



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA **SYNCHRONNÍHO GENERÁTORU**

STRESS STRAIN ANALYSIS OF A SYNCHRONOUS GENERATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR MAJDIČ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DANIEL DUŠEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Majdič

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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:

Deformačně napěťová analýza synchronního generátoru

v anglickém jazyce:

Stress strain analysis of a synchronous generator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je zjistit vliv jednotlivých statických a dynamických sil a teplotního zatížení na namáhání synchronního generátoru.

Cíle diplomové práce:

- výpočet rozložení napětí v konstrukci
- posouzení bezpečnosti k MS pružnosti a únavy a nalezení nejkritičtějších míst

Seznam odborné literatury:

Slavík, J., Stejskal, V., Zeman, V., Základy dynamiky strojů, ČVUT Praha, Praha, 1997.

Kratochvíl, C., Slavík, J., Dynamika, VUT Brno, Brno, 1997.

ANSYS, ANSYS reference manual

Vedoucí diplomové práce: Ing. Daniel Dušek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 20.11.2013

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá vlivem jednotlivých statických a dynamických sil a teplotního zatížení na namáhání synchronního generátoru. V souvislosti s tímto je poté řešeno rozložení napětí v konstrukci a posouzení bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti a únavy a nalezení nejkritičtějších míst synchronního generátoru.

Klíčová slova

Synchronní generátor, statické a dynamické síly, teplotní zatížení, rozložení napětí, mezní stav pružnosti, mezní stav únavy, kritické místo.

Abstract

This master thesis deals with an impact of particular static and dynamic forces and temperature strain on horizontal synchronous generator. In connection with this, a stress distribution in construction and an assessment of security to terminal state of flexibility and weariness is being solved together with finding the most critical places on horizontal synchronous generator.

Key words

Horizontal synchronous generator, static and dynamic forces, temperature strain, stress distribution, terminal state of flexibility, terminal state of weariness, critical place.

Citace

MAJDIČ, P. Deformačně napěťová analýza horizontálního synchronního generátoru.

Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 71 s.

Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Dušek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2014

Bc. Petr Majdič

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Danielu Duškovi, Ph.D. za ochotu, pomoc a čas věnovaný při tvorbě této diplomové práce.

OBSAH

OBSAH	5
ÚVOD	8
1. FORMULACE PROBLÉMU	9
2. VYTYČENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE	9
3. TEORETICKÝ ZÁKLAD	10
3.1. Synchronní generátor.....	10
3.1.1. Rozdělení generátoru	10
3.1.2. Vymezení pojmu „horizontální synchronní generátor“	10
3.1.3. Základní složky synchronního generátoru.....	10
3.1.4. Princip funkce synchronního generátoru	11
3.2. Metoda konečných prvků	12
3.2.1. Deformační varianta	12
3.2.2. Okrajové podmínky	13
3.2.3. Diskretizace spojitého problému v MKP	13
3.3. Typy použitých prvků	15
3.3.1. Charakteristika použitých prvků.....	15
3.4. Vymezení pojmů	16
3.5. Podmínka plasticity	17
3.5.1. Co musí splňovat podmínky plasticity	17
3.5.2. Podmínka plasticity MAX τ (Trescova)	18
3.5.3. Podmínka plasticity HMM (Misesova)	20
3.6. Únava materiálu	20
3.6.1. Základní únavové charakteristiky materiálu.....	21

3.7.	Únavové křivky a metody řešení počtu cyklu do lomu	22
3.8.	Únava svarů	25
3.8.1.	Svary obecně.....	25
3.8.2.	Únava svarů obecně.....	25
4.	ANALÝZA SYNCHRONNÍHO GENERÁTORU	33
4.1.	Zatížení od magnetického pole	33
4.1.1.	Model geometrie.....	33
4.1.2.	Materiálové vlastnosti	33
4.1.3.	Konečnoprvková síť	34
4.1.4.	Okrajové podmínky	35
4.1.5.	Výsledky deformačně napěťové analýzy	37
4.2.	Zatížení od rotoru plus krouticí moment při zkratu.....	40
4.2.1.	Model geometrie.....	40
4.2.2.	Materiálové vlastnosti	40
4.2.3.	Konečnoprvková síť	40
4.2.4.	Okrajové podmínky	41
4.2.5.	Výsledná deformačně napěťová analýza.....	45
4.3.	Tepelné a silové namáhání.....	46
4.3.1.	Model geometrie.....	46
4.3.2.	Materiálové vlastnosti	46
4.3.3.	Konečnoprvková síť	47
4.3.4.	Okrajové podmínky	47
4.3.5.	Tepelná analýza	49
4.3.6.	Přechod z teplotního pole na teplotní napjatost.....	50
4.3.7.	Okrajové podmínky	50

4.3.8.	Výsledky deformačně napěťové analýzy	52
4.3.9.	Kontrola na únavu	54
4.3.10.	Shrnutí metod pro výpočet cyklu do porušení.....	65
5.	ZÁVĚR.....	66
6.	LITERATURA	67
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	69

ÚVOD

Synchronní generátor je stroj sloužící k přeměně mechanické energie na energii elektrickou. Jako každý rotační stroj, tak i tento je při používání namáhán jak staticky, dynamicky, tak i elektromagneticky a teplotně. Specifikem tohoto namáhání je, že není rozloženo rovnoměrně.

Cílem této diplomové práce je zjistit vliv namáhání od statických a dynamických sil a vliv teplotního namáhání na synchronní generátor. Kromě těchto vlivů bude zkoumáno i rozložení napětí v konstrukci a v souvislosti s tímto je nezbytné provést posouzení na bezpečnost k meznímu stavu kluzu a kontrola na únavu. V neposlední řadě se bude práce zabývat určením nejkritičtějších míst na synchronním generátoru.

Práci lze logicky rozčlenit do dvou hlavních částí – první teoretická, jež je věnována obecné charakteristice synchronního generátoru (tj. jeho vlastnosti a funkčnost) a jež je pro správné pochopení problematiky nezbytná. Dále bude představena metoda řešení, konkrétně metoda konečných prvků, na níž navazuje podkapitola obsahující různé typy prvků použité k řešení problému. Teoretická část je zakončena definováním podmínek plasticity a únavy materiálu a únavy svarů.

Následuje druhá, tj. praktická, část práce, která se již zabývá samotnou analýzou synchronního generátoru a jeho namáhání. Nejprve je tedy vytvořen zjednodušený model generátoru, na němž se stanoví, která část modelu se bude řešit jako skořepina a která jako objemové těleso. Po nezbytném nastavení výchozího stavu dojde již k samotnému zkoumání vlivů, a to nejprve vlivů magnetických sil a poté teplotního a silového namáhání. Při každém zkoumání budou nejprve stanoveny správné okrajové podmínky a určeny vlastnosti použitého materiálu, následovat bude samotný výpočet a kontrola jeho řešení. Praktická část práce bude uzavřena určením bezpečnosti, provedením kontroly na únavu a určením kritických míst synchronního generátoru.

1. FORMULACE PROBLÉMU

Synchronní generátor slouží primárně pro přeměnu mechanické energie na energii elektrickou. Generátor je zatížen jak konstantním, tak i časově proměnným, zatížením vzniklým od elektromagnetických sil. Elektromagnetické síly se vytvářejí v cívkách, které jsou hlavní složkou nutnou k přeměně energie mechanické na elektrickou. Při přeměně energií však nesmí být opomenuto teplotní zatížení, které silně ovlivňuje napětí v generátoru a tedy i výsledek přeměny. Proto je snahou co nejvíce tepla odvést do okolního prostředí, aby se co nejvíce snížil vliv tepelného napětí na generátor. K tomuto účelu se používají chladicí otvory, které nejsou vždy dokonale umístěné nebo nemají dostačující odvod tepla, jaký by byl žádoucí.

2. VYTYČENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Hlavní cíl této diplomové práce tvoří analýza vlivů statických a dynamických sil na namáhání synchronního generátoru. Soustavu cílů doplňuje i zkoumání vlivu teplotního zatížení na namáhání generátoru. Ve spojitosti s těmito činiteli se bude tato práce snažit dosáhnout následujícího:

- Provést výpočet rozložení napětí v konstrukci
- Posoudit bezpečnost k meznímu stavu pružnosti a únavy
- Nalézt nejkritičtější místa

3. TEORETICKÝ ZÁKLAD

3.1. Synchronní generátor

3.1.1. Rozdělení generátoru

3.1.1.1. Dělení podle počtu fází

- Jednofázové – stroj je připojen na jednu fázi
- Třífázové – stroj je připojen na všechny tři fáze (naš případ) [1]

3.1.1.2. Rozdělení dle tvaru rotoru

- Generátor s hladkým rotorem – vyrábějí se s malým průměrem a velkými délkami, a to z důvodů odstředivých sil vzniklých za vysokých otáček (naš případ)
- Generátor s vyniklými póly rotoru – mají velké průměry a malé délky, odstředivé síly nejsou příliš velké, protože pracují za nízkých otáček [5]

3.1.1.3. Další dělení

- Synchronní - uhlová rychlost rotoru je totožná s úhlovou rychlostí magnetického pole
- Asynchronní – uhlová rychlost rotoru se částečně liší od úhlové rychlosti magnetického pole [1]

3.1.2. Vymezení pojmu „horizontální synchronní generátor“

Horizontální synchronní generátor je takové elektrické zařízení, které je ve vodorovné rovině a je zde shoda mezi otáčkami magnetického pole statoru a otáčkami rotoru. Generátor (alternátor) je zařízení, pomocí kterého se přeměňuje mechanická energie na elektrickou. Mechanická energie je získávána z uhlí, z nafty, v tepelných elektrárnách, ve vodních elektrárnách, v jaderných elektrárnách, nebo za pomoci spalovacích motorů. Generátory bývají různými způsoby chlazené, a to vzduchem, vodíkem nebo vodou. Z těchto druhů chlazení se nejčastěji používá chlazení vzduchem. [1]

3.1.3. Základní složky synchronního generátoru

Stator - nehybná část generátoru

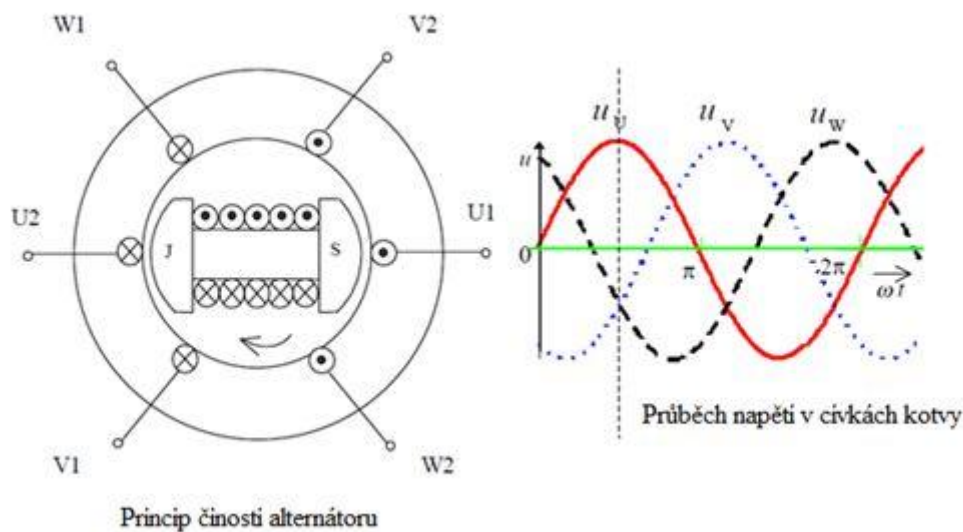
Rotor - pohyblivá část generátoru

Budič – je zdrojem stejnosměrného proudu potřebný pro napájení rotorové cívky

Na rotoru i statoru jsou navinuté cívky. [6]

3.1.4. Princip funkce synchronního generátoru

Vše je závislé na pohybové formě indukčního zákona. Na statoru i rotoru jsou tři cívky pootočené po 120° . Rotor je napájen stejnosměrným proudem, který vytváří v cívkách magnetické pole. Na rotor je přenášena mechanická energie, ten se začne otáčet a vytvoří ve statoru periodicky proměnné magnetické pole, pomocí kterého se na statorovém vinutí indukuje napětí, jehož frekvence je přímo úměrná otáčkám. [1]



Obr.3.1. Schéma synchronního generátoru s 1 polovou dvojicí a průběh napětí v cívce [11].

Jelikož je generátor přímo napojen na transformátor musí i frekvence splňovat určitý rozsah. To se docílí pomocí otáček získané ze vztahu:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (3.1)$$

kde n_s [min^{-1}] jsou synchronní otáčky rotoru, f [Hz] je frekvence střídavého napětí a p je počet pólových dvojic rotoru. [10]

3.2. Metoda konečných prvků

Je to nejrozšířenější numerická metoda, jejímž základním stavebním prvkem je prvek, který má konečné rozměry. Metodu konečných prvků řadíme mezi tzv. variační metodu, u které rozeznáváme dvě metody:

1. Deformační varianta (nezávislé funkce jsou posuvy)
2. Silová varianta (nezávislé funkce jsou složky tenzoru napětí) [2]

Byla zvolena varianta deformační, a proto bude níže rozebrána.

3.2.1. Deformační varianta

U této varianty se vychází z Lagrangeova variačního principu, který říká, že u všech funkcí posuvů zachovávající spojitost tělesa a splňující všechny okrajové podmínky, se budou realizovat ty, které udělají celkovou potenciální energii Π stacionární hodnotu. Tuto energii získáme jako rozdíl energie napjatosti tělesa W a potenciálu vnějšího zatížení P . [3]

$$\Pi = W - P \quad (3.2)$$

Energii napjatosti tělesa W získáme pomocí vztahu:

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma^T \cdot \varepsilon \cdot dV \quad (3.3)$$

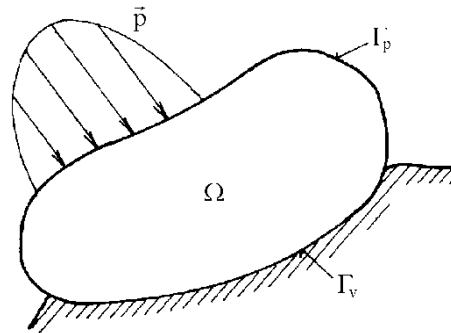
A potenciál vnějšího zatížení P získáme vztahem:

$$P = \int_{\Omega} u^T \cdot o \cdot dV + \int_{\Gamma_p} u^T \cdot p \cdot dS \quad (3.4)$$

Ve výše uvedených vzorcích se vyskytují tyto matice:

- Napětí $\sigma^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$
- Přetvoření $\varepsilon^T = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]$
- Posuvů $u^T = [u, v, w]$
- Objemového zatížení $o^T = [o_x, o_y, o_z]$
- Plošného zatížení $p^T = [p_x, p_y, p_z]$

3.2.2. Okrajové podmínky



Obr.3.2. Řešené těleso Ω [3].

Γ_v - určuje velikost povrchu tělesa, kde jsou zadány velikosti posunutí tzv. geometrické okrajové podmínky

Γ_p – určuje velikost povrchu na kterém působí vnější plošné zatížení [3]

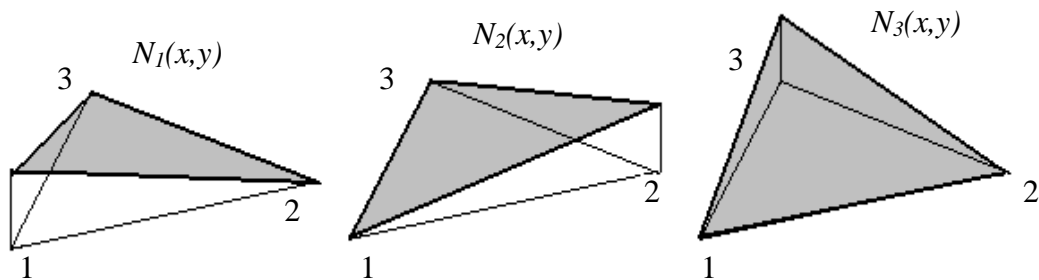
3.2.3. Diskretizace spojitého problému v MKP

Celková potenciální energie Π je závislá na spojitých funkcích u , v , w . Každá z těchto funkcí představuje nekonečné množství hodnot v nekonečně mnoha bodech řešené oblasti. Jelikož potřebujeme řešení numerické, musíme všechny funkce vyjádřit v závislosti na konečném počtu parametrů. Aproximační funkce posuvů se v MKP vyjadřují přibližně, jako součet předem daných známých funkcí \tilde{u}_i , \tilde{v}_j , \tilde{w}_k . Tyto funkce označujeme jako báze funkce, které se násobí neznámými koeficienty. [3]

$$u = \sum_{i=1}^l a_i \cdot \tilde{u}_i \tag{3.5}$$

$$v = \sum_{j=1}^m b_j \cdot \tilde{v}_j$$

$$w = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \tilde{w}_k$$



Obr.3.3. Bázové funkce trojúhelníkového profilu [3].

