



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

NÁVRHOVÝ VÝPOČET ÚNAVY TRUBKOVÉHO KONDENZÁTORU PÁRY S PEVNÝMI TRUBKOVNICEMI

DESIGN CALCULATION OF FATIGUE OF TUBULAR CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Zuzana Cablková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Pernica, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Studentka:	Bc. Zuzana Cablková
Studijní program:	Procesní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Marek Pernica, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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

Návrhový výpočet únavy trubkového kondenzátoru páry s pevnými trubkovnicemi

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se zabývá návrhovým výpočtem únavy u trubkového kondenzátoru páry, který je v provozu použit jako pojistný kondenzátor pro kondenzaci páry z turbíny. Vzhledem k možnosti jeho častého najíždění na provozní stav a sjíždění na klidový stav je důležité provést návrhový výpočet na únavu, která může vzniknout především v důsledku působení teplotního zatížení. Návrhový výpočet má být proveden podle dostupných standardů a norem, které budou určeny na základě provedené rešerše a pomocí MKP.

Cíle diplomové práce:

Podrobná rešerše z oblasti únavového poškození výměníků tepla
Rešerše dostupných norem pro hodnocení únavové životnosti výměníků tepla
Výpočet únavy pojistného trubkového kondenzátoru s pevnými trubkovnicemi na základě zvolené normy
MKP výpočet

Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 13445 Netopené tlakové nádoby. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.

VEJVODA S., V. KUDĚLKA, Z. BALEJ, a J. OPLETAL, Konstrukce procesních zařízení: teorie skořepin a prstenců, metoda počátečních parametrů. Brno: TESIYO, 2019.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje návrhovému výpočtu únavy trubkového kondenzátoru páry s pevnými trubkovicemi, který je v provozu použit jako pojistný pro kondenzaci páry z turbíny. Toto zařízení je zatíženo teplotou a tlakem, které vyvolávají napětí. Vzhledem k možnosti jeho častého najíždění na provozní stav a sjíždění na klidový stav mohou vznikat napěťové cykly. Praktickou částí práce je návrhový výpočet, proveden dle normy ČSN EN 13445–3 s využitím metody konečných prvků, zkratkou MKP. Teoretická část práce obsahuje rešerši dostupných norem pro hodnocení únavové životnosti výměníků tepla, základní znalosti týkající se problematiky únavového poškození a případy reálného poškození únavou v praxi.

KLÍČOVÁ SLOVA

Únava, kondenzátor, výměník tepla, metoda konečných prvků, návrhový výpočet, ČSN EN 13445–3, dovolený počet cyklů

ABSTRACT

The diploma thesis is devoted to the design of the fatigue calculation of the tubular steam condenser with fixed tube sheets, which is in operation as a safety equipment for the steam condenser from the turbine. This device is loaded with temperature and pressure that induces tension. Due to the possibility of frequently starting it up to the operational state and going down to the rest state, stress cycles can occur. The practical part of the thesis is the design calculation, carried out according to ČSN EN 13445–3 standards using the finite element method, abbreviated FEM. The theoretical part of the diploma includes a search of available standards for evaluating the fatigue life of heat exchangers, basic knowledge regarding the issue of fatigue damage and cases of real fatigue damage in practice.

KEY WORDS

Fatigue, condenser, tubular heat exchanger, finite element method, design calculation, ČSN EN 13445–3, allowable number of cycles

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CABLKOVÁ, Zuzana. Návrhový výpočet únavy trubkového kondenzátoru páry s pevnými trubkovicemi. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149514>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Marek Pernica.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma *Návrhový výpočet únavy trubkového kondenzátoru páry s pevnými trubkovicemi* vypracovala samostatně, pod vedením pana Ing. Marka Pernici, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne

.....

Zuzana Cablková

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěla poděkovat svému partnerovi, rodině a přátelům za pochopení a podporu při psaní této práce, mému vedoucímu práce panu Ing. Marku Pernicovi, Ph.D. za užitečné rady a připomínky. V neposlední řadě děkuji všem vyučujícím z fakulty, kteří mi pomohli k nabytí vědomostí v dosavadním studiu.

Obsah

Úvod	11
1. Únava	12
1.1. Vznik a šíření únavových trhlin	12
1.2. Únavová pevnost a mez únavy	14
1.3. Popis proměnlivého namáhání	15
1.4. Metody posouzení únavové životnosti	16
1.4.1. Napětový přístup	17
1.4.2. Deformační přístup	17
1.4.3. Lineálně elastická lomová mechanika	19
1.5. Mez únavy	22
1.5.1. Faktory ovlivňující mez únavy	24
1.6. Únavová pevnost	25
1.7. Nízkocyklická únava	25
1.7.1. Křivka životnosti	25
1.7.2. Konstrukční křivka životnosti	27
2. Únava v praxi	29
2.1. Tepelné výměníky	29
2.1.1. Výměník tepla	29
2.1.2. Trubkovnice výměníku tepla se svazkem trubek v plášti	30
2.1.3. Výměník tepla typu trubka v trubce	31
2.2. Kondenzátory	33
3. Přehled dostupných norem	35
3.1. ČSN EN 13 445	35
3.2. BS EN 13445	37
3.3. API 579–1	37
4. Analýza průmyslového kondenzátoru se svazkem trubek v plášti pro účely návrhu únavového poškození	39
4.1. Výpočet trubkového kondenzátoru pomocí MKP	39
4.2. Výpočet trubkového kondenzátoru pomocí MKP	39
4.2.1. Verze č.1	40
4.2.2. Verze č.2	42
4.2.3. Verze č.3	44
4.2.4. Verze č.4	46
4.2.5. Verze č.5	50
4.2.6. Zjednodušení v MKP výpočtech	52

5. Návrhový výpočet únavy kondenzátoru	55
5.1. Návrh únavové životnosti trubkového kondenzátoru dle normy ČSN EN 13445–3, kapitola 17	55
5.2. Návrh únavové životnosti trubkového kondenzátoru podle normy ČSN EN 13445–3, kapitola 18	60
6. Vyhodnocení výsledků únavové analýzy trubkového kondenzátoru	72
Závěr	74
Seznam použité literatury	76
Seznam použitých symbolů a veličin	84
Seznam použitých zkratk	87
Seznam obrázků a grafů	88
Seznam tabulek	89
Seznam příloh	90

ÚVOD

Tepelné výměníky, potažmo kondenzátory a další procesní zařízení, mohou podléhat různým degradačním mechanismům plynoucím například z přítomnosti vysokých teplot či napětí, agresivních médií, nebo cyklického zatěžování, které může vzniknout v důsledku zmíněných zatížení, nejčastěji jejich kombinací. Cyklické zatěžování vznikající kombinací působení tlaku a teploty od médií v trubkovém kondenzátoru s pevnými trubkovicemi je předmětem této diplomové práce. Únava jako degradační mechanismus je velké téma již ve fázi konstrukce a návrhu. Její přítomnost a tedy únavovou životnost zařízení lze s určitou přesností predikovat pomocí různých přístupů. Některé z nich budou představeny a popsány v teoretické části této práce. První kapitola této práce je věnována únavě, jejímu vzniku a vývoji. Tyto teoretické poznatky poslouží jako základ pro metody aplikované později v praktické části. Další způsob, jak získat důležité informace o degradačním mechanismu, jsou zkušenosti z praxe. Tyto poznatky do jisté míry nahrazuje druhá kapitola, obsahující několik příkladů z provozu, kdy byl tepelný výměník, kondenzátor nebo jeho část poškozen únavovým zatížením.

Dále se práce věnuje praktickému výpočtu, který má za cíl navrhnout počet cyklů procesního zařízení. Jendou z možností při návrhovém výpočtu únavy je užití příslušných norem a standardů, přičemž dodržení jejich postupů vede k eliminaci výskytu poškození ve fázi návrhu zařízení a správné predikci odhadu životnosti. Kapitola 3 obsahuje stručný přehled dostupných norem vhodných k návrhu a hodnocení únavového zatížení. Tím se uzavírá teoretické pole této diplomové práce.

Pro demonstraci těchto teoretických znalostí byl vybrán příklad z praxe, který je trubkový kondenzátor páry s pevnými trubkovicemi, v provozu použit jako pojistný kondenzátor pro kondenzaci páry z turbíny. Chladícím médiem přiváděným do trubek je voda o příslušné teplotě a tlaku. Zatížení tlakem a teplotou vyvolává v materiálu napětí, která mají vzhledem k možnosti častého najíždění na provozní stav a sjíždění na klidový stav, cyklický charakter. S cílem bezpečného budoucího provozu, předcházení haváriím či poruchám, a ve výsledku dosáhnutí ekonomických úspor, bude uskutečněn návrhový výpočet na únavu, která může vzniknout především v důsledku působení teplotního zatížení a dilatací materiálu. Návrhový, únavový výpočet bude proveden dle kapitol 17 a 18 normy ČSN EN 13445-3 [1]. Postup výpočtu je popsán v kapitole 5. Aby bylo možné výpočet uskutečnit, je nutné získat hodnoty některých napětí. Metoda konečných prvků je jedním z možných přístupů, jak tato napětí získat. V posledních desetiletích se velmi zdokonalila a její využití na poli, nejen, strojírenství se značně rozšířilo. Z těchto a dalších důvodů byla metoda vybraná jako vhodná pro řešení problematiky praktického příkladu. Veškerý postup, metodika a výsledky jsou shrnuty v kapitole 6 této diplomové práce.

1. ÚNAVA

Z mechaniky těles je známo, že všechny strojní součásti jsou za dobu své životnosti vystavovány různým napětím, a to tahem či tlakem, ohybem, krutem, stříhem nebo jejich vzájemnou kombinací. Pokud na součást v daném časovém úseku působí konstantně stejně velké zatížení, jedná se o statické zatěžování. U reálných aplikací se však chování takového charakteru vyskytuje spíše výjimečně, a zatížení má tendenci se měnit či kolísat. Tyto nekonstantní druhy zatěžování poté způsobují napětí proměnná, opakovaně působící, střídavá a pulzující [2]. Při působení střídavého nebo opakovaného namáhání dochází k porušení součásti, a to i v případě, že skutečné maximální napětí zdaleka nepřekročí mez pevnosti, a v některých případech je dokonce nižší než mez kluzu materiálu dané součásti. Klíčovým faktorem je tedy doba, po kterou bylo opakovaně aplikováno zatížení. Tato doba bývá zpravidla velmi dlouhá. Toto porušení se tedy, na základě své povahy označuje jako porušení únavové [3].

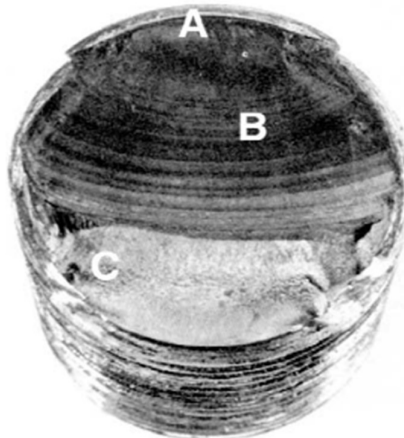
1.1. VZNIK A ŠÍŘENÍ ÚNAVOVÝCH TRHLIN

U statického zatěžování po překročení meze kluzu obvykle dochází k velkým deformacím. Trvalá změna tvaru, provázející tento jev, signalizuje, že součást by měla být vyměněna, aby nedošlo k jejímu lomu a poškození ostatních částí zařízení. Na rozdíl od statického namáhání, únavový lom, takovou charakteristiku nevykazuje. K tomuto lomu dochází náhle a je považován za nebezpečný. Vznik a vývoj únavového lomu je definován ve třech stádiích, uvedených níže [3], [4]:

- I. Stádium – Vznikají nukleace mikrotrhlin v důsledku lokalizace cyklické plastické deformace, které následuje krystalografické šíření zasahující oblast dvou až pěti zrn. Primární únavové mikrotrhliny utvořené v tomto stádiu se obvykle nedají pozorovat volným okem, bez použití zvětšovací techniky.
- II. Stádium – Charakteristické vznikem makrotrhlin, které vytvářejí navzájem rovnoběžné relativně ploché lomové povrchy vzájemně oddělené výškovými stupni v podélném směru. Tyto lomové povrchy jsou obvykle hladké a kolmé na směr maximálního tahového napětí. Na obrázku 1 lze pozorovat tmavé a světlé pásy nazývané postupové linie nebo odpočinkové čáry. Při cyklickém zatěžování se makrotrhliny otevírají a zavírají. Jejich povrchy se o sebe vzájemně třou. Vzhled postupových čar je závislý na změnách úrovně či frekvence zatěžování a dále také na korozní povaze prostředí.
- III. Stádium – Nastává u dosažení posledního napěťového cyklu, kdy oslabený průřez součásti už nadále není schopen přenášet zatížení, a je ukončeno náhlým, rychlým statickým dolomením. Porušení v tomto stádiu může mít charakter křehkého lomu, houževnatého, anebo kombinace obou. Postupové čáry (za předpokladu že jsou přítomny) a možný reliéf lomové plochy ve třetím stádiu směřují k místům, kde trhliny vznikly. Tyto postupové čáry, ve tvaru písmena „V“, lze v literatuře často nalézt pod označením čáry typu "chevron" [5], [6].

Vzhled lomových ploch únavových lomů vypovídá o řadě údajů. To znamená, že části s různou geometrií koncentrací napětí a odlišnými podmínkami zatěžování mají tvarově odlišné lomové plochy. Kupříkladu u zatížení ohybu za rotace je vzhled lomové plochy závislý na směru rotace. Názorně je to vidět na obrázku 2, ze kterého bylo pouhým pozorováním zjištěno, že se jedná o právě zmíněné porušení v ohybu

za rotace, směr rotace byl pravotočivý, koncentrace napětí mírná. Oblast konečného dolomení je malá, což značí nízkou úroveň zatížení [3].



Obr. 1 - Únavový lom šroubu způsobený jednosměrným ohybem [7]
A – iniciace trhliny v kořenu závitu, B – dynamický lom (postupové čáry), C – nestabilní lom



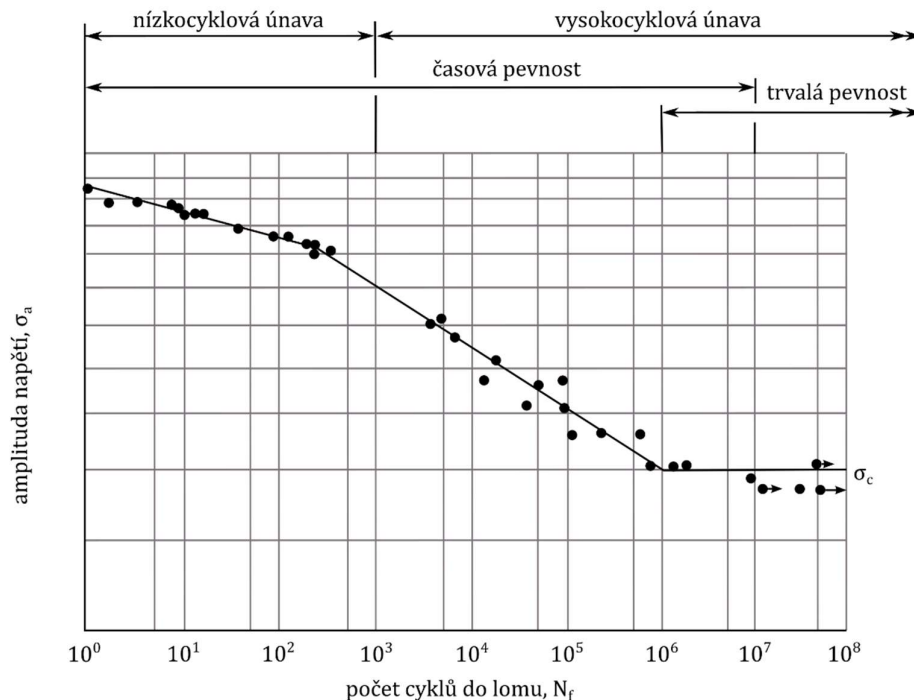
Obr. 2 - Únavový lom hnací hřídele [7]
Únavové porušení vzniklo na dně drážky v místech B a postupovalo k závěrečnému lomu v místě C. Materiál: ocel AISI 4320

Dalším důležitým faktorem u vzniku únavových trhlin jsou koncentrátoři napětí. V těchto místech nabývá úroveň cyklického napětí maximální hodnoty [8]. Některé druhy koncentrátorů napětí vyplývají z konstrukční geometrie, jako například drážky, otvory a náhlé změny průřezu. Jiné lze nalézt u částí, které docházejí opakovaně do vzájemného kontaktu, typicky jsou to ložiska či ozubená kola, kde v důsledku vysokých kontaktních tlaků vznikají koncentrovaná podpovrchová napětí mající za následek vylamování malých objemů materiálu [9]. Dalším důvodem pro vznik koncentrátorů napětí může být výrobní technologie obrábění způsobující stopy po nástrojích, rýhy, různé výrobní chyby nebo nevhodná montáž. Nebo naopak u válcování, lití, protlačování, kování, tepelného zpracování a mnoha dalších, dochází ke vzniku povrchových ale i podpovrchových vad, jako jsou vměšky, odmíšení, dutiny, tvrdé částice precipitátů atd [3]. Rychlost vzniku trhlin značně ovlivňují faktory, jako jsou zbytková napětí, přítomnost vysokých teplot, korozní prostředí nebo

vysokofrekvenční cykly [10]. Rychlost a směr růstu těchto trhlin je primárně závislá na lokalizovaném napětí a struktuře materiálu v místě trhliny [3].

1.2. ÚNAVOVÁ PEVNOST A MEZ ÚNAVY

Klíčovým nástrojem při určování odolnosti materiálu vůči únavě je Wöhlerova křivka neboli S-N diagram [11]. Křivka určuje závislost únavové pevnosti materiálu na počtu cyklů do lomu. Diagram se konstruuje z dat získaných prováděním únavových zkoušek vzorků při jednotlivých jednoduchých způsobech namáhání, klasickým příkladem podoby Wöhlerovi křivky je graf uveden na obrázku 3 [12]. Zkušební vzorky postrádají geometrické koncentrátoři napětí a v místě minimálního průměru bývají vyleštěny, čímž se omezuje možnost výskytu napěťových koncentrátorů vzniklých ve výrobě, jako jsou rýhy po nástrojích. Materiál značně ovlivňuje výslednou podobu křivky. U ocelí a železa skloněná větev přechází v určitém místě do horizontální části [3]. Tento přechod je označován jako mez únavy. Naopak neželezné kovy nemají výraznou mez únavy, proto se zavádí nový pojem časová mez únavy. Časová mez únavy se vždy vztahuje k určitému počtu cyklů, při nižší amplitudě zatížení bude počet cyklů do únavového lomu vyšší, a naopak vyšší amplituda způsobí že počet cyklů do lomu bude nižší. Takže teoreticky existuje dostatečně nízká amplituda napětí, která nezpůsobí vznik lomu [13]. Protože laboratorní podmínky se od reality mohou značně lišit, stanovená mez únavy se ještě dodatečně upravuje, aby co možno nejvíce odpovídala hodnotám v provozu [3].



Obr. 3 – Wöhlerova křivka [3]

Sestavená z výsledků únavových zkoušek provedených při souměrně střídavém tahu–tlaku. Materiál: ocel UNS G41300 v normalizovaném stavu; $R_m = 800 \text{ MPa}$, $\max R_m = 860 \text{ MPa}$

Wöhlerova křivka z hlediska počtu cyklů se dělí na dvě základní oblasti. Jedná se o nízkocyklovou únavu a o vysokocyklovou únavu (po jistém čase dochází k trvalé pevnosti, tak jak je to naznačeno na obrázku 3, které jsou definovány svými intervaly v příslušném pořadí [3]:

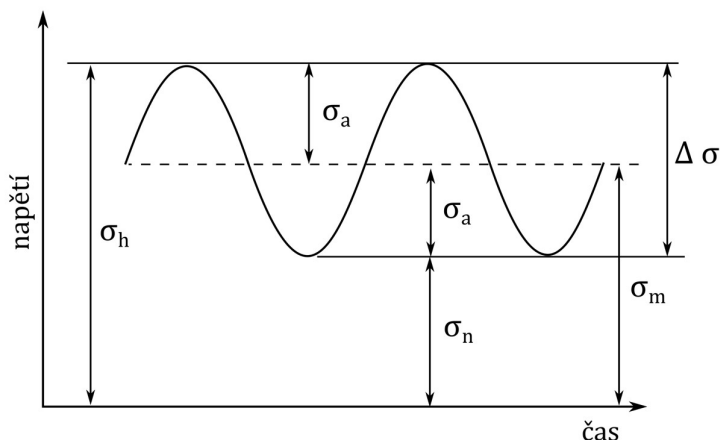
$$1 \leq N_f \leq 10^3$$

$$N_f > 10^3$$

Protože tlakové nádoby, potažmo tepelné výměníky a jiná procesní zařízení nejsou obvykle dimenzovány na vysoké počty cyklů, ale naopak pokud možno na plynulý kontinuální provoz, nepředpokládá se u nich výskyt vysokocyklové únavy. Vzhledem k tomu, že se tato práce zabývá analýzou únavového poškození kondenzátoru páry, který, stejně jako jiné tlakové nádoby, je dimenzován na nízký počet cyklů, bude dále věnována pozornost především nízkocyklové únavě.

1.3. POPIS PROMĚNLIVÉHO NAMÁHÁNÍ

Zatížení konstrukce v reálném provozu se obvykle s časem mění. Charakter namáhání tak může být harmonický tedy sinusový, nebo naopak zcela nepravidelný až stochastický [14]. Pro časový průběh periodického zatěžování je typické střídání maxima a minima zátěžné síly. Změna zatížení vyvolá v tělese změnu napětí a deformace [4]. Typický příklad časového napětí je možné vidět na obrázku 4, kde se jedná o pulzující harmonický cyklus napětí v tahu.



Obr. 4 – Pulzující harmonický cyklus napětí v tahu [3]

Kde příslušné symboly mají následující význam:

σ_n	dolní napětí cyklu [MPa]
σ_h	horní napětí cyklu [MPa]
σ_a	amplituda napětí [MPa]
σ_m	střední napětí [MPa]
$\Delta \sigma$	rozkmit napětí [MPa]

V této chvíli je nutné definovat charakteristiky, které slouží k popisu napětěvého cyklu. Střední napětí je popsáno vzorcem [9]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

Pro amplitudu napětí platí vztah [9]:

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} \right| = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (2)$$

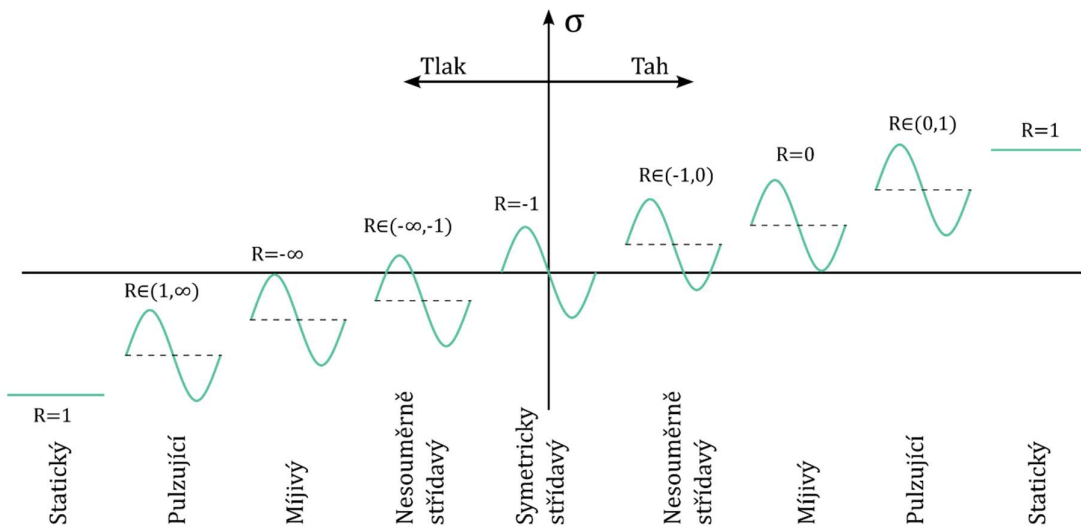
Rozkmit napětí je dán vztahem [9]:

$$\Delta\sigma = \sigma_h - \sigma_n \quad (3)$$

Koeficient nesouměrnosti, neboli asymetrie cyklu, je dán poměrem [9]:

$$R = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \quad (4)$$

Jak je vidět na obrázku 5 zátěžových cyklů existuje celá řada. Mohou to být cykly v tahu či tlaku, cyklus souměrný a nesouměrný. Druh zatěžování mění polohu cyklu vůči horizontální i vertikální ose. Každý cyklus má specifické vlastnosti. Ku příkladu míjivý cyklus se vyznačuje nulovým dolním napětím, statický postrádá amplitudu napětí a podobně.



Obr. 5 – Typy napětových cyklů [2]

1.4. METODY POSOUZENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

Pro výpočet únavového života byly stanoveny a jsou nejčastěji používány metody, které budou dále v textu podrobněji popsány. Jsou to napětový přístup, deformační přístup a lineárně elastická lomová mechanika. Tyto metody jsou schopny predikovat počet cyklů do lomu pro specifickou úroveň zatěžování [3].

1.4.1. NAPĚTOVÝ PŘÍSTUP

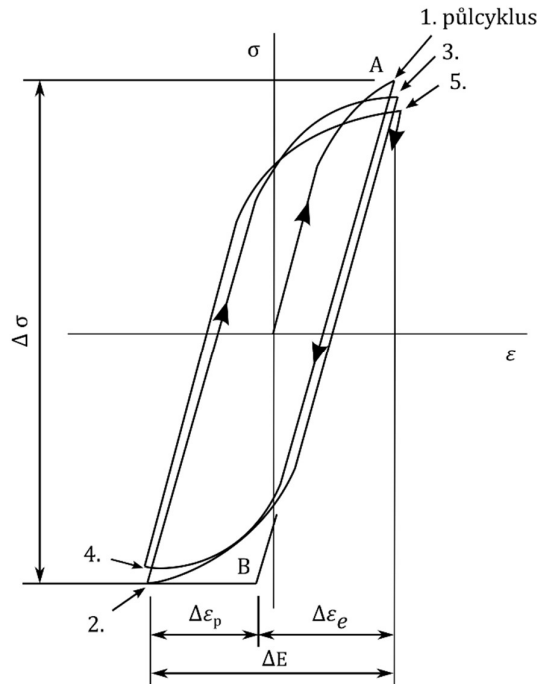
Jedná se o nejstarší způsob, který lze uplatnit na širokou škálu aplikací. Pro oblast vysokocyklové únavy je metoda dostačující [15]. Na druhé straně kvůli své nízké přesnosti a nezahrnutí do úvahy přítomnosti plastických deformací, není vhodným řešením v případě nízkocyklové únavy [3]. Napětový přístup spočívá v zatěžování zkušebních vzorků opakovanými nebo proměnlivými silami předepsané velikosti, přičemž je určován počet cyklů nebo půlcyklů do porušení vzorku. Vzorek je nejčastěji namáhán ohybem za rotace při vysokých otáčkách. Kvůli stochastické povaze procesu únavy se musí pro získání únavové pevnosti zkoušeného materiálu provést značný počet jednotlivých zkoušek [16]. Proces začíná zkouškou, u které má napětí hodnotu poněkud nižší, než je mez pevnosti daného materiálu. Další zkouška se provádí s nižším napětím než u první zkoušky. Tímto způsobem se provede několik iterací a výsledky se vynesou do grafu jako Wöhlerova křivka [17].

1.4.2. DEFORMAČNÍ PŘÍSTUP

Tento přístup je obecně považován za nejvhodnější přístup z hlediska vysvětlení únavového porušení a určení únavové pevnosti. Určitá nepřesnost však vzniká v důsledku zanedbání a zjednodušení některých faktorů, což samozřejmě ovlivňuje výsledek [3]. Metoda je založená na teorii, která tvrdí, že mez pružnosti ocelí se může vlivem působení cyklicky střídavého napětí měnit, a to nejen směrem dolů ale i nahoru. Konkrétněji u vyžíhaných ocelí se bude její hodnota zvyšovat. Naopak u ocelí tvářených za studena bude hodnota meze pružnosti klesat. Zkoušky probíhají v režimu řízené deformace a většinou se provádějí na osově zatěžovaných vzorcích. Je tomu tak z důvodu, že u zatížení střídavým ohybem se plastická deformace měří obtížně. Během zkoušky jsou snímány elektrické signály úměrné napětí a deformaci [17]. Z rozsáhlých výzkumů vyplývá, že charakteristická změna závislosti napětí na deformaci vzniká už během několika prvních cyklů zatěžování s řízenou deformací [18]. To je názorně vidět na obrázku 6, kde během cyklování dochází k postupnému poklesu amplitudy napětí, jinými slovy, materiál se cyklicky změkčuje. U jiných materiálů, jak již bylo zmíněno dříve, dochází k cyklickému zpevnění. Únavový život pak bude vyjádřený počtem půlcyklů do porušení a vztažen k amplitudě deformace. Pro lepší názornost je křivka této závislosti materiálu SAE 1020 vykreslena na obrázku 10. K lepšímu pochopení a vysvětlení této problematiky je nejdříve nutné definovat následující pojmy [3]:

- Součinitel únavové tažnosti je roven skutečné deformaci při lomu během prvního půlcyklu (bod A na obrázku 6). Jak je patrné z obrázku 10, v tomto bodě začíná přímka životnosti pro plastickou složku deformace.
- Součinitel únavové pevnosti je roven skutečnému napětí při lomu během prvního půlcyklu (bod A na obrázku 6). Přičemž přímka životnosti pro elastickou složku deformace začíná v bodě σ'_f / E (viz obrázek 10).
- Exponent únavové tažnosti c je dán sklonem přímky životnosti pro plastickou složku deformace (viz obrázek 10). Je to exponent, kterým musí být umocněn únavový život, aby byl přímo úměrný amplitudě plastické deformace. Pokud výraz $2Nr$ značí počet půlcyklů do lomu, pak výraz N_f představuje počet cyklů do lomu.

- Exponent únavové pevnosti b je dán sklonem přímky životnosti pro elastickou složku deformace. Je to exponent, kterým musí být umocněn únavový život $2Nc$, aby byl přímo úměrný amplitudě napětí.



