znamená pokud přežije zkoušená varianta definované kritérium mezního počtu cyklů, je postoupena k motorickému testování. Objeví-li se během pokusů selhání některého ze vzorků, jsou provedeny korekční opatření a zkoušeny (pulsovány) přidavné písty v obou testovacích variantách. Při příčném pulsování je teoretický průběh síly ve stěně pístu sice znám, reálné síly v provozu nebyly měřeny. Ze zkušenosti se prosadila hodnota 10% tlakové síly směsi.

Všechny zkoušené písty V5 prošly únavovými zkouškami na příčném pulzátoru bez znatelných porušení. Stejně tak i písty varianty V8 a V9 přežily všechny tři hladiny zatížení nepoškozeny a další plánované pokusy byly zastaveny, neboť nejsou očekávány další škody.

### 5.5 Motorické zkoušky pístů

Píst je nainstalován v testovacím motoru a celá jednotka následně upnuta v simulačním zařízení. Přenos zatěžujícího momentu je realizován pomocí hydraulické brzdy. Ideální pracovní cyklus je definován dobou trvání 300 hodin, viz Obr. 5.10. Od rozběhu zařízení až k odběru výkonu proběhne průměrně 5 sekund, během tohoto intervalu pracuje motor na maximálních otáčkách. Poté navazuje 30 sekundová pracovní fáze na  $n_{Last}$  a následné odtížení opět na maximálních otáčkách  $n_{max}$ , přecházející přímo do 10 sekundového volnoběhu  $n_{Leer}$ .

Standardní inspekce jsou prováděny po 80/150/300 hodinách a jsou zaměřeny na kontrolu poškození všech částí pohonné jednotky a výměnu pístního čepu, ložiska pístního čepu a pístních kroužků. Z jedné série se zkouší v motorické simulaci 8 pístů, pokud nedojde k porušení ani jednoho z nich je výsledek hodnocen pozitivně. Výsledek testu zatěžujícím cyklem slouží jako stěžejní kritérium pro předání prototypu do série.



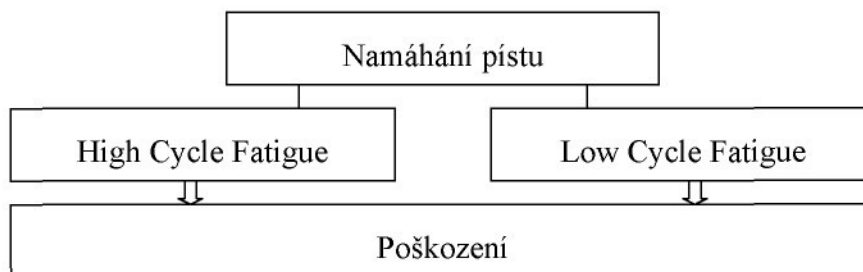
Obr. 5.10: Testovací cyklus

## 6 Pevnostní kontrola

Při komplexitě procesu namáhání u pístu spalovacího motoru se jeví jako jediný praktikovatelný postup provést pevnostní kontrolu na buď na bázi lokálních napětí nebo deformací. Koncepce navrhovaného aplikačně orientovaného postupu kontroly pístu vychází z aktuálního stavu poznatků a umožňuje odhad životnosti již v rané fázi vývojového procesu. Přitom jsou zohledněny oba podstatné procesy poškození a to:

- Vysokofrekvenční namáhání způsobené tlakovými silami, oscilačními silami, opěrnými silami a teplotním pulzováním na povrchu
- Nízkofrekvenční teplotní namáhání vznikající přechodem tepla ze žhavého plynu a měnící se při zatěžujícího stavu motoru, nazývané též „teplotní šokové cykly“.

Výpočtové schéma únavové pevnostní kontroly pístu je zachyceno na Obr. 6.1



Obr. 6.1: Schéma únavové pevnostní kontroly pístu spalovacího motoru

Při každém z těchto rozdílných mechanismů poškození je různý průběh poškození a z toho vyplývající vhodnost metod pro jeho popis.

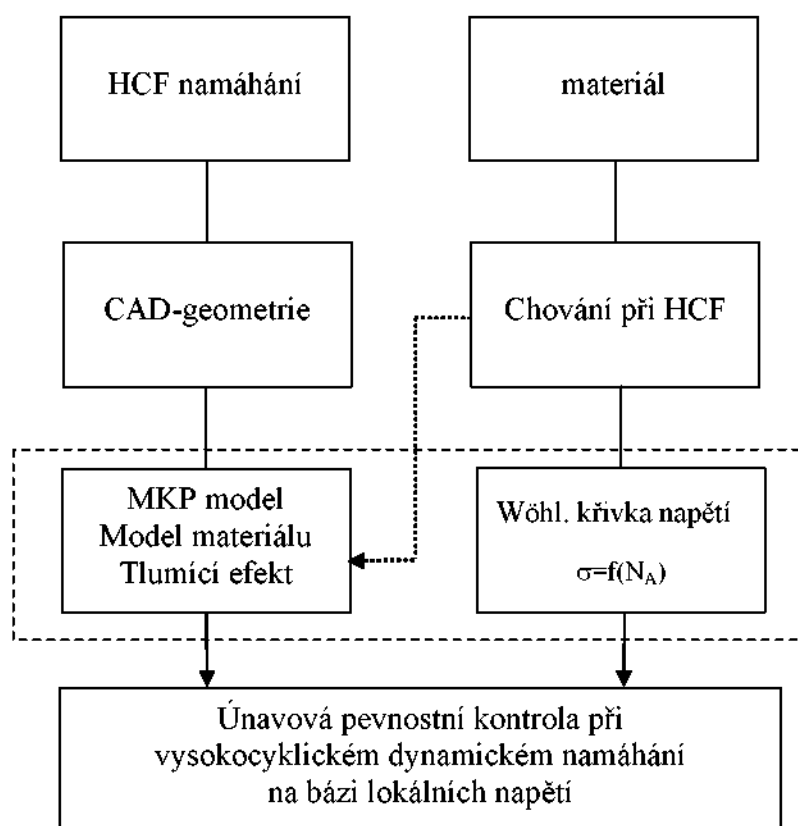


Je vycházeno ze dvou hlavních zjednodušujících předpokladů:

1. Již po prvních pár zatěžujících cyklech je dosaženo stabilního charakteristického stavu, který se pak již nemění až do výskytu technické trhliny.
2. Teplotní pole během jednoho zatěžujícího stavu zůstává stacionární, tzn. Nezávislé na čase. Při přechodu do jiného stavu, např. volnoběh vzniká také nové teplotní pole.

## 6.1 High-Cycle pevnostní kontrola pístu

Píst je v provozu vystaven periodickým tlakovým i oscilačním silám, které se během jeho technického života opakují v průměru  $1e8$  krát. To znamená, že kritérium dimenzovanosti leží ve vysoko cyklické oblasti. Nejobsáhlejší a nejpřesněji určující soubor pravidel kontroly součástí pro strojírenství a příbuzné obory byl sepsán v FKM-směrnici 183, která definuje pro vysokofrekvenční dynamické zatěžování slitin hliníku teplotní rozsah mezi  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  a tvoří výchozí základ pro vysokocyklovou životnostní kontrolu pístu. Postup navrhovaného pevnostního hodnocení je zobrazen na Obr. 6.2.



Obr. 6.2: Schéma vysokocyklické pevnostní kontroly

Základním principem je porovnání určených napětí a deformací na součásti a jejich srovnání s Wöhlerovou křivkou součásti (strojního celku). Tento přímý postup je jen tehdy možný, pokud je součást zkoušena za stejných provozních podmínek. Jsou-li k dispozici pouze Wöhlerovy křivky zkušebních vzorků, jako v tomto případě, je nutné

za pomoci faktorů vlivu přetransformovat na lokální Wöhlerovy křivky. K tomu je použita následující korektura:

$$\sigma_{AB,1e8} = \frac{n_{\chi,Bauteil}}{n_{\chi,Probe}} \cdot \frac{K_{TD,Bauteil}}{K_{TD,Probe}} \cdot \frac{K_{R,Bauteil}}{K_{R,Probe}} \sigma_{AP}, \quad (6.1)$$

Zde znamená:

- $\sigma_{AB,1e8}$  - únosná amplituda součásti při 1e8 cyklů
- $\sigma_{AP,1e8}$  - únosná amplituda zkušebních vzorků při 1e8 cyklů, při provádění pokusů do ca. 1e6 až 1e7 cyklů, je tato únosná amplituda na 1e6 cyklech snížena o 20%,
- $n_{\chi,Bauteil}$ ,  $n_{\chi,Probe}$  – Součinitel tlumení, při namáhání na ohyb nebo krut nebo obecně při silném gradientu napětí se sousední materiálové částčky podílejí na přenosu části zatížení. Stanoven z MKP výpočtů [Leitfaden]
- $K_{TD,Bauteil}$ ,  $K_{TD,Probe}$  – Vliv teploty, zohledňující pokles pevnosti s rostoucí teplotou. [FKM]
- $K_{R,Bauteil}$ ,  $K_{R,Probe}$  – Vliv drsnosti povrchu na únavu

V případě, že nejsou k dispozici ani Wöhlerovy křivky zkušebních vzorků je možné provést odhad únosné amplitudy z pevnosti v tahu. V FKM - směrnici 183 je doporučován přepočet:

$$\sigma_{AB,1e8} = n_{\chi,Bauteil} \cdot K_S \cdot K_{NL} \cdot K_{TD} \cdot f_{W,\sigma} \left[ \frac{K_{R,\sigma} \cdot \tilde{K}_f}{(1 - K_{R,\sigma}) + K_{R,\sigma} \cdot \tilde{K}_f} \right] R_m \quad (6.2)$$

- $\sigma_{AB,1e8}$  - únosná amplituda součásti při 1e8 cyklů
- $n_{\chi,Bauteil}$  - Součinitel tlumení z MKP výpočtu [7]
- $K_S$  - Součinitel ochranné vrstvy
- $K_{NL}$  - Součinitel odlitků
- $K_{TD}$  - Vliv teploty, zohledňující pokles pevnosti s rostoucí teplotou. [8]
- $f_{W,\sigma}$  - Faktor střídavé pevnosti
- $K_{R,\sigma}$  - Vliv drsnosti povrchu na únavu
- $K_f$  - Materiálová konstanta
- $R_m$  - Normovaná pevnost v tahu

Konečněprvkové výpočty hodnocených variant pístů byly proveny v softwaru Ansys. K tomu se nabízí využít jako hodnotící platformu Fatigue - Postprozessor stejné programové skupiny. Výsledky napěťových a deformačních tenzorů je možné bezproblémově převést přímo do Workbench-Fatigue modulu.

V prvním kroku je pozitivní účinek poměrného gradientu napětí na proces únavy ignorován a struktura porovnává s konservativní Wöhlerovou křivkou součásti, vedoucí k identifikaci kritických míst pístu. Kombinované termické namáhání je již v tomto kroku zohledněno. V následujícím kroku je píst rozdělen do oblastí a použita technika tzv. submodelingu, což umožňuje hodnotit za použití lokálních Wöhlerových křivek součásti. K zohlednění poměrného gradientu je použita Makro prozedura[21], která automaticky po vzoru FKM-směrnice 183 vyhledá v normálovém směru do materiálu



přes 10 elementů sousední bod. Za pomoci poměrného gradientu je určen součinitel tlumení a pozitivně zahrnut do odhadu životnosti.

Určené životnosti při provozním termo-mechanickém vysokofrekvenčním zatížení pístu jsou v závislosti na vstupních datech, korektuře středního napětí a poškozující složce shrnuty v Tab. 6.1.

Tab. 6.1: Přehled odhadnutých životností při provozním zatížení

| Materiálová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |        |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|--------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub  |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 8,5e10             | 5,2e10   | 4,7e10 |
|                                | manuální                   | 3,4e9              | 1,5e9    | 1,7e9  |
|                                | Gerber                     | 8,0e10             | 4,9e10   | 4,5e10 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 1,5e14             | 6,2e13   | 5,5e13 |
|                                | manuální                   | 1,0e12             | 2,5e11   | 3,3e11 |
|                                | Gerber                     | 1,5e14             | 5,8e13   | 5,2e13 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 5,9e11             | 2,3e11   | 2,0e11 |
|                                | manuální                   | 2,3e9              | 5,9e8    | 8,0e8  |
|                                | Gerber                     | 5,6e11             | 2,1e11   | 1,9e11 |
| VDEH                           | žádná                      | 4,0e12             | 1,8e12   | 1,6e12 |
|                                | manuální                   | 4,8e10             | 1,4e10   | 1,8e10 |
|                                | Gerber                     | 3,9e12             | 1,7e12   | 1,6e12 |

Jak experimentální Wöhlerova křivka tak i návrhy FKM<sub>Probe</sub> a VDEH ze statické pevnosti vzorků vyjmutých ze součásti dávají dobré odhady. Potvrzeny jsou výsledky testovaných součástí v zátěžových motorických testech, kde všechny písty splnily předepsané požadavky a nedošlo k žádnému poškození. Jako nutná podmínka se jeví nutnost provádět statické a dynamické zkoušky při zvýšených teplotách na vzorcích vyjmutých ze odlitých pístů nebo v krajním případě pouze tahové zkoušky za zvýšené teploty a použit je k odhadu Wöhlerovy křivky součásti. Při odhadu z Normovaných hodnot ke značnému přecenění dosahované pevnosti. Pro odhad životnosti této slitiny hliníku na odlitky se jeví z důvodu relativně nízké tažnosti jako nejvhodnější použít hlavní napětí jako poškozující složku.

## 6.2 Low Cycle pevnostní kontrola

Při změně mezi rozdílnými provozními stavy je píst vystaven střídavému termickému namáhání. Jako kritérium platí, že během svého života musí píst přežít nejméně  $10^4$  těchto teplotních cyklů.

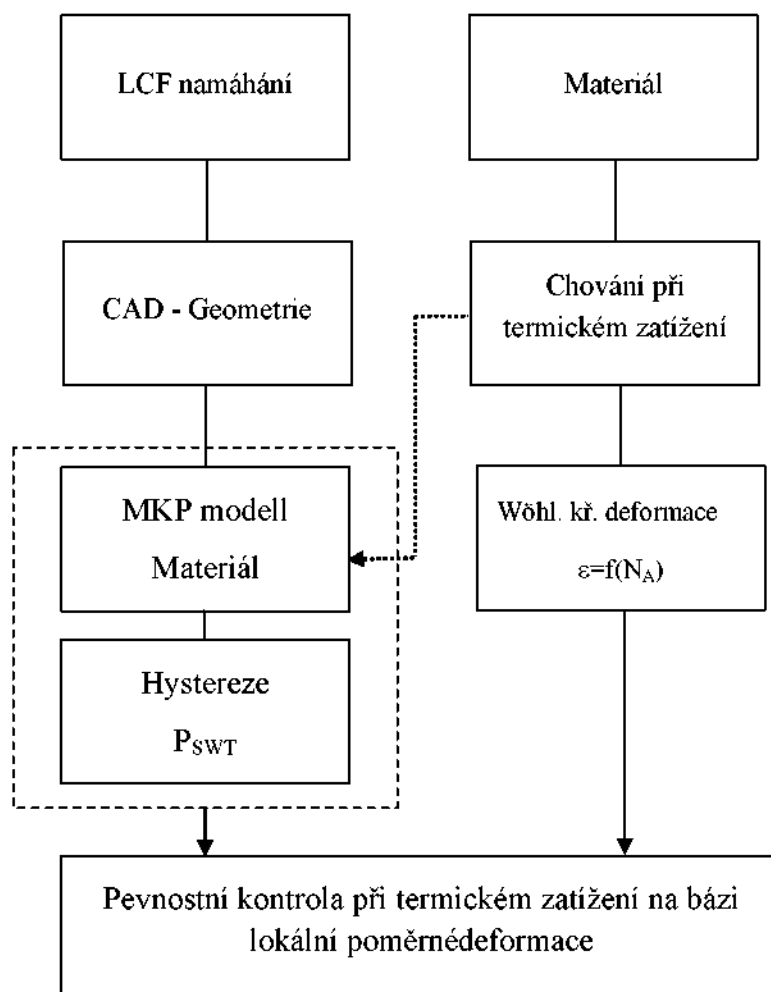
K termickému nízkocyklovému namáhání nejsou v aktuálních technických normách uváděny prakticky žádné doporučené postupy (zmíněno v [24]). Podle přístupu se nechal kritéria poškození rozdělit na energetická, lomová a deformační.

Nejznámější deformační kritérium pro termické únavové experimenty bylo uveřejněno Mansonem a Coffinem v [55] a předpokládá přímou souvislost ve vztahu mezi životností a amplitudou plastické deformace:

$$\varepsilon_{a,pl} \left( \frac{N_B}{2} \right) = \varepsilon_f' \cdot N_B^c$$

U některých materiálů, jako např. slitiny hliníku dochází termického zatížení ke změnám ve struktuře a tím i ke změnám chování. Proto se k odhadu životnosti a hodnocení používá stabilizovaná hystereze při polovičním počtu cyklů. Toto kritérium je velice vhodně použitelné hlavně pro duktilní materiály, které vykazují výraznou amplitudu plastické deformace. Jestliže však tato složka není výrazná nebo úplně chybí je vhodnější přičíst elastickou složku a definovat jako kritérium totální Wöhlerovu křivku deformace. Tato amplituda totální deformace se ukázala v některých pracích jako užitečné kritérium poškození. K zohlednění středních napětí pístu je použit parametr poškození podle Smith, Watson a Toppera a parametr Morrowa. Schéma Low Cycle pevnostní kontroly pro píst je v

obr. 6.3. Vstupní hodnoty pro LCF hodnocení pocházejí z experimentálních dat a pro porovnání byly odhadnuty ze statických zkoušek podle UML.



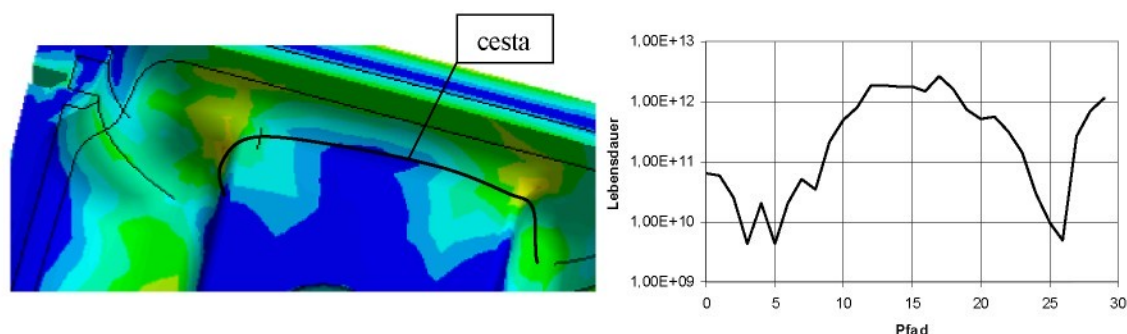
obr. 6.3: Průběh hodnocení v LCF oblasti

Porovnání odhadnutých životností rozděleno dle vstupních dat, korektury středního napětí pro maximálně zatížené místo je shrnuto v Tab. 6.2. Toto místo se nalézá v dolní části dříku pístu, kde se teplota v provozním stavu pohybuje okolo ca. 180 °C.

Tab. 6.2: Přehled výsledků LCF – kontroly

| Material<br>Daten         | Kor.                | Poškozující složka |         |         |         |
|---------------------------|---------------------|--------------------|---------|---------|---------|
|                           |                     | Ekv.               | Hlav.   | Max.    | Tečná   |
| Experimentální<br>hodnoty | Keine               | 2,96e7             | 3,34e7  | 2,96e7  | 4,30e6  |
|                           | P <sub>SWT</sub>    | 3,90e7             | 3,90e7  | 3,98e7  | 1,50e7  |
|                           | P <sub>Morrow</sub> | 3,68e7             | 3,68e7  | 3,98e7  | 5,46e6  |
| UML <sub>250</sub>        | Keine               | 9,6e12             | 9,20e12 | 9,6e12  | 4,50e11 |
|                           | P <sub>SWT</sub>    | 1,5e13             | 1,46e13 | 1,46e13 | 3,2e12  |
|                           | P <sub>Morrow</sub> | 5,50e12            | 5,50e12 | 5,50e12 | 2,63e11 |
| UML <sub>20</sub>         | Keine               | 3,90e13            | 3,86e13 | 3,86e13 | 1,84e12 |
|                           | P <sub>SWT</sub>    | 6,05e13            | 5,93e13 | 5,93e13 | 1,30e13 |
|                           | P <sub>Morrow</sub> | 2,43e13            | 2,43e13 | 2,43e13 | 1,14e12 |

Další důležitá oblast leží v přechodovém radiusu mezi dnem a dříkem pístu, kde se pohybuje provozní teplota (potvrzená měřením) okolo ca. 250 °C. To vede k dalšímu poklesu pevnosti, relaxaci a plastickému tečení. Vyhodnocení pádu podél radiusu pístu je v Obr. 6.4.



Obr. 6.4: Vynesené životnosti podél cesty v radiusu dna pístu

Všechny postupy ukazují při použití vstupních dat z experimentů jak v kritickém místě, tak v cestě podél radiusu pístu podobné odhady. To je vysvětleno použitím modelu chování materiálu z termo-mechanických experimentů na zkušebních vzorcích a porovnáním s výsledky pokusů. Použitím parametrů poškození podle Smith-Watson-Toppera a Morrowa je vedle amplitud poměrné deformace zahrnut také vliv středního napětí napětí po ochlazení.

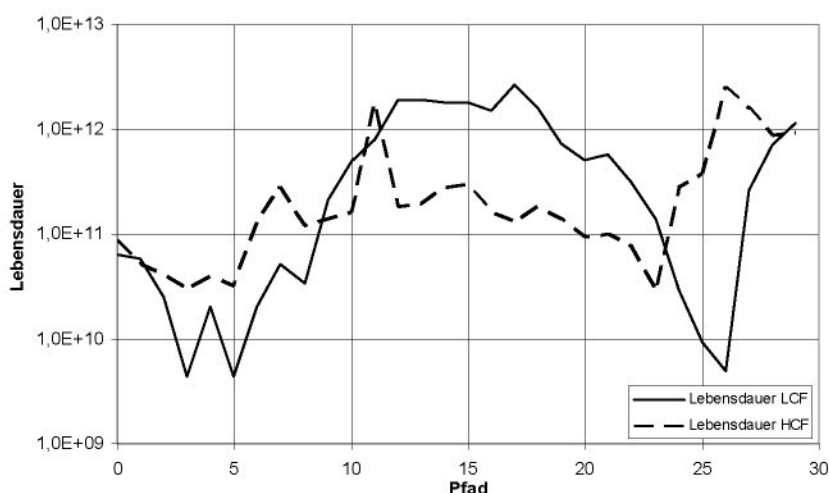
Zkoušená možnost při chybějících výsledcích experimentů, ve formě odhadu materiálových hodnot z UML databanky ukazuje jednoznačné nadhodnocení životnosti. Dosahované výsledky leží v průměru o faktor 1e4 nad výsledky s experimentálně popsaným chováním materiálu a jsou tedy nevhodné jako varianta pro přiblížení chování při aplikaci na jiný materiál. Materiálové hodnoty pro nové pístové slitiny je

musí být získány při termo-mechanických pokusech nebo nejlépe při termo-mechanických pokusech kombinovaných s vysokocyklickým mechanickým kmitáním.

Dá se tedy k použitým LCF-postupům konstatovat, že umožňují rozsáhlé praktické hodnocení termického namáhání na reálné součásti, jenom pokud se chování materiálu verifikuje na zkušebních vzorcích. Kritická místa je pak možné správně rozpoznat a zároveň i trefně odhadnout životnost součásti.

### 6.3 Kombinace mechanismů poškození

Pro oblast zaoblení mezi dnem a dříkem pístu je charakteristická kritická kombinace jak z termo-mechanického zatížení (LCF) tak z periodického zatížení odstředivými silami a tlakem plynu (HCF). Jejich průběh podél cesty z Obr. 6.4 je vynesena v Obr. 6.5.



Obr. 6.5: Přípustné životnosti pro oblast zaoblení dna pístu z termické amplitudy (LCF) a periodických tlakových a odstředivých sil (HCF)

### 6.4 Ověření výsledků

V únavových zkouškách pístu v motoru není jednoduchým způsobem možné, experimentálně určit počet cyklů do vzniku trhliny. Kontrolní inspekce se provádějí jen v pevně daných časových intervalech a dojde-li mezi takovými kontrolami ke vzniku trhliny, může poškozený píst pracovat ještě několik hodin, aniž by došlo k znatelnému selhání motoru.

Naproti tomu v mimomotorických zkouškách je počet cyklů přesně zaznamenán a změna tuhosti pístu způsobí zastavení zkušebního zařízení. V následné vizuální kontrole, popř. pomocí nedestruktivních zkoušek se identifikuje velikost a místo poškozující trhliny. Zatěžující podmínky pro podélné a příčné pulzování jsou voleny v souladu s experimentem.

Odhadnuté životnosti určené v kritickém místě pro podélné pulzování řazené dle použitých metod jsou k dispozici v, jakož i odhadnuté životnosti pro příčné pulzování určené v kritickém místě.

Tab. 6.3: Přehled odhadnutých životností v Hot Spotu při podélném pulzování

| Materiálová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |       |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|-------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 7,8e6              | 3,3e6    | 4,1e6 |
|                                | manuální                   | 8,8e6              | 1,6e6    | 2,8e6 |
|                                | Gerber                     | 4,4e6              | 3,9e6    | 1,5e6 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 6,2e6              | 4,7e6    | 4,8e6 |
|                                | manuální                   | 5,8e6              | 4,4e6    | 4,8e6 |
|                                | Gerber                     | 4,5e6              | 3,4e6    | 3,5e6 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 6,9e5              | 5,3e5    | 4,2e5 |
|                                | manuální                   | 7,0e5              | 5,1e5    | 5,7e5 |
|                                | Gerber                     | 5,1e5              | 3,8e5    | 4,5e5 |
| VDEH                           | žádná                      | 1,3e5              | 6,9e4    | 7,9e5 |
|                                | manuální                   | 1,2e5              | 8,8e4    | 8,4e5 |
|                                | Gerber                     | 7,0e4              | 3,9e4    | 4,6e4 |
| Výsledky pokusů                | 1 trhlina při 9,5e5        |                    |          |       |

Tab. 6.4: Přehled odhadnutých životností v Hot Spotu při příčném pulzování

| Materialová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |       |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|-------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 2,9e6              | 3,2e6    | 3,6e6 |
|                                | Gerber                     | 2,2e6              | 8,3e7    | 2,6e6 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 9,2e8              | 6,6e8    | 7,4e8 |
|                                | Gerber                     | 6,3e8              | 4,4e8    | 5,2e8 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 1,5e6              | 1,1e6    | 1,3e6 |
|                                | Gerber                     | 1,2e6              | 9,9e5    | 9,6e5 |
| VDEH                           | žádná                      | 2,5e8              | 8,3e7    | 2,1e8 |
|                                | Gerber                     | 2,2e8              | 6,5e7    | 1,9e8 |
| Výsledky pokusů                | 1 trhlina při 1,9e6        |                    |          |       |

## 6.5 Hodnocení výsledků

Na základě výsledků propojené termicko mechanické konečněprvkové analýzy pístu spalovacího motoru byla v Ansys-Workbench-Fatiguepostprocesoru realizována jak HCF - tak i LCF – únavová pevnostní kontrola. Rozhodující pro její vypovídací hodnotu je jednoznačně precizní rozbor napětěového a deformačního stavu, jakož i přesné znalosti materiálových hodnot.

---

Srovnání algoritmu únavové pevnostní kontroly s reálnými výsledky bylo provedeno modelováním experimentálních testů na podélném a příčném pulzátoru. Zde je patrná, dle použité metody velmi dobrá shoda s výsledky experimentu, kde byl z 5 zkoušených pístů objevena vždy jedna trhлина. Odhadnuté životnosti pístu se zde také pohybují v řádu miliónů cyklů.

## 7 Závěr

Hlavní cíl předkládané práce spočíval tedy v návrhu pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru tak, aby zahrnoval všechny podstatné faktory ovlivňující jeho životnost. Zde se jako vhodné nabízí, provést kombinované termicko – mechanické simulace metodou konečných prvků.

Protože je v posledních letech patrná snaha zaktualizovat směrnice a technické předpisy zabývající se únavovou pevnostní kontrolou, byla v této oblasti provedena obsáhlá rešerše. Z ní lze pro sledovaný cíl vyvodit nejdůležitější závěry:

- Dostupná technická pravidla poskytují návody a postupy buď pro statickou nebo pro vysokocyklickou pevnostní kontrolu, oblast nízkocyklové únavy se zde prakticky nevyskytuje.
- K zohlednění zvýšené teploty pro slitiny hliníku jsou v FKM-směrnici 183 uvedeny korekční faktory do 200 °C- i zde pouze s omezenou platností pro HCF.

V rámci této práce bylo provedeno ke 100 kombinovaných tepelně – mechanických simulací různých variant pístů dvoudobých spalovacích motorů při provozním a mimo motorickém zatížení, které tvoří základ pevnostního výpočtu. Jako požadavky na kvalitu se dají shrnout následující doporučení:

- Pro realistické výsledky je nutné implementovat materiálové vlastnosti v závislosti na teplotě, obzvláště pak Hookův modul pružnosti, zde se jako vhodné ukazuje využít v Ansysu metody Liso.
- Teplotní pole pístu při jednom provozním stavu je považováno za stacionární a vykazuje dobrou shodu s experimentem.
- Kontakt mezi pístem a pístním čepem vykazuje rozhodující vliv na chování systému. Je aproximován jako válec - válcová díra což vede v kontaktních plochách ke vzniku vysokých kontaktních tlaků, které se v reálných podmínkách nevyskytují a nejsou pro pevnostní hodnocení relevantní (žádné trhliny v oblasti pístního čepu). Vliv zjednodušení na kriticky zatížené partie pístu je zanedbatelný.
- Průhyb pístního čepu se pohybuje okolo  $6e-3$ , což je méně než vůle jehličkového ložiska, které není modelováno, tzn. není potřeba provést korekci tuhosti. Vůle pístního čepu významně ovlivňuje kontaktní tlaky, jako vhodná hodnota se ukázala vůle zastudena 10  $\mu\text{m}$ .
- K odpovídajícímu určení poměrného gradientu napětí je vhodné využít techniku submodelu a lokálně zjemnit síť na velikost elementu 0,2 mm.

---

Nutnou podmínkou k provedení konečněprvkových simulací je znalost mechanických vlastností materiálu pístu, jak za normálních tak provozních teplot. Z tohoto důvodu byla provedena řada materiálových testů. Zásadní výsledky lze shrnout:

- Statická pevnost mírně vrubových vzorků ( $K_{tz}=1.1$ ) dosahuje v průměru 195 MPa a klesá se nárustem teploty na 250°C o 12%, obdobně u vzorku s ostrým vrubem ( $K_{tz}=4.3$ ) se pohybují hodnoty pevnosti v průměru 145 MPa a dosahují jen 75% pevnosti mírně vrubového vzorku a klesají se změnou teploty o 9 %. Nominálně viděno nedosahují zjištěné hodnoty mez pevnosti materiálu.
- Na vzorcích vyjmutých z polotovarů pístu byly provedeny ke zjištění Hookova modulu pružnosti jak tenzometrická tak i impulzní měření. Nevýhodou využití tenzometrů je dlouhá doba potřebná pro zkušební tyčky a také jejich využití při zvýšených teplotách. Metoda impulzní je dobře proveditelná, relativně časově nenáročná a snadno použitelná i při teplotách 250 °C. Při dostatečné přesnosti vzorkuje dosahovaná přesnost výsledků pro obě metody prakticky identická, střední hodnota  $E$  – modulu z tenzometrických měření je ca. 79 GPa a z impulzních měření 80 GPa. Pro budoucnost se doporučuje použít impulzní metodu.
- K charakteristice dynamického chování byly provedeny experimenty při střídavém a míjivém ohybovém namáhání na mírně a středně vrubových vzorcích za normální a provozní teploty. Pokles jmenovité amplitudy způsobený vlivem vrubu se při střídavém zatěžování  $R=-1$  neprokázal, při míjivém zatěžování  $R=0.1$  došlo k ca. 35% poklesu střední jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů v důsledku vrubu. Vliv středního napětí při  $10^6$  cyklů u mírně vrubového vzorku neznatelný, jen středně vrubový vzorek vykazuje klasický pokles. Zvýšení teploty na 250° zhorší sice tuto mez v porovnání s hodnotami mírně vrubového vzorku při  $R=0.1$  o 25%, v porovnání s  $R=-1$  není pokles pozorován. Statistický rozptyl  $T_N=16.2$  pro mírně vrubové vzorky při  $R=0.1$  je pro slitinu hliníku relativně vysoký, u ostatních zkoušek jsou hodnoty  $T_N$  od 2.8 do 9.4 výrazně nižší.

Vyústěním simulačních výpočtů a experimentálních zkoušek byl návrh pevnostního výpočtu, zahrnující oba mechanismy poškození jak od vysokofrekvenčního namáhání (HCF) periodickými silami tak od nízkofrekvenčního teplotního namáhání (LCF).

- HCF-kontrola - experimentální Wöhlerova křivka, ale i odhady metodami  $FKM_{Probe}$  a VDEH ze statické pevnosti vzorků dávají podobné životnosti. Jsou také v dobré shodě s výsledky v motorických testech, kde nedošlo k žádnému poškození. Jako nutná podmínka se jeví, provádět statické a dynamické zkoušky při zvýšených teplotách na vzorcích vyjmutých ze odlitých pístů nebo v krajním případě pouze tahové zkoušky za zvýšené teploty a použít je k odhadu Wöhlerovy křivky součástí. Při odhadu z normovaných hodnot ke značnému přecenění dosahované pevnosti. Pro odhad životnosti této slitiny hliníku na odlitky se nabízí jako nejvhodnější z důvodu relativně nízké tažnosti použít hlavní napětí jako poškozující složku.
- LCF – kontrola na bázi lokálních deformací dává při použití vstupních dat z experimentů podobné odhady. To je vysvětleno použitím modelu chování materiálu z termo-mechanických experimentů na zkušebních vzorcích a po-



---

rovnáním s výsledky pokusů. Zkoušená možnost při chybějích výsledcích experimentů, ve formě odhadu materiálových hodnot z UML databanky ukazuje jednoznačné nadhodnocení životností. Je tedy nevhodné jako varianta pro přiblížení chování při aplikaci na jinou slitinu. Materiálové hodnoty pro nové pístové slitiny je musí být získány při termo-mechanických pokusech nebo nejlépe při termo-mechanických pokusech kombinovaných s vysokocyklickým mechanickým kmitáním. Dá se tedy konstatovat, že umožňují rozsáhlé praktické hodnocení termického namáhání na reálné součásti, jenom pokud se chování materiálu verifikuje na zkušebních vzorcích. Kritická místa je pak možné správně rozpoznat a zároveň i trefně odhadnout životnost součástí.

Srovnání algoritmu únavové pevnostní kontroly s reálnými výsledky bylo provedeno modelováním experimentálních testů na podélném a příčném pulzátoru. Zde je patrná, dle použité metody velmi dobrá shoda s výsledky experimentu, kde byl z 5 zkoušených pístů objevena vždy jedna trhлина. Odhadnuté životnosti pístu se zde také pohybují v řádu miliónů cyklů.

Hlavního cíle práce, navržení praktického pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru a jeho ověření experimentálními testy bylo dosaženo.

Případnou náplní budoucích prací v tématu optimalizace dimenzování pístů dvoudobých spalovacích motorů by se mohlo stát:

- Přesnější popis a zahrnutí vlivu stárnutí do pevnostního výpočtu
- Vlivu kontaktu mezi pístním čepem a klikou, jakož i experimentální určení opěrných sil
- Simulace kompletního zatěžujícího cyklu
- Časově proměnlivé teplotní pole

---

## 8 Použitá literatura

- [1] Eulitz, K.-G.: Beurteilung der Zuverlässigkeit von Lebensdauerberechnungen nach dem Nennspannungskonzept und nach dem Örtlichen Konzept anhand einer Sammlung von Betriebsfestigkeitsversuchen, habilitace, TU Dres., 1999.
- [2] Eichelseder, W.: Rechnerische Lebensdaueranalyse von Nutzfahrzeugkomponenten mit der Finite Elemente Methode, TU Graz, 1989.
- [3] Radaj, D., Sonsino, C.: Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten, Schweißtechnik svazek 142, DVS-nakladatelství, Düsseldorf, 2000.
- [4] Seeger, T.: Betriebsfestigkeit auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen, Seminar, TU Darmstadt, 2001.
- [5] Smith, K. N., Watson, P. and Topper T. H.: A Stress Strain Function for the Fatigue of Metals, J. of Metals, Vol. 5, 1970.
- [6] Hobbacher, A.: Doporučení pro únavovou pevnost svařovaných spojů a součástí IIW-dokument XIII-1965-03 / XV-1127-03, DVS-nakladatelství, červen 2005.
- [7] Doporučení pro provádění únavové kontroly součástí, VBFeh a VDEh, 4. vydání 1999.
- [8] FKM-směrnice 183: Pevnostní kontrola strojních součástí z oceli, slitin anodlitky a hliníku, 4. vydání, VDMA-nakladatelství, Frankfurt 2002.
- [9] Loeoprecht, M.: Berechnungsverfahren zur Betriebsfestigkeit von Diesel-Zylinderköpfen aus Aluminium, disertace Aachen, 2002
- [10] Ruprechter F., Dunst, A., Lang M.: Reduzierung des Einflusses der FE-Modellfeinheit Durch die Berücksichtigung des Spannungsgradienten in der Betriebsfestigkeitssimulation, VDI 1689, Fulda, 2002
- [11] Rother, K., Wang, E., Rust, W.: Festigkeitsbewertung von Beanspruchungen basierend auf FEM-Analysen, VDI 1689, Fulda, 2002.
- [12] Růžička, M.: Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, habilitační práce, CVUT, Praha, 1998.
- [13] Seeger, T., Beste A.: Zur Weiterentwicklung von Näherungsformeln für die Berechnung im elastisch-plastischen Bereich, Výzk. Zpráva, VDI-maga., 1997.
- [14] Eulitz K.-G., Kotte K.-L., Wang Q.: Lebensdauervorhersage im Anschluss an eine FE-Rechnung, |Konstruktion 51, 1999.
- [15] Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Comparison of experimental and Estimated S/N Curves for Fatigue Assessment Based of FEA-Results, XLVI. International Conference of Machine Design Departments, Sedmihorky, 2005.
- [16] Zammert W.-U., Einbock S., Rosenthal J.: Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit dem Workbench-Fatigue-Modul, 23. CADFEM USERS' Meeting, Bonn, 2005
- [17] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Düsseldorf, VDI-Verlag. 2. Aufl. 2002.

- 
- [18] Theile, M.: Optimalizace hmotnosti pístů, diplomová práce, FHT Ess., 2002.
- [19] FVV-Zpráva: Thermisch-mechanisches Ermüdungsverhalten von Aluminiumgusslegierungen, TU Karlsruhe, 1995.
- [20] Issler, L., Ruoss, H., Haefele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen, Berlin, Springer nakladatelství, 2. vydání, 1997.
- [21] CADFEM Newsletter, prosinec 2005.

### **Seznam vybraných publikací**

- Zammert W.-U., Einbock S., Rosenthal J.: Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit dem Workbench-Fatigue-Modul, 23. CADFEM USERS' Meeting, Bonn, 2005
- Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Fatigue Assessment of FEA-Results, International Scientific Conference, Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0896-X
- Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Comparison of experimental and Estimated S/N Curves for Fatigue Assessment Based of FEA-Results, XLVI. International Conference of Machine Design Departments, Sedmihorky, 2005, ISBN 80-7083-951-1
- Rosenthal J., Zammert W.-U.: Optimization of the Strength of Mechanical Parts, 45<sup>th</sup> International Conference of Machine Design Departments, Blansko, 2004, ISBN 80-214-2702-7
- Rosenthal J., Zammert W.-U.: Festigkeitsoptimierung im Konstruktionsprozess, IX. International Conference on Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, 2004, ISBN 80-7083-847-7

### **Životopis**

Datum narození: 13.03.1976  
Místo narození: Liberec

### **Vzdělání**

|           |                                                                                                      |
|-----------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1998-2000 | Technická Univerzita v Liberci, doktorské studium na fakultě strojní kombinovaná forma studia        |
| 1998-2000 | Technická Univerzita v Liberci, magisterské studium na fakultě strojní kombinovaná forma studia Ing. |
| 1998-2000 | studium na University of applied Sciences Esslingen Dipl.-Ing.(FH)                                   |
| 1995-1998 | základní studium na fakultě strojní Technická Univerzita Liberec                                     |
| 1991-1995 | Střední průmyslová škola strojní, Česká Lípa                                                         |

### **Praxe a zaměstnání**

|           |                                                         |
|-----------|---------------------------------------------------------|
| 2000-     | odborný asistent, Univerzita aplikovaných věd Esslingen |
| 2000      | diplomová práce u firmy DaimlerChrysler 6 měsíců        |
| 1998      | praxe u firmy Festo 6 měsíců                            |
| 1998-2000 | letní praxe u firmy BOSCH (ročně 8 týdnů)               |

**Vydala: Technická univerzita v Liberci, Hájkova 6, Liberec**

**Fakulta strojní TU v Liberci**

**Stav ke dni: 10.04.2006**

**Číslo publikace: 55-025-06**

**1. vydání**

**Publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou.**

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**  
**Fakulta strojní**

**Pevnostní výpočet v procesu vývoje pístu  
dvoudobého spalovacího motoru**

**Disertační práce**

**Liberec 2006**

**Jakub Rosenthal**

# **TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

## **Fakulta strojní**

### **Disertační práce**

k získání akademického titulu Doktor (Ph.D.)

ve studijním oboru

Konstrukce strojů a zařízení – části a mechanismy strojů

Ing. Jakub Rosenthal

### **Pevnostní výpočet v procesu vývoje pístu dvoudobého spalovacího motoru**

Školitel: doc. Ing. Lubomír Pešík, CSc.

Odborný konzultant: Prof. Dr.-Ing. Wolf-Udo Zammert

Studijní program: P2302V010 Stroje a zařízení

Studijní obor - zaměření: Stroje a zařízení - části a mechanismy strojů

Datum státní doktorské zkoušky: 04.06.2004

Datum odevzdání práce: 17.04.2006





## **PROHLÁŠENÍ**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou (bakalářskou, doktorskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že s o u h l a s í m s případným užitím mé práce (prodej zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové (bakalářské, doktorské) práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jeho skutečné výše).

Datum:

Podpis:



## Poděkování

Předkládaná práce vznikla během mého působení jako odborný asistent v laboratoři pro konstrukci a simulaci fakulty strojí University of Applied Sciences Esslingen v Německu.

Za projevenou důvěru, odborné vedení, mnoho času stráveného zánícenou diskuzí, ale i neméně důležitou podporu při řešení organizačních problémů děkuji vedoucímu laboratoře a mému odbornému konzultantovi Prof. Dr.-Ing. Wolf-Udo Zammertovi.

Experimentální pokusy v rámci této práce byly prováděny v Laboratoři pružnosti a pevnosti. Děkuji jejímu vedoucímu Prof. Dr.-Ing. Lotharu Isslerovi za vstřícnou pomoc, jakož i Dipl.- Ing. Udo Merkovi, Dipl.- Ing. Gregoru Muschikovi a Clausu Bendigovi za pomoc a rady při tenzometrických měřeních, statických a dynamických zkouškách a přípravě zkušebních vzorků.

Simulační výpočty probíhaly v laboratoři pro konstrukci a simulaci. Zde se patří vyzdvihnout pomoc kolegů, jakož i studentů a diplomandů, kteří mě podporovali v rámci projektů a závěrečných prací.

Vznik disertační práce v plném pracovním vytížení by nebyl možný bez vydatné podpory vedení fakulty University of Applied Sciences v Esslingenu. Jak děkanovi Prof. Dr.-Ing. Horstu Haberhauerovi, tak všem zainteresovaným je na tomto místě vyjádřen můj dík.

Za vedení této práce a koordinaci doktorandského studia na Technické Univerzitě v Liberci děkuji mému školiteli doc. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc.

V neposlední řadě patří poděkování mé manželce Dance a dceři Emmce za trpělivost, podporu a obětované večery a víkendy v době zpracování a sepisování této práce.

## Anotace

### **Pevnostní výpočet v procesu vývoje pístu dvoudobého spalovacího motoru**

Píst je součást, která je ve spalovacím motoru vystavena komplexnímu termickému a mechanickému namáhání. Jeho dimenzování pomocí klasických metod pevnostních výpočtů vede k neuspokojivým výsledkům, protože neuvažuje důležité faktory poškození. Proto je nasazení jak numerických tak experimentálních metod velmi důležité. Práce se zabývá návrhem pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru, tak aby umožňoval kvalitní odhad životnosti.

V úvodní přehledu je krátce zachycen současný stav metodiky navrhování součástí a její aplikace v aktuálních směrnících a normách. Navazují požadavky na MKP analýzy z hlediska dimenzování s možnostmi využití simulačních výsledků pro únavové pevnostní hodnocení.

Pro konkrétní varianty pístu je sestaven konečněprvkový model k vyšetření teplotního pole, jeho výsledky využity pro mechanickou simulaci a následně proveden rozbor důležitých vlivů. Vstupní materiálové hodnoty byly určeny experimentálně na zkušebních vzorcích při normálních i zvýšených teplotách.

Mezní hodnoty pístů při dynamickém zatížení byly určeny experimentálně ve střídavých a mřížových ohybových zkouškách za normální a provozní teploty na zkušebních vzorcích vyjmutých ze dna prototypů.

Na základě výsledků simulace a dynamických testů je provedeno pevnostní hodnocení jak vysokocyklového namáhání způsobeného periodickými silami, tak nízkocyklového namáhání změnou teploty. Výsledky výpočtu jsou porovnány s experimenty na pulzátorech a motorickými testy.

Je dosaženo dobré shody mezi početními odhady a výsledky provedených experimentů.

## Klíčová slova

Pevnostní výpočet, nízkocyklová a vysokocyklová únava, výpočetní model pístu, únavové směrnice, tahové zkoušky, určování E modulu, dynamické zkoušky

## **Zusammenfassung**

### **Betriebsfestigkeitsnachweis in dem Entwicklungsprozess von 2-Takt-Kolben**

Der Kolben ist ein Bauteil, der im Verbrennungsmotor einer komplizierten thermischen und mechanischen Beanspruchung ausgesetzt ist. Seine Dimensionierung mit klassischen Methoden der Festigkeitsberechnung führt zu unbefriedigenden Ergebnissen, da wichtige Schädigungsfaktoren nicht berücksichtigt werden. Deshalb ist der Einsatz von numerischen Berechnungsverfahren als auch experimentellen Verfahren von großer Bedeutung. In dieser Arbeit soll ein praktikabler rechnerischer Betriebsfestigkeitsnachweis eines 2-Takt-Kolben im Entwicklungsprozess erarbeitet werden.

In der kurzen Anfangsübersicht ist der Stand der Technik des betriebsfesten Dimensionierens festgehalten. Außerdem werden die aktuellen Regelwerke, Richtlinien und Normen mit Bezug zur Betriebsfestigkeit vorgestellt. Im Anschluß daran werden die Anforderungen an die FE-Analysen und die Möglichkeiten der FE-basierten Betriebsfestigkeitsbewertung diskutiert.

Für konkrete Kolbenvarianten wurden geeignete FE-Modelle gebildet, im ersten Schritt eine Temperaturfeld-Analyse durchgeführt, ihre Ergebnisse im zweiten Schritt in die Strukturanalyse übernommen und die Einflussfaktoren auf die Spannungs- und Verformungsergebnisse untersucht. Die dazu benötigten Materialdaten wurden experimentell an Bauteilproben bei normalen und erhöhten Temperaturen bestimmt.

Die Grenzwerte bei der schwingenden Belastung wurden experimentell in wechselnden und schwellenden Biegeversuchen an Bauteilproben bei Raum- und Betriebstemperatur ermittelt.

Auf der Basis der Simulationsergebnisse und der experimentellen Untersuchungen wurde ein Betriebsfestigkeitsnachweis sowohl für die hochfrequente Beanspruchung aus der periodischen Gaskraft als auch für die niederfrequente Beanspruchung aus dem Temperaturwechsel durchgeführt. Abschließend wurden die abgeschätzten Lebensdauern mit den Pulserergebnissen verglichen.

Es wurde eine gute Übereinstimmung zwischen den abgeschätzten Lebensdauern und den Experimenten erreicht.

### **Keywords**

Betriebsfestigkeitsnachweis, Low-Cycle und High-Cycle Fatigue, Berechnungsmodell, Regelwerke und Richtlinien, Zugprüfung, E-Modull Bestimmung, Schwingfestigkeitsversuche

## **Annotation**

### **Fatigue Assessment in the Development Cycle of Two-Stroke-Engines**

Pistons are exposed to complex mechanical and thermal loads in combustion engines. Designing a piston with classical methods of mechanics of materials will deliver insufficient results as relevant damaging effects cannot be taken into account. Therefore the use of CAE and experimental methods is of major importance. This paper describes a pragmatic fatigue analysis procedure for the design cycle of two-stroke-pistons.

The state of the art of fatigue design is been described at first. Technical regulations, guidelines and standards referring to fatigue analysis are presented. In the next section the requirements of FEA and the facilities of FE-based fatigue analysis are discussed.

Appropriate FE-models are generated for several piston variants and analized with respect to thermal and mechanical loads and their influence on stresses and strain is assessed. Required material properties e.g. fatigue data have been experimentally investigated by specimen from real pistons at room temperature and elevated temperatures under alternating and swelling bending loads.

With regard to the experimental investigations and the simulation results a fatigue analysis has been performed for the high cycle stresses due to the periodic combustion pressure loads and the low cycle stresses from different operating temperatures. The assessed lifetime cycles have been compared to experimental results from pistons under periodic pressure loads in test rigs.

Experimental results and numerical assessment results match sufficiently.

### **Keywords**

Fatigue analysis, low-cycle- and high-cycle fatigue, FEA, technical regulations and guidelines, tensile tests, assessment of young's modulus, fatigue experiments.