„Každá bázová funkce N_i je nelineární funkce nad trojúhelníkem, která má jednotkovou hodnotu v i -tem vrcholu a nulovou hodnotu ve zbylých dvou vrcholech.“

Po dosazení rovnic (3.5) do (3.2) dosáhneme toho, že celková potenciální energie Π je závislá na konečném množství parametrů. Použitím podmínky stacionárních hodnot celková potenciální energie Π vede na soustavu rovnic. Pomocí kterých určíme neznámé parametry. [3]

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \Pi}{\partial a_1} = 0 \\ \vdots \\ \frac{\partial \Pi}{\partial c_n} = 0 \end{array} \right\} \rightarrow a_1, a_2, \dots, c_n \quad (3.6)$$

Samotný výpočet probíhá tak, že vytvořený model se rozdělí na řadu prvků. Tyto prvky vyplní spojitě celý model. Každý z prvků je charakteristický svým tvarem a svými uzlovými body. V uzlových bodech se vypočítají neznámé parametry, které jsou u deformačních variant posuvy. [2]

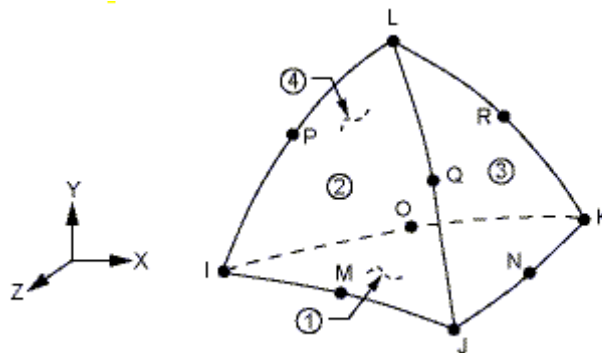
3.3. Typy použitých prvků

K numerickému řešení problému byl využit program ANSYS. V tomto programu byly vybrány prvky podporující deformačně napěťovou a tepelnou analýzu. Jelikož je těleso sestaveno z objemových a skořepinových prvků, byly zvoleny tyto prvky SOLID 92, SHELL 281 (deformačně napěťovou analýzu) a SOLID 87, SHELL 132 (tepelnou analýzu). [3]

3.3.1. Charakteristika použitých prvků

3.3.1.1. SOLID 92

Tento prvek lze znázornit jako čtyřstěn (1,2,3,4). Tento čtyřstěn je tvořen čtyřmi rohovými uzly (I,J,K,L) a šesti uzly (M,N,O,P,Q,R), které jsou uprostřed hran tělesa. Každý bod představuje jednu básovou funkci. Násobením jednotlivých básových funkcí vznikne prvek. U těchto těles je vždy zaručená jejich kompatibilita (dotýkají se vždy stejné tvary a hrany). Každý uzel má tři stupně volnosti ve směru os x, y, z. Tyto posuvy jsou aproximovány básovými funkcemi. [3] [12] [2]

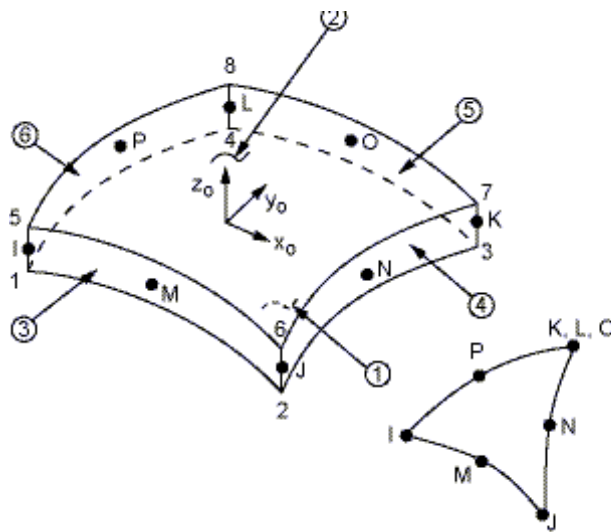


Obr.3.4. Tvar prvku SOLID 92 [12].

3.3.1.2. SHELL 281

Používá se pro skořepiny. Vyžaduje dostatečně přesnou aproximaci geometrického tvaru na zakřivené střednicové ploše. To lze zajistit jemnou plošnou sítí stěnodeskových prvků se šesti deformačními parametry v uzlech. Ty po částech kopírují tvar skořepiny. Každý z uzlů má tři parametry posuvu, v osovém systému a tři úhlové natočení. Je zapotřebí dát si pozor na porušení předpokladů, a tedy na změnu systému z lineárního do nelineárního. Základní tvar je čtyřúhelník (výška je pouze předepsána modeluje se pomocí čtyřúhelníku). Prvek je tvořen osmy uzly z toho jsou čtyři rohové (I,J,K,L) a čtyři jsou uprostřed hrany

čtyřúhelníku (M,N,O,P). U typu SHELL lze vypustit jeden z uzlů, poté se vytvoří trojúhelník s upravenými bázovými funkcemi. [3] [12] [2]



Obr.3.5. Tvar prvku SHELL 182 [12].

3.3.1.3. SOLID 87

Patří do kategorie objemových prvků, které jsou určeny pro tepelnou analýzu. Základní prvek je tvořen čtyřstěnem s deseti uzly, z toho čtyři rohové a šest jich je umístěno uprostřed hran prvku. Každý uzel má jeden stupeň volnosti, a to konkrétně teplotu. Ani přechod z teplotní analýzy na strukturní analýzu není problém, a to tak že nahradíme SOLID 87 prvkem SOLID 92. [3] [2]

3.3.1.4. SHELL 132

Je to prvek určený pro skořepiny. Je obdobný jako prvek SHELL 281 s tím rozdílem, že každý uzel má jen jeden stupeň volnosti a to teplotu. I tento prvek je aproximován bázovou funkcí a má také odvozené tvary. Ty získáme stejně jako u předešlých prvků a to tak, že odstraníme jeden uzel a tím pádem také změníme bázové rovnice. [3] [2]

3.4. Vymezení pojmů

„MS pružnosti tělesa – je takový jeho stav, při jehož dosažení vzniknou v bodě tělesa prvé plastické (tedy trvalé – nevratné) deformace, jejichž velikost je stanovena smluvně.

Důležitá je úroveň rozlišitelnosti při sledování tohoto jevu. Mikroplastické deformace jsou doprovázeny vysokou heterogenitou a lokalizací do submikroskopických rozměrů (velikostí jednotek až stovky μm); nepřevyšují velikost 1 %. Mikroplastické deformace vznikají tehdy, jestliže napětí nebo deformace překročí kritické hodnoty, významně ovlivňované teplotou a rychlostí deformace.

Mez únavy – vzniká při cyklickém namáhání (= mezní hodnota horního napětí cyklu, při němž ještě nedošlo k lomu nebo jinému únavovému porušení do základního počtu cyklů, zvoleného pro stanovení meze únavy).“ [4]

3.5. Podmínka plasticity

3.5.1. Co musí splňovat podmínky plasticity

K určení podmínek plasticity musí splňovat určité předpoklady. Mezi základní předpoklady bylo zařazeno:

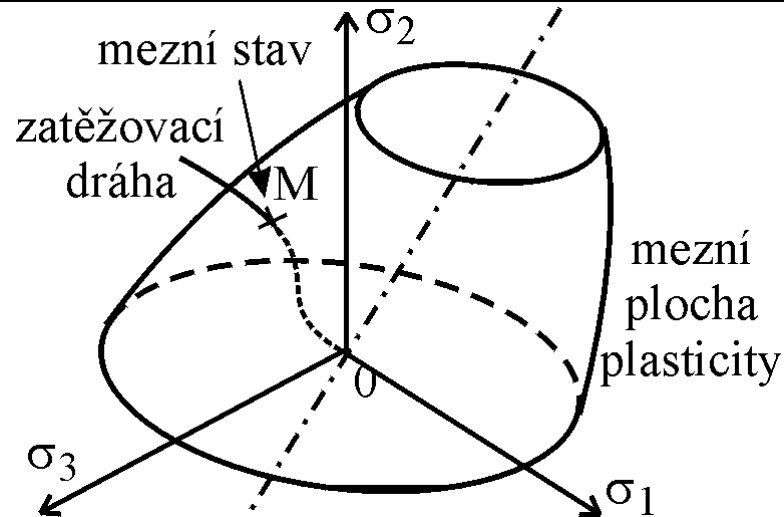
- K určení mezního stavu pružnosti je třeba znát mezní hodnoty, které jej popisují např. materiálová charakteristika či mez kluzu.
- Zformulováním podmínky plasticity bylo zjištěno, že podmínka plasticity je matematické vyjádření mezního stavu pružnosti. Jako podmínka plasticity při jednoosé napjatosti byl označen vztah:

$$\sigma = \sigma_k \text{ nebo } F(\sigma, \sigma_k) = 0 \quad (3.7)$$

- Jako podmínka trojosé napjatosti se označuje vztah:

$$F(T_\sigma, \sigma_k) = 0 \quad (3.8)$$

Podmínky plasticity lze také vyjádřit graficky. Toto zobrazení se nazývá Haighův prostor, jehož souřadné osy jsou osami hlavních napětí. Podmínka plasticity je vyjádřena jako plocha plasticity, zatěžování je zobrazeno křivkou (zatěžovací dráhou). Mezní stav nastává tehdy, když zatěžovací křivka protne plochu plasticity. [6]



Obr.3.6. Haighův prostor [6].

- Z nejrůznějších experimentů bylo zjištěno, že mezní stav pružnosti je určen velikostí smykového napětí $|\tau_{\rho k}|$ v jistém řezu ρ_k a podmínka plasticity má tvar:

$$F(|\tau_{\rho k}|, M_k) = 0 \quad (3.9)$$

M_k je materiálová charakteristika

- Jedna z nejjednodušších funkcí F (vyjadřující podmínku plasticity) je funkce lineární a podmínka plasticity je ve tvaru:

$$\tau_{Mk} = |\tau_{\rho k}| \quad (3.10)$$

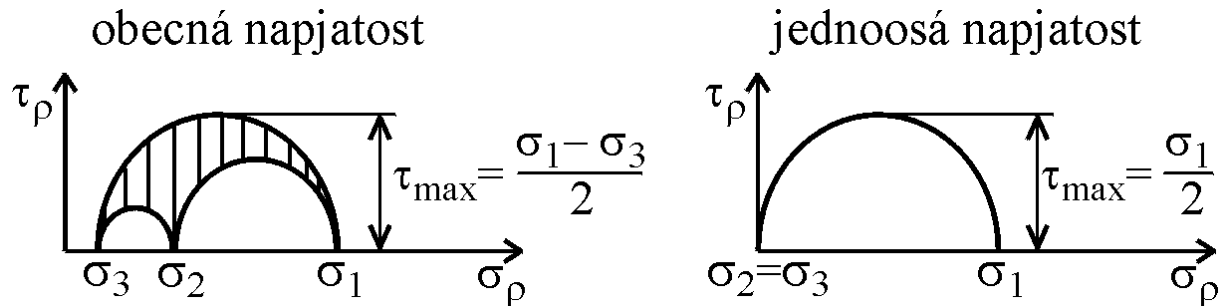
τ_{Mk} je materiálová konstanta a řez ρ_k byl určen experimentálně a podle volby řezu dostaneme různé podmínky plasticity. [6]

3.5.2. Podmínka plasticity MAX τ (Trescova)

Hlavním předpokladem podmínky plasticity maximálního smykového napětí je, že řez ρ_k je řez, ve kterém působí maximální smykové napětí τ_{MAX} a vyjadřuje se ve tvaru:

$$\tau_{MAX} = \tau_{Mk} \quad (3.11)$$

„Mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturálním stavu nezatíženého stavu nastane, když maximální smykové napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{Mk} , která je materiálovou charakteristikou.“ [6]



Obr.3.7. Mohrovy kružnice [6].

Pro obecnou napjatost dostaneme vztah:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau_{Mk} \quad (3.12)$$

Vydeme-li z prostého tlaku či tahu, dostaneme vztah:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{\sigma_k}{2} = \tau_{Mk} \quad (3.13)$$

A jelikož $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, je v mezním stavu pružnosti $\sigma_1 = \sigma_k$, z toho plyne, že:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_k \quad (3.14)$$

Zavede-li se redukované napětí, docílí se vztahu:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{red} \quad (3.15)$$

„Redukované napětí σ_{red} je taková fiktivní hodnota jednoosého tahového napětí, která má stejnou prostorovou bezpečnost vůči vyšetřovanému meznímu stavu jako napjatost obecná.“ [6]

Použitím redukovaného napětí dostaneme vztah analogický vztahu napjatosti jednoosé $\sigma_{red} = \sigma_k$ a určíme koeficient bezpečnosti k_k ze vztahu:

$$k_k = \frac{\sigma_{red}}{\sigma_k} \quad (3.16)$$

Obečný tvar podmínky plasticity MAX τ lze upravit pro jednotlivé typy napjatostí. [6]

3.5.3. Podmínka plasticity HMH (Misesova)

Předpokladem podmínky plasticity HMH je, že řez ρ_k je oktaedrická rovina, která se vyjádří:

$$|\tau_o| = \tau_{oK} \quad (3.17)$$

„Mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezátíženého stavu nastane, když oktaedrické napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{oK} , která je materiálovou charakteristikou.“ [6]

Pro obecnou napjatost určenou hlavními napětími $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ je podmínka plasticity HMH určena takto:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_k \quad (3.18)$$

Zavedeme-li i zde redukované napětí, potom bude vztah vypadat takto:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_{red} \quad (3.19)$$

A pokud i zde platí vztah $\sigma_{red} = \sigma_k$, pak koeficient bezpečnosti k_k určíme ze vztahu:

$$k_k = \frac{\sigma_{red}}{\sigma_k} \quad (3.20)$$

3.6. Únava materiálu

„Únava materiálu je proces porušování soudržnosti materiálu časově proměnnou napjatostí jako důsledek kumulace poškození střídavou pružně plastickou deformací.“ [7]

Únava materiálu je způsobena cyklickou napjatostí a ta se projevuje dvěma způsoby:

- Vznikem trhlin a následné šíření (porušení soudržnosti materiálu)
- Změnou mechanických a jiných fyzikálních vlastností. [7] [8]

3.6.1. Základní únavové charakteristiky materiálu

Únavu (únavové poškození materiálu) lze smluvně dělit na nízkocyklickou a vysokocyklickou. [7] [8]