Obr. 6 - Hysterezní smyčky [3]

Zobrazující závislost mezi napětím a deformací během prvních pěti půlcyklů u cyklicky změkčujícího materiálu. Směrnice přímky AB představuje modul pružnosti v tahu E . $\Delta\sigma_e$ rozkmit napětí ε rozkmit elastické deformace, $\Delta\sigma_p$ rozkmit plastické deformace, $\Delta\sigma$ rozkmit celkové deformace dán součtem jednotlivých složek.

Rovnice typu Manson-Coffin a postup, který se používá při řešení únavové životnosti, je popsán níže v kapitole 1.7.1.

Součinitel koncentrace elastických napětí, v literatuře také jako součinitel tvaru, označován symbolem K_t nebo α , je bezrozměrný faktor definován jako poměr maximálního napětí k referenčnímu napětí [9], [19]:

$$\alpha = K_t = \frac{\sigma_{vrub}}{\sigma_{nom}} \quad (5)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

σ_{vrub}	maximální (špičkové) napětí ve vrubu [MPa]
σ_{nom}	nominální (průměrné) napětí [MPa]

Hodnota tohoto součinitele je z pravidla větší než jedna, pokud je přítomna tvarová diskontinuita, nebo může být rovna jedné v případě hladkého přechodu, jakým je například rádius. Z výše uvedeného vyplývá, že součinitel koncentrace napětí závisí pouze na geometrii součásti, respektive vrubu, a na způsobu namáhání, nikoliv

na materiálových vlastnostech [2]. K jeho určení lze použít experimentálních metod jakými je fotoelasticita [20], nebo výpočtové metody jakou je metoda konečných prvků [21]. Pro nejčastěji používané tvary vrubů se v praxi využívá nomogramů, ze kterých lze hodnotu součinitele snadno odečíst [22] [23].

Když se materiál nachází v elastickém stavu, deformace mohou být vyjádřeny napětími vycházejícími z Hookova zákona. Tím pádem jsou součinitele koncentrace napětí a deformace totožné. Jakmile se vztah napětí-deformace v kořeni vrubu odchýlí od linearity, tedy materiál začne plastizovat, součinitel koncentrace deformace se začne odchylovat od hodnot součinitele koncentrace napětí [24]. Proto je elasticko-plastická analýza mnohem obtížněji aplikovatelná ve srovnání s pouhou elastickou analýzou. Doposud neexistuje dokonalé a systematické řešení koncentrace deformace pro vrub vystaven elasticko-plastickým podmínkám. V minulosti byly navrženy některé jednoduché metody odhadu koncentrace deformace [25]. Jednou z těchto metod je Neuberova koncepce [26] [27], nebo Stowellova teorie [28]. Jakmile oblast hrotu vrubu splastizuje, koncentrace deformace vzroste a koncentrace napětí se sníží. Bylo zjištěno, že koncentrace deformace je ovlivněna podmínkou plasticity, konkrétně morfologií šíření plastické zóny. Koncentrace deformace a šíření deformace ve vrubu jsou ovlivněny stavem rovinného napětí, způsoby zatížení a tvarem vzorku [25].

Matematické vyjádření součinitele koncentrace deformace je složitý a zdlouhavý proces, který má své limity [29]. Omezení deformační metody spočívá v absenci tabelovaných hodnot výše vysvětlených součinitelů koncentrace deformace. To v praxi znamená problémy při určování celkové deformace v kořeni vrubu nebo v místě geometrické nespojitosti. S vývojem metody konečných prvků však lze předpokládat, že v blízké době budou koeficienty dostupné a učiní tak metodu komplexnější [3].

1.4.3. LINEÁLNĚ ELASTICKÁ LOMOVÁ MECHANIKA

Jak již bylo uvedeno výše, únavový lom vzniká ve třech charakteristických krocích. Změny vznikající v prvních dvou stádiích nelze pozorovat volným okem, ale za pomoci zobrazovací techniky jako je kupříkladu elektronový mikroskop. K závěrečnému statickému lomu dochází až během třetího stádia únavy. V okamžiku, kdy je trhlinka natolik dlouhá že pro danou amplitudu platí rovnost uvedená níže (rovnice 6), dochází při tahovém zatížení k náhlému kompletnímu porušení zbývajících průřezu [3]:

$$K_I = K_{IC} \quad (6)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

K_I	kritická hodnota součinitele intenzity napětí [$\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$]
K_{IC}	lomová houževnatost [$\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$]

Třetí stádium únavy je významně spojováno s prudkým urychlením růstu trhliny. Pokud se napětí cyklicky mění a napěťový cyklus alespoň z části leží v tahové oblasti, vznikají podmínky vhodné k nukleaci a růstu únavových trhlin [15]. Pokud se napětí periodicky mění mezi dvěma hodnotami (maximální a minimální), pak rozkmit napětí je dán definicí [3]:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_h - \sigma_n \quad (7)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

σ_{min}	minimální hodnota napětí [MPa]
σ_{max}	maximální hodnota napětí [MPa]

Součinitel intenzity napětí je stanoven rovnicí [15]:

$$K_I = Y \cdot \Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (8)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

Y	kalibrační funkce [-]
a	délka trhliny [m]

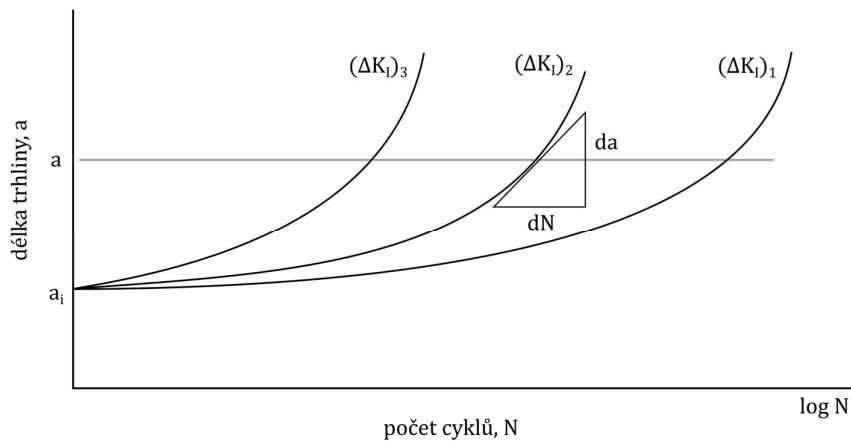
Po dosazení tedy platí, že rozkmit součinitele intenzity napětí je roven [15]:

$$\Delta K_I = Y \cdot (\sigma_{max} - \sigma_{min}) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (9)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

ΔK_I	rozkmit součinitele intenzity napětí [MPa]
--------------	--

Pro získání údajů o únavové pevnosti se provádí zkoušky na řadě vzorků daného materiálu za různých hodnot rozkmitu napětí. Trhliny vznikají nejčastěji na volném povrchu, těsně pod povrchem nebo poblíž velkých tvarových nepravidelností [30]. Je-li brána v úvahu trhlina s určitou počáteční délkou, pak její rychlost, vyjádřená jako funkce počtu zatěžných cyklů, bude záviset na hodnotě rozkmitu napětí a tím pádem i na velikosti rozkmitu součinitele intenzity napětí [31]. Pokud rozkmit součinitele intenzity napětí nedosahuje prahovou hodnotu, trhlina se nešíří. Obrázek 7 demonstruje závislost délky trhliny na počtu zatěžných cyklů pro tři různé úrovně zatěžování. Následně vyplývá, že s rostoucí úrovní zatěžování roste dosažená délka trhlín po jistém počtu cyklů [3].



Obr. 7 – Růst délky trhliny [3]

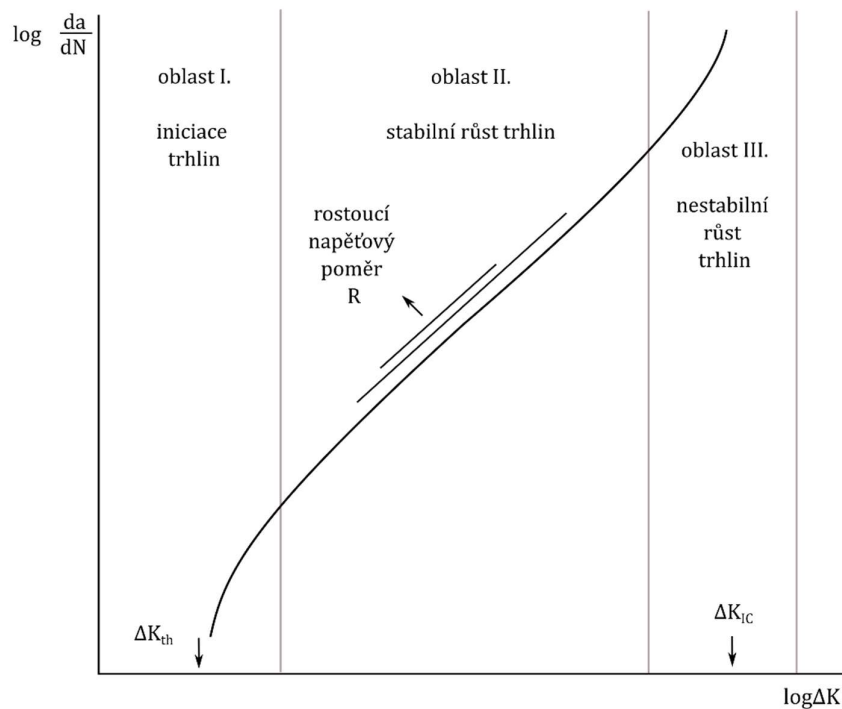
V závislosti na počtu cyklů N pro tři úrovně zatěžování, kde a značí délku trhliny, a_i počáteční délku trhliny

Pro úrovně zatěžování na obrázku 7 platí následující posloupnosti [3]:

$$(\Delta\sigma)_3 > (\Delta\sigma)_2 > (\Delta\sigma)_1$$

$$(\Delta K_I)_3 > (\Delta K_I)_2 > (\Delta K_I)_1$$

Po vynesení rychlostí růstu trhliny z obrázku 7 do grafu vyobrazeném na obrázku 8, se údaje ze všech tří úrovní zatěžování překryjí a vytvoří jednu křivku obsahující právě tři oblasti [3]. Přičemž druhá oblast je zobrazená v logaritmických souřadnicích a je oblastí platnosti lineárně elastické lomové mechaniky. Jak je naznačeno na obrázku 8, změnou hodnoty součinitele asymetrie cyklu napětí je možné získat skupinu obdobných křivek [32].



Obr. 8 – Esovitě prohnutá křivka [32]

Křivka vzniká vynesením konkrétních hodnot z grafu 7 v logaritmických souřadnicích. Přičemž ΔK_{th} představuje prahovou hodnotu ΔK_I , pod níž trhlina neroste. Ku příkladu, u hliníkových slitin zaujímají oblasti ve směru zleva doprava hodnoty 85-90% N_f , 5-8% N_f a 1-2% N_f .

V oblasti lineárně lomové mechaniky lze určit zbytkový život cyklicky zatěžované součásti, ve které již byla objevena trhlina. Je nutné zmínit, že postup je do jisté míry zjednodušený a vyžaduje uplatnění předpokladu o převládajících podmínkách stavu rovinné deformace. Pokud byla trhlina objevena na začátku druhého stádia únavy, lze pro popis jejího růstu použít Parisovu rovnici [17]:

$$\frac{da}{dN} = C^* \cdot (\Delta K_I)^m \quad (10)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

N	počet cyklů [-]
C^*	empirická konstanta [$m \cdot (\text{MPa} \cdot m^{1/2})^{-m}$]
m	empirická konstanta [-]

Dosazením rovnice 9 do rovnice 10 a následnou integrací lze získat následující vztah [17]:

$$\int_{N_i}^{N_f} dN = N_f = \frac{1}{C} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(Y \cdot \Delta\sigma \sqrt{\pi a})^m} \quad (11)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

a_i	počáteční délka trhliny [m]
a_f	délka trhliny v okamžiku porušení [m]

Hodnota kalibrační funkce se však může v průběhu integrace měnit. Pokud je tomu tak, je vhodné aplikovat numerickou integraci s využitím algoritmu [3]:

$$\begin{aligned} \delta a_j &= C(\Delta K_I)_j^m (\delta N)_j \\ a_{j+1} &= a_j + \delta a_j \\ N_{j+1} &= N_j + \delta N_j \\ N_f &= \sum \delta N_j \end{aligned} \quad (12)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

δa_j	přírůstek délky trhliny [m]
δN_j	přírůstek počtu cyklů [-]

Postup, kterým se řídí algoritmus je následující. Prvně se zvolí hodnota přírůstku počtu cyklů. Poté se pro počáteční délku trhliny určí kalibrační funkce, spočte se rozkmit součinitele intenzity napětí a stanoví se přírůstek délky trhliny. Tímto se získá nová hodnota délky trhliny. Proces se opakuje do doby, dokud se hodnota délky trhliny nerovná hodnotě délky trhliny v okamžiku porušení. Proces je však poněkud zjednodušen. Například kalibrační funkce je v průběhu výpočtu konstantní, což nemusí být v realitě splněno [3]. Tento postup tedy není určen pro manuální výpočet, ale popisuje princip, na kterém jsou založeny počítačové programy jako je kupříkladu NASA/FLAGRO 2.0 [33]. Ten zahrnuje do výpočtu více teoretických modelů, díky kterým jsou výpočty přesnější [3].

1.5. MEZ ÚNAVY

Stanovení meze únavy pomocí únavových zkoušek je běžný, spolehlivý, i když poněkud zdlouhavý postup [34]. Materiál lze zatěžovat tvrdě, to v praxi znamená, že amplituda celkové deformace je po dobu zkoušky konstantní [16]. Pro učení meze

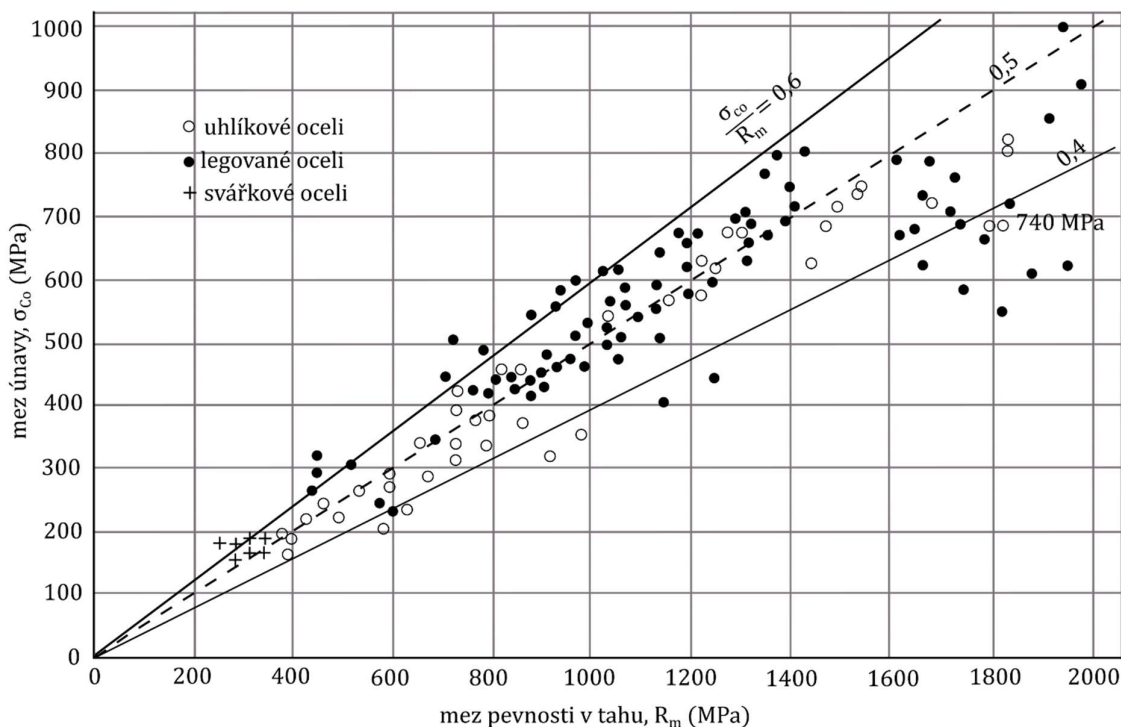
únavy je však vhodnější a mnohem běžnější aplikování měkkého zatěžování, kdy je konstantní hodnota amplituda napětí. Předběžné návrhy prototypů nebo některé analýzy poruch vyžadují rychlou metodu odhadu meze únavy. Z toho důvodu existuje v literatuře řada údajů, které obsahují informace o výsledcích zkoušek v ohybu, za rotace a statických tahových zkoušek [3]. Tyto zkoušky se provádějí na vzorcích vyhotovených z jednoho kusu tyče nebo ingotu [35]. Výsledky zkoušek se vynesou do jednoho grafu, aby se dalo posoudit, jestli mezi nimi existuje souvislost a vzájemný vztah. Tuto závislost je možné pozorovat na obrázku 9, ze kterého vychází, že mez únavy ocelí se pohybuje v rozsahu od 40% až 60% meze pevnosti v tahu až po hodnotu 1 460 MPa. Po dosažení této hodnoty lze pozorovat rostoucí rozptyl experimentálních údajů. Zároveň však lze pozorovat tendenci materiálu k nezávislosti hodnot meze únavy na mezi pevnosti v tahu (obrázek 9 naznačeno přerušovanou čarou) [18]. Pozorovaný rozptyl experimentálních údajů týkajících se meze únavy však nevzniká v důsledku rozptylu meze pevnosti v tahu. Bylo zjištěno, že k tomuto rozptylu dochází i v případě, kdy mez pevnosti v tahu určená na velkém počtu vzorků, bude tatáž. Jeden z možných způsobů odhadu meze únavy je určen následovným vztahem [3]:

$$\sigma_{co} \begin{cases} 0,504 R_m \text{ MPa} & R_m \leq 1\,460 \text{ MPa} \\ 740 \text{ MPa} & R_m > 1\,460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (13)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

σ_{co}	mez únavy [MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu [MPa]

Je důležité vzít v úvahu, že hodnoty meze pevnosti v tahu představují minimální hodnoty. Vztah byl odvozen pro stanovování meze únavy za rotace na hladkých vzorcích bez vrubu [3]. Odhady, prováděné na základě kvantizačních údajů získaných z mnoha zdrojů, mohou mít velký rozptyl a mohou se značně lišit od výsledků vlastních laboratorních zkoušek provedených na vzorcích za přesně specifikovaných podmínek [18]. U cyklického zatěžování je oblast výskytu nejistoty, ve srovnání se statickým zatěžováním, značně větší. Z toho důvodů se při dimenzování součástí zavádí korigovaná mez únavy, která bere v potaz celou řadu návrhových součinitelů [3]. Tato problematika bude detailněji popsána v kapitole 1.5.1.



Obr. 9 – Závislost meze únavy na mezi pevnosti v tahu [3]

Sestrojená z výsledků velkého počtu únavových zkoušek v ohybu za rotace, respektive statických zkoušek pro svářkové a tvářené oceli.

Důležitou roli při určování meze únavy zastává tepelné zpracování, kterého důsledkem je odlišný poměr meze únavy k mezi pevnosti v tahu. Z tabulky 1 vyplývá že, tvárnější mikrostruktury mají vyšší poměr, jako například u feritu se pohybuje hodnota kolem 0,6 [3]. Naopak materiály křehkého charakteru, jako je martenzit, jsou vysoce citlivé na tvoření únavových povrchových trhlin a zároveň mají nízký poměr meze únavy k mezi pevnosti v tahu [37]. Při použití této metody odhadu meze únavy nestačí pouhá informace o složení materiálu, ale je nutné počítat údaje ze zkoušek odpovídající konkrétní mikrostrukturu [3].

Tabulka 1 – Hodnoty poměru σ_{Co}/R_m pro různé strukturní stavy ocelí [3]

	ferit		perlit		martenzit	
	rozsah	průměr	rozsah	průměr	rozsah	průměr
uhlíková ocel	0,57–0,63	0,60	0,38–0,41	0,40	–	0,25
legovaná ocel	–	–	–	–	0,23–0,47	0,35

1.5.1. FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ MEZ ÚNAVY

Jak bylo uvedeno v textu výše, hodnoty meze únavy laboratorního vzorku a meze únavy reálné součásti se značně liší. Tyto odlišnosti mohou pramenit ze složení či proměnlivosti strukturního stavu materiálu, metody výroby, tepelného zpracování, koroze třením, jakosti povrchu nebo koncentrace napětí. Dále mohou mít vliv okolní parametry, jako jsou korozivita prostředí, teplota, stav napjatosti a relaxace napětí. V neposlední řadě má důležitou roli konstrukční návrh, to znamená velikost, stav napjatosti, koncentrace napětí, rychlost, tření atd... S účelem přiblížit se realitě byl zaveden pojem korigovaná mez únavy, definovaná Marinovou rovnicí [23]:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (14)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

σ'_{Co}	korigovaná mez únavy [MPa]
k_a	součinitel vlivu jakosti povrchu [-]
k_b	součinitel vlivu velikosti tělesa [-]
k_c	součinitel vlivu způsobu zatěžování [-]
k_d	součinitel vlivu teploty [-]
k_e	součinitel vlivu spolehlivosti [-]
k_f	součinitel zahrnující další vlivy [-]

Jednotlivé součinitele, jejich přesný popis a stanovování lze najít v literatuře [23] [3].

1.6. ÚNAVOVÁ PEVNOST

Únavová pevnost je v literatuře často definována, jako úroveň napětí, pod kterého hodnotou je možné aplikovat nekonečný počet cyklů bez toho, aby nastalo u materiálu únavové porušení [38]. U některých materiálů, jako jsou slitiny železa nebo slitiny titanu, je přechod z časové pevnosti do trvalé únavové pevnosti výrazný, a tudíž viditelný v S–N diagramu. Naopak u hliníku nebo mědi je tento přechod nevýrazný a materiály často podlehnou selhání už při nízkých amplitudách napětí [39]. Zmiňované oblasti je možné vidět výše na obrázku 3. U materiálů které postrádají tuto hranici je termín únavové pevnosti důležitý a definuje se jako maximální hodnota obráceného ohybového napětí, kterému materiál dokáže odolávat během stanoveného počtu cyklů, aniž by došlo k únavovému selhání [15]. Únavová pevnost je však důležitá zejména z hlediska vysokocyklické únavy, pro účely této diplomové práce je mnohem podstatnější nízkocyklická únava. Z těchto důvodů se práce dále nebude věnovat popisu analytického určování meze pevnosti a problematice s ní spojenou.

1.7. NÍZKOCYKlickÁ ÚNAVA

Nízkocyklická únava se vyznačuje vysokou amplitudou nízkofrekvenčních plastických deformací. Pro účely snadného vysvětlení, nechť je zatěžovanou komponentou prut. Bude-li prut namáhán, až do svého prohnutí, které je nevratné, bylo dosaženo půl cyklu nízkocyklické únavy. Dosažení trvalého průhybu značí, že byla překročena mez pružnosti, a materiál je v plastické oblasti deformace. Vracením prutu do jeho původní polohy se dosáhne jeden celý cyklus nízkocyklické únavy [40]. Tento druh únavy je nejčastěji pozorován u materiálů používaných v aplikacích, na které působí velké amplitudy napětí, jako jsou letecké motory, parní turbíny, jaderné elektrárny či tlakové nádoby, výměníky tepla a jiná procesní zařízení.

1.7.1. KŘIVKA ŽIVOTNOSTI

V oblasti nízkocyklické únavy se používá křivka životnosti typu Manson-Coffin. Kapitola 1.4.2 vysvětluje hysterezní smyčky a pojmy spojené s řešením únavového života. Lze tedy navázat na tyto znalosti. Pak celková deformace je dána součtem elastické a plastické složky deformace. Amplituda celkové deformace je potom rovna [15]:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \quad (15)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\Delta\varepsilon$	amplituda celkové deformace [-]
$\Delta\varepsilon_e$	elastická složka deformace [-]
$\Delta\varepsilon_p$	plastická složka deformace [-]

Rovnice přímky životnosti pro plastickou složku deformace vykreslenou na obrázku 10 je dána rovnicí [15]:

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (16)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

c	exponent únavové tažnosti [-]
N_f	počet cyklů do lomu [-]
ε'_f	součinitel únavové tažnosti [-]

Podobně rovnice přímky životnosti pro elastickou složku deformace vykreslenou na obrázku 10 je dána rovnicí [15]:

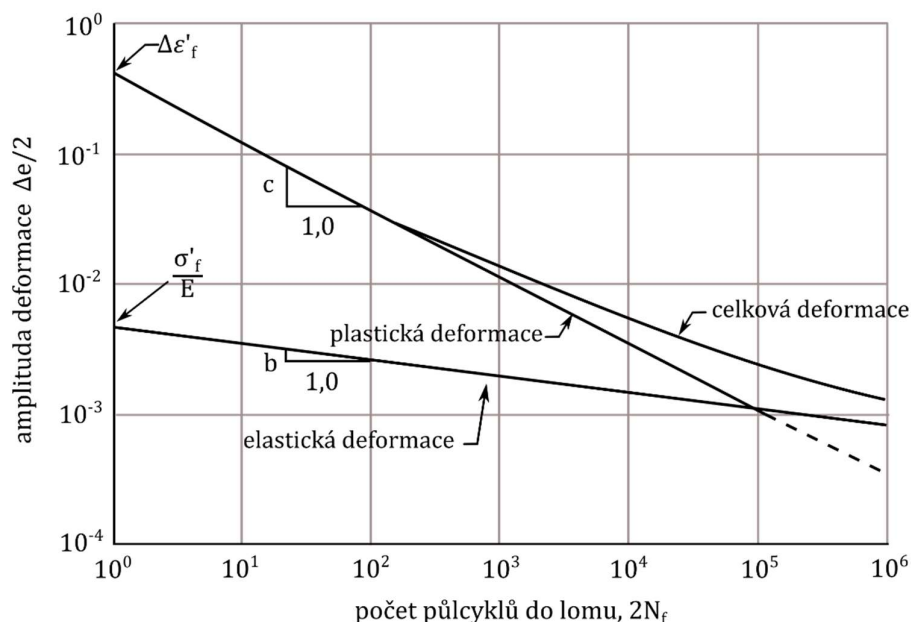
$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b \quad (17)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

b	exponent únavové pevnosti [-]
E	modul pružnosti v tahu [MPa]
σ'_f	součinitel únavové pevnosti [MPa]

Dosazením rovnic 16 a 17 do rovnice 15 se získá vztah pro amplitudu celkové deformace, také nazývaný jako Mansonův-Coffinův vztah pro závislost mezi amplitudou celkové deformace a počtem cyklů do lomu [15]:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (18)$$



Obr. 10 – Závislost únavového života na amplitudě skutečné deformace [3]
Graf je v logaritmických souřadnicích. Materiál: ocel SAE 1020 válcovaná za tepla.

1.7.2. KONSTRUKČNÍ KŘIVKA ŽIVOTNOSTI

Po aplikování níže uvedených faktorů lze experimentálně určenou křivku životnosti hladkého vzorku na únavu modifikovat do tvaru konstrukční křivky životnosti. Tato nově vzniknutá křivka je poté použitelná pro reálné těleso [4].

Mezi základní faktory ovlivňující oblast nízkocyklické únavy patří [4]:

- Vliv středního napětí, který se projeví v oblasti s počtem cyklů blízcích se k hodnotě 10^5
- Vliv střední poměrné deformace nebo jednosměrně kumulované plastické deformace, ten se projeví do počtu cyklů 1 000 a její vliv je malý
- Vliv přítomného svarového spoje, vyjádřený součinitelem snížení únavové pevnosti svarovým spojem, (za předpokladu že křivka životnosti byla určena experimentálně na vzorcích ze základního materiálu)
- Pokud byla křivka životnosti vyhodnocena za pomoci metody konečných prvků, je nutné zahrnout příslušné součinitele bezpečnosti

Na rozdíl od vysokocyklické únavy, u nízkocyklické není třeba zavádět součinitele vlivu jakosti povrchu a velikosti tělesa. Tyto vlivy jsou totiž přímo zahrnuty v amplitudě celkové deformace v místě vrubu. Po úpravě je získán vztah pro konstrukční životnosti ve tvaru [4]:

$$\frac{\varepsilon_{at}}{\varphi_w} = \frac{\varepsilon'_f - 0,35 \varepsilon_{p,max}}{n_\sigma (2[N_o])^{-c}} + \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{n_\sigma E (2[N_o])^{-b}} \quad (19)$$

$$\frac{\varepsilon_{at}}{\varphi_w} = \frac{\varepsilon'_f - 0,35 \varepsilon_{p,max}}{(2n_N [N_o])^{-c}} + \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E (2n_N [N_o])^{-b}}$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

ε_{at}	amplituda celkové cyklické deformace [-]
$\varepsilon_{p,max}$	maximální deformace plastické složky [-]
φ_w	součinitel snížení únavové pevnosti svarovým spojem [-]
n_σ	součinitel bezpečnosti vůči napětí [-]
n_N	součinitel bezpečnosti vůči počtu cyklů [-]
N_o	dovolený počet cyklů do iniciace trhliny [-]

2. ÚNAVA V PRAXI

Tato kapitola obsahuje stručný náhled do problematiky procesních zařízení, zejména tepelných výměníků a kondenzátorů, spojené s poškozením způsobeným únavou. Typy výměníků, popsané v následujících odstavcích, nejsou pro téma stěžejní. Byly vybrány, protože jejich aplikace v různých odvětvích je více než běžná. Proto je potřebné jim věnovat zvýšenou pozornost, zkoumat příčiny poruch, vykonávat pravidelné kontroly a další opatření, které z dlouhodobého hlediska napomáhají k zvýšení bezpečnosti, minimalizaci nutnosti odstávek, zvýšenou bezpečnost a ve výsledku šetření finančních nákladů na provoz zařízení. Jak bude zřejmé z následujícího textu, pro únavové selhání jsou klíčové provozní podmínky a další snadno zanedbatelné faktory.

2.1. TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Následující text opisuje dohledané případy z praxe, kdy došlo k poškození části tepelného výměníku, nebo byla provedena analýza ve snaze takovému poškození předejít. Okrajově seznamuje čitatele s metodou konečných prvků, možností simulace procesu v softwaru či únavovou analýzou.