## Obsah

|                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Anotace .....                                                                                      | 4  |
| 1 Úvod .....                                                                                       | 13 |
| 2 Cíle práce .....                                                                                 | 15 |
| 3 Pevnostní kontrola a odhad životnosti .....                                                      | 17 |
| 3.1 Kumulace poškození .....                                                                       | 17 |
| 3.1.1 Lineární hypotéza kumulace poškození a její modifikace Elementar, Haibach a Liu/Zenner ..... | 18 |
| 3.1.2 Konsekventní forma Minerova pravidla (nelineární kumulace poškození) .....                   | 20 |
| 3.1.3 Relativní Minerovo pravidlo .....                                                            | 20 |
| 3.1.4 Praktické doporučení k Minerovu pravidlu .....                                               | 20 |
| 3.2 Koncepty výpočtového odhadu životnosti .....                                                   | 21 |
| 3.2.1 Koncept nominálních napětí (NSA) .....                                                       | 21 |
| 3.2.2 Koncept lokálních napětí (LESA) .....                                                        | 22 |
| 3.2.3 Koncept lokálních deformací (LPSA) .....                                                     | 23 |
| 3.2.4 Koncept lomové mechaniky (FMA) .....                                                         | 24 |
| 3.3 Technické předpisy se vztahem k únavové pevnosti .....                                         | 25 |
| 3.3.1 TGL – Normy [12-17] .....                                                                    | 25 |
| 3.3.2 Tlakové nádoby [18] .....                                                                    | 25 |
| 3.3.3 DIN 15018 [19] .....                                                                         | 25 |
| 3.3.4 IIW-dokument XIII-1965-03 / XV-1127-03 [20] .....                                            | 26 |
| 3.3.5 Eurocode [21,22] .....                                                                       | 27 |
| 3.3.6 DIN 743 [23] .....                                                                           | 27 |
| 3.3.7 VBEh 04 [24] .....                                                                           | 28 |
| 3.3.8 FKM-Směrnice 183 [25] .....                                                                  | 29 |
| 3.4 Výpočtové postupy při zvýšených teplotách .....                                                | 31 |
| 3.4.1 Postup v FKM-směrnici 183 .....                                                              | 31 |
| 3.4.2 Postup dle Palmgren-Miner a Robinson Taira .....                                             | 32 |
| 3.4.3 Esztergarova metoda .....                                                                    | 33 |

---

|       |                                                                                             |    |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4     | Výpočty metodou konečných prvků a pevnostní kontrola .....                                  | 34 |
| 4.1   | Tvorba konečněprvkového modelu .....                                                        | 34 |
| 4.2   | Lineárně-elastická MKP-analýza .....                                                        | 35 |
| 4.3   | Hardrathova-Ohmanova metoda .....                                                           | 36 |
| 4.4   | Princip ekvivalentní energie .....                                                          | 36 |
| 4.5   | Neuberovo pravidlo .....                                                                    | 37 |
| 4.6   | Elasticko-plastická konečněprvková analýza .....                                            | 39 |
| 4.7   | Spojení konečněprvkové analýzy a technických předpisů .....                                 | 40 |
| 4.7.1 | Software k hodnocení provozní pevnosti na jednom definovaném místě. ....                    | 41 |
| 4.7.2 | Softwary pro únavové pevnostní hodnocení kompletních součástí<br>Fatiguepostprocesory ..... | 43 |
| 5     | Numerické výpočty na pístech ze slitiny hliníku .....                                       | 49 |
| 5.1   | Namáhání pístu .....                                                                        | 49 |
| 5.1.1 | Zrychlení pístu .....                                                                       | 49 |
| 5.1.2 | Síly plynu .....                                                                            | 50 |
| 5.1.3 | Opěrné síly .....                                                                           | 51 |
| 5.1.4 | Termické zatížení .....                                                                     | 52 |
| 5.2   | Geometrie pístu .....                                                                       | 53 |
| 5.3   | Materiály pístů .....                                                                       | 54 |
| 5.4   | Tvorba modelu, požité modely, zatěžující a okrajové podmínky .....                          | 56 |
| 5.4.1 | Import a příprava CAD geometrie .....                                                       | 56 |
| 5.4.2 | Model materiálu .....                                                                       | 57 |
| 5.5   | Použité zatěžující a okrajové podmínky .....                                                | 59 |
| 5.5.1 | Zrychlení pístu .....                                                                       | 59 |
| 5.5.2 | Tlak plynu .....                                                                            | 59 |
| 5.5.3 | Opěrné síly .....                                                                           | 60 |
| 5.5.4 | Teplotní zatížení .....                                                                     | 60 |
| 5.5.5 | Kontakt mezi pístem a pístním čepem .....                                                   | 60 |
| 5.5.6 | Zatěžující případ A – motorická simulace pístu .....                                        | 61 |
| 5.5.7 | Zatěžující případ B – mimo motorická simulace pístu .....                                   | 62 |
| 5.6   | Namáhání při zatížení pístu .....                                                           | 63 |

---



|       |                                                                              |     |
|-------|------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.6.1 | Přehled jednotlivých druhů zatížení.....                                     | 63  |
| 5.6.2 | Vliv vynucené symetrie na kvalitu výsledků výpočtu.....                      | 63  |
| 5.6.3 | Ověření simulovaného teplotního pole.....                                    | 64  |
| 5.6.4 | Vliv délky pístního čepu na deformaci pístu.....                             | 65  |
| 5.6.5 | Vliv vůle mezi pístem a pístním čepem.....                                   | 66  |
| 6     | Experimentální zkoušky.....                                                  | 68  |
| 6.1   | Popis měřených vzorků.....                                                   | 68  |
| 6.2   | Tahové zkoušky při normální teplotě a 250°C.....                             | 69  |
| 6.2.1 | Diskuze výsledků tahové zkoušky.....                                         | 72  |
| 6.3   | Určení modulu pružnosti při 20 °C a 250 °C.....                              | 72  |
| 6.3.1 | Určení E modulu na tenzometrických vzorcích při tahové zkoušce.....          | 72  |
| 6.3.2 | Stanovení Hookova modulu pružnosti E impulzní metodou.....                   | 74  |
| 6.3.3 | Porovnání tenzometrického a impulzního zjišťování E – modulu.....            | 75  |
| 6.4   | Únavové zkoušky.....                                                         | 76  |
| 6.4.1 | Postup vyhodnocování.....                                                    | 76  |
| 6.4.2 | Střídavé ohybové zkoušky na nízko a středně vrubových vzorcích při R=-1..... | 77  |
| 6.4.3 | Ohybové míjivé zkoušky na LCF a vrubových vzorcích při R=0,1.....            | 79  |
| 6.4.4 | Diskuze výsledků únavových zkoušek.....                                      | 81  |
| 6.5   | Mimomotorické zkoušky pístů.....                                             | 85  |
| 6.5.1 | Podélné pulsování.....                                                       | 86  |
| 6.5.2 | Příčné pulsování.....                                                        | 88  |
| 6.6   | Motorické zkoušky pístů.....                                                 | 89  |
| 6.7   | Porovnání poškození pístního čepu při pulzních a motorických zkouškách.....  | 90  |
| 7     | Pevnostní kontrola.....                                                      | 91  |
| 7.1   | High-Cycle pevnostní kontrola pístu.....                                     | 91  |
| 7.2   | Low Cycle pevnostní kontrola.....                                            | 96  |
| 7.3   | Kombinace mechanismů poškození.....                                          | 100 |
| 7.4   | Ověření výsledků.....                                                        | 101 |
| 7.5   | Hodnocení výsledků.....                                                      | 104 |
| 8     | Závěr.....                                                                   | 105 |
| 9     | Použitá literatura.....                                                      | 108 |

---

|    |                       |     |
|----|-----------------------|-----|
| 10 | Přehled obrázků ..... | 111 |
| 11 | Přílohy .....         | 115 |

## Zkratky a označení

|                                        |                                                  |
|----------------------------------------|--------------------------------------------------|
| $L, L_{ert}$                           | zatížení, únosné zatížení                        |
| $S, S_{ert}$                           | nominální napětí, únosné nominální napětí        |
| $\sigma_e, \sigma_{e,ert}$             | lokální napětí, únosné lokální napětí            |
| $n_i$                                  | počet cyklů kolektivu                            |
| $N_i$                                  | počet cyklů do poruchy                           |
| $D_i$                                  | dílčí míra poškození                             |
| $D$                                    | celková míra poškození                           |
| $N_{exp}$                              | experimentální počet cyklů do poruchy            |
| $N_{Rech}$                             | počet cyklů do poruchy z odhadu                  |
| $D_{eff}$                              | efektivní míra poškození                         |
| $K_{tm}$                               | teplotní součinitel                              |
| $T$                                    | teplota v Kelvinech                              |
| $t_j, t_{Bj}$                          | čas působení teplotního zatížení, čas do poruchy |
| $\alpha, \beta, a, b$                  | korekční součinitele Eszterganova modelu         |
| $D_{ij,kl}$                            | symetrický tenzor elastických modulů             |
| $\epsilon_{ij,kl}$                     | složka poměrné deformace                         |
| $E$                                    | Hookův modul pružnosti                           |
| $\nu$                                  | Poissonovo číslo                                 |
| $\chi^*$                               | poměrný gradient napětí                          |
| $\alpha_k, K_t$                        | tvarový součinitel                               |
| $\sigma_{max}, \sigma_{nenn}$          | maximální a jmenovité napětí                     |
| $\delta\sigma,$                        | změna napětí na limitním úseku                   |
| $\delta x$                             | délka limitního úseku                            |
| $U_{el}, U_{pl}, U_{Nom}$              | elastická, plastická a jmenovitá energie         |
| $\alpha_{k\sigma}, \alpha_{k\epsilon}$ | tvarový součinitel napětí a deformace            |
| $\alpha$                               | úhel kliky                                       |
| $\lambda_s$                            | klikový poměr                                    |

|                      |                                                       |
|----------------------|-------------------------------------------------------|
| $\omega$             | úhlová rychlost pístu                                 |
| $M_b$                | ohybový moment                                        |
| $R$                  | napětový poměr                                        |
| $\sigma_{bn}$        | jmenovité ohybové napětí                              |
| $\sigma_d, \sigma_h$ | dolní a horní mez cyklu                               |
| $N, N_R$             | počet cyklů, počet cyklů na hladině $R$               |
| $\sigma_{AR}$        | referenční napětí na hladině $R$                      |
| $N_{10,90}$          | počet cyklů pro pravděpodobnost porušení 10% nebo 90% |

## 1 Úvod

Vývoj a optimalizace moderních spalovacích procesů vede ke stále se zvyšujícím specifickým výkonům spalovacích motorů. Součásti jako např. písty nebo bloky motorů musí být schopny odolávat extrémním tepelným a mechanickým namáháním. Vedle materiálů jako např. uhlík, magnesium mají slitiny hliníku buď v kovaném nebo odlévaném stavu dobrou šanci hrát i budoucnosti významnou roli. Vedle hlavní výhody těchto materiálů spočívající v nízké měrné hmotnosti, je potřeba se při dimenzování vyrovnat s také s nevýhodami jako jsou vyšší teplotní roztažnost, nízká tuhost a chybějící mez únavy.

Ve vývojovém procesu představují moderní výpočtové metody jako MKP, CFD a MKS vhodnou možnost porozumění chování systému a nalezení reálného optima v ranném stadiu vývojového procesu. Jako problematické při numerické simulaci se jeví kombinace termického (Low-Cycle-Fatigue) a mechanického (High-Cycle-Fatigue) zatížení při teplotně závislých materiálových hodnotách. Termické zatížení vzniká při přechodu motoru do jiného provozního stavu a tzn. Start-Stop cyklech. Během únavového cyklu musí motor přečkat  $10^4$  těchto cyklů. Příčinou vysokocyklického mechanického namáhání jsou periodické síly od tlaku plynu, opakující se  $10^8$  v provozu motoru.

V práci je uvažován polopravděpodobnostní přístup k problému únavy, rozšíření na plně pravděpodobnostní by při znalosti rozptylů náhodných veličin bylo možné.

## Seznam vybraných publikací

- Zammert W.-U., Einbock S., Rosenthal J.: Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit dem Workbench-Fatigue-Modul, 23. CADFEM USERS'Meeting, Bonn, 2005
- Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Fatigue Assessment of FEA-Results, International Scientific Conference, Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0896-X
- Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Comparison of experimental and Estimated S/N Curves for Fatigue Assessment Based of FEA-Results, XLVI. International Conference of Machine Design Departments, Sedmihorky, 2005, ISBN 80-7083-951-1
- Rosenthal J., Zammert W.-U.: Optimization of the Strength of Mechanical Parts, 45<sup>th</sup> International Conference of Machine Design Departments, Blansko, 2004, ISBN 80-214-2702-7
- Rosenthal J., Zammert W.-U.: Festigkeitsoptimierung im Konstruktionsprozess, IX. International Conference on Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, 2004, ISBN 80-7083-847-7

## 2 Cíle práce

Při vývoji a neustálé optimalizaci spalovacích motorů hraje návrh pístu rozhodující roli. Použití konvenčních metod pevnostních výpočtů vede k neuspokojivým výsledkům a protože buď vůbec nebo jen částečně nezahrnuje významné faktory poškození. Stěžejní motivací této práce je tedy návrh pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru, umožňujícího odhad životnosti v raném stadiu vývojového procesu, jehož základ tvoří kombinované termicko - mechanické numerické simulace metodou konečných prvků.

Prvním cílem je vytvořit přehled stavu metodiky únavových pevnostních výpočtů, její realizace v aktuálních směrcích a normách, a s tím související doporučení týkající se možného propojení s metodou konečných prvků.

Simulační část se zabývá určením relevantních složek zatížení pístu spalovacího motoru, definováním vhodného konečněprvkového modelu a vyšetřením důležitých faktorů, ovlivňujících kvalitu vypočtených napětí a deformací.

V experimentální části je prvořadou prioritou zjištění statických a cyklických materiálových vlastností slitiny hliníku na zkušebních vzorcích za normálních a zvýšených teplot nutných pro numerickou simulaci, jakož i vyhodnocení experimentálních zkoušek kompletních pístů v rámci mimo motorických a motorických únavových testů.

Stěžejní partii tvoří spojení předchozích elementů, které vedou k návrhu pevnostní kontroly pístu aplikovatelné na procesy poškození jak při nízkocyklickém (LCF) tak i vysokocyklickém (HCF) namáhání.

### Sled práce:

- Rešerše a přehled aktuální metodiky pevnostních výpočtů a porovnání s platnými pravidly v normách a technických směrnících a to jak při normálních i zvýšených teplotách.
- Porovnání možností jak využít výsledky konečněprvkové simulace pro únavovou pevnostní kontrolu.
- Vytvoření konečněprvkového modelu pístu v prostředí ANSYS, který umožňuje zahrnout vliv teploty a kontaktu s pístním čepem. Posouzení důležitých faktorů na kvalitu výpočtu.
- Experimentální určení parametrů potřebných pro výpočet.
- Experimentální životnostní zkoušky při různých teplotách na zkušebních vzorcích vyjmutých z pístů.

- Vyhodnocení pulzujících a provozních zkoušek na prototypch pístů
- Návrh únavové pevnostní kontroly pístu při provozním zatížení a ověření platnosti porovnáním simulace a experimentů na pulzátorech



### 3 Pevnostní kontrola a odhad životnosti

Pevnostní kontrola a odhad životnosti zaujímají při navrhování strojních celků důležité místo. Zde je třeba brát ohled vedle technických náležitostí také na kritéria ekonomická, určující konečný vzhled a tvar vytvářeného produktu. Základní princip jakékoli pevnostní kontroly je srovnávání vyskytujícího se zatížení (u součásti) s únosnou mírou zatížitelnosti. Přehled konceptů pevnostních výpočtů pro dynamicky zatížené součásti je zachycen v tab. 3.1.

tab. 3.1: Přehled pevnostních kontrol

| Koncept                     | Zzatížení $\leq$ přípustná zatížitelnost |                                    |
|-----------------------------|------------------------------------------|------------------------------------|
| Experimentální kontrola     | L                                        | $L_{ert}$ (Bauteil, $P_0$ )        |
| Koncept nominálních napětí  | S (Bauteil, L)                           | $S_{ert}$ (Bauteil, $P_0$ )        |
| Koncept lokálních napětí    | $\sigma_e$ (c oder $K_t$ , L)            | $\sigma_{e,ert}$ (Bauteil, $P_0$ ) |
| Koncept lokálních deformací | $\epsilon$ (c oder $K_t$ , L)            | $\epsilon_{ert}$ (Bauteil, $P_0$ ) |
| Nosnostní koncept           | L                                        | $L_{ert}$ (Bauteil, $P_0$ )        |
| Koncept lomové mechaniky    | $K_{I,a}$ (Bauteil, L)                   | $K_{I,a,ert}$ (Material, $P_0$ )   |

Mez zatížitelnosti je při oscilujících zatíženích obecně určena Wöhlerovou křivkou, která popisuje závislost mezi kolapsní hodnotou zatěžující veličiny a četností jejího výskytu do lomu nebo vzniku trhliny při periodicky se opakujícího zatěžování při konstantních mezích napětí popř. poměrné deformace. Wöhlerova křivka bývá při znázornění v logaritmických souřadnicích nahrazována v oblasti časové pevnosti přímkou, kde jedním z nejpoužívanějších je např. Basquinův model. Je třeba podotknout, že již při takto jednoznačných podmínkách je Wöhlerova křivka určena rozptylem hodnot a musí být proto zachycena její statistická podstata.

Namáhání jsou výsledkem vnějšího zatížení (síly, momenty a deformace), kterým je strojní součást nebo celek vystavena za provozu a k jejichž určení je možné použít jak přímé tak i nepřímé metody.

Srovnání Wöhlerovy křivky a náhodného stochastického namáhání není přímo možné a proto je nutné použít metodu kumulace poškození.

#### 3.1 Kumulace poškození

Analogii Wöhlerovy křivky platící pro periodicky se opakující zatěžování by byla nutná znalost únavové (Gassnerovy) křivky pro popis chování při náhodném stochastickém zatěžování součásti. Jednou z možností jak si nákladné experimentální zjišťování únavové křivky ušetřit, se nabízí vyhodnocením časového průběhu namáhání např. pomocí Rain flow metody v zatěžující kolektiv, který se následně přetransformuje na schodovou funkci a ta se porovná s Wöhlerovou křivkou. Tím se pro každý stupínek získá část poškození, a jejich následným sečtením celková míra poškození D, která jakmile dosáhne určité hraniční hodnoty, je třeba počítat s únavovým, nebo-li kolapsovým stavem.

V minulosti byla publikována celá řada lineárních i nelineárních hypotéz kumulace poškození [..], přesto se přes všechny nedostatky takřka výhradně prosadila lineární hypotéza kumulace poškození nazývaná též „Minerovo pravidlo“ se svými modifikacemi. Odborná diskuze se již nezabývá otázkami typu „Jak musí být vylepšeno Minerovo pravidlo“ nýbrž „Jak efektivně pracovat s Minerovým pravidlem“ aby dosahovalo uspokojivých odhadů životnosti součástí. [1]. V kapitole 3.1.1 je blíže představena lineární hypotéza kumulace poškození a její nejvýznamnější modifikace.

### 3.1.1 Lineární hypotéza kumulace poškození a její modifikace Elementar, Haibach a Liu/Zenner

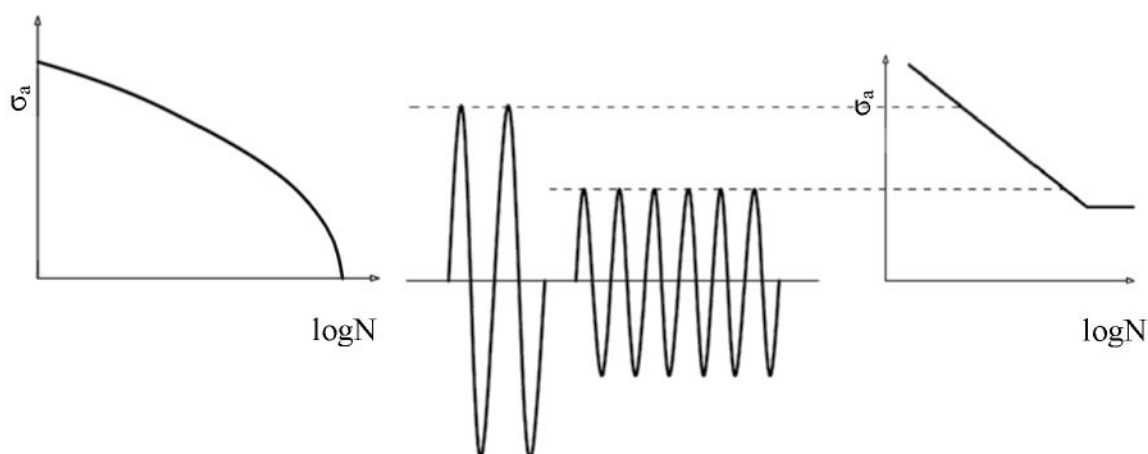
Nezávisle na sobě uveřejnili Palmgren 1924 [2] a Miner 1945 [3] lineární hypotézu kumulace poškození, její hlavní myšlenkou je, že každý absolvovaný cyklus způsobí v materiálu poškození pro horizont  $D_i$  částečné poškození, které nezávisí na historii předchozího namáhání.

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (3.1)$$

všechna dílčí poškození se nasčítávají a dávají celkovou míru poškození  $D$

$$D = \sum_{i=1}^k D_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (3.2)$$

$k$ -stupňového kolektivu, kde  $N_i$  značí pro  $i$ -tý stupeň počet cyklů do kolapsu a  $n_i$  počet zatěžujících cyklů na této hladině. Když dosáhne celkové míry poškození  $D = 1$  je třeba očekávat únavový lom. V obr. 3.1 je schématicky znázorněn princip Minerova pravidla pro dvoustupňový kolektiv.



obr. 3.1: Postup při lineární kumulaci poškození dle Minerova pravidla

V originálu Minerovy práce je platnost pravidla omezena na:

- Kmity sinusové formy,
- nedochází k cyklickému zpevnění nebo změkčení,

- namáhání nad mezí únavy,
- za selhání se považuje zjistitelná trhлина,
- koncept platí pouze pro slitiny hliníku.

Postupem času se začala tato omezení ignorovat. Problematické se ukázalo použití Minerova pravidla na zatěžující cykly pod mezí únavy, tedy pokles meze únavy z důvodu historie poškození.

Minerovo pravidlo v originální formě nepředpokládá vznik poškození pod mezí únavy a pouze cykly nad touto hladinou jdou do celkové míry poškození. Tento předpoklad, viz obr. 3.2, vede prakticky vždy k příliš malým celkovým mírám poškození, co v konečném důsledku ve většině případů znamená nejistý odhad výsledků. Tento fenomén je možno korigovat modifikacemi Wöhlerovy křivky v oblasti meze únavy.

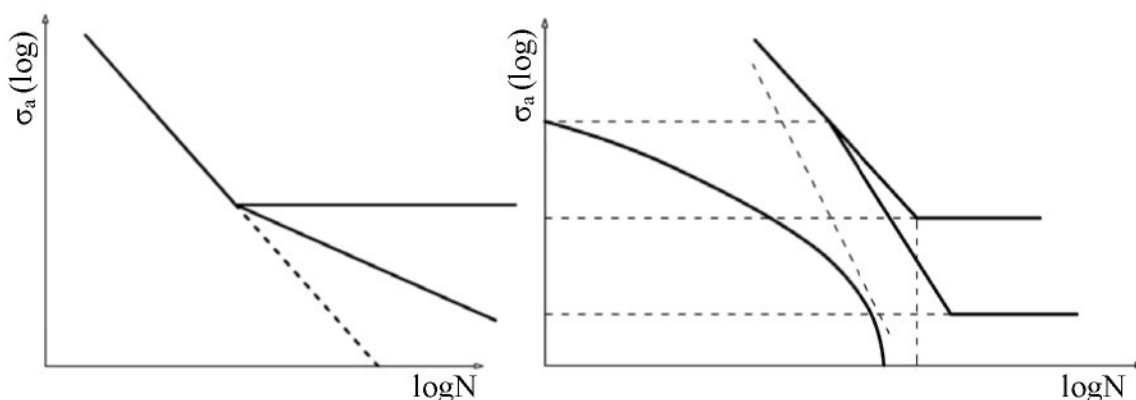
Minerovo pravidlo v elementární formě představuje nejjednodušší návrh pro zahrnutí cyklů pod mezí únavy. Větev časové pevnosti Wöhlerovy křivky se v log-log souřadnicích prodlouží do oblasti únavové pevnosti. Tento způsob, obr. 3.2 je obzvláště vhodný pro případy, kdy Wöhlerova křivka nevykazuje výraznou mez únavy (např. při korozi).

Modifikovaná forma Minerova pravidla podle Haibacha. Při této verzi, obr. 3.2, je podobně jako při verzi v elementární formě větev časové pevnosti prodloužena do oblasti meze únavy, sklon linie je však zmírněn v log-log znázornění na polovinu. Tato forma Minerova pravidla zohledňuje podmíněný pokles meze únavy související s historií poškození.

Modifikovaná forma Minerova pravidla podle Liu / Zennera je dosud nejmladší variantou Minerova pravidla, navrhuje pro průběhy zatížení, které obsahují amplitudy menší než mez únavy, změnit sklon větve časové pevnosti Wöhlerovy křivky a zároveň snížit mez únavy. Je možno postupovat následujícím způsobem:

- Wöhlerova křivka se otočí v místě nejvyšší amplitudy cyklu do směru strmějšího sklonu,
- Nový sklon je  $k^* = (k+m)/2$ , kde  $m$  je sklon Wöhlerovy křivky pro šíření trhliny, který je pro oceli  $m=3,6$ ,
- Mez únavy se posune na hodnotu  $\sigma_{aD}^* = \sigma_{aD}/2$ .

Názorný postup při modifikaci Minerova pravidla dle Liu und Zennera je zřetelný z obr. 3.2.



obr. 3.2: Minerovo pravidlo a jeho modifikace Elementar, Haibach und Liu / Zenner

### 3.1.2 Konsekventní forma Minerova pravidla (nelineární kumulace poškození)

Také tato modifikace obsahuje pokles meze únavy při pokračujícím poškození. Do výpočtu může být zohledněn vliv historie zatěžování, což ovšem znamená experimentálně určit další přídavné parametry. Jeden z návrhů od Haibacha [4] modifikace Miner Konsequent s pevným parametrem  $q$  byl implementován do pevnostní kontroly v FKM-směrnici 183. Pro zatěžující kolektiv je iterativně a průběžně určována mez únavy v závislosti na aktuální míře poškození tak dlouho, až se pro návrh součásti požadovaný počet zatěžuticích cyklů shoduje s aktuálním počtem cyklů.

### 3.1.3 Relativní Minerovo pravidlo

Pokud jsou k dispozici výsledky experimentálních únavových zkoušek nebo jsou zkušenosti s podobnými konstrukcemi, nabízí se možnost nahradit teoretickou míru poškození a místo ní použít jako kritérium poruchy skutečně určenou efektivní míru poškození  $D_{eff}$ . Následně platí,

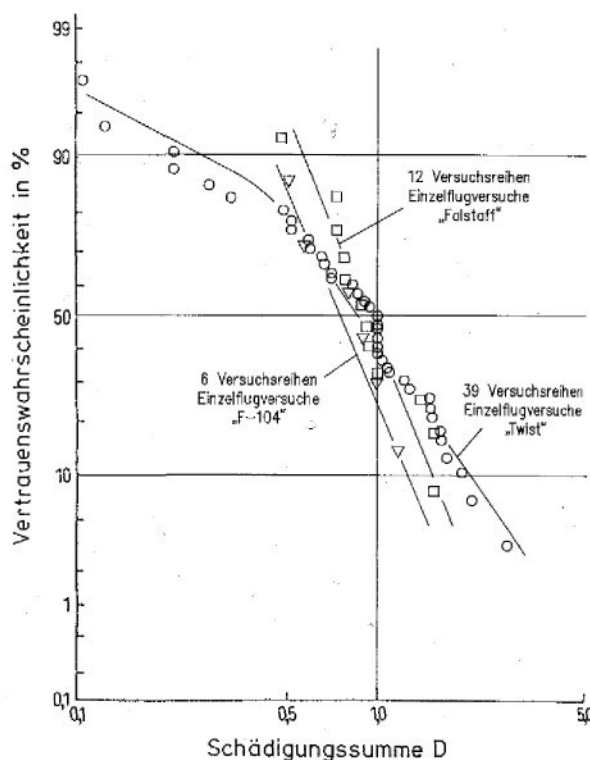
$$D_{eff} = \frac{\hat{N}_{exp}}{\hat{N}_{Rech}} \quad (3.1)$$

Když je  $D_{eff} > 1$  jsou určené počty cyklů na bezpečné straně, tzn. konzervativní, v opačném případě  $D_{eff} < 1$  se jedná o výsledky nejisté (na nebezpečné straně).

### 3.1.4 Praktické doporučení k Minerovu pravidlu

V odborných kruzích je zaznamenána řada příspěvků a diskuzí k platnosti a nepřesnosti lineární kumulace poškození. Faktem zůstává, že se nenabízí jiná lepší praktikovatelná alternativa, která by přinesla významné obecně platná zlepšení z hlediska středních hodnot a rozptylů. Výsledky nejnovějších zjištění od Kotteho a Eulitze [5] se koncentrují spíše na problémy typu: „jaké faktory a jak ovlivňují kumulativní výpočty“. Při tomto rozsáhlém programu bylo precizně zpracováno a vyhodnoceno více jak 18000 jednotlivých zkušebních hodnot a něco přes 2000 únavových pokusů. Ze získaných výsledků se nechá vyčíst doporučení, použít v běžných případech celkovou míru

poškození  $D=0,3$  i ta však může vést při nepříznivých paměťových efektech k nejistému odhadu [5]. Očekávaný statistický rozptyl je nutno očekávat v rozsahu  $T_D=1:12,5$ . V této souvislosti je potřeba zmínit fakt, že již statistický rozptyl vstupních dat pro kumulační výpočty, t.j. Wöhlerových a životnostních zkoušek se pohybuje v intervalu  $T_D=1:2$  až 3,5, obr. 3.3.



obr. 3.3: Porovnání mezi poškození dle Haibacha [6]

## 3.2 Koncepty výpočtového odhadu životnosti

Obecně mohou být koncepty výpočtového odhadu životnosti rozděleny do následujících skupin:

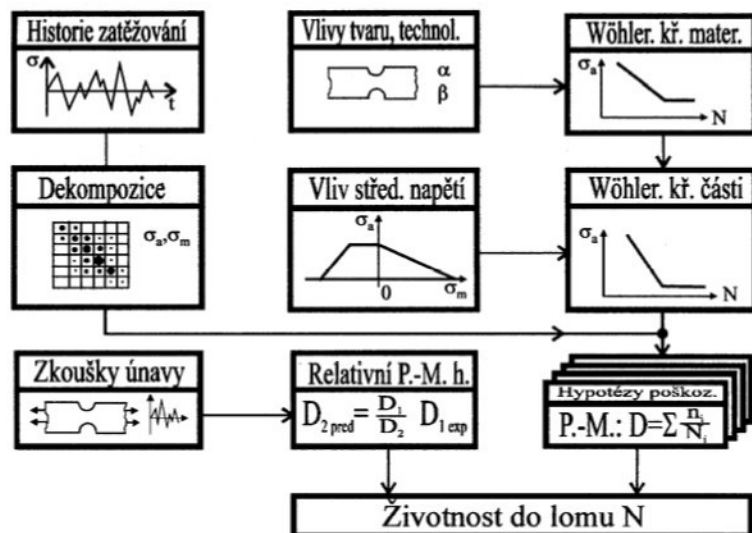
- Koncept nominálních napětí (Nominal Stress Analysis, zkratka NSA)
- Koncept lokálních napětí (Local Elastic Stress Analysis, zkratka LESA)
- Koncept lokálních deformací (Local Plastic Strain Analysis, zkratka LPSA)
- Koncept lomové mechaniky (Fracture Mechanic Analysis, zkratka FMA)

V kapitolách 3.2.1 až 3.2.4 je uveden krátký popis a základní předpoklady k jednotlivým metodám.

### 3.2.1 Koncept nominálních napětí (NSA)

Koncept nominálních napětí představuje nejstarší základ pro odhad životnosti strojních součástí. Existují rozsáhlé sbírky dat a to jak k určování namáhání, tak k

relativně jednoduchému zanesení a zohlednění vlivů vrubu, materiálu a korozního prostředí do odhadu. Stěžejním předpokladem je znalost extrémně zatížených, z většiny také únavově kritických průřezů, ke kterým musí být možno v závislosti na druhu namáhání přiřadit ekvivalentní tvarové součinitele. Ty jsou pro mnoho geometrických forem zachyceny v tabulkové podobě. Také mohou být získány početně konečně-prvkovými výpočty nebo experimentálně z tenzometrických měření. Schéma konceptu nominálních napětí je znázorněno na obr. 3.4.



obr. 3.4: Koncept nominálních napětí

Jako vstupní informace je nutné znát:

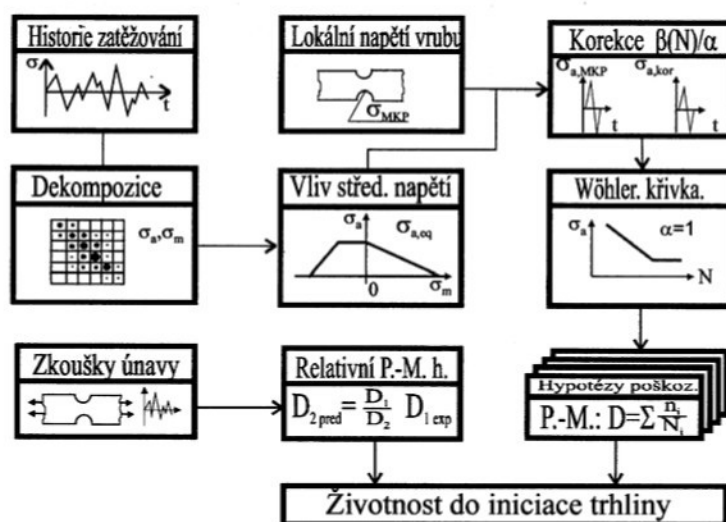
1. Časový průběh zatížení přepočtený v zatěžující kolektiv. Nejčastěji je používána metoda stékání deště (Rainflow-Zählung)
2. Experimentální Wöhlerova křivka napětí pro kritické místo – Ideální je Wöhlerova křivka napětí pro součást, popř. zkušební vzorek se shodným součinitelem tvaru, pokud to není možné dá se použít Wöhlerova křivka napětí pro  $\alpha_k = 1$ .
3. Korektura na střední napětí – ve formě např. Haighova, Smithova diagramu nebo ekvivalentní amplitudy.

Výpočet poškození následuje metodou lineární kumulace poškození nebo s jednou z jejích modifikací. Takto odhadnutá životnost se udává pro pravděpodobnost přežití 50% a při známém statistickém rozptylu se nabízí možnost ji přepočítat na požadovanou pravděpodobnost přežití. Odhad může být „zpřesněn“ korelací s experimentálně zjištěnými životnostmi (relativní Minerovo pravidlo).

### 3.2.2 Koncept lokálních napětí (LESA)

Představuje prakticky rozšíření konceptu nominálních napětí. K analýze se v konceptu lokálních napětí používají fiktivní lineárně – elastická napětí v kritických místech konstrukce. V originálním návrhu od Crewse Hardratha [7] dávala metoda

konservativní výsledky. Jedna z modifikací tohoto postupu je koncept lokálních napětí na bázi gradientů (das örtliche Spannungs-konzept auf Gradientenbasis) navržený Eichelsederem [8], který bere k odhadu životnosti lokálně upravené Wöhlerovy křivky součástí. Ten vychází z materiálových hodnot a (nebo) Wöhlerových křivek zkušebních vzorků spolu se zohledněním tlumících součinitelů (Stützziffern) pro každé kritické místo. Přitom mohou být započítány další vlivy jako např. druh namáhání, povrchová vrstva, víceosé zatížení, posloupnost zatížení, teplota, koroze a jiné. Základní schéma metody je vidět na obr. 3.5. I zde se užívá metoda lineární kumulace poškození nebo jedna z jejích modifikací k odhadu technického života a narozdíl od nominálního konceptu se uvádí životnost do vzniku technické trhliny. Zbytkovou dobu do lomu je možné určit metodami lomové mechaniky.

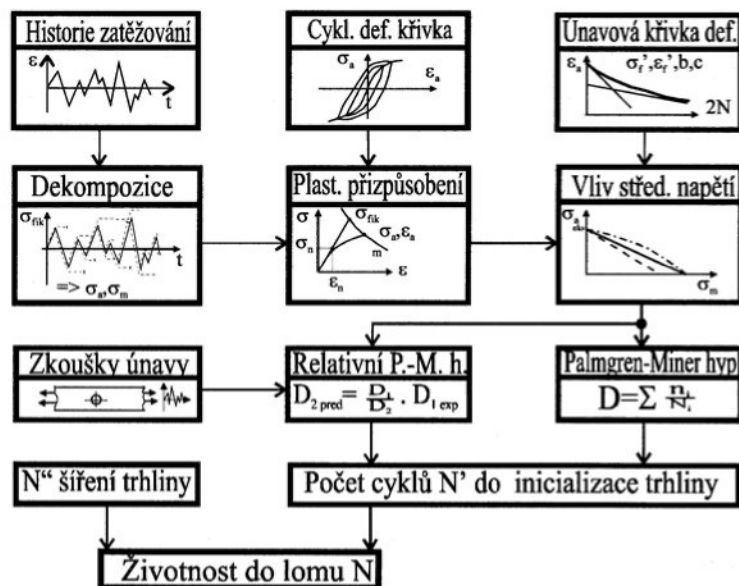


obr. 3.5: Schéma konceptu lokálních napětí

Při návrhu a kontrole svarových spojů se hodnotí napětí v přechodové oblasti svaru na povrchu součástí. Toto napětí pak odpovídá povrchovému napětí podle technické nosnosti teorie (Tragwerktheorie) [9] a může být určeno měřením nebo konečně-prvkovými analýzami. V této souvislosti se mluví o takzvaném konceptu strukturních napětí (Strukturspannungskonzept).

### 3.2.3 Koncept lokálních deformací (LPSA)

Koncept lokálních deformací vychází z myšlenky, která staví do přímé souvislosti životnost součásti a průběh poměrné deformace, jako veličiny zodpovědné za stav selhání. [10]. Předpokladem je znalost závislosti mezi vnějším zatížením a lokálním namáháním. Materiál je charakterizován statickou a cyklickou křivkou tečení a hysterézní smyčkou jako reakcí na opakované zatěžování. Výhodou je možnost zohlednění vlivu historie zatěžování, což je však při průběhu zatížení s proměnnými amplitudami spojeno s velkou časovou i finanční náročností. Částečně je možno tento handicap vyvážit aplikací výpočtu po zatěžujících blocích nebo použitím analytických metod jako např. Neuberova pravidla (Kap.4.2) a principu ekvivalentní energie. Postup odhadu podle principu lokálních deformací je zachycen v obr. 3.6.



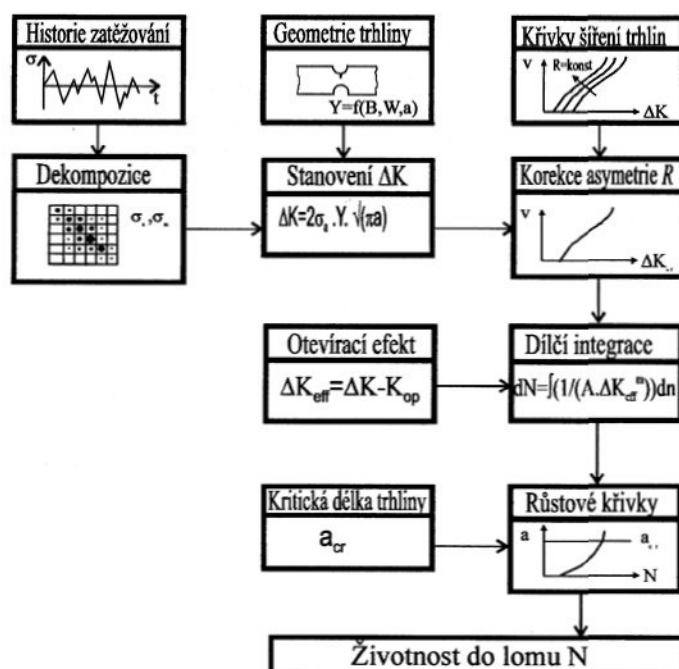
obr. 3.6: Schéma konceptu lokálních deformací

Chování materiálu při cyklickém zatěžování je kvantifikováno při střídavém zatížení ( $R = -1$ ). K zohlednění vlivu středního napětí se používají tzv. parametry poškození, nejznámější definovali Smith-Watson-Topper [11] tj. SWT-parametr. Jeho vynesemím v závislosti na počtu zatěžujících cyklů dostaneme Wöhlerovu křivku parametru. K výpočtu kumulovaného poškození je brána i zde metoda lineární kumulace poškození nebo jedna z jejích modifikací a to do vzniku technické trhliny. Zbytkovou dobu do lomu je možné určit metodami lomové mechaniky.

### 3.2.4 Koncept lomové mechaniky (FMA)

Koncept lomové mechaniky najde využití při statickém dimenzování a odhadu součástí s poškozením nebo součástí s ostrými vruby. Fáze poškození se dají rozdělit na iniciaci trhliny, její šíření a růst a zbytkový lom. Šíření trhliny je možno popsat metodami lineární lomové mechaniky (LEFM) popř. Elasto-plastické lomové mechaniky (EPFM). Napěťový stav na špičce trhliny můžeme zjistit buď pomocí experimentálního měření, nebo početně metodami konečných prvků a hraničních elementů. Blokové schéma konceptu lomové mechaniky, obr. 3.7. Jako vstupní data slouží průběh nominálních napětí na špičce vrubu a experimentální křivky šíření poruch.





obr. 3.7: Schéma výpočtu dle konceptu lomové mechaniky

### 3.3 Technické předpisy se vztahem k únavové pevnosti

#### 3.3.1 TGL – Normy [12-17]

TGL-Normy představovaly standardy NDR a přestaly platit po sjednocení Německa v roce 1990. Nejdůležitější normy vztahující se k únavě byly:

|              |                                                |
|--------------|------------------------------------------------|
| TGL 19333    | Časová a únavová pevnost os a hřídelů          |
| TGL 19337    | Časová a únavová pevnost tyčí s oky            |
| TGL 19340/01 | Únavová pevnost strojních součástí             |
| TGL 19341/01 | Pevnostní kontrola součástí z litin            |
| TGL 19350    | Časová pevnost strojních součástí              |
| TGL 19352    | Sestavení a superpozice zatěžujících kolektivů |

#### 3.3.2 Tlakové nádoby [18]

Základem pro dimenzování cyklicky zatížených tlakových nádob jsou ve většině případů AD- Merkblätter (směrnice) S1 (zjednodušené hodnocení pro méně jak 1000 cyklů) a S2 (typicky cyklické zatěžování). U tohoto technického předpisu se jedná o kontrolu na bezpečný únavový život (safe-life), výpočet s vysoce nastavenými koeficienty bezpečnosti pro pravděpodobnost přežití ( $P_a = 99,9\%$ ). Životnostní kontroly dle AD – Merkblatt S2 se provádějí na bázi lokálních nebo strukturních napětí.

#### 3.3.3 DIN 15018 [19]

Tato norma „Jeřáby – Základy ocelových konstrukcí“ byla vydána v roce 1974 a v roce 1984 korigována a rozšířena. Definuje zásady navrhování jeřábů a jeřábových

konstrukcí, jak pro nehybné, tak i pro pohyblivé provedení. Přehled hlavních, přidavných a zvláštních zatížení a nutných zjednodušení je podán ve čtvrté části a tvoří základ pevnostního výpočtu. Jsou předepsány tři druhy pevnostních kontrol, které musí splnit nosné součásti a spojovací elementy. To jsou: Obecná statická kontrola na bezpečnost proti překročení meze kluzu, kontrola stability pro dílce namáhané na vzpěr, klopení a vyboulení a konečně únavová kontrola při často se opakujících namáhání v obvyklých cyklech zatížení. Součásti jsou přiřazeny dle napěťových kolektivů S0 lehký provoz až S3 náročný provoz, počtu zatěžujících cyklů N1 až N4 do zatěžujících skupin B1 až B6. Další dílčí kritéria jsou materiál, druh napětí, tvar vrubu a poměr kolapsních mezních hodnot.

### 3.3.4 IIW-dokument XIII-1965-03 / XV-1127-03 [20]

Od roku 1997 jsou k dispozici „Doporučení pro únavovou pevnost svařovaných spojů a součástí“ známé jako (Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile) uveřejněné mezinárodním institutem (International Institute of Welding). Aktualizace dokumentu byla provedena v roce 2005. Je použito členění do základních oddílů: Určení a transformace namáhání, přiřazení odpovídajícího únavového odporu (Ermüdungswiderstand), hodnocení únavové pevnosti a k tomu příslušné statisticko-bezpečnostní kritérium.

Pokyny a zjednodušující předpoklady k identifikaci odpovídajícího namáhání jako např., zatížení (dynamické chování vlastní soustavy, proměnné teploty atd.) musí být zohledněny, avšak nejsou v dokumentu zahrnuty. Je možno pracovat s nominálními napětími, strukturními napětími a efektivními vrubovými napětími. K hodnocení provozních namáhání je doporučeno z průběhu namáhání odvodit pomocí dvouparametrických Reservoir- nebo Rainflow metod příslušný kolektiv.

Implementovaná data k zatížitelnosti obecně jsou shromážděna z uveřejněných výsledků jednoduchých Wöhlerových pokusů (za konstantní amplitudy). Přiřazení odpovídajícího únavového odporu se provede dle druhu, formy a kvality svaru, konstrukčního detailu nezávisle na mezi pevnosti v tahu základního materiálu svařence při mezním počtu cyklů  $2 \cdot 10^6$  a odpovídá pevnostní třídě (Schwingfestigkeitsklasse FAT). Sklon Wöhlerovy křivky pro normálová napětí je dán  $m = 3$  a mez únavy platná při  $5 \cdot 10^6$  zatěžujících cyklech. Sklon Wöhlerovy křivky pro tečná napětí je  $m = 5$  a mez únavy platná při  $10^8$  cyklech.

Hodnocení provozní pevnosti bazíruje na porovnání kmitavého zatížení s příslušným únavovým odporem za použití vhodné metody. Tři typy postupů jsou z tohoto hlediska akceptovány a to:

- Postup přes Wöhlerovy křivky – jako při konceptu nominálních napětí, strukturním napětí nebo efektivních vrubových napětích,
- Postup přes šíření trhliny,
- Přímé experimentální hodnocení.

Přiřazení bezpečnostních koeficientů se orientuje na statistickém charakteru únavové pevnosti (rozptyl) a s ním spojených těžkostí a nejistot. Dále jsou nastíněny strategie k únavovému dimenzování na bázi bezpečného počtu cyklů a to i pro součásti s chybou a navrhnutý pravděpodobnostní součinitele.

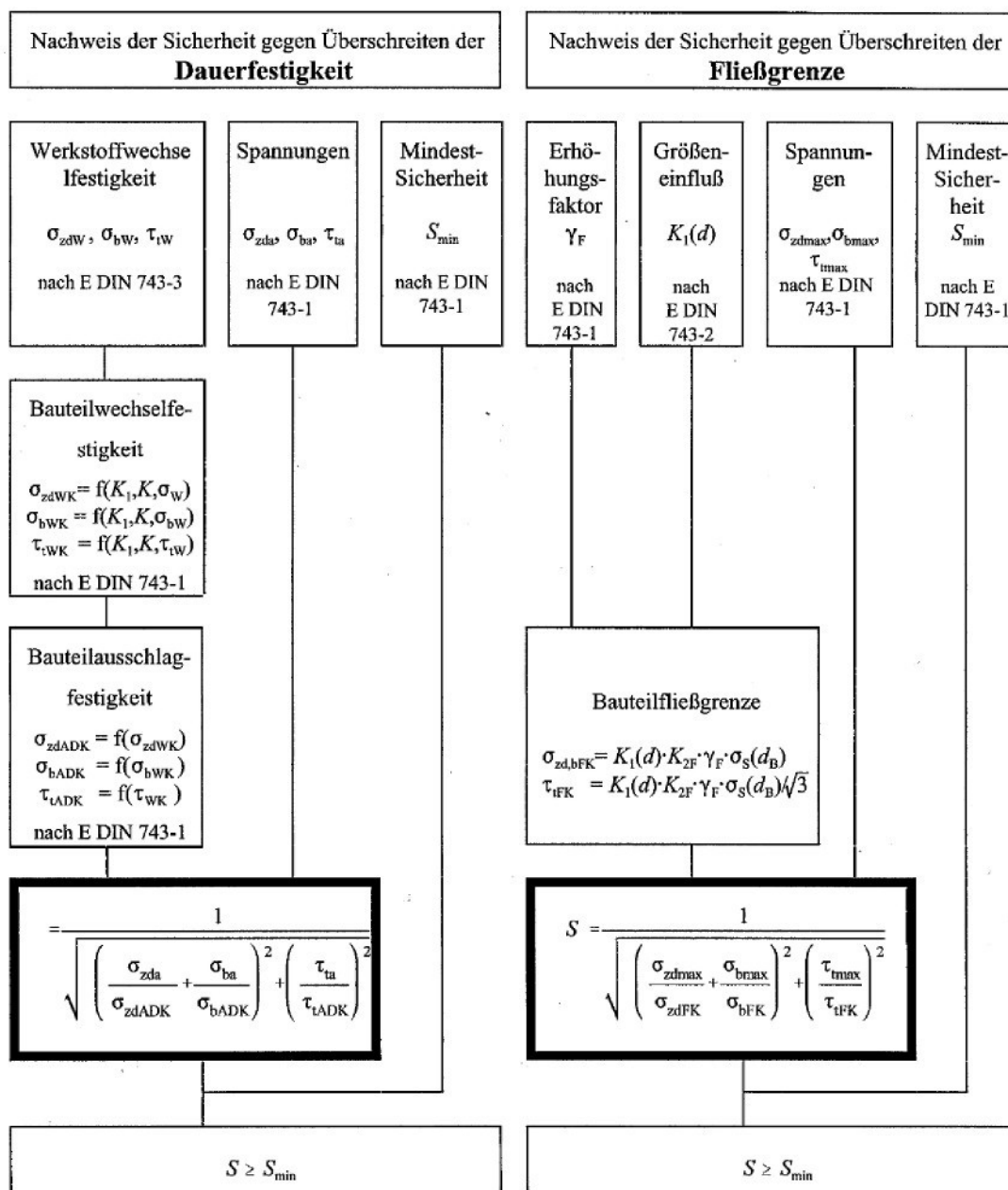
### 3.3.5 Eurocode [21,22]

Eurocode zastřešuje pravidla a předpisy pro dimenzování nosných konstrukcí. Třetí díl, platný od roku 1983 udává přípustné únavové charakteristické hodnoty pro ocelové prvky a devátý díl, uveřejněný v roce 1998, analogicky pro konstrukce ze slitin hliníku. Příslušné napěťové meze jsou nominální napětí, seřazená v katalogu podle geometrie vrubu. Pro hodnocení svarových spojů byly převzaty doporučení podle IIW [20] rozšířeny o koncept strukturních napětí. Struktura kontroly na únavové selhání je obdobná jako v FKM-směrnici 183. Zatěžujícímu kolektivu je porovnána vztažená Wöhlerova křivka, jejíž sklon je identický se sklonem originální Wöhlerovy křivky v oblasti časové pevnosti, pod mezí únavy se použije pozvolnější sklon. Při odhadu životnosti se aplikuje metoda lineární kumulace poškození s jejími modifikacemi, s tím, že všechny amplitudy namáhání pod hladinou  $1 \cdot 10^8$  jsou hodnoceny jako nezpůsobující únavové poškození. Ke zlepšení předpovědi je doporučena únavová zkouška na součásti nebo výpočet na bázi lomové mechaniky.