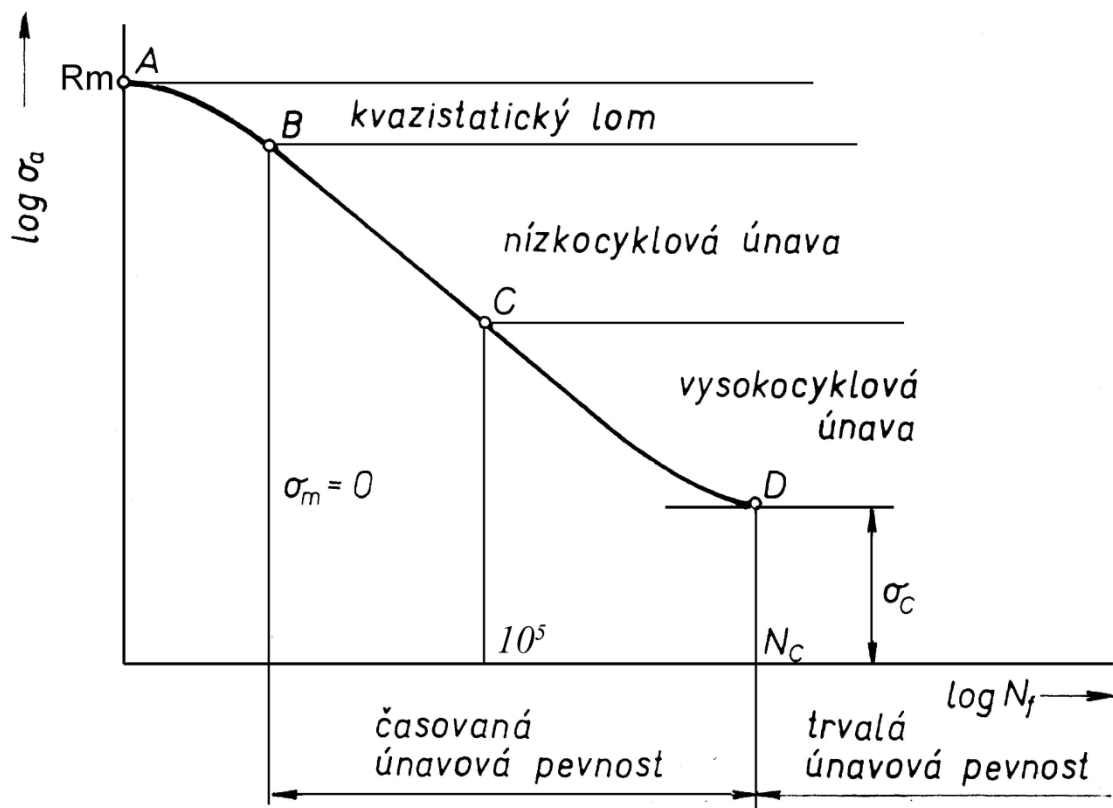
3.6.1.1. Nízkocyklická únava

Životnost nízkocyklické únavy (počet kmitů do porušení) je $N_c \leq 10^5$ kmitů. U nízkocyklické únavy nelze ani zanedbat makroplastické deformace, díky kterým dochází ke změnám rozměrů součástí měřitelnými běžnými prostředky. [7] [8]

3.6.1.2. Vysokocyklická únava

Životnost vysokocyklické únavy (počet kmitů do porušení) je $N_c > 10^5$ kmitů. Na rozdíl od nízkocyklické únavy je u vysokocyklické únavy plastická deformace velice malá (řádově 10^{-5} a menší) a změnu rozměrů součástí můžeme zanedbat. [7] [8]

Podstata únavového poškození zůstává v obou případech stejná a to její nevratná cyklická plastická deformace. Jak vyplynulo z předcházejících odstavců, únavové poškození vzniká na povrchu materiálu nebo kousek pod jeho povrchem a je způsobeno nevratnou plastickou deformací v mikro a makro objemech materiálu. I přes vyspělost výpočtové techniky a existenci metody konečných prvků je obtížné zjistit postup únavového poškození v celé šíři. Důvodem jsou kvantitativně neuspokojivé modely poškození ve fázi nukleace a také strukturní poruchy materiálu. Pro snazší určování únavového poškození vznikl graf závislosti tahové zkoušky na ustáleném harmonickém silovém (napět'ovém) zatěžování. Tento graf se nazývá Wöhlerova křivka a získá se tak, že jednotlivé vzorky jsou zatěžovány různými amplitudami σ_a a určuje se odpovídající počet kmitů do lomu. [7] [8]



Obr.3.8. Wöhlerova křivka [13].

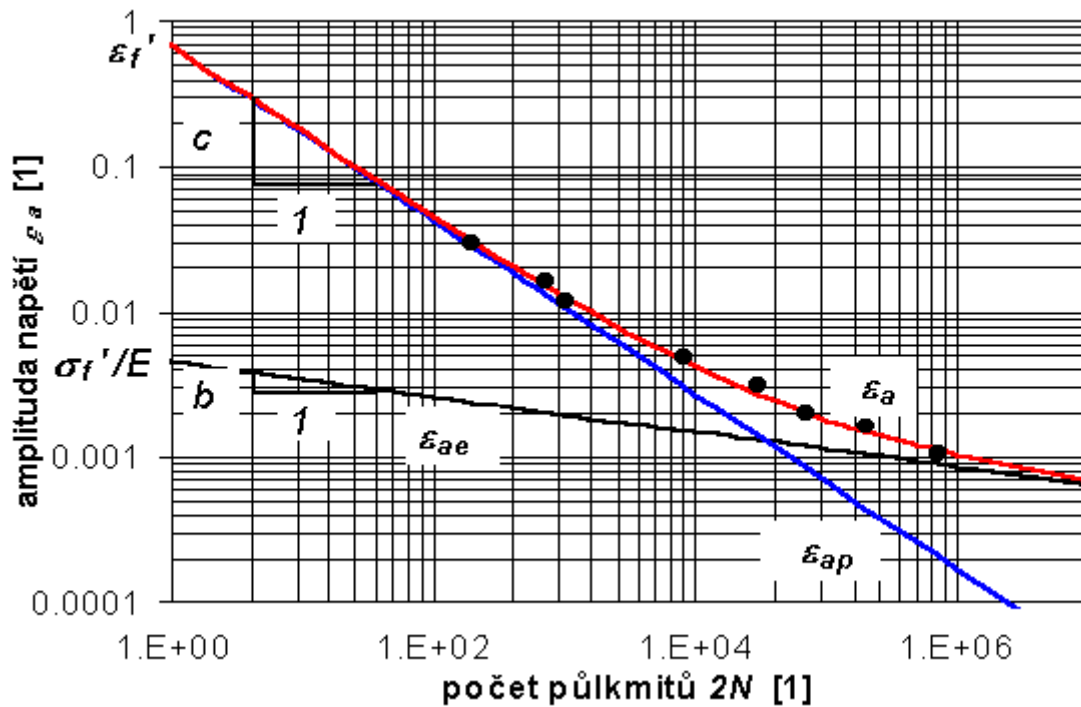
Pro ocel a jiné kovové materiály má Wöhlerova křivka z praktického hlediska asymptotický charakter. Pokud snížíme amplitudu σ_a , tak dojde k prodloužení počtu životnosti cyklu. Pokud snížíme amplitudu až na σ_c , dojde k prodloužení životnosti natolik, že nenastane lom. Proto se amplituda σ_c nazývá mezí únavy zatěžovaného vzorku. V praxi se za mez únavy bere taková amplituda, která dosáhne 10^7 cyklů. Proto také platí: Wöhlerova křivka je vhodnou materiálovou charakteristikou v oblasti vysokocyklové únavy. [7] [8]

3.7. Únavové křivky a metody řešení počtu cyklu do lomu

Únavové křivky jsou získávány z odolnosti zkušebních těles vůči únavovému kmitání. Křivky nám udávají závislosti mezi sledovaným parametrem a dobou provozu. Tyto křivky nám pomáhají určit životnost reálných dílů z téhož materiálu.

V oblasti nízkocyklové únavy má velký podíl plastická cyklická deformace. Tato křivka životnosti se nazývá únavová křivka deformace nebo též Manson-Coffinova křivka viz

(obr. 3.9). Tato křivka vyjadřuje závislost amplitudy celkového přetvoření na počtu cyklu do lomu. [16]



Obr.3.9. Manson-Coffinova křivka [16].

Oblasti zkoušek nízkocyklické únavy pro model aproximace elastických složek deformace se zabýval pan Basquin, který přišel s rovnicí (3.21). [16]

$$\varepsilon_{ae} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (3.21)$$

Kde: ε_{ae} je elastická deformace

σ'_f je cyklická pevnost

E je modul pružnosti materiálu v tahu

b je exponent únavové pevnosti

Manson zavedl pro zkoušky nízkocyklické oblasti únavy model aproximace plastických složek deformace viz rovnice (3.22).[16]

$$\varepsilon_{ap} = \varepsilon'_f (2N)^c \quad (3.22)$$

Kde: ε_{ap} je plastická deformace

$2N$ je počet půlcyklů do lomu

c je exponent únavové životnosti

ε'_f je cyklická tažnost

Každá z těchto složek celkové deformace je v diagramu životnosti zobrazena jako přímkou s příslušnou směrnici danou exponentem životnosti. [14] [16]

Toto celkové přetvoření se dá vyjádřit rovnicí Ramberg-Osgood, která vypadá takto:

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K}\right)^{1/n'} \quad (3.23)$$

Kde: σ_a je výkmit napětí

K je materiálová konstanta

n' exponent cyklické křivky

Exponent cyklické křivky vychází z rovnice:

$$n' = \frac{b}{c} \quad (3.24)$$

Materiálová konstanta vychází ze vztahu:

$$K = \frac{\sigma'_f}{\varepsilon'_f n'} \quad (3.25)$$

Touto problematikou se nezabýval pouze Manson nebo Basquin, ale také pánové Smith-Watson-Topper (dále jen SWT), kteří vyšli ze stejné myšlenky jako Manson a Basquin. Do jejich koncepce zavedli využití ekvivalentních kombinací amplitud napětí a délkových přetvoření, jak je patrné z rovnice (3.26). [15] [17]

$$\varepsilon_{ac} = \frac{\frac{(\sigma'_f)^2}{E}(2N)^{2.b} + \sigma'_f \cdot \varepsilon'_f \cdot (2N)^{b+c}}{\sigma_h} \quad (3.26)$$

Kde: σ_h – maximální naměřené napětí

3.8. Únava svarů

3.8.1. Svary obecně

Svary jsou spoje mezi dvěma materiály. Docílí se jich pomocí natavení dvou blízkých ploch a následného přidání přídavného materiálu. Svary musí splňovat určité požadavky, které jsou na ně kladeny - ať už pevnostní, těsnící či únavové. Proto tedy vznikly předpoklady, které musí vždy platit a mezi něž patří:

- Použití vhodných ocelí určených ke svařování.
- Přídavný materiál je vhodný z hlediska mechanických vlastností i při pracovním procesu.
- Svary jsou zhotoveny obloukovým svařováním dle příslušných norem ČSN EN 1090-1 (732601), popřípadě ČSN EN 1090-2 (732601).

Stupeň jakosti svarových spojů je určen podle normy ČSN EN ISO 5817 (050110). Pokud není určeno jinak, platí tato norma, která říká, že u prvků posuzovaných na únavu musí být alespoň známka C, u ostatních typů namáhání stačí známka D. [9]

3.8.2. Únava svarů obecně

Cílem je navrhnout svařovanou konstrukci na mezní stav únavy tak, že při zajištění přijatelné pravděpodobnosti v návrhové době životnosti se daná konstrukce neporuší či nepoškodí v důsledku únavy. Určení požadované úrovně spolehlivosti lze dosáhnout při použití dílčích součinů spolehlivosti podle Eurokódu (ČSN EN 1993-1-9 (731401)). Tento výpočet lze použít pro nosné konstrukce staveb a zařízení, které jsou odborně konstruovány, vyrobeny a udržovány s ohledem na mez únavy. Tyto svarové spoje musí splňovat také podmínky přídavného materiálu, který splňuje následné normy ČSN EN 1090-1 (732601), popřípadě ČSN EN 1090-2 (732601). [9]

3.8.2.1. Nezbytnosti pro posuzování svarů

Posuzování na únavu svarů je většinou nutné provést u prvků jako je:

- Kmitání působením větru.
- Kmitání působením pohyblivého zatížení.
- Přenášení opakovaného namáhání způsobené nevyvážeností strojů.
- Přenášející pohyblivá zařízení nebo podpírající zdvihací zařízení.

Kontrola na únavu nemusí být provedena, jestliže je splněna alespoň jedna z následujících podmínek:

- Největší rozkmit napětí v navrhovaném spektru je:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma \leq \frac{26\varphi_r\varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.27)$$

- Celkový počet cyklů v navrhovaném spektru je:

$$N \leq 2 \cdot 10^6 \left(\frac{36\varphi_r\varphi_t}{\Delta\sigma_{E,2}\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}} \right)^3 \quad (3.28)$$

V případě detailu, pro který je určená mez únavy při konstantní amplitudě $\Delta\sigma_D$, s největším rozkmitem napětí v navrženém spektru vyhovuje vztah:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_D\varphi_r\varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.29)$$

Kde: γ_{Ff} - je dílčí součinitel spolehlivosti únavového zatížení

γ_{Mf} - dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti

φ_r - součinitel asymetrie cyklů

φ_t - součinitel vlivu tloušťky materiálu

$\Delta\sigma_{E,2}$ - ekvivalentní konstantní rozkmit normálového napětí při $2 \cdot 10^6$ cyklů v MPa

$\Delta\sigma_D$ - mez únavy při konstantní amplitudě při $5 \cdot 10^6$ cyklů v MPa. [9]

3.8.2.2. Předpoklady výpočtu únavy

Při výpočtu únavy předpokládáme, že jmenovitá napětí jsou v pružné oblasti působení a největší rozkmit napětí není větší než $1,5f_y$ při normálovém namáhání a $1,5f_y/\sqrt{3}$ při smykovém namáhání. [9]

3.8.2.3. Dílčí součinitele spolehlivosti při výpočtu únavy

Dílčí součinitel spolehlivosti únavového zatížení γ_{Ff} zahrnuje i nepřesnosti, které vyplývají z:

- převodu těchto zatížení na napětí a rozkmity napětí,
- uvažovaných úrovní zatížení,
- vývoje únavového zatížení v průběhu návrhové doby života konstrukce,
- určení návrhové doby života konstrukce.

Pokud se zatížení určí podle normy ČSN EN 1991-3 (730035), je $\gamma_{Ff} = 1,0$.

Při posudku únavy na základě měřené historie napětí se musí podmínky při měření a očekávané podmínky při provozu konstrukce zohlednit volbou vhodné veličiny γ_{Ff} .

Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti γ_{Mf} zahrnuje nejistoty, které vyplývají z:

- určení typu, velikosti a rozložení vad,
- velikosti konstrukce,
- proměnlivost vlastností materiálu a procesů svařování,
- koncentrace napětí od geometrie povrchu svarů, reziduálních napětí a dodatečných úprav po svařování.

U pozemních konstrukčních staveb se dílčí součinitele spolehlivosti únavové pevnosti γ_{Mf} volí dle tabulky 3.1.

přístupnost ke kontrole	prohlídky a údržba	důsledky únavového lomu	
		mírné	závažné
		γM_f	
dobrá	periodická	1	1,15
v ostatních případech		1,1	1,2

Tabulka 3.1. Dílčí součinitele spolehlivosti únavové pevnosti γM_f [9].

Poznámka: Mezi mírné důsledky únavového lomu se považuje havárie podružné části konstrukce, která neohrozí bezpečnost celé konstrukce. [9]

3.8.2.4. Výpočet napětí při namáhání na únavu

Konstrukce na únavu namáhání lze posoudit z hlediska rozkmitu napětí. Pro výpočet rozkmitů napětí se podle uspořádání konstrukčního detailu aplikuje buď jmenovité napětí, nebo tvarové napětí stanovené podle teorie pružnosti.

Jmenovité napětí je napětí v základním materiálu, které se nachází v blízkosti místa potenciální trhliny. Toto napětí se určí bez uvažování jakýchkoli účinků koncentrace napětí.