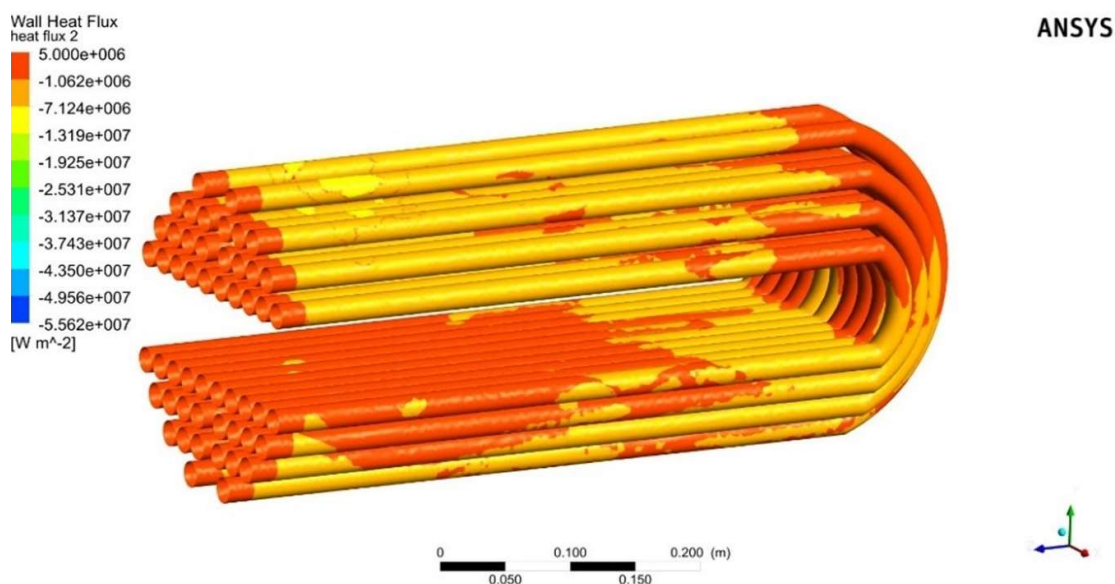
2.1.1. VÝMĚNÍK TEPLA

V dnešní době se často používají trubkové výměníky tepla v různých odvětvích průmyslu s rozličnými provozními podmínkami. Ať už se jedná o jejich využití při výrobě energie, nebo při odsolování vody, tak v chemickém nebo potravinářském průmyslu a mnoho dalších [41] [42]. S každým odvětvím vznikají také nové možnosti potencionálních komplikací a poruch. Aby se předcházelo různým neočekávaným haváriím, neustále vznikají nové studie ve snaze namodelovat provozní podmínky co nejbližší realitě. Pod simulacemi se rozumí hlavně metoda konečných prvků nebo metoda konečných objemů a jejich aplikace v softwarech. Výstupem z těchto programů mohou být například hodnoty teploty, tlaku, tepelného toku nebo rychlost proudění média v jakémkoliv místě modelu. S těmito znalostmi lze snáz predikovat chování konstrukcí z rozličných materiálů [43].

V článku [43], který se zabývá problematikou vysokotlakého výměníku, byla vykonána analýza vysokotlakého protiproudého trubkového výměníku sloužícího k ohřevu vody v elektrárenském okruhu. Systém byl nejdříve pojat z hlediska provozních podmínek, jako jsou tlak, teplota, kritické podmínky, ekvivalentní tepelné namáhání a únavy. Dále bylo použito programu AutoCad pro nadefinování geometrie, byla provedena simulace v programu ANSYS 2019 a byly aplikovány postupy a rovnice z normy ASME VIII [44]. Metodou pro určení ekvivalentního tepelného namáhání a životnosti bylo zvoleno Misesovo kritérium pružnosti a pevnosti. Pro jednoduchost byl výměník rozdělen na dvě hlavní části, kterými byly trubky s trubkovicí a koncová část systému tvořená vstupem napájecí vody do trubek, výstupem napájecí vody z trubek a pláštěm. Poté byla geometrie převedena do softwaru ANSYS, kde byla vygenerována síť tvořená čtyřstěny s počtem prvků 2,8 milionu. Kvalita sítě byla dostatečná a byla posouzena kritériem šikmosti. Aby bylo možné zhodnotit mechanické vlastnosti, byly definovány hodnoty tlaku, teploty, tepelného toku a rychlosti proudění tekutin. Tepelný tok v trubkách postupně klesá, to je možné vidět na obrázku 11, avšak v zahnuté části trubek je možné vidět náhlý nárůst. V tepelném výměníku nastávají střídavé napětí v důsledku cyklického zatěžování. Tyto napětí byly zkoumány pro určení přípustného

počtu cyklů. Následující dvě podmínky představují spodní a horní mez pro posouzení únavy [43]:

- Voda uvnitř trubek má teplotu 443,5 K a voda uvnitř pláště má teplotu 693 K. Při spuštění je tlak uvnitř trubek roven okolnímu tlaku a tlak uvnitř pláště je 19,91 bar. Tomuto bodu se říká bod údolí¹.
- Po dosažení ustáleného stavu dosáhne teplota uvnitř trubek 500 K a voda uvnitř pláště dosáhne 650 K. Za stabilních podmínek systému je tlak vody uvnitř trubek 193 barů a tlak uvnitř pláště dosahuje 19,91 bar. Tento stav je spojen s vrcholovým bodem. Výsledky ukazují, že kritickými body systému jsou části trubek spojeny s trubkovnicí. Je tomu tak z důvodu, že v těchto místech se nachází nejvyšší tepelné namáhání, které způsobuje snížení životnosti. Tepelná napětí spojů trubkovnice a trubkových spojů pro dva zatěžovací stavy jsou 641 MPa a 931 MPa. Životnost těchto součástí při podmínkách maximálního zatížení a minimálního zatížení je 10^5 , respektive 10^4 cyklů.



Obr. 11 – Kontura tepelného toku [43]

2.1.2. TRUBKOVNICE VÝMĚNÍKU TEPLA SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠTI

K dosažení požadovaného tepelného přenosu je často nutné užít velký počet trubek. Rozměry běžně používaných trubek mohou dosahovat až sedm metrů do délky. Trubkovnice umístěné na koncích trubek slouží jako jejich podpora vymezující polohu v prostoru, proto je tato součást velmi důležitou komponentu u výměníků typu plášť a trubka [46]. Trubkovnice odděluje komoru kterou ústí médium do trubek a vnitřek pláště. Tyto oblasti jsou vystaveny rozdílným tlakům a zejména teplotám od médií, což způsobuje řadu mechanických a tepelných zatížení v trubkách i trubkovnici. Spojení trubek s trubkovnicí a pláště s trubkovnicí jsou tedy kritickými oblastmi tepelného výměníku, kterým je potřeba věnovat zvýšenou pozornost. Proto byly zavedeny

¹ Bod údolí a vrcholový bod teplotního rozdílu představují místní polohy zhoršení a zesílení přenosu tepla. Tyto body se obvykle nacházejí před a za pseudokritickým bodem média [45].

analytické přístupy, které zdůrazňují podrobné návrhové postupy využívající výsledky z analýzy napětí k hodnocení součástí z hlediska plastického zborcení, lokálního porušení, vybočení a cyklického namáhání. Posouzení únavy konstrukce pomocí analýzy se používá k predikci přípustného počtu cyklů výměníku tepla, které jsou vystaveny různým provozním pracovním cyklům, jako jsou spouštění a vypínání. Během těchto pracovních cyklů je tepelný výměník vystaven tlakovému a teplotnímu zatížení, které má cyklický charakter [47]. Tepelně-strukturní únavová analýza se používá k vyhodnocení střídavých napětí a přípustného počtu cyklů v souladu s ASME [48].

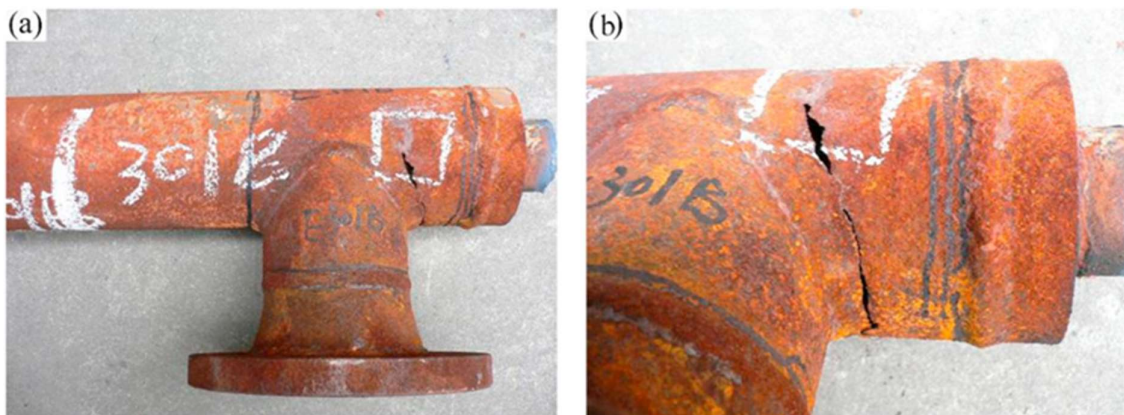
Na trubkovém výměníku z publikace [48], byla provedena tepelně–strukturní únavová analýza pomocí přístupu návrh analýzou². Návrh analýzou je proces navrhování konstrukcí nebo systémů pomocí analýzy a hodnocení jejich chování za různých provozních podmínek. Tento přístup zahrnuje použití matematických modelů, počítačových simulací a dalších analytických nástrojů k identifikaci potenciálních problémů a slabých míst v návrhu. Poté se mohou provést změny s cílem zlepšení výkonu a bezpečnosti zařízení ještě před sestavením jeho prototypu [49]. Proces je obvykle spojen s užitím analytických metod, jako je analýza konečných prvků nebo výpočetní dynamika tekutin. Ke studiu únavové životnosti plášťového a trubkového výměníku tepla byl proveden přístup analýzy elastického napětí v souladu s ASME předpisem pro kotle a tlakové nádoby [44]. Pomocí tohoto výzkumu byly hodnoceny dva spoje: spojení trubky s trubkovnicí a spojení pláště s hlavou. Na každém uzlu výměníku tepla byly vyhodnoceny ekvivalentní napětí součástí a tepelná ekvivalentní napětí pro počáteční a koncové podmínky. Dále byl proveden výpočet střídavých ekvivalentních rozsahů napětí, přičemž byla uvažována maximální hodnota napětí pro vyhodnocení únavového cyklu. Zjistilo se, že maximální napětí jsou na spoji trubky a trubkovnice a pláště a trubkovnice. Rovněž bylo zjištěno, že tepelná napětí jsou dominantnější než napětí způsobená tlakovými cykly, což lze odvodit vyšším teplotním gradientem napříč trubkovnicí a trubkami [48].

2.1.3. VÝMĚNÍK TEPLA TYPU TRUBKA V TRUBCE

Díky své jednoduchosti, nenáročné instalaci, snadné údržbě, čištění a dalším přednostem se výměníky typu trubka v trubce často využívají v provozech, kde se pracuje s vysokými teplotami a tlakem jako je například petrochemický průmysl [50]. S touto konfigurací jsou však spojená i jistá úskalí a komplikace, jako jsou zanášení, koroze nebo turbulence, které představují rizika pro tlaková zařízení [51]. V publikaci [52] byla provedena únavová analýza pro tepelný výměník této konfigurace v reálném provozu. Toto zařízení bylo vybaveno celkem třemi sadami dvoutrubkových výměníků tepla, seřazených postupně za sebou tak, aby ochlazovali směs nepolymerizovaných plynů etylenu a nízkomolekulárních polyethylenových oligomerů za účelem recyklace plynů etylenu. Bylo zjištěno, že k úniku došlo u jedné z plášťových trubek prvního výměníku. Vnitřní i vnější trubky tohoto zařízení byly vyrobeny z nízkouhlíkové oceli. Přičemž v menší trubce o vnitřním průměru 61 mm a tloušťce 12 mm cirkulovala směs etylenu a polyethylenových oligomerů se vstupní teplotou 250 °C a po ochlazení na výstupu 250 °C a neměnném tlaku 3 MPa. Ve větší z trubek o vnějším průměru 114 mm a tloušťce 6 mm proudila chladicí voda o tlaku 2,5 MPa, teplota vody měla

² Z anglického „design by analysis“, zkratkou DBA. Návrh analýzou je v podstatě rozhodovací proces, ve kterém se analytické nástroje odvozené ze základních věd, matematiky, statistiky a inženýrských základů využívají za účelem vývoje modelu produktu, který lze převést na skutečný produkt [49].

hodnotu 30 °C na vstupu a 40 °C, když systém opouštěla. Po vyjmutí poškozených částí, bylo možné pozorovat, že jsou značně zasaženy korozí. Ta se vyskytovala jak na vnějším povrchu, tak i na vnitřních částech. Jak je možné vidět na obrázku 12, únik média vznikl na spoji mezi vnitřní a vnější trubicí. Za účelem zkoumání příčiny vady, byly odebrány vzorky z blízkosti místa trhliny. Návrhová životnost výměníků byla stanovena na deset let, jenomže když došlo k netěsnosti a úniku média, zařízení bylo v provozu pouze necelý rok. Protože se jednalo nejen o ekonomické ztráty, ale v neposlední řadě o potenciální bezpečnostní riziko, musela být situace neodkladně vyřešena. Ve snaze zjistit, co způsobilo toto předčasné selhání, byla započata řada metod charakterizujících materiál, a to na základě předchozích zkušeností s analýzou poruch výměníků tepla v posledních letech [53]. Od metod, jakou je pozorování optickým mikroskopem, rastrovacím elektronovým mikroskopem, energeticky disperzním mikroskopem pro pozorování morfologií a mikrosložek pro detekci netěsných oblastí, přes rentgenové metody pro analýzu korozních produktů až po analýzu konečných prvků pro simulaci rychlosti tekutiny v blízkosti netěsných oblastí. Na základě výsledků těchto analýz byly identifikovány základní příčiny poruch a byla navržena příslušná protipatření [52].



Obr. 12 – Vnější vzhled netěsné plášťové trubky [52]
a) V blízkosti T-kusu, b) délka trhliny

Výsledkem únavové analýzy jsou následující zjištění a závěry. Chemické složení a metalografické struktury základního materiálu kovu byly způsobilé k provozu, s výjimkou nadměrného obsahu křemíku, který mohl snižovat korozní odolnost materiálu a tím pravděpodobně částečně přispět k tomuto selhání. Další příčinou poruchy bylo, že cirkulační chladicí voda na vnější straně dvoutrubkového výměníku tepla obsahovala vysoké hladiny nečistot, včetně kationtů alkalických kovů, jakož i sulfidů a chloridů, což usnadnilo zanášení a iniciaci koroze uvnitř vnějších trubek. Pod synergickým efektem rovnoměrné koroze, korozí vznikající pod nánosem³ a eroze, se tloušťka stěny plášťových trubek neustále ztenčovala. Zejména v oblastech zahnutých částí trubek se tento efekt ještě zhoršil důsledkem vzniku turbulence. Ta byla označena za hlavní a prvotní důvod vzniku netěsnosti a tím i selhání v této oblasti. Na základě výše uvedených závěrů bylo následně navrženo několik protipatření jak z hlediska návrhu, tak z hlediska údržby. Znečištění, které

³ Korozí vznikající pod nánosem, z anglického *Under deposit corrosion* (UDC), je korozní proces, který se vyvíjí a šíří pod nebo v okolí usazenin média ulpělých na kovovém povrchu. Tento mechanismus lze nalézt hlavně u ropovodů a plynovodů, kde způsobuje reálnou hrozbu [54].

obsahuje korozní produkty a nečistoty na straně pláště výměníku, je nutné během každé odstávky důkladně vyčistit, aby se zlepšila účinnost výměny tepla a zabránilo se vzniku koroze pod nánosem. Z konstrukčních řešení se nabízí zaměnit původní materiál trubek, nízkouhlíkovou ocel, za ocel nerezovou. A to alespoň na místech náchylnějších ke vzniku poruchy, jako jsou spojovací T-kusy a U-oblouky. Dále by se mohla zlepšit kvalita cirkulační chladicí vody, a to v podobě předúpravy formou sedimentace, filtrace nebo změkčení vody před jejím vstupem do zařízení [52].

2.2. KONDENZÁTORY

Podobně jako u výše zmiňovaných tepelných výměníků, rovněž i u kondenzátorů se často konstruktéři potýkají s únavovým selháním. Vhodným příkladem tohoto jevu je incident, který se stal v jaderné elektrárně na území Číny. V elektrárně slouží kondenzátory v procesu na kondenzaci páry a následné zadržování zkondenzované vody, která se dále používá při chodu elektrárny. Při samotném procesu kondenzace musí být chladicí voda a zkondenzovaná voda nepřetržitě oddělována, proto musí být kondenzátor zhotoven z vysoce kvalitního materiálu. V tomto případě byly trubky vyhotoveny původně ze slitiny mědi a postupně byly nahrazeny titanovými ve snaze navýšit spolehlivost a životnost zařízení [55]. Již dříve byl popsán rozsáhlý výzkum netěsnosti kondenzátorů [56] [57] [58]. Podle těchto šetření docházelo u zařízení po několika letech provozu k poruchám souvisejícím s netěsností. Za hlavní příčinu, která vede k nehodám s únikem kondenzátu, bylo považováno poškození erozí a korozí. Tentokrát se však netěsnost vyskytla už ve fázi uvádění zařízení do provozu. Studie odhalila, že hlavní příčinou netěsnosti titanových trubek, bylo korozně únavové selhání. Na základě této skutečnosti byly provedeny únavové zkoušky s cílem zjistit vliv únavové odolnosti titanových trubek v parním prostředí ve srovnání s běžným vzdušným prostředím. Na vnější straně trubek proudila horká pára. Jako chladicí médium uvnitř trubek byla použita mořská voda. Během testovacího procesu došlo k netěsnosti trubek v kondenzátoru. Poškozené trubky, které lze vidět na obrázku 13, byly vyjmuty a následně podrobeny analýze. Pro kontrolu metalografických struktur povrchů průřezů základního kovu, svarového kovu a také tepelně ovlivněné zóny, byl použit optický mikroskop. Řezy, ve kterých byly objeveny trhliny, byly odříznuty a pozorovány pomocí rastrovacího elektronového mikroskopu. Poté byly analyzovány mikroskopické morfologie povrchů zlomenin. Testy ukázaly, že chemické složení trubek použitých v kondenzátoru bylo způsobivé pro provoz. Dále byly provedeny únavové testy na titanových vzorcích, původem z dvou různých továren, o vnějším průměru 25 mm a tloušťce 0,5 mm. Nízkofrekvenční únavové testy byly provedeny ve dvou různých prostředích. Ve vzduchu a vysokoteplotní páře o teplotě 98 °C a tlaku 0,1 MPa. V tomto únavovém experimentu byl použit sinusový průběh napětí s amplitudou napětí 0,1 MPa a frekvencí 10 Hz. Oba vzorky splnily požadované specifikace. Rovněž obě trubky vykazovaly výrazně nižší odolnost vůči únavě ve vlhkém parním prostředí než ve vzduchu. Jak už bylo uvedeno v textu výše, porucha nebyla způsobena vadnými materiály. Při fraktografickém výzkumu byly pozorovány stopy typu „ratchet“ [59], které jsou, podobně jako „chevron“, charakteristickým znakem únavového lomu. Lze tedy usuzovat, že únavové selhání bylo hlavní příčinou havárie [55].



Obr. 13 – Část poškozené trubky [55]

V této nově instalované generátorové jednotce se během zabíhání generovalo nadměrné únavové zatížení způsobené proměnlivými provozními podmínkami. Všechny trhliny byly soustředěné přibližně v polovině délky trubek umístěných v horní části kondenzátoru. Amplituda vibrací nabývá své maximální hodnoty právě ve středu trubky. Vibrace vyvolané prouděním pak vedly k únavovému praskání trubky. Dalším faktorem mohl být vzduch nahromaděný v horních částích trubek. Z toho důvodu by měly být voleny správné provozní podmínky. Pro snížení vibrační amplitudy trubek kondenzátoru je rovněž důležitá eliminace zbytkového vzduchu. Protože analýza odhalila že, iniciace únavových trhlin se nacházela blízko vnitřního povrchu. To ukazuje, že mořská voda v trubkách má výrazný vliv na korozní únavu. Proto je nezbytné vykonávat pravidelné kontroly [55].

Cílem této kapitoly bylo poukázat na důležitost různých faktorů, které mohou zkomplikovat provoz tepelných výměníků a zkrátit jejich životnost. Protože výměníky se používají v různých odvětvích, lze vyvodit, že takových faktorů je nespočetně mnoho. Jeden z důvodů selhání výměníků, za předpokladu že, jejich konstrukce a montáž byla provedena správně, byly dodrženy provozní podmínky a byly vykonávané pravidelné kontroly a údržby, se přesto opakuje. Touto souvislostí napříč mezi aplikacemi tepelných výměníků je únavové selhání. Proto se nadcházející kapitola bude věnovat dostupným normám, obsahujícím výpočetní postupy vhodné k posouzení únavového poškození těchto zařízení.

3. PŘEHLED DOSTUPNÝCH NOREM

Používání norem a standardů při predikci únavy je důležité z několika důvodů. Normy a standardy stanovují jednotná pravidla a postupy pro predikci únavy, což zajišťuje konzistenci výsledků a porovnatelnost mezi různými testy a výpočty. Jsou v nich zaimplementovány nezbytné bezpečnostní předpisy. V neposlední řadě mohou také podpořit inovace v oblasti predikce únavy tím, že stanoví jasné a jednotné požadavky, které mohou vést k vývoji nových a lepších metod predikce únavy. Celkově lze říci, že používání norem a standardů při predikci únavy přináší řadu výhod a umožňuje vytvářet spolehlivé, bezpečné a srovnatelné výsledky testování. V Evropě se k únavovému posuzování tlakových zařízení používají platné evropské normy, nejčastěji je to norma ČSN EN 13445, ale lze použít i zahraniční alternativy. V této podkapitole budou blíže představeny normy a standardy vhodné k posuzování únavové životnosti v provozu nebo k návrhovému výpočtu únavy tlakových zařízení. Záměr cílí spíše na návrhový výpočet nikoliv na vyhodnocení již aplikovaných cyklů, tento postup obsahuje například standard ASTM E 1049-85 [60].

3.1. ČSN EN 13 445

Norma ČSN EN 13445, celým názvem Netopené tlakové nádoby se skládá z osmi částí. Pro účely, mimo jiné, posouzení únavového chování slouží část 3 – Konstrukce a výpočet [1]. Dále se norma zabývá návrhem a výpočtem únavové životnosti součástí tlakových nádob a nádob pod tlakem. Norma popisuje metodiku výpočtu únavové životnosti na základě materiálových vlastností, geometrie a zařízení provozních podmínek. Ve směs jsou k návrhovému výpočtu určeny dvě kapitoly, popsány v následujícím odstavci. Lze se řídit kapitolou 17 – Zjednodušené posuzování únavové životnosti. Kapitola specifikuje požadavky pro zjednodušené posuzování únavového poškození způsobovaného výkyvy tlaku. Lze posuzovat také netlaková zařízení za předpokladu že budou sečteny rozkmity tlakových a netlakových napětí, pokud působí cykly závisle. Pokud tlakové a netlakové cykly nepojí vzájemná závislost, měli by být sečtena jejich příslušná únavová poškození. Tato kapitola je vhodná pro rychlejší méně detailní posouzení únavového poškození. Její užití je více než vhodné pro méně zkušené uživatele v této oblasti. Výpočet se opírá hlavně o základní parametry jako je například počet cyklů, tloušťka, teplota, tlak, napětí a vlastnosti materiálu ze kterého je konstrukce vyhotovena. Důležitým a rozhodujícím faktorem jsou svary, které se vyhodnocují zvlášť určenými vzorci. Výstupem z výpočtu je informace o přípustnosti konstrukce vystavené únavovému zatěžování [1]. Dále lze použít přesnější metodu pro vyhodnocení únavy svařovaných i nesvařovaných spojů tlakových nádob, obsaženou v kapitole 18 této normy – podrobné posuzování únavové životnosti. Kapitola specifikuje požadavky pro podrobné posuzování únavy tlakových nádob a jejich komponent, které jsou vystavovány opakujícím se změnám napětí. Použití metody je omezeno na elasticky zatížené geometrie zkonstruované v souladu s příslušnými požadavky normy a specifikované materiály. Tato metoda je však, v porovnání s metodou uvedenou v kapitole 17 normy ČSN EN 13445-3, mnohem komplikovanější nejen z hlediska časové náročnosti, ale také svým požadavkem na znalosti jejího uživatele. Aby mohl být posudek uskutečněn, musí být provedeny dodatečné výpočty (které tato norma nestanovuje) založené na hlubších znalostech mechaniky těles a využití MKP. Tímto způsobem lze získat například složky napětí vyšetřovaného místa, nutné k posudku. Přehled postupu posouzení únavy dle kapitoly

18 normy ČSN EN 13445-3 je k vidění v tabulce 2 níže, (části, kapitoly a tabulky na které je odkazováno patří příslušné normě) [1].

Tabulka 2 – Přehled postupu posouzení únavy [1]

Úkol	Poznámka	Příslušný článek
1. Zkonstruuje se nádoba pro statická zatížení	Provedou se výkresy, detaily, velikosti	Část 3
2. Definuje se únavové zatížení	Založeno na provozní specifikaci a sekundárních vlivech určených výrobcem apod.	18.5, 18.9.1
3. Určí se místa nádoby pro posouzení	Konstrukční diskontinuity, otvory, spoje (svařované, šroubované), rohy, opravy apod.	18.5
4. V každém místě se určí rozkmit napětí během uvažované provozní časové periody	a) Vypočtou se hlavní skořepinová napětí b) Odvodí se ekvivalentní nebo hlavní rozkmit napětí	Svařované: 18.6, 18.8 a 18.10.4 Nesvařované: 18.7 a 18.8 Šrouby: 18.7.2
5. V každém místě se určí výpočtové spektrum rozkmitů napětí	a) Provede se operace sčítání cyklů b) Použije se plastický korekční součinitel, je-li to aktuální c) Pro nesvařovaný materiál se odvodí efektivní rozkmit vrubových napětí	18.9. 18.8 18.7
6. Určí se únavová pevnostní data včetně celkového korekčního součinitele	a) Svařovaný materiál b) Nesvařovaný materiál c) Materiál šroubů	18.10, tabulka 18–4 a příloha P 18.11 18.12
7. Zaznamenávají se významné poznatky a informace pro příslušný výrobní a inspekční personál	a) Kontrolní požadavky pro svary b) Kontrola nebo předpoklad nesouososti c) Přípustná úroveň vad svarů	Tabulka 18–4 nebo příloha P 18.10.4 18.10.5
8. Z výpočtu na únavu se stanoví dovolené životnosti a provede posouzení	a) Svařovaný materiál b) Nesvařovaný materiál c) Šrouby d) Metoda posouzení	18.10, tabulka 18–7 18.11, tabulka 18–10 18.12 18.5.5, 18.5.6
9. Další akce, jestliže posouzení nevyhovuje	a) Nové posouzení s použitím propracovanější napěťové analýzy b) Zmenšení napětí zvětšením tloušťky stěny c) Změna detailu d) Použití úpravy přechodu housenek svarů (je-li to vhodné)	18.6 (svařované) 18.7 (nesvařované) Tabulka 18–4 nebo příloha P 18.10.2.2

3.2. BS EN 13445

Do začátku roku 2021 bylo Spojené království členem Evropské unie a země proto používala harmonizované evropské normy. Po vystoupení UK z Evropské unie se situace poněkud změnila. Nyní přebírá odpovědnost za normy British Standards Institution, která je však stále členem evropského výboru pro normalizaci [61]. Norma byla přejmenována (přidání zkratky BS) a určena pro užití v UK [62]. Změnila se tedy legislativní stránka, nicméně z technického hlediska je norma doposud totožná s normou ČSN EN 13445 [63]. Další potenciální vývoj a případné odloučení norem je závislé na budoucích politických a ekonomických vztazích.

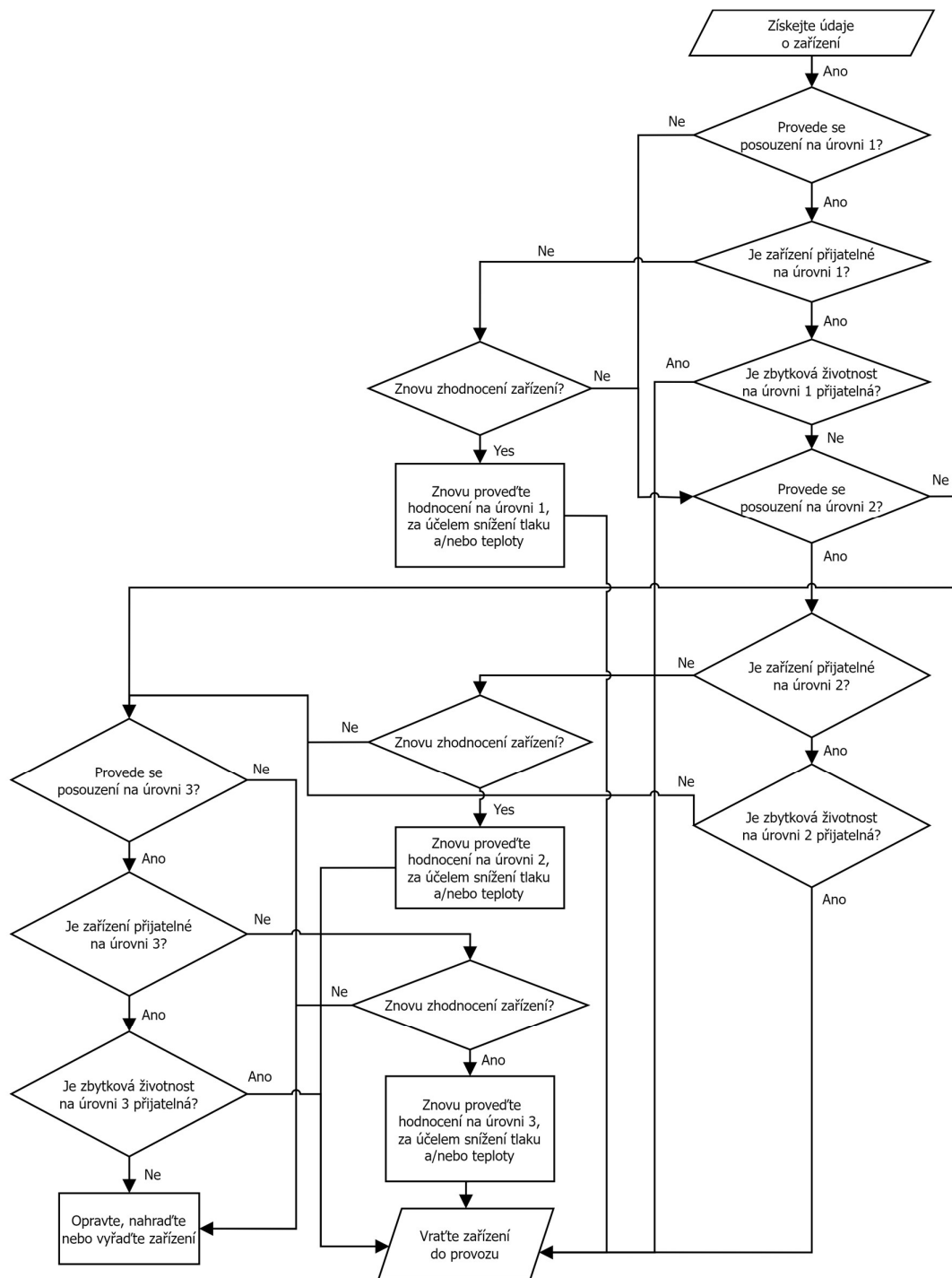
3.3. API 579–1

API 579-1 je standardem, který se týká hodnocení a oprav tlakových nádob a součástí zatížených tlakem, rovněž popisuje metodiku výpočtu únavové životnosti tlakových nádob na základě experimentálních dat a materiálových vlastností. Hodnocení únavového poškození se provádí na základě počtu již aplikovaných a do budoucna odhadovaných cyklů rozsahu napětí nebo deformace v bodě součásti, která může vést k iniciaci trhliny [64]. Celá norma je vystavěná na systému algoritmů, tak jak je to možné vidět na obrázku 14, a třech úrovních posouzení. Úrovně posouzení představují míru poškození, přičemž první úroveň značí nejmenší rozsah a největší bezpečnost. S rostoucí úrovní klesá bezpečnost a roste rozsah posuzovaného poškození, proto je třetí úroveň limitní pro další užití zařízení, její nesplnění vede na nutnou opravu nebo výměnu celého zařízení v důsledku poškození.