### 3.3.6 DIN 743 [23]

V roce 1998 byl dopracován první návrh normy DIN 743 Únosnostní výpočet hřídelů a os. Rozsah platnosti byl omezen na ocel a dimenzování na neomezenou dobu životnosti. Takto koncipovaný předpis obsahuje jednak kontrolu na zamezení únavových lomů a zároveň i zajištění proti trvalé deformaci. Způsoby zatížení mohou být jednak tah-tlak, ohyb a krut separátně nebo kombinovaně při střídavém nebo míjivém provozu. Vzpěr a ohyb od posuvných sil nesmějí být hodnoceny. Rozsah pracovních teplot je omezen na  $-40\text{ °C}$  až  $150\text{ °C}$  a platí jen pro bezkorozní prostředí

Pevnostní hodnocení je prováděno ve formě kontroly bezpečnosti, definované jako porovnání působícího zatížení mezní zatížitelností. Bezpečnostní součinitel musí být větší než  $S_{\min} > 1,2$ . Těchto 20% představuje rezervu na pokrytí předpokladů při zjišťování zatížení. Při kombinovaném namáhání se vychází z působení napětí ve fázi a je využita hypotéza HMM (Vergleichsspannungshypothese). Algoritmus výpočtu je zachycen v obr. 3.8.

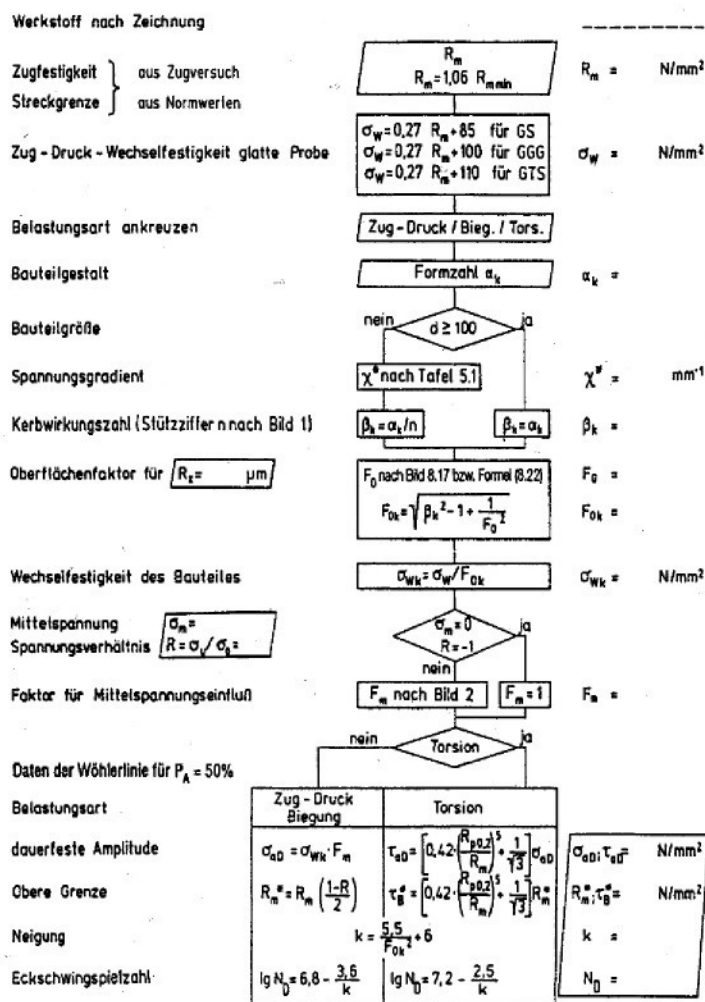


obr. 3.8: Přehled pevnostních kontrol podle DIN 743

### 3.3.7 VBEh 04 [24]

Již v roce 1977 byly zveřejněny doporučení pracovní skupiny při „Arbeitsgemeinschaft für Betriebsfestigkeit des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute“ ve formě příručky pro provádění únavové kontroly součástí. Aktuální čtvrté vydání pochází z roku 1999 a bylo rozšířeno o odhad životnosti na bázi konceptu lokálních deformací a přehled na trhu dostupných softwarových balíčků pro životnostní výpočty. Je zahrnut pouze odhad technického života pro kovové materiály v oblasti vysokocyklové únavy (High Cycle Fatigue). K transformaci průběhů zatěžujících funkcí jsou vyzdvíženy dvouparametrické metody, obzvláště pak metoda stékání deště. Jako hranice zatíži-

telnosti stojí v popředí Wöhlerova křivka součásti, (popř. přímo Gassnerova křivka). Pokud není žádná k dispozici je možno použít Wöhlerovu křivku zkušebního vzorku nebo syntetickou Wöhlerovu křivku odvozenou ze statických mezních hodnot kluzu a pevnosti. Ve výpočtu Wöhlerovy křivky součásti z meze pevnosti a meze kluzu je zahrnut vliv formy, kvality povrchu, technologie výroby, a středního napětí. Z obr. 3.9 je patrný algoritmus odhadu Wöhlerovy křivky součásti materiálu na odlitky. Kumulační výpočet je veden metodou lineární kumulace poškození ve formě Miner Original, Miner Elementar, Miner modifikovaný dle Haibacha a Miner modifikovaný dle Liu/Zennera rozšířený o nelineární konvcentní formu Minerova pravidla. Při dostupných experimentálních výsledcích je ponechána možnost doopravit odhad relativní Minerovou korekturou.



obr. 3.9: Odhad Wöhlerovy křivky součásti ze slitin na odlitky

### 3.3.8 FKM-Směrnice 183 [25]

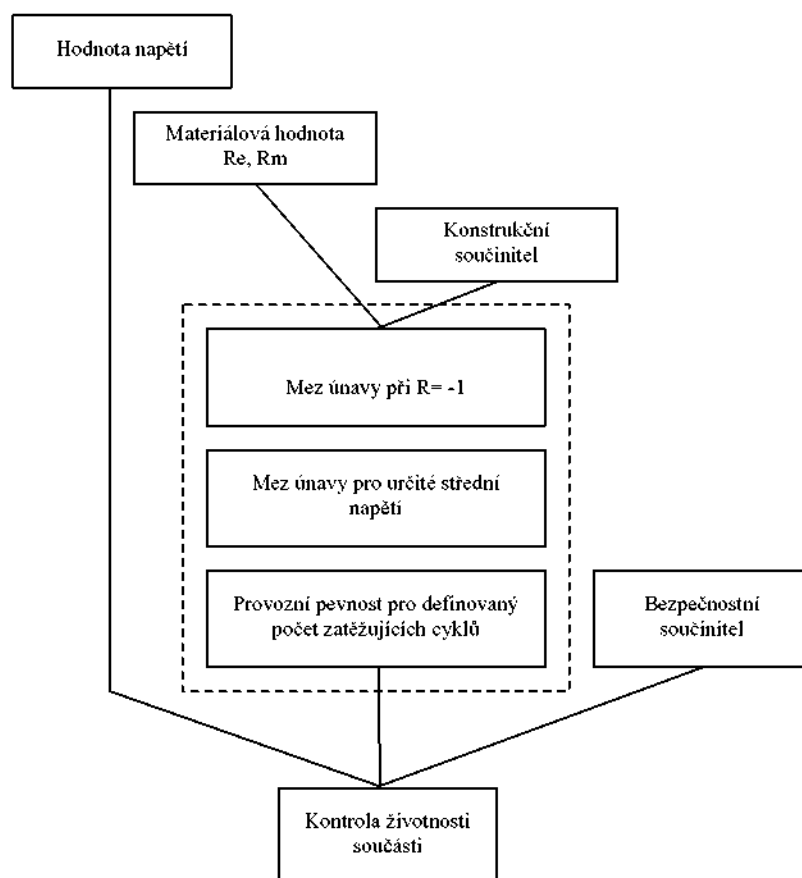
Již dlouhou dobu jsou patrné snahy vytvořit obecně platný soubor pravidel pro tak širokou a rozmanitou oblast jakou představují strojní součásti. Existence bývalých TGL-norem představovala v německy mluvících zemích výbornou výchozí pozici, kdy dokumentovaly tehdejší stav početního odhadu životnosti. K tomu byly přidány ještě

VDI-Směrnice 2230, předpisy 18800 [26] a IIW-doporučení [23]. Tyto odborný základ byl doplněn o nové výsledky z výzkumu únavy, sjednocen a poprvé v roce 1994 vydán jako FKM-Směrnice 183. Ve třetím vydání roku 1998 přibýlo rozšíření na slitiny hliníku a právě aktuální páté vydání bylo uveřejněno v roce 2004. Od konce roku 2003 je také k dispozici anglická verze, se kterou se okruh uživatelů výrazně rozšiřuje. Kromě již zmíněných součástí z oceli a slitin hliníku je tato směrnice důležitá pro slitiny na odlitky. Umožňuje početní pevnostní kontrolu (jak při statickém tak při dynamickém zatížení v oblasti únavové i časové pevnosti) pro tyčovitě, plošné, objemové a to jak svařované tak nesvařované součásti buď na bázi nominálních napětí nebo na základě místních lineárně-elasticky určených napětí, které mohou být určeny z MKP, BEM nebo měření. Rozsah použití je omezen na teploty od  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  pro oceli, na  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  slitiny na odlitky a od  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  pro slitiny hliníku. Směrnice si neklade za cíl definovat jak mají být zatížení zjištěna, v tomto ohledu dává uživateli volnou ruku, nýbrž slouží výhradně k jejich hodnocení. Je předpokládáno bezkorozní prostředí a podmínky, kdy vyrobené součásti neobsahují co se týče konstrukce a výroby žádné vady (trhliny). Postup výpočtů je jednotně strukturován, jediná specifika platí pro svařované součásti, kde se pevnostní kontrola provádí v návaznosti na IIW-doporučení v oblasti přechodu a kořeni svaru.

FKM-Směrnice 183 pracuje a udává mezní hodnoty materiálových konstant, pro střední hodnotu pravděpodobnosti přežití 97,5 %. Přepočet z materiálu na součást se provádí pomocí korekčních faktorů, které se shrnou do celkového konstrukčního faktoru. Při statické kontrole se jedná především o tvarový součinitel, součinitel plastického přizpůsobení, k zohlednění vlivu částečné plastifikace v kořeni vrubu a u kontroly na únavovou pevnost jsou nejpodstatnější vlivy tlumicího součinitele, součinitele kvality povrchu a povrchové vrstvy.

Obvyklý faktor bezpečnosti pro statické zatěžování je navržen 2,0 při únavové kontrole 1,5. U slitin na odlitky jsou obvyklé bezpečnosti mezi 2,8 staticky a 2,0 při dynamickém zatěžování. Tyto doporučené hodnoty se dají korigovat v závislosti na intervalu prováděných inspekci a riziku poškození.

Pevnostní kontrola se provádí formou tzv. stupně vytižení, který je definován jako poměr vyskytující se napěťové komponenty a přípustné hodnoty statické pevnosti součásti, při kontrole na únavovou pevnost přípustné hodnoty amplitudy napětí meze únavy součásti. Přípustná hodnota je složena z únosné hodnoty se součinitelem bezpečnosti. Při vícekomponentním namáhání je tvořen celkový stupeň vytižení a víceosá napjatost se zohlední použitím takzvané smíšené pevnostní hypotézy "kontinuierlichen" Festigkeitshypothese (FH), která je kombinací HMM hypotézy (Gestaltungsenergie- von Mises) a normálové hypotézy (Normalspannungshypothese NH) v závislosti na tuhosti materiálu. Tím je možné hodnotit jak duktilní materiály jako oceli, křehké materiály jako litiny a slitiny hliníku na odlitky, tak i semiduktilní materiály typu oceli na odlitky. Posloupnost kontroly dle FKM-směrnice 183 je vidět z obr. 3.10.



obr. 3.10: Schématický postup při únavové kontrole v FKM-směrnici 183

V nových výzkumných záměrech se podnikají dílčí úkoly, jak implementovat dimenzování strojních součástí na bázi elastoplasických konečněprvkových výpočtů. První návrhy se nacházejí např. v [27].

Separátní část FKM-směrnice 183 tvoří bruchmechanická kontrola pro hodnocení součástí s vadou [28].

### 3.4 Výpočtové postupy při zvýšených teplotách

V termických strojích, jako třeba spal. motorech jsou často součásti vystaveny kombinovanému teplotnímu a mechanickému zatížení. Oba tyto druhy musí být v dimenzování zahrnuty.

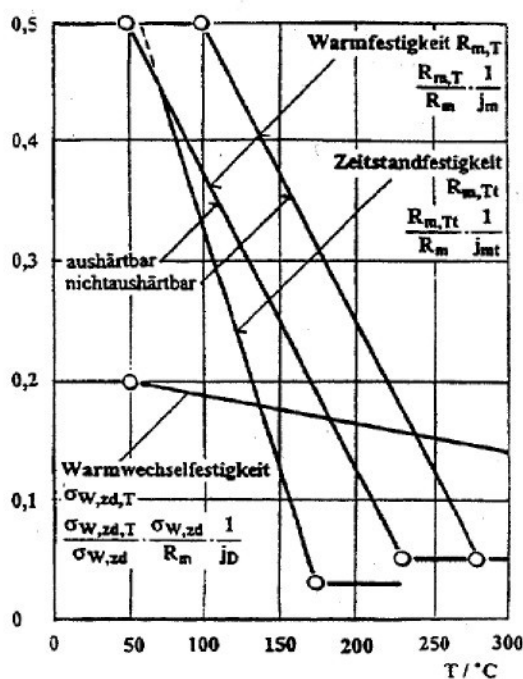
#### 3.4.1 Postup v FKM-směrnici 183

Nejedná se o typickou kombinaci teplotního a mechanického zatížení, vlastní vliv teploty na pevnost materiálu je zohledněna teplotními faktory  $K_{T,m}$  popř.  $K_{T,p}$ . Tyto jsou odstupňovány pro skupiny materiálů a rozlišují tři rozsahy teplot: nízké, normální a

vysoké. dále se zahrne, zda se jedná o krátkodobý nebo dlouhodobý účinek napětí. Pro nevytvrzované slitiny hliníku platí pro teploty  $T$  větší než  $100\text{ °C}$  do maximálně  $250\text{ °C}$ :

$$K_{T,m(p)} = 1 - 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot (T/\text{°C} - 100) \geq 0,1 \quad (3.4)$$

Pokles pevnostních hodnot v závislosti na teplotě je patrný z grafu z obr. 3.11.



obr. 3.11: Pevnostní hodnoty pro slitiny hliníku v závislosti na teplotě

### 3.4.2 Postup dle Palmgren-Miner a Robinson Taira

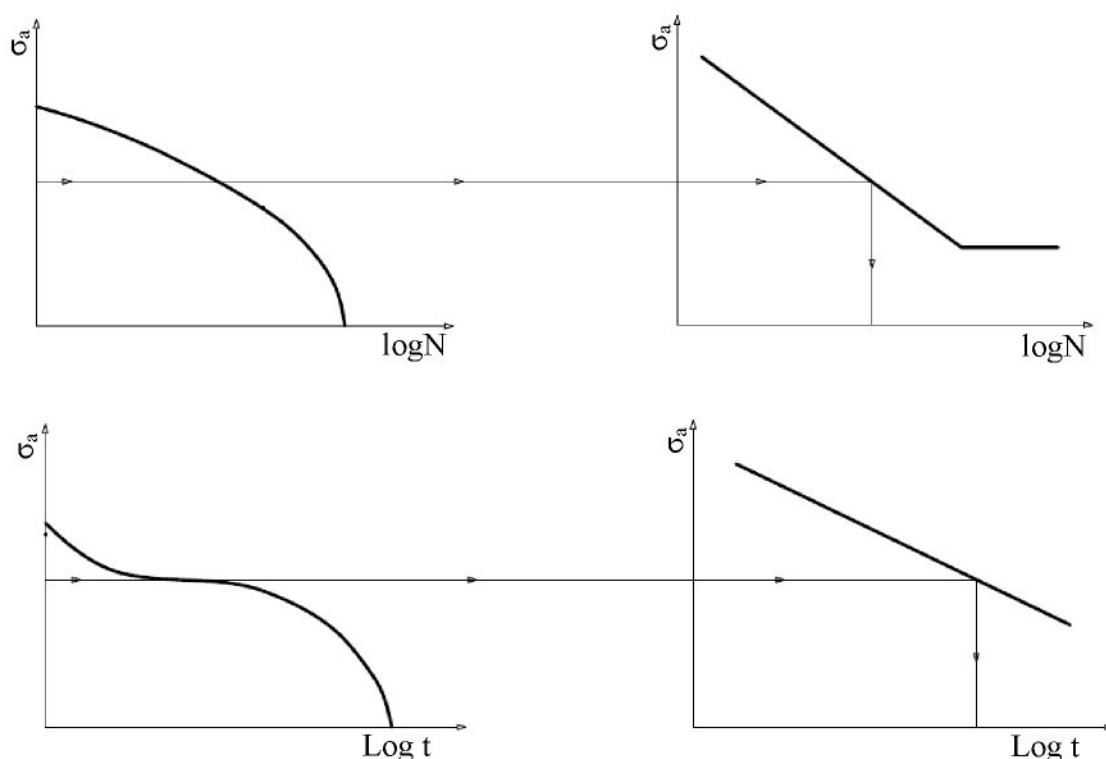
Jedná se o nejjednodušší formu kombinace teplotního a cyklického mechanického zatěžování, jako prostou kombinaci lineární kumulace teplotního (Robinson Taira) a [29, 30] únavového Palmgren-Miner (Kap. 3.1.1) poškození.

$$\sum_{i=1}^n \frac{t_j}{t_{Bj}} + \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = D \quad (3.5)$$

Zde platí, že součást je do dosažení kritické míry poškození dostatečně dimenzována. Princip této metody je zachycen na



obr. 3.12. Jako nezbytný předpoklad je znalost životnostních křivek pro termicko střídané namáhání. Pokud nejsou k dispozici doporučuje se použít hraniční únavové křivky při vysoké konstantní teplotě posunuté o dekádu vlevo [31]. V tomto případě je však třeba poukázat na odlišný mechanismus poškození.



obr. 3.12: Postup podle Palmgren-Mineara a Robinsona-Taira

### 3.4.3 Esztergarova metoda

Návrh vzniklý na bázi empirického zachycení střídaných účinků při měnících se teplotách a střídaném cyklickém zatížení byl prezentován Esztergarem v [32]. Kombinace lineární kumulace teplotního (Robinson-Taira) a únavového Palmgren-Miner (Kap. 3.1.1) poškození modifikované pomocí korekčních faktorů  $\alpha$ ,  $\beta$  a exponentů  $a$ ,  $b$ .

$$\alpha \left( \sum_{i=1}^n \frac{t_j}{t_{Bj}} \right)^a + \beta \left( \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \right)^b = D \quad (3.2)$$

Tím se sice dá tento pravidlo „napasovat“ na jakékoli experimentální hodnoty, v konečném důsledku to však znamená určit nové materiálové konstanty  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $a$ ,  $b$  v dalších pokusech.

## 4 Výpočty metodou konečných prvků a pevnostní kontrola

Metoda konečných prvků je významně spojena s variačními metodami a metodou váženého residia. Ty vznikly před rozvojem elektronických počítačů jako pomůcka k řešení parciálních diferenciálních rovnic. Většinou existují uzavřená řešení těchto rovnic pouze v nejjednodušších případech. Galerkin převedl Metodu váženého residia do slabé formy. Tato myšlenka je využita v metodě konečných prvků pro jednotlivé elementy s lokální funkcí. Pro určení tenzorů napětí ve strukturních analýzách reálných součástí se tato numerická metoda dá velmi dobře využít. S rozvojem a implementací moderních 3D-CAD-systémů v konstrukčním cyklu je možné téměř beze ztrát převést geometrie z objemově-orientovaného systému a tím znatelně zkrátit časy potřebné k síťování využitím polo- nebo plně automatizovaných generátorů sítě [33].

### 4.1 Tvorba konečněprvkového modelu

Řešení metodou konečných prvků závisí významně od použité aproximační funkce elementů. Tyto funkce mohou mít lineární, kvadratický nebo kubický průběh. Aproximace je řízena až ke konvergenci pomocí různých postupů. Původní h-metoda dosahuje zlepšení přesnosti automatickým nebo manuálním zmenšováním použitých elementů (prvků). Naproti tomu p-metoda využívá ke zlepšení přesnosti zvýšení stupně polynomu, což je částečně možné realizovat pouze pro lineární úlohy.

Při různých typech úloh je vhodné napínat síť pomocí vhodných typů elementů. Použití prutových elementů se vychází ze značných zjednodušení, neboť v této teorii se tečné deformace buď úplně ignorují (Bernoulli) nebo se předpokládají po výšce nosníku jako konstantní (Timoschenko). Proto je také doporučeno tyto elementy používat např. jen pro např. rámy s poměrem výšky/průřezu  $\geq 10..20$ . Takto vypočtená napětí se hodnotí jako nominální napětí [34].

Skořepinové prvky (Shell) nabízejí pro plošné a tenkostěnné struktury s velikostními poměry délka/tloušťka  $\geq 20$  a radius zakřivení/tloušťka  $\geq 10$  efektivní možnost počítat podle teorie desek, kotoučů a skořepin (Kirchhoff nebo Reissner-Medlin). Přitom se předpokládají napětí ve směru tloušťky rovny nule, což vede ke zkresleným poměrům v bodech působení sil. Především lineární kotoučové prvky se chovají při ohybovém zatížení příliš tuze a musí být pomocí interních algoritmů korigovány. Nejvhodnější je čtvercový tvar elementů, neboť reagují při zborcení citlivě, což se promítne hlavně v přesnosti výsledků [33]. Vypočtená napětí se hodnotí buď jako lineární nominální napětí nebo jako strukturní napětí.

Objemové elementy formulacemi na bázi mechaniky kontinua jsou vhodné obzvláště pro tlustostěnné struktury. Tečná napětí a exponovaná lokální napětí v místech vrubu mohou být přesně zachycena a na styčných místech se nevyskytují při exaktním modelování žádné napětové singularity. Lineární tetraedry se chovají příliš tuze a také tetraedry s přídavnými rotačními stupni volnosti by měly být užívány pouze

pro odhadovací výpočty. Tetraedry se středními uzly jsou obdobně dobré jako hexaedry a reagují méně citlivě při deformaci elementu, což je obzvláště vyzdvihuje pro meshování komplexních modelů. Hexaedry, manuálně a dobře zasítované jsou pořád ještě nejlepší možností. Avšak kvůli extrémní náročnosti při tvorbě sítě ne vždy variantou efektivní.

## 4.2 Lineárně-elastická MKP-analýza

U kovových materiálů je až do meze elasticity  $R_e$  a prakticky až do  $R_{p0,2}$  předpokládána platnost Hookova zákona. Také musí platit podmínka malých posunutí a deformací zatížené struktury. Přirozený stav tělesa pak lze popsat rovnicí:

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl} \quad (4.1)$$

$D_{ijkl}$  je symetrický tenzor elastických modulů. Obecně může mít pro anizotropní materiály až 21 různých skalárních koeficientů. Jsou-li pak ve všech směrech předpokládány přibližně stejné vlastnosti, redukuje se významně počet parametrů. V běžné praxi se používají technické moduly  $E$ ,  $G$ ,  $\nu$ . Pro lineárně elastický isotropní materiál pak platí:

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{(1+\nu)} \left( \varepsilon_{ij} + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \varepsilon_{kk} \right) \quad (4.2)$$

Pro přímý vztah mezi posunutím uzlu a napětím v uzlu, což při existujícím jmenovitém napětí v exponovaném průřezu nabízí použití elastického tvarového součinitele  $\alpha_k$  (v anglické literatuře také označovaného  $K_t$ ) k charakteristice vrubu, zde platí:

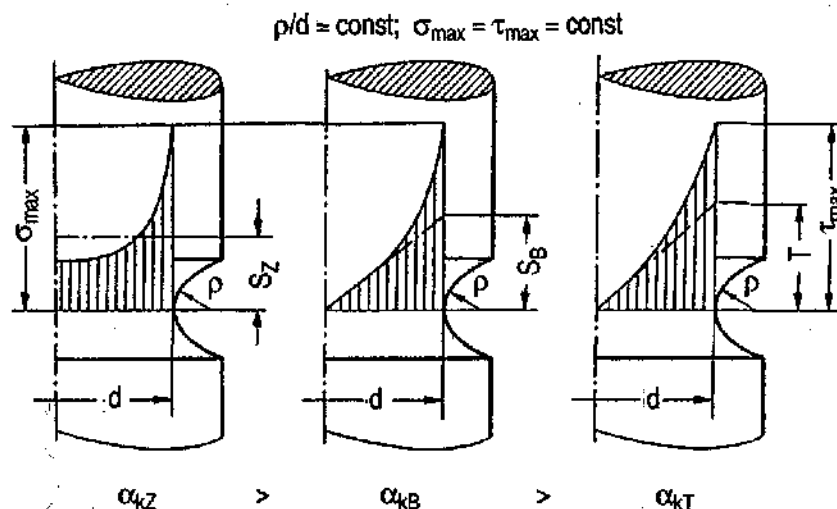
$$\alpha_k \equiv K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{Nenn}} \quad (4.3)$$

což je možno porovnat s katalogy tvarových součinitelů jak např. [25, 35].

K doplnění popisu tenzoru napětí v kořeni vrubu se může vzít relativní gradient napětí:

$$\chi^* = \frac{1}{\sigma_{\max}} \left( \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right) \quad (4.4)$$

Ten určuje míru poklesu napětí v normálovém směru k napětí  $\sigma$ , viz obr. 4.1. Pro jednoduché geometrické tvary je možno relativní gradient určit analyticky a je na místě ho použít k relativnímu porovnání mezi součásti a zkušebním vzorkem.



obr. 4.1: Relativní gradient napětí

Při lokálním překročení meze elasticity (kluzu) začíná tečení materiálu v kořeni vrubu. Tím se mění průběh napětí, špička napětí se otupuje a vznikají nevratné plastické deformace. Tento fenomén může být určen pomocí elastoplastické konečněprvkové analýzy nebo musí být zohledněn v lineárním-elastickém výpočtu jednou z analytických početních metod, které jsou krátce popsány v kapitolách 4.3 až 4.5.

### 4.3 Hardrathova-Ohmanova metoda

V roce 1953 uveřejnili Hardrath a Ohman [36] ve vědeckém reportu metodu odhadu vrubového napětí pro ploché zkušební vzorky, která definuje vztah mezi fiktivním napětím  $\sigma_{fic}$ , a skutečným vrubovým napětím  $\sigma$ , elastickým tvarovým součinitelem  $\alpha_k$ , napětiovým součinitelem  $\alpha_{k\sigma}$  a deformačním tvarovým součinitelem  $\alpha_{k\varepsilon}$  jako:

$$\frac{\sigma - \sigma_{Nem}}{\sigma_{fic} - \sigma_{Nem}} = \frac{\alpha_{k\sigma} - 1}{\alpha_k - 1} = \frac{E_{sec}}{E} \quad (4.5)$$

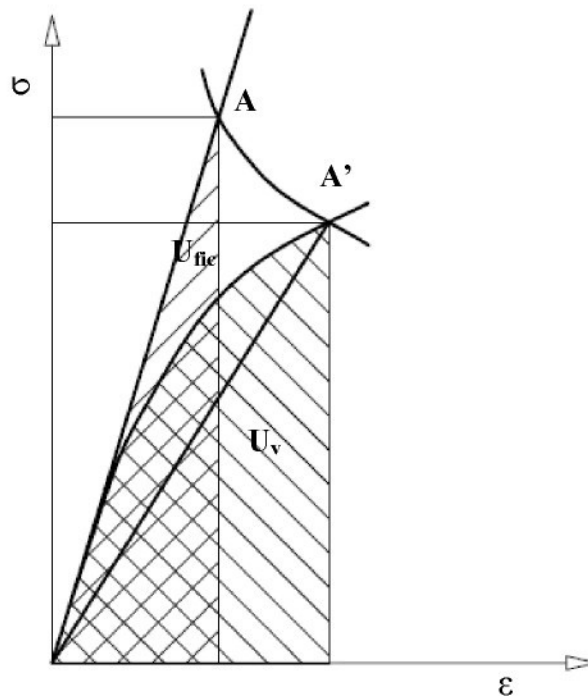
$E_{sec}$  reprezentuje sekantní modul. Dosazením za sekantní modul  $E_{sec} = \sigma/\varepsilon_v$  a Hookův modul pružnosti  $E = \sigma_{Nem}/\varepsilon_{Nem}$  se dá odvodit:

$$\alpha_{k\varepsilon} = \alpha_{k\sigma} \frac{\alpha_k - 1}{\alpha_{k\sigma} - 1} \quad (4.6)$$

### 4.4 Princip ekvivalentní energie

Jiný návrh vycházející z energetické rovnováhy mezi deformační energií ve jmenovitém průřezu a ve vrubu prezentoval Glinka v roce 1985 v [37]. Vztah mezi

fiktivní elastickou energií  $U_{fic}$ , nominální energií  $U_{Nenn}$  a elasto –plastickou energií  $U$  je znázorněn v obr. 4.2 jako rovnováha šrafovaných ploch.



obr. 4.2: Princip metody ekvivalentní energie

$$U_{fic} = \alpha_k^2 \cdot U_{Nenn} = U \quad (4.7)$$

Z toho plyne

$$\frac{1}{2} \sigma_{fic} \varepsilon_{fic} = \frac{1}{2} \alpha^2 \cdot \sigma_{Nenn} \varepsilon_{Nenn} = U \quad (4.8)$$

Celková energie jako součet elastické a plastické složky,

$$U = U_e + U_p = \frac{\sigma^2}{2E} + \frac{\sigma}{n+1} \left( \frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (4.9)$$

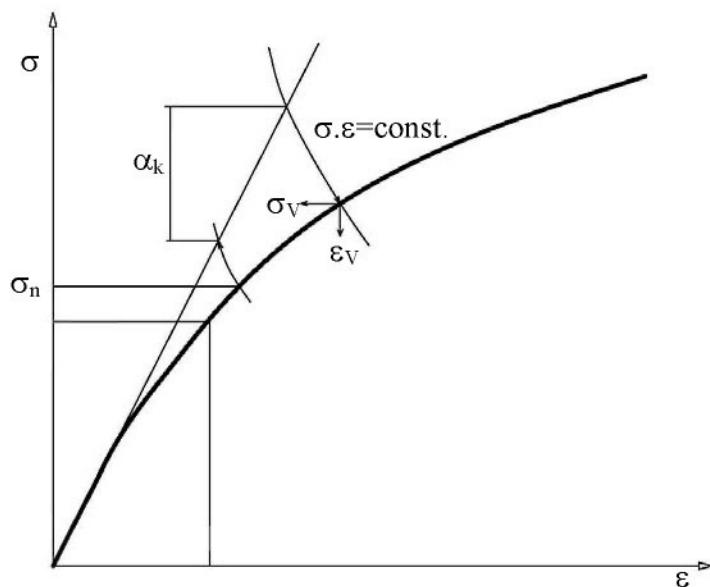
A hledané napětí ve vrubu  $\sigma$  je možno určit numericky iterační cestou.

## 4.5 Neuberovo pravidlo

Ve svých příspěvcích k tvarové pevnosti uveřejnil Neuber v roce 1961 [38] pravidlo pro určování namáhání v kořeni hyperbolického vrubu. To ukazuje převážně dobrou shodu pro většinu geometrických vrubů. Ve své zjednodušené formě, když se jmenovité napětí  $\sigma_{Nenn}$  ještě nachází v elastické oblasti, pak platí:

$$\frac{1}{2} \sigma \cdot \varepsilon = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_k \cdot \sigma_{Nenn})^2}{E} = \frac{1}{2E} \sigma_{fic}^2 = \frac{1}{2} \sigma_{fic} \varepsilon_{fic} \quad \text{bzw.} \quad \alpha_k^2 = \alpha_{k\sigma} \cdot \alpha_{k\varepsilon} \quad (4.10)$$

Z obr. 4.3 je vidět postup při použití obecného Neuberova pravidla, když je jmenovité napětí mimo elastickou oblast.



obr. 4.3: Určení skutečného  $\sigma$  a  $\varepsilon$  pomocí Neuberova pravidla

Seeger modifikoval a rozšířil pravidlo v roce 1997 [39] do formy

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left[ \left( \frac{\alpha_k \cdot \sigma_{Nenn}}{\sigma} \right)^2 \cdot \left( \frac{2}{u^2} \right) \cdot \ln \left( \frac{1}{\cos u} \right) + 1 - \left( \frac{\alpha_k \cdot \sigma_{Nenn}}{\sigma} \right) \right] \cdot \left[ \frac{\varepsilon^* \cdot E}{\sigma^*} \right] \quad (4.11)$$

s  $\sigma^* = \sigma_{Nenn} \cdot \alpha_k / \alpha_p$  pro  $\alpha_p = \sigma_p / R_e$  a

$$u = (\pi / 2) \cdot [(\sigma_{Nenn} \cdot \alpha_k / \sigma) - 1] / (\alpha_p - 1) \quad (4.12)$$

Tato Seegerova formulace ukazuje v porovnání s ideálně elasticko plastickým konečněprvkovým výpočtem téměř shodný průběh křivek tečení. Pospíšil [40] rozšířil Neuberovo pravidlo i na jiné fenomény jako např. tepelné pnutí, ohybové vlákno. Upravená Neuberova rovnice se potom dá napsat ve formě:

$$\frac{\sigma_{fic}^2}{E} = \sigma \cdot \varepsilon = E \cdot (\varepsilon_e \cdot \varepsilon_t) \quad \text{tzn.} \quad (4.13)$$

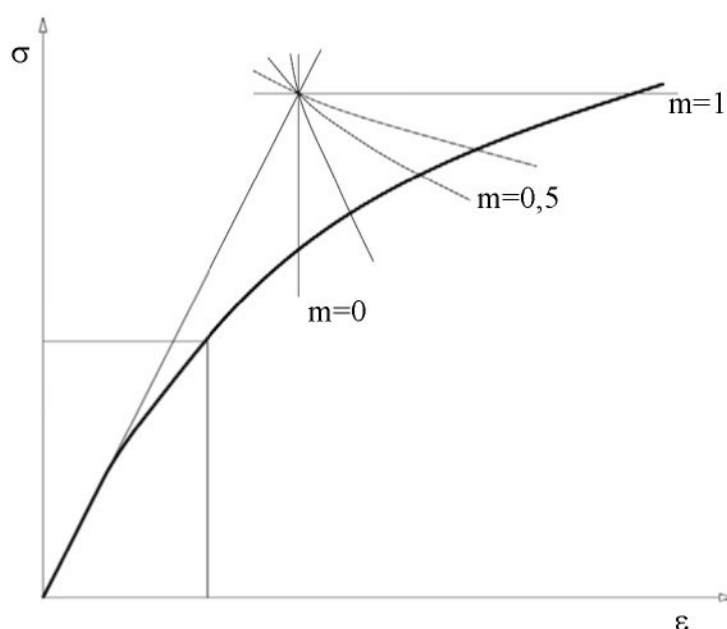
$$\sigma_{fic} = E \cdot \varepsilon_e^{0.5} \cdot \varepsilon_t^{0.5} \quad (4.14)$$

kde  $\varepsilon_e$  je elastická a  $\varepsilon_t$  totální deformace v kořeni vrubu. Zobecněná modifikace pravidla pak zní:

$$\sigma_{fic} = E \cdot \varepsilon_e^m \cdot \varepsilon_t^{1-m} \quad (4.15)$$

Exponent  $m$  může nabývat v různých případech hodnoty mezi  $0 < m < 1$ , obr. 4.4, kde autor dává následná doporučení:

- $m=0$  pro tvrdé zatěžování, napětí rovnoměrně rozložená po průřezu
- $m=1$  pro měkké zatěžování, napětí rovnoměrně rozložená po průřezu
- $m=0,1$  napětí s deformacemi mimo vruby, např. teplotní pnutí
- $m=0,5$  originalní Neuberovo pravidlo pro vruby
- $m=0,6$  napětí nerovnoměrně rozložená po průřezu (ohyb)



obr. 4.4: Objasnění zobecněného Neubeova pravidla [40]

Platnost pravidla je omezena na lokální extrémní oblasti jako jsou (vruby, krajní ohybová vlákna). Protože poškození a trhliny vznikají většinou právě v těchto oblastech, je použití pravidla k početnímu odhadu technického života velmi vhodné. Zde se nabízí kombinovat lineárně elastickou a elasto-plastickou konečněprvkovou analýzu k určení specifického, od problému závislého exponentu  $m$ .

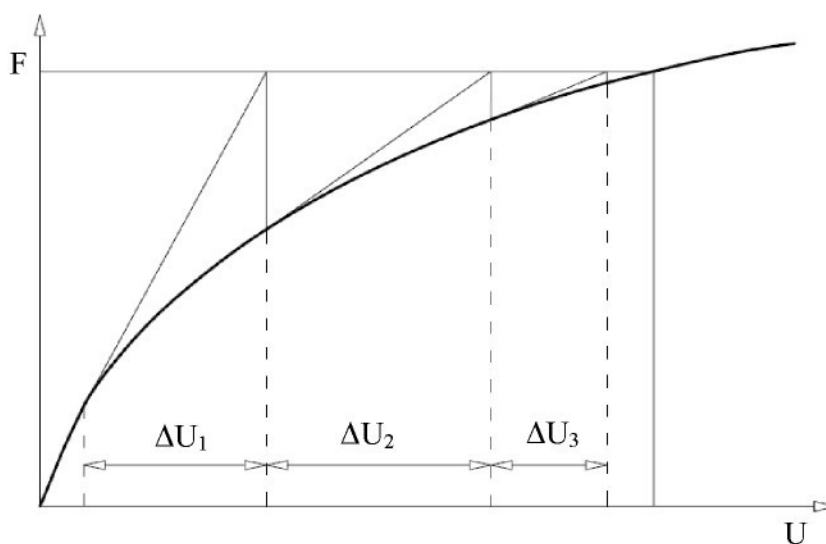
## 4.6 Elasticko-plastická konečněprvková analýza

Většina kovových materiálů se dá dostatečně popsat za předpokladu elasto-plastického chování. Vycházíme z představy deformace složené z elastické a plastické části. Elastická část je vyjádřena podle Hookova zákona a vznik plastické deformace je popsán podmínkou tečení. Nejčastěji se využívá podmínka podle Misese (také nazývána J2-plasticita), která se nechá znázornit pomocí druhého invariantu J2,

$$F(\sigma_{ij}) = J_2 - k^2 \text{ kde } k = \frac{R_p}{\sqrt{3}} \quad (4.16)$$

kde  $R_p$  je mez kluzu. V souladu s experimentálními pokusy bylo u kovů ukázáno, že hydrostatický napěťový stav nevyvolává plastická přetvoření a jediné deviatorická část má vliv na tečení. Další důležitý znak elastoplastického chování materiálu je nevratná přeměna energie v teplo během fáze plastifikace, což bývá označováno jako plastická disipace.

Při numerickém řešení elastoplastického konečněprvkového problému musí být vedle diskretizace prostoru zohledněn jako kritérium čas. To se děje zpravidla diferenciálním postupem, kdy je časový úsek mezi začátkem a koncem zatížení rozdělen na intervaly a zatížení aplikováno po krocích. Jako stabilní metoda pro integraci časově závislých diferenciálních rovnic se používá implicitní Eulerova metoda. K zohlednění nelineárního vztahu mezi napětím a deformací se v každém kroku provede Newtonova-Raphsonova integrace. Konvergenčním kritériem je rovnováha mezi vnitřními a vnějšími silami. obr. 4.5 ukazuje princip metody, je zřejmé, že se materiálová tangenta musí v každém kroku znovu korigovat, to znamená nově vypočítat matici tuhosti.



obr. 4.5: Použití NEWTON-RAPHSON-Integrace

Tato nevýhoda se nechá částečně zlepšit použitím modifikované Newtonovy-RAPHSON integrace, přesto je nutno konstatovat exponenciálně zvýšenou časovou náročnost oproti lineárně elastické analýze.

## 4.7 Spojení konečněprvkové analýzy a technických předpisů

S rozšiřujícím se zapojením konečněprvkových výpočtů do vývojového procesu, jako třeba v automobilovém průmyslu, kde je již dnes každý pro bezpečnost vozu relevantní díl navržen pomocí počítačově podporovaných analýz, se rychle prosazuje trend zakotvit kontrolu provozní pevnosti (odhad životnosti) součástí a sestav ohro-



žených únavovým lomem do ranné fáze dimenzování. Využití konečněprvkových výsledků pro únavovou pevnostní analýzu představuje značnou výhodu, kterou je třeba vidět v detailní znalosti napětového pole. Jako omezení zde platí, že kvalita výpočtu určených napětí a deformací a s ní přímo spojená diskretizace modelu je rozhodující pro kvalitu následujícího „výpočtu“ životnosti [41]. V této souvislosti vystupuje do popředí slovo odhad, neboť taková početní předpověď je z důvodu komplexity procesu únavy sice velice vhodná jako porovnávací metoda a absolutní předpověď je spojena s velkými riziky. Zde jednoznačně platí: Hodnocení provozní pevnosti vyžaduje bezpodmínečně znalosti a zkušenosti expertů.

Na trhu dostupné komerční softwarové produkty pro kontrolu na provozní pevnost (odhad životnosti) je možno rozdělit do dvou skupin.

#### **4.7.1 Software k hodnocení provozní pevnosti na jednom definovaném místě.**

Spektrum nabídky v této skupině je velice široké a bývá rychle aktualizováno. Pro obor strojírenství jsou únavové kontroly provozních pevností (odhady životnosti) podle nejnovějšího současného stavu postupů a metod zabudovány do většiny větších softwareových balíčků na výpočty částí strojů. Aktualizovaný přehled výpočtových programů je uveden např. v [42]. Forma takové kontroly dává uživateli možnost na vybraném místě (místech) provést kontrolu a nahrazuje částečně zdoluhavé ruční počty v moderní době počítačů. Tento postup při požití jednoho takového programu je osvětlena na příkladu RifestPlus - Software institutu IMA v Drážďanech. Tento tool představuje pomůcku k dimenzování při statickém a dynamickém zatížení 3D (objemových) součástí podle FKM směrnice 183 [25]. Mohou být hodnoceny jak vypočtené tak experimentálně určené napětové tenzory. Zde je třeba brát na zřetel, že jinak než v konečněprvkových výpočtech jsou ve FKM směrnici dle definice tři napětové komponenty definovány  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau$  vždy paralelně k povrchu, vyjádřeno v hlavních napětích to znamená první a druhé hlavní napětí vždy paralelně k povrchové ploše a třetí hlavní napětí nezávisle na velikosti ve směru normály k povrchu v kontrolovaném místě. Uživatelské rozhraní a zadávání údajů jsou přehledně strukturovány, materiálová data mohou být implementována z vlastních pokusů, typické materiály jsou členěny v dodávané databance a výsledkový protokol je vytvořen automaticky a může být bezproblémově exportován do pdf formátu, obr. 4.6.

**Spannungskennwerte**

Bauteilart: ☐ Spannungen  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ,  $\tau_{xy}$  ☐ Spannungsverhältnis null

Kollektivart: ☐ Zeitlastspannung konstant ☐ Spannungsverhältnis null

Spannungswirkung: ☐ wie eingegeben ☐ synchron ☐ unbekannt

|            | Spannungen der Kollektivstufe 1 in |                  |                        | Zyklenzahl $N_{\text{quer}}$ | Kollektivform | plastische Formzahl $K_{\text{p}}$ |
|------------|------------------------------------|------------------|------------------------|------------------------------|---------------|------------------------------------|
|            | Mittelwert                         | größte Amplitude | Abstand $D_{\text{a}}$ |                              |               |                                    |
| $\sigma_1$ | 19,3                               | 19,3             | 7,5                    | $5E+07$                      | B, p=0        |                                    |
| $\sigma_2$ | 1,5                                | 1,5              | 1,5                    | $5E+07$                      | B, p=0        |                                    |
| $\sigma_3$ | 0                                  | 0                | 0                      | $5E+07$                      | B, p=0        |                                    |

Kerbradius (mm)  $r_1$  oder Nachbarpunkt im Abstand Delta s (mm) senkrecht zur Oberfläche  $r_2$

Nachbarpunkt  $r_2$

Abbrechen Hilfe OK

**Sicherheitsfaktoren**

☒ Nein große Schadensfolgen möglich Überlastungsfall

☒ Nein häufiges Auftreten der größten Last F2 - konstantes Spannungsverhältnis

☒ Nein regelmäßige Inspektion

☒ Nein geprüfte Gussstücke

**Sicherheitsfaktoren bezüglich**

Zugfestigkeit,  $L_m$  2,00 Zeitstandsfestigkeit,  $L_{nt}$  1,50

Fließgrenze,  $L_p$  1,50 Zeitdehngrenze,  $L_{pt}$  1,00

Ermüdungsfestigkeit,  $L_D$  1,50

Abbrechen Hilfe OK

**RiftestPlus [C:\usobni\Disertation\Konferenz08\_04\Kipphebel.RFS]**

Datei Eingabe Ergebnis Hilfe

Bezeichnung

Berechnungsverfahren Dauerfestigkeit Minussumme  $D_{\text{M}}$

Spannungen Fenster Spannungskennwerte

Umgebung

Betriebstemperatur T [°C] 20

Werkstoff C 45 (vergütet) ( $R_{\text{m,N}} = 700 \text{ MPa}$ ,  $R_{\text{e,N}} = 490 \text{ MPa}$ )

**Ergebnis**

**Ermüdungsfestigkeitsnachweis**

|                 | $\sigma_1$ | $\sigma_2$ | $\sigma_3$ |
|-----------------|------------|------------|------------|
| $\sigma_a$      | 19,30      | 1,50       | -          |
| $\sigma_m$      | 19,30      | 1,50       | -          |
| $\sigma_{W,zd}$ | 56         |            |            |
| M               | 0,500      | 0,500      | -          |
| $K_t$           | 1,101      | 1,000      | -          |
| n               | 1,343      | 1,000      | -          |
| $K_{\sim f}$    | 1,000      | 1,000      | -          |
| $K_{W/K}$       | 0,753      | 1,012      | -          |
| $K_{AK}$        | 0,667      | 0,667      | -          |
| $K_{BK}$        | 1,000      | 1,000      | -          |
| $\sigma_{BK}$   | 50         | 37         | -          |
| $l_p$           | 2,600      |            |            |
| $l_{erf}$       | 0,381      |            |            |
| $l_{erf}$       | 2,626      |            |            |
| $a_{BK}$        | 1,018      | 0,106      | -          |
| $a_{BK,v}$      | 1,007      |            |            |

Der zyklische Auslastungsgrad beträgt 100,7%

Der zyklische Reservefaktor ist  $1/a_{gK,v} = 0,99$

**Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis ist nicht erfüllt.**

Hilfe Ausführliches Ergebnis OK

**Ergebnis**

**Statischer Festigkeitsnachweis**

|            | $\sigma_1$ | $\sigma_2$          | $\sigma_3$ |
|------------|------------|---------------------|------------|
| $\sigma$   | 38,60      | 3,00                | -          |
| $R_{m,N}$  | 200        |                     |            |
| $K_{d,m}$  | 0,937      |                     |            |
| $R_m$      | 187        |                     |            |
| $n_{pl}$   | 1,000      | 1,000               | -          |
| $a_{SK}$   | 206        | 206                 | -          |
| $l_m$      | 3,300      |                     |            |
| $l_{erf}$  | 3,300      | Min(0,303; -; -; -) |            |
| $a_{SK}$   | 0,618      | 0,048               | -          |
| $a_{SK,v}$ | 0,612      |                     |            |

Der statische Auslastungsgrad beträgt 61,2%

Der statische Reservefaktor ist  $1/a_{gK,v} = 1,63$

**Der statische Festigkeitsnachweis ist erfüllt.**

Hilfe Ausführliches Ergebnis OK

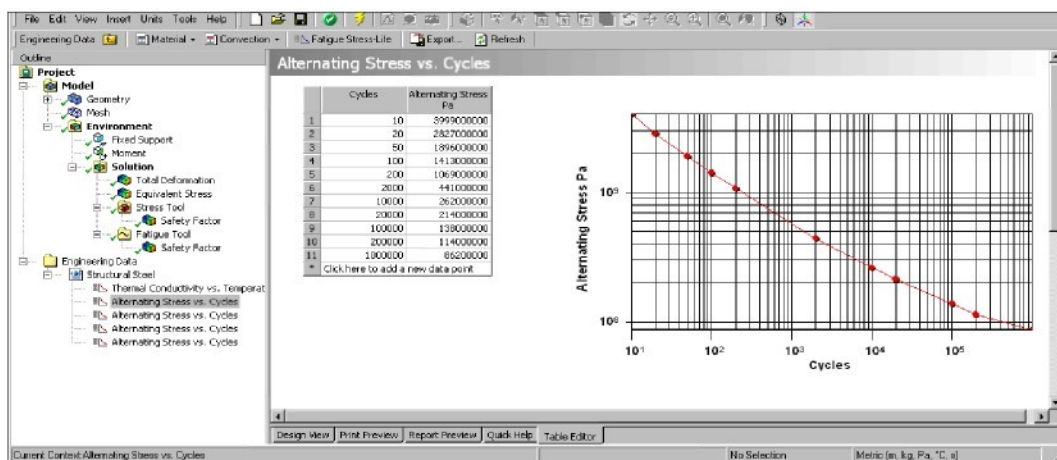
obr. 4.6: Zadávání vstupních hodnota výsledkové okno FKM softwaru RiftestPlus

Zatížení se zadává ve formě kolektivu, to znamená jeho průběh už musí být vyhodnocen a připraven (Rain flow, ommise), standartní např. binomonální kolektivy jsou již předinstalovány. Ke kumulaci poškození jsou na výběr lineární kumulace poškození (Minerovo pravidlo) v elementární a konsequentní formě. Mezní suma poškození může být zvolena uživatelem a napasována na výsledky únavových pokusů. Možností jak zohlednit inspekční intervaly a provozní riziko nabízejí bezpečnostní součinitele. Volbu provádí uživatel, i zde jsou nabízeny standartní hodnoty. Kontrola se provede ve formě takzvaného stupně vytižení, obr. 4.6., jedná-li se o multiaxiální způsob namáhání musí

být zohledněny účinky napětí. U multiaxiálního neproporcionálního zatížení je nabízeno pouze zjednodušené přibližné řešení, na což je třeba brát ohled.