Tvarové napětí je hlavní napětí v základním materiálu v blízkosti přechodu ze svaru do základního materiálu, které zohledňuje koncentraci napětí v důsledku celkové geometrie konstrukčního detailu, ale nejsou zde uvažovány místní účinky koncentrace napětí od geometrie svarů a vady ve svaru i základním materiálu. Konstrukční detaily se nachází v příloze norem svařování a pro ty, které v normách zahrnuty nejsou, se musí vypočítat tvarové napětí. Maximální velikost rozkmitu tvarových napětí zjistíme z měření na více místech měřené konstrukce a to převážně v oblastech svaru či v oblastech s koncentrací napětí. [9]

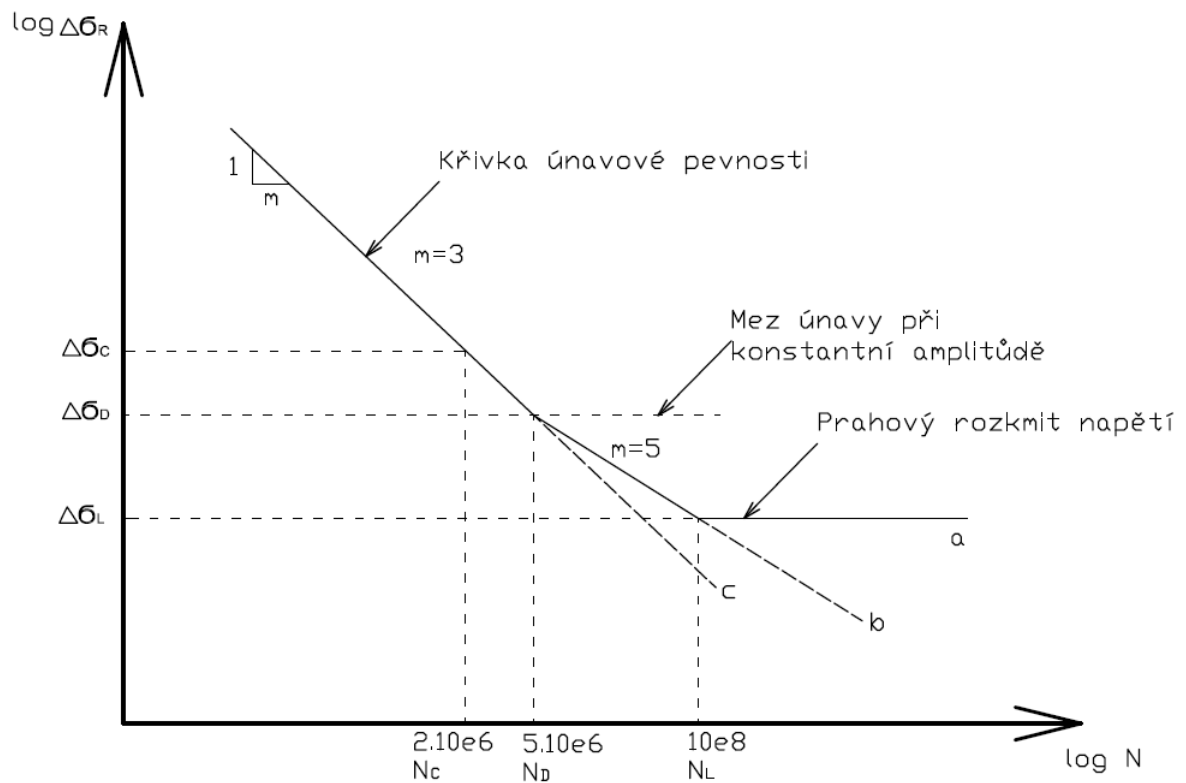
Pokud vyvolá únavové napětí dynamické účinky, musí se ve výpočtech respektovat dynamická odezva konstrukce. Dynamické účinky lze zahrnout do konstrukčního řešení za pomoci dynamického součinitele nebo dynamického výpočtu.

V případě koutových svarů se na únavu posuzují pouze smykové napětí paralelní s osou svaru a normálová napětí kolmá na osu svaru.

Pokud posuzujeme konstrukci na únavu, musí se brát v úvahu historie napětí, která je dána záznamem skutečnosti nebo výpočtem změn napětí v posuzované oblasti (místě) konstrukce v průběhu celého zatěžujícího případu. Získanou historii pak za pomoci vhodné metody (metoda stékání deště nebo metoda nádrže) převedeme na spektrum rozkmitů napětí. Získané spektrum dostaneme v podobě histogramu nebo tabulky, ve které je uvedena četnost rozkmitů napětí rozdílných hodnot za určitý čas. Nemůžeme-li vytvořit spektrum rozkmitů napětí, nelze postupovat podle takto stanovených způsobů zpracování (podle této normy). [9]

3.8.2.5. Výpočet únavové pevnosti

Únavová pevnost pro normálové napětí nebo smykové napětí se určí pomocí křivek, které jsou specifické pro jednotlivé kategorie detailů. Jednotlivé kategorie detailů jsou označeny číslem. Tato čísla vyjadřují referenční hodnotu únavové pevnosti pro dva milióny cyklů. Pomocí jedné z křivek únavové pevnosti (viz. obr. 3.10) pro normálové napětí může být založen výpočet. Máme tři typy křivek - z toho křivka „a“ je nejvíce podobná realitě, zato křivky „b“ a „c“ jsou více konzervativní. [9]



Obr. 3.10. Křivky únavové pevnosti pro normálová napětí [9].

- Křivka „a“ má dvojitý sklon ($m = 3$, $m = 5$) a prahový rozkmit napětí pro $N = 10^8$ cyklů.
- Křivka „b“ má dvojitý sklon ($m = 3$, $m = 5$).
- Křivka „c“ s jednotným sklonem ($m = 3$).

Křivky únavové pevnosti pro jmenovitá normálová napětí se definují vztahem:

$$\log N = \log a - m \log \Delta\sigma_R \quad (3.30)$$

$\Delta\sigma_R$ - je únavová pevnost

N - počet cyklů rozkmitu napětí

m - konstanta sklonu křivky únavové pevnosti nabývající hodnot 3 nebo 5

$\log a$ - konstanta, která platí v oblasti N .

U smykového napětí jsou křivky únavové pevnosti definovány analogicky. Redukci únavové pevnosti v důsledku tloušťky je potřebné uvažovat pro tloušťky větší než 25 mm. Součinitel tloušťky materiálu je definován vztahem:

$$\varphi_t = \sqrt[4]{\frac{25}{t}} \leq 1,0 \quad (3.31)$$

Tato korekce se používá pouze tehdy, když jsou konstrukční svary natočeny napříč ke směru namáhání. Pokud již je tloušťka zahrnuta v klasifikačních tabulkách, tak ji zanedbáváme. [9]

Pro normálové namáhání je možné postupovat i takto:

$$\text{Pro: } \gamma_{Ff} \Delta\sigma_i \geq \frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad \text{je } N_i = N_D \left(\frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\Delta\sigma_i \gamma_{Mf} \gamma_{Ff}} \right)^3 \quad (3.32)$$

$$\text{Pro: } \gamma_{Ff} \Delta\sigma_i < \frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad \text{je } N_i = N_D \left(\frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\Delta\sigma_i \gamma_{Mf} \gamma_{Ff}} \right)^5 \quad (3.33)$$

3.8.2.6. Posouzení na únavu

Posouzení spolehlivosti konstrukčního detailu na únavu se provede porovnáním hodnoty celkového poškození únavou D_d , vyvozeného návrhovým spektrem zatížení, s přípustnou mezní hodnotou poškození únavou 1,0. Z toho plyne, že podmínka spolehlivosti je:

$$D_d = \sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0 \quad (3.34)$$

Pokud posuzujeme ekvivalentní rozkmit napětí pro $N_c = 2 \cdot 10^6$ cyklů, pak musí být splněny podmínky:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma_{E.2} \leq \frac{\Delta\sigma_C \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.35)$$

$$\gamma_{Ff} \Delta\tau_{E.2} \leq \frac{\Delta\tau_C \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.36)$$

kde $\Delta\sigma_C$ a $\Delta\tau_C$ představují únavové poškození pro $2 \cdot 10^6$ cyklů a jsou stanoveny z příslušných tabulek a křivek dle svařovacích norem. [9]

Pokud je posuzována spolehlivost konstrukce detailů na únavu při namáhání konstrukce konstantním rozkmitem napětí, provede se pomocí vztahů:

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_R\varphi_r\varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.37)$$

$$\gamma_{Ff}\Delta\tau \leq \frac{\Delta\tau_R\varphi_r\varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.38)$$

kde $\Delta\sigma_R$ a $\Delta\tau_R$ představují únavovou pevnost a jsou stanoveny z příslušné křivky únavové pevnosti pro celkový počet cyklů za navrhovanou dobu života. Vychází z rovnice (3.30). [9]

Posouzení podle rovnice (3.37) a (3.38) se provádí pouze tehdy, pokud je splněna podmínka:

$$\gamma_{Ff}\Delta\sigma > \frac{\Delta\sigma_D\varphi_r\varphi_t}{\gamma_{Mf}} \quad (3.39)$$

V tomto případě platí současně $\Delta\sigma_R > \Delta\sigma_D$. V opačném případě se posouzení na únavu neprovádí.

Pokud současně působí normálové a smykové napětí, tak se musí uvažovat jejich kombinovaný účinek:

$$D_d = D_\sigma + D_\tau \leq 1,0 \quad (3.40)$$

Účinek smykového napětí se může zanedbat, je-li:

$$\Delta\tau_E < 0,15\Delta\sigma_E \quad (3.41)$$

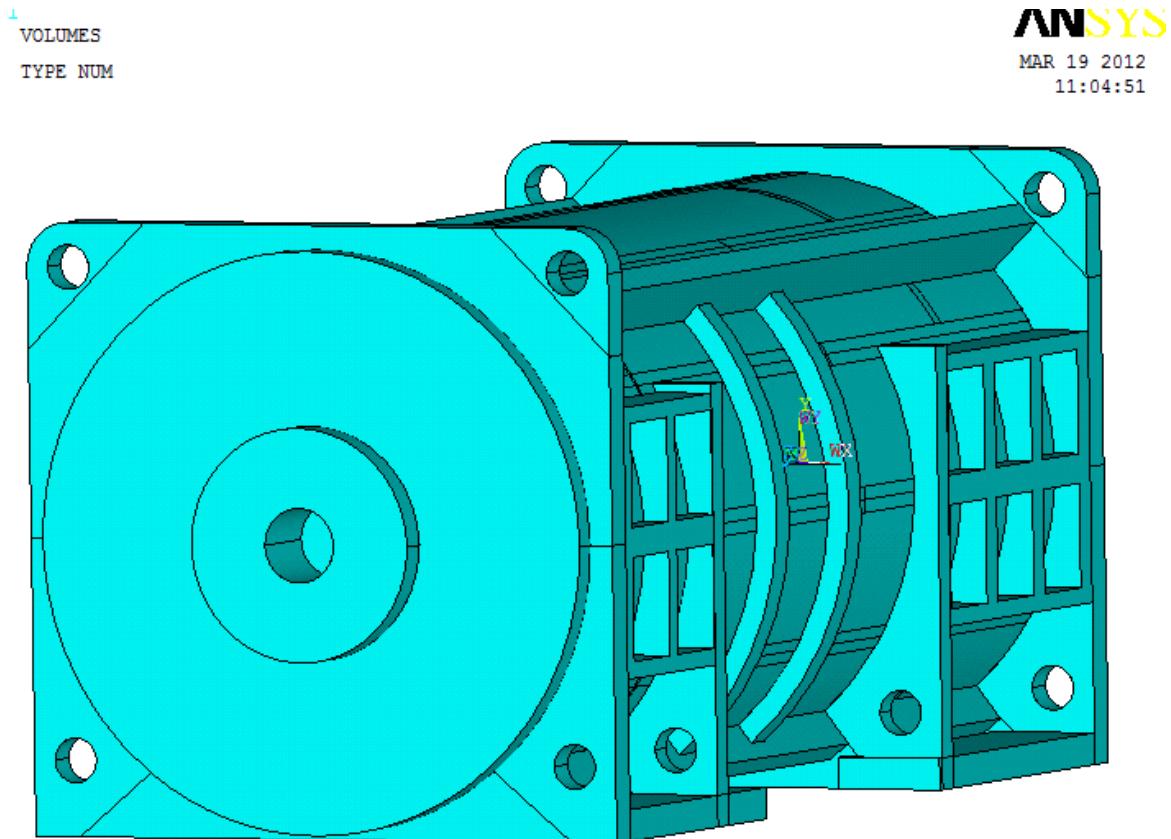
Když se směr hlavního napětí v průběhu zatěžování mění málo, provede se posouzení pro rozkmit hlavních napětí. V ostatních případech se vypočítá nezávislé poškození únavou od normálových napětí D_σ a od smykových napětí D_τ viz rovnice. Synchronní generátor, statické a dynamické síly, teplotní zatížení, rozložení napětí, mezní stav pružnosti, mezní stav únavy, kritické místo. [9]

4. ANALÝZA SYNCHRONNÍHO GENERÁTORU

4.1. Zatížení od magnetického pole

4.1.1. Model geometrie

Byl vytvořen zjednodušený trojrozměrný model statoru synchronního generátoru podle poskytnuté výkresové dokumentace. K modelu byla ještě zjednodušeně domodelována ložiska a víčka. Vše bylo vytvořeno ve výpočetním programu ANSYS 11. Vzhled modelu viz obrázek 4.1.



Obr. 4.1 model geometrie kostry synchronního generátoru.

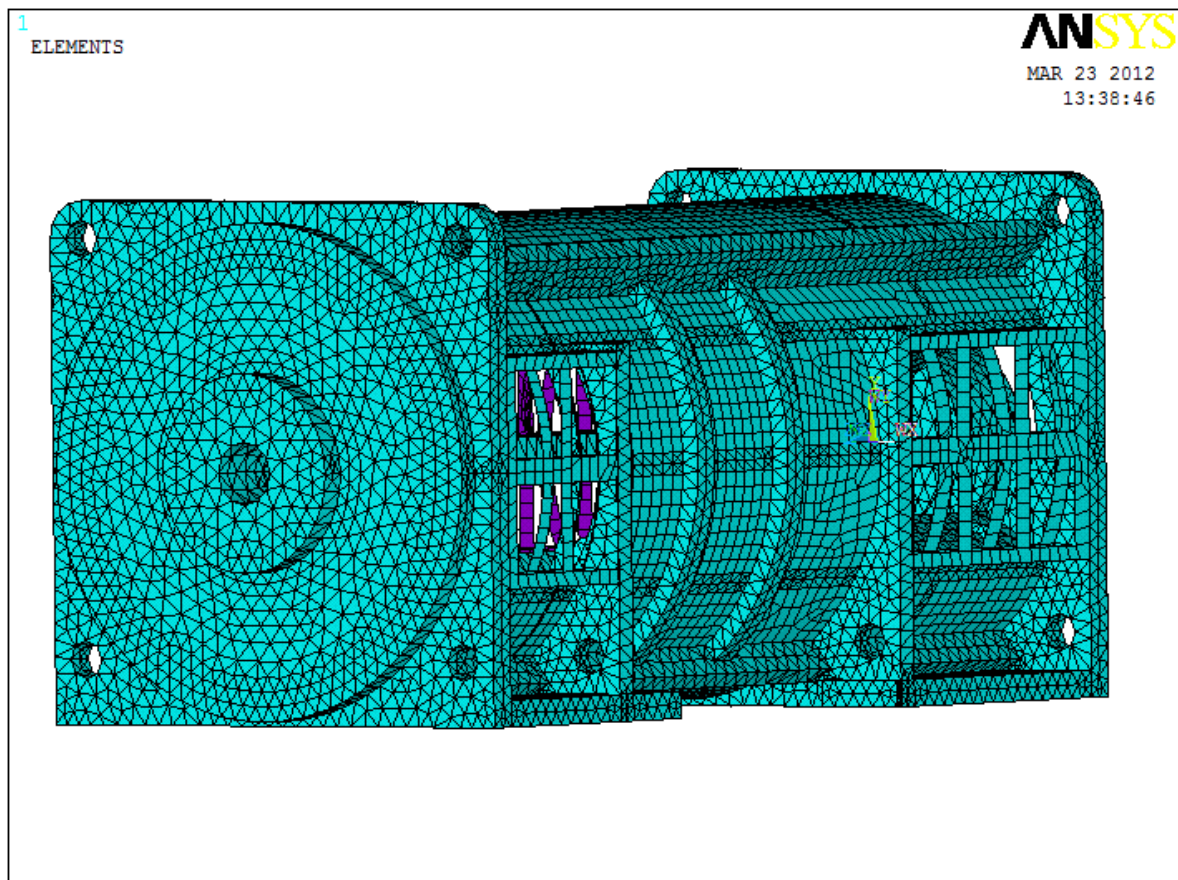
4.1.2. Materiálové vlastnosti

Stator synchronního generátoru byl vytvořen z oceli S355JO (nebo též 1.0553 podle číselné normy EN 10027-2). Bylo předpokládáno, že se materiál po zatížení bude chovat homogenně izotropně lineárně pružně. Byly stanoveny konstitutivní materiálové charakteristiky pro daný materiálový model:

- Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonova poměr $\mu = 0,3$

4.1.3. Konečnoprvková síť

K tvorbě konečnoprvkové sítě byly použity prvky SOLID 92 a SHELL 281, o jejichž vlastnostech bylo psáno v předchozí kapitole. Prvky SHELL byly použity do tloušťky 20 mm a byly využity především na plášť a vystouplé větracích otvorů. Celý model byl vytvořen takzvanou volnou sítí (free mesh).