První úroveň spočívá ve skrínigovém kritériu únavy. Pro provedení posouzení únavového poškození na druhé úrovni je nutné použít data historie zatěžování cyklické povahy včetně teplotních gradientů. Poslední úroveň zahrnuje modernější přístupy spojené s použitím metody konečných prvků, dále zahrnuje vlivy neúměrného⁴ a sekvenčního zatěžování⁵ na únavový život. Co se týče uživatelské přístupnosti, tato norma je velmi podrobná a detailní, což usnadňuje práci s jejím obsahem. Z hlediska náročnosti si vyžaduje speciální dovednosti uživatele pouze třetí úroveň.

⁴ Neúměrné nebo neproporcionální zatížení lze definovat jako zatížení které charakterizováno dráhou ve tvaru křivky nikoliv přímky [65] a hlavní napětí se tak mění v čase [66].

⁵ Sekvenční zatěžování a jeho účinky jsou způsobeny proměnlivou amplitudou, jejich důsledkem je odlišná únavová životnost komponent podrobených střídání sekvencí vysokých a nízkých zatěžování [67].



Obr. 14 – Přehled metody posouzení k vyhodnocení komponenty vystavené únavě [64]

4. ANALÝZA PRŮMYSLOVÉHO KONDENZÁTORU SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠTI PRO ÚČELY NÁVRHU ÚNAVOVÉHO POŠKOZENÍ

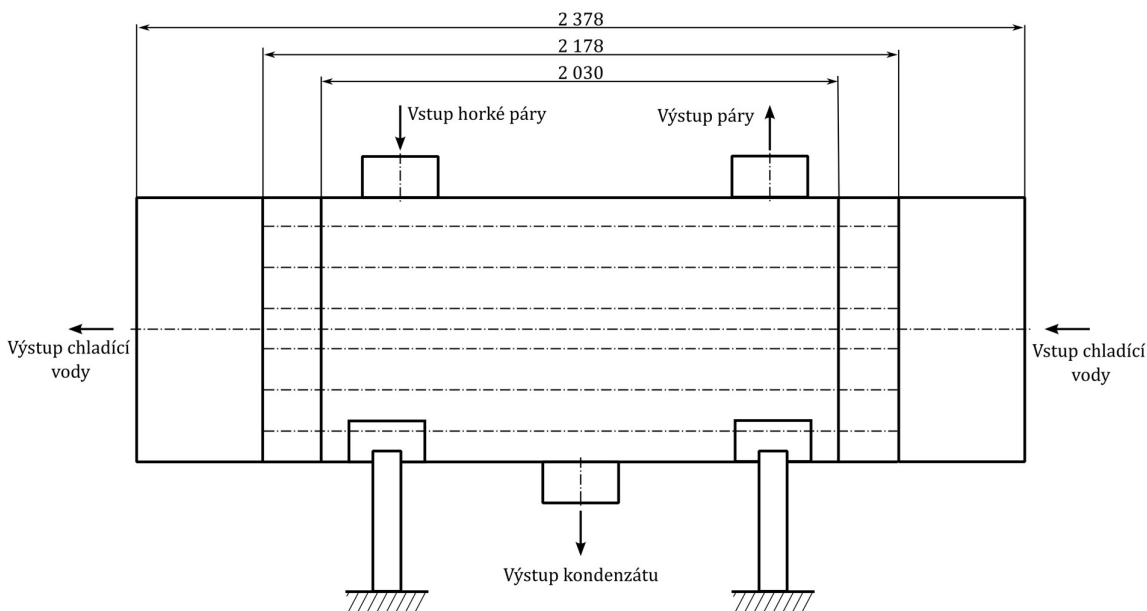
V následujících kapitolách je podrobně popsán vývoj MKP výpočtu předmětného kondenzátoru, který bylo nutné provést, kvůli následné únavové analýze. V jednotlivých krocích je sepsán celý vývoj který vede k výslednému řešení, nikoliv pouze řešení samotné. Pro účely této diplomové práce byl k realizaci analýz použit software *Ansys mechanical* [68]. Veškerá geometrie byla vytvořena v softwaru *Solidworks* [69].

4.1. VÝPOČET TRUBKOVÉHO KONDEZÁTORU POMOCÍ MKP

Analýza konečných prvků, z anglického *finite element analysis* zkratkou *FEA*, je využití výpočtů, modelů a simulací za účelem predikce chování objektů při různých fyzikálních podmínkách. Analýza konečných prvků využívá metodu konečných prvků neboli MKP, z anglického *finite element method* neboli *FEM*. MKP je numerická technika, které princip spočívá v rozdělení objektu na několik menších částí, které jsou následovně znovu spojeny v bodech zvaných uzly. Poté je sestaven soubor matematických rovnic, které mohou být použity k provedení analýzy konečných prvků. Fyzikální jevy jako pevné chování látek jsou popsány pomocí parciálně diferenciálních rovnic. Analýza konečných prvků umožňuje, za pomoci softvérových nástrojů, například Abaqus, Adina nebo Ansys, řešit tyto lineární i nelineární parciálně diferenciální rovnice. Při efektivním využití těchto postupů lze snížit počet fyzických prototypů a experimentů během fáze návrhu, a tím výrazně ušetří časové i finanční nároky na výpočty [70].

4.2. VÝPOČET TRUBKOVÉHO KONDEZÁTORU POMOCÍ MKP

MKP analýza bude využita k řešení problematiky z praxe, jedná se o trubkový kondenzátor páry s pevnými trubkovnicemi, kterého schematické zobrazení je možné vidět na obrázku 15. Chladným médiem vstupujícím do trubkového prostoru je voda, horkým médiem vstupujícím do prostu pláště je pára. Příslušné teploty a tlaky obou médií jsou uvedeny v tabulce 3. Detaily a geometrické parametry jsou rovněž uvedeny v tabulce 3. Cílem MKP analýzy je získat polohu nebezpečných míst konstrukce, tak že se nalezne maximální napětí zatíženého modelu. Poté se získají příslušná napětí vstupující do návrhového výpočtu únavy tohoto zařízení.



Obr. 15 – Schematické zobrazení kondenzátoru

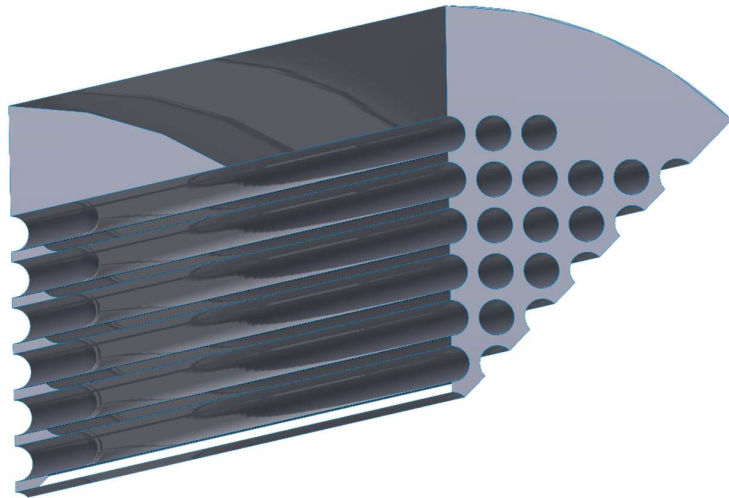
Tabulka 3 – Geometrické a procesní parametry

Vnější průměr pláště	360,2	mm
Tloušťka pláště	12,8	mm
Vnější průměr trubky	15,5	mm
Tloušťka trubky	1	mm
Počet trubek	141	–
Tloušťka trubkovnice	62	mm
Vnější průměr komory	360,2	mm
Tloušťka komory	12,3	mm
Spojení komora – trubkovnice, svar $\frac{1}{2} V$	12,5	°
Spojení plášť – trubkovnice, svar $\frac{1}{2} V$	8	°
Materiál pláště	1.4401	–
Materiál trubek	1.0345	–
Materiál komory	1.4401	–
Materiál trubkovnice	1.0473	–
Materiál svarů	1.4301	–
Střední teplota materiálu trubky	12	° C
Střední teplota materiálu pláště	106	° C
Tlak uvnitř trubky	2,255	MPa
Tlak uvnitř pláště	0,045	MPa

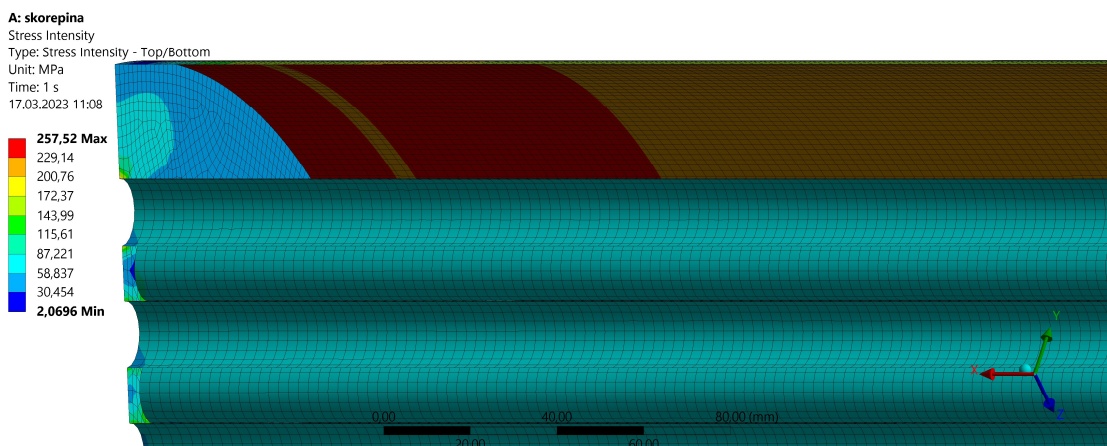
4.2.1. VERZE č.1

Cílem první analýzy bylo prozkoumat odezvu materiálu na dané zatížení, průběh napětí a zjistit přibližnou polohu nejvíce namáhaného místa konstrukce. K tomuto účelu byl sestaven jednoduchý skořepinový model, k vidění na obrázku 16, sestávající z výřezu pláště, trubkovnice a trubek. Oblouk výřezu definován uhlím 45° byl vytvořen kvůli možnosti využití symetrií v maximální míře, což sníží výpočtový čas. Protože hrdla a sedlové podpory jsou umístěny nesymetricky, nebyly zahrnuty do modelu, a mohlo tak být využito symetrie. Skořepinovému modelu byly přiřazeny příslušné

tloušťky a materiály s lineárním chováním. Byly definovány dvě symetrie na hranách tvořících plochy řezu. Poté byla vygenerovaná síť. Vzhledem k tomu, že tento model má pouze dvě symetrické roviny, musela být přidána statická podpora v místě spojení trubkovnice a pláště, čímž se vymezily statické okrajové podmínky. Průběh teplotního zatížení v tepelném výměníku je velmi komplikovaný na výpočet a popis. Vzniklý teplotní profil je závislý na mnoha faktorech, zejména na rychlosti a směru proudění (soproud nebo protiproud) nebo na obtékání média v prostoru pláště. Tato data lze získat například experimentálně, v tomto případě nejsou k dispozici. Zjednodušeně se tedy uvažují konstantní teploty materiálů pláště a trubek. Na vnitřní plochy trubek a pláště byly aplikovány příslušná zatížení teplotou i tlakem, viz tabulka 3. Poté byla spuštěna analýza, které výsledkem je napětí v každém místě tělesa. Napětí dosahovalo hodnot přes 250 MPa, přičemž maximální napětí se vyskytovalo na vnitřní straně pláště v bezprostřední blízkosti spoje s trubkovnicí, obrázek 17. Napětí dosahuje vysokých hodnot, což je způsobeno zřejmě skořepinovým modelem, potažmo přítomností špičkových napětí. Z hlediska globálního přehledu pevnosti konstrukce to není zásadní problém. Ve skutečném zařízení se však v místě maximálního napětí vyskytuje svar. Aby bylo možné zahrnout do geometrie tento důležitý detail, následující model nemůže být skořepinový ale objemový.



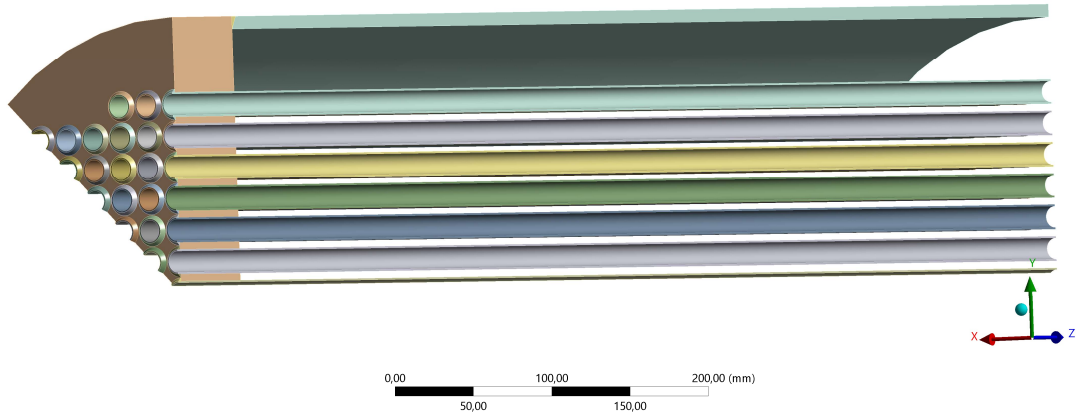
Obr. 16 – Skořepinový model



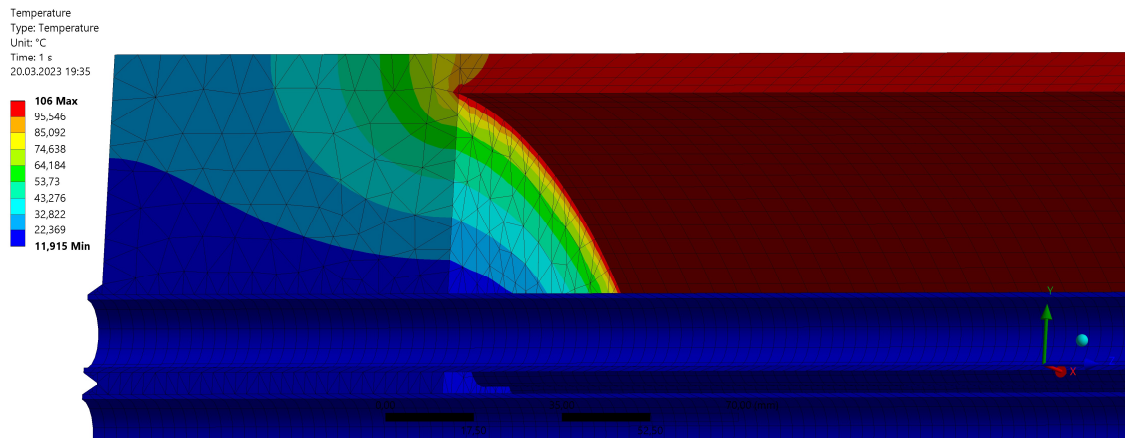
Obr. 17 – Stress intensity, skořepinový model

4.2.2. VERZE č.2

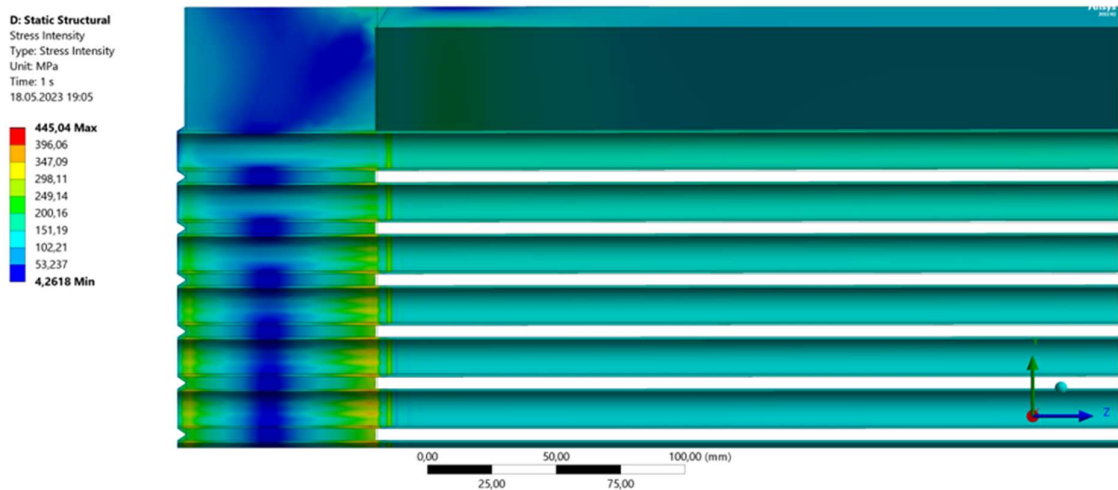
Další analýza měla stejný cíl, získat místo s maximálním napětím, rozdílem bylo užití objemového modelu s detailem svarů ve spojích trubkovnice–plášť a trubkovnice–trubky. Tato geometrie je k vidění na obrázku 18. Vzhledem k faktu že objemové těleso je výrazně časově náročnější na výpočet, byla vyhotovena pouze polovina délky modelu, na plochu tohoto řezu byla rovněž přidána symetrie. Tři takto zadané symetrické oblasti plně nahrazují vazby, zamezují pohybu tělesa v prostoru a není potřebné již na model umísťovat podporu. Na rozdíl od skořepinového, u objemového modelu není možné zadat teplotní podmínku v *static structural* na jednu stranu modelu, ale pouze na celé těleso. Proto byla nejdříve uskutečněna tepelná analýza v ustáleném stavu (*steady state thermal*) s příslušnými teplotami. Výsledkem teplotní analýzy je teplotní profil na obrázku 19, ten posloužil jako základ pro analýzu *static structural*. Výsledky napěťové analýzy s teplotním zatížením i bez teplotního zatížení jsou k vidění na obrázcích 20 a 21. Porovnáním výsledných napětí bylo zjištěno, že teplotní zatížení způsobuje v analýze extrémně vysoké napětí v důsledku velkého rozdílu teplotního spádu (obrázek 19). Tento průběh neodpovídá realitě a tato problematika bude řešena analytickým přístupem, viz kapitola 4.2.5. Z výsledků analýzy bez teplotního zatížení (obrázek 21 a 22) vyplývá, že hodnoty napětí v místech svarového spojení trubkovnice a trubek jsou poměrně nízké. V dalším výpočtu budou prioritní svary mezi trubkovnicí a pláštěm, a nově mezi komorou a trubkovnicí. Je nutno podotknout, že doposud nebyla věnována dostatečná pozornost kvalitě sítě, nakolik v této fázi analýzy není hlavním požadavkem přesnost výsledků, ale pozorování vývoje charakteru napětí při různých zatíženích a geometriích.



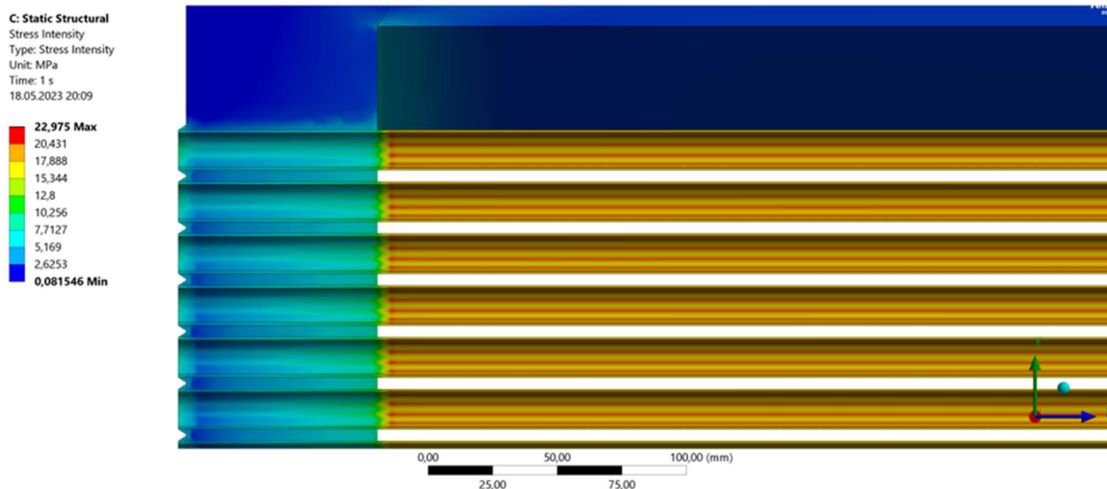
Obr. 18 – Geometrie objemového modelu č.1



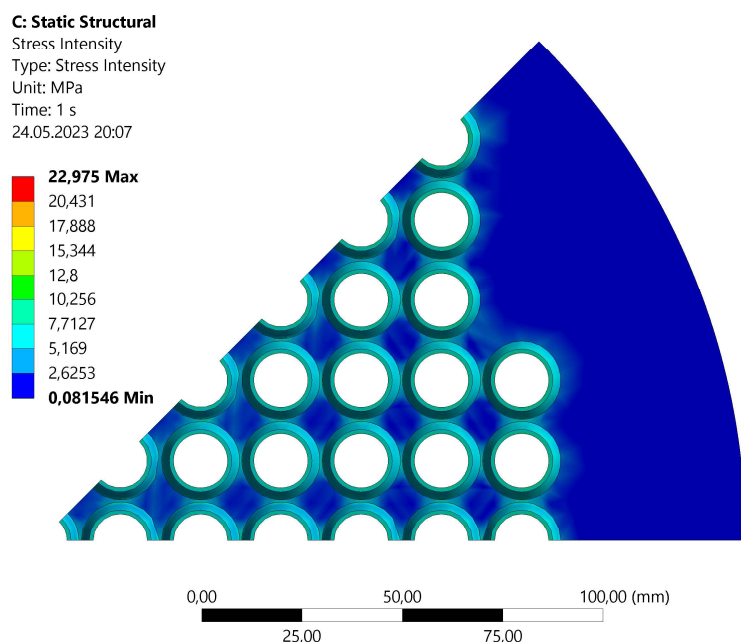
Obr. 19 – Objemový model, teplotní profil



Obr. 20 – Napěťová analýza s teplotním zatížením



Obr. 21 – Napěťová analýza bez teplotního zatížení

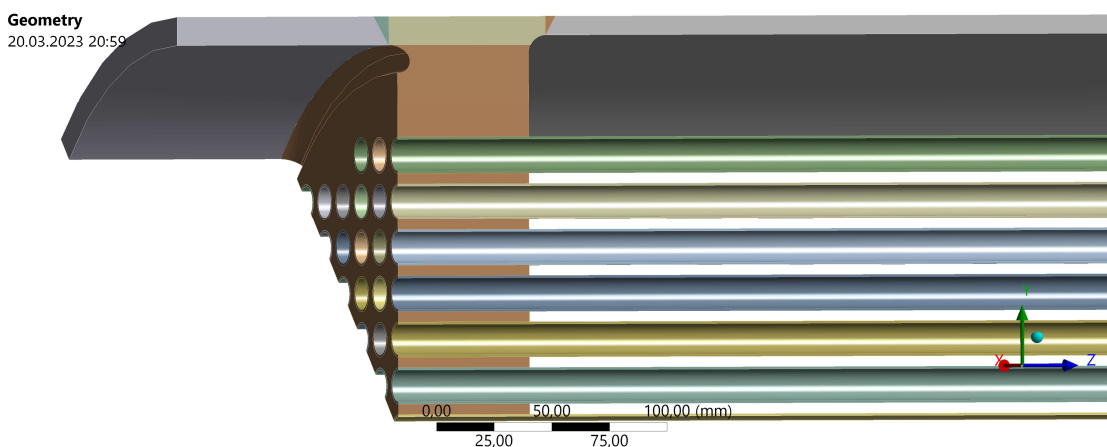


Obr. 22 – Napěťová analýza bez teplotního zatížení, detail svarů

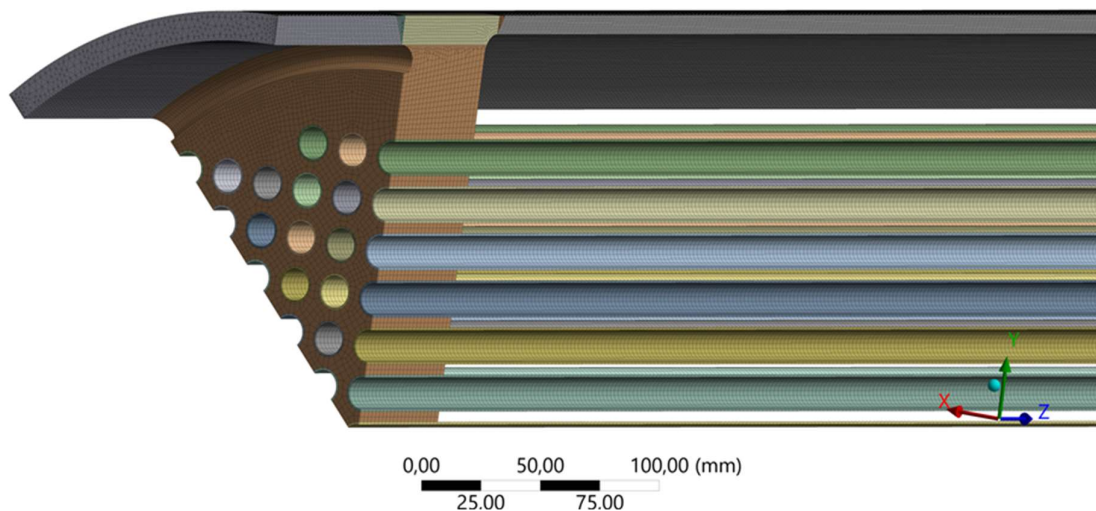
4.2.3. VERZE č.3

Při další úpravě geometrie byla přidána komora, svar mezi komorou a trubkovnicí a odlehčovací drážka. Tyto detaily jsou důležité z hlediska výpočtu napětí v blízkosti svaru trubkovnice s pláštěm a s komorou. Naopak byly odstraněny svary spojující trubky a trubkovnici kvůli problematické tvorbě sítě v těchto místech, viz obrázek 23. Ve snaze vytvořit kvalitnější síť byly použity metody *multizone*, *sweep*, *face meshing* a *body sizing*. Výsledkem kombinace těchto metod je síť na obrázku 24. Kvalitu sítě však nelze dostatečně posoudit jen pouhým pozorováním, proto existují implementované funkce k jejímu zhodnocení. Jedním z možných hodnotících kritérií je šikmost buněk, z anglického *skewness*, jejíž maximum by u objemového modelu nemělo překročit hodnotu 0,9 a průměrná hodnota by měla být méně než 0,4, obecně

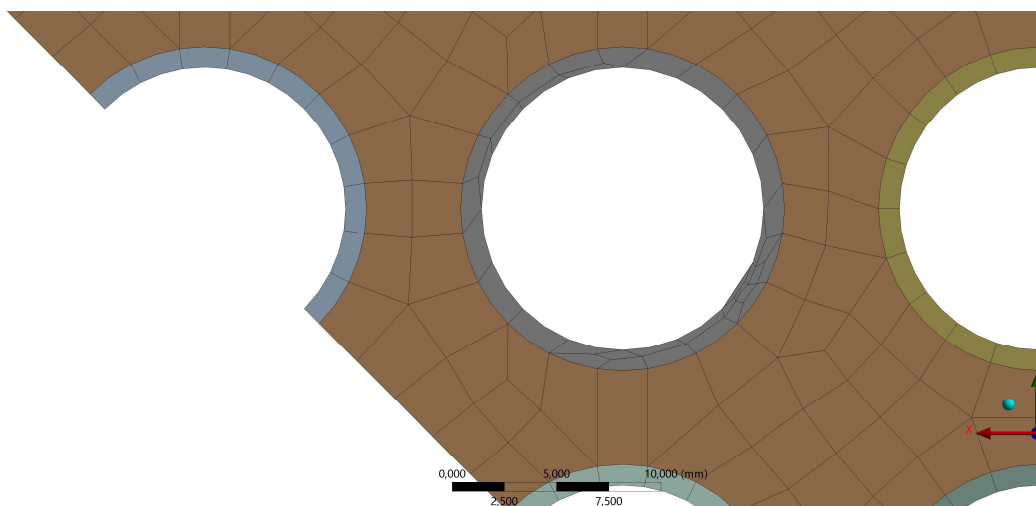
platí že čím nižší je tato hodnota, tím vyšší kvalitu dosahuje síť [71]. Hodnoty počtu elementů sítě a průběžné hodnoty křivosti lze nalézt v tabulce 4. Výsledná křivost sítě napříč celým tělesem je k vidění na obrázku 26. Z obrázku vyplývá že nejméně kvalitní síť je v oblasti pláště v bezprostřední blízkosti obou svarů, právě v těchto místech by měla být síť pro účely výpočtu co nejkvalitnější. Velmi nekonzistentní kvalitu sítě lze pozorovat také na čele trubkovnice a trubek. Z těchto důvodů by měli být model i jeho síť upraveny do vhodnější podoby. Na obrázcích 25 a 26 je vidět, že problémy při generování sítě vznikají pouze u celých trubek, naopak krajní trubky v řezu jsou tvořeny pravidelnými elementy s nízkou křivostí. Proto bude problém řešen dělením geometrie na menší segmenty. Účelem této verze bylo pouze zjištění kvality sítě ve snaze o její zlepšení. Byl stanoven předpoklad, že na kvalitnější síti bude dosaženo lepších výsledků. Z těchto důvodů se neprováděla na modelu napěťová analýza.