#### 4.7.2 Softwaru pro únavové pevnostní hodnocení kompletních součástí Fatiguepostprocesory

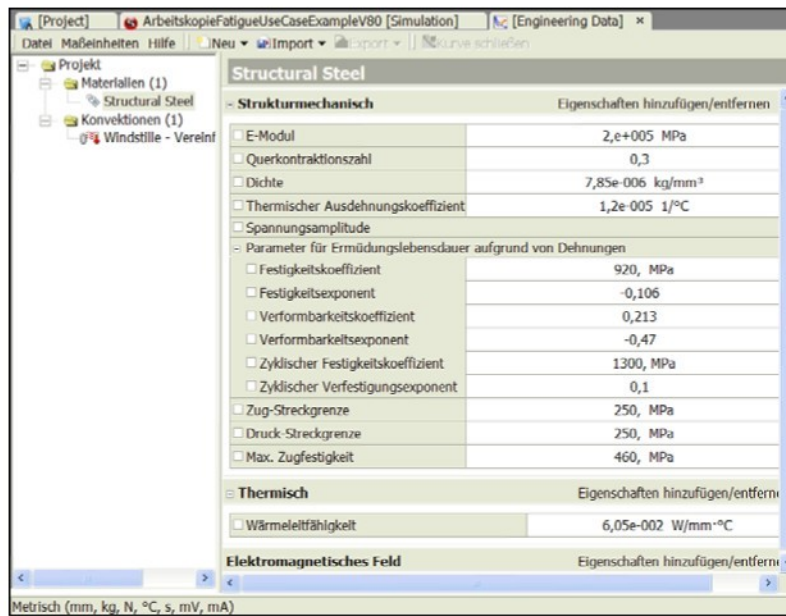
U této skupiny produktů je nezbytně nutná výměna dat mezi různými CAE-aplikacemi (CAD, MKP, MBS) ve vývojovém procesu. Často jsou tyto softwarové produkty označovány jako Fatiguepostprocesory a mohou být buď pevnou součástí konečněprvkového programu nebo externí produkty, které pomocí speciálních formátů využívají vypočtená napětí jednotlivých uzlů. Také funkční rozsah jednotlivých softwarů je podle oblastí použití různý. Přehled na trhu dostupných softwarových produktů je sepsán v [42]. Přehled použití takového programu je osvětlen na příkladu v Ansys-Workbench-prostředí (AWE) integrovaného Ansys-Workbench-Fatigue modulu Version 10.0 pro hodnocení konečněprvkových analýz na únavovou pevnost. Tyto poznatky pocházejí z výsledků testů v [43, 44]. Hodnocení únavové pevnosti v tomto programu je prováděno na bázi Wöhlerových křivek. Namáhání, která způsobí selhání až při vysokém počtu cyklů (HCF: high cycle fatigue), a pokud se nevyskytují žádné významné plastické deformace jsou použity napětové Wöhlerovy křivky. Ty mohou být pocházet buď z materiálové databanky nebo jsou přímo v AWE modulu zadány, obr. 4.7.



obr. 4.7: Zadávání napětových Wöhlerových křivek

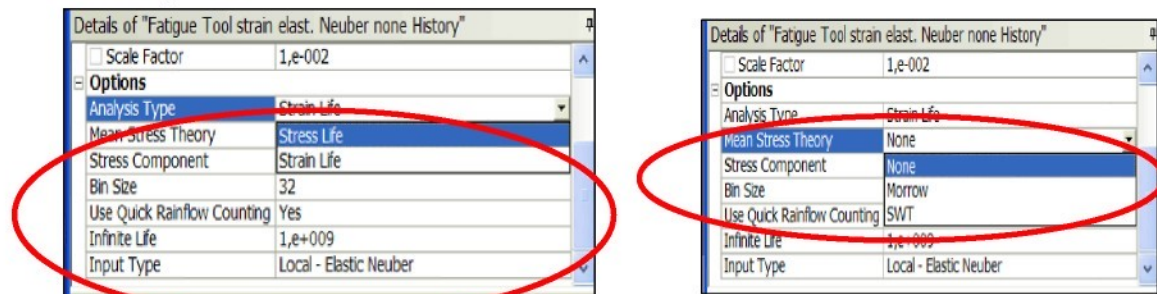
Je-li počet cyklů do selhání relativně nízký (LCF: low cycle fatigue) a vznikají-li střídavé plastické deformace z důvodu působících zatížení je použití Wöhlerových křivek deformace k hodnocení vhodnější. Wöhlerovy křivky jsou v AWE popsány pomocí Manson-Coffin parametrů [46], obr. 4.8.





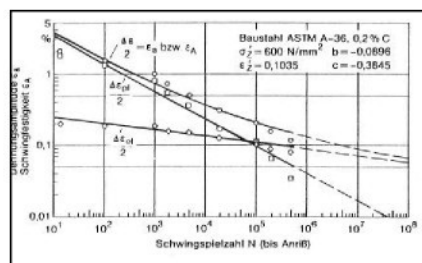
obr. 4.8: Zadávání Wöhlerových křivek na základě parametrů dle Manson-Coffina [45]

Přiřazení napětových nebo deformačních Wöhlerových křivek proběhne podle vybrání zvoleného typu analýzy, obr. 4.9. U deformačních Wöhlerových křivek je možno vybrat z modelů podle Morrow nebo Smith-Watson-Topper [46] k zohlednění středního napětí.



obr. 4.9: Výběr a zohlednění vlivu středního napětí ve Wöhlerových křivkách

V obr. 4.10 ukazuje vypočtené Wöhlerovy křivky deformace z parametrů a různé modely zohledňující vliv středního napětí



$$\varepsilon_a = \varepsilon_{Ael} + \varepsilon_{Apl} = \frac{\sigma'_z}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon'_z \cdot (2N)^c$$

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_z - \sigma_m}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon'_z \cdot (2N)^c$$

Vliv středního napětí Morrow

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_z}{E \cdot \sigma_{\max}} \cdot (2N)^{2b} + \frac{\sigma'_z \cdot \varepsilon'_z}{\sigma_{\max}} \cdot (2N)^{b+c}$$

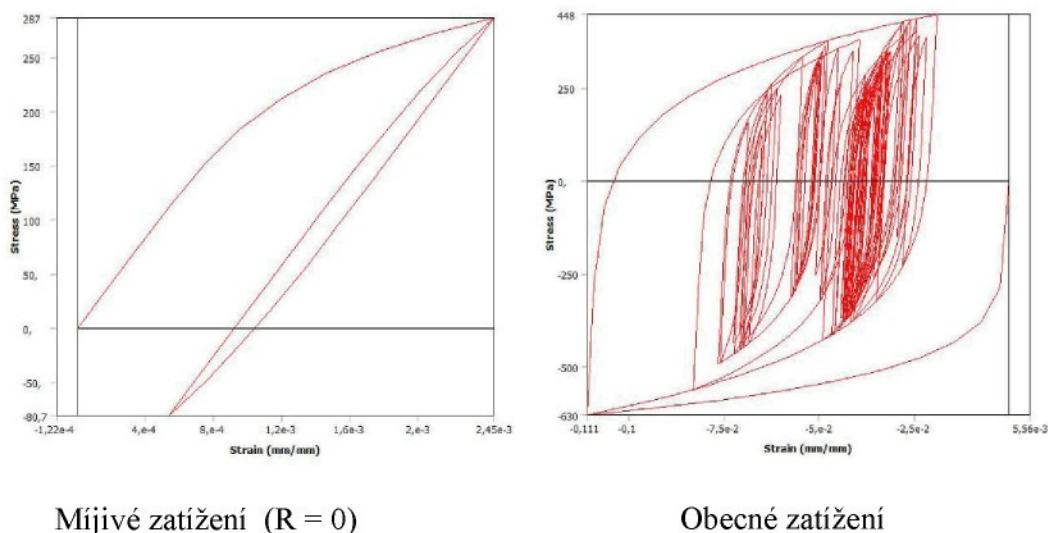
Vliv středního napětí SWT

- $\sigma'_z$  Schwingfestigkeitskoeffizient
- $\varepsilon'_z$  Duktilitätskoeffizient (zyklisch)
- $b$  Schwingfestigkeitsexponent
- $c$  Duktilitätsexponent (zyklisch)

Wöhlerova křivka deformace podle  
Mansona a Coffina

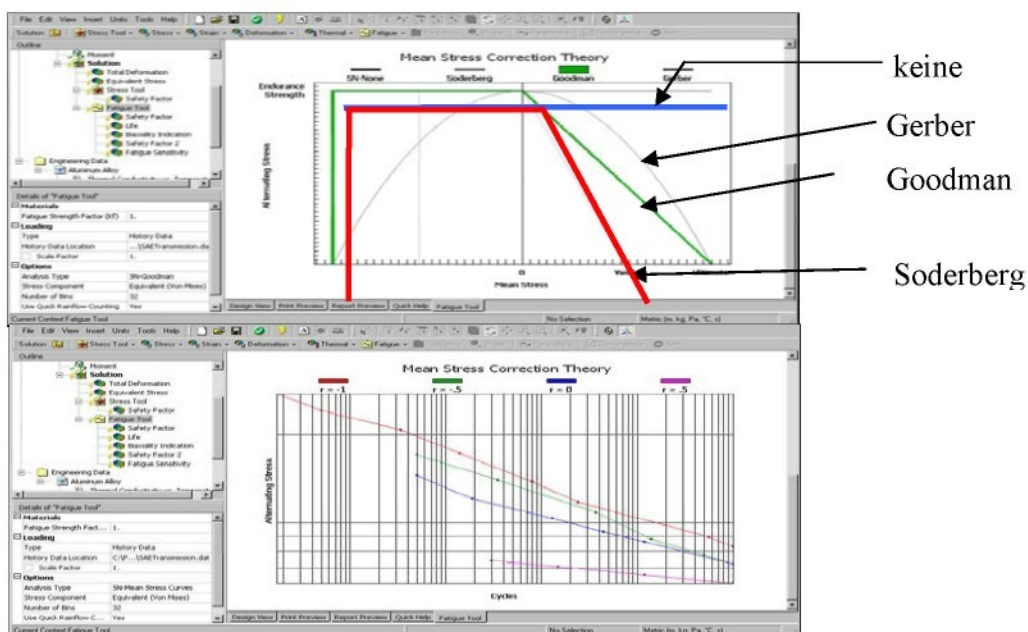
obr. 4.10: Výpočet Wöhlerových křivek deformace a modely zohledňující vliv středního napětí

Jsou-li z konečnoprvkových výpočtů k dispozici elasticko-plastické komponenty namáhání nebo se lineárně –elastická analýza koriguje podle Neuberovy metody a tím se tyto elasticko-plastické komponenty odhadnou, mohou být určeny napětovo-deformační hysterézní smyčky z cyklických deformačních křivek podle Ramberga a Osgooda [46], obr. 4.11. Příslušné materiálové hodnoty se zanesou do charakterizujících polí, dle obr. 4.8.



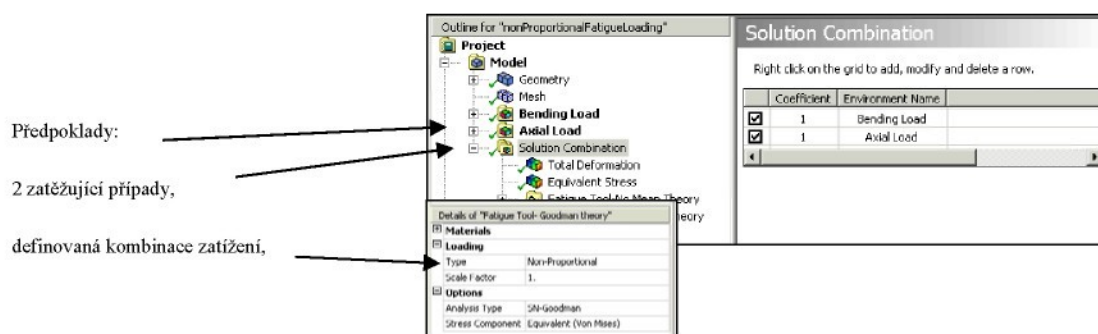
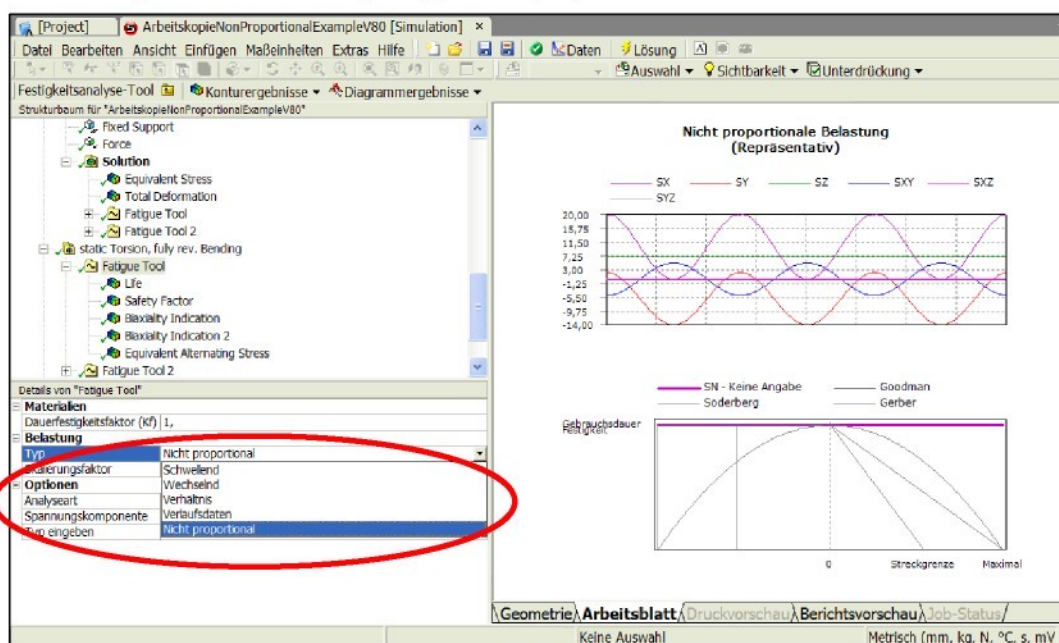
obr. 4.11: Hysterézní smyčky při konstantním a obecném zatížení

U napětových Wöhlerových křivek může být vliv středního napětí zohledněn pomocí metod dle Gerbera, Goodman nebo Soderberga nebo se dá použít interpolace mezi napětovými Wöhlerovými křivkami s různým zatěžujícím poměrem, obr. 4.12.



obr. 4.12: Metody zohlednění vlivu středního napětí v Wöhlerových křivkách

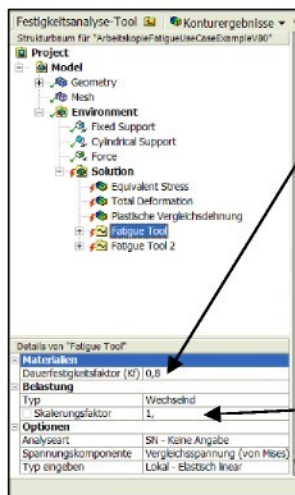
Víceosé zatěžování jako třeba statický krut a střídavý ohyb vedou k otáčivým osám hlavních napětí, což znemožňuje identifikaci únavově-nebezpečných míst struktury na základě namáhání jednotlivých komponent, k tomu je nutná implementace přídavných metod do Fatigue modulu [47,48]. V současném stavu je tento softwarový balík schopen zpracovávat zatěžující případy s konstantními amplitudami a neproporcionálním namáháním, obr. 4.13. Předpokladem jsou dva vypočtené zatěžující stavy a kombinace výsledků se zvoleným typem neproporcionálního zatížení.



obr. 4.13: Únavové výpočty při neproporcionálním zatížení s konstantními amplitudami [lit]

Výhodnou modifikaci Wöhlerových křivek nabízí použití faktoru únavové pevnosti  $K_f$ , zde nezaměňovat s anglickým označením vrubového součinitele, který je možno použít pro skalírování nebo k využití a napasování Wöhlerových křivek na technické předpisy, jako třeba FKM směrnice 183 [25], neboť jednotlivé vlivy jsou zohledněny multiplikativně a mohou být sloučeny v jeden celkový součinitel. Ten je pak „přepočítán“ na celový součinitel "Gesamteinflussfaktor" a vnesen do jako již zmíněný součinitel únavové pevnosti  $K_f$  ve Workbench-Fatigue modulu, obr. 4.14.





*Faktor únavové pevnosti  $K_f$ :*

Snížení dynamické pevnosti

- kvality povrchu,
- jako redukční součinitel
- k zohlednění technických předpisů

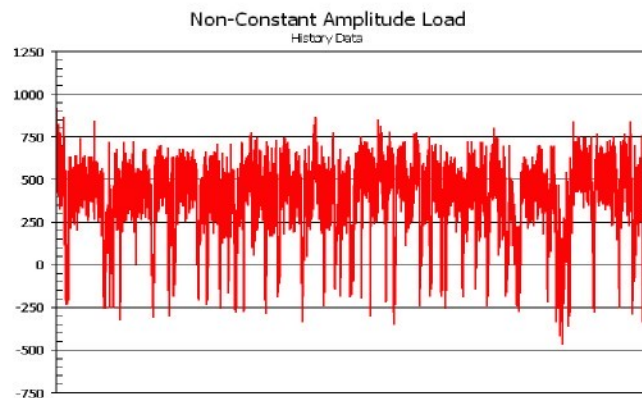
$K_f$  musí ležet mezi 0 a 1. Je zahrnut pouze do zatěžujících amplitud a ne do středních napětí

*Součinitel korekce:*

Korekce vypočtených napětí, konečněprvkový model řešen pouze jednou.

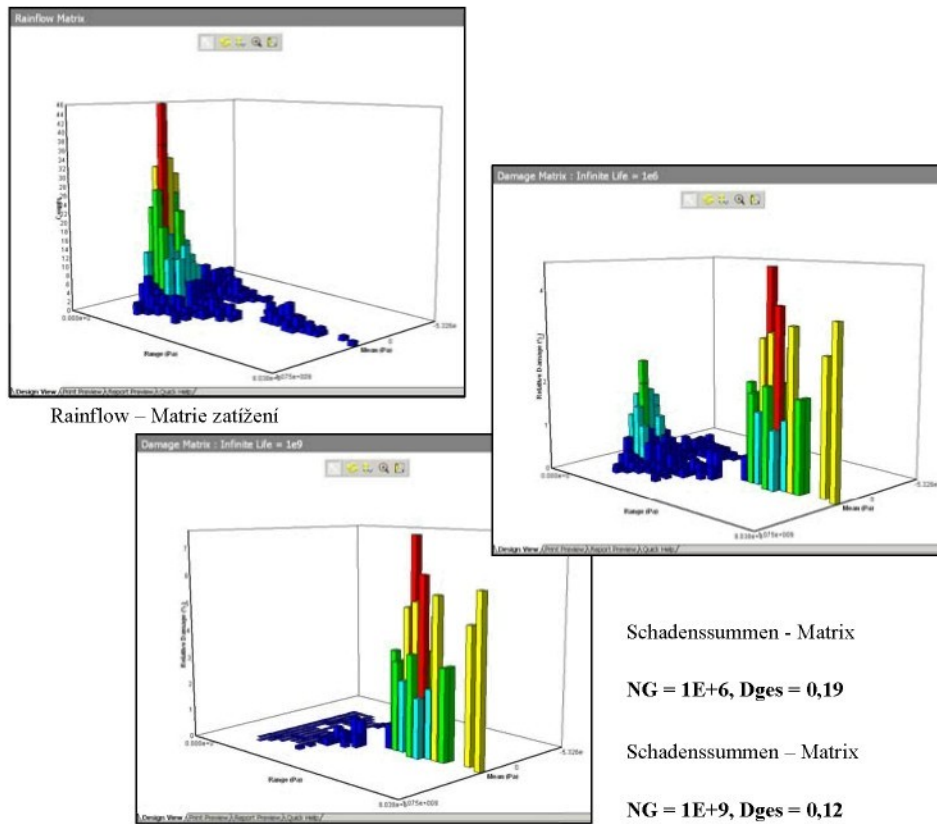
obr. 4.14: Význam součinitelů při obecném zatížení

Nepravidelná zatížení se načítají jako posloupnost bodů obratu signálu ve formátu ASCII, obr. 4.15. I zde je zosřtení nebo změkčení zatěžujícího signálu použitím přídatného součinitele možné.



obr. 4.15: Nepravidelná zatěžující funkce

Zatěžující funkce je pak pro únavovou pevnostní kontrolu interně vyhodnocena metodou stékání deště Rainflow. Grafické zobrazení matice Rainflow a při únavové pevnostní kontrole generovaná matice měř poškození představuje vhodnou kontrolu, obr. 4.16.



obr. 4.16: Rainflow- a míry poškození v maticovém tvaru pro různé hodnoty mezních cyklů  $N_G$



## 5 Numerické výpočty na pístech ze slitiny hliníku

Dimenzování pístů hraje u spalovacích strojů rozhodující roli. Nejdůležitější funkce pístu jsou:

- Přenos sil ze spalovaného směsi přes pístní čep a ojnice na klikovou hřídel
- Ke směšování a pohybu vytvořené směsi se využívá pístu. U dvoudobého motoru řídí píst přívod a přepouštění palivové směsi do spalovacího prostoru i ven z něj.

Z těchto základních funkcí plynou komplexní mechanické a termické pracovní podmínky, které musí být v pevnostním výpočtu zohledněny.

### 5.1 Namáhání pístu

Píst, je ve spalovacím motoru vystavený kombinaci extrémních komplikovaných termických a mechanických namáhání, která se pomocí teoretických metod nechají pouze odhadnout. Proto je nasazení jak numerických výpočtových metod (MKP, BEM), tak experimentálních metod, jako např. napětovo-optické vyšetřovací postupy, určování napětí pomocí tenzometrických měření, únavové testy a konečně přezkoušení v běžícím motoru enormě důležitě.

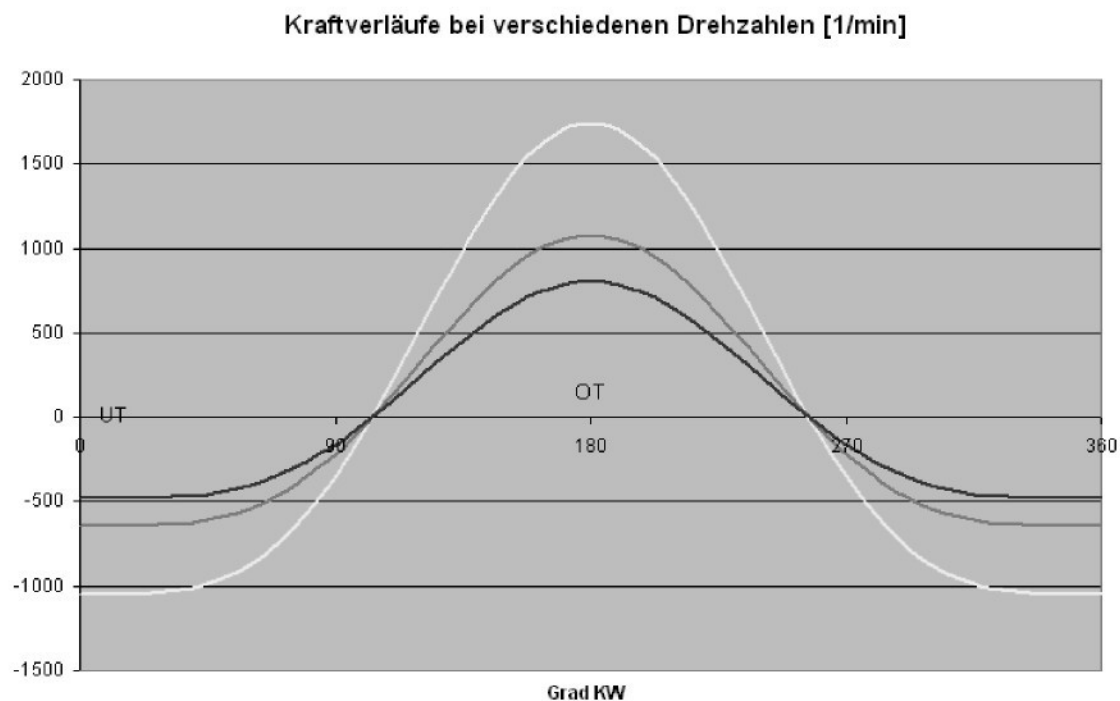
Z fenomenologického hlediska je pochopitelná snaha popsat a přiřadit různá namáhání a jejich časové průběhy. K mechanickým zatížením potom patří odstředivé síly rotující hmoty, tlakové síly od spalované směsi a opěrné síly pístu ve válci. Proudění a odvod tepla způsobí teplotní rozložení ve formě teplotního pole, které vzniká při provozu a vede ke vzniku termických napětí a deformací. Zkombinují-li se všechna tato zatížení, vznikne složitý napěťový a deformační stav.

#### 5.1.1 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu vznikne ve směru osy válce, když píst opustí z klidu takzvaný mrtvý bod a je zrychlen a při následném zpomalení před dalším mrtvým bodem. Tyto zrychlující a zpomalující síly se v horní a dolní úvratí sčítají (směr a velikost), kde také dosahují své největší hodnoty a nechají se v závislosti od klikového poměru  $\lambda_s$  a úhlové rychlosti  $\omega$  vyjádřit následující přibližnou rovnicí

$$a = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda_s \cdot \cos(2\alpha)) \quad (5.1)$$

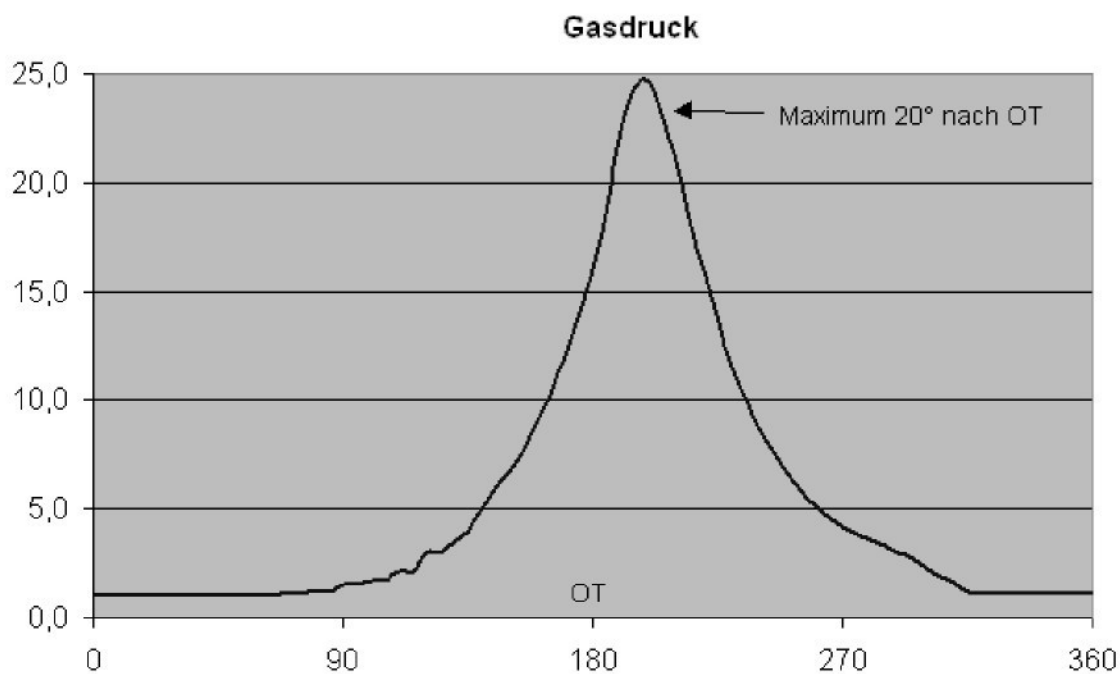
Vliv úhlové rychlosti je zřetelný v obr. 5.1. Zde je třeba zmínit polohu horní úvratě (HÚ) definovanou při úhlu  $\alpha = 180^\circ$  a ne jak je obvyčejně zvykem v rovnici 5.1 při úhlu kliky  $\alpha = 0^\circ$ .



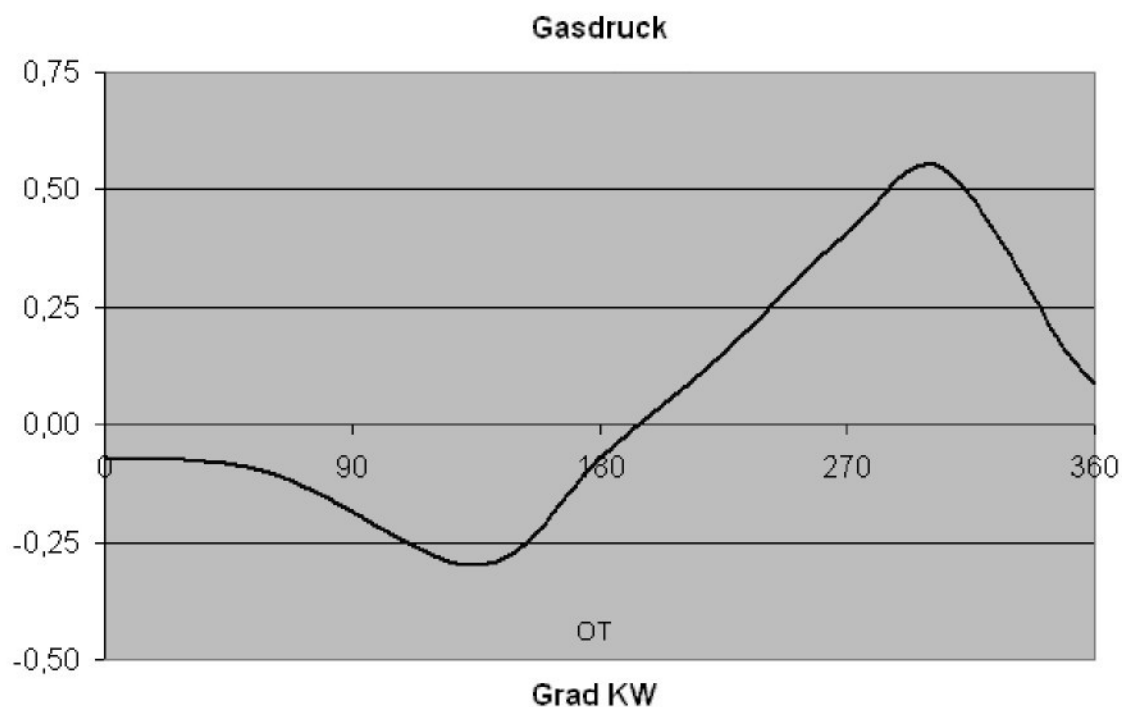
obr. 5.1: Vypočtené průběhy odstředivých sil při různých otáčkách

### 5.1.2 Síly plynu

Jako síly plynu označujeme síly, které vzniknou kompresí směsi paliva a vzduchu a zapálením (vznícením) této směsi ve válci a tím působí na dno pístu, obr. 5.2. U dvoudobého motoru vznikající tlaky v klikové skříni patří též do této skupiny, jsou ale hodnotami výrazně menší, obr. 5.3.



obr. 5.2: Průběh tlaku ve spalovacím prostoru



obr. 5.3: Relativní průběh tlaku v klikové skříni

### 5.1.3 Opěrné síly

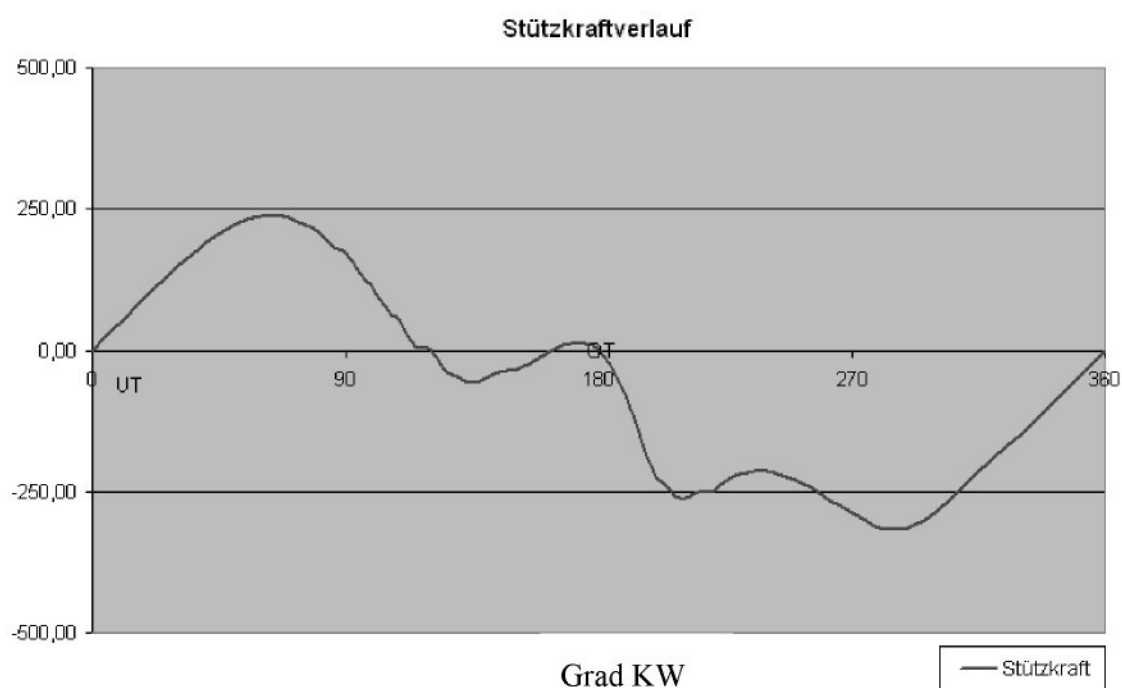
Opěrné síly (příčné síly) vznikají, když kliková hřídel nesvírá s osou válce úhel  $\alpha$  roven  $0^\circ$  nebo  $180^\circ$ , to znamená ojnice je v šikmé poloze a působí jako přidružené

zatížení pístu. Výsledná síla na píst se pak rozkládá na složku ve směru ojnice a ve směru opěrném, kolmém ke skluzové ploše pístu. Její hodnotu lze vypočítat z axiální síly a okamžitého svírajícího úhlu ojnice, kde v celkové oscilující hmotě jsou zahrnuty pístní kroužky, pístní čep a část hmotnosti ojnice:

$$F_{\text{Kolben Res}} = F_{\text{osz.Masse}} - F_{\text{Gas}} \quad (5.2)$$

A z toho příslušná opěrná síla:

$$F_{\text{Stütz}} = F_{\text{Kolben Res}} \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (5.3)$$



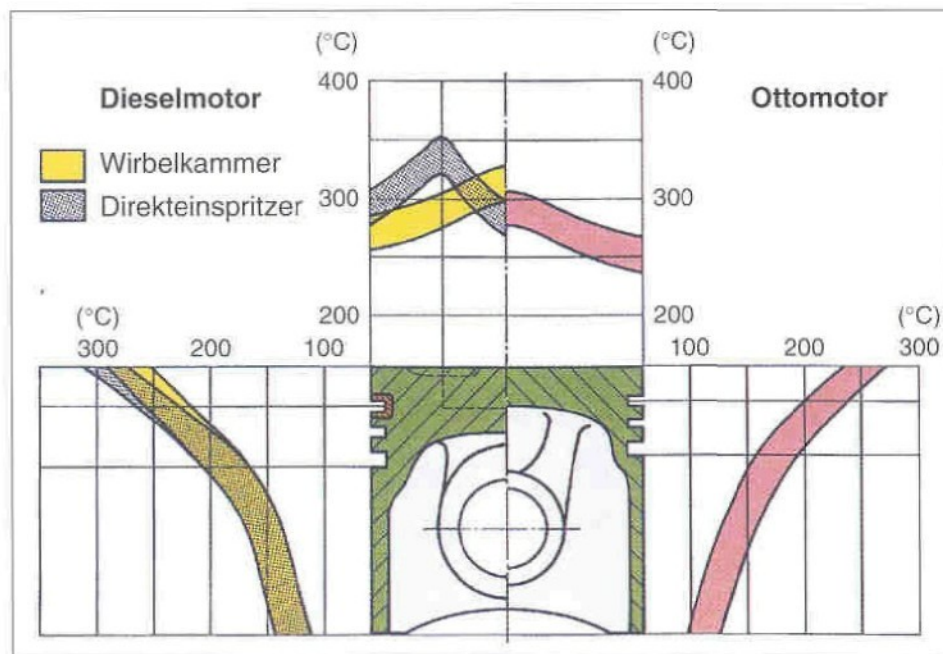
obr. 5.4: Vypočtený průběh opěrné síly (Stützkraftverlauf)

Průběh v obr. 5.4 není souměrný s horní úvratí, protože výsledná síla na píst v rovnici 5.3 závisí na průběhu tlaku ve spalovacím prostoru a ten není souměrný k HU (obr. 5.2). Při průchodech nulovou hodnotou proběhne změna směru síly. Tato opěrná síla je významně zodpovědná za vnitřní tření v motoru, hluk motoru, opotřebení válece a nechá se zmenšit cíleným mazáním stykové plochy válece – píst.

#### 5.1.4 Termické zatížení

Velice rychlá přeměna v palivu obsažené energie na teplo vede k při spalování k nárůstu tlaku a teploty, která dosahuje následně extrémních hodnot mezi 1500 °C až 2500 °C. Převážná část tohoto tepla opouští spalovací prostor s výfukovým plynem a zbytek přechází do stěny válece a dna pístu, uzavírajících spalovací prostor od klikové skříně. Teplo pohlcené v tomto procesu pístem odchází ze 60% přes partie pístních

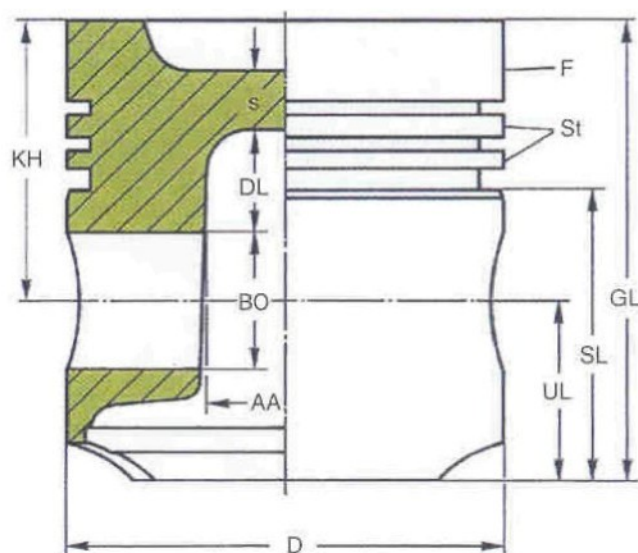
kroužků a dříku pístu do stěny válce a zlomková část jde do pístního čepu. Zbytkové teplo je při dalším pracovním cyklu přes dno pístu odevzdáno čerstvě přichozí směsi. Teplotní pole pístu se nechá zjednodušeně odhadnout podle (obr. 5.5), nebo se nechá určit na základě naměřených hodnot nebo termických konečněprvkových analýz.



obr. 5.5: Teplotní rozložení v pístu [49]

## 5.2 Geometrie pístu

Píst spalovacího motoru patří jako první článek do řetězce součástí přenášejících síly vznikajících během přeměny tepelné energie v energii mechanickou ve spalovacím motoru. Tím je dán i jeho vzhled, který musí splnit základní kladené požadavky. Pro průběh spalování je potřebné dno pístu a k dalšímu vedení síly na ojnici hlava pístu. Takto jednoduchá konstrukce nedostačuje k plnění těchto cílů (netěsnost, odvod tepla...), a tak jsou dalším rozšířením pístní kroužky a chlazení. obr. 5.6 ukazuje částečný řez pístem, ze kterého jsou patrné hlavní oblasti pístu. Na vrchní čelní straně se nachází dno pístu uzavírající spalovací komoru od klikové skříně, navazující náboj pístního čepu, přenášející sílu ze spalované směsi na pístní čep a dále na ojnici. K zamezení úniku tlaku ze spalovacího prostoru mezi pístem a válcem netěsností se vymezují pístními kroužky, umístěnými pod takzvanou spalovací hranou, která zamezuje přehřátí vrchních pístních kroužků. Pod nimi pokračuje dřík pístu, který slouží k vedení pístu ve válci a přenosu opěrných sil na stěnu válce. Delší dřík snižuje dále problém natačení pístu ve válci.

**Legende**

F= Spal. hrana, S= Tloušťka dna,  
 St= vzd. kroužků, KH= Kompresní výška,  
 DL= Vyp. délka, GL= Celková délka,  
 BO= Průměr otvoru pístního čepu,  
 SL= Délka dřívku, UL=Spodní délka,  
 AA= Vzdálenost náboje, D= Průměr pístu

obr. 5.6: Částečný řez pístem [49]

### 5.3 Materiály pístů

Specifické provozní podmínky kladou vysoké nároky na používané materiály. Oscilující pohyb a z něj plynoucí odstředivá síla vyústí v požadavek nízké hustoty (specifické hmotnosti). Teplotní pnutí pístové slitiny má pokud možno vykazovat podobné hodnoty jako materiál válce [51], stejně jako dobré kluzné vlastnosti. Vysoká mechanická pevnost je nutná, aby píst odolával mechanickým namáháním při zvýšených teplotách.

Obzvláště vhodné a požívané jsou slitiny hliníku s příměsí křemíku, které se podle obsahu křemíku dělí se na eutektické, nadeutektické a vysoce nadeutektické. Ty se vyznačují vhodnými materiálovými vlastnostmi jako je pevnost při různých teplotách, Hookův E-Modul, koeficient teplotní roztažnosti a teplotní vodivosti. Pro všechny tyto hodnoty existují podrobné materiálové databanky, jako např. Firemní Mahle, Kolbensch., Wiam nebo [25] a jsou shrnuty v tab. 5.1 až tab. 5.4. Následující hodnoty se vztahují k eutektické slitině Al Si 12 Cu Mg Ni a tvoří základ konečněprvkových výpočtů, viz kapitoly 5.4 až 5.5.

tab. 5.1: Pevnostní hodnoty pro Al Si 12 Cu Mg Ni

| Temperatur [°C] | $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ] | $R_{p0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ] | A [%]   | $\sigma_{bw}$ [N/mm <sup>2</sup> ] |
|-----------------|----------------------------|---------------------------------|---------|------------------------------------|
| 20              | 230-300                    | 220-260                         | 0,5-1,5 | 90-120                             |
| 150             | 210-260                    | 200-250                         | 1-2     | 70-110                             |
| 250             | 100-160                    | 100-140                         | 3-5     | 50-70                              |
| 350             | 60-80                      | 30-40                           | 10-15   | 20-30                              |



tab. 5.2: E-Modul pro Al Si 12 Cu Mg Ni

| Temperatur [°C] | 20    | 150   | 250   | 350   |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| E-Modul         | 84000 | 79000 | 76000 | 70000 |

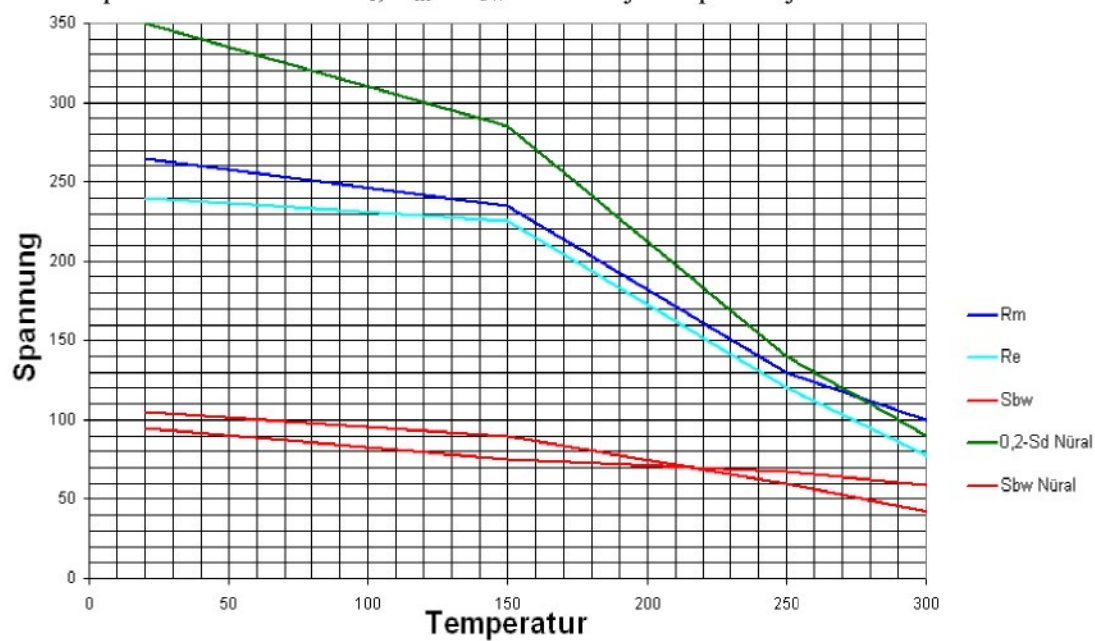
tab. 5.3: Teplotní roztažnost pro Al Si 12 Cu Mg Ni

| Temperatur [°C]     | 20-100 | 20-200 | 20-300 | 20-400 |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|
| $\alpha$ [10E-6/°C] | 19,4   | 20,3   | 20,9   | 21,7   |

tab. 5.4: Teplotní vodivost pro Al Si 12 Cu Mg Ni

| Temperatur [°C]   | 20  | 150 | 250 | 350 |
|-------------------|-----|-----|-----|-----|
| $\lambda$ [W/m²K] | 155 | 156 | 159 | 164 |

Změna pevnostních hodnot  $R_e$ ,  $R_m$  a  $S_{bw}$  s narůstající teplotou je znázorněno v obr. 5.7.



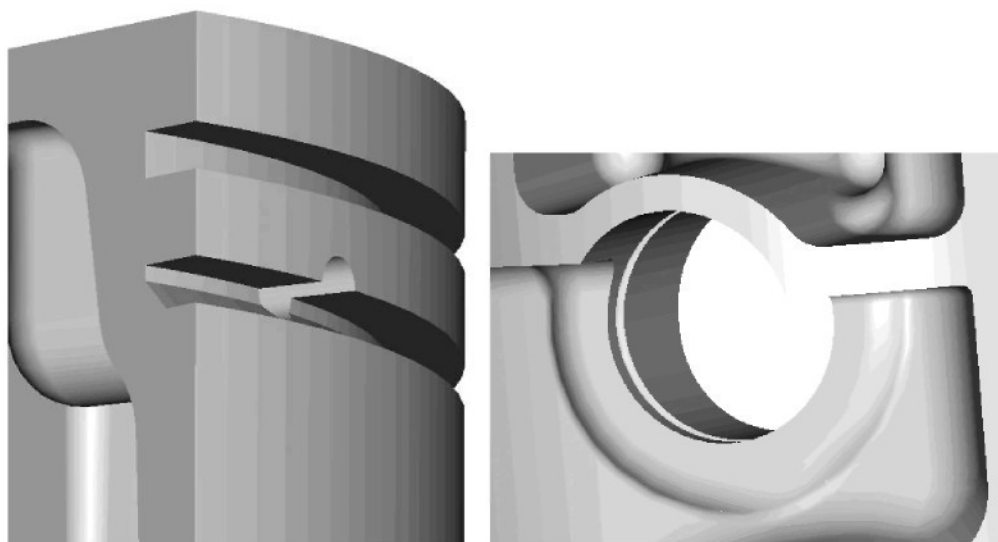
obr. 5.7: Pevnostní hodnoty pro Al Si 12 Cu Mg Ni a Nüral 1762

## 5.4 Tvorba modelu, požití modely, zatěžující a okrajové podmínky

Ne všechny v kapitole 5.1 popsaná zatížení mohou být použity konečněprvkovým výpočty. Simulace plného 360° pracovního cyklu pístu (jedno otočení klového hřídele) je sice možná, představuje však neúměrnou časovou náročnost. Proto budou počítány zatížení v horní a dolní úvratí při maximálních otáčkách, protože představují meze maximálního zatížení. V následujících kapitolách jsou popsány omezení a zjednodušení konečněprvkového modelu.