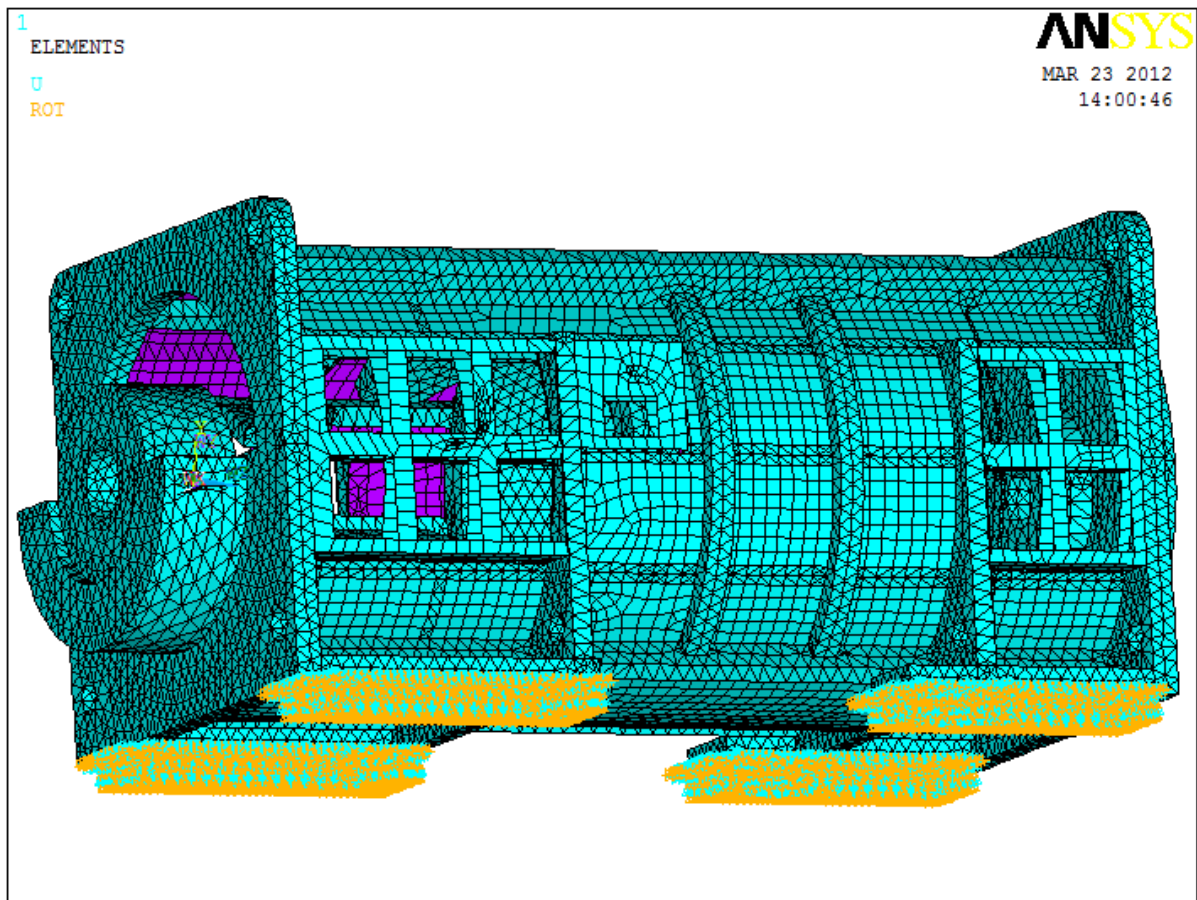


Obr. 4.2. Konečnoprvková síť tvořena prvky SOLID 92 a SHELL281.

4.1.4. Okrajové podmínky

a) Geometrické okrajové podmínky

V praxi je generátor přišroubován (pomocí patek) k betonovému bloku, který bývá zpravidla odtlumen vlivům z vnějšího okolí (k odtlumení se využívají speciální tlumiče). A i díky tomuto odtlumení můžeme považovat posuvy patek ve všech osách (x,y,z) za nulové a natočení k těmto osám rovněž za nulové.



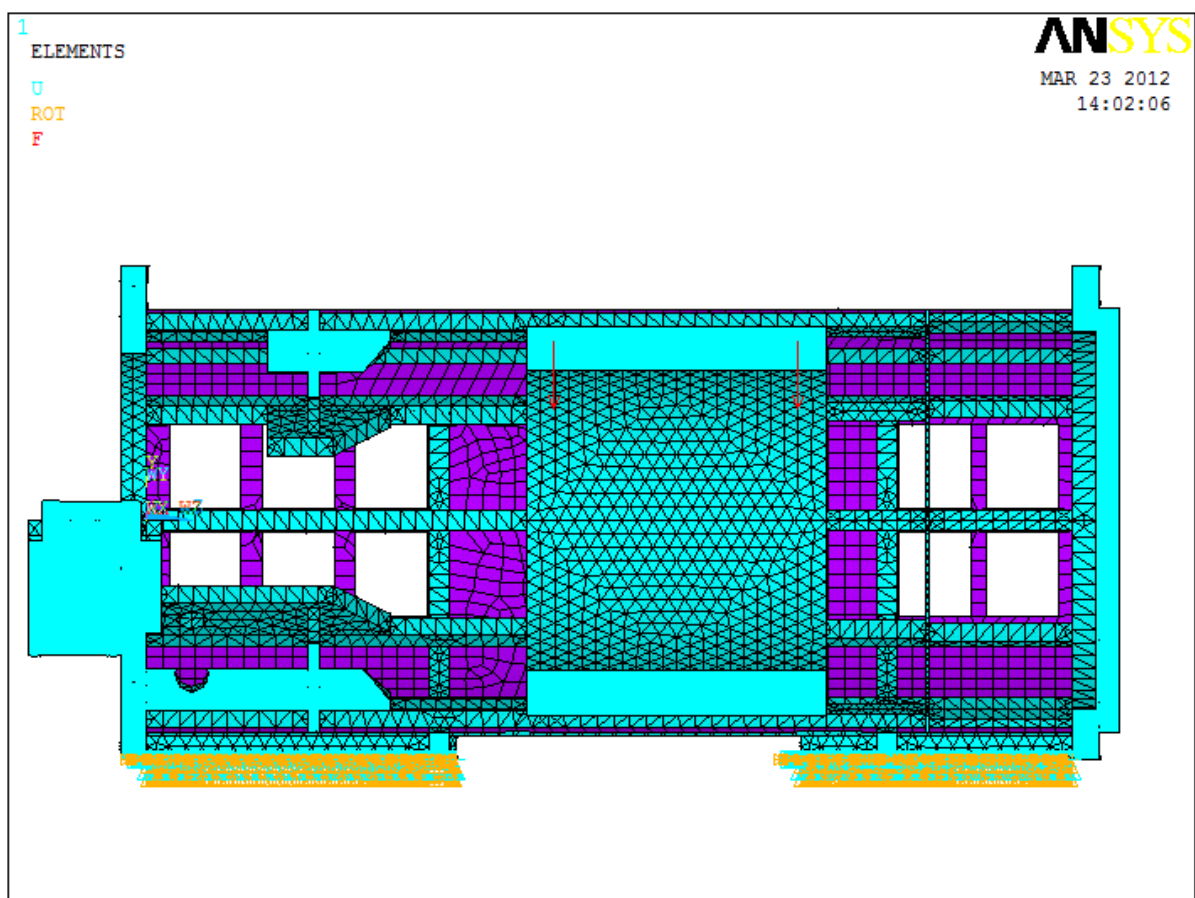
Obr. 4.3. Zobrazení geometrických okrajových podmínek.

b) Silové okrajové podmínky

Kostra generátoru byla namáhána magnetickou tahovou silou $F_{\text{mag}} = 20\,000\text{ N}$, kterou jsem takticky rozdělil na dvě poloviční síly. Tyto síly byly umístěny na předem dané místo ve statorovém vinutí. Zatěžování jsem prováděli dvěma způsoby a to:

4.1.4.1. Magnetické síly působící svisle

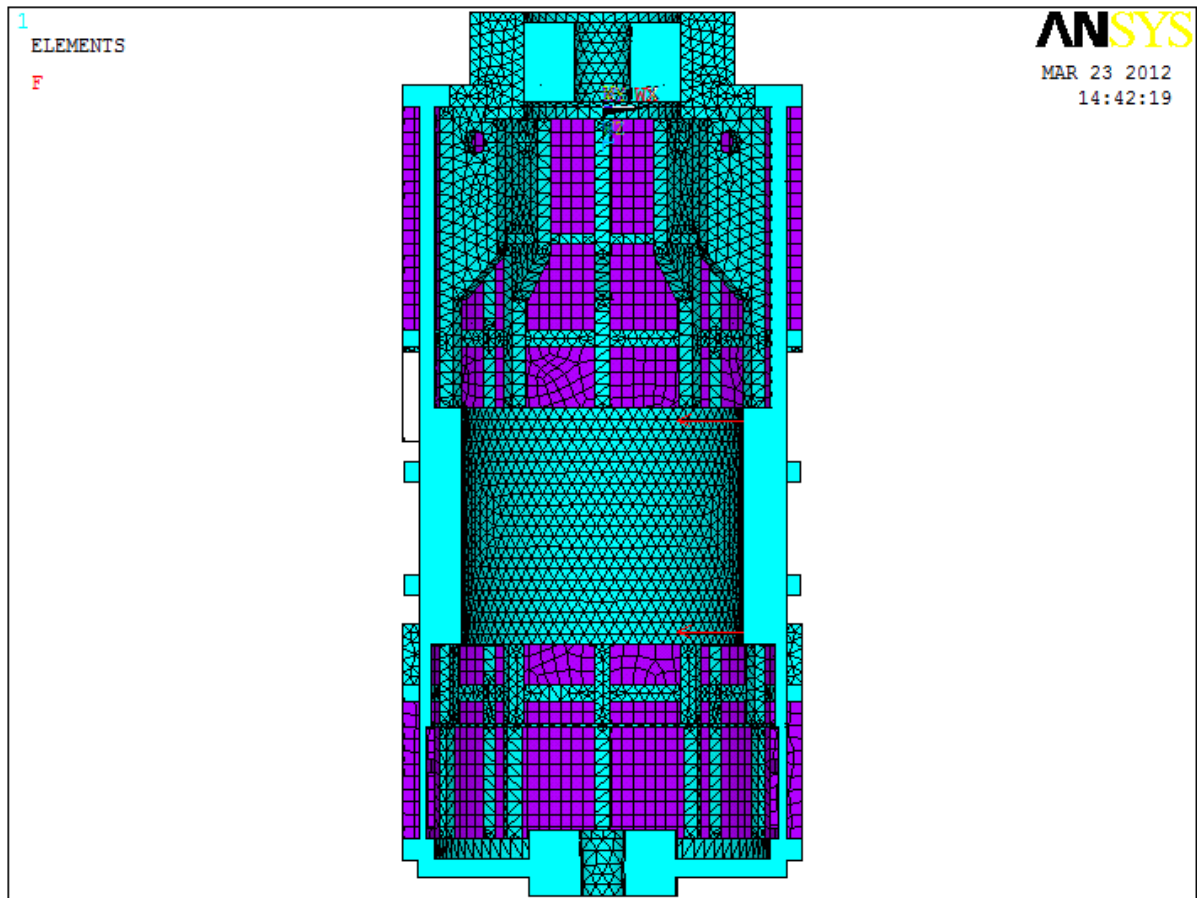
Síly byly umístěny do horní části vnitřního poloměru rotorového vinutí a zároveň se nacházejí v rovině yz, jak je možné vidět na obrázku (4.4).



Obr. 4.4. Zobrazení rozložení magnetických sil působících svisle.

4.1.4.2. Magnetické síly působící vodorovně

Síly byly umístěny do pravé části vnitřního poloměru rotorového vinutí a zároveň se nacházejí v rovině xz, jak je možné vidět na obrázku (4.5).

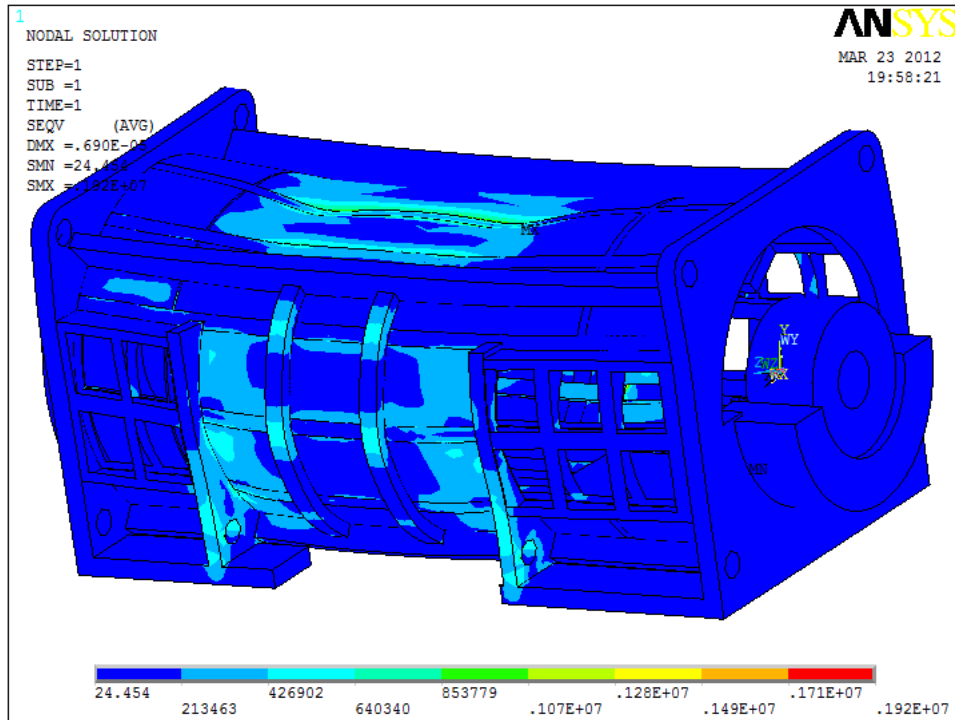


Obr. 4.5. Zobrazení rozložení magnetických sil působících vodorovně.

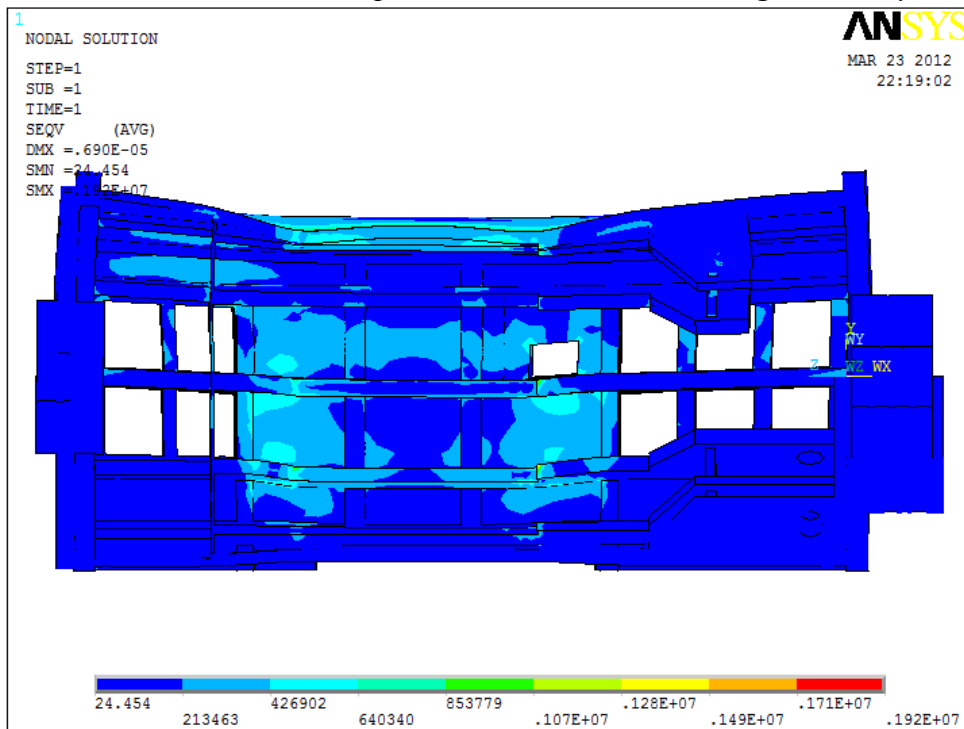
4.1.5. Výsledky deformačně napěťové analýzy