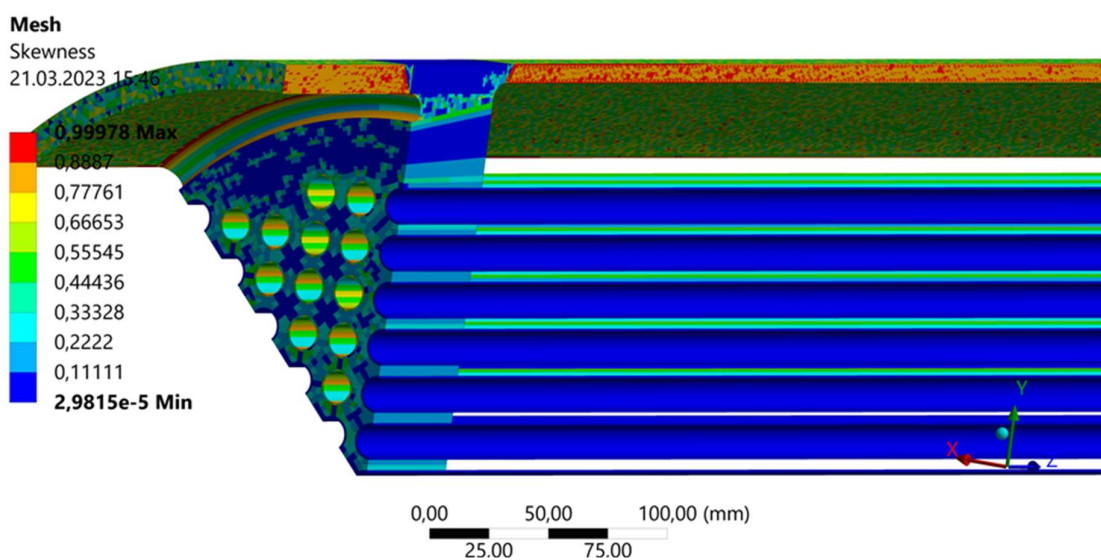
Obr. 23 – Geometrie objemového modelu č.2



Obr. 24 – Síť objemového modelu č.2



Obr. 25 – Detail sítě trubky objemového modelu č.2

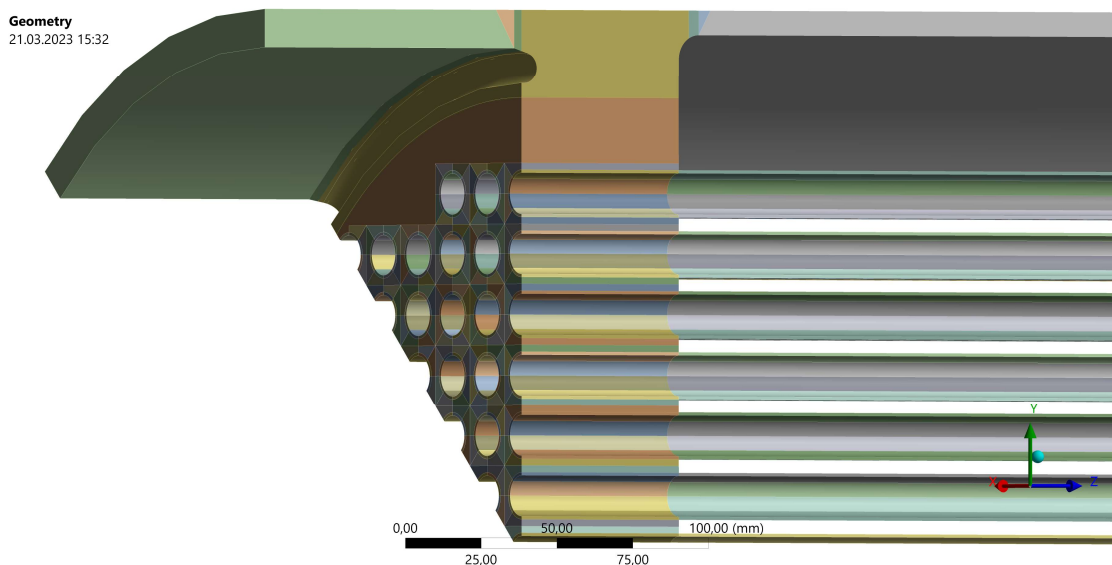


Obr. 26 – Křivost sítě objemového modelu č.2

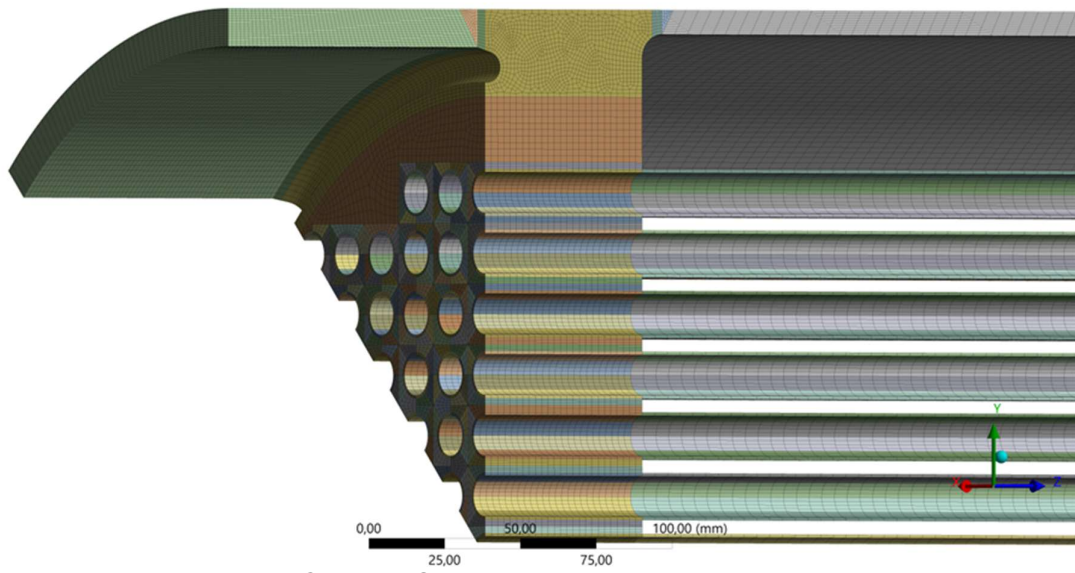
4.2.4. VERZE č.4

Vzhledem k tomu, že na předchozím modelu byla síť s nízkou kvalitou vygenerovaná v bezprostřední blízkosti obou svarových spojů (trubkovnice a plášť, trubkovnice a komora), byly tyto oblasti rozděleny na menší části. Kvůli špatné kvalitě sítě na čelech trubkovnice a uvnitř trubek, byla rovněž geometrie v těchto místech upravena rozdělením na pravidelné opakující se segmenty těles. Výsledná geometrie je k vidění na obrázku 27. Takto rozdělená objemová tělesa jsou pro tvorbu sítě v oblastech složitých detailů a tvarových diskontinuit flexibilnější než celek. Užitím funkce *sizing* zejména v místě svarových spojů bylo možné zjemnit síť a efektivně snížit křivost na žádoucí hodnoty. Stejný postup byl aplikován na vzniklé hrany v oblasti trubkovnice a trubek. Výsledkem je dostatečně jemná a pravidelná síť, obrázek 28, rovněž byly odstraněny deformované buňky na čelech trubek, viz obrázek

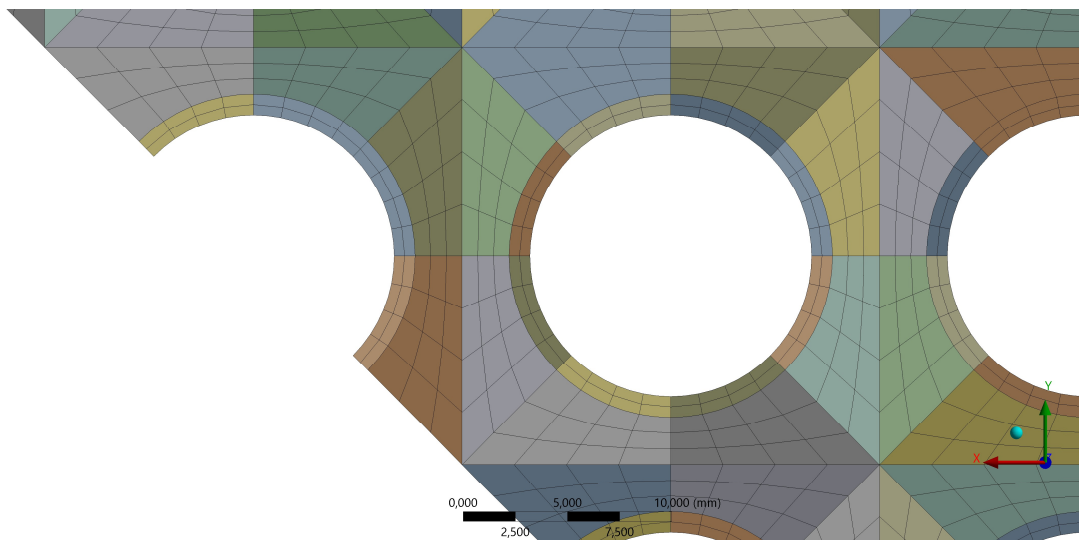
29 (je však nezbytné tyto části generovat jako první v pořadí, nikoliv naposled). Srovnání obrázků 26 a 30 poukazuje na výrazné zlepšení křivosti sítě. Zatím co starší verze má prakticky nepřijatelnou křivost dosahující téměř hodnotu jedna, pozdější verze má jen několik buněk s hodnotou křivosti blížíící se sedmi desetinám. Mimo tyto lokální maxima je křivost buněk v místech důležitých pro výpočet velmi dobrá a celá síť má pravidelný charakter. Průměrná hodnota křivosti buněk se rovněž citelně zlepšila, toto srovnání je shrnuto v tabulce 4. Menší diskomfort této geometrie a sítě spočívá v tom, že zadávání okrajových podmínek a zatížení si vyžaduje větší sofistikovanost. Převažující pozitiva se projevují rychlím generováním sítě a výsledků analýz v porovnání se sítěmi vytvořenými na velkých kusech geometrie za pomocí funkcí *methods*. Toto dynamické chování je žádoucí, protože lze optimálněji vyhodnocovat vlivy jednotlivých změn vstupních podmínek na výsledky. Kromě trubek a pláště byly rovněž aplikovány příslušné tlaky na plochy sdílející tato zatížení od médií. Tepelné zatížení bylo vynecháno vzhledem ke skreslování výsledků, tato problematika bude řešena v následující verzi. Průběh výsledného ekvivalentního napětí je k vidění na obrázku 31. Přičemž maximální napětí se nachází v odlehčovací drážce, viz obrázek 32. To indikuje že drážka plní svou funkci, odvádí napětí z oblasti svaru, a výsledky by se měli blížit realitě. Tato napětí budou použity pro návrhový výpočet dle kapitoly 18 normy ČSN EN 13445–3 [1] v kapitole 5.2 této diplomové práce.



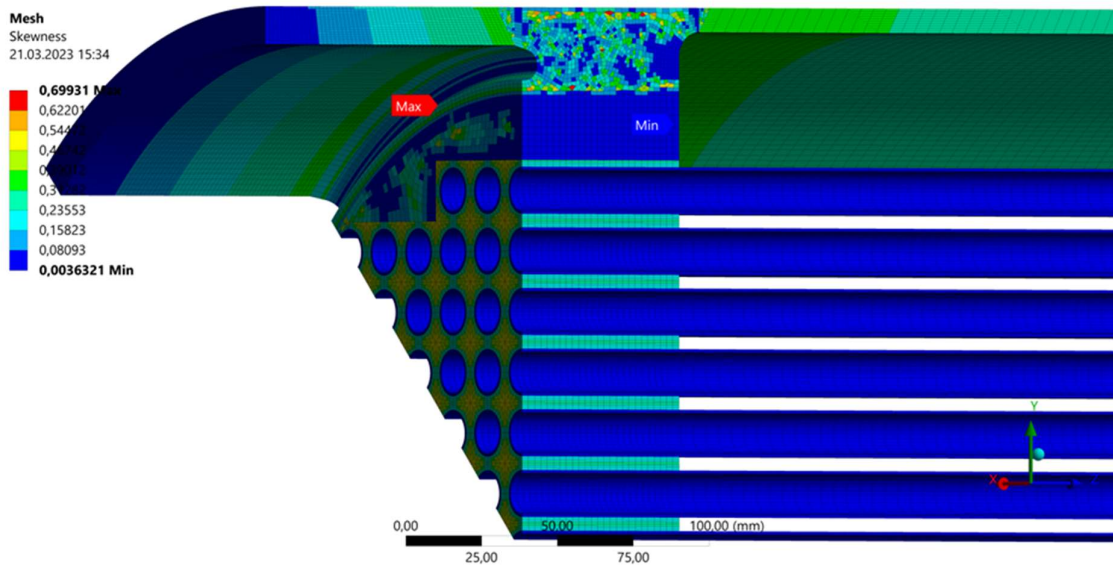
Obr. 27 – Geometrie objemového modelu č.3



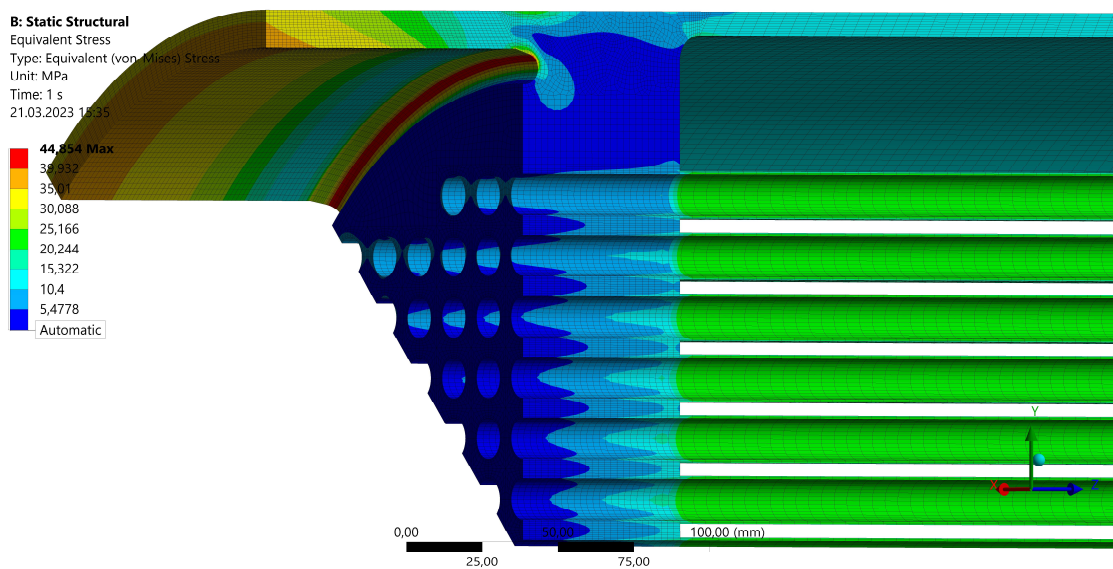
Obr. 28 – Síť objemového modelu č.3



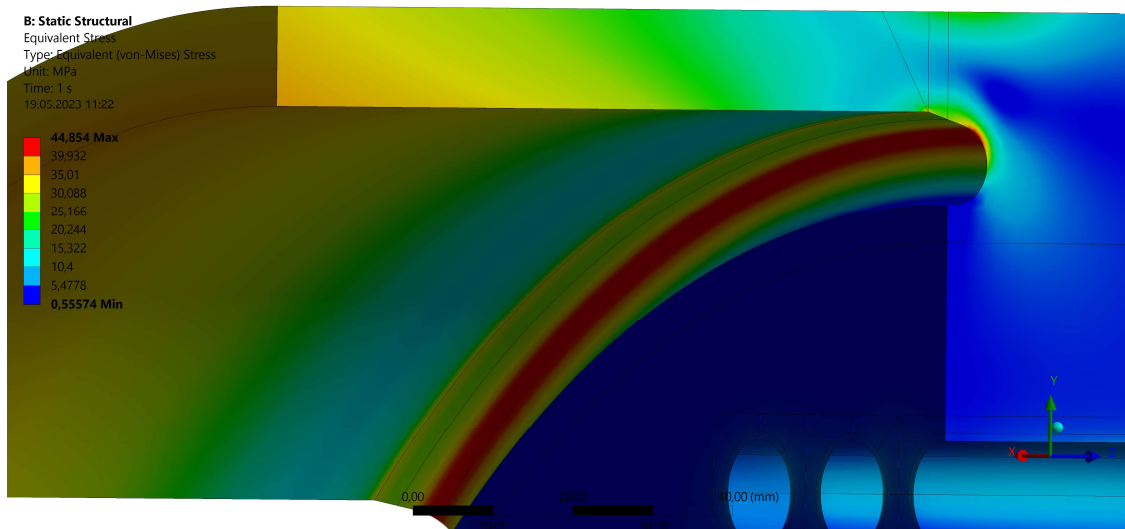
Obr. 29 – Detail síť trubky objemového modelu č.3



Obr. 30 – Křivost sítě objemového modelu č.3



Obr. 31 – Objemový model č. 3, ekvivalentní napětí



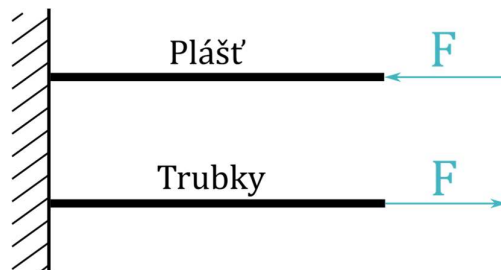
Obr. 32 – Objemový model č. 3, ekvivalentní napětí, detail

Tabulka 4 – Údaje o geometrii a síti

		verze č. 3	verze č. 4
počet	těl	30	430
	uzlů	2 282 653	2 475 879
	buněk	705 346	506 100
křivost	minimální	$2,9815 \cdot 10^{-5}$	$3,6321 \cdot 10^{-3}$
	maximální	0,99978	0,69931
	průměrná	0,13262	0,43613

4.2.5. VERZE č.5

V této verzi zůstává geometrie i síť ve stejné konfiguraci jako v předchozím případě. Problematickou částí je teplotní zatížení, proto bylo přistoupeno k analytickému řešení. Celý výpočet lze nalézt ve formě kódu v příloze diplomové práce číslo 4. Vztahy pro výpočet axiálního napětí od teplotního zatížení vycházejí z teorie pružnosti a pevnosti. Tento přístup vyžaduje jistou formu zjednodušení, plášť a trubky reprezentují dva pruty, pevně vetknuté v trubkovnici. Dále jsou tyto pruty na svých volných koncích zatíženy silou o stejné velikosti a opačnou orientací, tak jak je to vidět na obrázku 33.



Obr. 33 – Komponenty zastoupeny soustavou prutů

Síly působící na soustavu vyvolávají korespondující posuvy u obou prutů. Jedná se o přímou úlohu, kdy matice tuhosti je známá, neznámé jsou velikosti posuvů a síly. Pokud posuvy prutů podléhají následující rovnosti:

$$u_p = u_t \quad (20)$$

jednotlivé posuvy se vypočtou dle vztahů:

$$u_i = L_i \cdot \alpha_i \cdot \Delta T_i \quad (21)$$

Přičemž součinitele teplotní délkové roztažnosti a moduly pružnosti byly obdrženy z přílohy O normy ČSN EN 13445–3 [1]. Příslušné matice tuhosti jsou definovány:

$$k_i = L_i / (E_i \cdot A_i) \quad (22)$$

potom síla působící na pruty se spočte následovně:

$$F = u_t - u_p / (k_t + k_p) \quad (23)$$

Takto analyticky určená síla reprezentuje zatížení od teploty, pro aplikaci na plochu v prostředí Ansys je vhodnější přepočíst toto zatížení na prostý tlak či tah. Tlak potažmo tah se určí jako podíl síly působící na těleso a příslušná plocha. Tento přepočet plyne z úprav modelu při tvorbě sítě. Trubky jsou kvůli síti rozděleny na osm pravidelných segmentů pod úhlem 45 °, plocha pláště je tvořena výsečí pod stejným úhlem, to plyne ze symetrické geometrie. Proto se výsledné tlakové potažmo tahové zatížení se spočte následovně:

$$P_i = \frac{F}{A_i \cdot 8} \quad (24)$$

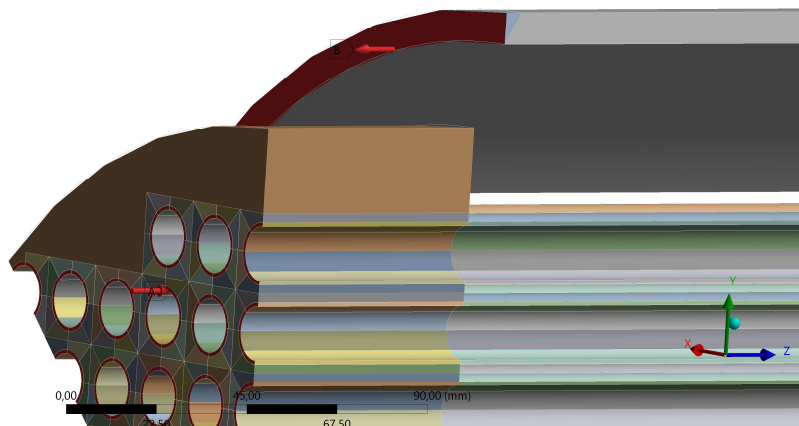
Kde příslušné symboly mají následující význam:

u_i	známá část vektoru [mm]
L_i	délka prvku [mm]
α_i	součinitel teplotní délkové roztažnosti prvku [(° C) ⁻¹]
ΔT_i	příslušný rozdíl teplot [° C]
k_i	matice tuhosti prvku [(MPa·mm) ⁻¹]
E_i	modul pružnosti prvku [MPa]
A_i	plocha průřezu prvku [mm ²]
F	neznámá část vektoru, síla [N]
P_i	tlak/tah působící na prvek od teplotního zatížení [MPa]

Takto spočtené tlaky pro plášť i trubku, lze aplikovat na příslušné plochy. Tlaky jsou aplikovány na plochy na koncích pláště a trubek v oblasti trubkovnice, viz obrázek 34, protože v poloviční délce kondenzátoru je aplikovaná symetrie. V kombinaci s tlakovým zatížením, které pochází z proudících médií, působícím na zařízení je maximální výsledné zatížení přibližně 72 MPa, to je přibližně o 28 MPa víc než u verze bez teplotního zatížení. Průběh celého zatížení je vidět na obrázku 35. Získané napětí se použijí pro návrhový výpočet 5.2.

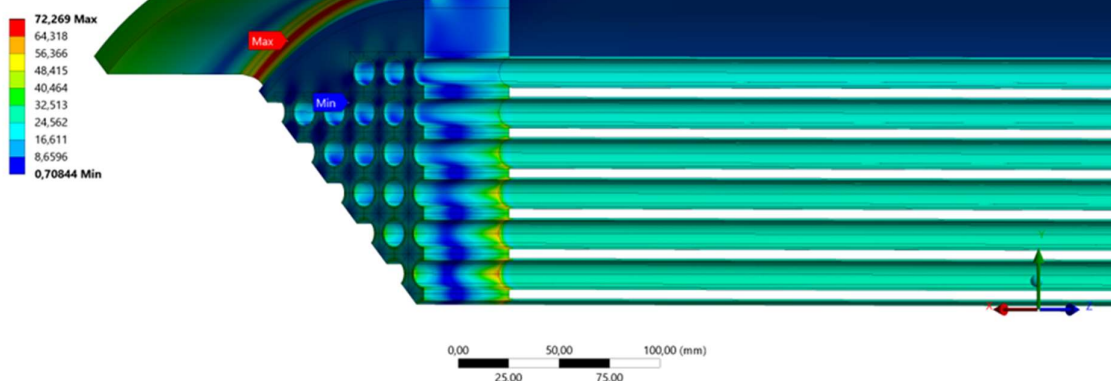
A: Static Structural
 plast od teploty
 Time: 1, s
 30.04.2023 19:52

A: cela trubek od teploty: 7,0596e-002 MPa
 B: plast od teploty: -7,2147 MPa



Obr. 34 – Tlak a tah od teplotního zatížení

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 10.05.2023 19:26



Obr. 35 – Průběh napětí s použitím analytického řešení

4.2.6. ZJEDNODUŠENÍ V MKP VÝPOČTECH

Z důvodů nutné časové úspory při řešení MKP úlohy a kvůli nedostupnosti podrobnějších dat, zejména údajů o teplotním působení médií na konstrukci, bylo nutné zavést některá zjednodušení. Cílem není poukazovat na ně jako na chyby, ale upozornit na možné rozdíly mezi simulací a reálným provozem. Tyto zjednodušení byly provedeny v průběhu výpočtu, vždy po rozvaze, tak aby jejich přínos byl pro výpočet větší, než nepřesnosti, které do něj potenciálně mohly vnést. Použitá zjednodušení jsou v následujících bodech detailně popsána a odůvodněna:

- Geometrie. V geometrii je tímto zjednodušením nepřítomnost hrdel pro vstup a výstup médií, montážní průřez, přepážky pro obtékání média v plášťovém prostoru a jiné tvarové diskontinuity. Pokud by byly do geometrie promítnuty, nebylo by možné využít symetrii a výpočet by byl výrazně náročnější pro techniku i výpočetní čas. Dále byly zanedbány svary mezi trubkou a trubkovnicemi, jako méně nebezpečné místo, s cílem usnadnění tvorby sítě a zlepšení její kvality. Tyto místa jsou však také potenciálně nebezpečné, což bylo zmíněno již v kapitole 2.1.2.

- Symetrie. Využití symetrie bylo v tomto případě téměř nevyhnutné z hlediska časové náročnosti, její použití však může způsobit určité nepřesnosti ve výsledcích. Symetrický model představuje pouze část kompletní struktury, o níž se předpokládá, že je symetrická. Hlavním potenciálním zdrojem nepřesnosti při použití okrajových podmínek symetrie je skutečnost, že předpoklady dokonalé symetrie reálně zcela neplatí. Jakékoli nedokonalosti nebo asymetrie ve struktuře konstrukce mohou vést k nesrovnalostem mezi předpokládaným chováním symetrického modelu a skutečným chováním zatěžovaného zařízení. Kromě toho mohou okrajové podmínky symetrie způsobit, že model zanedbá účinky zatížení nebo okrajových podmínek, které nepodléhají symetrii, což může vést ke zkreslení výsledků. Kvůli užití symetrie v tomto případě nedochází k částečnému ohybu trubek, který by měl reálně vznikat v důsledku zatížení.

- Linearita materiálu. V MKP analýze lze materiály rozdělit do dvou hlavních kategorií na základě jejich chování, tedy na lineární a nelineární. Lineární izotropní materiály vykazují stejné mechanické vlastnosti ve všech směrech. Pro tuto simulaci byly zvoleny lineární materiály s konstantním modulem pružnosti. Analýza tak nezahrnuje možnost změny v chování materiálu a následnou nerovnoměrnou deformaci po aplikování zatížení. Užití nelineárních materiálů vyžaduje složitější materiálové modely, které mohou předpovídat jejich chování v závislosti na napětí a deformaci při různých podmínkách zatížení, včetně nástupu plastické deformace a vývoje poškození. Výběr materiálového modelu závisí na konkrétní aplikaci a požadované přesnosti. Nelineární materiály se často používají v aplikacích, kde dochází k velkým deformacím nebo komplikovaným podmínkám zatížení, jako jsou například simulace autonehod [72], [73], [74]. Únava může způsobit u ocelí nelinearitu vystavením cyklickému namáhání, protože odezva materiálu se mění s rostoucím počtem zatěžovacích cyklů. Zpočátku se materiál chová lineárně, ale jak se únavové poškození hromadí, reakce materiálu se od linearitu odchyluje. K modelování nelineárního chování oceli při únavovém zatížení lze použít pokročilé materiálové modely, jako jsou cyklické modely plasticity, modely růstu trhlin nebo modely lomové mechaniky zmíněné v kapitolách výše. Použitím analýzy ustáleného stavu v *ANSYS mechanical*, která sama o sobě nedokáže aplikovat napěťové cykly na zařízení, by se zřejmě nedosáhlo natolik přesnějších výsledků a toto zjednodušení by nemělo mít zásadní vliv.