### 5.4.1 Import a příprava CAD geometrie

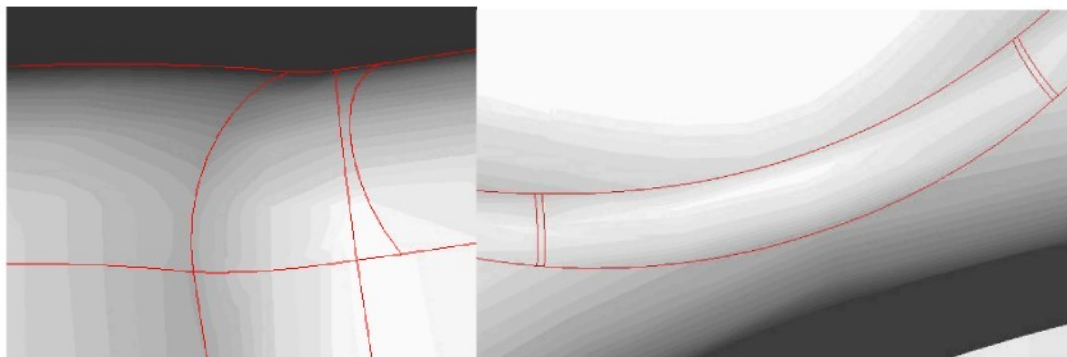
Všechny konstrukční varianty pístů jsou vytvořeny v softwaru Pro/Engineer 2001, a převedeny pomocí přímého převodníku ProE-ANSYS do konečněprvkového programu ANSYS 9.0. Na malých geometrických detailech jako jsou (áze, zaoblení a díry zjemňuje ANSYS konečněprvkovou síť, tím se výrazně prodlužuje doba výpočtu pístových modelů a zhoršuje jejich konvergenční chování, tak že je potřebné na určitých místech manuální zasíťování. Ve výpočtu jsou použity z důvodu symetrie poloviční modely (vyjimečně i čtvrtinové modely), což snížení nároků přibližně na polovinu. Pozměněny musí být především místa s poloměry menšími než 1 mm, nebo místa s vysokým stupněm complexity, který se nepodílí na přenosu síly, obr. 5.8. Příkladně jsou odstraněny zaoblení a fáze na místě (1) a malý otvor na místě (3). Naopak na místě (2) je vsazena ( $d^*d$ ;  $d = 0.8$  mm), která eliminuje singularitu na místě ostré hrany.



obr. 5.8: Příprava pístových modelů pro MKP výpočet

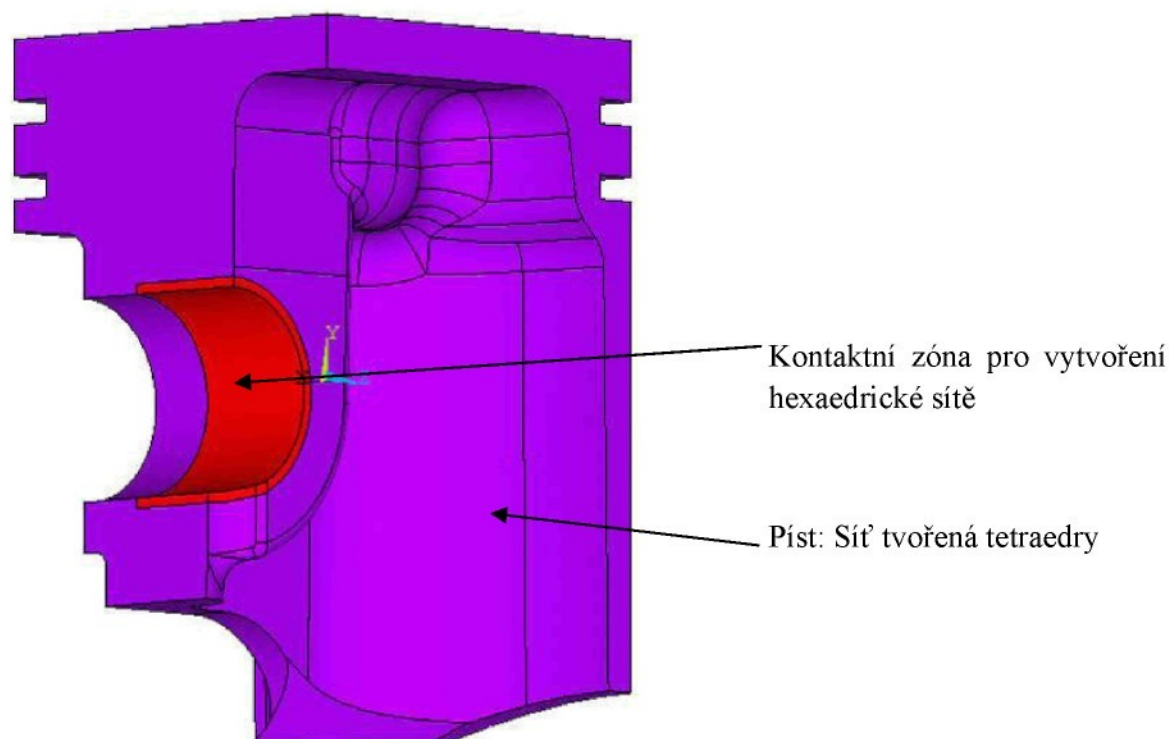
Problematické jsou především malé překrývající se plochy a hrany, které se i někdy vyskytnou pod povrchem CAD modelu (obr. 5.9) a které vedou k přerušení tvorby sítě nebo k výraznému zhoršení konvergence výpočtu.





obr. 5.9: Příklady překrývajících se ploch v CAD modelu

V importovaných modelech je přímo v preprocesoru prostředí ANSYS vytvořena definovaná zóna tak, aby bylo možno použít na zasítování různé druhy prvků (hexaedry a tetraedry). Využitím hexaedrických elementů v okolí kontaktních a targeťových ploch mezi pístem a pístním čepem se zkrátí potřebná doba výpočtu a také se současně nabídne možnost vytvořit pravidelnou strukturovanou síť (mapped mesh) v kontaktní oblasti, což přispěje ke zrychlení konvergence a v některých modelech ji teprve umožní, obr. 5.10.



obr. 5.10: Průnikové objemy v Ansysu

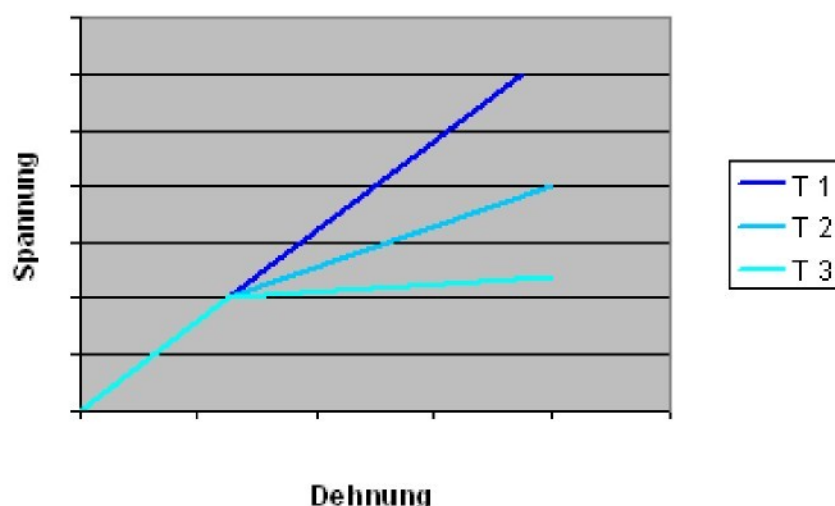
#### 5.4.2 Model materiálu

Pro co možná nejrealističtější simulaci pístu musí být zohledněny různé vlastnosti materiálu. To znamená přejmout v 5.2 představené hodnoty do konečněprvkového programu a tam je přiřadit ve funkční závislosti na teplotě. Použitím více materiálových vlastností závisících na teplotě exponenciálně stoupá časová náročnost

celého výpočtu. Zde platí najít vyvážený kompromis mezi přesností a časovou náročností výpočtu. Pro analýzu provozního teplotního pole je teplotní vodivost materiálu jediným potřebným parametrem. Zjištěné odchylky od průměrné hodnoty z intervalu hodnot představují méně než 3% a budou ve výpočtu zanedbány. Obdobně zanedbává se ukazuje změna součinitele teplotní roztažnosti pro strukturní analýzu, která odpovídá ca. 7% vztaženo k průměru ze čtyř hodnot. Jao velmi důležité se jeví zohlednit teplotní závislost Hookova modulu pružnosti  $E$  (obr. 3.11) do výpočtu, což se nechá provést dvěma různými způsoby:

1. Metoda Mkin nebo Miso: Pomocí této metody nabízí ANSYS možnost nahradit na teplotě závislé napětovo-deformační křivky použitím aproximace dílčími úsečkami. K tomu jsou k dispozici dvě základní chování materiálu a sice Multilinear Kinematic Hardening (Mkin) nebo Multilinear Isotropic Hardening (Miso). Ty umožňují výpočet plastických deformací v závislosti na teplotě. Nevýhoda spočívá v tom, že je nutné, aby Hookův modul pružnosti prvního úseku napětovo-deformační křivky byl vždy konstantní, nezávisle na teplotě. Všechny ostatní přímkové úseky připoštějí pouze relativně malé změny  $E$  modulu. Protože je však třeba teplotní závislost  $E$  modul zachytit již v lineárně-elastické oblasti, je popsané chování analogicky „manipulováno“. A sice jsou na velmi malém deformacích a napětích vytvořeny napětové deformační křivky se shodným  $E$  modulem a potom okamžitě proveden odklon křivek na požadovanou hodnotu při dané teplotě, obr. 5.11.

### Spannungs-Dehnungs-Kurve = $f(\text{Temp.})$

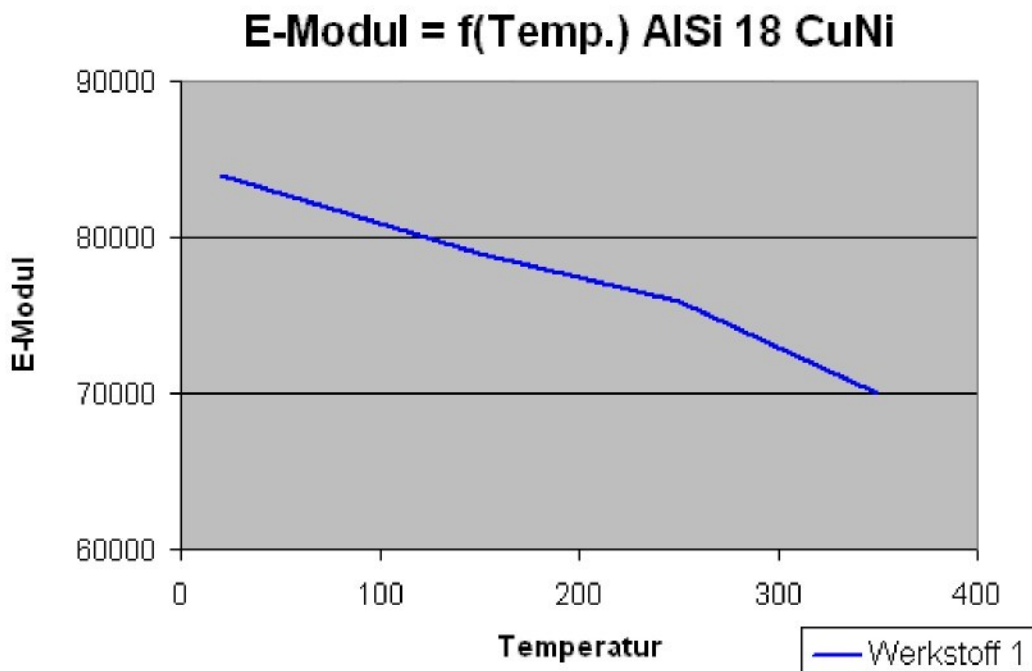


obr. 5.11: Teplotně závislá deformační křivka Mkin

Další nevýhodou je enormní časová náročnost výpočtu při použití tohoto materiálového zákona. Výpočet se provádí iterativně, nezávisle na faktu, že při zatížení od tlaku plynu nelze očekávat plastické deformace a deformační chování je prakticky lineárně elastické. Z tohoto důvodu bylo toto chování použito pouze pro porovnávací výpočet a není dále sledováno.

2. Metoda: Linear Isotrop – Liso: Toto chování materiálu nenabízí možnost výpočtu plastických deformací, ale umožňuje přiřazení  $E$  modulu v lineárně elastické oblasti při

určité teplotě. Při tomto postupu se dá kombinovat více přímkových úseků za sebou a tím částečně přiblížit „nelineární“ chování materiálu (obr. 5.12).



obr. 5.12: Závislost E-Modulu na teplotě – Liso

Začlenění na teplotě závislého modulu pružnosti proběhne v návaznosti na výpočet teplotního pole. Pro výpočet zatížení pístů je aplikováno výše popsané linealizované chování materiálu.

## 5.5 Použité zatěžující a okrajové podmínky

Aplikace zatížení a okrajových podmínek v konečněprvkovém modelu z důvodu pevnostní únavové kontroly musí co možná nejlépe zachytit reálné podmínky. V kapitolách 5.1.1 až 5.1.4 jsou popsány jednotlivé složky zatížení, jakož i okrajové a kontaktní podmínky pro motorickou a mimo motorickou simulaci.

### 5.5.1 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu je jako důležitá složka celkového zatížení v konečněprvkovém modelu integrována. Určení se orientuje na postup zachycený v kapitole 5.1.1.

### 5.5.2 Tlak plynu

K určení působícího tlaku směsi jsou použity tlaková měření na motoru. Podle pozice klikového hřídele je zaznamenán měřený průběh tlaku v závislosti na čase a zanesen do konečněprvkového výpočtu jako tlakové zatížení působící na dno pístu. Kolísání tlaku v klikové skříni odpovídá ca. 2% tlaku při vznícení (obr. 5.3) a samotné jeho kolísání dosahuje vyšších hodnot. Proto je od zohlednění tlaku v klikové skříni v upuštěno.

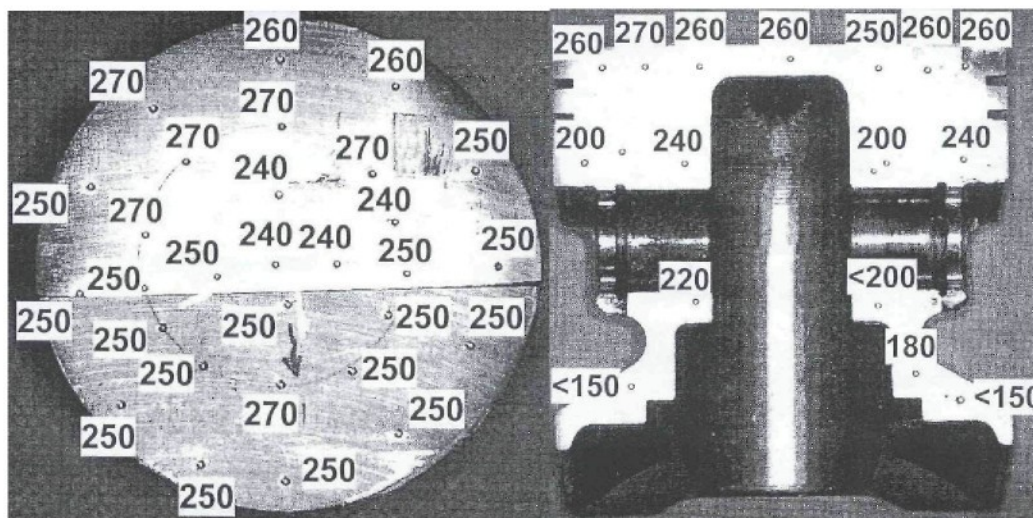


### 5.5.3 Opěrné síly

Z důvodu „neexistující“ stěny válce (není modelována) chybí kontaktní plocha mezi válcem a pístem a proto není tato kontaktní podmínka v motorické simulaci zohledněna. V mimomotorické simulaci je vzniklá kontaktní situace aproximována přibližnou kontaktní plochou.

### 5.5.4 Teplotní zatížení

Pro výpočet teplotního pole pístu jsou použity experimentální výsledky experimentálního měření teploty při motorickém zatížení na zkušebním poli. Protože zde není možné využít teplotní senzory na co možná nejvíce místech, je existující teplota určena v závislosti na poklesu tvrdosti materiálu. Na základě několika změřených tvrdostí porovnaných s hodnotami naměřených senzory je možno usuzovat, jaké panují při provozním zatížení na měřených místech teploty. Pravidlem pro získání ustálených hodnot je provoz motoru mezi 10 až 15 hodinami, také ty jsou však zatíženy statistickým rozptylem. Takto naměřené teplotní pole pístu je považováno za dostatečně přesné a je využito jako základ v následujících termických simulacích. V obr. 5.13 jsou znázorněny body ve kterých byly měřeny tvrdosti a z nich odvozené provozní teploty. V kapitole 5.6.3 je k nahlédnutí porovnání mezi měřením teploty a vypočteným teplotním polem.

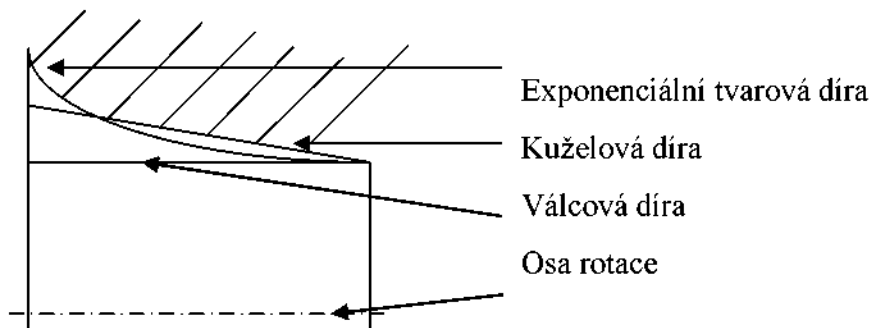


obr. 5.13: Naměřené teploty na pístu [50]

### 5.5.5 Kontakt mezi pístem a pístním čepem

Kontakt mezi pístem a pístním čepem má rozhodující vliv na deformační chování celého systému. Skutečný píst má v oku pro čep vytvarovanou díru aby se přizpůsobil deformaci při zatížení. V konečněprvkovém modelu musí být tyto styčné plochy použity takzvané kontaktní prvky, aby nedocházelo k pronikání sousedících součástí. Stejně tak je možno určit deformaci stykových ploch a plošný kontaktní tlak mezi oběma součástmi. Jako postupy modelování jsou v [51] nabízeny následující návrhy:

- 1. Možnost: Tvarová díra v otvoru pístního čepu je modelována jako exponenciální funkce, nebo nejméně jako kuželová díra, (viz. obr. 5.14).



obr. 5.14: Znáznornění tvaru otvorů

Tato tvarová díra má pak větší nosnou plochu a tím i menší plošný tlak. Tímto způsobem se nechá zamezit napětovým extrémním hodnotám. Tato varianta se nechá v objemovém 3D-modelu snadno provést, konečněprvkovém modelu se však ukazují konvergenční problémy v kontaktní zóně, v extrémních případech divergenci modelu.

- 2. Možnost: Tvar díry se ponechá válcový, konečněprvkový model se nadefinuje elasto-plastické chování materiálu. Následují dva MKP výpočty, v prvním kroku dochází při elasto-plastickém chování materiálu k změně tvaru díry a napasování na tvar zatíženého pístního čepu. V druhém kroku dovhází k opětovnému zatížení pístu, tvar díry a pístního čepu jsou připraveny a plošný tlak je nižší a rovnoměrně rozložený. Napětové špičky se na stykové hraně se pak již ve výpočtu nevyskytují.

Toto řešení problému je možno provést, zároveň však několikanásobně stoupá náročnost výpočtu, vedoucí při výběru z více variant k neúnosnému prodlužování výpočtu. Z tohoto důvodu jsou napětové špičky v oblasti náboje pístního čepu brány jako důsledek kontaktní podmínky v konečněprvkovém modelu a tedy ne relevantní pro pevnostní hodnocení. To potvrzují také výsledky experimentů, kde na kontaktních místech mezi pístem a čepem nebyly nalezeny žádné únavové trhliny vedoucí ke kolapsu součástí. Tímto zjednodušením díry pístního čepu na válcovou formu nevznikají také žádné změny napětí v ostatních zatížených partiích pístu.

#### 5.5.6 Zatěžující případ A – motorická simulace pístu

Motorická simulace odpovídá provoznímu stavu pístu při maximálních otáčkách s odpovídajícím teplotním polem. Výpočet je proveden pro dvě mezní polohy klikového hřídele a sice v horní úvrati a dolní úvrati. Okrajové podmínky jsou definovány kompletní zamezení pohybu na pístním čepu (všechny stupně volnosti) a podmínka symetrie v rovinách souměrnosti (posuv v normálovém směru), tab. 5.5.

## Přehled zatěžujících případů

tab. 5.5: Přehled základních variant (provozní stav)

|        | Pozice kliky | Zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ] | Tlak plynu [bar]           | Teplotní pole |
|--------|--------------|------------------------------|----------------------------|---------------|
| Var. 1 | UT/OT        | 24564 / 44216                | $0,1 / 0,8 \cdot p_{\max}$ | ne            |
| Var. 2 | UT/OT        | 24564 / 44216                | $0,1 / 0,8 \cdot p_{\max}$ | ano           |
| Var. 3 | UT/OT        | 24564 / 44216                | $0,1 / 0,8 \cdot p_{\max}$ | ne            |
| Var. 4 | UT/OT        | 24564 / 44216                | $0,1 / 0,8 \cdot p_{\max}$ | ano           |
| Var. 5 | UT/OT        | 22570 / 37614                | $0,1 / p_{\max}$           | ne            |
| Var. 6 | UT/OT        | 22570 / 37614                | $0,1 / p_{\max}$           | ano           |
| Var. 7 | UT/OT        | 22570 / 37614                | $0,1 / p_{\max}$           | ne            |
| Var. 8 | UT/OT        | 22570 / 37614                | $0,1 / p_{\max}$           | ano           |
| Var. 9 | UT/OT        | 22570 / 37614                | $0,1 / p_{\max}$           | ano           |

### 5.5.7 Zatěžující případ B – mimo motorická simulace pístu

Mimo motorická simulace odpovídá stavu pulzování na zkušebním zařízení. V konečněprvkové simulaci pulzního zatížení je dno pístu namáháno konstantním tlakem a píst uchycen na pístním čepu. Působící teplotní pole na pístu neodpovídá tomu vzniklému za provozu. Na zážehové straně pístu panuje teplota  $200^\circ\text{C}$  a dřík pístu je obklopen vzduchem o normální okolní teplotě. Uchycení modelu je i zde provedeno na pístním čepu (všechny stupně volnosti) a podmínka symetrie v rovinách souměrnosti (posuv v normálovém směru), tab. 5.6.

tab. 5.6: Přehled použitých modelů (pulzování pístu)

|        | Gasdruck [bar]     | Temperaturfeld |
|--------|--------------------|----------------|
| Var. 1 | $4 \cdot p_{\max}$ | nein / ja      |
| Var. 3 | $4 \cdot p_{\max}$ | nein / ja      |
| Var. 5 | $4 \cdot p_{\max}$ | nein / ja      |
| Var. 7 | $4 \cdot p_{\max}$ | nein / ja      |
| Var. 9 | $4 \cdot p_{\max}$ | nein / ja      |

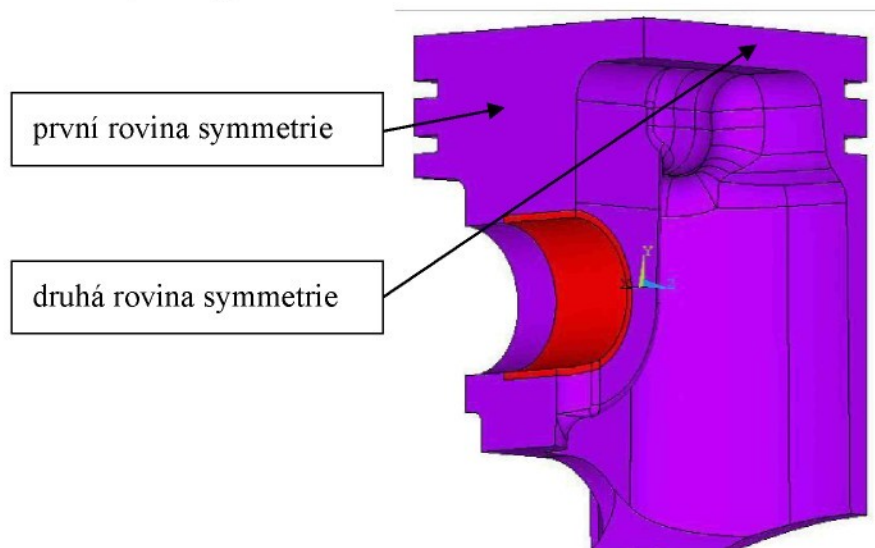
## 5.6 Namáhání při zatížení pístu

### 5.6.1 Přehled jednotlivých druhů zatížení

Vhodnou možností, dozvědět se více o účincích jednotlivých druhů zatížení je separovat jednotlivé komponenty při provozním stavu a pulzování, to znamená zatížit model postupně. V obrázcích v příloze A je znázorněn píst za provozních teplot, provozního tlaku (jen v horní úvrati) a při zrychlení z dolní a horní úvrati. Zachycené písty na obrázcích v příloze A při příčném pulzování jsou nejprve zatíženy pouze teplotním polem, následně kombinací z mechanického a tepelného zatížení. Okrajové podmínky odpovídají těm definovaným v kapitolách 5.1.1 až 5.1.4.

### 5.6.2 Vliv vynucené symetrie na kvalitu výsledků výpočtu

Z důvodu zrychlení výpočtu je možné model rozdělit v rovinách symetrie a přidat vhodné okrajové podmínky. Tím je možno snížit počet elementů téměř až o 50% (u polovičního modelu) nebo až o 75% (u čtvrtinového modelu). Existující malé asymetrie v modelu přitom musí být nutně ignorovány, což může negativně ovlivnit výsledek výpočtu, obr. 5.15. Z tohoto důvodu jsou provedeny tři porovnávací výpočty na úplném, polovičním a čtvrtinovém modelu.



obr. 5.15: Vyhodnocení symetrizace modelu

Následně jsou porovnány na vybraných místech rozdíly výsledky poměrných deformací, tab. 5.7.

tab. 5.7: Porovnání při různých podmínkách symetrie

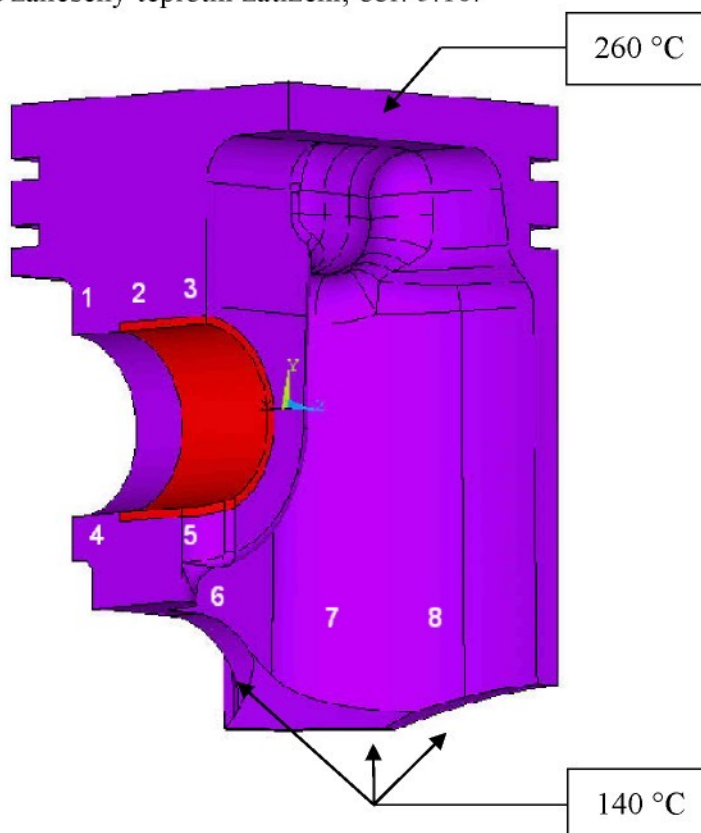
| Pozice                | 1 | 2   | 3   |
|-----------------------|---|-----|-----|
| Rozdíl v posunutí [%] | 0 | 0,5 | 0,7 |



Využitím symetrie modelu a zanedbáním malé nesymetrie se významně sníží výpočtová náročnost modelu a vzniká relativní chyba menší než 1%, která se ukazuje pro další postup jako akceptovatelná.

### 5.6.3 Ověření simulovaného teplotního pole

V provozu vzniklé teplotní pole je v termické simulaci napodobeno použitím teplotních zatížení a kontrolováno na deseti vybraných místech. Pozice 1 a 10 jsou plochy na kterých jsou zaneseny teplotní zatížení, obr. 5.16.



obr. 5.16: Vybraná místa pro porovnání simulace a měření

tab. 5.8 ukazuje odchylky naměřených a vypočtených teplot a Hookova E modulu v procentech.

tab. 5.8: Porovnání naměřených a vypočtených teplot a odchylka E modulu v %

| Pozice: | Měření: [°C] | Výpočet: [°C] | Odchylka T : [%] | Odchylka E-Modul: [%] |
|---------|--------------|---------------|------------------|-----------------------|
| 1       | 260          | 260           | 0                | 0                     |
| 2       | 200          | 200           | 0                | 0                     |
| 3       | 220          | 215           | -2               | 0,4                   |
| 4       | 240          | 230           | -4               | 1                     |
| 5       | 200          | 180           | -10              | 2                     |
| 6       | 200          | 170           | -15              | 3                     |

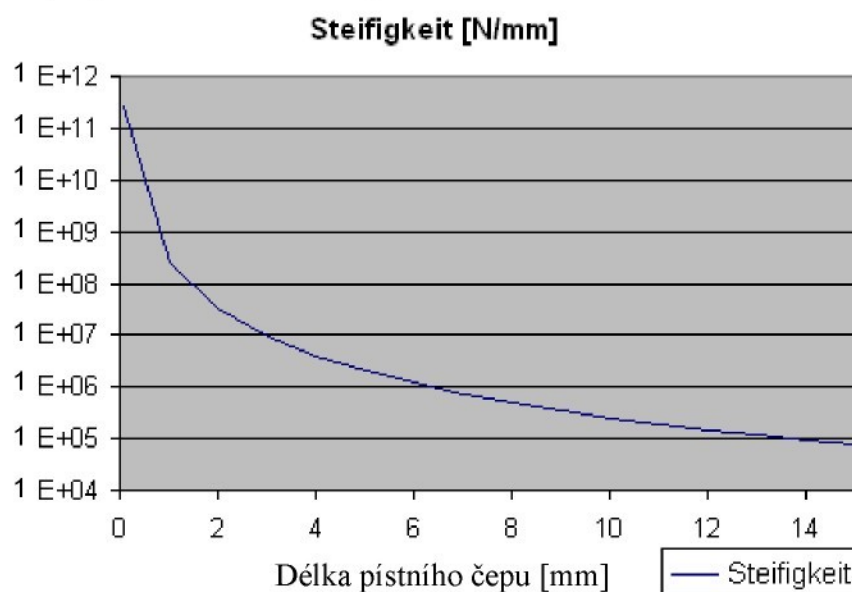


|    |     |     |    |   |
|----|-----|-----|----|---|
| 7  | 150 | 145 | -3 | 1 |
| 8  | 150 | 150 | 0  | 0 |
| 9  | 150 | 140 | -7 | 1 |
| 10 | 140 | 140 | 0  | 0 |

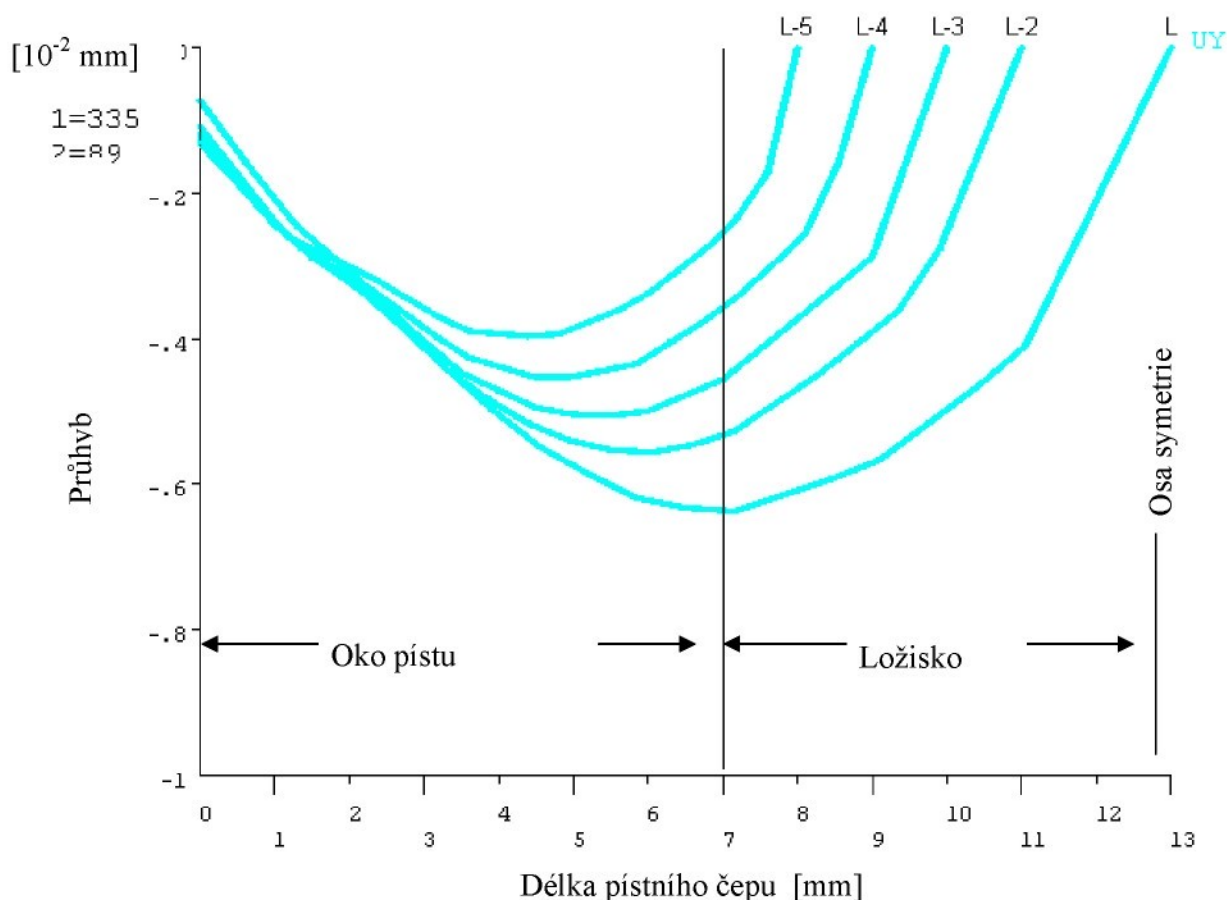
Maximální odchylka činí 15 % na místě s označením 6. Změna teplotního zatížení vede sice ke zlepšení v tomto bodě, znamená však zhoršení na jiných místech. Protože se zde nejedná o žádné kritické místo na pístu, je zde tato chyba považována za akceptovatelnou.

#### 5.6.4 Vliv délky pístního čepu na deformaci pístu

Deformace pístu je následkem působících sil a kontaktních a také kontaktní podmínky k pístnímu čepu. Vliv na deformaci pístního čepu a tím také na deformační chování samotného pístu má i ojnice a jehličkové ložisko mezi ojnicí a pístním čepem. Protože simulace ojnice, která by znamenala enormní výpočtové náročnosti není provedena, neboť by bylo nutné zahrnout do výpočtu další kontakty a nelinearity, je nutno, aby byl nalezen odpovídající zjednodušený model, který by kompenzoval ztracenou tuhost pístního čepu. Jenou z nejjednodušších možností, jak zvýšit tuhost je použít k vyrovnání kratšího pístního čepu. (viz obr. 5.17). K vyloučení systematické chyby při tvorbě modelu je byl proveden výpočet pro různé délky pístního čepu, jakož rozhodujícího kritéria pro tuhost a ohybové chování soustavy. Ostatní okrajové podmínky modelu pístu jsou ponechány a pro různé velikosti pístu vynesena závislost průhybu na délce čepu. Zde je patrný nárůst tuhosti při zkrácení čepu, který je téměř shodný s průběhem kubické exponenciální funkce.



obr. 5.17: Ohybová tuhost pístního čepu

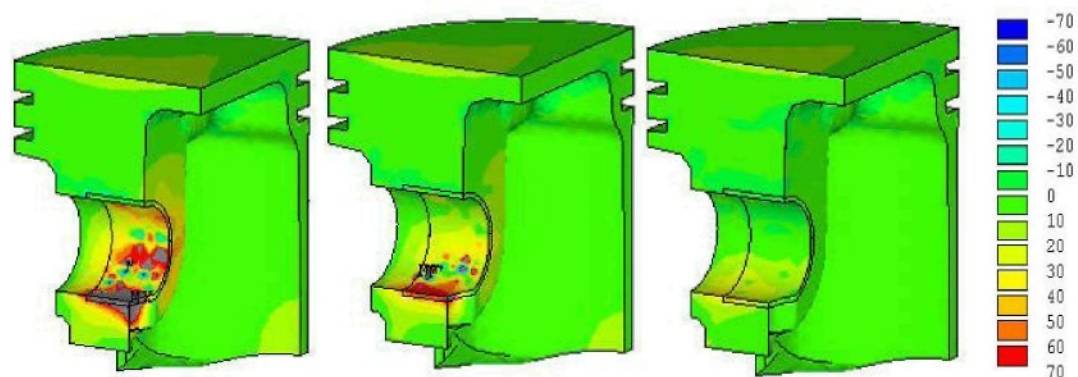


obr. 5.18: Ohybová čára pístního čepu (vnější kontura spodní strana)

Průhyb pístního čepu při různých délkách je vyneseno v obr. 5.18. Patrný je maximální průhyb u nejdelšího pístního čepu (Křivka L) a nejmenší průhyb u nejkratšího čepu (Křivka L-5). Nominální hodnota průhybu činí  $6 \cdot 10^{-3}$  mm a je menší než přípustná vůle v jehličkovém ložisku. Z toho plyne, že ojnice a klec ložiska nemají rozhodující vliv na tuhost pístního čepu. V dalších výpočtech je tedy ponechána nezměněná původní délka.

### 5.6.5 Vliv vůle mezi pístem a pístním čepem

Vzdálenost mezi kontaktními elementy může silně ovlivnit konvergenční chování simulačního modelu. Čím je tato vzdálenost menší tím je výpočet lépe konverguje, vzniká zde však nebezpečí přídavného předpětí, které může vést ke změně napětového stavu. Pro přesnější odhad byla provedena variace průměru pístního čepu v několika krocích a výsledky porovnány na základě hlavních napětí. Paralelně byla změněna vůle na skutečném pístu. Zjištěná hodnota se pohybovala průměru okolo 10  $\mu$ m. Na obr. obr. 5.19 jsou porovnány závislost zjištěných napětí na vůli mezi pístem a pístním čepem.



obr. 5.19: Porovnání napětí pro velikosti vŕlí 5, 10 und 15  $\mu\text{m}$  (zleva)

Průběh napětí závisí výrazně na vŕlí, největších napětí je dosahováno při nejmenší vŕlí. Hodnota prvního hlavního napětí dosahuje při vŕlí 15  $\mu\text{m}$  v porovnání s vŕlí 5  $\mu\text{m}$  už jen 50%. Pro to jsou do následujících výpočtů použity konzervativní hodnoty pístních vŕlí (jsou měřeny za studena) 10  $\mu\text{m}$ , přímo odpovídající naměřeným hodnotám.

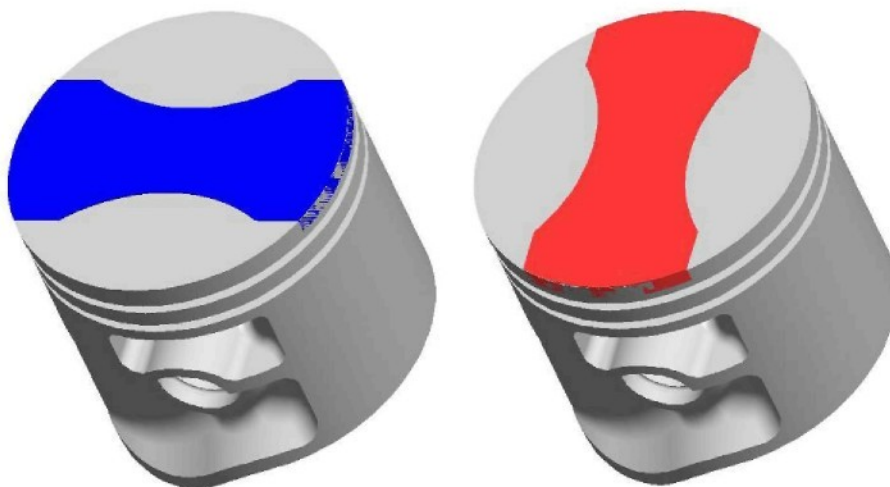
## 6 Experimentální zkoušky

K získání materiálových hodnot jsou provedeny charakteristické zkoušky na zkušebních vzorcích při statickém a cyklickém zatížení a to jak při normální teplotě tak při 250 °C, aby bylo možné zjistit vliv zvýšené teploty.

Následně budou vybrané varianty pístů podrobeny mimomotorickém únavovým zkouškám na pulzátorech a konečně pak zabudovány ve zkušebních motorech a za pomoci hydraulických brzd testovány provozní zatěžující stavy.

### 6.1 Popis měřených vzorků

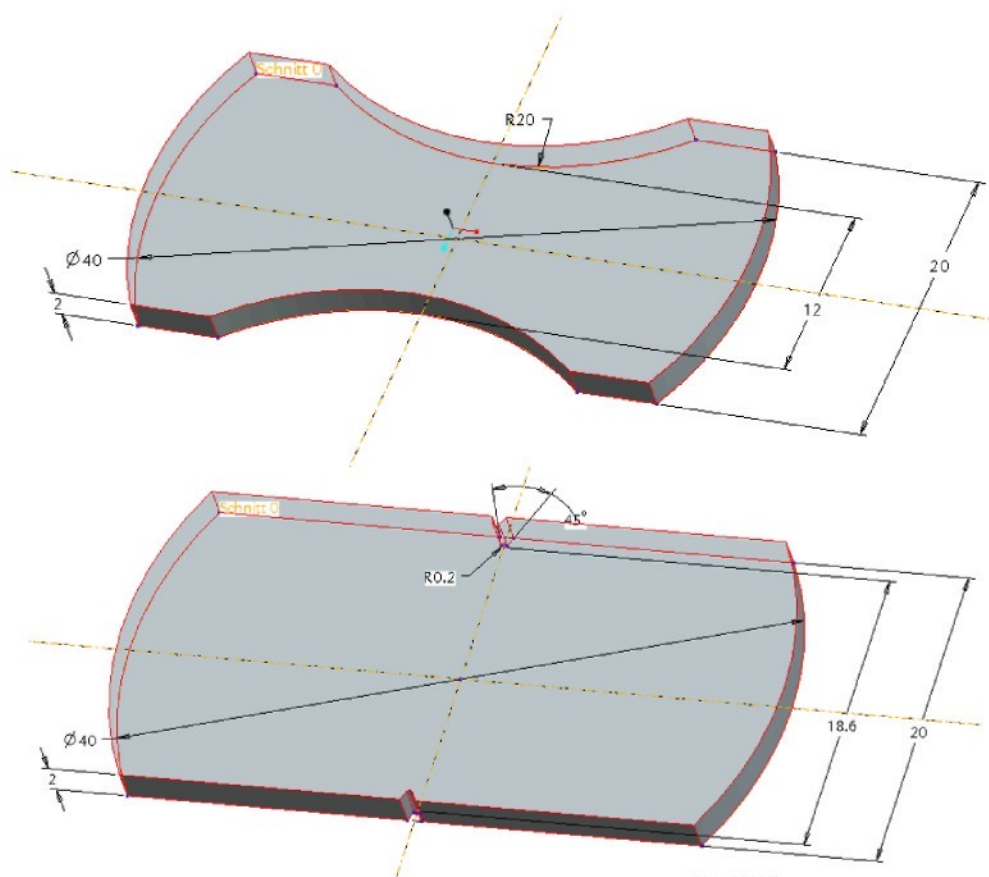
Vzorky jsou odebrány ze dna polotovarů pístu a směr vyjmutí je barevně označen. Červeně jsou zachyceny vzorky, podél vrtání pístního čepu a modře kolmo na něj, obr. 6.1. Většina vzorku je opracována na definovanou jakost povrchu  $R_z=15\text{ }\mu\text{m}$ , u zbývajících ponechána kvalita povrchu po odlévání.



obr. 6.1: Směr vyjmutí vzorků ze dna pístu

Tvar použitých vzorků pro statické a cyklické zkoušky s uvedením charakteristických rozměrů je naobr. 6.2. Při zkoušce tvrdosti podle Brinella HBW 2,5/31,25 byla zjištěna střední hodnota 109 a standardní odchylka 7,0.





obr. 6.2: Tvar a hlavní rozměry zkušebních vzorků

## 6.2 Tahové zkoušky při normální teplotě a 250°C

V DIN 10002-1 je definováno provádění tahových zkoušek na standardních vzorcích za použití snímače síly. Normované tvary vzorků však nemohou být z relativně malých pístů odebrány a proto jsou použity tvarové vzorky z kapitoly 6.1.

Měření bylo provedeno na zkušebním stroji Typ Zwick Z 050, obr. 6.3 a instalovaným snímačem síly s rozsahem  $\pm 50$  kN. Zatížení je uskutečňováno předepsaným posuvem horní upínací čelisti. Silový signál je načítán přímo ze snímače a posuv měřen z důvodu malých vzorků na upínacích čelistech.



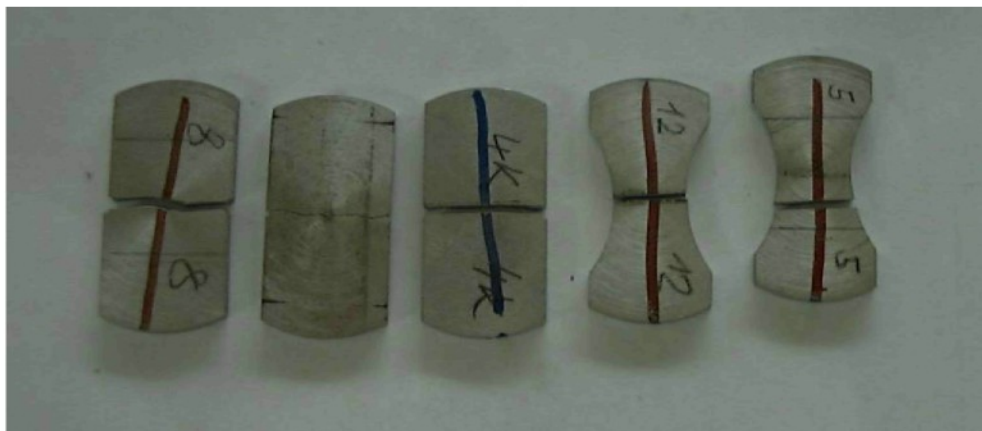
obr. 6.3: Zkušební stroj Typ Zwick Z 050 a detail upnutého vzorku

Tři vzorky byly přidavně polepeny tenzometry a deformace měřena přímo v kořeni vrubu. Detail umístění tenzometru je rovněž zachycen na obr. 6.3. Rychlost posuvu pro všechny pokusy byla jednotně definována na 0,5 mm / min. Pro testování za teploty 250 °C byla použita indukční pec typu ZS 50 se třemi teplotními senzory. Prodloužení upínací délky bylo realizováno za pomoci závitových tyčí, viz obr. 6.4.



obr. 6.4: Uspořádání tahové zkoušky při 250 °C

K selhání dochází ve jmenovitém průřezu, kromě jednoho pokusu při 250 °C ve kterém praskla tyčinka v upínací čelisti a nebyla zahrnuta do hodnocení. Typické selhání vzorků je dokumentováno v obr. 6.5.



obr. 6.5: Porušení vzorků při statických zkouškách

Přehled výsledků statických pokusů, jakož i vypočtených středních hodnot a směrodatných odchylek ukazuje tab. 6.1.

tab. 6.1: Přehled tahových zkoušek při 20°C a 250°C

| Tvar vzorku    | Teplota<br>[°C] | $S_0$<br>[mm] | $F_{\max}$<br>[kN] | $R_m$<br>[N/mm <sup>2</sup> ] |
|----------------|-----------------|---------------|--------------------|-------------------------------|
| LCF            | 20              | 23,5          | 4,9                | 209                           |
| LCF            | 20              | 24,2          | 4,8                | 199                           |
| LCF            | 20              | 23,5          | 4,5                | 191                           |
| LCF            | 20              | 23,5          | 4,4                | 185                           |
| LCF- po cykl.  | 20              | 23,9          | 5,5                | 232                           |
| LCF- po cykl.  | 20              | 23,9          | 5,7                | 239                           |
| LCF            | 250             | 24,6          | 4,2                | 171                           |
| LCF            | 250             | 24,0          | 4,2                | 173                           |
| vrubový vzorek | 20              | 37,2          | 5,4                | 144                           |
| vrubový vzorek | 20              | 37,2          | 5,6                | 150                           |
| vrubový vzorek | 20              | 37,2          | 5,3                | 143                           |
| vrubový vzorek | 250             | 37,8          | 5,4                | 143                           |
| vrubový vzorek | 250             | 37,6          | 4,6                | 121                           |

Vzorky s tenzometry byly použity pro určení a popis místní odezvy při zatížení nad elastickou oblast. Následně je zkouška matematicky popsána Rambergovým Ostgoodovým vztahem. Statická tahová křivka ukazuje dobrou shodu s výsledky uveřejněnými v [52], cyklická deformační křivka je vyjmuta z téhož pramene, za použití stejného modulu elasticity. Použité Rambergovy Ostgoodovy parametry pro statickou a



cyklickou deformační křivkou jsou zaneseny v tab. 7.4. Pro porovnání jsou uvedeny jsou přidány odhadnuté hodnoty z UML [24].

### 6.2.1 Diskuze výsledků tahové zkoušky

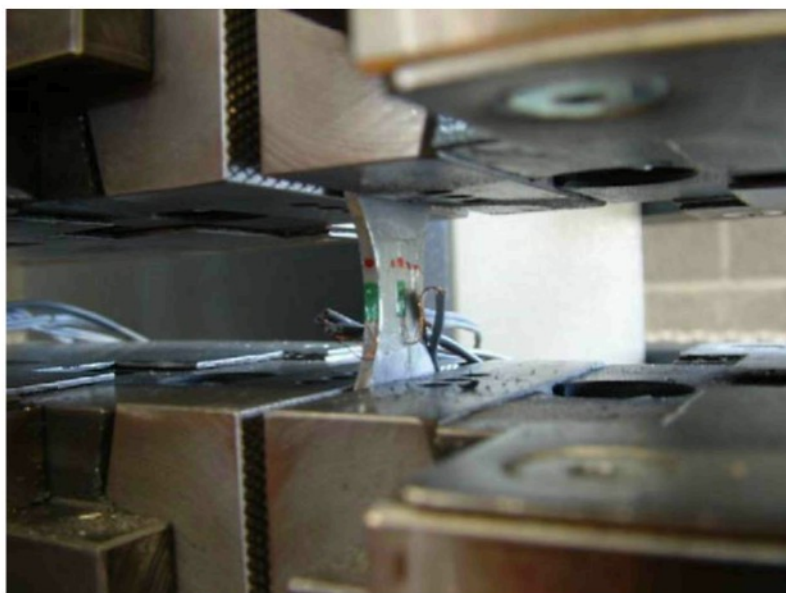
Statická pevnost mírně vrubových vzorků ( $K_{tz}=1.1$ ) dosahuje v průměru 195 MPa a klesá se nárůstem teploty na 250°C o 12%. U ostrého vrubového vzorku ( $K_{tz}=4.3$ ) se pohybují statické pevnosti v okolí 145 MPa a dosahují jen 75% pevnosti mírně vrubového vzorku. Také ty klesají se změnou teploty a to o ca. 9 %. Nominálně viděno nedosahují zjištěné hodnoty mez pevnosti materiálu.

## 6.3 Určení modulu pružnosti při 20 °C a 250 °C

Mechanické hodnoty jako modul pružnosti  $E$ , Modul  $G$ , Poissonovo číslo  $\nu$ , materiálů a pevných těles, které jsou nutné jako vstupní veličiny pro konečněprvkové výpočty je možno zjistit experimentálními metodami jako např. tahovou zkouškou s tenzometrickým měření nebo ohybovou zkouškou. Vedle toho existují postupy, které pracují na fyzikálním principu buzení impulzu a frekvenční analýzy, při kterém je vzorek nabuzen lehkým mechanickým impulzem k určitému druhu základního kmitání a ve fázi volného výkmitu je měřena vlastní frekvence pomocí zvukových detektorů. Z té je pak možno být vypočteny hodnoty  $E$ ,  $G$  a  $\nu$ . Jak experimentální tak impulzní metody mohou být využity při různých teplotách.