4.1.5.1. Vyhodnocení výsledku svislých magnetických sil

Při vyhodnocení výsledků deformačně napěťové analýzy se musela uvažovat obecná trojosá napjatost z důvodů složitosti tělesa. Proto bylo zvoleno jako vyhodnocovací veličina Misesovo redukované napětí. Došlo k odebrání satorového vinutí z důvodu větší přehlednosti při vyhodnocení napětí. Z obrázku (4.6) a (4.7) je patrné, že výsledné maximální redukované napětí je 1,9MPa. Mez kluzu pro materiál S355JO se pohybuje okolo 330MPa. Z těchto výsledků je patrné, že vzniklé napětí ve satoru generátoru můžeme zanedbat. Jelikož je tento výpočet brán jako dynamický, měla by se provést kontrola na únavu. Tato kontrola se provádět nebude, jelikož výsledné napětí nepřekročilo mez únavy, která je 200MPa. [19]



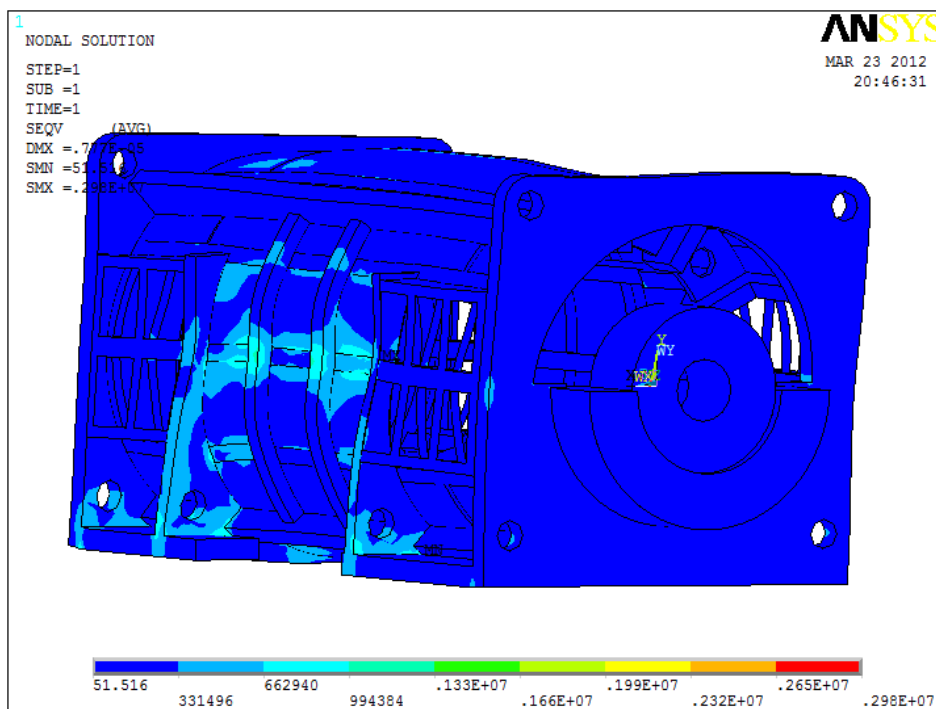
Obr. 4.6. Redukované napětí [Pa] vzniklé od svislé magnetické síly.



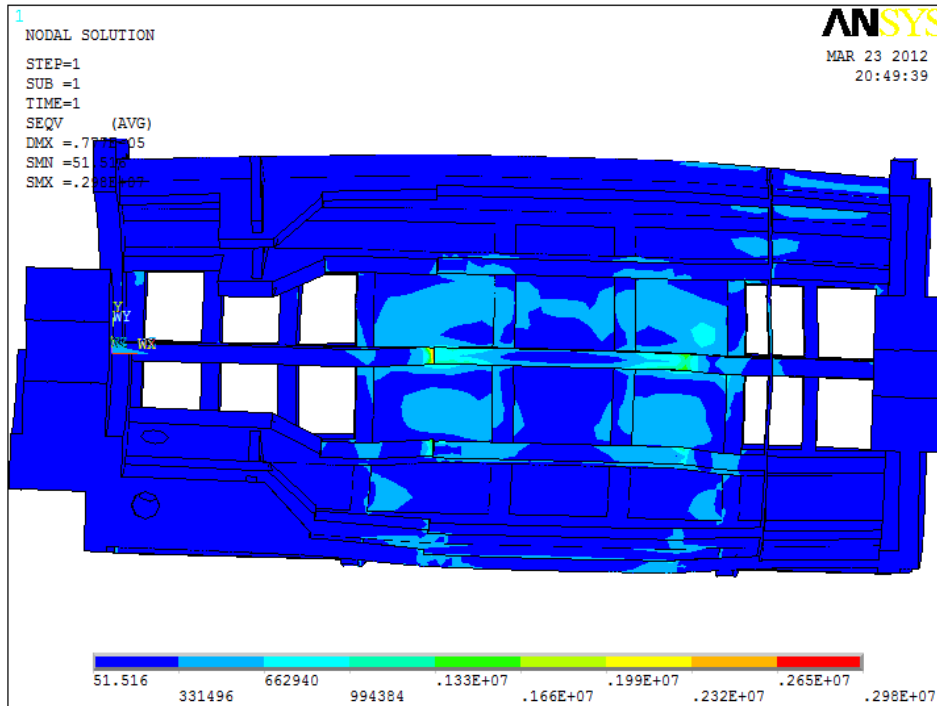
Obr. 4.7. Pohled v řezu na redukované napětí [Pa], vzniklé od svislých magnetických sil.

4.1.5.2. Vyhodnocení výsledků vodorovných magnetických sil

I zde se uvažuje obecná trojosá napjatost z důvodu složitosti tělesa. K řešení bylo využito Misesovo redukované napětí. Jak u předešlého případu, tak i zde bylo odebráno statorové vinutí kvůli přehlednosti řešení. U tohoto výpočtu se také objevila lokální koncentrace napětí, jak je patrné z obrázku (4.9). I zde došlo k porovnání s mezí kluzu materiálu, která se pohybuje kolem 330MPa. Z výsledku je patrné, že maximální napětí se pohybuje v jednotkách MPa a proto i zde můžeme vzniklé napětí zanedbat. Také zde platí, že by se výsledek měl kontrolovat na únavu, ale ani v tomto případě nepřekročil stanovenou hranici meze únavy a proto můžeme prohlásit, že nedojde k poškození únavou.



Obr. 4.8. Redukované napětí [Pa] vzniklé od vodorovné magnetické síly.



Obr. 4.9. Řez s největším redukovaným napětím [Pa] vzniklým od vodorovných magnetických sil.

4.2. Zatížení od rotoru plus krouticí moment při zkratu

4.2.1. Model geometrie

Byl použit stejný model jako u modelu, který byl namáhán magnetickou silou.

4.2.2. Materiálové vlastnosti

I zde byly použity stejné materiálové vlastnosti jako u předešlého typu zatěžování.

- Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonova poměr $\mu = 0,3$

4.2.3. Konečnoprvková síť

K tvorbě konečnoprvkové sítě byly opět použity prvky SOLID 92 a SHELL 281. Prvky SHELL se využili do tloušťky 20 mm a jednalo se především o plášť a vystouplé větrací otvory. Celý model byl vytvořen takzvanou volnou sítí (free mesh).

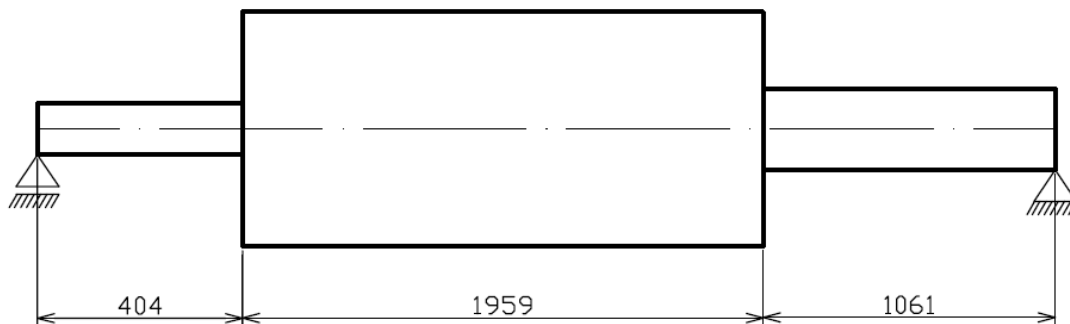
4.2.4. Okrajové podmínky

4.2.4.1. Geometrické okrajové podmínky

Jako geometrické okrajové podmínky byly opět zvoleny patky statoru generátoru (viz. 4.2.1. okrajové podmínky).

4.2.4.2. Silové okrajové podmínky

Silové okrajové podmínky byly voleny tak, aby nahradily zatížení od rotoru a vytvořily daný krouticí moment při zkratu. Krouticí moment při zkratu byl zadán výrobcem a jeho velikost je $M_{kz} = 400\,000\text{Nm}$. Zatížení od rotoru bylo dopočítáno, jak je možné vidět níže.



celkové měřítko: 1:20

Obr. 4.10. Zjednodušené zobrazení rotoru.

Do řešení bylo uvažováno pouze zatížení od vinutí rotoru, a to konkrétně jeho zatížení. Ta byla odvozena ze zjednodušeného schématu, kde jednotlivé části vinutí byly nahrazeny prostým ocelovým válcem. Postup výpočtu byl:

$$V = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l \quad (4.1)$$

$$V = \frac{\pi(0,692^2 - 0,250^2)}{4} \cdot 1,959 = 0,64\text{m}^3$$

V - je objem rotorového vinutí

D – průměr rotorového vinutí

d – průměr hřídele

l – délka rotorového vinutí

Hustota pro ocel byla uvažována: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

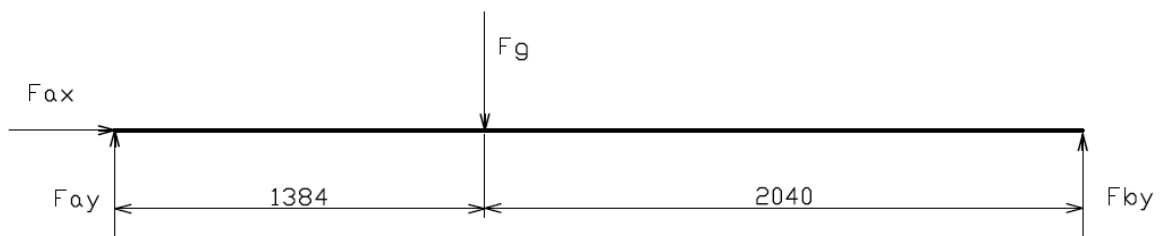
$$F_g = \frac{\rho \cdot g}{V} \quad (4.2)$$

$$F_g = \frac{7850 \cdot 10}{0,64} = 122\,656 \text{ N}$$

F_g – je tíhová síla od rotoru

g – gravitační zrychlení

Dále bylo pokračováno tak, že rotor byl nahrazen ohybovým prutovým nosníkem a ve střední části rotorového věnce byla umístěna tíhová síla F_g , jak je patrné z obrázku (4.11).



celkové měřítko: 1:20

Obr. 4.11. Schéma uvolněného zjednodušeného rotoru.

Z obrázku (4.11.) byly odvozené následující rovnice:

$$F_{by} \cdot l_c - F_g \cdot l_a = 0 \quad (4.3)$$

$$F_{by} \cdot 3,424 - 122\,656 \cdot 1,384 = 0 \Rightarrow F_{by} = 49\,564 \text{ N}$$

$$F_{ay} - F_g + F_{by} = 0 \quad (4.4)$$

$$F_{ay} - 122\,656 + 49\,564 = 0 \Rightarrow F_{ay} = 73\,092 \text{ N}$$

F_{ay} - je radiální síla od levého ložiska

F_{ax} - axiální síla od levého ložiska, která se u tohoto zjednodušení rovná 0

F_{by} - radiální síla od pravého ložiska

l_c – celková délka hřídele

l_a – je délka od levého ložiska po zatížení silou F_g .

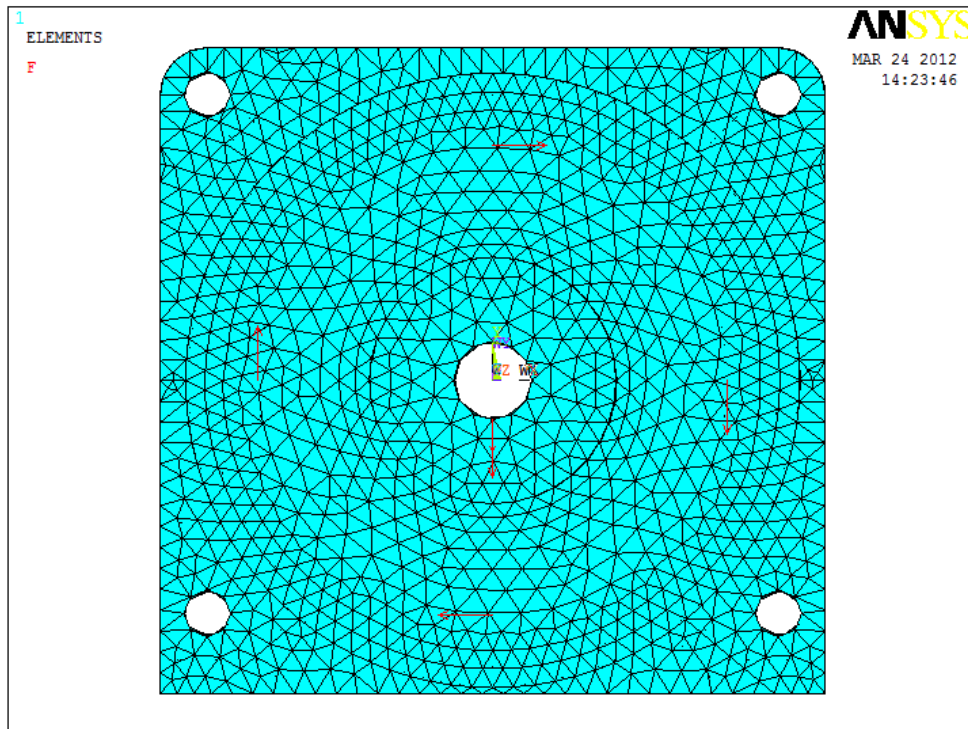
Stator generátoru byl zatížen dvěma silami umístěných do ložisek generátoru.

Krouticí moment při zkratu byl nahrazen osmi silami. Postup nahrazování je patrný z následujícího výpočtů.

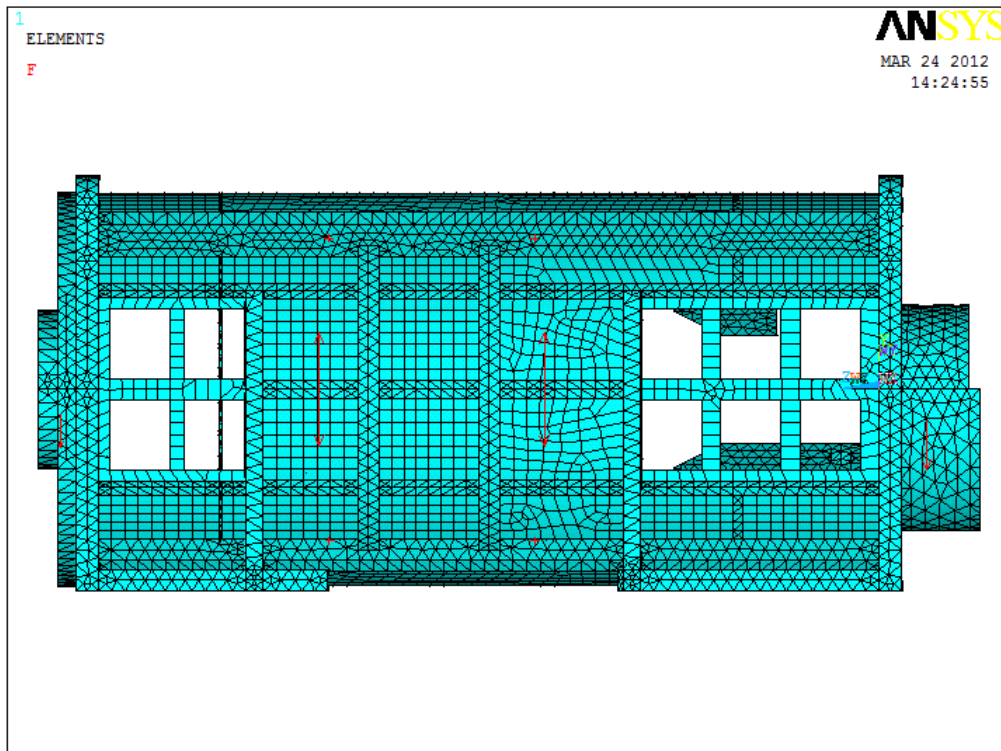
$$F_{1-8} = \frac{M_{kz1}}{8 \cdot r} = \frac{400\,000}{8 \cdot 0,6} = 83\,333 \text{ N} \quad (4.5)$$

F_{1-8} – osm sil rozložených po vnitřním obvodu statorového vinutí

r – je poloměr vnitřního obvodového statorového vinutí



Obr. 4.12. Čelní pohled na zatížení ložisek a síl vyvozených z krouticího momentu.