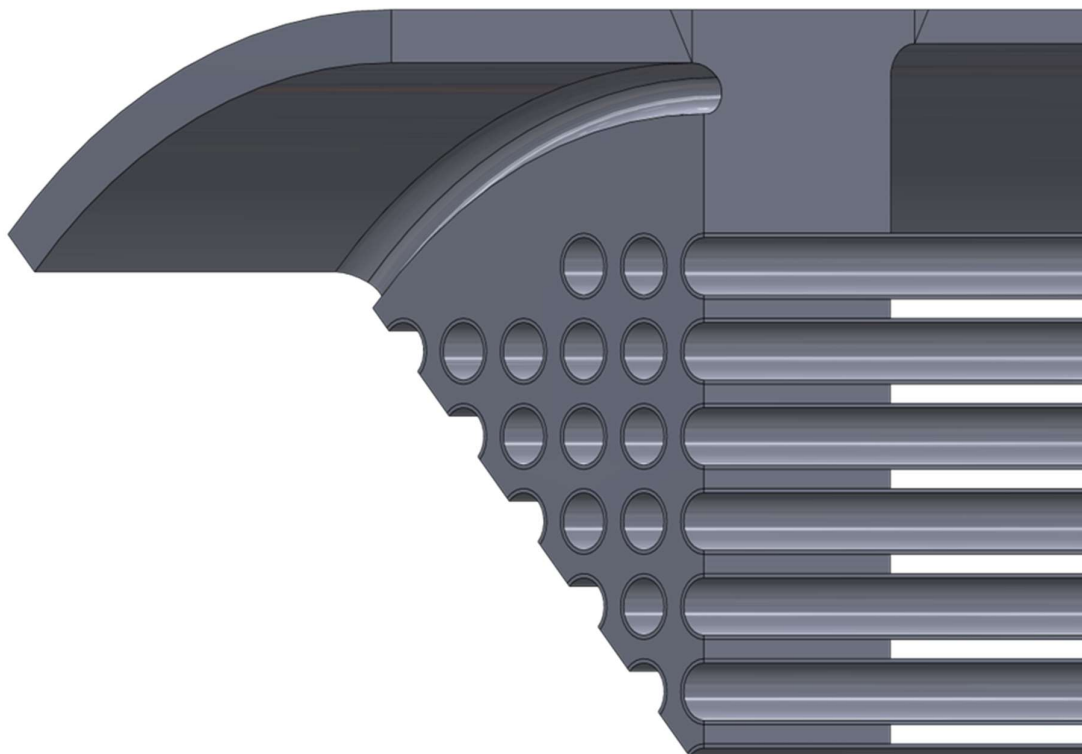
- Teplotní zatížení. Teplotní úloha v tomto případě způsobovala komplikace při vývoji výpočtu již od počátku. Hlavním problémem u užití *ANSYS Mechanical* je provádění teplotní analýzy v ustáleném stavu. Tento způsob nemusí být dostačující pro simulaci proudění tekutin a přenosu tepla ve výměníku tepla potažmo kondenzátoru, kde navíc probíhá změna fáze. U těchto zařízení je určování napětí od teploty složitý proces, zahrnující mnoho jevů, jako je turbulence, konvekce nebo radiace. Jako uspokojivé řešení se jeví analytický výpočet v kombinaci s MKP analýzou. Tento přístup je také jistou formou zjednodušení a vnáší do výpočtu nejistoty, protože zcela nenahrazuje teplotní spád vznikající v materiálu. Přesnějších výsledků a lepšího porozumění chování

tekutin ve výměníku umožňuje užití CFD analýzy⁶ v programu *ANSYS fluent*. Touto analýzou by bylo možné získat hlavně simulaci toku média, přenos tepla konstrukcí a její teplotní profil. Dále by při správném užití mohla zahrnout kondenzaci, či odhalit různé vznikající vibrace a víry, které ve výsledku ovlivňují únavovou životnost. Kromě komplikovanějšího modelu, který by musel obsahovat například přepážky pro obtékání média, si tato metoda vyžaduje značné zkušenosti v oblasti hydromechaniky a CFD analýzy.

⁶ CFD z anglického *computational fluid dynamics*, neboli výpočetní dynamika tekutin, je metoda pro analýzu toku tekutiny a přenosu tepla. Podobně jako MKP se používá k analýze mechanického chování pevných objektů, ekvivalentně CFD se používá k modelování proudění tekutin kolem a uvnitř objektů. CFD se používá k predikci chování kapalin v různých aplikacích, jako je aerodynamika, spalování či chemické reakce.

5. NÁVRHOVÝ VÝPOČET ÚNAVY KONDENZÁTORU

V následujících podkapitolách je popsán postup návrhového výpočtu únavy trubkového kondenzátoru s pevnými trubkovnicemi dle kapitoly 17 a 18 normy ČSN EN 13445-3 [1]. Samotný výpočet je proveden formou kódu v jazyku Python [75]. Kapitoly diplomové práce 5.1 a 5.2 se přímo odkazují na obsah příloh diplomové práce číslo 1, 2 a 3, kde jsou veškeré průběžné i celkové výsledky výpočtů. Tyto kapitoly slouží jako slovní popis výpočtu s cílem usnadnění orientace v kódu. V textu se práce dále odkazuje na kapitoly, odstavce, tabulky, definice a jiná ustanovení normy ČSN EN 13445-3 [1], nikoliv na kapitoly této práce. Výjimku tvoří pouze číslování rovnic, ty jsou číslovány v souladu s formátováním textu diplomové práce. Vyhodnocen bude svar mezi komorou a trubkovnicí, viz obrázek 36, který je nebezpečným místem z důvodu koncentrace napětí. Dále bude vyhodnocena také nesvařovaná oblast – trubkovnice obsahující otvory a drážky, které jsou rovněž koncentrátoři napětí. Výpočtem dovolených napěťových cyklů pro tato místa bude zjištěna dovolená únavová životnost celé konstrukce.



Obr. 36 – Místa k vyhodnocení únavového poškození

5.1. NÁVRH ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI TRUBKOVÉHO KONDENZÁTORU DLE NORMY ČSN EN 13445-3, KAPITOLA 17

Tento postup lze použít za předpokladů, že zařízení bylo zkonstruováno v souladu s kapitolami 7 až 16 a jsou splněny všechny ostatní podmínky platnosti (17.4). Dále musí být splněny následující požadavky. Hodnota napěťového součinitele komponenty η , určená pomocí tabulky 17-1, musí být menší nebo rovna třem. Tento součinitel je závislý na typu svaru, jedná se o spojení trubkovnice a komory. Spoj je v normě

definován jako uspořádání je trubkovnice přivařená ke skořepině tupým svarem s odlehčovací drážkou. Příslušná hodnota součinitele pro tento spoj je tři a požadavek je splněn. Dalším požadavkem je, že dovolené napětí musí být menší nebo rovno než následující součin:

$$f \leq 195 \cdot C_e \cdot C_T \quad (25)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

f	dovolené namáhání uvažované komponenty nebo části nádoby při výpočtové teplotě [MPa]
C_e	opravný součinitel pro zahrnutí vlivu tloušťky stěny na únavovou odolnost [-]
C_T	opravný součinitel pro zahrnutí vlivu teploty na únavovou odolnost [-]

Koeficienty byly určeny dle definic v odstavci 17.6.2.1 a 17.6.2.2. Dovolené namáhání bylo určeno dle kapitoly 6.2.2 tabulky 6–1. Vzorec definující namáhání je závislý na materiálu a jeho tažnosti. Základním materiálem komory je austenitická ocel s označením 1.4401, její vlastnosti byly získány z normy ČSN EN 10216-5 [76]. Dovolené namáhání pro tuto ocel s tažností 30% je tedy:

$$f = \frac{R_{p1,0/T}}{1,5} \quad (26)$$

Kde příslušný symbol má následující význam:

$R_{p1,0/T}$	smluvní mez kluzu 1 % při teplotě T [MPa]
--------------	---

Smluvní mez kluzu byla vypočtena interpolací teplotní závislosti smluvní meze kluzu a výpočtové teploty. Po dosažení výsledku z rovnice 26 do rovnice 25, byl požadavek úspěšně splněn. Posledním požadavkem je, aby třída únavy C byla menší nebo rovna hodnotě 63. Třída únavy vychází z tvaru a možnosti kontroly vyhotoveného svaru, za předpokladu že tento typ svaru lze zkontrolovat z vnitřní strany a je prokázána nepřítomnost přetečení nebo vztažení kořene, má třída únavy hodnotu 63 (tabulka 17–4). Dle odstavce 17.5.3 byly všechny tři požadavky splněny a nezávisle na sobě platí následující dvě kritéria:

- změny tlaku mohou být zanedbány, když nepřekročí 5,0 % P_{max} nezávisle na počtu cyklů zatížení
- jestliže nejsou hlavní pracovní cykly zatížení rovny více jak 500 plným tlakovým cyklům, potom mohou být zanedbány dodatečné malé výkyvy tlaku, jestliže jejich rozkmit ΔP nepřekročí 12,5 % P_{max} (pro nízkocyklovou únavu)

Metodika ke spočtení maximálního dovoleného tlaku P_{max} je v tabulce 17–1. Protože v normě není pro tento typ svaru dán explicitní vztah k výpočtu P_{max} , bude v souladu s normou zavedeno konzervativní zjednodušení a jeho hodnota se určí jako konstrukční tlak pro základní materiál (trubkovnice) i skořepinu (komora). Poté se vybere nižší z těchto dvou tlaků. Proto bylo nutné obdržet hodnotu smluvní meze kluzu

pro materiál trubkovnice 1.0473 (P355GH), norma ČSN EN 10028–2 [77], a určit dovolené napětí součásti. Pro výpočet dovoleného napětí trubkovnice platí obměna rovnice 26, namísto smluvní meze kluzu 1 % se použije smluvní mez kluzu 0,2 %. Vzorce pro určení konstrukčního tlaku se nacházejí v kapitole 10 normy ČSN EN 13445–3 [1]. Nejdříve se určí koeficienty závislé na geometrii trubkovnice, dovoleném napětí a tlaku, rovnice 27, 28 a 29, (odstavec 10.4.4). Protože tlak a koeficienty potřebné k jeho určení jsou na sobě závislé, musí být výpočet proveden iterativně – byla zvolena metoda bisekce. Vztah pro výpočet konstrukčního tlaku (funkce bisekce) je uvedena v rovnici 30.

$$B_1 = 1 - \frac{3 \cdot f}{P} \cdot \left(\frac{e_s}{D_i + e_s} \right)^2 + \frac{3}{16} \cdot \left(\frac{D_i}{D_i + e_s} \right)^4 \cdot \frac{P}{f} - \frac{3}{4} \cdot \frac{(2 \cdot D_i + e_s) \cdot e_s^2}{(D_i + e_s)^3} \quad (27)$$

$$A_1 = B_1 \cdot \left[1 - B_1 \cdot \frac{e_s}{2 \cdot (D_i + e_s)} \right] \quad (28)$$

$$C_1 = \max \left\{ \left[0,40825 \cdot A_1 \cdot \frac{D_i + e_s}{D_i} \right]; \left[0,299 \cdot \left(1 + 1,7 \cdot \frac{e_s}{D_i} \right) \right] \right\} \quad (29)$$

$$P_{\max(tr)} = f \cdot \left(\frac{e_{tr}}{C_1 \cdot D_i} \right)^2 \quad (30)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

B_1	koeficient pro výpočet C_1 [-]
A_1	koeficient pro výpočet C_1 [-]
C_1	součinitel tvaru pro výpočet kruhového plochého dna [-]
e_s	analyzovaná tloušťka válcové skořepiny (komory) [mm]
e_{tr}	analyzovaná tloušťka dna (trubkovnice) [mm]
D_i	vnitřní průměr skořepiny (komora) [mm]
P_{\max}	maximální přípustný tlak [MPa]

Hodnota maximálního dovoleného tlaku (konstrukčního tlaku) pro trubkovnici je 36,7 MPa. Hodnota konstrukčního tlaku pro komoru, potažmo maximálního dovoleného tlaku se stanoví dle následujícího vztahu (v normě 7.4–3), pro válcové skořepiny:

$$P_{\max(kom)} = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{D_m} \quad (31)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

z	součinitel hodnoty spoje [-]
e_a	analyzovaná tloušťka [mm]
D_m	střednicový průměr skořepiny [mm]

Přičemž součinitel hodnoty spoje je závislý na zkušební skupině (tabulka 17–4), a určí se z tabulky 5.6–1. Analyzovaná tloušťka je definována v odstavci 5.2.3 jako minimální požadovaná výrobní tloušťka ochuzená o přídavek na korozi. Hodnota dovoleného tlaku pro válcovou skořepinu (komora) je 7,6 MPa, což je výrazně méně než pro trubkovnici, dále se tedy ve výpočtu bude používat pouze dovolený tlak komory. Po dosažení maximálního přípustného tlaku do výše uvedených kritérií bylo zjištěno že ani jedno z nich není splněno. Výpočet dle této kapitoly bude uskutečněn, ale jeho výsledky by nebyly v reálné situaci relevantní, proto je nutné provést i podrobnější výpočet podle kapitoly 18 příslušné normy. Dále se dle odstavce 17.5.4.1 určí dovolený počet plných tlakových cyklů, založený na dovoleném namáhání a typu svaru:

$$N_{eq} = 2 \cdot 10^6 \cdot \left[\frac{C_{min} \cdot C_e \cdot C_T}{3 \cdot f} \right]^3 \quad (32)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

N_{eq}	dovolený počet plných tlakových cyklů [–]
C_{min}	nejnižší třída únavy C [MPa]

Hodnota dovoleného počtu plných tlakových cyklů by měla být alespoň 500. Tento předpoklad byl splněn a lze přejít na podkapitulu 17.6 – Určení dovoleného počtu cyklů tlaku. Spočte se hodnota pseudo–elastického rozkmitu napětí:

$$\Delta\sigma' = \frac{\Delta P}{P_{max}} \cdot 2 \cdot \eta \cdot f \quad (33)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

ΔP	rozkmit tlaků [MPa]
$\Delta\sigma'$	pseudo–elastický rozkmit napětí [N/mm ²]
η	napěťový součinitel komponenty [–]

Přičemž rozkmit tlaků se spočte jako algebraický rozdíl maximálního a minimálního tlaku, které působí v uvažovaném cyklu (17.3). Hodnota pseudo–elastického rozkmitu napětí je menší než trojnásobek dovoleného namáhání, proto není potřeba zahrnovat elasticko–plastické cyklické stavy (17.6.1.2). Dále se provede korekce rozkmitu napětí dle odstavce 17.6.2. To zahrnuje již výše uvedený korekční součinitel tloušťky stěny (17.6.2.1), teplotní součinitel (17.6.2.2) a vlivy vrubu (17.6.2.3). Vlivy vrubu dle tohoto odstavce popisuje teoretický součinitel koncentrace napětí a efektivní součinitel koncentrace napětí (platí pouze pro nesvařované oblasti). Teoretický součinitel koncentrace napětí je významný pouze v místech kde se nachází zřejmý vliv vrubu, jeho hodnota je buď 1,4 (pro malý přechodový poměr) nebo 1,8. Efektivní součinitel koncentrace napětí se určí dle vzorce:

$$K_f = 1 + \frac{1,5 \cdot (K_t - 1)}{1 + 0,5 \cdot \max\left(1; K_t \cdot \frac{\Delta\sigma'}{\Delta\sigma_D}\right)} \quad (34)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

K_t	teoretický součinitel koncentrace napětí [-]
$\Delta\sigma_D$	mez únavy při konstantním rozkmitu napětí [N/mm ²]

Hodnota meze únavy při konstantním rozkmitu napětí je uvedena v odstavci 17.6.4.2. Dále se spočte hodnota fiktivního rozkmitu napětí pro svařovanou (rovnice 35) i nesvařovanou oblast (rovnice 36) dle odstavce 17.6.3:

$$\Delta\sigma^* = \frac{\Delta\sigma}{C_e \cdot C_T} \quad (35)$$

$$\Delta\sigma^* = \frac{\Delta\sigma}{C_e \cdot C_T} \cdot K_f \quad (36)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\Delta\sigma^*$	fiktivní rozkmit napětí [N/mm ²]
------------------	--

Dle odstavce 17.6.4 se určí referenční rozkmit napětí pro svařovanou (rovnice 37) i nesvařovanou oblast (rovnice 39). Vztahy jsou platné v rozmezí dovolených napěťových cyklů do $5 \cdot 10^6$ (svařovaná oblast) a do $2 \cdot 10^6$ (nesvařovaná oblast) počtu napěťových cyklů. Přičemž za dovolený počet cyklů byla dosazena hodnota dovoleného počtu plných tlakových cyklů (rovnice 32). Rovněž se určí prahová mez svařované (rovnice 38) a nesvařované (rovnice 40) oblasti:

$$\Delta\sigma_R = 0,737 \cdot C \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (37)$$

$$\Delta\sigma_{cut} = 0,45 \cdot C \quad (38)$$

$$\Delta\sigma_R = 0,737 \cdot C \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (39)$$

$$\Delta\sigma_{cut} = 116,7 \text{ MPa} \quad (40)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\Delta\sigma_R$	referenční rozkmit napětí únavových křivek [N/mm ²]
$\Delta\sigma_{cut}$	prahová mez [N/mm ²]
N	dovolený počet cyklů [-]
C	třída únavy [MPa]

Výše uvedené vztahy jsou matematickým vyjádřením únavových křivek, po určení příslušných rozkmitů napětí a prahových mezí lze dle odstavce 17.6.6 stanovit skutečný dovolený počet cyklů. V tomto případě tento dovolený počet cyklů reprezentuje bezpečnou hodnotu do které překročení by nemělo nastat únavové poškození. Pokud $\Delta\sigma^* > \Delta\sigma_D$, dovolený počet cyklů pro svařovaný spoj se určí následovně:

$$N = 5 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,737}{\Delta\sigma^*}\right)^3 \quad (41)$$

Podobně pro nesvařované oblasti:

$$N = \left(\frac{46000}{\Delta\sigma^* - 140}\right)^2 \quad (42)$$

Je-li $\Delta\sigma_{Cut} \leq \Delta\sigma^* \leq \Delta\sigma_D$, a zároveň jsou všechny rozkmity napětí menší než hodnota meze únavy při konstantním rozkmitu, pak je počet dovolených napěťových cyklů roven nekonečnu. Pokud je splněna pouze první podmínka, tak platí následující vztah pro svařované spoje:

$$N = 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,737}{\Delta\sigma^*}\right)^5 \quad (43)$$

A pro nesvařovanou oblast:

$$N = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{172,5}{\Delta\sigma^*}\right)^{10} \quad (44)$$

Pokud je $\Delta\sigma^* < \Delta\sigma_{Cut}$, únavové působení cyklů se ignoruje. Výsledkem je dovolený počet cyklů 314 037 pro svařovaný spoj a 3 821 626 pro nesvařované oblasti.

5.2. NÁVRH ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI TRUBKOVÉHO KONDENZÁTORU PODLE NORMY ČSN EN 13445–3, KAPITOLA 18

Výpočet dle kapitoly 18 normy ČSN EN 13445–3 [1] bude proveden dva krát. V prvním výpočtu do něj vstupují pouze napětí získané užitím MKP analýzy výše (kapitola 4.2.4) z příslušných tlakových zatížení od médií a teploty budou zahrnuty pouze v napěťových teplotních koeficientech. Vstupy do druhého výpočtu budou rovněž určeny užitím MKP analýzy (kapitola 4.2.5), ale v této verzi s již zaimplementovaným teplotním zatížením, které bylo získáno ze zjednodušeného analytického řešení. V následujících odstavcích je popsán výpočet, který platí pro oba případy. Výsledky obou výpočtů jsou uvedeny v kapitole 6.

Výpočet se řídí postupem uvedeným v tabulce 18–1, v této diplomové práci tabulka 2. Předpokládá se, že zařízení bylo zkonstruováno v souladu s normou a byly vytvořeny příslušné dokumenty. Na základě provozní specifikace byla definována únavová zatížení. Poté se určí místa nádoby pro posouzení. V tomto případě to bude svar mezi komorou a trubkovicí, nesvařovanou oblast reprezentuje samotná trubkavnice. Volba

vyplývá z napěťové MKP analýzy, protože v odlehčovací drážce se nachází největší napětí, svar v blízkosti odlehčovací drážky trubkovnice se stává nebezpečným místem. Pro svařovanou i nesvařovanou oblast se vypočtou hlavní skořepinová napětí a odvodí se ekvivalentní nebo hlavní rozkmitý napětí. Prvním krokem v kapitole 18.6 pro svařované části je určení napětí. K tomu bude použita metoda konečných prvků v souladu s normou. Nebezpečné místo se nachází v oblasti kořene svaru. Pro získání celkového skořepinového napětí je nutné provést extrapolaci, pomocí které lze získat membránovou a ohybovou složku napětí, tak jak je to znázorněno na obrázku 37 [78]. Lze použít více přístupů a druhů extrapolací viz obrázek 38 [79], některé jsou vhodné pro skořepinové modely, jiné pro modely objemové [80]. Pro tento objemový model byl zvolen přístup napětí v nebezpečném místě (*hot-spot stress approach*) v kombinaci s lineární extrapolací. Existují dva druhy lineární extrapolace, typ A a typ B. Typ A bývá nejčastěji používán pro relativně jemnou síť, zatím co typ B reprezentuje síť hrubšího charakteru. Hrubší síť se doporučuje zejména tam, kde se délka buňky v oblasti svarové špičky rovná tloušťce plechu viz obrázek 38, tento postup je často používán například v lodním průmyslu [81]. Na obrázku 39, je zobrazena délka elementů v oblasti, kde bude prováděna extrapolace. Protože největší hodnoty v tomto místě nepřesahují 3 mm a tloušťka komory je 12,5 mm, je zřejmé že se jedná o jemnou síť – použije se extrapolace typu A. Pro dvoubodovou lineární extrapolaci se používají body ve vzdálenosti 0,5 a 1,5 násobku tloušťky materiálu od špičky svaru. Soustavu rovnic tvoří následující vztahy [82]:

$$\sigma_{hot} = 1,67 \cdot \sigma_{0,5t} - 1,67 \cdot \sigma_{1,5t} \quad (45)$$

přičemž závislost napětí v špičce svaru a v prvním extrapoláčním bodě je dána:

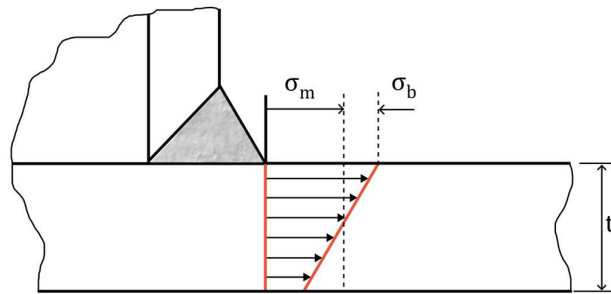
$$\sigma_{hot} = 1,12 \cdot \sigma_{0,5t} \quad (46)$$

Napětí v prvním bodě je napětí ohybové, vzdálenější bod reprezentuje napětí membránové. Byla vyřešena soustava rovnic o dvou neznámých a tím byly získány složky ohybového a membránového napětí. Celkové skořepinové napětí se nyní spočte jako součet obou složek, tak jak je to reprezentováno na obrázku 40 [83], [84]:

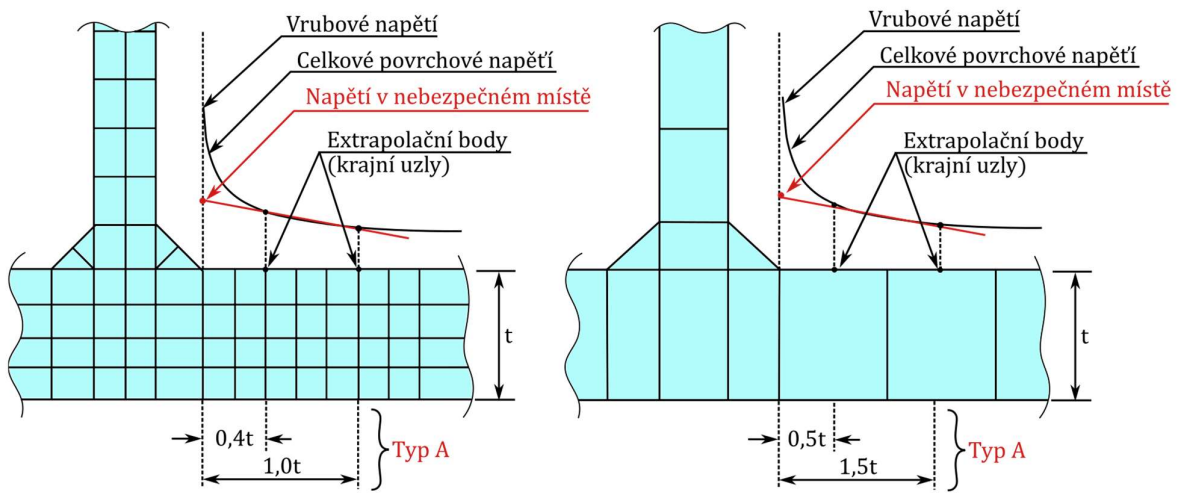
$$\sigma_{s,w} = \sigma_{b,w} + \sigma_{m,w} \quad (47)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

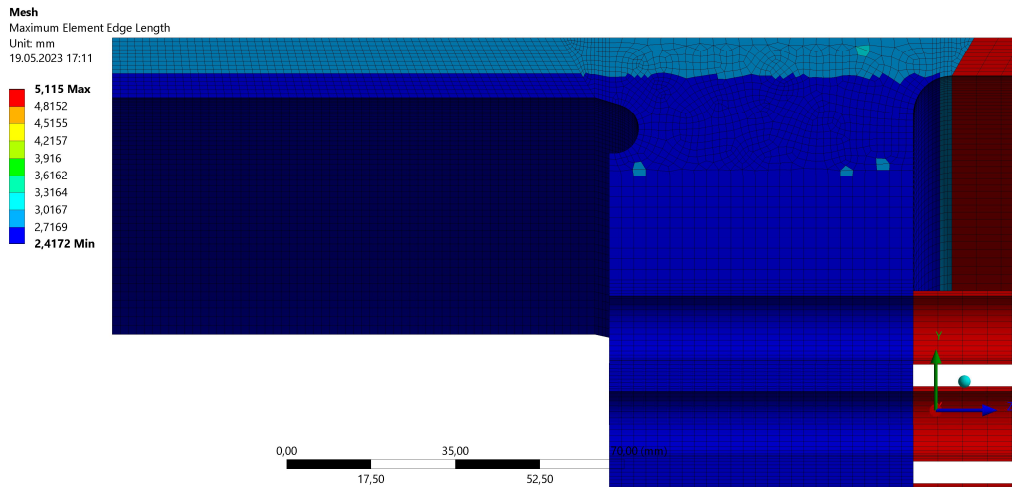
σ_{hot}	napětí ve špičce svaru [MPa]
$\sigma_{s,w}$	celkové skořepinové napětí [MPa]
$\sigma_{b,w}$	ohybová složka napětí [MPa]
$\sigma_{m,w}$	membránová složka napětí [MPa]



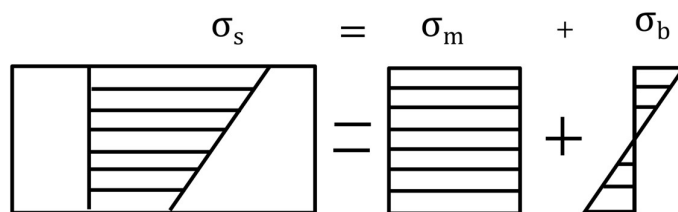
Obr. 37 – Složky napětí [78]



Obr. 38 – Porovnání sítí a typy extrapolací [85]



Obr. 39 – Délka buněk sítě objemového modelu č.3



Obr. 40 – Skořepinové napětí [83]

Dále se dle odstavce 18.6.2 určí rozkmit napětí v základním materiálu a tupých svarech. Protože geometrie modelu v MKP analýze je dostatečně detailní, obsahuje svary, odlehčovací drážku a důležité rádiusy, je zatížena tlakově, lze získat hodnotu horního napětí jako maximální ekvivalentní napětí této analýzy. Jako dolní napětí je uvažována nulová hodnota. Potom je rozkmit dán odečtem těchto napětí, výše v textu rovnice 3. Dále byl určen rozkmit hlavních napětí s využitím membránové teorie skořepin [86]. Pokud je komora uvažována jako válcová skořepina zatížena vnitřním tlakem, pak vztahy pro určení rozkmitu hlavního napětí jsou:

$$N_{\theta} = \frac{P \cdot D_m}{4} \quad (48)$$

$$N_{\varphi} = \frac{P \cdot D_m}{2} \quad (49)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{N_{\theta}}{e_{kom}} \quad (50)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{N_{\varphi}}{e_{kom}} \quad (51)$$

$$\sigma_3 = \sigma_N = -\frac{P}{2} \quad (52)$$

$$\sigma_1 = \max(\sigma_{\theta}, \sigma_{\varphi}) \quad (53)$$

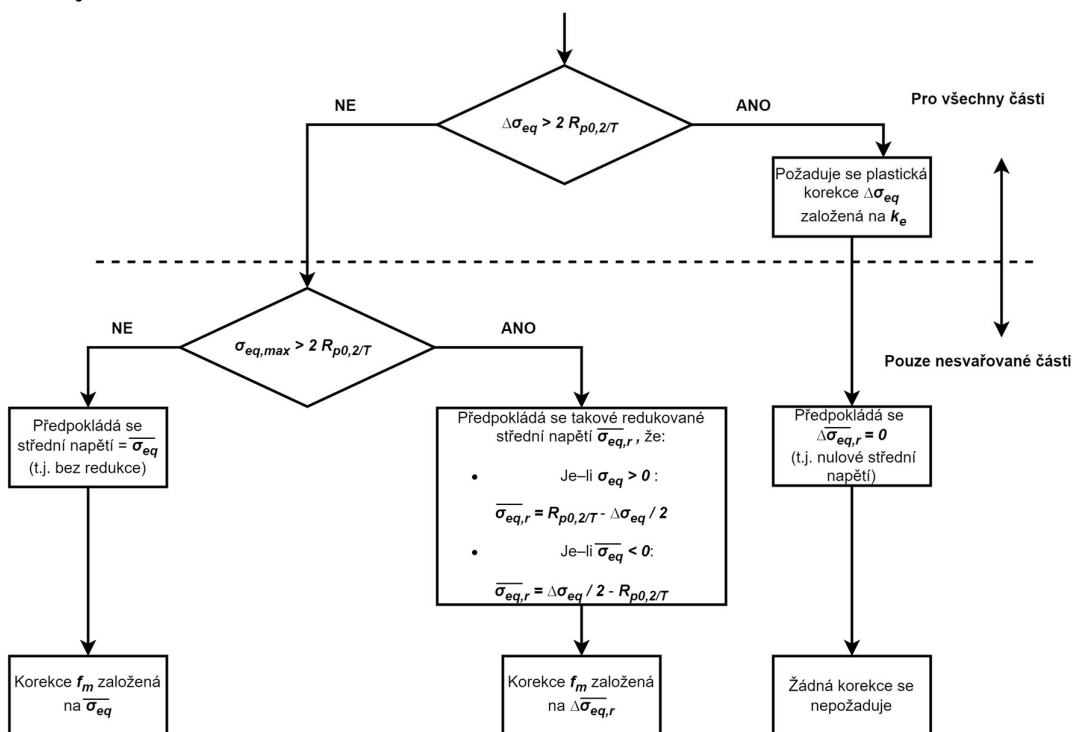
Kde příslušné symboly mají následující význam:

N_{φ}	obvodová síla [N]
N_{θ}	podélná síla [N]
P	vnitřní tlak na komoru [MPa]
σ_{φ}	obvodové napětí [MPa]
σ_{θ}	podélné napětí [MPa]
e_{kom}	tloušťka komory [mm]
σ_N	normálové napětí [MPa]
σ_3	nejmenší hlavní napětí [MPa]
σ_1	největší hlavní napětí [MPa]

Pokud se předpokládají konstantní směry hlavních skořepinových napětí, pak dle 18.6.2.3.2 se rozkmit hlavních napětí spočte následovně:

$$\Delta\sigma_{struc,w} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (54)$$

Dalším krokem v postupu je vymezení elasticko–plastických podmínek, vzhledem k tomu podmínky pro nesvařované i svařované oblasti se určují zároveň, tak jak je to uvedeno v logickém diagramu na obrázku 41, bude tento výpočet popsán v textu níže. Dle odstavce 18.10.4 by se měli vyhodnotit odchylky od tvaru konstrukce, jedná se však o návrhový výpočet, nikoliv o posuzování již užívaného zařízení, proto odchylky od zamýšlené konstrukce nelze uvažovat.