### 6.3.1 Určení $E$ modulu na tenzometrických vzorcích při tahové zkoušce

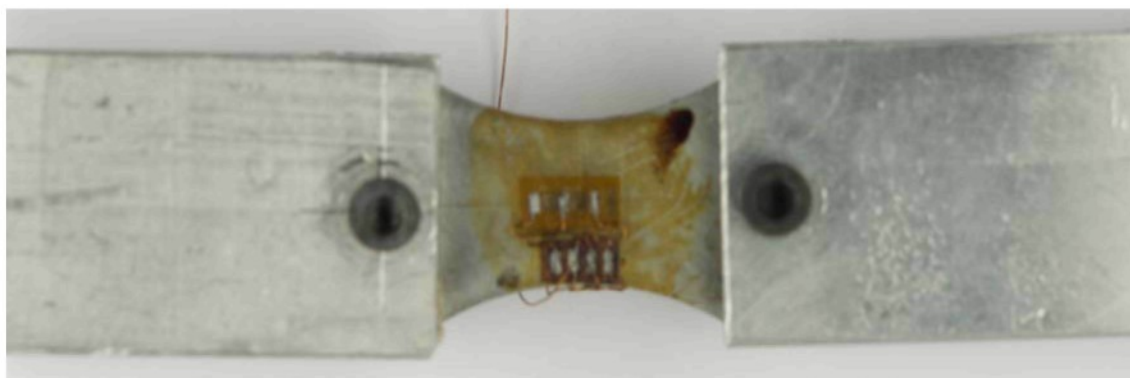
Analogicky tahové zkoušce jsou použity malé vzorky, které byly vybroušeny, řádně očištěny a polepeny pro testování za pokojových teplot klasickými tenzometry, obr. 6.6 s faktorem  $k=2,14$ .



obr. 6.6: Poloha tenzometrických plátek pro zjištění  $E$  modulu při normální teplotě



Při 250 °C musí být aplikovány vysokoteplotní kombinované tenzometry typu HODINGER, které jsou přichyceny vytvrzovacím lepidlem a kontaktní místa ochráněna teplotně rezistentní povrchovou vrstvou. Poloha podélných a příčných tenzometrů (ke korekci teplotního roztažení) je vyobrazena na obr. 6.7. Pokusy jsou provedeny v teplotně regulované peci typu ZS 50.



obr. 6.7: Poloha tenzometrů pro určení  $E$  modulu při 250 °C

tab. 6.2: Naměřené hodnoty deformací a přepočtené  $E$ -Moduly pro hladký vzorek

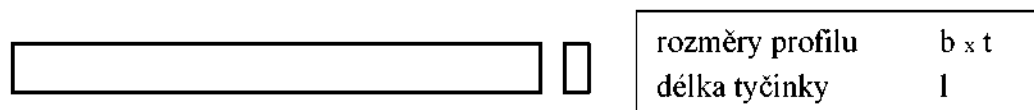
| hladký vzorek |        |                |                            |                                 |                                   |         |
|---------------|--------|----------------|----------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---------|
| Číslo pokusu  | F [N]  | $\sigma$ [MPa] | $\overline{\varepsilon}_1$ | $\overline{\varepsilon}_{3KOR}$ | $\overline{\varepsilon}_{Mittel}$ | E [MPa] |
|               |        |                | [ $\mu\text{m/m}$ ]        | [ $\mu\text{m/m}$ ]             | [ $\mu\text{m/m}$ ]               |         |
| 1             | 200,00 | 8,33           | 98,00                      | 110,00                          | 104,00                            | 80128   |
| 2             | 300,00 | 12,50          | 146,00                     | 167,08                          | 156,54                            | 79850   |
| 3             | 400,00 | 16,67          | 198,50                     | 221,67                          | 210,08                            | 79333   |
| 4             | 400,00 | 16,67          | 204,00                     | 226,25                          | 215,13                            | 77474   |
| 5             | 500,00 | 20,83          | 254,00                     | 281,25                          | 267,63                            | 77845   |
| 6             | 600,00 | 25,00          | 307,00                     | 341,25                          | 324,13                            | 77130   |

tab. 6.3: Naměřené hodnoty deformací a přepočtené E-Moduly pro vrubový vzorek

| vrubový vzorek            |         |                |                                                          |         |
|---------------------------|---------|----------------|----------------------------------------------------------|---------|
| Číslo pokusu.             | F [N]   | $\sigma$ [MPa] | $\overline{\varepsilon}_1$<br>[ $\mu\text{m}/\text{m}$ ] | E [MPa] |
| 1                         | 200,00  | 5,38           | 67,50                                                    | 79650   |
| 2                         | 400,00  | 10,75          | 138,00                                                   | 77918   |
| 3                         | 800,00  | 21,51          | 273,00                                                   | 78774   |
| 4                         | 600,00  | 16,13          | 205,50                                                   | 78487   |
| 5                         | 1000,00 | 26,88          | 341,00                                                   | 78832   |
| $E_{\text{Mittel}}$ [MPa] |         |                |                                                          | 78732   |

### 6.3.2 Stanovení Hookova modulu pružnosti E impulzní metodou

Ke stanovení E modulu touto dynamickou metodou jsou se denní pístu vyřiznuty tenké proužky, následně načisto ofrézovány a vybroušeny na konečné rozměry s tolerancí na  $\pm 0,05$  mm. Na přesnost geometrie se kladou nejvyšší nároky, protože rozměry součásti jdou do výpočtu E modulu ve vyšších mocninách. Zkušební vzorek je přiveden pomocí mechanického impulsu (lehkého úderu kladívkem) ke kmitání a odečteme vlastní frekvenci. Tvar a rozměry zkušebních vzorků jsou vyobrazeny v obr. 6.8.



obr. 6.8: Tvar rozměry vzorku pro impulzní metodu

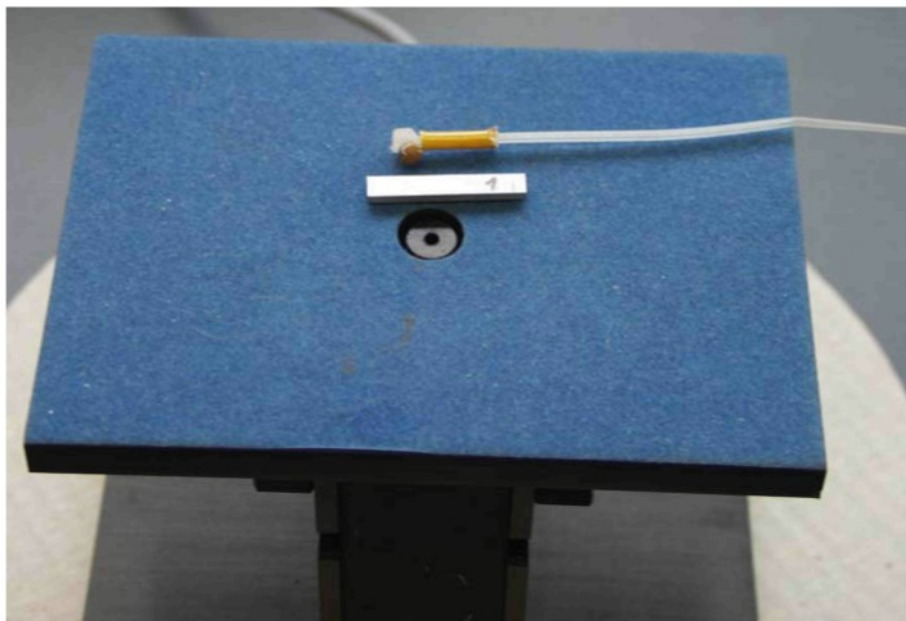
Přepočet mezi vlastní frekvencí  $f$  a Hookovým modulem  $E$  pro tenký dlouhý nosník je zapsána v rovnici 6.1. EMOD- zur Berechnung elastischer Materialkonstanten

$$E = \frac{\left\{ 0,9465 \left[ m \cdot \left( \frac{f^2}{b} \right) \cdot \left( \frac{l^3}{t^3} \right) \right] \cdot \left[ 1 + 6,585 \left( \frac{t}{l} \right)^2 \right] \right\}}{10^9} \quad (6.1)$$

kde značí:  $m$  – hmotnost vzorku,  
 $b$  – šířka vzorku,

$l$  – délka vzorku,  
 $t$  – tloušťka vzorku.

Určení E - modulu je provedeno na přístroji GrindoSonic, obr. 6.9.



obr. 6.9: Zkušební vzorek, kladívko a základní deska přístroje GrindoSonic

Přehled naměřených vlastních frekvencí a z nich vypočtených E modulů se střední hodnotou a standardní odchylkou ukazuje tab. 6.4.

tab. 6.4: Přehled výsledků určování E modulu impulsivní metodou

| Nr. | frekvence | $l$   | $b$  | $t$  | hmotnost           | E-Modul | hustota $\rho$  |
|-----|-----------|-------|------|------|--------------------|---------|-----------------|
|     | Hz        | mm    | mm   | mm   | g                  | in GPa  | $\text{g/cm}^3$ |
| 1   | 12220     | 30,10 | 4,92 | 1,99 | 0,790              | 80,80   | 2,681           |
| 2   | 11900     | 29,95 | 4,90 | 1,94 | 0,760              | 78,61   | 2,669           |
| 3   | 12130     | 30,01 | 4,91 | 1,95 | 0,760              | 80,76   | 2,645           |
| 4   | 12240     | 30,06 | 4,88 | 1,99 | 0,790              | 81,41   | 2,706           |
|     |           |       |      |      | střední<br>hodnota | 80,4    | 2,68            |
|     |           |       |      |      | odchylka           | 1,2     | 0,025           |

### 6.3.3 Porovnání tenzometrického a impulzního zjišťování E – modulu

Na vzorcích vyjmutých z polotovarů pístu byly provedeny ke zjištění Hookova modulu pružnosti jak tenzometrická tak i impulzní měření.

Velkou nevýhodou využití tenzometrů ke zjištění této materiálové hodnoty je zejména velice dlouhá doba potřebná pro zkušební tyčky. Dále se jako velmi problematické ukázalo také jejich využití při zvýšených teplotách.

Metoda impulzní prováděná na přístroji GrindoSonic je dobře proveditelná, relativně časově nenáročná a snadno použitelná i při teplotách 250 °C. Zvláštní důraz je třeba brát na rozměrovou přesnost vzorku, která se výrazně odráží v kvalitě získaných výsledků.

Dosahovaná přesnost výsledků získaných oběma metodami se prakticky nelišila střední hodnota  $E$  – modulu z tenzometrických měření je ca. 79 GPa a z impulzních měření 80 GPa. Pro budoucí měření se doporučuje použít impulzivní metodu.

## 6.4 Únavové zkoušky

### 6.4.1 Postup vyhodnocování

Hodnoty napětí v únavových zkouškách se rozumí jako ohybová nominální napětí  $\sigma_{bn}$ . Tato jmenovitá napětí jsou definována jako kvocient poměr z ohybového momentu  $M_b$  a odporového momentu řezu  $W_b$ ,

$$\sigma_{bn} = \frac{M_b}{W_b} \quad (6.1)$$

Pro zde použité ploché zkušební vzorky se tedy jedná o čistě jmenovité napětí vztažené k nejmenšímu průřezu.

Frekvence zatěžování se pohybovala mezi 10 Hz a 86 Hz. Všechny vzorky byly testovány až do výskytu jednoznačné trhliny nebo únavového lomu, popř. po překročení definované mezí hodnoty počtu zatěžujících cyklů (mezi  $5 \cdot 10^6$  až  $1 \cdot 10^7$  cyklů) hodnoceny jako nepoškozené. Konec pokusu je tak definován jako pokles zatěžující frekvence o ca. 2 Hz, jakož i zvýšení přijímaného výkonu zkušebního zařízení.

Únavové pokusy byly prováděny jako střídavý ohyb s napětovým poměrem  $R = -1$  a jako mívový ohyb s napětovým poměrem  $R = 0.1$ . Tento napětový poměr je určen jako poměr mezi dolním  $\sigma_d$  a horním  $\sigma_h$  zatížením:

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (6.2)$$

Wöhlerovy křivky byly průměrně proloženy 3-4 horizonty zatížení, obsazení horizontu se pohybovalo mezi 2-5 zkušebními vzorky. Pro každý horizont zatížení byly z kolapsních hodnot zatěžujících cyklů jednotlivých vzorků spočteny střední hodnoty (pravděpodobnost poškození  $P_A=50$  %) a při předpokládané platnosti logaritmicko-normálového pravděpodobnostního rozdělení i počty cyklů pro 10 % a 90 % pravděpodobnost poškození, viz [53]. Následně byly příslušné body každého zkušební horizontu za použití metody nejmenších čtverců v log-log znázornění počtu zatěžujících cyklů  $N$  – nominální amplituda napětí  $\sigma_A$  odhadnuty přímkovou závislostí. Rovnice Wöhlerovy křivky je pak v tomto případě dána za předpokladu referenčního bodu  $P_R$ :

$$N = N_R \cdot \left( \frac{\sigma_A}{\sigma_{AR}} \right)^{-k} \quad (6.3)$$

Zde značí:

$\sigma_{AR}$ : Nominální amplituda napětí při referenčním počtu cyklů  $N_R$ ,

$k$ : Exponent Wöhlerovy křivky.

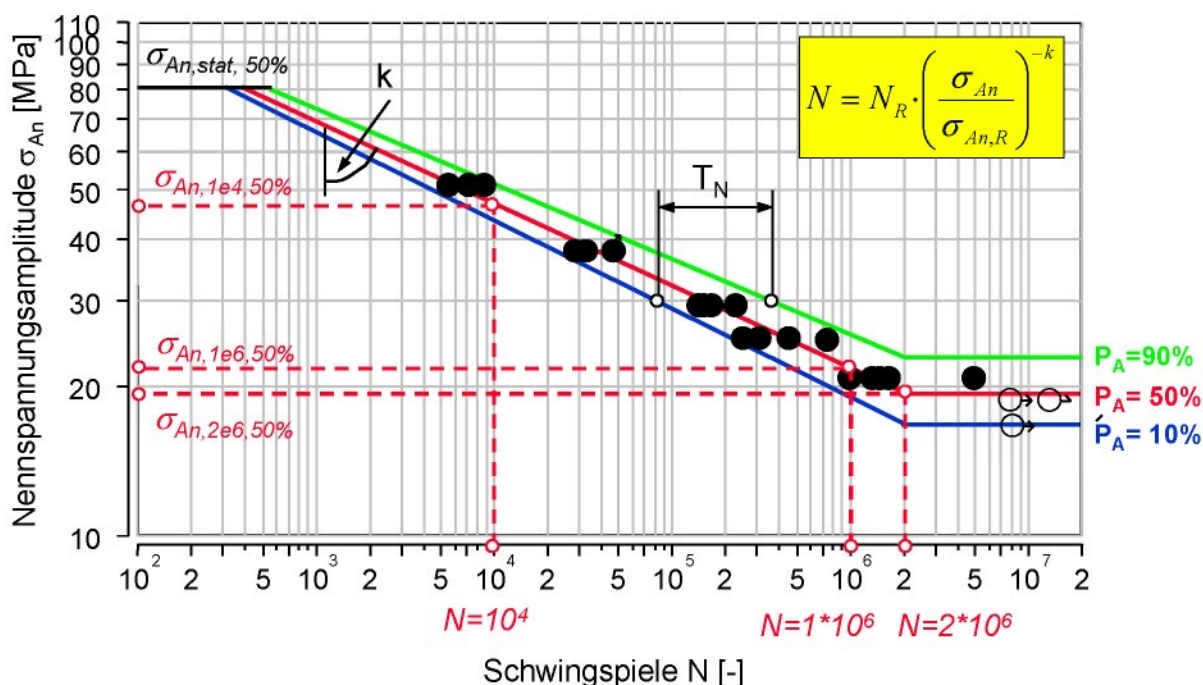
Referenční počet cyklů byl použit v návaznosti na FKM-směrnici 183  $N_R=1 \cdot 10^6$ .

Odpovídající hodnoty pro přímkovou závislost (6.3) jsou uvedeny v tabulkách výsledků Porovnávací hodnocení únavové pevnosti je provedeno pro únosné amplitudy napětí při  $N=1 \cdot 10^6$  cyklů charakterizující dolní oblast časové pevnosti.

V dalším kroku bylo k charakteristice rozptylu únavových zkoušek určeno statistické rozpětí  $T_N$ , definované jako podíl z počtu cyklů  $N_{90}$  a  $N_{10}$  při pravděpodobnostech poškození  $P_A=90\%$  a  $P_A=10\%$ :

$$T_N = \frac{N_{90}}{N_{10}} \quad (6.4)$$

obr. 6.10 ukazuje schematicky vyhodnocování únavových pokusů a použité charakteristické hodnoty.



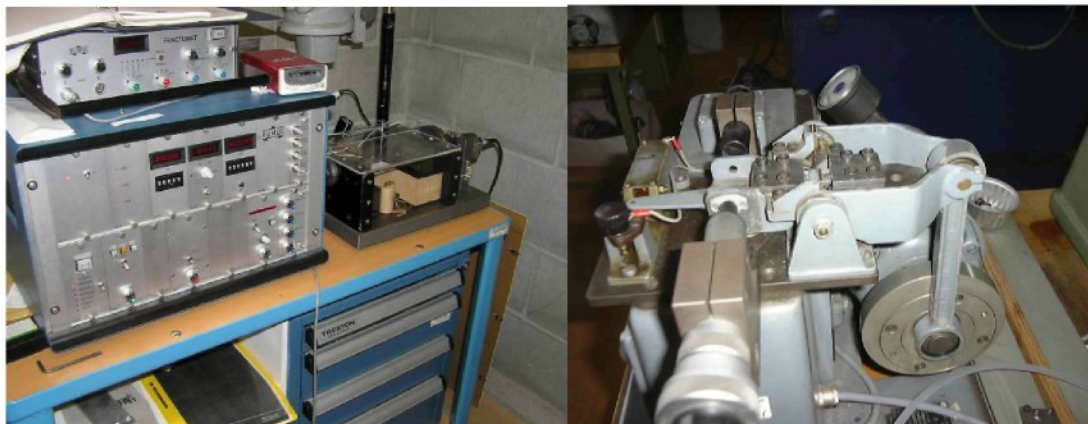
obr. 6.10: Vyhodnocení únavových zkoušek, schematicky

#### 6.4.2 Střídavé ohybové zkoušky na nízko a středně vrubových vzorcích při $R=-1$

Střídavé ohybové testy byly provedeny v režimu řízení síly za konstantní amplitudy při teplotě okolí na rezonančním zkušebním stroji typu Craktronic, 8402,



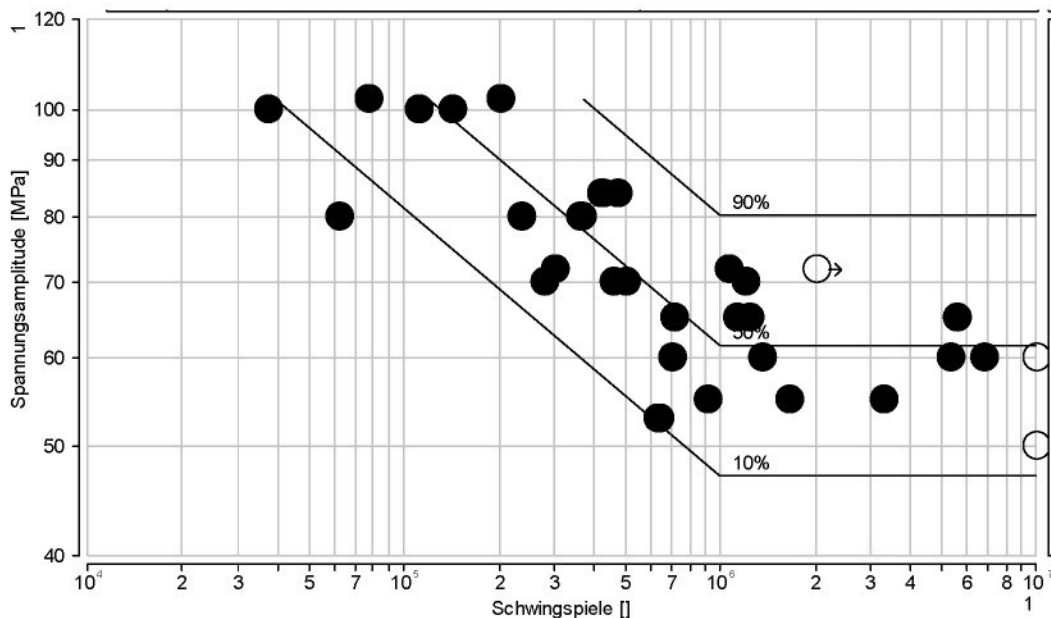
obr. 6.11 a paralelně v režimu kontrolované deformace na ohybovém pulzátoru "Webi" typu PWO 080G, obr. 6.11.



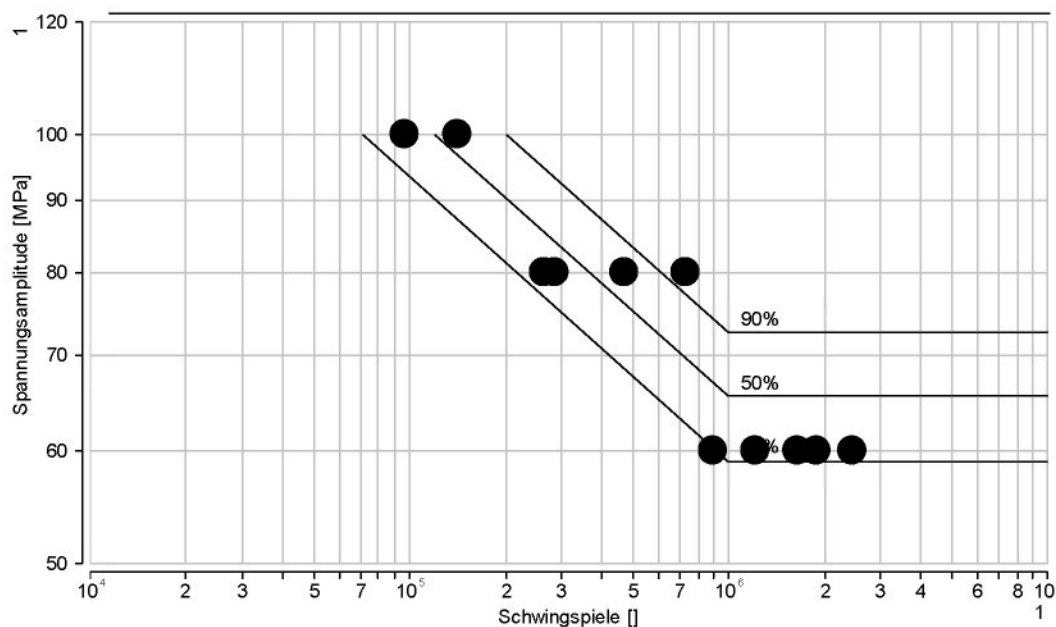
obr. 6.11: Resonanční zk. stroj Craktronik 840 (vlevo) a ohybový pulzátor PWO 080G (vpravo)

Wöhlerovy křivky v dvojnásobném logaritmickém znázornění závislosti amplitudy napětí na počtu zatěžujících cyklů pro pravděpodobnosti poškození  $P_A=10\%$ ,  $50\%$  a  $90\%$  při střídavém ohybovém namáhání  $R=-1$  se nacházejí v

obr. 6.12 pro vzorky s pozvolným vrubem a v obr. 6.13 pro vrubové vzorky. Jednotlivé výsledky jsou umístěny v příloze B.



obr. 6.12: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození  $P_A=10\%$ ,  $50\%$ ,  $90\%$  pro LCF-vzorek při  $R=-1$



obr. 6.13: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození  $P_A=10, 50, 90\%$  pro vrubový vzorek při  $R=-1$

#### 6.4.3 Ohybové míjivé zkoušky na LCF a vrubových vzorcích při $R=0,1$

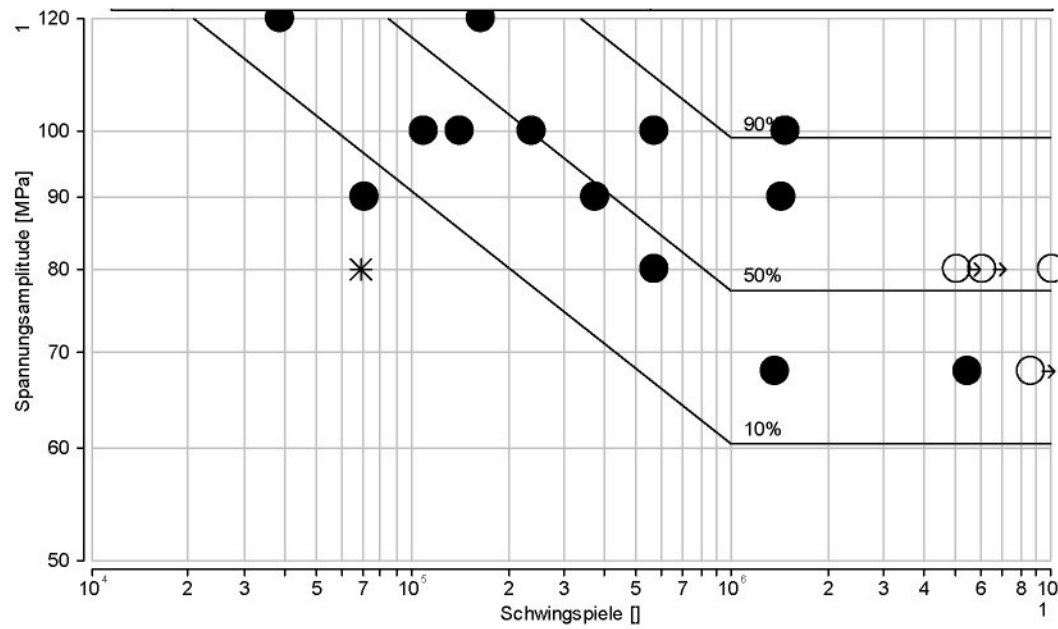
Ohybové míjivé testy byly provedeny v režimu řízeného zatížení při konstantní amplitudě jak při teplotě okolí tak zvýšené teplotě  $250^\circ\text{C}$  v indukční peci na zkušebním stroji typu Schenk, PVJN, obr. 6.14.



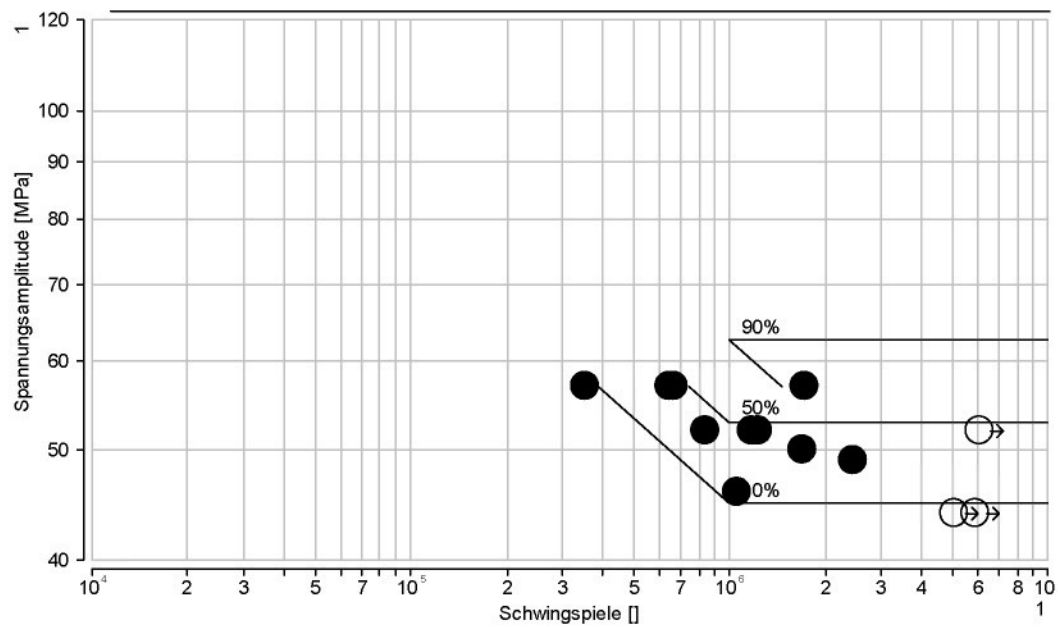
obr. 6.14: Resonanční zkušební stroj typu Schenk PVJN a použitý přípravek

Wöhlerovy křivky v dvojnásobném logaritmickém znázornění závislosti amplitudy napětí na počtu zatěžujících cyklů pro pravděpodobnosti poškození  $P_A=10\%$ ,  $50\%$  a  $90\%$  při míjivém ohybovém namáhání  $R=0,1$  jsou v obr. 6.15 pro vzorky s pozvolným vrubem a v obr. 6.16 vrubové vzorky. Jednotlivé výsledky jsou umístěny v příloze B.

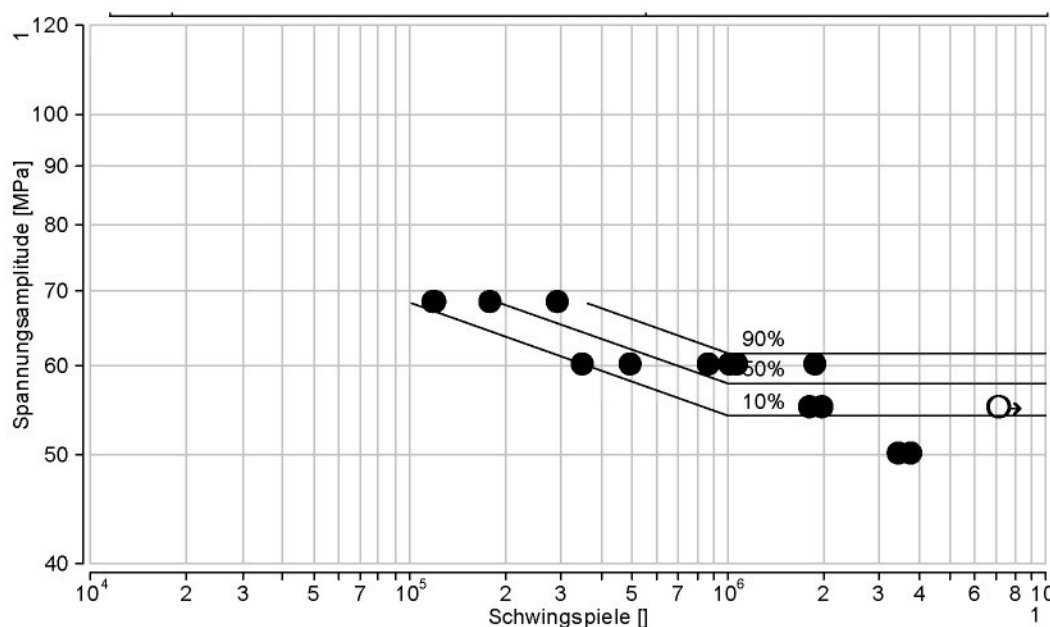




obr. 6.15: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození  $P_A=10, 50, 90\%$  pro LCF-vzorek při  $R=0,1$



obr. 6.16: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození  $P_A=10, 50, 90\%$  pro vrubový vzorek při  $R=0,1$



obr. 6.17: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození  $P_A=10, 50, 90 \%$  pro LCF-vzorek při  $R=0,1$  a teplotě  $250^\circ\text{C}$

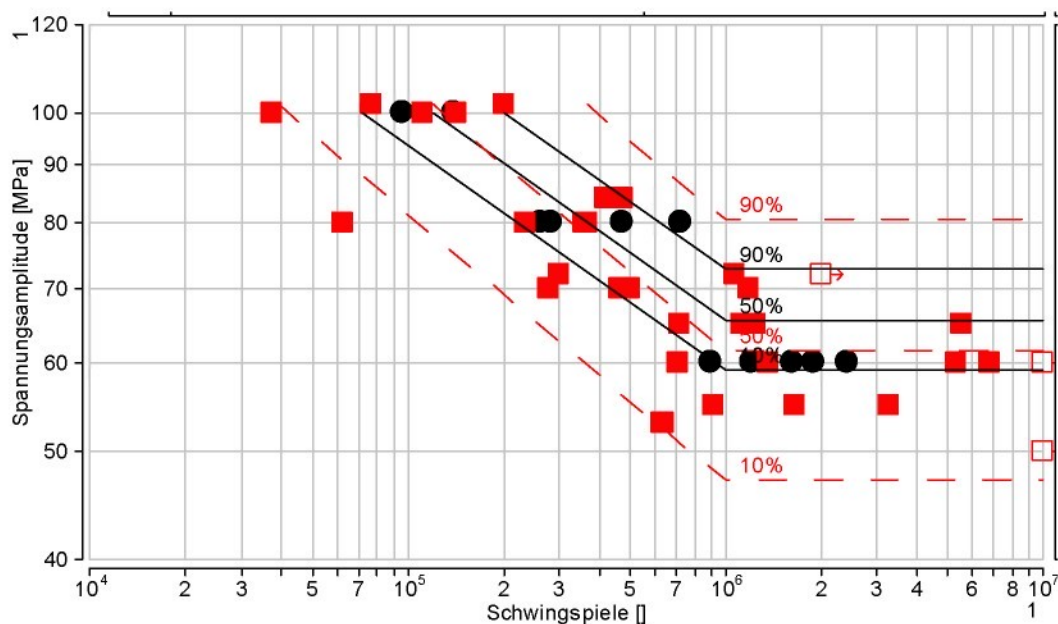
#### 6.4.4 Diskuze výsledků únavových zkoušek

V tab. 6.5 je vynesena nominální amplituda napětí  $\sigma_{An, 1e6}$  pro počet zatěžujících cyklů  $N=1 \cdot 10^6$  v dolní oblasti časové pevnosti, dále Wöhlerův exponent sklonu  $k$  a statistické rozpětí  $T_N$  podle rovnice 6.4 pro pravděpodobnosti poškození  $P_A=10 \%$ ,  $50 \%$  a  $90 \%$ . Tyto hodnoty se nechají dosadit jako reference do rovnice Wöhlerovy křivky (6.3) a dovolují její matematickou formulaci. Vyhodnocování nominální amplitudy při počtu cyklů  $N=1 \cdot 10^6$  je volen záměrně z důvodu porovnání s navrhovanými hodnotami v únavových předpisech, jako již např. zmíněná FKM-směrnice 183.

tab. 6.5: Výsledky únavových zkoušek

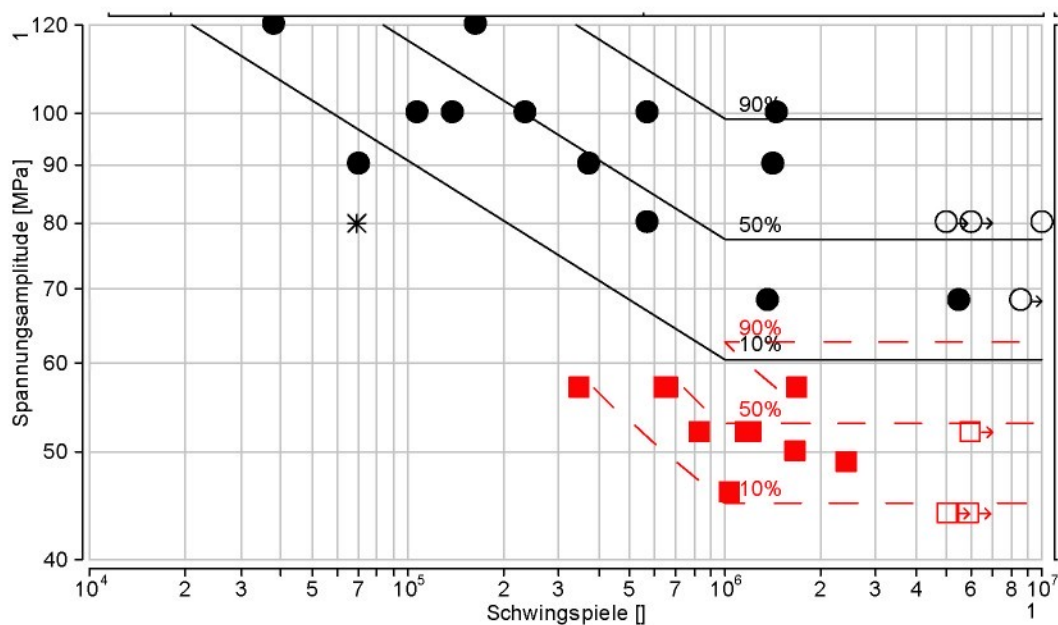
| Shrnutí únavových pokusů na vzorcích z pístů |                |                        |                                                              |      |      |         |               |
|----------------------------------------------|----------------|------------------------|--------------------------------------------------------------|------|------|---------|---------------|
| Tvar vzorku                                  | Napětový poměr | T [ $^\circ\text{C}$ ] | jmenovitá amplituda<br>$\sigma_{An, 1e6}$ [MPa]<br>$P_A$ [%] |      |      | sklon k | Rozptyl $T_N$ |
|                                              |                |                        | 10                                                           | 50   | 90   |         |               |
|                                              |                |                        |                                                              |      |      |         |               |
| LCF                                          | R = -1         | 20 $^\circ$            | 47.1                                                         | 61.5 | 80.4 | 4.2     | 9.4           |
| vrub. vzorek                                 |                | 20 $^\circ$            | 59.1                                                         | 65.5 | 72.7 | 5.0     | 2.8           |
| LCF                                          | R = 0,1        | 20 $^\circ$            | 60.5                                                         | 77.4 | 99.0 | 5.6     | 16.2          |
| vrub. vzorek                                 |                | 20 $^\circ$            | 44.9                                                         | 53.1 | 62.6 | 4.0     | 3.8           |
| LCF                                          |                | 250 $^\circ$           | 54.2                                                         | 57.8 | 61.5 | 10.0    | 3.5           |

obr. 6.18 zobrazuje porovnání mezi Wöhlerovými křivkami dvojnásobném logaritmickém znázornění závislosti amplitudy napětí na počtu zatěžujících cyklů pro LCF- a vrubový vzorek při střídavém zatížení  $R = -1$ .



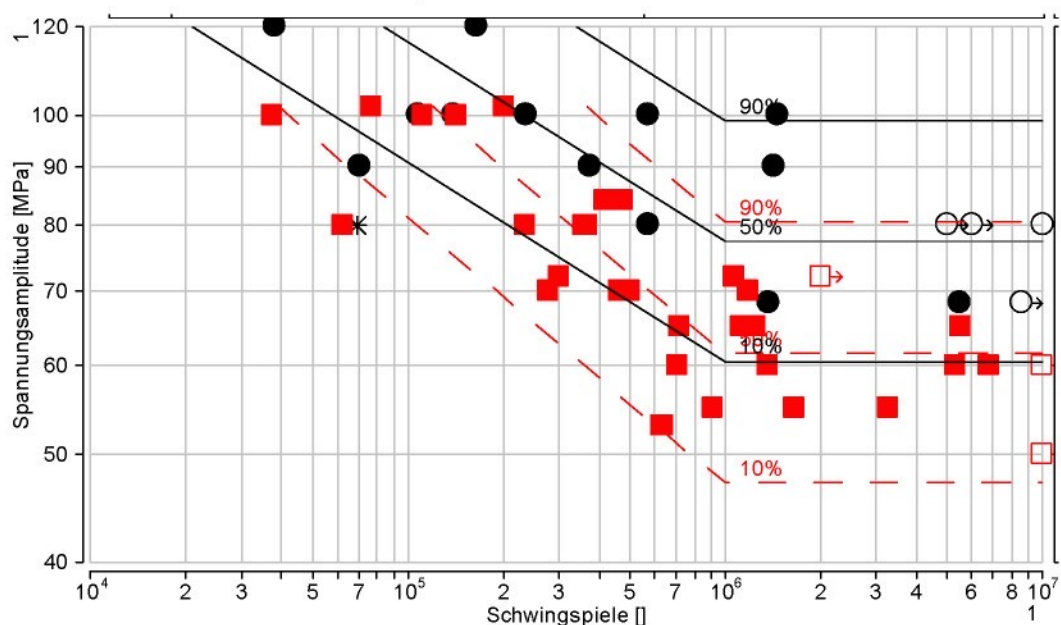
obr. 6.18: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF- a vrubový vzorek při střídavém zatížení,  $R = -1$ ,  $P_A = 10\%, 50\%, 90\%$

A analogicky pak porovnání mezi Wöhlerovými křivkami dvojnásobném logaritmickém znázornění závislosti amplitudy napětí na počtu zatěžujících cyklů pro LCF- a vrubový vzorek při střídavém zatížení  $R = 0.1$  je zobrazeno na obr. 6.19.



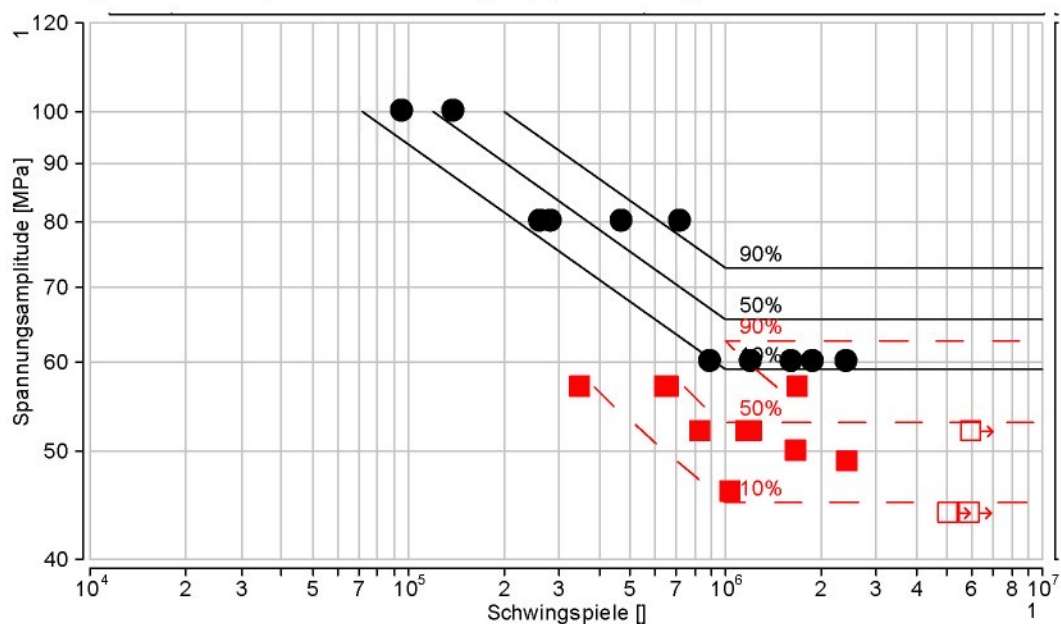
obr. 6.19: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF- a vrubový vzorek při míjivém zatížení,  $R = 0.1$ ,  $P_A = 10\%, 50\%, 90\%$

Obdobně je uděláno porovnání cyklických zkoušek pro LCF vzorek při napětových poměrech  $R=-1$  a  $R=0.1$  v obr. 6.20,



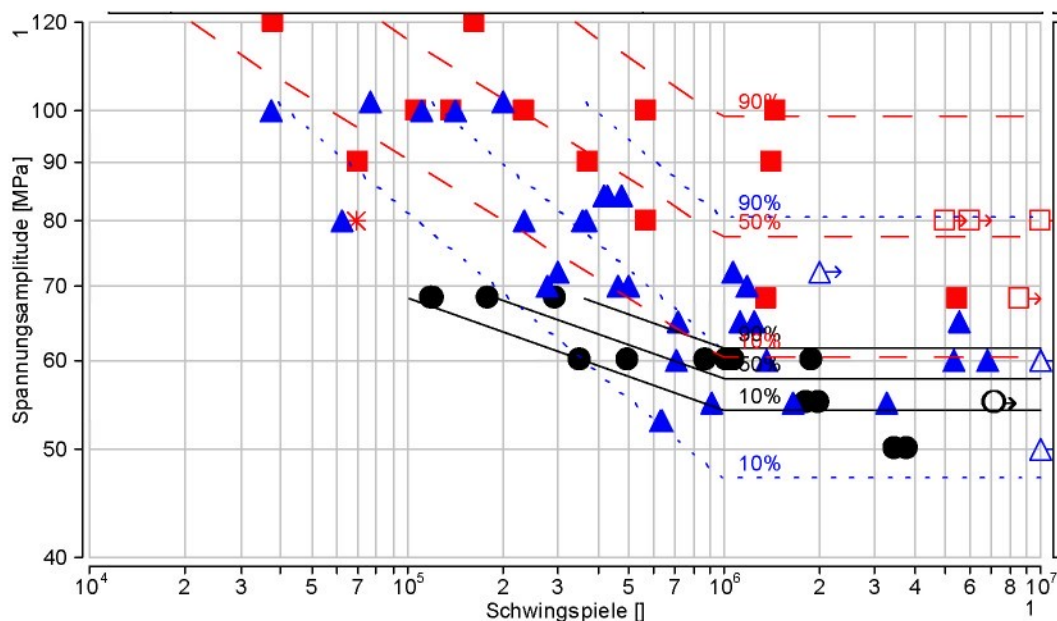
obr. 6.20: Porovnání Wöhlerových křivek pro LCF vzorek při  $R=-1$  a  $R=0.1$  v dvojnásobném logaritickém znázornění pro pravděpodobnost poškození  $P_A=10\%, 50\%, 90\%$

Jakož i stejná závislost (vliv středního napětí) pro vrubový vzorek na obr. 6.21

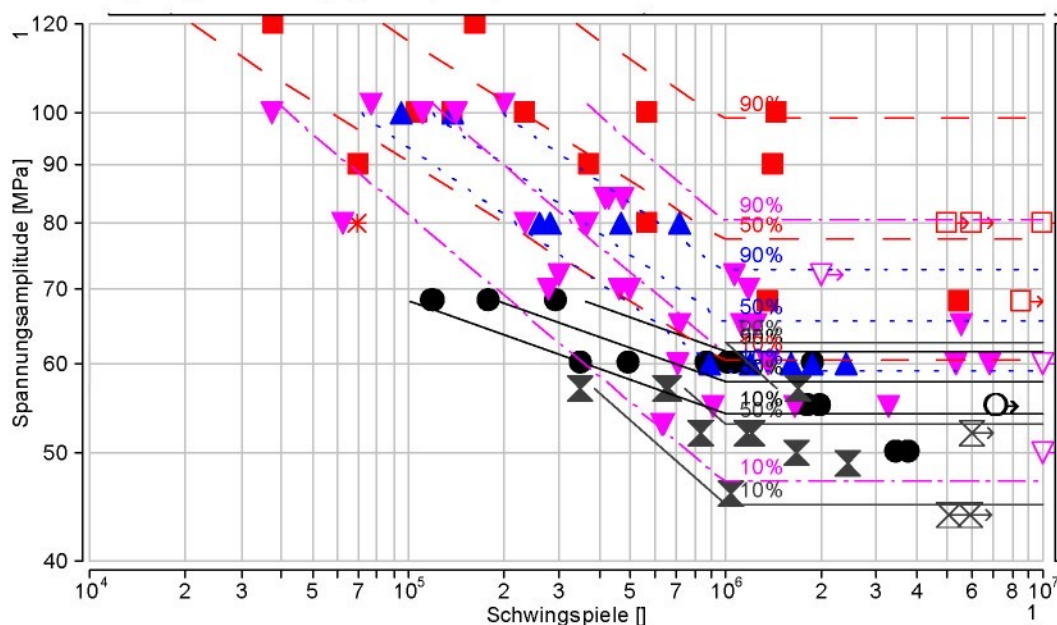


obr. 6.21: Porovnání Wöhlerových křivek pro vrubový vzorek při  $R=-1$  a  $R=0.1$  v dvojnásobném logaritickém znázornění pro pravděpodobnost poškození  $P_A=10\%, 50\%, 90\%$

Vliv teploty na dynamické pevnostní chování LCF-Probe je k vidění z obr. 6.22. Kompletní přehled všech Wöhlerových křivek je zanesen v obr. 6.23.



obr. 6.22: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF vzorek, při  $R=0.1$  a  $R=-1$ ,  $P_A=10\%, 50\%, 90\%$  a při teplotě  $250\text{ °C}$ ,  $P_A=10\%, 50\%, 90\%$   $R=0.1$



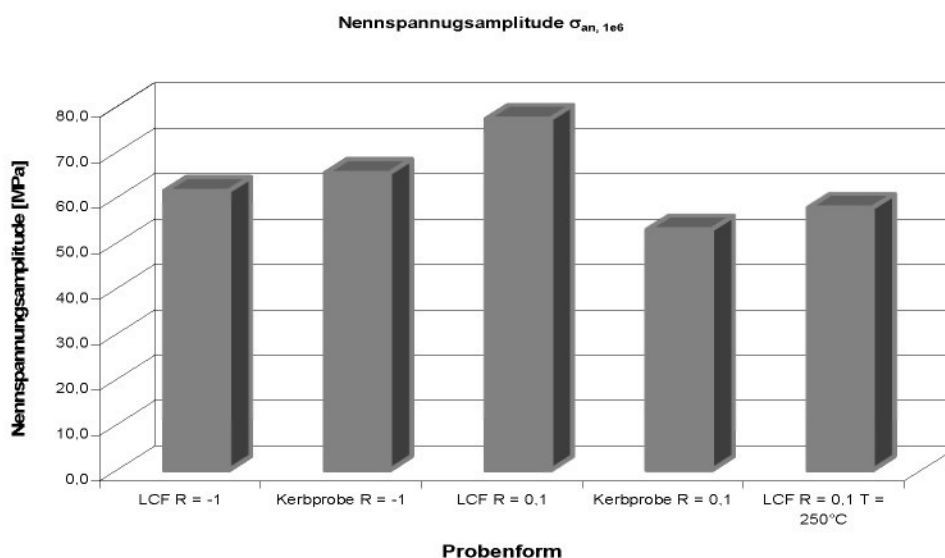
obr. 6.23: Celkový přehled všech Wöhlerových křivek pro LCF a vrubové vzorky pro pravděpodobnosti porušení  $P_A=10\%, 50\%, 90\%$

Pokles jmenovité amplitudy způsobený vlivem vrubu se při střídavém ohybovém namáhání  $R=-1$  neprokázal, při míjivém ohybovém namáhání  $R=0.1$  došlo k ca. 35% poklesu střední jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů z důvodu lokální napěťové špičky. Stejně tak není spatřen vliv středního napětí na velikost jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů u LCF vzorku. Jen vrubový vzorek klasický pokles jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů s rostoucím středním napětím. Zvýšená teplota  $250^\circ$  zhorší sice tuto mez v porovnání s hodnotami LCF vzorku při  $R=0.1$  o 25%, v porovnání s pokusy při  $R=-1$  není znatelný pokles pozorován.

Nominálně se dá konstatovat fakt, že hodnoty mezních únavových pevností odhadované FKM směrnici jsou v dobré shodě se zjištěnými výsledky. Výjimkou jsou pokusy na LCF vzorcích při  $R=-1$ , ty nedosahují očekávanou pevnostní hladiny.

Z hlediska rozptylu hodnot se jeví poměrně výrazná velikost statistického rozpětí pro pokusy na LCF vzorcích při  $R=0.1$  s velikostí  $T_N=16.2$ , která se je pro slitinu hliníku velmi vysoká. Hodnoty statistických rozpětí ostatních zkoušek s hodnotami  $T_N$  od 2.8 do 9.4 jsou výrazně nižší.