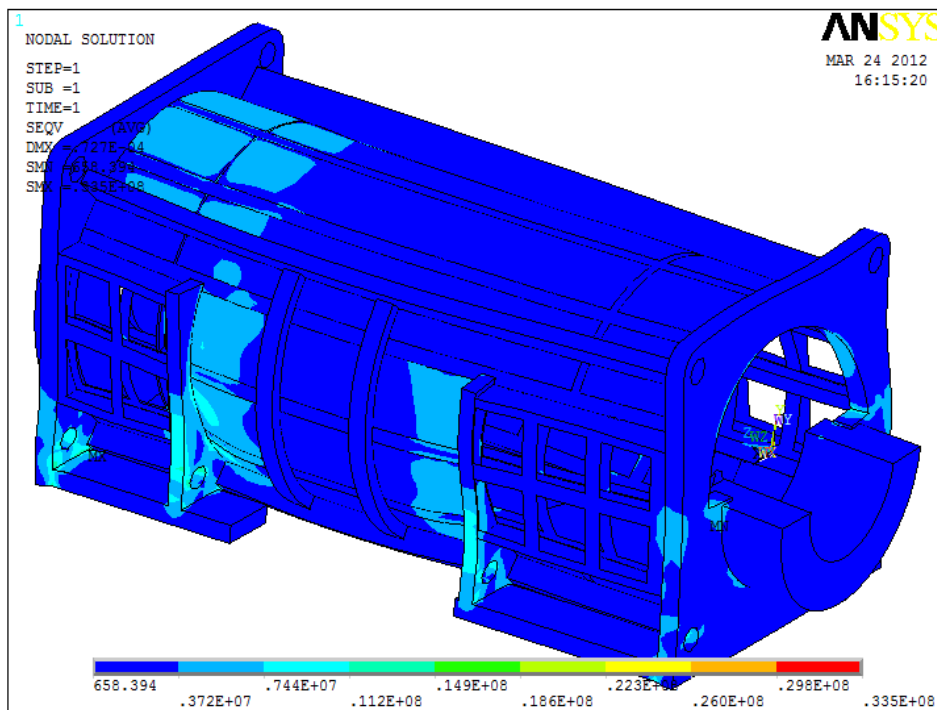
Obr. 4.13. Boční pohled na zatížení ložisek a síl vyvozených z krouticího momentu.

4.2.5. Výsledná deformačně napěťová analýza

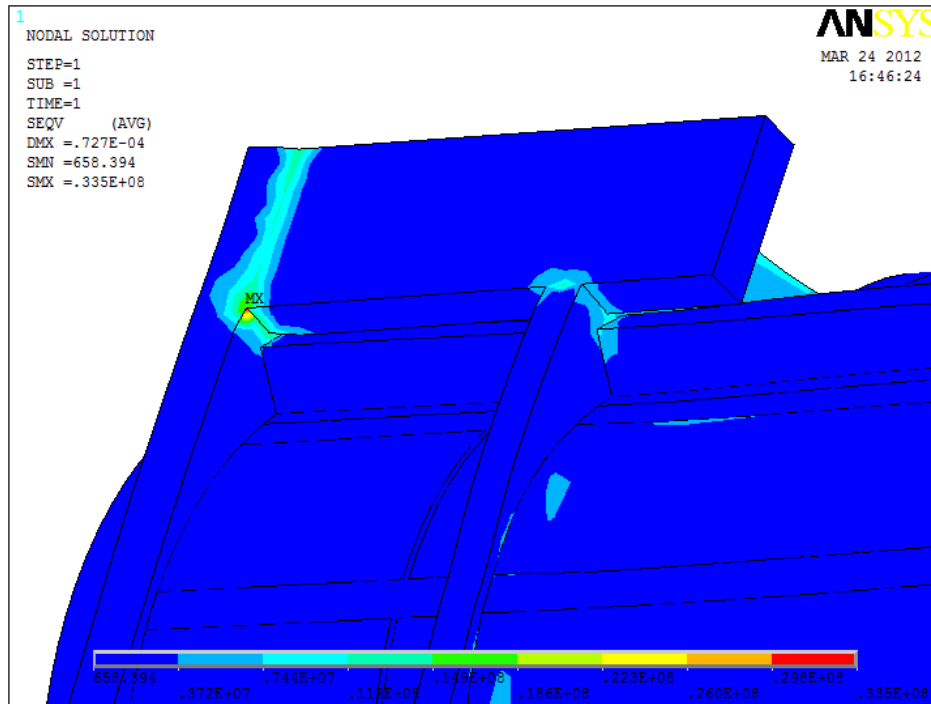
Při vyhodnocení výsledků deformačně napěťové analýzy se musela uvažovat obecná trojosá napjatost z důvodů složitosti tělesa. Proto byla zvolena jako vyhodnocovací veličina Misesovo redukované napětí. Z důvodu přehlednosti a lepší orientaci v modelu došlo k odstranění statorového vinutí a obou dvou ložisek. Maximální napětí vyšlo 33,5MPa. Zatímco mez kluzu pro materiál S355JO je 333MPa. Pro kontrolu byla spočítána bezpečnost vůči mezi kluzu, zda nebyla překročena. Dle rovnice (3.16).

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{MAX}} = \frac{333}{33,5} = 9,9$$

Z výpočtu je patrné, že mez kluzu je dostatečná a nehrozí tedy z tohoto hlediska žádné nebezpečí. Jelikož je tento výpočet brán jako statický, výpočet na únavu se neprovádí.



Obr. 4.14. Výsledné redukované napětí [Pa] způsobené krouticím momentem a silami na ložiscích.



Obr. 4.15. Detailní pohled na maximální redukované napětí [Pa] způsobené kroučícím momentem.

4.3. Tepelné a silové namáhání

Při této analýze bylo spojeno namáhání tepelné s namáháním osovým.

4.3.1. Model geometrie

I tentokrát byl použit trojrozměrný model jako v předchozích výpočtech. A k celému řešení byl opět využit program ANSYS 11.

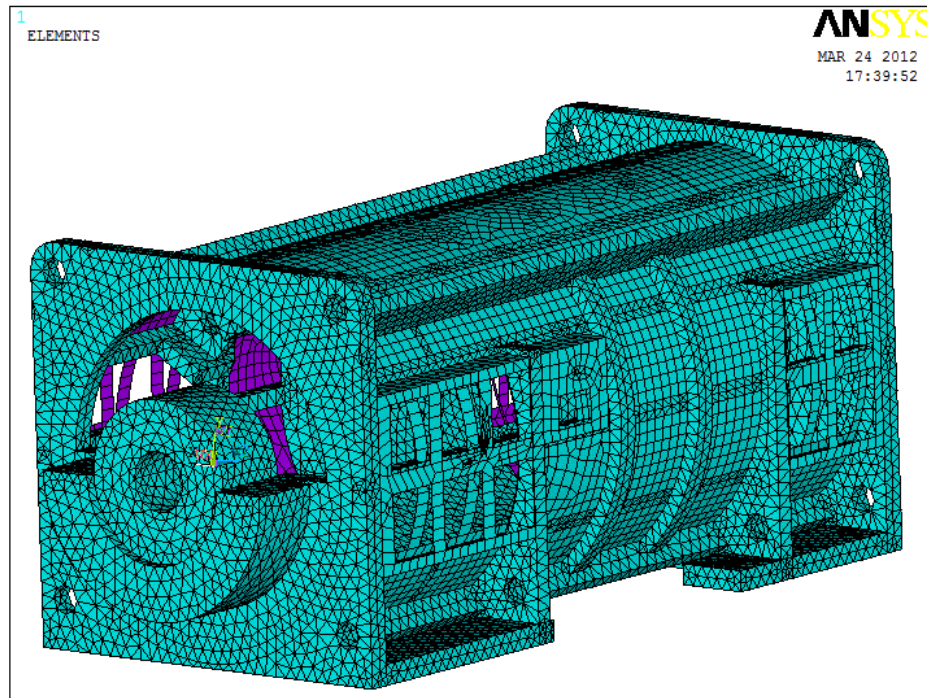
4.3.2. Materiálové vlastnosti

I zde byly použity stejné materiálové vlastnosti jako u předešlých typů, zatěžování plus zde byly dodány tepelné materiálové vlastnosti.

- Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonova konstanta $\mu = 0,3$
- Koeficient tepelné roztažnosti $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$ K⁻¹
- Tepelná vodivost $k_t = 50$ Wm⁻¹K⁻¹

4.3.3. Konečnoprvková síť

K tvorbě konečnoprvkové sítě byly nejprve využity prvky SOLID 87 a SHELL 132. Prvky SHELL se využily do tloušťky 20 mm a jednalo se především o plášť a vystouplé větrací otvory. A po tepelné analýze se prvky převedly na prvky SOLID 92 a SHELL 281, které sloužily pro výpočet deformačně napěťové analýze. Celý model byl vytvořen takzvanou volnou sítí (free mesh).



Obr. 4.16. Zobrazení konečnoprvkové sítě pro tepelné namáhání.

4.3.4. Okrajové podmínky

4.3.4.1. Geometrické okrajové podmínky

Zde se muselo uvažovat, že na generátor působí teplo z okolního prostředí a proto byla stanovena teplotní podmínka:

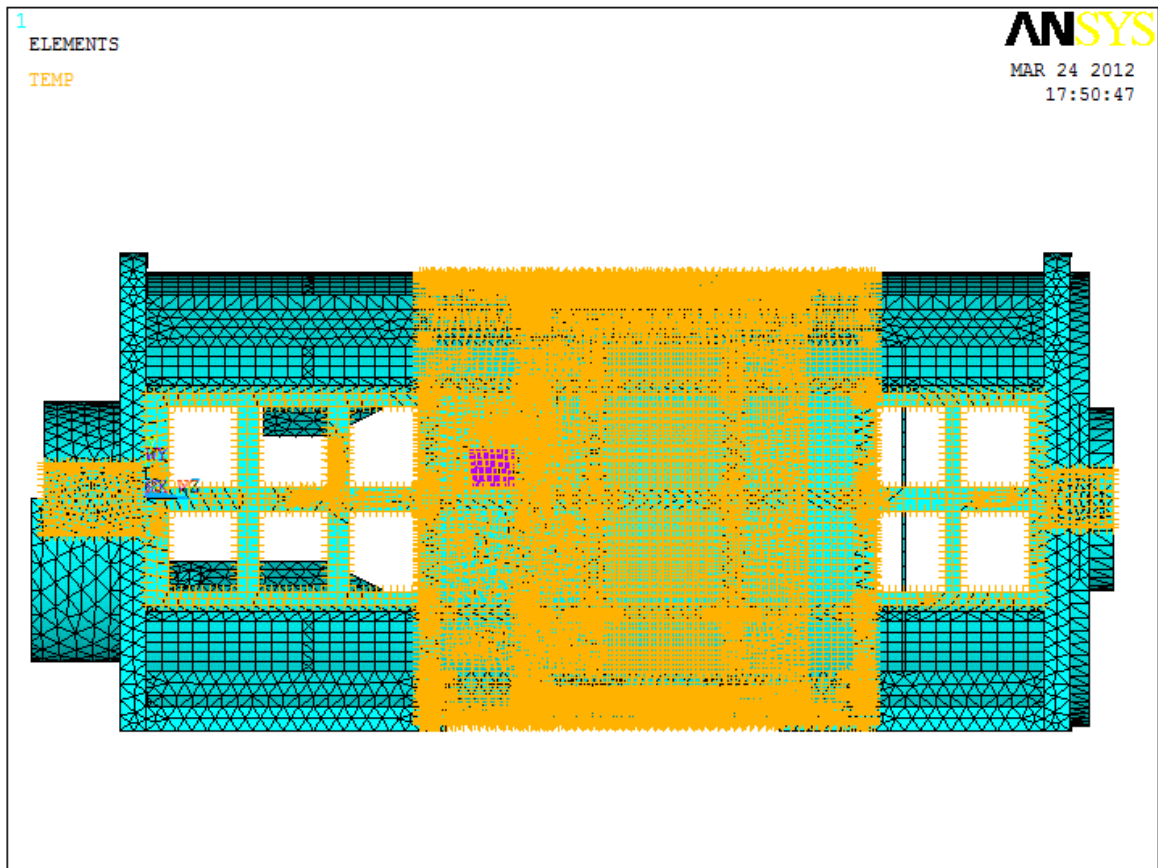
- Referenční teplota okolního prostředí $T_o = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.3.4.2. Teplotní okrajové podmínky

Do teplotních okrajových podmínek při tepelném namáhání byly zahrnuty změřitelné teploty a to teploty ložisek, teploty větracích otvorů a teplota vnitřní plochy statorového vinutí. Dále byla stanovena lineární teplotní zatížení v místech předpokládaných přestupu

tepla. Tato místa byla volena na plášti mezi sacím větracím otvorem a výfukovým větracím otvorem. A také mezi vnitřním průměrem satorového vinutí a vnějším průměrem satorového vinutí.

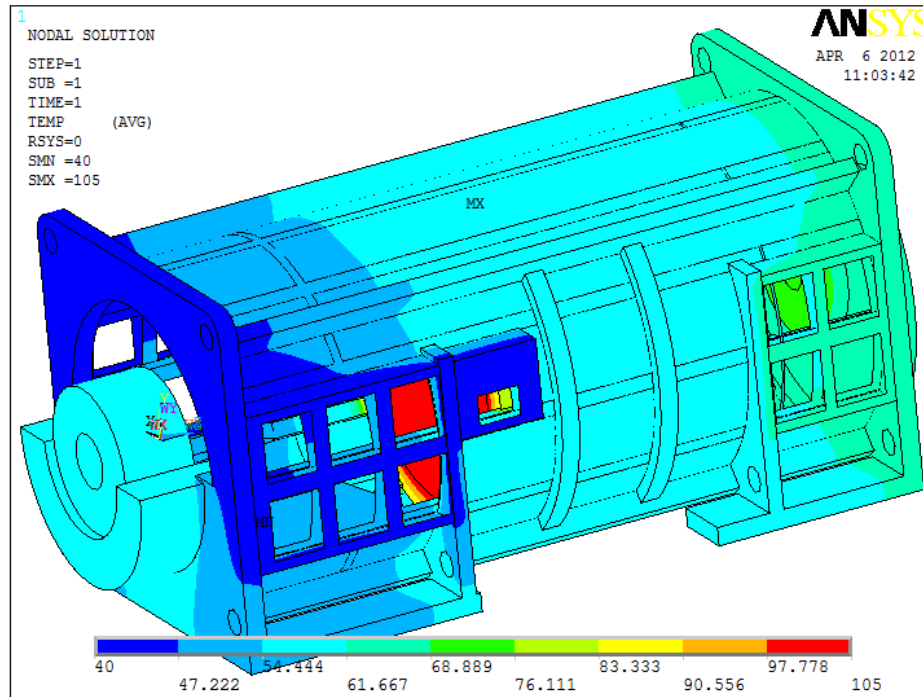
- Teplota axiálního ložiska $T_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota radiální ložiska $T_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota sacích větracích otvorů $T_3 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota výfukových větracích otvorů $T_4 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota vnitřního průměru satorového vinutí $T_5 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$.