Obr. 41 – Modifikace středního napětí od mechanického zatížení pro elasticko–plastické podmínky [1]

Pokračuje se kapitolou 18.7 pro nesvařovanou oblast, v tomto případě se jedná o trubkovnici samotnou. Hodnoty maximálního a průměrného napětí byly opět získány z MKP analýzy (potažmo MKP analýzy v kombinaci s analytickým řešením). Vzorec pro součinitel koncentrace napětí je uveden a popsán v rovnici 5, v případě že byly napětí určeny z MKP analýzy dle odstavce 18.7.1.1, má vzorec následující podobu:

$$K_t = 1 + \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{struc}} \quad (55)$$

přičemž platí:

$$\sigma_{struc} = \sigma_{max} - \sigma_{avg} \quad (56)$$

Kde příslušný symbol má následující význam:

σ_{struc} skořepinové napětí [MPa]

Byla určena třída únavy, podobně jako v předešlé kapitole této diplomové práce. Dále byla stanovena hodnota meze únavy dle poznámky pod definicí 18.10–16 z tabulky 18–7, na základě třídy únavy a počtu budoucích cyklů, konzervativně byla vybrána nižší hodnota. Byl určen ekvivalentní rozkmit napětí, které zodpovídá ekvivalentní lineární distribuci napětí:

$$\Delta\sigma_{eq,l,nw} = \sigma_{max} - 0 \quad (57)$$

Trubkovnice je vyhotovena z materiálu P355GH (1.0473), jeho vlastnosti byly získány z normy ČSN EN 10028-2 [77]. Dle odstavce 18.8.1.1 byl určen plastický součinitel koncentrace napětí od mechanického zatížení (rovnice 58), poté byl vypočten korigovaný rozkmit skořepinového napětí (rovnice 59):

$$k_e = 1 + A_0 \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_{eq,l,nw}}{2 \cdot R_{p,0,2/T}} - 1 \right) \quad (58)$$

$$\Delta\sigma_{struc,eq,nw} = k_e \cdot \Delta\sigma_{eq,l,nw} \quad (59)$$

Nyní lze určit efektivní součinitel koncentrace napětí dle odstavce 18.7.1.1:

$$K_f = 1 + \frac{1,5 \cdot K_t - 1}{1 + 0,5 \cdot \max\left(1, K_t \cdot \frac{\Delta\sigma_{struc,eq,nw}}{\Delta\sigma_D}\right)} \quad (60)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\Delta\sigma_{eq,l,nw}$	ekvivalentní rozkmit napětí v trubkovnici [MPa]
k_e	plastický součinitel koncentrace napětí [-]
$\Delta\sigma_{struc,eq,nw}$	korigovaný rozkmit skořepinového napětí [MPa]
A_0	napěťový koeficient [-]
$R_{p,0,2/T}$	smluvní mez kluzu 0,2 % při teplotě T [MPa]
K_f	efektivní součinitel koncentrace napětí [-]

Přičemž napěťový koeficient A_0 je závislý na materiálu a jeho mezi pevnosti. Potom je dle odstavce 18.7.1 efektivní celkový ekvivalentní rozkmit napětí roven:

$$\Delta\sigma_f = K_f \cdot \Delta\sigma_{struc,eq,nw} \quad (61)$$

Kde příslušný symbol má následující význam:

$\Delta\sigma_f$ efektivní celkový ekvivalentní rozkmit napětí [MPa]

Dále se určí ekvivalentní střední napětí, za předpokladu že směry hlavních napětí jsou konstantní, dle 18.7.1.2.1 platí následující vztah:

$$\overline{\sigma_{eq}} = \frac{1}{2} \cdot ((\sigma_1 + \sigma_{struc1}) + (\sigma_3 + \sigma_{struc1})) \quad (62)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\overline{\sigma_{eq}}$	střední ekvivalentní napětí [MPa]
σ_{struc1}	ekvivalentní největší napětí (z MKP) [MPa]
σ_{struc}	ekvivalentní nejmenší napětí (z MKP) [MPa]

Přičemž napětí σ_1 a σ_3 byly určeny výše, napětí σ_{struc1} a σ_{struc2} byly určeny jako minimum a maximum ekvivalentního napětí MKP analýzy. Všechna napětí byla stanovena, dále se dle odstavce 18.8 vyhodnotí zahrnutí elasticko plastických podmínek pro svařované i nesvařované části, viz logický diagram na obrázku 41. Byla určena smluvní mez kluzu 0,1 % při příslušné výpočtové teplotě pro materiál svaru 1.4301, hodnoty byly určeny z normy ČSN EN 10088-2 [87]. Porovnáním příslušných hodnot bylo v obou výpočtech za pomoci algoritmu zjištěno, že není zapotřebí užít plastický korekční součinitel a předpokládá se přítomnost středního napětí bez redukce. Pokračuje se dle odstavce 18.8.1.2 určením teplotního zatížení:

$$k_v = \max \left(\frac{0,7}{0,5 + \frac{0,4}{\Delta\sigma_{eq,l,nw}/R_{p0,2/T}}}, 1 \right) \quad (63)$$

Kde příslušný symbol má následující význam:

k_v	plastický teplotní součinitel koncentrace napětí [-]
-------	--

Vzhledem k tomu že součinitel vychází pro oba výpočty jedna a situaci nemění, byl v kódu ponechán. Pokud by se v budoucnu provozní podmínky změnili, nebude nutné výpočet upravovat. Potom korigovaný ekvivalentní rozkmit napětí je dán vztahem:

$$\Delta\sigma_{eq,nw} = k_v \cdot \Delta\sigma_{eq,l,nw} \quad (64)$$

Následuje odstavce 18.8.1.3 elasticko–plastická analýza, dle výpočtu výše není zapotřebí užít plastický korekční součinitel a rovněž níže ve výpočtu se ukazuje být stav čistě elastický, proto tato analýza nebude v tomto bodě uvažována. Dalším bodem je určení výpočtového spektra rozkmitu napětí. Má se provést operace sčítání cyklů dle odstavce 18.9. Jedná se však o návrhový výpočet, tudíž nelze predikovat a hodnotit tyto data.

V následujícím kroku se určí únavová pevnostní data včetně celkového korekčního součinitele pro svařovaný materiál dle odstavce 18.10. Prvně se stanoví korekční

součinitele pro posouzení tloušťky materiálu závislý na tloušťce u svařovaných komponent dle 18.10.6.1. Pokud je posuzovaná tloušťka větší než 25 milimetrů spočte se součinitel dle následujícího vzorce:

$$f_{ew} = \left(\frac{25}{e_s}\right)^{0,25} \quad (65)$$

Pokud je tloušťka menší nebo rovna 25 mm, je součinitel roven jedné. V případě že je tloušťka větší než 150 mm, bude hodnota rovna číslu 0,6389. Dále se určí hodnota korekční součinitele závislého na teplotě. Pokud dosahuje předpokládaná střední teplota cyklu více než 100 ° C, pro austenitické materiály se hodnota součinitele určí následovně:

$$f_{T^*} = 1,043 - 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot T^* \quad (66)$$

Jinak je tato hodnota rovna jedné. Přičemž střední teplota cyklu se spočte dle vztahu:

$$T^* = 0,75 \cdot T_{max} + 0,25 \cdot T_{min} \quad (67)$$

Střední teplota nepřekročila hranici 100 ° C, korekční teplotní součinitel je roven jedné a podobně jako plastický teplotní součinitel koncentrace napětí, výpočet nijak neovlivňuje. Pak se celkový korekční součinitel svařovaných komponent spočte jako součin:

$$f_w = f_{ew} \cdot f_{T^*} \quad (68)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

f_{ew}	korekční součinitel závislý na tloušťce [-]
f_{T^*}	korekční součinitel závislý na teplotě [-]
T^*	střední teplota cyklu [° C]
T_{max}	maximální provozní teplota [° C]
T_{min}	minimální provozní teplota [° C]
f_w	celkový korekční součinitel [-]

Dále se na základě únavových křivek určí počet dovolených cyklů, do kterého překročení by u svařované části nemělo dojít k únavovému poškození, dle odstavce 18.10.7. Aby tak mohlo být učiněno, za pomoci tabulky 18–7 se nejdříve stanoví příslušná hodnota meze únavy a prahové meze. Ty jsou závislé na třídě únavy a předpokládaném počtu cyklů, u procesního zařízení jako je toto, se volí nižší počet cyklů. Pak jestliže platí $\Delta\sigma_{eq} / f_w \geq \Delta\sigma_D$ nebo $\Delta\sigma / f_w \geq \Delta\sigma_D$, potom konstanty a exponenty ve vzorci únavových křivek přísluší $N \leq 5 \cdot 10^6$ cyklů, jejich hodnoty se získají z tabulky 18–7. Rovněž platí že dovolený počet cyklů je roven:

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w}\right)^{m_1}} \quad (69)$$

nebo alternativně:

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma}{f_w}\right)^{m_1}} \quad (70)$$

Pokud platí $\Delta\sigma_{cut} < \Delta\sigma_{eq} / f_w < \Delta\sigma_D$ nebo $\Delta\sigma_{cut} < \Delta\sigma / f_w < \Delta\sigma_D$, potom konstanty a exponenty ve vzorci únavových křivek přísluší $N > 5 \cdot 10^6$ cyklů. Rovněž platí že dovolený počet cyklů je roven:

$$N = \frac{C_2}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w}\right)^{m_2}} \quad (71)$$

nebo alternativně:

$$N = \frac{C_2}{\left(\frac{\Delta\sigma}{f_w}\right)^{m_2}} \quad (72)$$

V případě že $\Delta\sigma_{cut} \leq \Delta\sigma_{eq} / f_w \leq \Delta\sigma_D$ nebo $\Delta\sigma_{cut} \leq \Delta\sigma / f_w \leq \Delta\sigma_D$, potom je dovolený počet cyklů roven nekonečnu.

Kde příslušné symboly mají následující význam:

C_i	konstanta ve vzorci únavové křivky [-]
m_i	exponent ve vzorci únavové křivky [-]

Rovněž se provede výpočet únavové pevnosti nesvařovaných komponent dle odstavce 18.11. Tento odstavec však obsahuje koeficienty závislé na počtu dovolených cyklů, ty jsou obecně při návrhu počtu cyklů neznámé, a proto bude výpočet proveden iterativně. Bude použita metoda půlení intervalů neboli bisekce. Dolní mez intervalu hledané hodnoty dovoleného počtu cyklů je nula a horní mez byla obdržena z únavové křivky. Přesnost je definována jedním napěťovým cyklem, dokud se nedosáhne požadované přesnosti, výpočet bude iterovat. Určí se hodnoty korekčních součinitelů dle odstavce 18.11.1. Dle tabulky 18–8 se zvolí příslušná výška měřená od paty údolí k vrcholu, reprezentující drsnost povrchu. Potom je pomocný součinitel roven:

$$F_s = 1 - 0,056 \cdot \ln(R_z)^{0,64} \cdot \ln(R_m) + 0,289 \cdot \ln(R_z)^{0,53} \quad (73)$$

Poté je korekční součinitel závislý na konečné úpravě povrchu definován vztahem:

$$f_s = F_s^{0,1 \cdot \ln(N) - 0,465} \quad (74)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

F_s	pomocný součinitel [-]
R_z	výška měřena od paty údolí k vrcholku [μm]
f_s	korekční součinitel závislý na konečné úpravě povrchu [-]

Pomocí rovnice únavové křivky se získá rozkmit napětí:

$$\Delta\sigma_R = \frac{46\,000}{\sqrt{N}} + 0,63 \cdot R_m - 11,5 \quad (75)$$

Dále se v závislosti na tloušťce komponenty stanoví pomocný součinitel (rovnice 76) a korekční součinitel tloušťky (rovnice 77). V tomto případě se jedná o odlehčenou část trubkovnice, této tloušťce připadají rovnice:

$$F_e = \left(\frac{25}{e_{tr}}\right)^{0,182} \quad (76)$$

$$f_e = F_e^{0,1 \cdot \ln(N) - 0,465} \quad (77)$$

F_e	pomocný součinitel [-]
f_e	korekční součinitel závislý na tloušťce u nesvařovaných komponent [-]

Určí se korekční součinitel pro zohlednění vlivu středního napětí. Pokud platí že $\Delta\sigma_{eq,nw} < 2 \cdot R_{p0,2/T}$ a zároveň $\sigma_{max} < R_{p0,2/T}$ potom se jedná o čistě elastické chování a dle příslušných vzorců se stanoví korekční součinitel závislý na středním napětí a provede se plná korekce tohoto napětí.

$$M = 0,00035 \cdot R_m - 0,1 \quad (78)$$

$$f_m = \left[1 - \frac{M \cdot (2 + M)}{1 + M} \cdot \left(\frac{2 \cdot \overline{\sigma_{eq}}}{\Delta\sigma_R} \right) \right]^{0,5} \quad (79)$$

$$\langle -R_{p0,2/T} \leq \overline{\sigma_{eq}} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{2(1 + M)} \rangle$$

$$f_m = \frac{1 + M/3}{1 + M} - \frac{M}{3} \cdot \left(\frac{2 \cdot \overline{\sigma_{eq}}}{\Delta\sigma_R} \right) \quad (80)$$

$$\langle \frac{\Delta\sigma_R}{2(1 + M)} \leq \overline{\sigma_{eq}} \leq R_{p0,2/T} \rangle$$

Pokud je $\Delta\sigma_{eq,nw} < 2 \cdot R_{p0,2/T}$ a zároveň $\sigma_{max} > R_{p0,2/T}$ pak se jedná o částečně plastické chování a provede se částečná korekce středního napětí. V tomto případě korekční součinitel není závislý na středním napětí:

$$\overline{\sigma_{eq,r}} = R_{p0,2/T} - \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} \quad \langle \Delta\sigma_{eq} > 0 \rangle \quad (81)$$

$$\overline{\sigma_{eq,r}} = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} - R_{p0,2/T} \quad \langle \Delta\sigma_{eq} < 0 \rangle \quad (82)$$

Nebo pokud platí nerovnost $\Delta\sigma_{eq,nw} > 2 \cdot R_{p0,2/T}$, jde o čistě plastické cyklování a není nutná žádná korekce středního napětí. Střední ekvivalentní napětí je rovno nule a korekční součinitel závislý na středním napětí je roven jedné.

Vzájemným vynásobením všech získaných koeficientů se stanoví celkový korekční součinitel nesvařované komponenty:

$$f_u = f_s \cdot f_e \cdot f_m \cdot f_T \quad (83)$$

Kde příslušné symboly mají následující význam:

$\frac{M}{\overline{\sigma_{eq,r}}}$	součinitel citlivosti na středním napětí [-]
f_m	redukovávané střední ekvivalentní napětí [MPa]
f_u	korekční součinitel závislý na středním napětí [-]
komponent [-]	celkový korekční součinitel nesvařovaných

Nakonec se v iteračním cyklu vyhodnotí dovolený počet tlakových cyklů trubkovnice – nesvařovaná část konstrukce. Výpočet se provede dle odstavce 18.11.3 – Výpočtová data. Je-li $\Delta\sigma_f / f_u \geq \Delta\sigma_D$, pak dovolený počet zatěžovacích cyklů při specifikovaném rozkmitu napětí je roven:

$$N = \left(\frac{46\,000}{\frac{\Delta\sigma_f}{f_u} - 0,63 \cdot R_m + 11,5} \right)^2 \quad (84)$$

Pokud platí $\Delta\sigma_{Cut} < \Delta\sigma_f / f_u < \Delta\sigma_D$ a zároveň samostatně platí $\Delta\sigma_f / f_u < \Delta\sigma_D$ pro všechny aplikované rozkmitu, potom dovolený počet zatěžovacích cyklů při specifikovaném rozkmitu napětí je roven nekonečnu. Pokud je splněna pouze první podmínka, nebo nejsou k dispozici data všech rozkmitů spočte se hodnota následovně:

$$N = \left(\frac{2,69 \cdot R_m + 89,72}{\frac{\Delta\sigma_f}{f_u}} \right)^{10} \quad (85)$$

Je-li $\Delta\sigma_f / f_u \leq \Delta\sigma_{Cut}$, potom dovolený počet zatěžovacích cyklů při specifikovaném rozkmitu napětí je nekonečno. V případě obou výpočtů byla splněna právě tato podmínka a pro nesvařovanou oblast není teda počet cyklů u nesvařované komponenty limitován únavovým poškozením.

Další akce, které by se měly vykonat dle postupu uvedeném v tabulce 2 této diplomové práce, se netýkají návrhového výpočtu. Dovolené stanovené životnosti byly vypočteny výše a lze je v budoucnu využít k posouzení únavového poškození zařízení v praxi.

6. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ÚNAVOVÉ ANALÝZY TRUBKOVÉHO KONDENZÁTORU

Tato kapitola obsahuje shrnutí a porovnání výsledků doposud všech použitých metod a postupů výpočtů, budou to návrhový výpočet únavy trubkového kondenzátoru páry s pevnými trubkovicemi dle normy ČSN EN 13445–3 [1], kapitola 17 a dva výpočty dle kapitoly 18. V prvním výpočtu podle kapitoly 18 je zatížení od teploty uvažováno pouze pomocí koeficientů, předepsaných v normě ČSN EN 13445, napětí od působících tlaků bylo spočteno pomocí MKP (kapitola 4.2.4). Ve druhém výpočtu je teplotní zatížení uvažováno zjednodušeně, pomocí analytického výpočtu sil od teploty působících na konstrukci, které byly poté aplikovány společně s tlaky v MKP analýze (kapitola 4.2.5). Souhrn důležitých výsledků obsahuje tabulka 5.

Hlavním cílem těchto výpočtů bylo určit počet dovolených napěťových cyklů, které mohou být na zařízení aplikovány bez toho, aby došlo k únavovému poškození. Tato hodnota byla ve všech případech určena samostatně pro svařovanou i nesvařovanou oblast konstrukce – kde svařovaná oblast je svar mezi komorou a trubkovicí, nesvařovaná oblast je trubkavnice samotná, viz model na obrázku 36. Kapitola 17 poskytuje výsledky které jsou velmi konzervativní, protože výpočet je jednoduchý a časově nenáročný. Dovoleno počet napěťových cyklů pro svařovanou oblast je 49 620 a dosahuje tak menší hodnotu než pro nesvařovanou oblast 3 411 376. To odpovídá předpokladům nabytým v teoretické části práce, protože svarové spoje jsou obecně náchylnější k únavovému selhání v důsledku přítomnosti koncentrací napětí. Tyto výsledky, jak bylo již uvedeno v kapitole 5.1, jsou brány pouze jako orientační, protože nebylo splněno kritérium pro zjednodušení zanedbání změn tlaku. Nejnižší dovolený počet cyklů vychází dle kapitoly 17, to plyne z charakteru této metody – výpočet je méně časově náročný a kvůli mnoha zjednodušením tak musí být konzervativnější.

Dle kapitoly 18 vychází počet dovolených napěťových cyklů pro nesvařovanou oblast v obou případech nekonečno, to je rovněž víc než u svařované oblasti. Po srovnání dvou výsledků dle kapitoly 18, za validnější výsledek lze považovat výpočet zahrnující analytické řešení teplotního zatížení, z následujících důvodů. Teplotní zatížení takto vyjádřeno lze považovat za mnohem přesnější než v prvním výpočtu, kde je vyjádřeno pouze jako násobek tlakového zatížení. V prvním výpočtu je korekční součinitel závislý na teplotě roven jedné, tím pádem je teplotní zatížení promítnuto pouze v mezi kluzu určené v závislosti na teplotě. To je pro návrhový výpočet tepelného výměníku potažmo kondenzátoru nepřijatelné řešení. Napětí, které způsobuje teplotní zatížení činí přibližně 28 MPa, tato hodnota je významná a rozhodující pro vyhodnocení výsledků. Proto druhý výpočet obsahující analytické řešení dává s jistotou reálnější výsledky. Kvůli použitým zjednodušením, která bylo nutné použít v důsledku nedostatku informací, zejména z oblasti přesného tepelně-hydraulického výpočtu v kapitole 18, by mělo být na výsledky z hlediska bezpečnosti pohlíženo konzervativně. Proto by se mělo zařízení po dosažení 49 620 dovolených napěťových cyklů (z výpočtu dle kapitoly 17) podrobit kontrole na přítomnost únavového poškození dle příslušné normy. Pokud bude zachována bezpečnost, provoz může pokračovat do dosažení 1 324 689 napěťových cyklů (výpočet dle kapitoly 18 s analytickým řešením). Stejně tak pokud bude bezpečnost splněna a nedojde k poškození v důsledku únavy při tomto počtu cyklů, může provoz pokračovat do nejbližšího

dovoleného počtu napěťových cyklů v tabulce 5, zároveň by se mělo zařízení sledovat. Pokud se objeví známky únavového poškození, nebo se změní provozní podmínky a s nimi i charakter zatěžení je nutné provést posouzení bezpečnosti dle příslušné normy a vykonat případná opatření.

Tabulka 5 – Výsledky výpočtů

		Kapitola 17	Kapitola 18, bez analytického řešení	Kapitola 18, s analytickým řešením
Dovolený počet cyklů [-], pro	nesvařovanou oblast	3 411 376	nekonečno	nekonečno
	svařovanou oblast	49 620	5 540 723	1 324 689
Rozkmit napětí [MPa], pro	nesvařovanou oblast	165,914	44,854	72,269
	svařovanou oblast	118,510	44,854	72,269
Rozkmit napětí únavových křivek [MPa], pro	nesvařovanou oblast	1 227,863	47 401,2	47 401,2
	svařovanou oblast	654,147	–	–

ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo zjistit počet dovolených napěťových cyklů na příkladu z praxe. Zařízení je trubkový kondenzátor páry s pevnými trubkovnicemi, v provozu použit jako pojistný kondenzátor pro kondenzaci páry z turbíny. Na zařízení bude působit v provozu zatížení tlakem a teplotou, které vyvolává v konstrukci napětí. Vzhledem k povaze provozu se očekává cyklický charakter zatěžování. Návrhový výpočet únavy trubkového kondenzátoru byl proveden s cílem co nejlépe predikovat míru poškození tohoto zařízení únavou, přičemž během těchto výpočtů musela být použita některá zjednodušení, zejména při uvažování teplotního zatížení, která jsou podrobně popsána v kapitole 4.2.6. Byly realizovány tři samostatné návrhové výpočty: výpočet dle kapitoly 17 a dva výpočty dle kapitoly 18 normy ČSN EN 13445–3 [1]. Použití norem při konstrukci tlakových zařízení všeobecně podporuje bezpečnost, shodu s předpisy a finanční efektivitu. Na druhou stranu predikce degradace únavou je velmi náročná i s jejich použitím. Komplikovanost výpočtů a problémů které při nich vznikají plynou z celé řady faktorů, jako je například složitý popis reálného zatížení a omezená dostupnost dat. Ve snaze přiblížit se reálnému namáhání, potažmo reálné životnosti, byly napětí pro výpočet dle kapitoly 18 získány z MKP analýzy. MKP analýza je velmi užitečný nástroj při predikci odezvy materiálu na zatížení, není však dokonalý a přesnost výsledků je silně závislá na kvalitě vstupních dat a předpokladů které byly definovány výpočtářem. Kvalita vstupních dat se projevila při výpočtu napětí vznikajícího v důsledku přítomnosti zatížení od teploty. V případě, kdy byly zadány konstantní teploty na celé plochy pláště a trubek, dosahovaly napětí absurdně vysokých hodnot v důsledku velkých rozdílů teplotního profilu. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno ke zjednodušenému výpočtu teplotního zatížení konstrukce pomocí analytických vztahů. Tyto vztahy sice nezohledňují některé tepelně–hydraulické parametry, ale mohou sloužit jako konzervativní výpočet, v případě, kdy podrobný tepelně–hydraulický výpočet není k dispozici.

Napětí získaná z analytického výpočtu byla společně s tlaky médií uvažována jako okrajové podmínky pro MKP analýzu, jejíž výsledky potom byly použity jako vstup do výpočtu únavového poškození. Kromě tohoto výpočtu byl také proveden výpočet, kde byla teplota zahrnuta pouze pomocí koeficientů předepsaných v normě. Zatížení od teploty spočteno dle normy, v postupu reprezentováno pouze teplotními součiniteli, se ukázalo být pro tuto aplikaci jako zcela nedostatečné. Stejný teplotní rozdíl, který v MKP analýze způsoboval velmi vysoká napětí, byl dle tohoto přístupu zanedbatelný a ve výsledcích se téměř nepromítnul – to značí že řešení touto formou není vhodné pro aplikaci na tepelný výměník, potažmo kondenzátor. I když výsledky výpočtu dle kapitoly 18, v kombinaci s MKP analýzou a zaimplementovaným analytickým řešením teplotního zatížení, se jeví být řádově shodné s teoretickými hodnotami životností tepelných výměníků, je nutné brát v úvahu již zmíněná zjednodušení. Zejména to že, provedení návrhového výpočtu dle kapitoly 18 obsahuje mnoho nepřesných formulací, například způsoby obdržení různých napětí a jejich rozkmitů. V důsledku těchto nejasností pak závisí přesnost výpočtu, potažmo výsledků, na individuálním řešení jednotlivých problémů a zkušenostech výpočtáře v této oblasti. Naopak zjednodušený výpočet dle kapitoly 17 není v porovnání s kapitolou 18 časově náročný, rovněž nevyžaduje využití pokročilých numerických technik. Aby byla v důsledku zjednodušení zachována bezpečnost, je výpočet velmi konzervativní a při daných podmínkách nebyly splněny základní kritéria pro jeho použití. Proto výstupy z tohoto přístupu lze brát pouze orientačně. Protože počet dovolených napěťových cyklů

určený dle kapitoly 17, je nejmenší ze všech tří výpočtu, poskytuje tak konzervativní odhad doby, kdy by potenciálně v provozu mohlo vzniknout únavové poškození. Po překročení této doby by mělo být zařízení zkontrolováno na přítomnost únavového poškození. Pokud by touto dobou reálné poškození nevznikalo, může to znamenat, že ve výpočtu se pouze promítla averze k riziku a realita je blíže k výsledkům dle kapitoly 18.