Jmenovité nominální amplitudy napětí pro počet zatěžujících cyklů  $N=10^6$  jsou znázorněny v diagramu v obr. 6.24.



obr. 6.24: Jmenovité nominální amplitudy napětí pro počet zatěžujících cyklů, pravděpodobnost poškození  $P_A=50\%$

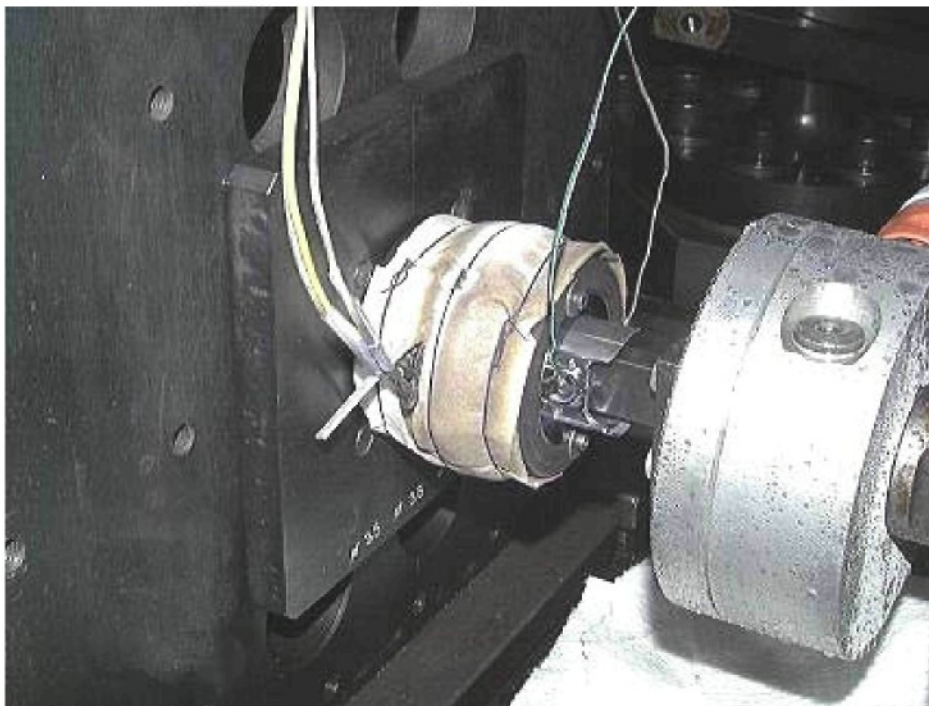
## 6.5 Mimomotorické zkoušky pístů

První prototypy ze série pístů jsou podrobeny únavovým pevnostním zkouškám. Tyto testy zkouší zatížitelnost ok k uchycení pístního čepu, opěrných míst mezi oky a dnem pístu a konečně i trvanlivost dna pístu a dřívku. Dle směru zatěžování se dají zkoušky rozdělit na podélné a příčné pulzování. Tyto druhy zkoušek jsou motivovány snahou, aby bylo možné v provozu vzniklé škody na pístech věrně reprodukovat a zároveň zkrátit dobu potřebnou k provedení této experimentální kontroly (filtrace a ommision). Na základě v provozu měřených zatížení, kombinovaných s výsledky simulačních výpočtů a Wöhlerových pokusů na zkušebních vzorcích je definován kompromis mezi velikostí použitou síly a počtem zatěžujících cyklů. Zkušební frekvence experimentů je ca. 10 Hz - 20Hz a tím i doba potřebná ke kontrole pohybující se v rozmezí 80 až 100 hodin na jeden píst. Jak mimomotorické tak motorické zkoušky byly provedeny v rámci diplomové práce [50].



### 6.5.1 Podélné pulsování

Píst je přehříván na definovanou zkušební teplotu 200 °C a zatížen v osové směru za použití odpovídající ojnice silovým signálem. Síla je přenesena pomocí pístního čepu na píst a zachycena na opřeném (k tomu je použito ocelových kuliček Ø 3 mm) dně. Tím je možno realizovat rovnoměrné rozložení zátěže tlaku plynu. Průběh síly je složen ze statického předpětí a cyklicky se měnící amplitudové složky zatížení.



obr. 6.25: Pohled na zkušební zařízení

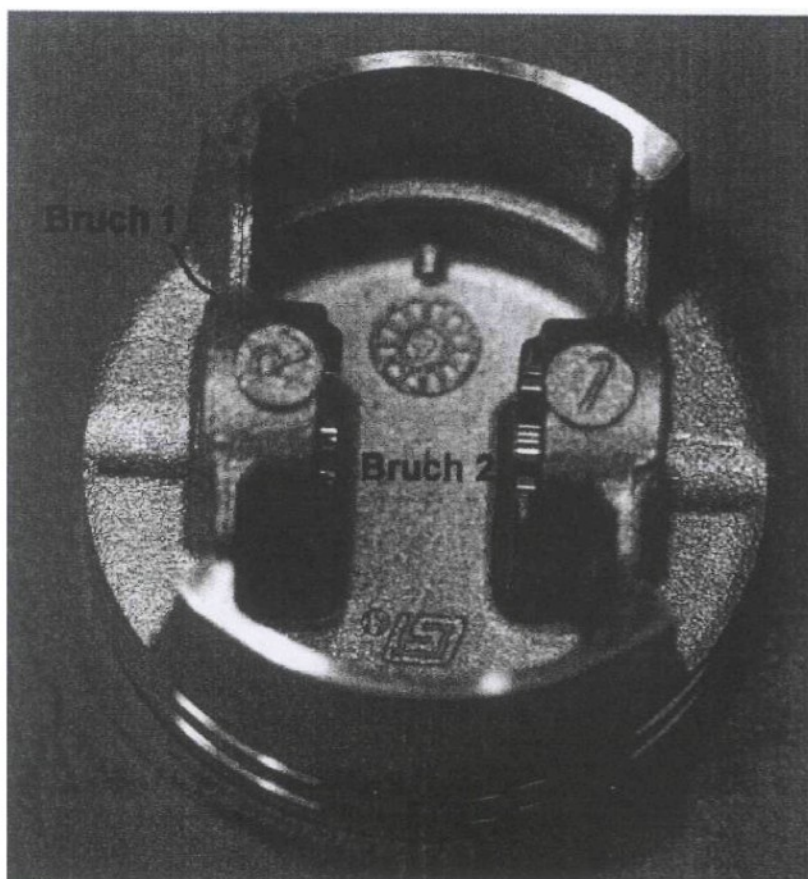
První vzorek je vystaven ca.  $\sim 4 \times F_{\max}$  (zjištěné z měření). Pokud přežije stanovenou mezní hranici počtu zatěžujících cyklů je u druhého vzorku pulzováno o 10% vyšší silou. Pokud je i tento průběh úspěšný dochází u následujícího pístu k opětovnému 10 % navýšení. Převýšení známé reálné síly plynu o faktor 4 je zavedeno jako empirická hodnota, která se ukázala jako příznivá pro provádění zkoušek a porovnání vzniklých únavových poškození s charakterem škod z provozního zkoušení při zážehu. Minimální počet testovaných pístu je stanoven na 5, pokud však dojde k poškození, je způsob selhání precizně zdokumentován a předán k vylepšení zpět do konstrukce. Přehled testovaných variant je uveden v tab. 6.6.



tab. 6.6: Výsledky podélného pulzování

| Pořadové číslo | Varianta | Počet cyklů $10^3$ | Poznámky             |
|----------------|----------|--------------------|----------------------|
| 00-50A         | V5       | 954                | trhlina v místě 1    |
| 00-51A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-54A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-55A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-56A         | V5       | 2 000              |                      |
| 01-00S         | V5       | 2 000              | trhlina v místě 1, 2 |
| 00-38A         | V5       | 2 000              | trhlina v místě 1    |
| 00-35A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-43A         | V5       | 2 000              |                      |
| 00-44A         | V5       | 2 000              |                      |

Dokumentaci místa selhání prasklých pístů zachycuje příkladně pro variantu V5 obr. 6.26.



obr. 6.26: Porušení na pístu varianty V5 při podélném pulzování

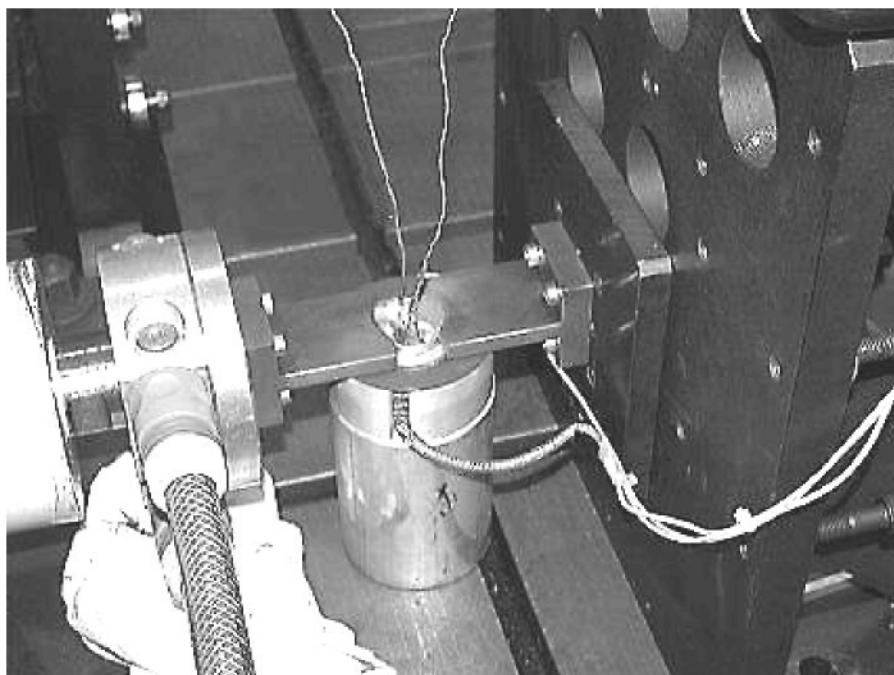
Varianta V7 přestála podélné pulzní zkoušky na všech horizontech zatížení bez technicky určitelných poškození. Pokud překážejí všechny písty předepsané hladiny zatížení bez poškození, jsou tyto vývojové prototypy uvolněny k příčnému pulzování.

### 6.5.2 Příčné pulsování

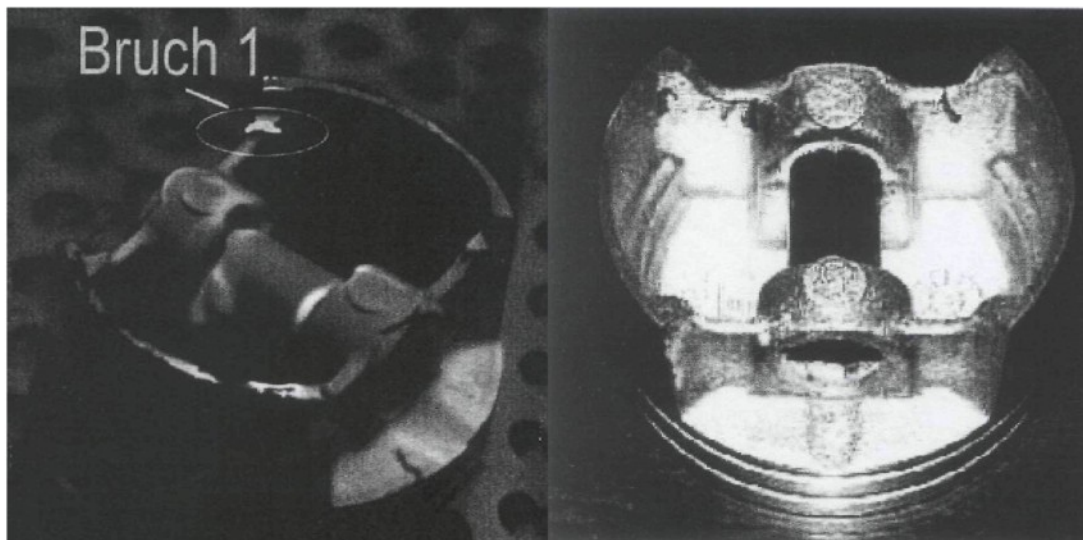
Tento druh pokusů se koncentruje na zjištění slabin v oblasti dříku pístu. Ten je zatížen kolmo na osu pístu účinkem cyklického zatížení, vyvozeného dvěma protisměrnými čelistmi. Působíště zatěžující síly je nastaveno pod vrtáním pro pístní čep při teplotě dříku 170°C, obr. 6.27

I provádění tohoto druhu pevnostních zkoušek je statisticky zajištěno, to znamená pokud přežije zkoušená varianta definované kritérium mezního počtu cyklů, je postoupena k motorickému testování. Objeví-li se během pokusů selhání některého ze vzorků, jsou provedeny korekční opatření a zkoušeny (pulsovány) přídatné písty v obou testovacích variantách.

Při příčném pulsování je teoretický průběh síly ve stěně pístu sice znám, reálné síly v provozu nebyly měřeny. Ze zkušenosti se prosadila hodnota 10% tlakové síly směsi. Vzniklé poškození pístů ze série V5 jsou patrné z pohledu na obr. 6.28.



obr. 6.27: Pohled na zkušební zařízení při příčném pulsování



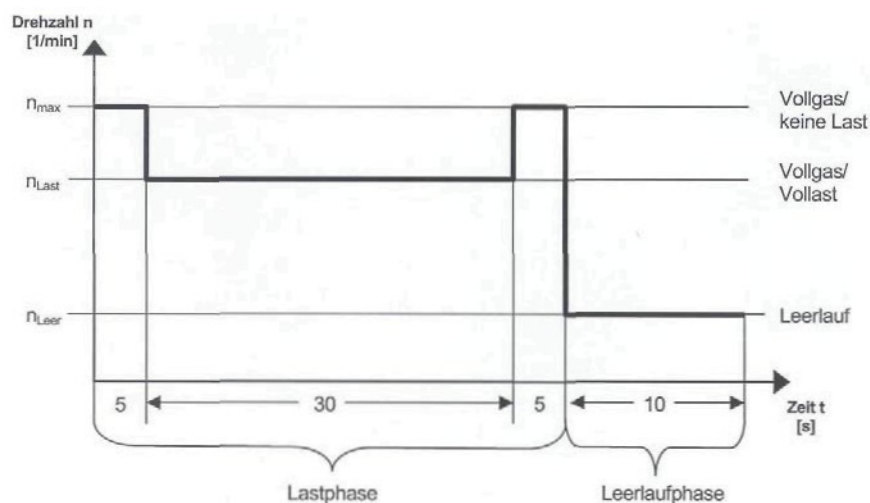
obr. 6.28: Poškzení pístů serie V5 při příčném pulsování

Všechny zkoušené písty V5 prošly únavovými zkouškami na příčném pulzátoru bez znatelných porušení. Stejně tak i písty varinty V8 a V9 přežily všechny tři hladiny zatížení nepoškozeny a další plánované pokusy byly zastaveny, neboť nejsou očekávány další škody.

## 6.6 Motorické zkoušky pístů

Píst je nainstalován v testovacím motoru a celá jednotka následně upnuta v simulačním zařízení. Přenos zatěžujícího momentu je realizován pomocí hydraulické brzdy. Ideální pracovní cyklus je definován dobou trvání 300 hodin, viz

obr. 6.29: . Od rozběhu zařízení až k odběru výkonu proběhne průměrně 5 sekund, během tohoto intervalu pracuje motor na maximálních otáčkách. Poté navazuje 30 sekundová pracovní fáze na  $n_{Last}$  a následné odtížení opět na maximálních otáčkách  $n_{max}$ , přecházející přímo do 10 sekundového volnoběhu  $n_{Leer}$ .



obr. 6.29: Testovací cyklus

Standardní inspekce jsou prováděny po 80/150/300 hodinách a jsou zaměřeny na kontrolu poškození všech částí pohonné jednotky a výměnu pístního čepu, ložiska pístního čepu a pístních kroužků. Z jedné série se zkouší v motorické simulaci 8 pístů, pokud nedojde k porušení ani jednoho z nich je výsledek hodnocen pozitivně. Výsledek testu zatěžujícím cyklem slouží jako stěžejní kritérium pro předání prototypu do série.

## 6.7 Porovnání poškození pístního čepu při pulzních a motorických zkouškách

Při porušení v pulzních a motorických testech stojí za zmínku porovnat stav pístního čepu, obr. 6.30. V motorické zkoušce se na něm objevují místy obíhající nahnědlá zbarvení, obzvláště ve středních partiích, vznikající otáčením pístu z důvodu oscilačního pohybu a teplotního působení, charakteristické hladkým a lesknoucím se povrchem. Při pulzování v podélném směru (vlevo) zůstává čep stále ve stejné pozici a nedochází ke vzniku pórů na kontaktních místech mezi pístem – čepem a čepem – ojnicí, v příčném směru (vpravo) jsou patrné různé intenzity zbarvení závislé na hladině zatížení, ačkoliv je v prostoru čepu udržována konstantní teplota 170°C a nedochází k lokálnímu poškození čepu.



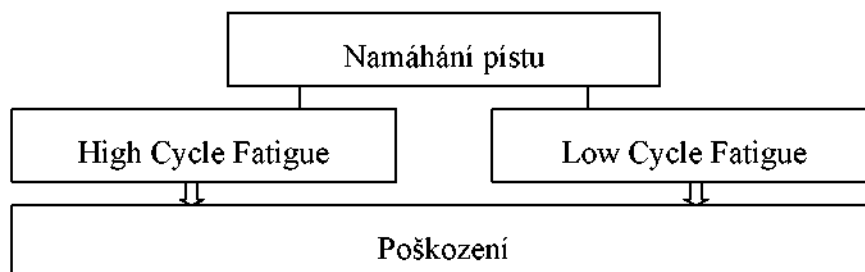
obr. 6.30: Poškození pístního čepu při podélném pulzování (vlevo), motorické simulaci a příčném pulzování (vpravo)

## 7 Pevnostní kontrola

Při komplexitě procesu namáhání u pístu spalovacího motoru se jeví jako jediný praktikovatelný postup provést pevnostní kontrolu na buď na bázi lokálních napětí nebo deformací. Základní princip těchto metod byl nastíněn v Kap. 3.2.2 a 3.2.3. Koncepce navrhovaného aplikačně orientovaného postupu kontroly pístu vychází z aktuálního stavu poznatků a umožňuje odhad životnosti již v ranné fázi vývojového procesu. Přitom jsou zohledněny oba podstatné procesy poškození a to:

- Vysokofrekvenční namáhání způsobené tlakovými silami, oscilačními silami, opěrnými silami a teplotním pulzováním na povrchu
- Nízkofrekvenční teplotní namáhání vznikající přechodem tepla ze žhavého plynu a měnící se při zatěžujícího stavu motoru, nazývané též „teplotní šokové cykly“.

Výpočtové schéma únavové pevnostní kontroly pístu je zachyceno na obr. 7.1



obr. 7.1: Schéma únavové pevnostní kontroly pístu spalovacího motoru

Každému z mechanismů poškození je přiřazena přípustná míra poškození a k jejich kumulaci je použita lineární hypotéza v jedné z jejích modifikací.

Je vycházeno ze dvou hlavních zjednodušujících předpokladů.

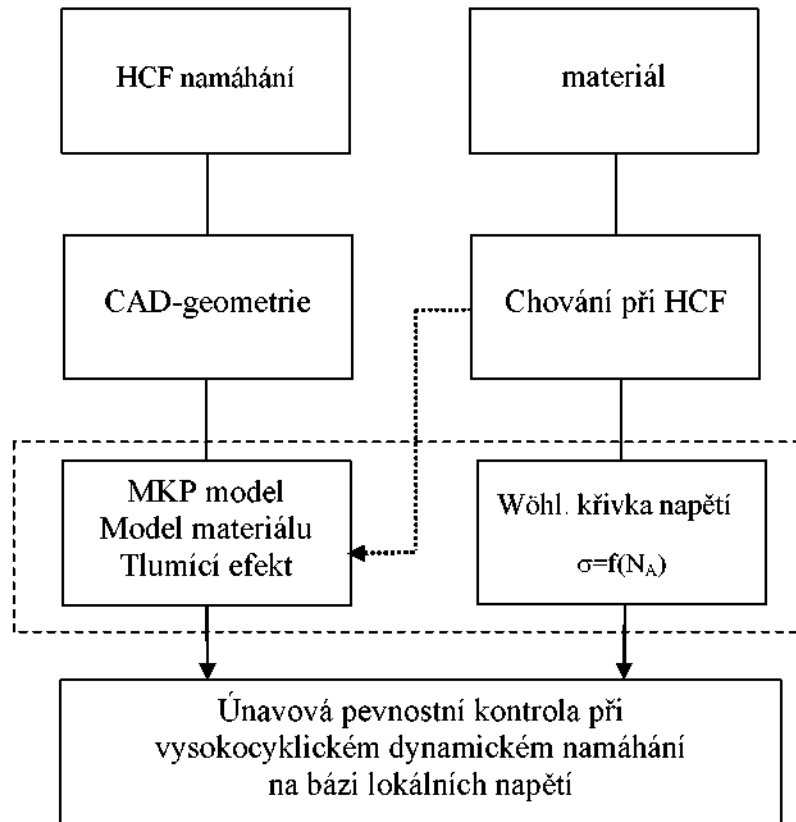
1. Již po prvních pár zatěžujících cyklech je dosaženo stabilního charakteristického stavu, který se pak již nemění až do výskytu technické trhliny.
2. Teplotní pole během jednoho zatěžujícího stavu zůstává stacionární, tzn. Nezávislé na čase. Při přechodu do jiného stavu, např. volnoběh vzniká také nové teplotní pole.

### 7.1 High-Cycle pevnostní kontrola pístu

Píst je v provozu vystaven periodickým tlakovým i oscilačním silám, které se během jeho technického života opakují v průměru  $1e8$  krát. To znamená, že kritérium dimenzovanosti leží ve vysoko cyklické oblasti. Z krátkého přehledu aktuálních technických postupů a norem sestaveného v Kap. 3.3 je jasné patrné, že většina těchto postupů se vztahuje právě na pevnostní kontrolu ve vysokocyklické oblasti.



Nejobsáhlejší a nejpřesněji určující soubor pravidel kontroly součástí pro strojírenství a příbuzné obory byl sepsán v FKM-směrnici 183, která definuje pro vysokofrekvenční dynamické zatěžování slitin hliníku teplotní rozsah mezi -50 °C a 200 °C a tvoří výchozí základ pro vysokocyklovou životnostní kontrolu pístu. Postup navrhovaného pevnostního hodnocení je zobrazen na obr. 7.2.



obr. 7.2: Schéma vysokocyklické pevnostní kontroly

Základním principem je porovnání určených napětí a deformací na součásti a jejich srovnání s Wöhlerovou křivkou součásti (strojního celku). Tento přímý postup je jen tehdy možný, pokud je součást zkoušena za stejných provozních podmínek. Jsou-li k dispozici pouze Wöhlerovy křivky zkušebních vzorků, jako v tomto případě, je nutné je pomocí faktorů vlivu přetransformovat na lokální Wöhlerovy křivky. K tomu je použita následující korektura:

$$\sigma_{AB,1e8} = \frac{n_{\chi,Bauteil}}{n_{\chi,Probe}} \cdot \frac{K_{TD,Bauteil}}{K_{TD,Probe}} \cdot \frac{K_{R,Bauteil}}{K_{R,Probe}} \sigma_{AP},$$

Zde znamená:

- $\sigma_{AB,1e8}$  - únosná amplituda součásti při 1e8 cyklů
- $\sigma_{AP,1e8}$  - únosná amplituda zkušebních vzorků při 1e8 cyklů, při provádění pokusů do ca. 1e6 až 1e7 cyklů, je tato únosná amplituda na 1e6 cyklech snížena o 20%,

- $n_{\chi, Bauteil}, n_{\chi, Probe}$  – Součinitel tlumení, při namáhání na ohyb nebo krut nebo obecně při silném gradientu napětí se sousední materiálové částčky podílejí na přenosu části zatížení. Stanoven z MKP výpočtů [Leitfaden]
- $K_{TD, Bauteil}, K_{TD, Probe}$  – Vliv teploty, zohledňující pokles pevnosti s rostoucí teplotou. [FKM]
- $K_{R, Bauteil}, K_{R, Probe}$  – Vliv drsnosti povrchu na únavu

V případě, že nejsou k dispozici ani Wöhlerovy křivky zkušebních vzorků je možné provést odhad únosné amplitudy z pevnosti v tahu. V FKM - směrnici 183 je doporučován přepočet:

$$\sigma_{AB, 1e8} = n_{\chi, Bauteil} \cdot K_S \cdot K_{NL} \cdot K_{T,D} \cdot f_{W,\sigma} \left[ \frac{K_{R,\sigma} \cdot \tilde{K}_f}{(1 - K_{R,\sigma}) + K_{R,\sigma} \cdot \tilde{K}_f} \right] R_m$$

- $\sigma_{AB, 1e8}$  - únosná amplituda součásti při 1e8 cyklů
- $n_{\chi, Bauteil}$  - Součinitel tlumení z MKP výpočtu [24]
- $K_S$  - Součinitel ochranné vrstvy
- $K_{NL}$  - Součinitel odlitků
- $K_{TD}$  - Vliv teploty, zohledňující pokles pevnosti s rostoucí teplotou. [25]
- $f_{W,\sigma}$  - Faktor střídavé pevnosti
- $K_{R,\sigma}$  - Vliv drsnosti povrchu na únavu
- $K_f$  - Materiálová konstanta
- $R_m$  - Normovaná pevnost v tahu

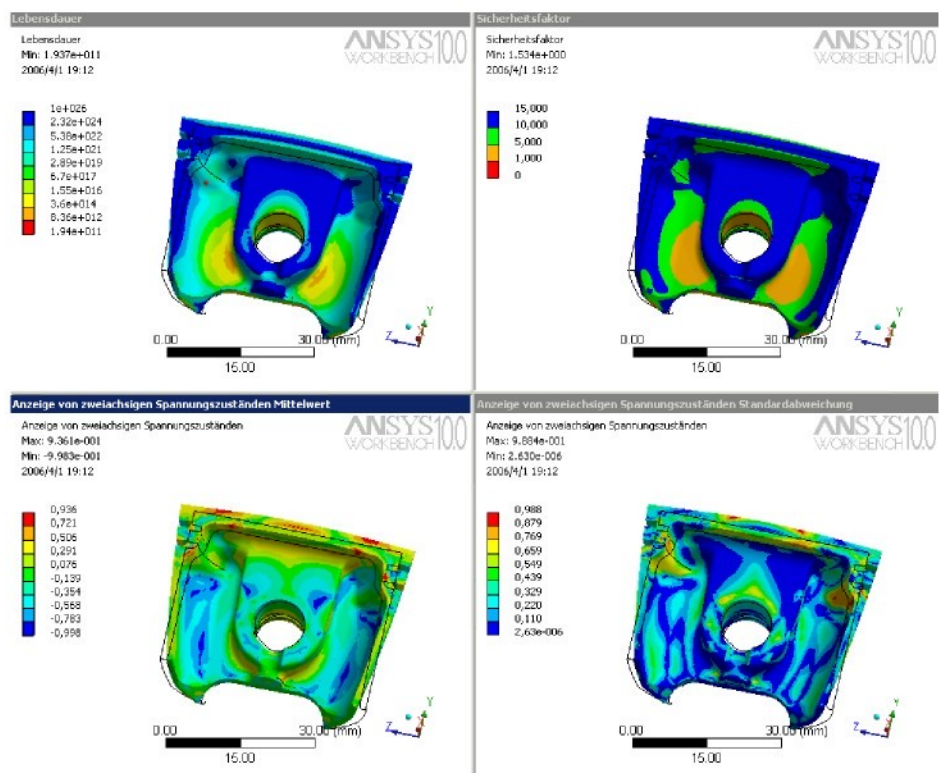
Konečněprvkové výpočty hodnocených variant pístů byly proveny v softwaru Ansys. K tomu se nabízí využít jako hodnotící platformu Fatigue - Postprozessor od téže programové skupiny. Výsledky napěťových a deformačních tenzorů je možné bezproblémově převést přímo do Workbench-Fatigue modulu.

V prvním kroku je pozitivní účinek poměrného gradientu napětí na proces únavy ignorován a struktura porovnává s konservativní Wöhlerovou křivkou součástí, vedoucí k identifikaci kritických míst pístu. Kombinované termické namáhání je již v tomto kroku zohledněno. Charakteristické hodnoty použitých systémů Wöhlerových křivek součástí jsou shrnuty v tab. 7.1. Výsledky ve formě životností, součinitele bezpečnosti a dvouosých stavů napjatosti jsou představeny v obrázcích 7.3 a 7.4.

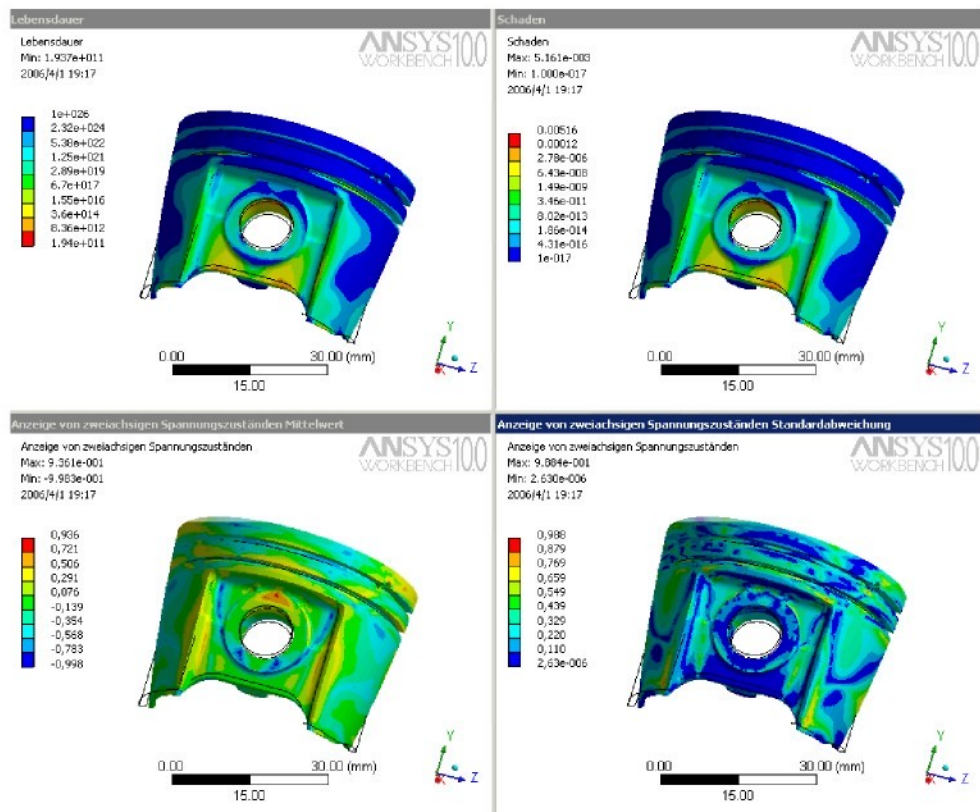


tab. 7.1: Charakteristické hodnoty Wöhlerových křivek součástí

|                          | $k_1$ | $k_2$ | $\sigma_{A,1e6,R=-1}$ | $\sigma_{A,1e8,R=-1}$ | M   |
|--------------------------|-------|-------|-----------------------|-----------------------|-----|
|                          | [-]   | [-]   | [MPa]                 | [MPa]                 | [-] |
| Exp. Wöhler. křivka      | 10    | 10    | 55                    | 37                    | 0,3 |
| FKM <sub>Normwerte</sub> | 5     | 25    | 78                    | 58                    | 0,5 |
| FKM <sub>Probe</sub>     | 5     | 25    | 51                    | 38                    | 0,5 |
| Leitfaden                | 10    | 10    | 72                    | 50                    | 0,5 |

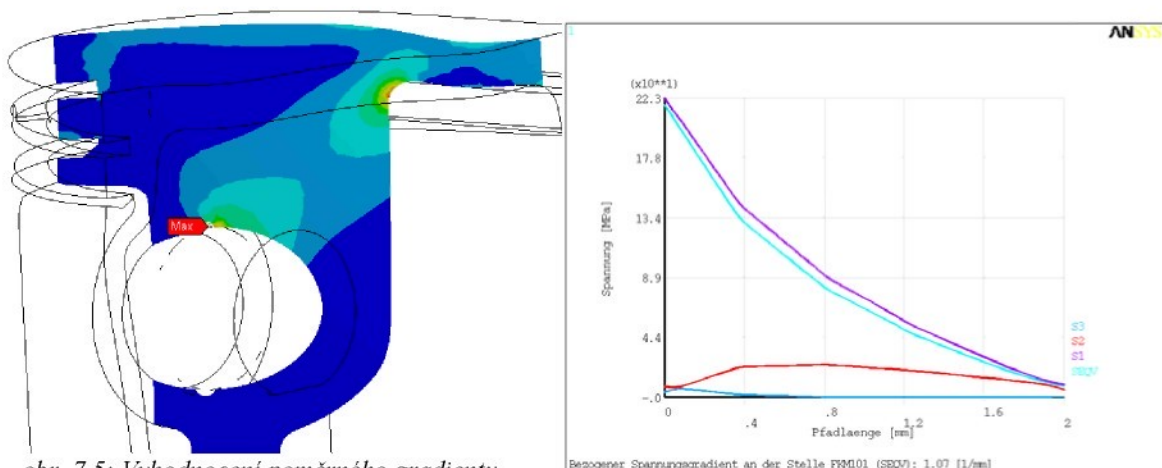


obr. 7.3: Výsledky HCF - kontroly pistu na kompletním modelu (pohled zevnitř)



obr. 7.4: Výsledky HCF - kontroly pístu na kompletním modelu (vnější pohled)

V následujícím kroku je píst rozdělen do oblastí a použita technika tzv. submodelingu, což umožňuje hodnotit za použití lokálních Wöhlerových křivek součástí. K zohlednění poměrného gradientu je použita Makro prozedura [54], která automaticky po vzoru FKM-směrnice 183 vyhledá v normálovém směru do materiálu přes 10 elementů sousední bod. Za pomoci poměrného gradientu je určen součinitel tlumení a pozitivně zahrnut do odhadu životnosti. Tento postu je znázorněn v obr. 7.5.



obr. 7.5: Vyhodnocení poměrného gradientu

Určené životnosti při provozním termo-mechanickém vysokofrekvenčním zatížení pístu jsou v závislosti na vstupních datech, korektuře středního napětí a poškozující složce shrnuty v tab. 7.2.

tab. 7.2: Přehled odhadnutých životností při provozním zatížení

| Materiálová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |        |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|--------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub  |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 8,5e10             | 5,2e10   | 4,7e10 |
|                                | manuální                   | 3,4e9              | 1,5e9    | 1,7e9  |
|                                | Gerber                     | 8,0e10             | 4,9e10   | 4,5e10 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 1,5e14             | 6,2e13   | 5,5e13 |
|                                | manuální                   | 1,0e12             | 2,5e11   | 3,3e11 |
|                                | Gerber                     | 1,5e14             | 5,8e13   | 5,2e13 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 5,9e11             | 2,3e11   | 2,0e11 |
|                                | manuální                   | 2,3e9              | 5,9e8    | 8,0e8  |
|                                | Gerber                     | 5,6e11             | 2,1e11   | 1,9e11 |
| VDEH                           | žádná                      | 4,0e12             | 1,8e12   | 1,6e12 |
|                                | manuální                   | 4,8e10             | 1,4e10   | 1,8e10 |
|                                | Gerber                     | 3,9e12             | 1,7e12   | 1,6e12 |

Jak experimentální Wöhlerova křivka tak i návrhy FKM<sub>Probe</sub> a VDEH ze statické pevnosti vzorků vyjmutých ze součásti dávají dobré odhady. Potvrzeny jsou výsledky testovaných součástí v zátěžových motorických testech, kde všechny písty splnily předepsané požadavky a nedošlo k žádnému poškození. Jako nutná podmínka se jeví nutnost provádět statické a dynamické zkoušky při zvýšených teplotách na vzorcích vyjmutých ze odlitých pístů nebo v krajním případě pouze tahové zkoušky za zvýšené teploty a použít je k odhadu Wöhlerovy křivky součásti. Při odhadu z Normovaných hodnot ke značnému přecenění dosahované pevnosti. Pro odhad životnosti této slitiny hliníku na odlitky se jeví z důvodu relativně nízké tažnosti jako nejvhodnější použít hlavní napětí jako poškozující složku.

## 7.2 Low Cycle pevnostní kontrola

Při změně mezi rozdílnými provozními stavy je píst vystaven střídavému termickému namáhání. Jako kritérium platí, že během svého života musí píst přežít nejméně  $10^4$  těchto teplotních cyklů.

K termickému nízkocyklovému namáhání nejsou v aktuálních technických normách uváděny prakticky žádné doporučené postupy (zmněno v [24]). Podle přístupu se nechají kritéria poškození rozdělit do tří základních skupin, viz tab. 7.3.

tab. 7.3: LCF kritéria

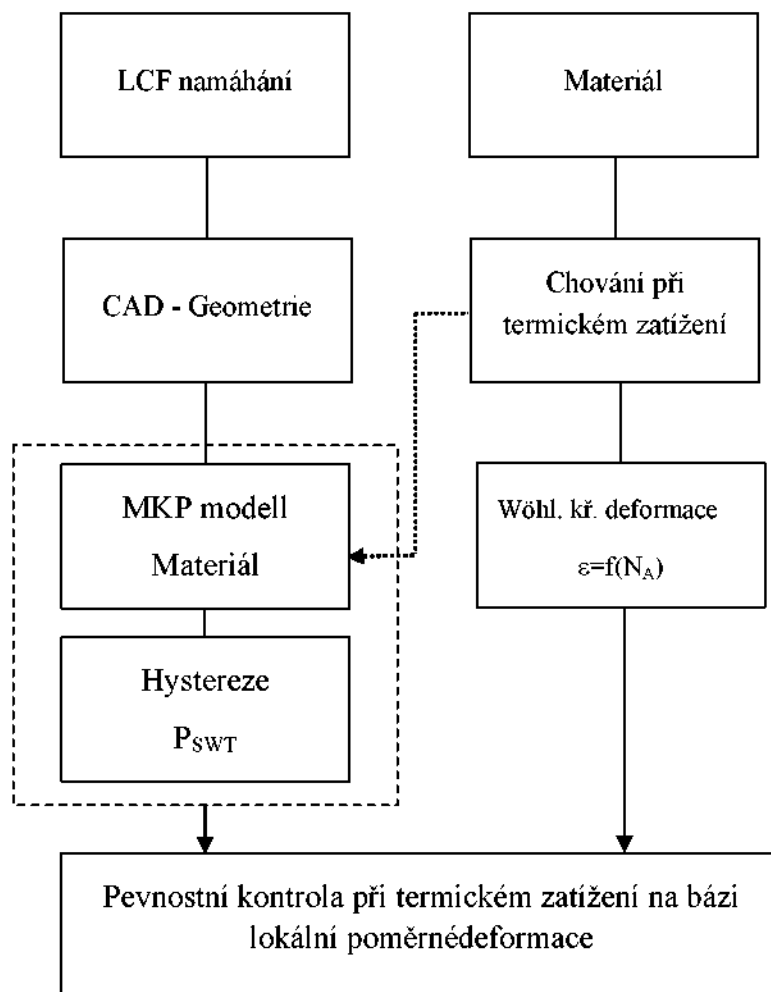
|                                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                       |
|--------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Energetické přístupy                             | Tato kritéria jdou určitého množství energie, kterou lze schodna součást přijmout než dojde k lomu. Tato energie odpovídá ploše stabilizované hysterézní smyčky. Zde je velkým problémem zahrnout vliv stárnutí slitin hliníku a s ním spojené změny hystereze [lit]. |
| Přístupy bazírující na metodách lomové mechaniky | Tyto postupy pracují se zákonitostmi lomové mechaniky a odhadují životnost pomocí faktory intenzity napětí, viz. Kap. 3.2.4                                                                                                                                           |
| Přístupy vycházející z poměrné deformace         | Jsou nejpoužívanější kritéria, které vychází ze souvislosti mezi lokální deformací a selháním součástí                                                                                                                                                                |

Nejznámější deformační kritérium pro termické únavové experimenty bylo uveřejněno Mansonem a Coffinem v [55] a předpokládá přímou souvislost ve vztahu mezi životností a amplitudou plastické deformace:

$$\varepsilon_{a,pl} \left( \frac{N_B}{2} \right) = \varepsilon_f' \cdot N_B^c$$

U některých materiálů, jako např. slitiny hliníku dochází termického zatížení ke změnám ve struktuře a tím i ke změnám chování. Proto se k odhadu životnosti a hodnocení používá stabilizovaná hystereze při polovičním počtu cyklů. Toto kritérium je velice vhodně použitelné hlavně pro duktilní materiály, které vykazují výraznou amplitudu plastické deformace. Jestliže však tato složka není výrazná nebo úplně chybí je vhodnější přičíst elastickou složku a definovat jako kritérium totální Wöhlerovu křivku deformace, viz Kap. 3.2.3. Tato amplituda totální deformace se ukázala v některých pracích jako užitečné kritérium poškození. K zohlednění středních napětí pístu je použit parametr poškození podle Smith, Watson a Toppera a parametr Morrowa. Schéma Low Cycle pevnostní kontroly pro píst je v obr. 7.6.

Vstupní hodnoty pro LCF hodnocení pocházejí z experimentálních dat a pro porovnání byly odhadnuty ze statických zkoušek podle UML. Jejich přehled je sepsán v tab. 7.4.

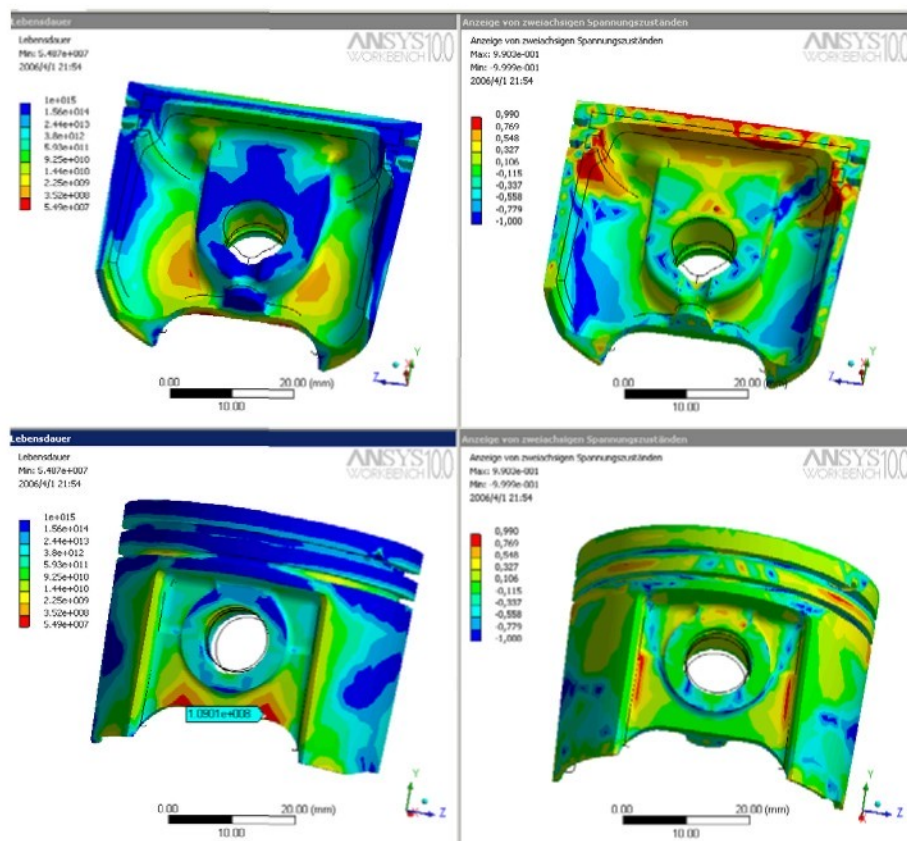


obr. 7.6: Průběh hodnocení v LCF oblasti

tab. 7.4: Materiálové parametry pro LCF kontrolu

|                                   | Experiment | UML <sub>250</sub> | UML <sub>20</sub> |
|-----------------------------------|------------|--------------------|-------------------|
| Strength Coefficient [MPa]        | 228        | 285                | 325,6             |
| Strength Exponent                 | -0,15      | -0,095             | -0,095            |
| Duclicity Coefficient             | 0,323      | 0,35               | 0,35              |
| Duclicity Exponent                | -0,79      | -0,69              | -0,69             |
| Cyclic Strength Coefficient [MPa] | 177,8      | 274,0              | 314,0             |
| Cyclic Strain Hardening Exponent  | -0,7       | 0,11               | 0,11              |

Znázornění výsledů LCF kontroly je provedeno grafickou formou na součásti a to jako ohadnuté životnosti tak i dvouosého napětového stavu v obr. 7.7



obr. 7.7: Výsledky LCF - kontroly pistu na kompletním modelu

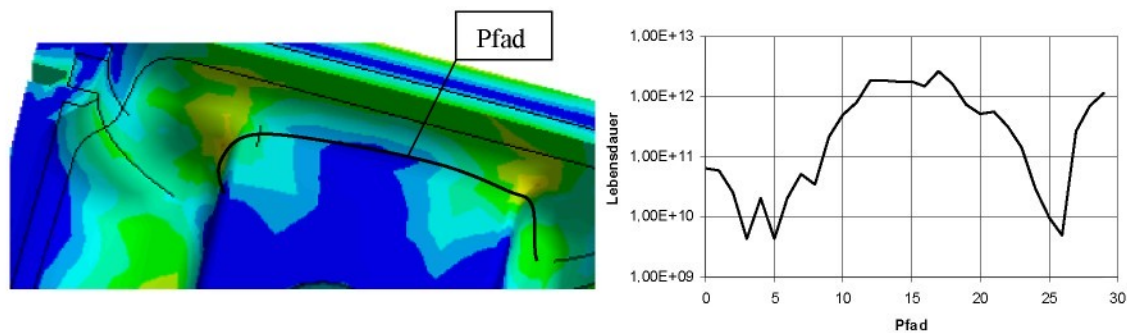
Rozsáhlejší porovnání odhadnutých životností rozděleno dle vstupních dat, korektury středního napětí pro maximálně zatížené místo je shrnuto v tab. 7.5. Toto místo se nalézá v dolní části dříku pistu, kde se teplota v provozním stavu pohybuje okolo ca. 180 °C.

tab. 7.5: Přehled výsledků LCF – kontroly

| Material data      | korrektura          | Poškozující komponenta |          |         |         |
|--------------------|---------------------|------------------------|----------|---------|---------|
|                    |                     | Ekv.                   | Haupt. 1 | Max.    | Schub   |
| Experiment         | bez                 | 2,96e7                 | 3,34e7   | 2,96e7  | 4,30e6  |
|                    | bez                 | 3,90e7                 | 3,90e7   | 3,98e7  | 1,50e7  |
|                    | P <sub>Morrow</sub> | 3,68e7                 | 3,68e7   | 3,98e7  | 5,46e6  |
| UML <sub>250</sub> | bez                 | 9,6e12                 | 9,20e12  | 9,6e12  | 4,50e11 |
|                    | P <sub>SWT</sub>    | 1,5e13                 | 1,46e13  | 1,46e13 | 3,2e12  |
|                    | P <sub>Morrow</sub> | 5,50e12                | 5,50e12  | 5,50e12 | 2,63e11 |
| UML <sub>20</sub>  | bez                 | 3,90e13                | 3,86e13  | 3,86e13 | 1,84e12 |
|                    | P <sub>SWT</sub>    | 6,05e13                | 5,93e13  | 5,93e13 | 1,30e13 |
|                    | P <sub>Morrow</sub> | 2,43e13                | 2,43e13  | 2,43e13 | 1,14e12 |



Další důležitá oblast leží v přechodovém radiusu mezi dnem a dříkem pístu, kde se pohybuje provozní teplota (potvrzená měřeními) okolo ca. 250 °C. To vede k dalšímu poklesu pevnosti, relaxaci a plastickému tečení. Vyhodnocení pfadu podél radiusu pístu je v obr. 7.8.



obr. 7.8: Vynesené životnosti podél cesty v radiusu dna pístu

Všechny postupy ukazují při použití vstupních dat z experimentů jak v kritickém místě tak v cestě podél radiusu pístu podobné odhady. To je vysvětleno použitím modelu chování materiálu z termo-mechanických experimentů na zkušebních vzorcích a porovnáním s výsledky pokusů. Použitím parametrů poškození podle Smith-Watson-Toppera a Morrowa je vedle amplitud poměrné deformace zahrnut také vliv středního napětí po ochlazení.

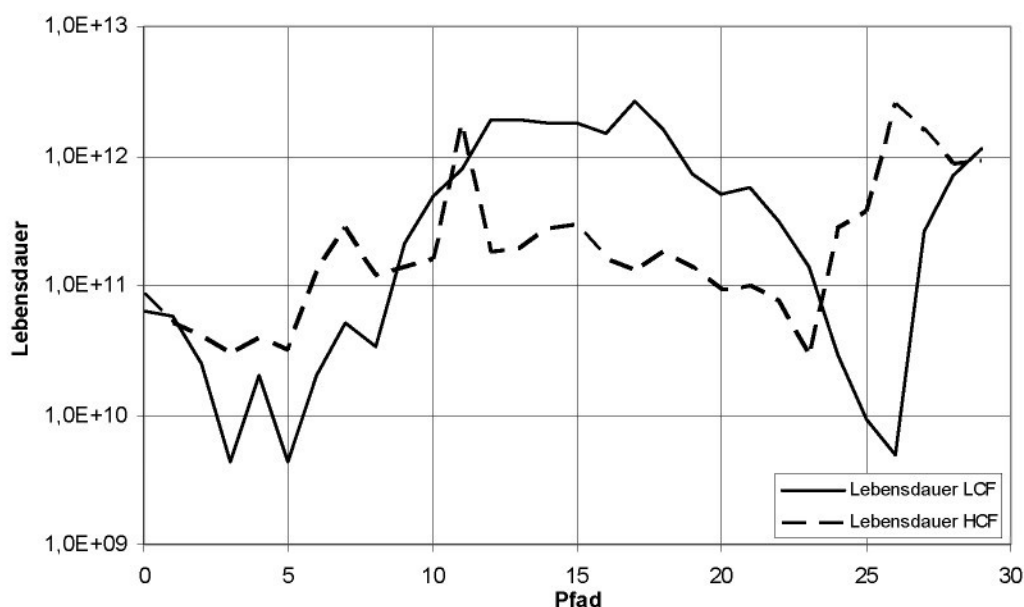
Zkoušená možnost při chybějících výsledcích experimentů, ve formě odhadu materiálových hodnot z UML databanky ukazuje jednoznačné nadhodnní životností. Dosahované výsledky leží v průměru o faktor  $1e4$  nad výsledky s experimentálně popsaným chováním materiálu a jsou tedy nevhodné jako varianta pro přiblížení chování při aplikaci na jiný materiál. Materiálové hodnoty pro nové pístové slitiny je musí být získány při termo-mechanických pokusech nebo nejlépe při termo-mechanických pokusech kombinovaných s vysokocyklickým mechanickým kmitáním.

Dá se tedy k použitým LCF-postupům konstatovat, že umožňují rozsáhlé praktické hodnocení termického namáhání na reálné součásti, jenom pokud se chování materiálu verifikuje na zkušebních vzorcích. Kritická místa je pak možné správně rozpoznat a zároveň i trefně odhadnout životnost součástí.