Jak již bylo popsáno výše, výpočet napětí od teplotního zatížení ve výměnku, potažmo kondenzátoru je velmi náročný. S cílem zpřesnění výpočtu a výsledků by se měl stát předmětem budoucí práce právě tepelně hydraulický výpočet. Vhodným řešením se jeví být využití CFD metod k získání dat vývoje teplotního profilu médií a tak prostupu tepla materiálem konstrukce. Tato metoda by mohla rovněž zahrnout kondenzaci a pomoci upřesnit chování látek se změnou fáze v zařízení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ČSN EN 13445-3. *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021. Dostupné z: Databáze ČSN norem.
- [2] HARTL, Martin. Přednáška 2. In: . Ústav konstruování VUT FSI Brno. 2020.
- [3] JOSEPH E. SHIGLEY, Charles R. Mischke a RICHARD G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí* [online]. B.m.: Akademické nakladatelství, VUTIUM, 2010 [vid. 2022-06-24]. ISBN 978-80-214-2629-0. Dostupné z: <https://www.martinus.sk/?ultem=91330>
- [4] Stanislav Vejvoda. *Stavba procesních zařízení: hodnocení odolnosti materiálů tlakových nádob proti jejich poškození v provozních podmínkách*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002. ISBN 80-214-2302-1.
- [5] Ronald J. Parrington. FRACTO-GRAPHIC FEATURES in Metals and Plastic. Fractographic features are critical to failure analysis of metals and plastics. *ADVANCED MATERIALS*. 2003, 4.
- [6] SACHS, Neville W. Understanding the surface features of fatigue fractures: How they describe the failure cause and the failure history. *Journal of Failure Analysis and Prevention* [online]. 2005, 5(2), 11–15. ISSN 1864-1245. Dostupné z: doi:10.1361/15477020522924
- [7] KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ. Strojní součásti. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně Ústav konstruování. In: [online]. B.m. [vid. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://adoc.pub/fakulta-strojního-inenyrstvi-vut-v-brn-ustav-konstruovani-kocc0f81056364aacff79c6735f2f3c0a947316.html>
- [8] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost letadel* [online]. Praha: České vysoké učení technické, 1992 [vid. 2022-09-19]. 2., přeprac. vyd. ISBN 80-01-00886-X. Dostupné z: <https://www.trhknih.cz/kniha/mmfyden>
- [9] JURENKA, Josef, Milan RŮŽIČKA, Martin NESLÁDEK a Jan PAPUGA. *Dynamická pevnost a životnost*. In: [online]. B.m. Dostupné z: http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ_2017_Nesl01.pdf
- [10] VLK, Miloš a Zdeněk FLORIAN. *MEZNÍ STAVY A SPOLEHLIVOST* [online]. B.m.: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. 2007. Dostupné z: <http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf>
- [11] BAI, Yong a Wei-Liang JIN. Chapter 25 - Fatigue Capacity. In: Yong BAI a Wei-Liang JIN, ed. *Marine Structural Design* [online]. 2. vyd. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2016 [vid. 2022-06-30], s. 489–507. ISBN 978-0-08-099997-5. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080999975000253>

- [12] *Essential structure of S - N curve: Prediction of fatigue life and fatigue limit of defective materials and nature of scatter* | Elsevier Enhanced Reader [online]. [vid. 2022-09-19]. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2020.106138
- [13] JASTRZEBSKI, Zbigniew D. *The nature and properties of engineering materials*. 2nd edition. New York: Wiley, 1977. ISBN 978-0-471-02859-8.
- [14] JAROSLAV POLÁK. Cyclic plasticity and low cycle fatigue life of metals. *Materials science monographs* [online]. 1991, **63**. Dostupné z: https://www.researchgate.net/profile/Jaroslav-Polak-3/publication/46969565_Cyklicka_plasticida_a_nizkocyklova_unavova_odolnost_kovovych_materialu/links/5be952d692851c6b27b8955b/Cyklicka-plasticida-a-nizkocyklova-unavova-odolnost-kovovych-materialu.pdf
- [15] SURESH, S. *Fatigue of Materials*. B.m.: Cambridge University Press, 1998. ISBN 978-0-521-57847-9.
- [16] KLESNIL, Mirko a Petr LUKÁŠ. *Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání*. Praha: Academia, 1975. 2.
- [17] LEE, Yung-Li, Jwo PAN, Richard HATHAWAY a Mark BARKEY. *Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice*. B.m.: Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0-7506-7719-6.
- [18] DOWLING, Norman E. *Mechanical Behavior of Materials*. 4. vyd. Harlow: Pearson, 2013. Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue. ISBN 0-273-76455-1.
- [19] AXSOM, Tessa. Stress Concentrations: How to Identify and Reduce Them in Your Designs. *Fictiv* [online]. [vid. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.fictiv.com/articles/stress-concentrations-how-to-identify-and-reduce-them-in-your-designs>
- [20] FROCHT, M.M. *Photoelasticity*. London: J. Wiley and Sons, 1965.
- [21] What is a Stress Concentration Factor (Kt)? - Definition from Corrosionpedia. *Corrosionpedia* [online]. [vid. 2022-09-15]. Dostupné z: <http://www.corrosionpedia.com/definition/1035/stress-concentration-factor-kt>
- [22] KŘÍSTEK, Ivo, Jiří HAVLÍK, Václav MOSLER a Igor DANIŠ. Determining the Shape Coefficient A of Groove on the Pen for the Shaft. *Technological Engineering* [online]. 2017, **14**. Dostupné z: doi:10.1515/teen-2017-0013
- [23] JADON, Vijay Kumar a Suresh VERMA. *Analysis and Design of Machine Elements*. B.m.: I. K. International Pvt Ltd, 2010. ISBN 978-93-80026-47-3.
- [24] E. KREMPL. *INFLUENCE OF STRESS/STRAIN CONCENTRATION AND MEAN STRESS ON THE LOW-CYCLE FATIGUE BEHAVIOR - - OF THREE STRUCTURAL STEELS AT ROOM TEMPERATURE* [online]. P3914. San Jose, California: ATOMIC POWER EQUIPMENT DEPARTMENT, GENERAL ELECTRIC. 1968. 37. Dostupné z: <https://www.osti.gov/servlets/purl/4732721>

- [25] YUKITAKA MURAKAMI. Strain Concentration. In: *Theory of Elasticity and Stress Concentration* [online]. Japan: John Wiley & Sons, Ltd, 2016 [vid. 2022-07-04], s. 407–415. ISBN 978-1-119-27406-3. Dostupné z: doi:10.1002/9781119274063.ch27
- [26] 14.1.2. Neuber Plastic Strain Method. *Abbott Aerospace Canada Ltd* [online]. [vid. 2022-09-15]. Dostupné z: <https://www.abbottaerospace.com/aa-sb-001/14-ultimate-strength-of-metallic-elements/14-1-introduction/14-1-2-neuber-plastic-strain-method/>
- [27] NAPJATOSTNÍ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA RÁMU TRAKTOROVÉHO NÁVĚSU - PDF Free Download. *adoc.pub* [online]. [vid. 2022-09-16]. Dostupné z: <https://adoc.pub/napjatostni-a-deformani-analyza-ramu-traktoroveho-navsu.html>
- [28] Elbridge Z. Stowell. *STRESS AND STRAIN CONCENTRATION AT A CIRCULAR HOLE IN AN INFINITE PLATE* [online]. Technical note. 2073. Washington: Langley Aeronautical Laboratory Langley Air Force Base, Va. 1950. *NATIONAL ADVISORY COMMITTEE FOR AERONAUTICS*. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/42803388.pdf>
- [29] LAWS, N. *The determination of stress and strain concentrations at an ellipsoidal inclusion in an anisotropic material* | *EndNote Click* [online]. [vid. 2022-09-16]. Dostupné z: https://click.endnote.com/viewer?doi=10.1007%2Fbf00041133&token=WzMwMDAzNzIsIjEwLjEwMDcvYmYwMDA0MTEzMyJd.WK1zstEaLS0xIBoYn5Kor_xYDI4
- [30] RECHO, Naman. *Fracture Mechanics and Crack Growth*. B.m.: John Wiley & Sons, 2012. ISBN 978-1-118-56328-1.
- [31] ELLYIN, F. *Fatigue Damage, Crack Growth and Life Prediction*. B.m.: Springer Science & Business Media, 2012. ISBN 978-94-009-1509-1.
- [32] FORMAN, R. G., V. E. KEARNEY a R. M. ENGLE. Numerical Analysis of Crack Propagation in Cyclic-Loaded Structures. *Journal of Basic Engineering* [online]. 1967, **89**(3), 459–463. ISSN 0021-9223. Dostupné z: doi:10.1115/1.3609637
- [33] FORMAN, R. G., V. SHIVAKUMAR a J. C. NEWMAN. Development of the NASA/FLAGRO computer program for analysis of airframe structures. In: [online]. 1994 [vid. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19950008059>
- [34] AMZALLAG, C., B. N. LEIS a P. RABBE. *Low-cycle Fatigue and Life Prediction: A Symposium*. B.m.: ASTM International, 1982. ISBN 978-0-8031-0713-7.
- [35] MARQUIS, Gary, R. RABB a L. SIIVONEN. Endurance limit design of spheroidal graphite cast iron components based on natural defects. *ASTM Special Technical Publication*. 2000, 411–426.

- [36] SAYID, A. A., E. EL-KASHIF, M. A. ADLY, M. A. MORSY a Abdallah ABDELKAWY. Fatigue behavior of surfaced C45 steel. *Journal of Engineering and Applied Science* [online]. 2021, **68**(1), 16. ISSN 2536-9512. Dostupné z: doi:10.1186/s44147-021-00016-w
- [37] WANG, Xiaogang, Chenghuan LIU, Binhan SUN, Dirk PONGE, Chao JIANG a Dierk RAABE. The dual role of martensitic transformation in fatigue crack growth. *Proceedings of the National Academy of Sciences* [online]. 2022, **119**(9), e2110139119. Dostupné z: doi:10.1073/pnas.2110139119
- [38] BEER, Ferdinand Pierre, John T. DEWOLF a Elwood Russell JOHNSTON. *Mechanics of materials* [online]. B.m.: New York [u.a.]: McGraw-Hill, 1992 [vid. 2022-06-30]. ISBN 978-0-07-911388-7. Dostupné z: http://archive.org/details/mechanicsofmater00ferd_1
- [39] Metal Fatigue and Endurance. *Roymech* [online]. [vid. 2022-06-30]. Dostupné z: https://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/Fatigue.html
- [40] D.P DELUCA. *Understanding fatigue* [online]. B.m.: ASME International Gas Turbine Institute. 2001. Dostupné z: <https://files.asme.org/IGTI/Knowledge/Articles/13048.pdf>
- [41] HOSEINZADEH, Siamak a Reza AZADI. Simulation and optimization of a solar-assisted heating and cooling system for a house in Northern of Iran. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* [online]. 2017, **9**(4), 045101. Dostupné z: doi:10.1063/1.5000288
- [42] HOSEINZADEH, Siamak, Mohammad HADI ZAKERI, Atoosa SHIRKHANI a Ali J. CHAMKHA. Analysis of energy consumption improvements of a zero-energy building in a humid mountainous area. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* [online]. 2019, **11**(1), 015103. Dostupné z: doi:10.1063/1.5046512
- [43] HOSEINZADEH, Siamak a P. Stephan HEYNS. Thermo-structural fatigue and lifetime analysis of a heat exchanger as a feedwater heater in power plant. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2020, **113**, 104548. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2020.104548
- [44] *ASME Boiler & Pressure Vessel Code*. New York: ASME, 2015. Division 2.
- [45] PAN, Zhang, ma TING, Hanbing KE, Wei WANG, Yuansheng LIN a Qiuwang WANG. Numerical investigation on local thermal characteristics of printed circuit heat exchanger for natural gas liquefaction. *Energy Procedia* [online]. 2019, **158**, 5408–5413. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2019.01.622
- [46] PANDE, S. S. TRANSIENT ANALYSIS AND FATIGUE LIFE PREDICTION OF TUBESHEET. *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 2014, **03**(09), 464. ISSN 2321-7308.
- [47] NANAVARE, Prashant a Abhay UTPAT. *Fatigue analysis of 6300 Lit Pressure vessel by using cyclic service* [online]. 2018. Dostupné z: doi:10.13140/RG.2.2.20556.92809

- [48] PATIL, Rakesh a Soham ANAND. Thermo-structural fatigue analysis of shell and tube type heat exchanger. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* [online]. 2017, **155**, 35–42. ISSN 0308-0161. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijpvp.2017.03.004
- [49] EL MOGAHZY, Y. E. 6 - Textile product design analysis and modeling. In: Y. E. EL MOGAHZY, ed. *Engineering Textiles* [online]. B.m.: Woodhead Publishing, 2009 [vid. 2022-09-02], Woodhead Publishing Series in Textiles, s. 112–161. ISBN 978-1-84569-048-9. Dostupné z: doi:10.1533/9781845695415.1.112
- [50] EL MAAKOUL, Anas, Kawtar FEDDI, Said SAADEDDINE, Abdellatif BEN ABDELLAH a Mustapha EL METOUI. Performance enhancement of finned annulus using surface interruptions in double-pipe heat exchangers. *Energy Conversion and Management* [online]. 2020, **210**, 112710. ISSN 0196-8904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2020.112710
- [51] AL-ANIZI, Salamah S. a Abdullah M. AL-OTAIBI. Double Perforated Impingement Plate in Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering* [online]. 2009, **30**(10–11), 885–894. ISSN 0145-7632. Dostupné z: doi:10.1080/01457630902753805
- [52] GONG, Yi, Xiao-Lei YANG, Sheng-Hui WANG a Zhen-Guo YANG. Failure analysis on leaked jacket pipe of double-pipe heat exchanger in high-pressure polyethylene facility. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* [online]. 2020, **187**, 104166. ISSN 0308-0161. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijpvp.2020.104166
- [53] FEI, Jing-Lu, Xiao-Lei YANG, Sheng-Hui WANG, Yi GONG a Zhen-Guo YANG. Root causes analysis and countermeasures on unexpected perforation of tee pipe in the steam system of specialty chemical plant. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2019, **104**, 796–806. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2019.06.088
- [54] SLIEM, M. H., E. M. FAYYAD, A. M. ABDULLAH, N. A. YOUNAN, N. AL-QAHTANI, Fatma F. NABHAN, A. RAMESH, N. LAYCOCK, M. P. RYAN, M. MAQBOOL a Dhruv ARORA. Monitoring of under deposit corrosion for the oil and gas industry: A review. *Journal of Petroleum Science and Engineering* [online]. 2021, **204**, 108752. ISSN 0920-4105. Dostupné z: doi:10.1016/j.petrol.2021.108752
- [55] SHEN, Sicong, Xinfeng LI, Peng ZHANG, Yanli NAN a Xiaolong SONG. Failure Analysis and Fatigue Investigation on Titanium Tubes in a Condenser. *Journal of Failure Analysis and Prevention* [online]. 2016, **16**(6), 975–981. ISSN 1864-1245. Dostupné z: doi:10.1007/s11668-016-0171-5
- [56] CHEN, Fei-Jun, Cheng YAO a Zhen-Guo YANG. Failure analysis on abnormal wall thinning of heat-transfer titanium tubes of condensers in nuclear power plant Part I: Corrosion and wear. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2014, **37**, 29–41. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2013.11.003

- [57] CHEN, Fei-Jun, Cheng YAO a Zhen-Guo YANG. Failure analysis on abnormal wall thinning of heat-transfer titanium tubes of condensers in nuclear power plant Part II: Erosion and cavitation corrosion. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2014, **37**, 42–52. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2013.11.002
- [58] SHALABY, H. M., H. AL-MAZEEDI, H. GOPAL a N. TANOLI. Failure of titanium condenser tube. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2011, **18**(8), 1990–1997. ISSN 1350-6307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2011.05.008
- [59] PANTAZOPOULOS, George A. A Short Review on Fracture Mechanisms of Mechanical Components Operated under Industrial Process Conditions: Fractographic Analysis and Selected Prevention Strategies. 2019, 20.
- [60] *ASTM E1049-85. Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2005.
- [61] SHELBY, Henry. Do EN Standards Still Apply to the UK after Brexit? *Gorilla Workwear | Blog* [online]. 22. březen 2022 [vid. 2023-02-15]. Dostupné z: <https://www.gorillaworkwear.co.uk/blog/do-en-standards-still-apply-to-the-uk-after-brexite/>
- [62] PINTOR, Carla. Are the EU Harmonised Standards valid also in the UK? *Obelis UK Ltd.* [online]. 22. listopad 2021 [vid. 2023-02-15]. Dostupné z: <https://www.obelis.co.uk/are-the-eu-harmonised-standards-valid-also-in-the-uk/>
- [63] STANDARDS. BS EN 13445-3:2021 Unfired pressure vessels Design. <https://www.en-standard.eu> [online]. [vid. 2023-02-15]. Dostupné z: <https://www.en-standard.eu/bs-en-13445-3-2021-unfired-pressure-vessels-design/>
- [64] *API 579-1/ASME FFS-1. Fitness for service*. Washington: American Petroleum Institute, 2016.
- [65] HALAMA, Radim, Josef SEDLÁK a Michal ŠOFER. Phenomenological Modelling of Cyclic Plasticity. In: [online]. 2012. ISBN 978-953-51-0219-9. Dostupné z: doi:10.5772/35902
- [66] CHATTOPADHYAY, Somnath. *Investigation of Proportional and Non-Proportional Loadings Using Mohr's Circle*. B.m.: Georgia Southern University. 2012
- [67] VAN PAEPEGEM, W. 13 - Fatigue models for woven textile composite laminates. In: Valter CARVELLI a Stepan V. LOMOV, ed. *Fatigue of Textile Composites* [online]. B.m.: Woodhead Publishing, 2015 [vid. 2023-02-20], Woodhead Publishing Series in Composites Science and Engineering, s. 295–325. ISBN 978-1-78242-281-5. Dostupné z: doi:10.1016/B978-1-78242-281-5.00013-4

- [68] *Ansys mechanical* [online]. 2022. Dostupné z: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical>. ANSYS, Inc.
- [69] *SOLIDWORKS* [online]. CAD, CAE. English. B.m.: Dassault Systèmes. 2021. Dostupné z: <https://www.solidworks.com/>
- [70] BRUSH, Kate. Finite Element Analysis (FEA). *TechTarget* [online]. 2019 [vid. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://www.techtarget.com/searchsoftwarequality/definition/finite-element-analysis-FEA>
- [71] *ANSYS Fluent User's Guide* [online]. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2013. Dostupné z: <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf>
- [72] RUST, Wilhelm. *Non-Linear Finite Element Analysis in Structural Mechanics* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2015 [vid. 2023-05-03]. ISBN 978-3-319-13379-9. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-319-13380-5
- [73] KRISHNAMOORTHY, C. *Finite Element Analysis: Theory and Programming*. 2nd edition. New Delhi: McGraw Hill Education, 2017. ISBN 978-0-07-462210-0.
- [74] WRIGGERS, Peter. *Nonlinear Finite Element Methods*. B.m.: Springer Science & Business Media, 2008. ISBN 978-3-540-71001-1.
- [75] *Anaconda* [online]. Phyton. B.m.: Anaconda, Inc. 2022. Dostupné z: <https://www.anaconda.com/>
- [76] ČSN EN 10216-5. *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely - Část 3: Trubky z jemnozrných legovaných ocelí* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014. Dostupné z: Databáze ČSN norem.
- [77] ČSN EN 10028-2. *Ploché výrobky z ocelí pro tlakové účely - Část 2: Nelegované a legované oceli* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018. Dostupné z: Databáze ČSN norem.
- [78] MEI, Jifa, Anoop VASU, Scott JACOB, Satyanarayanan RAGHAVAN, Jerry CHUNG, Yogesh MEHTA a Pingsha DONG. A method for treating residual stress effects in traction structural stress based approach and validation on a welded component. *International Journal of Fatigue* [online]. 2023, **167**, 107347. ISSN 0142-1123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2022.107347
- [79] RUDOLPH, J., G. BAYLAC, R. TRIEGLAFF, R. GAWLICK, M. KRÄMER, Y. SIMONET a M. TRIAY. Outline of the recent consolidated revision of EN13445-3, clause 18 and related annexes: detailed assessment of fatigue life. *Procedia Structural Integrity* [online]. 2019, **19**, Fatigue Design 2019, International Conference on Fatigue Design, 8th Edition, 575–584. ISSN 2452-3216. Dostupné z: doi:10.1016/j.prostr.2019.12.062

- [80] BOLELOUCKÝ, Václav. *Fatigue evaluation methods for pressure equipment utilising numerical analysis results* [online]. Brno, 2020. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Faculty of Mechanical Engineering. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=217730
- [81] LEE, Jae-Myung, Jung-Kwan SEO, Myung-Hyun KIM, Sang-Beom SHIN, Myung-Soo HAN, June-Soo PARK a Mahen MAHENDRAN. Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* [online]. 2010, **2**(4), 200–210. ISSN 2092-6782. Dostupné z: doi:10.2478/IJNAOE-2013-0037
- [82] LIAO, Ping, Renda ZHAO, Yi JIA a Xing WEI. Calculation methods study on hot spot stress of new girder structure detail. In: *2ND INTERNATIONAL CONFERENCE ON MATERIALS SCIENCE, RESOURCE AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING (MSREE 2017)* [online]. 2017, s. 040020 [vid. 2023-04-16]. Dostupné z: doi:10.1063/1.5005222
- [83] *Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures | Elsevier Enhanced Reader* [online]. [vid. 2023-04-16]. Dostupné z: doi:10.2478/IJNAOE-2013-0037
- [84] TURLIER, Didier, Patrice KLEIN a Florent BÉRARD. FEA shell element model for enhanced structural stress analysis of seam welds. *Welding in the World* [online]. 2014, **58**(4), 511–528. ISSN 1878-6669. Dostupné z: doi:10.1007/s40194-014-0134-y
- [85] MECSÉRI, B. J. a B. KÖVESDI. Discussion on the Hot-Spot and Notch Stress Based Fatigue Assessment Methods Based on Test Results. *International Journal of Steel Structures* [online]. 2020, **20**(4), 1100–1114. ISSN 2093-6311. Dostupné z: doi:10.1007/s13296-020-00345-1
- [86] LÉTAL, Tomáš. Návrh tloušťek skořepinových dílců pro zatížení vnitřním tlakem. In: . Prezentace ze cvičení předmětu KKP. Brno. 2022.
- [87] ČSN EN 10088-2. *Korozivzdorné oceli - Část 2: Technické dodací podmínky pro plechy a pásy z ocelí odolných korozi pro obecné použití* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015. Dostupné z: Databáze ČSN norem.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

a	délka trhliny	[m]
A_0	napěťový koeficient	[-]
a_f	délka trhliny v okamžiku porušení	[m]
a_i	počáteční délka trhliny	[m]
A_i	plocha průřezu prvku	[mm ²]
A_1	koeficient pro výpočet C_1	[-]
b	exponent únavové pevnosti	[-]
B_1	koeficient pro výpočet C_1	[-]
C^*	empirická konstanta	[m·(MPa·m ^{1/2}) ^{-m}]
c	exponent únavové tažnosti	[-]
C	třída únavy	[MPa]
C_e	opravný součinitel pro zahrnutí vlivu tloušťky stěny na únavovou odolnost	[-]
C_i	konstanta ve vzorci únavové křivky	[-]
C_{min}	nejnižší třída únavy C	[MPa]
C_T	opravný součinitel pro zahrnutí vlivu teploty na únavovou odolnost	[-]
C_1	součinitel tvaru pro výpočet kruhového plochého dna	[-]
D_i	vnitřní průměr skořepiny (komora)	[mm]
D_m	střednicový průměr skořepiny	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
e_a	analyzovaná tloušťka	[mm]
E_i	modul pružnosti prvku	[MPa]
e_s	analyzovaná tloušťka válcové skořepiny (komory)	[mm]
e_{kom}	tloušťka komory	[mm]
e_{tr}	analyzovaná tloušťka dna (trubkovnice)	[mm]
F	neznámá část vektoru, síla	[N]
f	dovolené namáhání uvažované komponenty nebo části nádoby při výpočtové teplotě	[MPa]
f_{T^*}	korekční součinitel závislý na teplotě	[-]
F_e	pomocný součinitel	[-]
f_e	korekční součinitel závislý na tloušťce u nesvařovaných komponent	[-]
f_{ew}	korekční součinitel závislý na tloušťce	[-]
f_m	korekční součinitel závislý na středním napětí	[-]
F_s	pomocný součinitel	[-]
f_s	korekční součinitel závislý na konečné úpravě povrchu	[-]
f_u	celkový korekční součinitel nesvařovaných komponent	[-]
f_w	celkový korekční součinitel	[-]
k_a	součinitel vlivu jakosti povrchu	[-]
k_b	součinitel vlivu velikosti tělesa	[-]

k_c	součinitel vlivu způsobu zatěžování	[-]
k_d	součinitel vlivu teploty	[-]
k_e	součinitel vlivu spolehlivosti	[-]
k_e	plastický součinitel koncentrace napětí	[-]
k_f	součinitel zahrnující další vlivy	[-]
K_f	efektivní součinitel koncentrace napětí	[-]
K_I	kritická hodnota součinitele intenzity napětí	[MPa·m ^{1/2}]
k_i	matice tuhosti prvku	[(MPa·mm ²) ⁻¹]
K_{IC}	lomová houževnatost	[MPa·m ^{1/2}]
K_t	teoretický součinitel koncentrace napětí	[-]
k_v	plastický teplotní součinitel koncentrace napětí	[-]
L_i	délka prvku	[mm]
m	empirická konstanta	[-]
M	součinitel citlivosti na středním napětí	[-]
m_i	exponent ve vzorci únavové křivky	[-]
N	dovolený počet cyklů	[-]
N_{eq}	dovolený počet plných tlakových cyklů	[-]
N_f	počet cyklů do lomu	[-]
n_N	součinitel bezpečnosti vůči počtu cyklů	[-]
N_o	dovolený počet cyklů do iniciace trhliny	[-]
N_θ	podélná síla	[N]
n_σ	součinitel bezpečnosti vůči napětí	[-]
N_φ	obvodová síla	[N]
P	vnitřní tlak na komoru	[MPa]
P_i	tlak/tah působící na prvek od teplotního zatížení	[MPa]
P_{max}	maximální přípustný tlak	[MPa]
R	koeficient asymetrie cyklu	[-]
$R_{p0,2/T}$	smluvní mez kluzu 0,2 % při teplotě T	[MPa]
$R_{p1,0/T}$	smluvní mez kluzu 1 % při teplotě T	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_z	výška měřena od paty údolí k vrcholku	[μm]
T^*	střední teplota cyklu	[° C]
T_{max}	maximální provozní teplota	[° C]
T_{min}	minimální provozní teplota	[° C]
u_i	známá část vektoru	[mm]
Y	kalibrační funkce	[-]
z	součinitel hodnoty spoje	[-]
α_i	součinitel teplotní délkové roztažnosti prvku	[(° C) ⁻¹]
ΔK_I	rozkmít součinitele intenzity napětí	[MPa]
ΔP	rozkmít tlaků	[MPa]
ΔT_i	příslušný rozdíl teplot	[° C]
$\Delta\sigma$	rozkmít napětí	[MPa]
$\Delta\sigma'$	pseudo-elastický rozkmít napětí	[N/mm ²]

$\Delta\sigma^*$	fiktivní rozkmit napětí	[N/mm ²]
$\Delta\sigma_{eq,l,nw}$	ekvivalentní rozkmit napětí v trubkovnici	[MPa]
$\Delta\sigma_{Cut}$	prahová mez	[N/mm ²]
$\Delta\sigma_D$	mez únavy při konstantním rozkmitu napětí	[N/mm ²]
$\Delta\sigma_f$	efektivní celkový ekvivalentní rozkmit napětí	[MPa]
$\Delta\sigma_R$	referenční rozkmit napětí únavových křivek	[N/mm ²]
$\Delta\sigma_{struc,eq,nw}$	korigovaný rozkmit skořepinového napětí	[MPa]
$\Delta\varepsilon$	amplituda celkové deformace	[-]
$\Delta\varepsilon_e$	elastická složka deformace	[-]
$\Delta\varepsilon_p$	plastická složka deformace	[-]
$\varepsilon_{p,max}$	maximální deformace plastické složky	[-]
ε_{at}	amplituda celkové cyklické deformace	[-]
ε'_f	součinitel únavové tažnosti	[-]
η	napětový součinitel komponenty	[-]
σ_1	největší hlavní napětí	[MPa]
σ_3	nejmenší hlavní napětí	[MPa]
σ_a	amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_{b,w}$	ohybová složka napětí	[MPa]
σ_{Co}	mez únavy	[MPa]
σ'_{Co}	korigovaná mez únavy	[MPa]
σ'_f	součinitel únavové pevnosti	[MPa]
σ_h	horní napětí cyklu	[MPa]
σ_{hot}	napětí ve špičce svaru	[MPa]
σ_m	střední napětí	[MPa]
σ_{max}	maximální hodnota napětí	[MPa]
σ_{min}	minimální hodnota napětí	[MPa]
$\sigma_{m,w}$	membránová složka napětí	[MPa]
σ_n	dolní napětí cyklu	[MPa]
σ_N	normálové napětí	[MPa]
σ_{nom}	nominální (průměrné) napětí	[MPa]
σ_{struc}	skořepinové napětí	[MPa]
σ_{struc1}	ekvivalentní největší napětí (z MKP)	[MPa]
σ_{struc3}	ekvivalentní nejmenší napětí (z MKP)	[MPa]
$\sigma_{s,w}$	celkové skořepinové napětí	[MPa]
σ_{vrub}	maximální (špičkové) napětí ve vrubu	[MPa]
σ_θ	podélné napětí	[MPa]
σ_φ	obvodové napětí	[MPa]
$\overline{\sigma_{eq}}$	střední ekvivalentní napětí	[MPa]
$\overline{\sigma_{eq,r}}$	redukované střední ekvivalentní napětí	[MPa]
φ_w	součinitel snížení únavové pevnosti svarovým spojem	[-]

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

MKP	Metoda konečných prvků
DBA	Návrh analýzou
UDC	Koroze vznikající pod nánosem
ASME	Americká společnost strojních inženýrů
BSI	Britská normalizační instituce
CFD	výpočetní dynamika tekutin

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 - Únavový lom šroubu způsobený jednosměrným ohybem [7].....	13
Obr. 2 - Únavový lom hnací hřídele [7]	13
Obr. 3 – Wöhlerova křivka [3]	14
Obr. 4 – Pulzující harmonický cyklus napětí v tahu [3]	15
Obr. 5 – Typy napěťových cyklů [2]	16
Obr. 6 - Hysterezní smyčky [3].....	18
Obr. 7 – Růst délky trhliny [3].....	20
Obr. 8 – Esovitě prohnutá křivka [32].....	21
Obr. 9 – Závislost meze únavy na mezi pevnosti v tahu [3].....	24
Obr. 10 – Závislost únavového života na amplitudě skutečné deformace [3]	27
Obr. 11 – Kontura tepelného toku [43].....	30
Obr. 12 – Vnější vzhled netěsné plášťové trubky [52]	32
Obr. 13 – Část poškozené trubky [55]	34
Obr. 14 – Přehled metody posouzení k vyhodnocení komponenty vystavené únavě [64].....	38
Obr. 15 – Schematické zobrazení kondenzátoru	40
Obr. 16 – Skořepinový model	41
Obr. 17 – Stress intensity, skořepinový model.....	42
Obr. 18 – Geometrie objemového modelu č.1	43
Obr. 19 –Objemový model, teplotní profil	43
Obr. 20 – Napěťová analýza s teplotním zatížením.....	43
Obr. 21 – Napěťová analýza bez teplotního zatížení.....	44
Obr. 22 – Napěťová analýza bez teplotního zatížení, detail svarů.....	44
Obr. 23 – Geometrie objemového modelu č.2	45
Obr. 24 – Síť objemového modelu č.2	45
Obr. 25 – Detail sítě trubky objemového modelu č.2	46
Obr. 26 – Křivost sítě objemového modelu č.2	46
Obr. 27 – Geometrie objemového modelu č.3	47
Obr. 28 –Síť objemového modelu č.3	48
Obr. 29 – Detail sítě trubky objemového modelu č.3	48
Obr. 30 – Křivost sítě objemového modelu č.3	49
Obr. 31 – Objemový model č. 3, ekvivalentní napětí	49
Obr. 32 – Objemový model č. 3, ekvivalentní napětí, detail.....	50
Obr. 33 – Komponenty zastoupeny soustavou prutů	50
Obr. 34 – Tlak a tah od teplotního zatížení	52
Obr. 35 – Průběh napětí s použitím analytického řešení	52
Obr. 36 – Místa k vyhodnocení únavového poškození	55
Obr. 37 – Složky napětí [78]	62
Obr. 38 – Porovnání sítě a typy extrapolací [85].....	62
Obr. 39 – Délka buněk sítě objemového modelu č.3	62
Obr. 40 – Skořepinové napětí [83].....	63
Obr. 41 – Modifikace středního napětí od mechanického zatížení pro elasticko–plastické podmínky [1]	64

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Hodnoty poměru σ_{Co}/R_m pro různé strukturní stavy ocelí [3]	24
Tabulka 2 – Přehled postupu posouzení únavy [1].....	36
Tabulka 3 – Geometrické a procesní parametry.....	40
Tabulka 4 – Údaje o geometrii a síti	50
Tabulka 5 – Výsledky výpočtů	73

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1	kapitola 17.ipynb
Příloha č.2	kapitola 18.ipynb
Příloha č.3	kapitola 18 s analytickym resenim.ipynb
Příloha č.4	analyticke reseni.ipynb