### 7.3 Kombinace mechanismů poškození

Pro oblast zaoblení mezi dnem a dříkem pístu je charakteristická kritická kombinace jak z termo-mechanického zatížení (LCF) tak z periodického zatížení odstředivými silami a tlakem plynu (HCF). Jejich průběh podél cesty z obr. 7.8 je vyneseno v obr. 7.9.





obr. 7.9: Příпустné životnosti pro oblast zaoblení dna pístu z termické amplitudy (LCF) a periodických tlakových a odstředivých sil (HCF)

## 7.4 Ověření výsledků

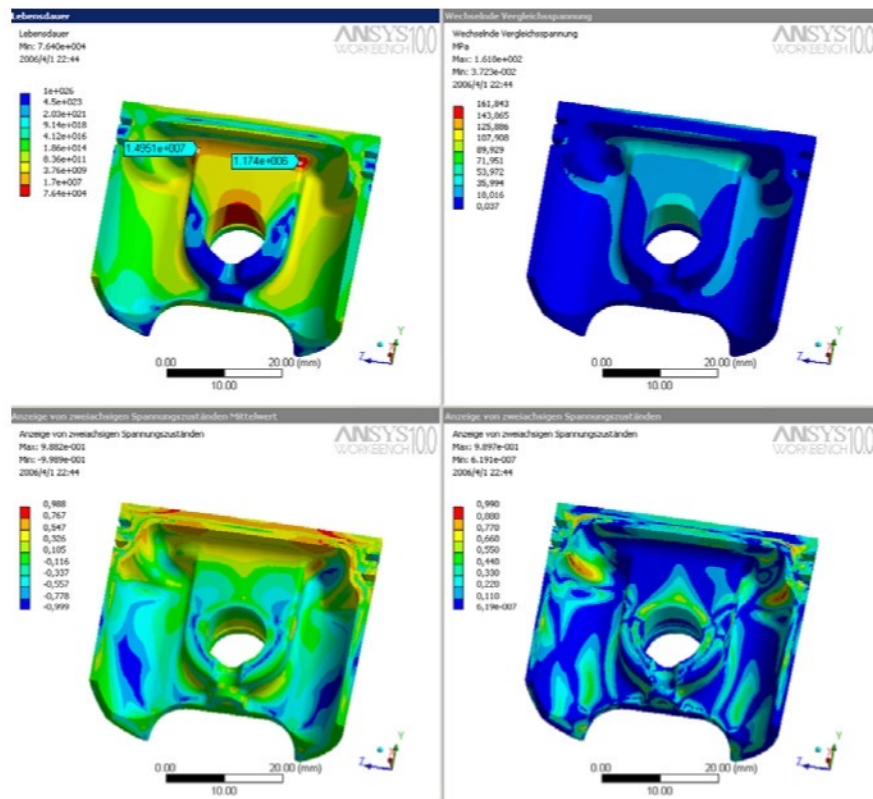
V únavových zkouškách pístu v motoru není jednoduchým způsobem možné, experimentálně určit počet cyklů do vzniku trhliny. Kontrolní inspekce se provádějí jen v pevně daných časových intervalech. Dojde-li mezi takovými kontrolami ke vzniku trhliny, může poškozený píst pracovat ještě několik hodin, aniž by došlo k znatelnému selhání motoru.

Naproti tomu v mimomotorických zkouškách je počet cyklů přesně zaznamenán a změna tuhosti pístu způsobí zastavení zkušebního zařízení. V následné vizuální kontrole, popř. pomocí nedestruktivních zkoušek se identifikuje velikost a místo poškozující trhliny. Zatěžující podmínky pro podélné a příčné pulzování odpovídají těm uvedeným v Kap. 5.5.7.

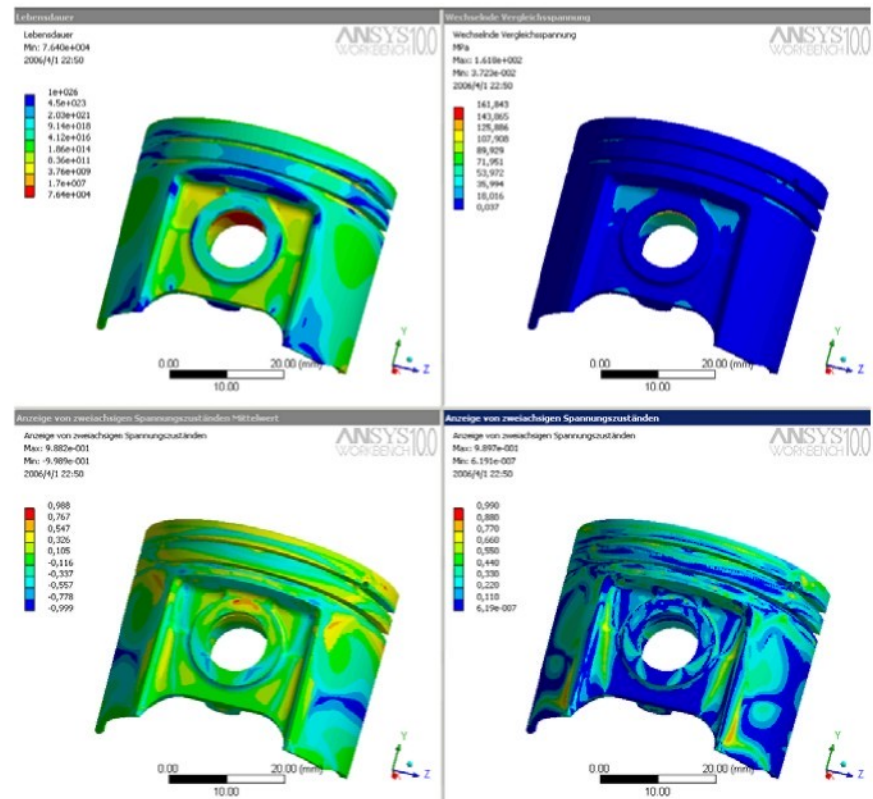
Výsledky odhadu životnosti, jakož i střídavé porovnávací napětí a koeficient dvouososti (střední hodnota a rozptyl) jsou vyneseny pro podélné pulzování v obr. 7.10 a

obr. 7.11 a odhadnuté životnosti určené v kritickém místě řazené dle použitých metod jsou k dispozici v tab. 7.6.

Dále následuje přehled odhadu životnosti, střídavého porovnávacího napětí a koeficientu dvouososti (střední hodnota a rozptyl) při příčné pulzování v obr. 7.12 a obr. 7.13 jakož i dhadnuté životnosti určené v kritickém místě v tab. 7.7

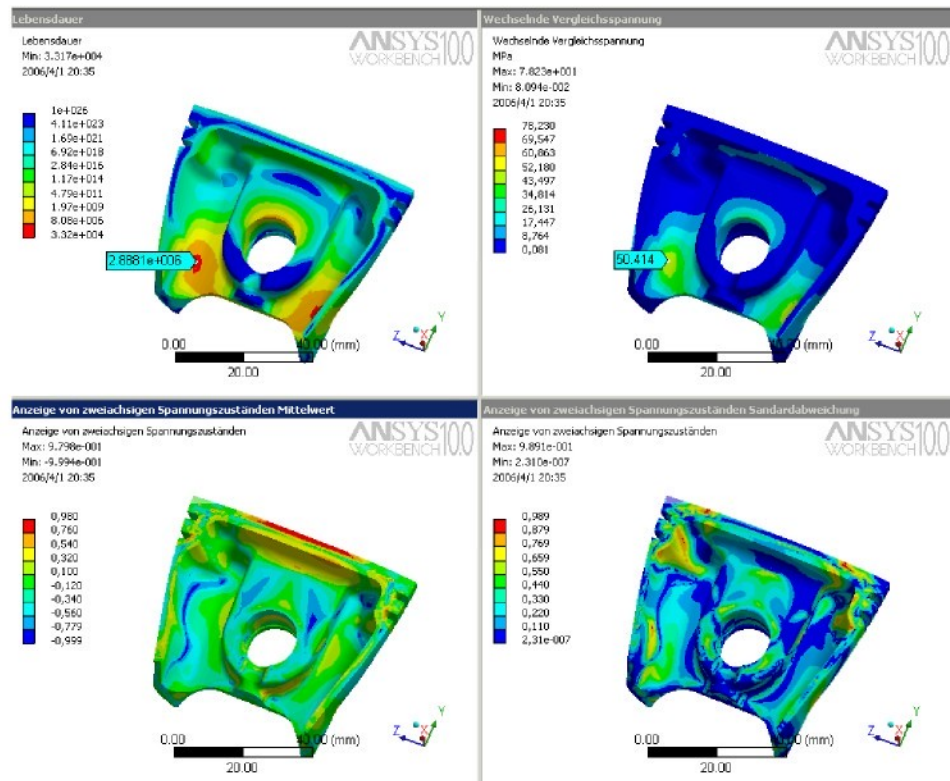


obr. 7.10: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (pohled zevnitř)

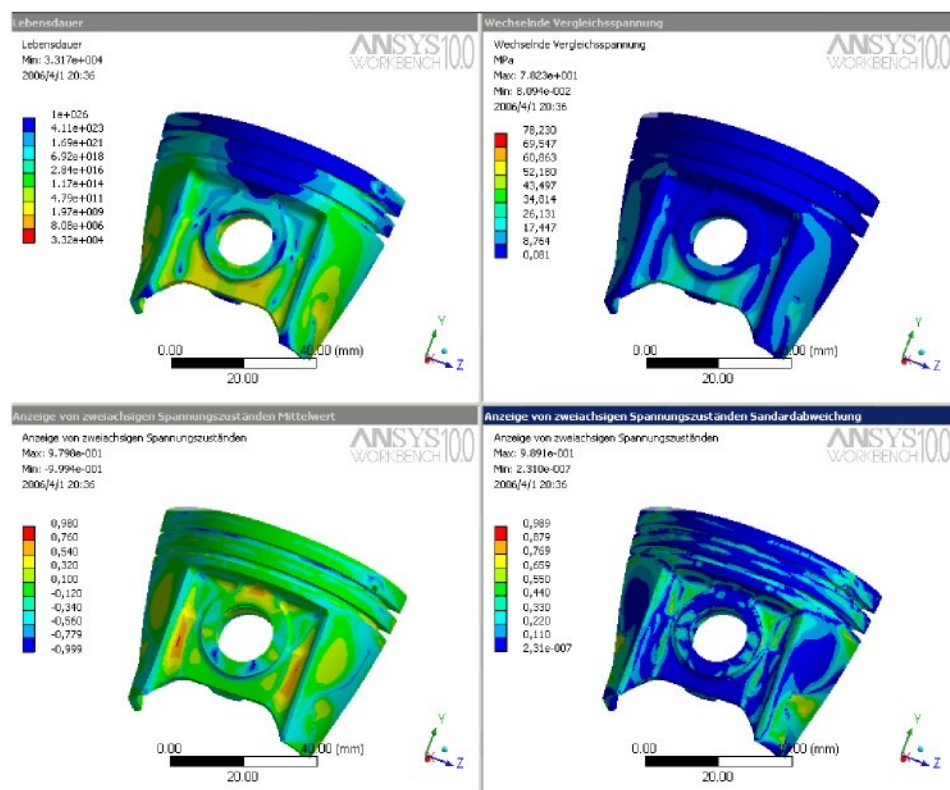


obr. 7.11: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (vnější pohled)

## -7.4 Ověření výsledků



obr. 7.12: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při příčném pulzování (pohled zevnitř)



obr. 7.13: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (vnější pohled)

tab. 7.6: Přehled odhadnutých životností v Hot Spotu při podélném pulzování

| Materiálová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |       |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|-------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 7,8e6              | 3,3e6    | 4,1e6 |
|                                | manuální                   | 8,8e6              | 1,6e6    | 2,8e6 |
|                                | Gerber                     | 4,4e6              | 3,9e6    | 1,5e6 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 6,2e6              | 4,7e6    | 4,8e6 |
|                                | manuální                   | 5,8e6              | 4,4e6    | 4,8e6 |
|                                | Gerber                     | 4,5e6              | 3,4e6    | 3,5e6 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 6,9e5              | 5,3e5    | 4,2e5 |
|                                | manuální                   | 7,0e5              | 5,1e5    | 5,7e5 |
|                                | Gerber                     | 5,1e5              | 3,8e5    | 4,5e5 |
| VDEH                           | žádná                      | 1,3e5              | 6,9e4    | 7,9e5 |
|                                | manuální                   | 1,2e5              | 8,8e4    | 8,4e5 |
|                                | Gerber                     | 7,0e4              | 3,9e4    | 4,6e4 |
| Výsledky pokusů                | 1 trhlina při 9,5e5        |                    |          |       |

tab. 7.7: Přehled odhadnutých životností v Hot Spotu při příčném pulzování

| Materialová data               | Korektura středního napětí | Poškozující složka |          |       |
|--------------------------------|----------------------------|--------------------|----------|-------|
|                                |                            | Ekv.               | Abs.Max. | Schub |
| Experimentální<br>Wöhl. křivky | žádná                      | 2,9e6              | 3,2e6    | 3,6e6 |
|                                | Gerber                     | 2,2e6              | 8,3e7    | 2,6e6 |
| FKM <sub>Norm</sub>            | žádná                      | 9,2e8              | 6,6e8    | 7,4e8 |
|                                | Gerber                     | 6,3e8              | 4,4e8    | 5,2e8 |
| FKM <sub>Probe</sub>           | žádná                      | 1,5e6              | 1,1e6    | 1,3e6 |
|                                | Gerber                     | 1,2e6              | 9,9e5    | 9,6e5 |
| VDEH                           | žádná                      | 2,5e8              | 8,3e7    | 2,1e8 |
|                                | Gerber                     | 2,2e8              | 6,5e7    | 1,9e8 |
| Výsledky pokusů                | 1 trhlina při 1,9e6        |                    |          |       |

## 7.5 Hodnocení výsledků

Na základě výsledků propojené termicko mechanické konečněprvkové analýzy pístu spalovacího motoru byla v Ansys-Workbench-Fatiguepostprocesoru realizována jak HCF - tak i LCF – únavová pevnostní kontrola. Rozhodující pro její vypovídací

hodnotu je jednoznačně precizní rozbor napětového a deformačního stavu, jakož i přesné znalosti materiálových hodnot.

Srovnání algoritmu únavové pevnostní kontroly s reálnými výsledky bylo provedeno modelováním experimentálních testů na podélném a příčném pulzátoru. Zde je patrná, dle použité metody velmi dobrá shoda s výsledky experimentu, kde byl z 5 zkoušených pístů objevena vždy jedna trhlina. Odhadnuté životnosti pístu se zde také pohybují v řádu milionů cyklů.

## 8 Závěr

Píst spalovacího motoru odolává v provozu komplexním mechanickým a teplotním namáháním, které je možné pomocí klasických výpočtových metod pouze odhadovat. Hlavní cíl předkládané práce spočíval tedy v návrhu pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru tak, aby zahrnoval všechny podstatné faktory ovlivňující jeho životnost. Zde se jako vhodné nabízí, provést kombinované termicko - mechanické simulace metodou konečných prvků.

Protože je v posledních letech patrná snaha zaktualizovat směrnice a technické předpisy zabývající se únavovou pevnostní kontrolou, byla v této oblasti provedena obsáhlá rešerše. Z ní lze pro sledovaný cíl vyvodit nejdůležitější závěry:

- Dostupná technická pravidla poskytují návody a postupy buď pro statickou nebo pro vysokocyklickou pevnostní kontrolu, oblast nízkocyklové únavy se zde prakticky nevyskytuje.
- K zohlednění zvýšené teploty pro slitiny hliníku jsou v FKM-směrnici 183 uvedeny korekční faktory do 200 °C- i zde pouze s omezenou platností pro HCF.

V rámci této práce bylo provedeno ke 100 kombinovaných tepelně - mechanických simulací různých variant pístů dvoudobých spalovacích motorů při provozním a mimo motorickém zatížení, které tvoří základ pevnostního výpočtu. Jako požadavky na kvalitu se dají shrnout následující doporučení:

- Pro realistické výsledky je nutné implementovat materiálové vlastnosti v závislosti na teplotě, obzvláště pak Hookův modul pružnosti, zde se jako vhodné ukazuje využít v Ansysu metody Liso.
- Teplotní pole pístu při jednom provozním stavu je považováno za stacionární a vykazuje dobrou shodu s experimentem.
- Kontakt mezi pístem a pístním čepem vykazuje rozhodující vliv na chování systému. Je aproximován jako válec - válcová díra což vede v kontaktních plochách ke vzniku vysokých kontaktních tlaků, které se v reálných podmínkách nevyskytují a nejsou pro pevnostní hodnocení relevantní (žádné trhliny v oblasti pístního čepu). Vliv zjednodušení na kriticky zatížené partie pístu je zanedbatelný.

- Průhyb pístního čepu se pohybuje okolo  $6e-3$ , což je méně než vůle jehličkového ložiska, které není modelováno, tzn. není potřeba provést korekci tuhosti. Vůle pístního čepu významně ovlivňuje kontaktní tlaky, jako vhodná hodnota se ukázala vůle zastudena 10  $\mu\text{m}$ .
- K odpovídajícímu určení poměrného gradientu napětí je vhodné využít techniku submodelu a lokálně zjemnit síť na velikost elementu 0,2 mm.

Nutnou podmínkou k provedení konečněprvkových simulací je znalost mechanických vlastností materiálu pístu, jak za normálních tak provozních teplot. Z tohoto důvodu byla provedena řada materiálových testů. Zásadní výsledky lze shrnout:

- Statická pevnost mírně vrubových vzorků ( $K_t=1.1$ ) dosahuje v průměru 195 MPa a klesá se nárůstem teploty na 250°C o 12%, obdobně u vzorku s ostrým vrubem ( $K_t=4.3$ ) se pohybují hodnoty pevnosti v průměru 145 MPa a dosahují jen 75% pevnosti mírně vrubového vzorku a klesají se změnou teploty o 9 %. Nominálně viděno nedosahují zjištěné hodnoty mez pevnosti materiálu.
- Na vzorcích vyjmutých z polotovarů pístu byly provedeny ke zjištění Hookova modulu pružnosti jak tenzometrická tak i impulzní měření. Nevýhodou využití tenzometrů je dlouhá doba potřebná pro zkušební tyčky a také jejich využití při zvýšených teplotách. Metoda impulzní je dobře proveditelná, relativně časově nenáročná a snadno použitelná i při teplotách 250 °C. Při dostatečné přesnosti vzorkuje dosahovaná přesnost výsledků pro obě metody prakticky identická, střední hodnota  $E$  – modulu z tenzometrických měření je ca. 79 GPa a z impulzních měření 80 GPa. Pro budoucnost se doporučuje použít impulzivní metodu.
- K charakteristice dynamického chování byly provedeny experimenty při střídavém a míjivém ohybovém namáhání na mírně a středně vrubových vzorcích za normální a provozní teploty. Pokles jmenovité amplitudy způsobený vlivem vrubu se při střídavém zatěžování  $R=-1$  neprokázal, při míjivém zatěžování  $R=0.1$  došlo k ca. 35% poklesu střední jmenovité amplitudy při  $10^6$  cyklů v důsledku vrubu. Vliv středního napětí při  $10^6$  cyklů u mírně vrubového vzorku neznatelný, jen středně vrubový vzorek vykazuje klasický pokles. Zvýšení teploty na 250° zhorší sice tuto mez v porovnání s hodnotami mírně vrubového vzorku při  $R=0.1$  o 25%, v porovnání s  $R=-1$  není pokles pozorován. Statistický rozptyl  $T_N=16.2$  pro mírně vrubové vzorky při  $R=0.1$  je pro slitinu hliníku relativně vysoký, u ostatních zkoušek jsou hodnoty  $T_N$  od 2.8 do 9.4 výrazně nižší.

Vyústěním simulačních výpočtů a experimentálních zkoušek byl návrh pevnostního výpočtu, zahrnující oba mechanismy poškození jak od vysokofrekvenčního namáhání (HCF) periodickými silami tak od nízkofrekvenčního teplotního namáhání (LCF).

- HCF-kontrola - experimentální Wöhlerova křivka, ale i odhady metodami  $FKM_{\text{Probe}}$  a VDEH ze statické pevnosti vzorků dávají podobné životnosti. Jsou také v dobré shodě s výsledky v motorických testech, kde nedošlo k žádnému poškození. Jako nutná podmínka se jeví, provádět statické a dynamické zkoušky při zvýšených teplotách na vzorcích vyjmutých ze odlitých pístů nebo v krajním případě pouze tahové zkoušky za zvýšené teploty a použít je k odhadu

Wöhlerovy křivky součásti. Při odhadu z normovaných hodnot ke značnému přecenění dosahované pevnosti. Pro odhad životnosti této slitiny hliníku na odlitky se nabízí jako nejvhodnější z důvodu relativně nízké tažnosti použít hlavní napětí jako poškozující složku.

- LCF – kontrola na bázi lokálních deformací dává při použití vstupních dat z experimentů podobné odhady. To je vysvětleno použitím modelu chování materiálu z termo-mechanických experimentů na zkušebních vzorcích a porovnáním s výsledky pokusů. Zkoušená možnost při chybějících výsledcích experimentů, ve formě odhadu materiálových hodnot z UML databanky ukazuje jednoznačné nadhodnocení životností. Je tedy nevhodné jako varianta pro přiblížení chování při aplikaci na jinou slitinu. Materiálové hodnoty pro nové pístové slitiny je musí být získány při termo-mechanických pokusech nebo nejlépe při termo-mechanických pokusech kombinovaných s vysokocyklickým mechanickým kmitáním. Dá se tedy konstatovat, že umožňují rozsáhlé praktické hodnocení termického namáhání na reálné součásti, jenom pokud se chování materiálu verifikuje na zkušebních vzorcích. Kritická místa je pak možné správně rozpoznat a zároveň i trefně odhadnout životnost součásti.

Srovnání algoritmu únavové pevnostní kontroly s reálnými výsledky bylo provedeno modelováním experimentálních testů na podélném a příčném pulzátoru. Zde je patrná, dle použité metody velmi dobrá shoda s výsledky experimentu, kde byl z 5 zkoušených pístů objevena vždy jedna trhлина. Odhadnuté životnosti pístu se zde také pohybují v řádu miliónů cyklů.

Hlavního cíle práce, navržení praktického pevnostního výpočtu pístu dvoudobého spalovacího motoru a jeho ověření experimentálními testy bylo dosaženo.

Případnou náplní budoucích prací v tématu optimalizace dimenzování pístů dvoudobých spalovacích by se mohlo stát:

- Přesnější popis a zahrnutí vlivu stárnutí do pevnostního výpočtu
- Vlivu kontaktu mezi pístním čepem a klikou, jakož i experimentální určení opěrných sil
- Simulace kompletního zatěžujícího cyklu
- Časově proměnlivé teplotní pole



## 9 Použitá literatura

- [1] Schütz, W.: Lebensdauerberechnung bei Beanspruchung mit beliebigen Last-Zeit-Funktionen, VDI-268, 1976.
- [2] Palmgreen, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern, VDI-Z 58, 1924.
- [3] Miner, M.A.: Cumulative Damage in fatigue, J. Appl. Mech. 12, 1945.
- [4] Haibach, E.: Modifizierte Schadensakkumulationshypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung, LBF-Technische Mitteilung TM 50/70, 1970.
- [5] Eulitz, K.-G.: Beurteilung der Zuverlässigkeit von Lebensdauerberechnungen nach dem Nennspannungskonzept und nach dem Örtlichen Konzept anhand einer Sammlung von Betriebsfestigkeitsversuchen, habilitace, TU Dres., 1999.
- [6] Schütz, D., Lowak, H.: zur Verwendung von Bemessungsunterlagen aus Versuchen mit betriebsähnlichen Lastfolgen zur Lebensdauerabschätzung, LBF-zpráva FB-109, 1986.
- [7] Crews, D., Hardrath, F.H.(překlad Gajdoš): Podklady o nízkocyklových únavových vlastnostech ocelí, Strojirenství, 3, č. 2-5, 1985.
- [8] Eichelseder, W.: Rechnerische Lebensdaueranalyse von Nutzfahrzeugkomponenten mit der Finite Elemente Methode, TU Graz, 1989.
- [9] Radaj, D., Sonsino, C.: Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten, Schweißtechnik svazek 142, DVS-nakladatelství, Düsseldorf, 2000.
- [10] Seeger, T.: Betriebsfestigkeit auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen, Seminar, TU Darmstadt, 2001.
- [11] Smith, K. N., Watson, P. and Topper T. H.: A Stress Strain Function for the Fatigue of Metals, J. of Metals, Vol. 5, 1970.
- [12] DDR-standard TGL 19333 Časová a únavová pevnost os a hřídelů.
- [13] DDR-standard TGL 19337 Časová a únavová pevnost tyčí s oky.
- [14] DDR-standard TGL 19340/01 Únavová pevnost strojních součástí.
- [15] DDR-standard TGL 19341/01 Pevnostní kontrola součástí z litin.
- [16] DDR-standard TGL 19350 Časová pevnost strojních součástí.
- [17] DDR-standard TGL 19352 Sestavení a superpozice zatěžujících kolektivů litin.
- [18] AD – Merkblatt S2: Výpočet při kmitavém zatížení AD-S2, Beuth nakladatelství, Berlin 1998.

- [19] DIN 15018: Jeřáby – Základy ocelových konstrukcí, Beuth nakladatelství, 1984.
- [20] Hobbacher, A.: Doporučení pro únavovou pevnost svařovaných spojů a součástí IIW-dokument XIII-1965-03 / XV-1127-03, DVS-nakladatelství, červen 2005.
- [21] Eurocode 3: (DIN ENV 3): Dimenzování nosných konstrukcí z oceli, Beuth nakladatelství, Berlin 1993.
- [22] Eurocode 8: (DIN ENV 8): Dimenzování nosných konstrukcí z oceli, Beuth nakladatelství, Berlin 1998.
- [23] DIN 743- Únosnostní výpočet hřídelů a os, 1998.
- [24] Doporučení pro provádění únavové kontroly součástí, VBFeh a VDEh, 4. vydání 1999.
- [25] FKM-směrnice 183: Pevnostní kontrola strojních součástí z oceli, slitin anodlitky a hliníku, 4. vydání, VDMA-nakladatelství, Frankfurt 2002.
- [26] DIN 18800: Konstrukce a dimenzování, Beuth nakladatelství, Berlin 1990.
- [27] Leis, P., Hänel B., Seeger T.: Bauteiltraglasten und örtlich ertragbare Gesamtdehnung für den statischen Festigkeitsnachweis, VDI-zpráva 1689, Fulda, 2002.
- [28] FKM-směrnice Pevnostní kontrola na bázi lomové mechaniky, 1. vydání 2001, VDMA-nakladatelství, Frankfurt 2001.
- [29] Robinson C.L.: Effect of Temperature Variation on the long-time Rupture Strength of Steel, Transaction ASME 74, 1952.
- [30] Taira, S.: Lifetime of Structures Subjected to Varying Load and Temperature, Stanford University, 1960.
- [31] Loeoprecht, M.: Berechnungsverfahren zur Betriebsfestigkeit von Diesel-Zylinderköpfen aus Aluminium, disertace Aachen, 2002
- [32] Estergar, E. P.: Creep Fatigue Interaction and Cumulative Damage Evaluation for Type 304 Stainless Steel, ORNL-4757, 1972, str. 26.
- [33] Ruprechter F., Dunst, A., Lang M.: Reduzierung des Einflusses der FE-Modellfeinheit Durch die Berücksichtigung des Spannungsgradienten in der Betriebsfestigkeitssimulation, VDI 1689, Fulda, 2002
- [34] Rother, K., Wang, E., Rust, W.: Festigkeitsbewertung von Beanspruchungen basierend auf FEM-Analysen, VDI 1689, Fulda, 2002.
- [35] Růžicka, M.: Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, habilitační práce, CVUT, Praha, 1998.
- [36] Hardrath, F. H., Ohman, L. A.: Study of Elastic and Plastic Stress Concentration Factors due to Notches Fillets in Flat Plates, NASA Rep. 1117, 1953.

- 
- [37] Glinka, G.: Energy density approach to calculation of inelastic strain-stress near notches and cracks, Eng. Fracture Mechanics, Vol. 22, No 3, 1985.
- [38] Neuber H.: Theory of stress concentration for shear strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law, Journal of Appl. Mechanics, Vol. 8, 1961.
- [39] Seeger, T, Beste A.: Zur Weiterentwicklung von Näherungsformeln für die Berechnung im elastisch-plastischen Bereich, Výzk. Zpráva, VDI-maga., 1997.
- [40] Pospíšil, B.: Využití zobecněného Neuberova principu pro výpočty deformací při creepu, Strojírenství 27, 1977.
- [41] Eulitz K.-G., Kotte K.-L., Wang Q.: Lebensdauervorhersage im Anschluss an eine FE-Rechnung, [Konstruktion 51, 1999.
- [42] Růžička, M.: Metody a programy pro hodnocení únavové pevnosti, CVUT Praha, 1998
- [43] Einbock S., Haefele P., Rosenthal J., Zammert W.-U.: Comparison of experimental and Estimated S/N Curves for Fatigue Assessment Based of FEA-Results, XLVI. International Conference, Sedmihorky, 2005.
- [44] Zammert W.-U., Einbock S., Rosenthal J.: Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit dem Workbench-Fatigue-Modul, 23. CADFEM USERS' Meeting, Bonn, 2005
- [45] Dowling, N. E.: Mechanical Behavior of Materials. 2<sup>nd</sup> ed., New Jersey, Prentice-Hall International Inc, 1999.
- [46] Bannantine, J. A.; Comer, J. J.; Handrock, J. J.: Fundamentals of Metal Fatigue. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.: 1990.
- [47] Socie, D.F.; Marquis, G.B.: Multiaxial Fatigue. Warrendale PA, SAE: 2000.
- [48] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Düsseldorf, VDI-Verlag: 2. Aufl. 2002.
- [49] Röhrle, M.: Kolben für Verbrennungsmotoren, nakladatelství Moderne Industrie, 1994.
- [50] Theile, M.: Optimalizace hmotnosti pístů, diplomová práce, FHT Ess., 2002.
- [51] R. van Basshuysen: Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg Verlag, 2002.
- [52] FVV-Zpráva: Thermisch-mechanisches Ermüdungsverhalten von Aluminiumgusslegierungen, TU Karlsruhe, 1995.
- [53] Issler, L., Ruoss, H., Haefele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen, Berlin, Springer nakladatelství, 2. vydání, 1997.
- [54] CADFEM Newsletter, prosinec 2005.
- [55] Manson, S. S.: Thermal Stress and Low-Cycle Fatigue, McGraw-Hill, 1966
-

## 10 Přehled obrázků

|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| obr. 3.1: Postup při lineární kumulaci poškození dle Minerova pravidla.....                         | 18 |
| obr. 3.2: Minerovo pravidlo a jeho modifikace Elementar, Haibach und Liu / Zenner .                 | 20 |
| obr. 3.3: Porovnání mezi poškození dle Haibacha [6].....                                            | 21 |
| obr. 3.4: Koncept nominálních napětí.....                                                           | 22 |
| obr. 3.5: Schéma konceptu lokálních napětí.....                                                     | 23 |
| obr. 3.6: Schéma konceptu lokálních deformací.....                                                  | 24 |
| obr. 3.7: Schéma výpočtu dle konceptu lomové mechaniky .....                                        | 25 |
| obr. 3.8: Přehled pevnostních kontrol podle DIN 743 .....                                           | 28 |
| obr. 3.9: Odhad Wöhlerovy křivky součásti z slitin na odlitky .....                                 | 29 |
| obr. 3.10: Schématický postup při únavové kontrole v FKM-směrnici 183.....                          | 31 |
| obr. 3.11: Pevnostní hodnoty pro slitiny hliníku v závislosti na.....                               | 32 |
| obr. 3.12: Ansatz von Palmgren-Miner und Robinson Taira.....                                        | 33 |
| obr. 4.1: Relativní gradient napětí .....                                                           | 36 |
| obr. 4.2: Princip metody ekvivalentní energie.....                                                  | 37 |
| obr. 4.3: Určení skutečného $\sigma$ a $\epsilon$ pomocí Neuberova pravidla.....                    | 38 |
| obr. 4.4: Objasnění zobecněného Neubeova pravidla [40].....                                         | 39 |
| obr. 4.5: Použití NEWTON-RAPHSON-Integracw.....                                                     | 40 |
| obr. 4.6: Zadávání vstupních hodnota výsledkové okno FKM softwaru RifestPlus .....                  | 42 |
| obr. 4.7: Zadávání napět'ových Wöhlerových křivek.....                                              | 43 |
| obr. 4.8: Zadávání Wöhlerových křivek na základě parametrů dle Manson-Coffin [45]<br>.....          | 44 |
| obr. 4.9: Výběr a zohlednění vlivu středního napětí ve Wöhlerlových křivkách .....                  | 44 |
| obr. 4.10: Výpočet Wöhlerových křivek deformace a molely zohledňující vliv středního<br>napětí..... | 44 |
| obr. 4.11: Hysterezní smyčky při konstantním a obecném zatížení .....                               | 45 |
| obr. 4.12: Metody zohlednění vlivu středního napětí v Wöhlerových křivkách .....                    | 45 |
| obr. 4.13: Únavové výpočty při neproporcionálnímzatižení s konstantními amplitudami<br>[lit] .....  | 46 |
| obr. 4.14: Význam součinitelů při obecném zatížení.....                                             | 47 |

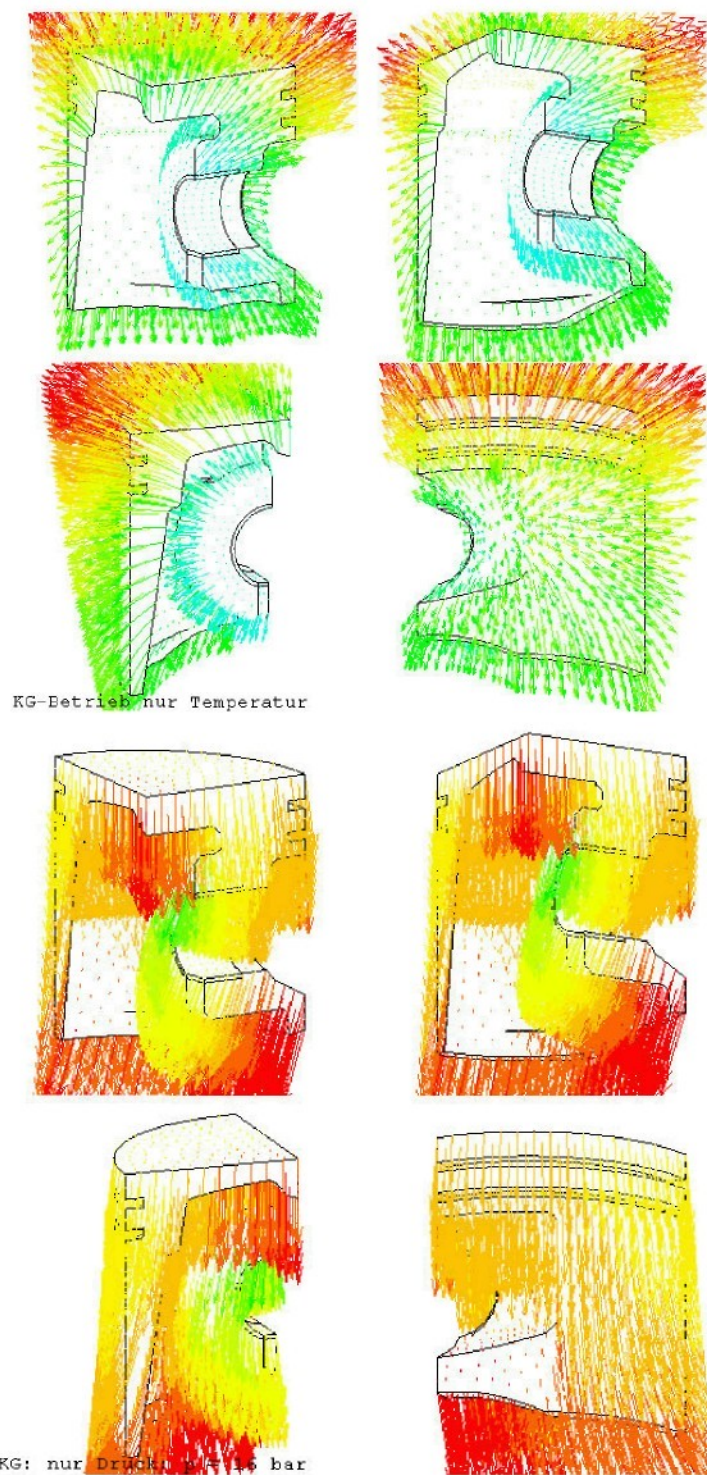
|                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| obr. 4.15: Nepravidelná zatěžující funkce.....                                                      | 47 |
| obr. 4.16: Rainflow- a míry poškození v maticovém tvaru pro různé hodnoty mezních cyklů $N_G$ ..... | 48 |
| obr. 5.1: Vypočtené průběhy odstředivých sil při různých otáčkách .....                             | 50 |
| obr. 5.2: Průběh tlaku ve spalovacím prostoru .....                                                 | 51 |
| obr. 5.3: Relativní průběh tlaku v klikové skřini.....                                              | 51 |
| obr. 5.4: Vypočtený průběh opěrné síly (Stützkraftverlauf) .....                                    | 52 |
| obr. 5.5: Teplotní rozložení v pístu [49].....                                                      | 53 |
| obr. 5.6: Částečný řez pístem [49].....                                                             | 54 |
| obr. 5.7: Pevnostní hodnoty pro Al Si 12 Cu Mg Ni a Nüral 1762.....                                 | 55 |
| obr. 5.8: Příprava pístových modelů pro MKP výpočet.....                                            | 56 |
| obr. 5.9: Příklady překrývajících se ploch v CAD modelu .....                                       | 57 |
| obr. 5.10: Průnikové objemy v Ansysu .....                                                          | 57 |
| obr. 5.11: Teplotně závislá deformační křivka $M_{kin}$ .....                                       | 58 |
| obr. 5.12: Závislost E-Modulu na teplotě – Liso.....                                                | 59 |
| obr. 5.13: Naměřené teploty na pístu [50].....                                                      | 60 |
| obr. 5.14: Znázornění tvaru otvorů.....                                                             | 61 |
| obr. 5.15: Vyhodnocení symetrizace modelu .....                                                     | 63 |
| obr. 5.16: Vybraná místa pro porovnání simulace a měření .....                                      | 64 |
| obr. 5.17: Ohybová tuhost pístního čepu.....                                                        | 65 |
| obr. 5.18: Ohybová čára pístního čepu (vnější kontura spodní strana) .....                          | 66 |
| obr. 5.19: Porovnání napětí pro velikosti vůlí 5, 10 und 15 $\mu m$ (zleva) .....                   | 67 |
| obr. 6.1: Směr vyjmutí vzorků ze dna pístu .....                                                    | 68 |
| obr. 6.2: Tvar a hlavní rozměry zkušebních vzorků.....                                              | 69 |
| obr. 6.3: Zkušební stroj Typ Zwick Z 050 a detail upnutého vzorku.....                              | 70 |
| obr. 6.4: Uspořádání tahové zkoušky při 250 °C.....                                                 | 70 |
| obr. 6.5: Porušení vzorků při statických zkouškách.....                                             | 71 |
| obr. 6.6: Poloha tenzometrických plátků pro zjištění E modulu při normální teplotě ....             | 72 |
| obr. 6.7: Poloha tenzometrů pro určení E modulu při 250 °C .....                                    | 73 |
| obr. 6.8: Tvar rozměry vzorku pro impulzní metodu .....                                             | 74 |
| obr. 6.9: Zkušební vzorek, kladívko a základní deska přístroje GrindoSonic .....                    | 75 |

|                                                                                                                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| obr. 6.10: Vyhodnocení únavových zkoušek, schematicky .....                                                                                                                                | 77 |
| obr. 6.11: Resonanční zk. stroj Craktronik 840(vlevo)2 a ohybový pulzátor PWO 080G (vpravo).....                                                                                           | 78 |
| obr. 6.12: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození $P_A=10, 50, 90 \%$ pro LCF-vzorek při $R=-1$ .....                                                           | 78 |
| obr. 6.13: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození $P_A=10, 50, 90 \%$ pro vrubový vzorek při $R=-1$ .....                                                       | 79 |
| obr. 6.14: Resonanční zkušební stroj typu Schenk PVJN a použitý přípravek .....                                                                                                            | 79 |
| obr. 6.15: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození $P_A=10, 50, 90 \%$ pro LCF-vzorek při $R=0,1$ .....                                                          | 80 |
| obr. 6.16: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození $P_A=10, 50, 90 \%$ pro vrubový vzorek při $R=0,1$ .....                                                      | 80 |
| obr. 6.17: Wöhlerova křivka v log-log znázornění a pravděpodobnost poškození $P_A=10, 50, 90 \%$ pro LCF-vzorek při $R=0,1$ a teplotě $250 \text{ }^\circ\text{C}$ .....                   | 81 |
| obr. 6.18: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF- a vrubový vzorek při střídavém zatížení, $R=-1, P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ .....                                                       | 82 |
| obr. 6.19: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF- a vrubový vzorek při míjivém zatížení, $R=0.1, P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ .....                                                        | 82 |
| obr. 6.20: Porovnání Wöhlerových křivek pro LCF vzorek při $R=-1$ a $R=0.1$ v dvojnásobném logaritmicím znázornění pro pravděpodobnost poškození $P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ .....             | 83 |
| obr. 6.21: Porovnání Wöhlerových křivek pro vrubový vzorek při $R=-1$ a $R=0.1$ v dvojnásobném logaritmicím znázornění pro pravděpodobnost poškození $P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ .....         | 83 |
| obr. 6.22: Porovnání mezi Wöhlerovými křivkami pro LCF vzorek, při $R=0.1$ a $R=-1, P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ a při teplotě $250 \text{ }^\circ\text{C}, P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ $R=0.1$ ..... | 84 |
| obr. 6.23: Celkový přehled všech Wöhlerových křivek pro LCF a vrubové vzorky pro pravděpodobnosti porušení $P_A=10\%, 50 \%, 90\%$ .....                                                   | 84 |
| obr. 6.24: Jmenovité nominální amplitudy napětí pro počet zatěžujících cyklů, pravděpodobnost poškození $P_A=50 \%$ .....                                                                  | 85 |
| obr. 6.25: Pohled na zkušební zařízení .....                                                                                                                                               | 86 |
| obr. 6.26: Porušení na pístu varianty V5 při podélném pulsování.....                                                                                                                       | 87 |
| obr. 6.27: Pohled na zkušební zařízení při příčném pulsování .....                                                                                                                         | 88 |
| obr. 6.28: Poškození pístů serie V5 při příčném pulsování .....                                                                                                                            | 89 |
| obr. 6.29: Testovací cyklus.....                                                                                                                                                           | 90 |

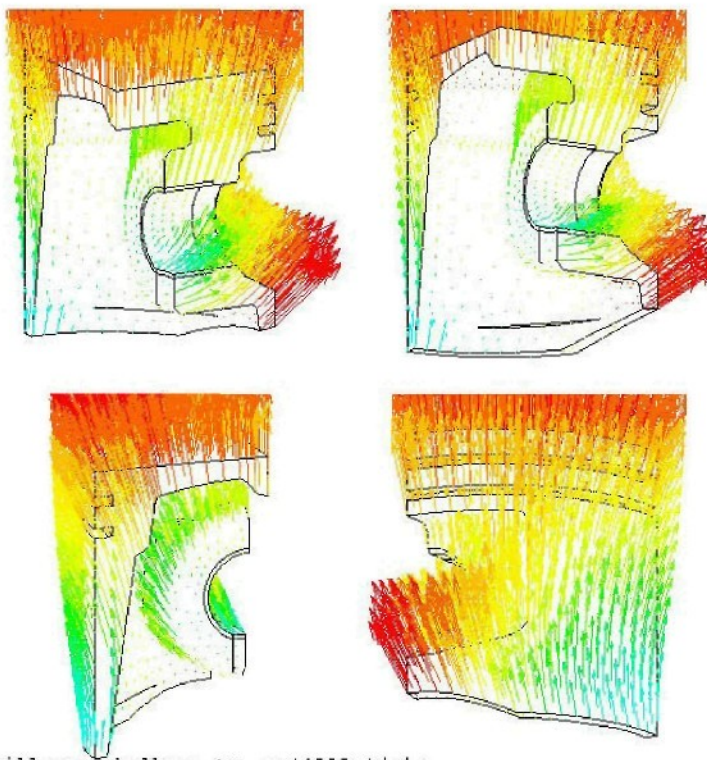
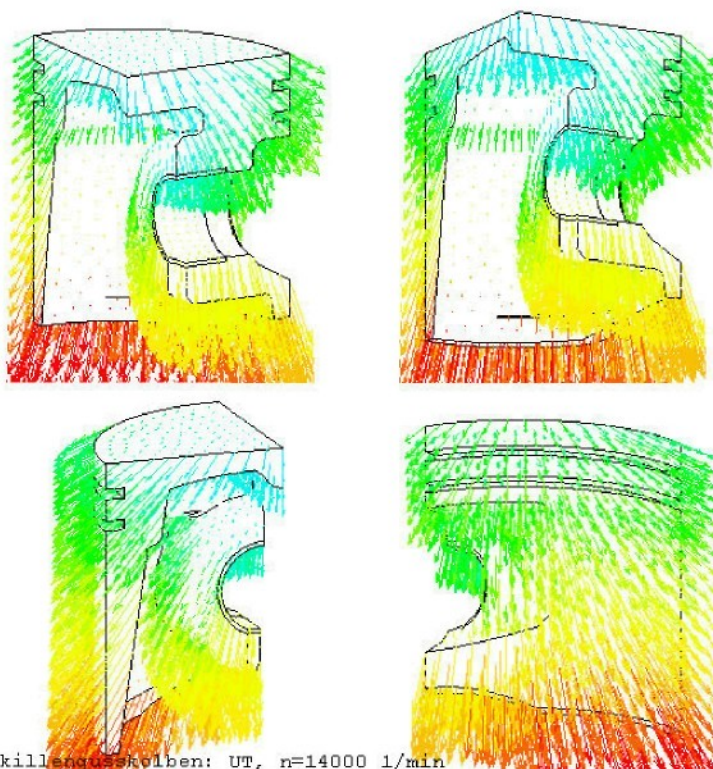
|                                                                                                                                                 |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| obr. 6.30: Poškození pístního čepu při podélném pulzování (vlevo), motorické simulaci a příčném pulzování (vpravo) .....                        | 90  |
| obr. 7.1: Schéma únavové pevnostní kontroly pístu spalovacího motoru .....                                                                      | 91  |
| obr. 7.2: Schéma vysokocyklické pevnostní kontroly .....                                                                                        | 92  |
| obr. 7.3: Výsledky HCF - kontroly pístu na kompletním modelu (pohled zevnitř) .....                                                             | 94  |
| obr. 7.4: Výsledky HCF - kontroly pístu na kompletním modelu (vnější pohled) .....                                                              | 95  |
| obr. 7.5: Vyhodnocení poměrného gradientu .....                                                                                                 | 95  |
| obr. 7.6: Průběh hodnocení v LCF oblasti .....                                                                                                  | 98  |
| obr. 7.7: Výsledky LCF - kontroly pístu na kompletním modelu .....                                                                              | 99  |
| obr. 7.8: Vynesené životnosti podél cesty v rádiu danu pístu .....                                                                              | 100 |
| obr. 7.9: Přípustné životnosti pro oblast zaoblení dna pístu z termické amplitudy (LCF) a periodických tlakových a odstředivých sil (HCF) ..... | 101 |
| obr. 7.10: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (pohled zevnitř) .....                                              | 102 |
| obr. 7.11: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (vnější pohled) .....                                               | 102 |
| obr. 7.12: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při příčném pulzování (pohled zevnitř) .....                                               | 103 |
| obr. 7.13: Výsledky únavové pevnostní kontroly pístu při podélném pulzování (vnější pohled) .....                                               | 103 |



## 11 Přílohy

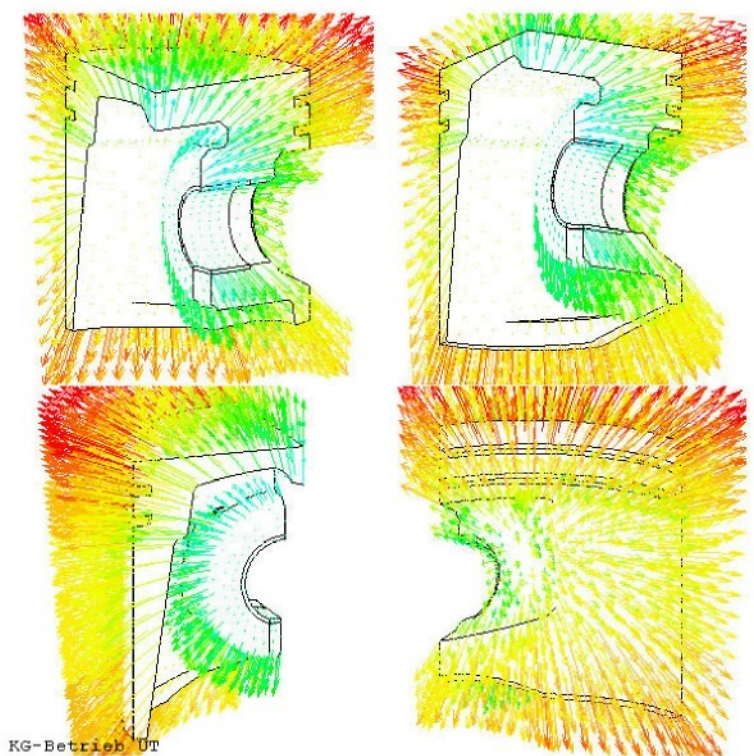
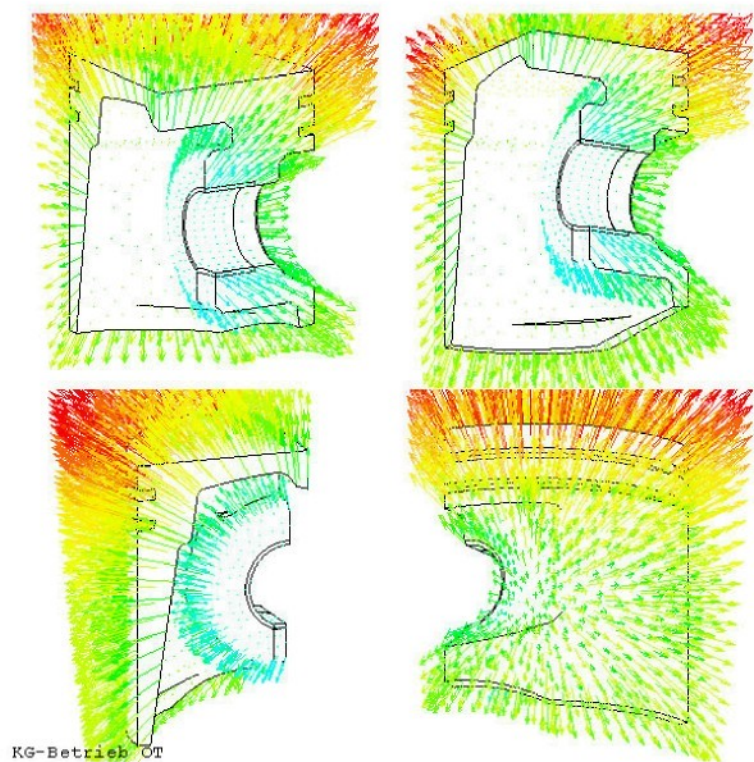


*Příloha A: Vektory deformace pístů při provozním zatížení (od teploty a tlaku)*

Kokillengußskolben: OT,  $n=14000$  1/minKokillengußskolben: UT,  $n=14000$  1/min

*Příloha A: Vektory deformace pístů při provozním zatížení (odstředivá síla HU a DU)*





*Vektory deformace pístů při provozním zatížení HU a DU kompletní*