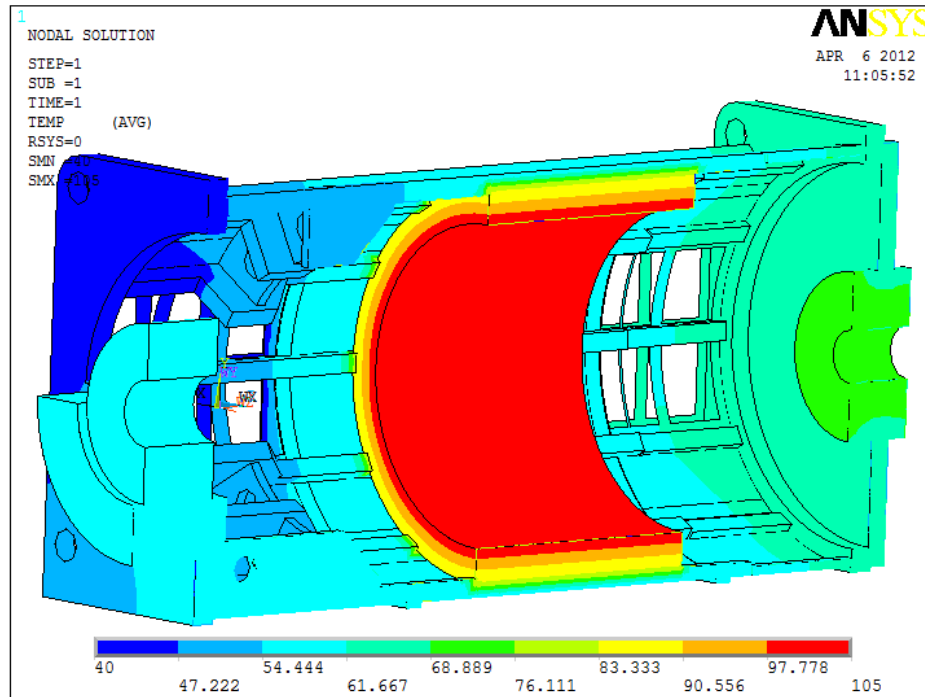
Obr. 4.17. Zobrazení tepelných okrajových podmínek.

4.3.5. Tepelná analýza

Vnitřní část generátoru je chlazena prouděním vzduchu. Toto proudění je zajištěno pomocí ventilátoru, který zajišťuje nucenou konvekci. Vnější plášť byl ochlazován okolním vzduchem, celý tento proces se nazývá přirozená konvekce. Na plochách, na kterých nebyla předepsána žádná teplotní zátěž, byl předepsán nulový součinitel přestupu tepla. Výpočet teplotního pole je zobrazen na obrázcích (4.18) a (4.19).



Obr. 4.18. Výsledné teplotní pole kostry generátoru.



Obr. 4.19. Řez výsledným teplotním polem kostry generátoru.

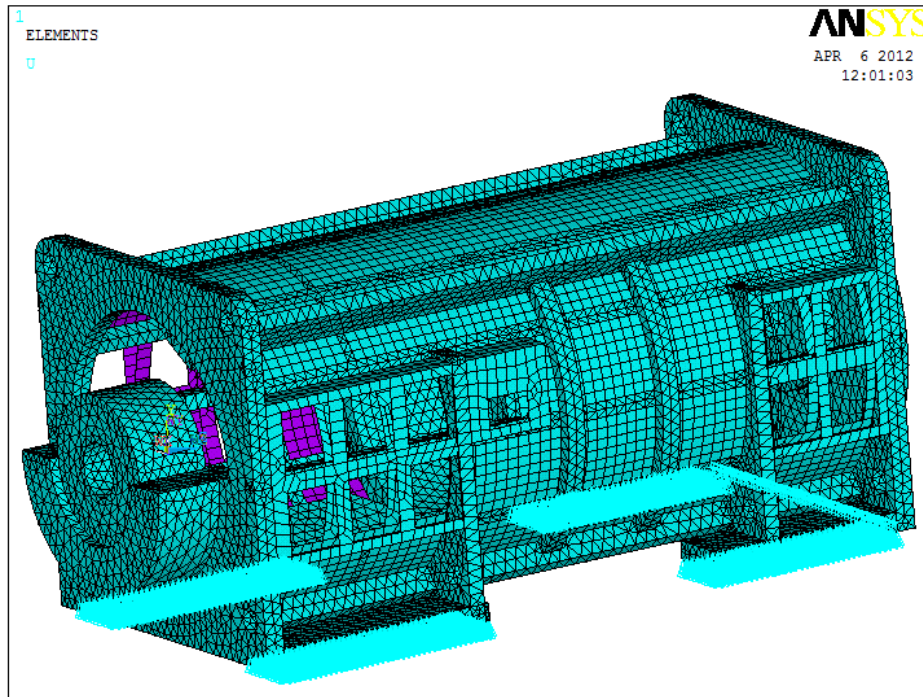
4.3.6. Přejchod z teplotního pole na teplotní napjatost

Zde bylo uskutečněno přechod z teplotního pole do teplotní napjatosti a následné zatížení ložiska v axiálním směru. Přejchod z teplotního pole do tepelné napjatosti způsobil v jednotlivých uzlech napětí, které má za příčinu roztahování jednotlivých elementů. Jak už je uvedeno výše, přešlo se zde z prvků SOLID 87 a SHELL 132 na prvky SOLID 92 a SHELL 281.

4.3.7. Okrajové podmínky

4.3.7.1. Geometrické okrajové podmínky

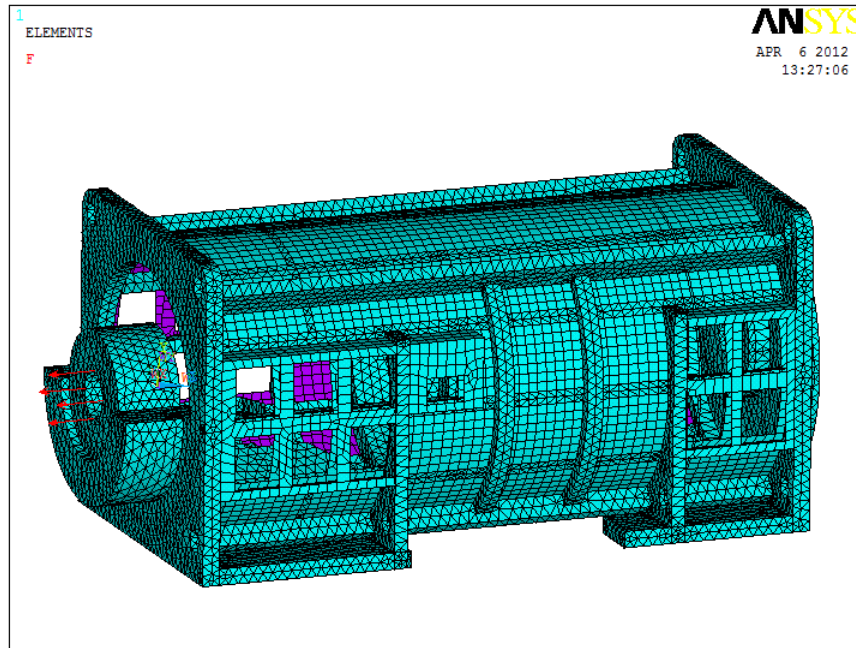
Zde se muselo uvažovat, že teplotní napjatost způsobí rozpínání celého generátoru. A proto se tomu přizpůsobily okrajové podmínky. Čtyřem základním patkám byl zakázán pohyb kolmo nahoru. Další z podmínek bylo, že se muselo zabránit pohybu celého modelu v podélném a příčném směru a to pomocí zavazbení přímky v podélném směru a uzlu v příčném směru, obě tyto vazby byly provedeny na okrajové části skříně generátoru.



Obr. 4.20. Zobrazení geometrických okrajových podmínek.

4.3.7.2. Silové a teplotní okrajové podmínky

Mezi tyto okrajové podmínky byla zahrnuta síla v axiálním směru, která působí na ložisko a napětí způsobené tepelným zatížením. Velikost síly byla zadaná a to 200 000 N. Tato síla byla rozdělena na čtyři stejné menší síly a byly umístěny do průsečíku os s vnitřním průměrem ložiska, jak je patrné z obrázku (4.21).



Obr. 4.21. Pohled na rozdělení axiální síly na ložisku

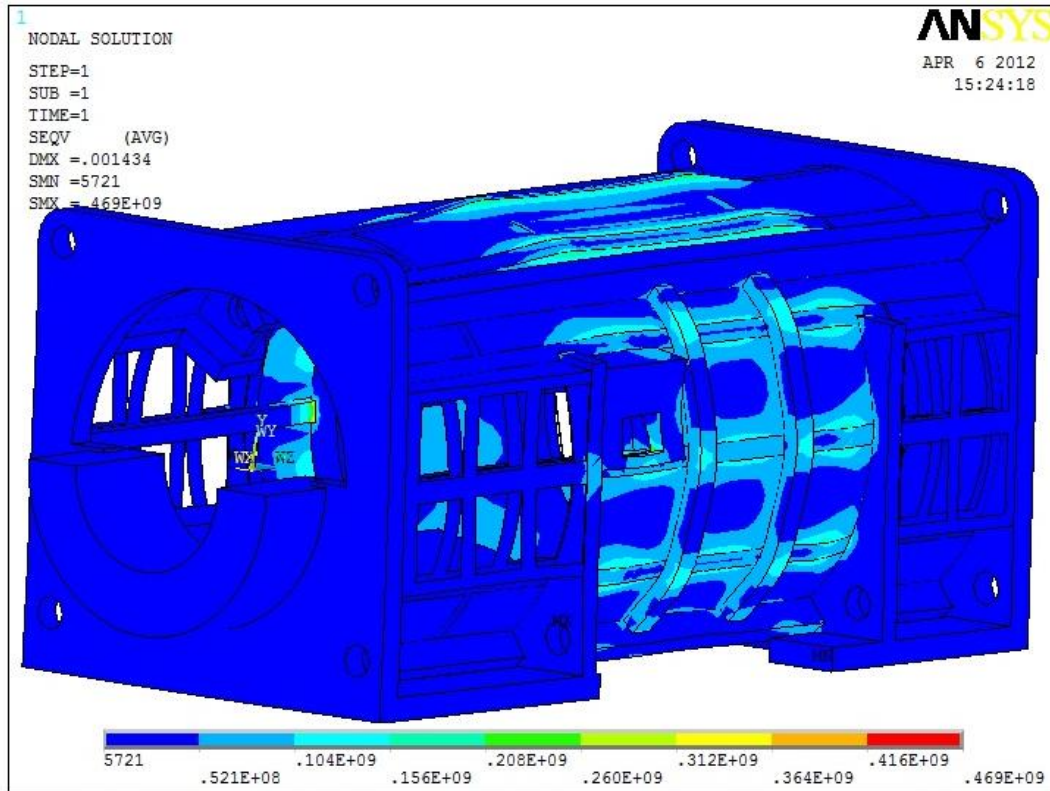
4.3.8. Výsledky deformačně napět'ové analýzy

Při vyhodnocení výsledků deformačně napět'ové analýzy se musela uvažovat obecná trojosá napjatost z důvodů složitosti tělesa. Proto byla zvolena jako vyhodnocovací veličina Misesovo redukované napětí. Ke zvýšení přehlednosti došlo k odstranění ložiska. Z výsledku je patrné, že na skříní generátoru vznikla lokální místa s napětím přesahujícím mez kluzu. Tato místa byla z konečného vyhodnocování vyřazena a to z důvodu, že se nacházela na skříní jen lokálně a také, že toto špičkové napětí vzniklo od tepelné napjatosti, do které nebyly zahrnuty všechny teplotní přechody, které se uvnitř skříně dějí. Také mohly být částečně způsobeny v dotyku statorové cívky a výztuhy, kde se na vrubu naakumulovalo napětí. Proto se pro posouzení bezpečnosti uvažovalo napětí o velikosti 210MPa. Toto napětí bylo odečteno z místa dostatečně blízkého maximálnímu napětí, ne však natolik, aby bylo ovlivněno lokální koncentrací napětí. Jak už bylo výše uvedeno, mez kluzu je 333MPa. Pomocí následujícího výpočtu (vychází se z rovnice (3.16)) tedy zjistíme, zda dojde k překročení součinitele bezpečnosti:

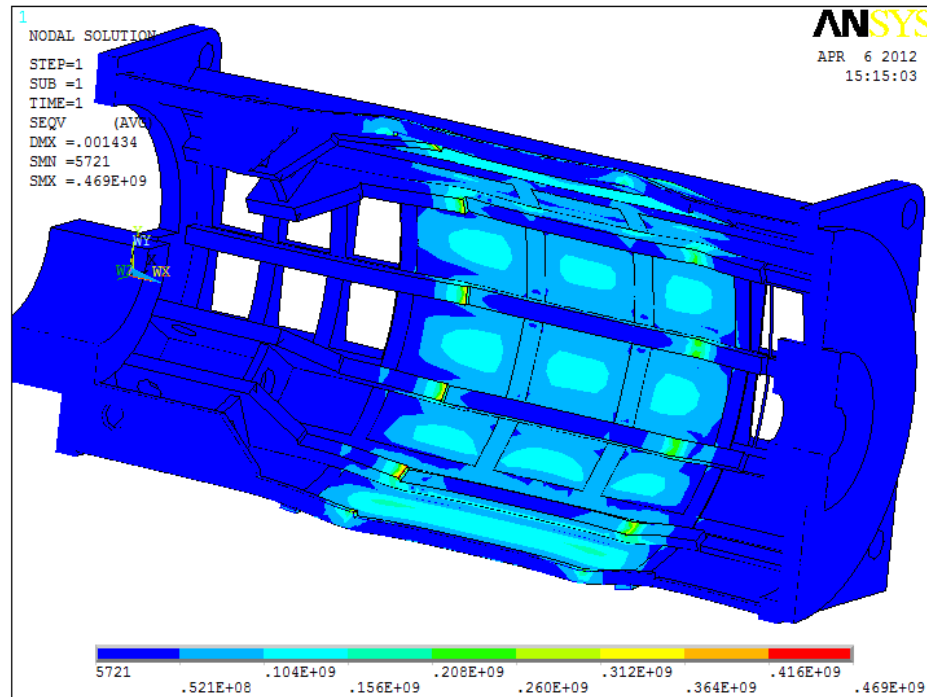
$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{MAX}} = \frac{333}{210} = 1,58$$

$$\text{Podmínka: } k \geq 1$$

Z výpočtu je patrné, že součinitel bezpečnosti splňuje podmínku a nedojde k plastické deformaci skříně. Součinitel bezpečnosti byl překročen 1,5 krát což by mělo být dostatečné.



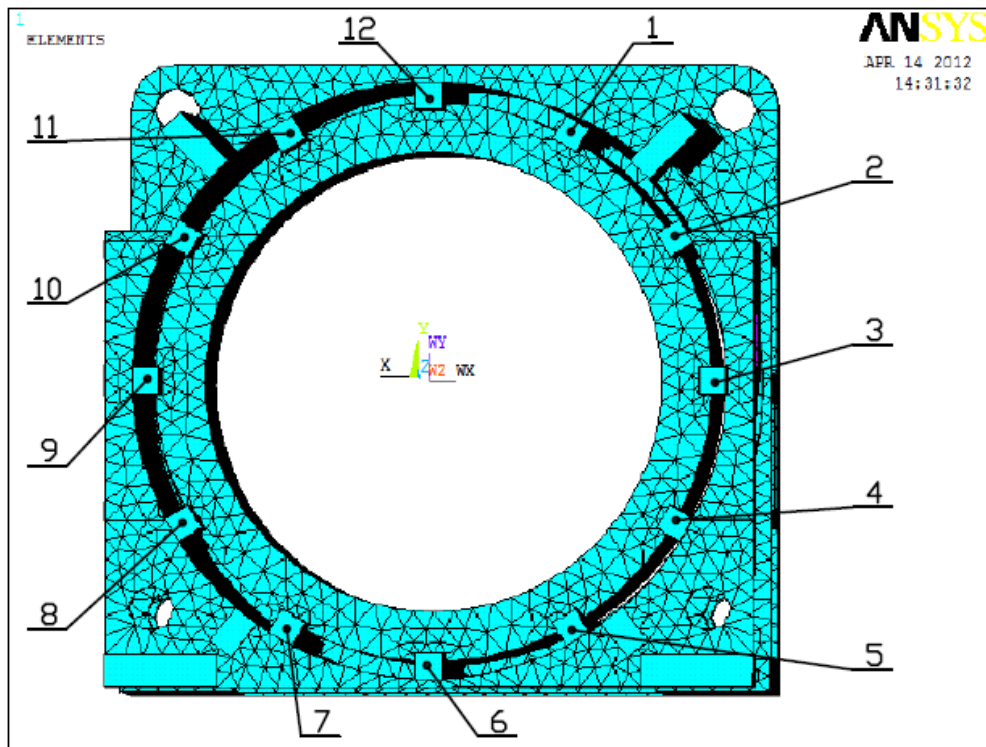
Obr.4.22. Rozložení redukovaného napětí [Pa] při tepelném namáhání.



Obr.4.23. Pohled v řezu na redukované napětí [Pa] vzniklé tepelným namáháním

4.3.9. Kontrola na únavu

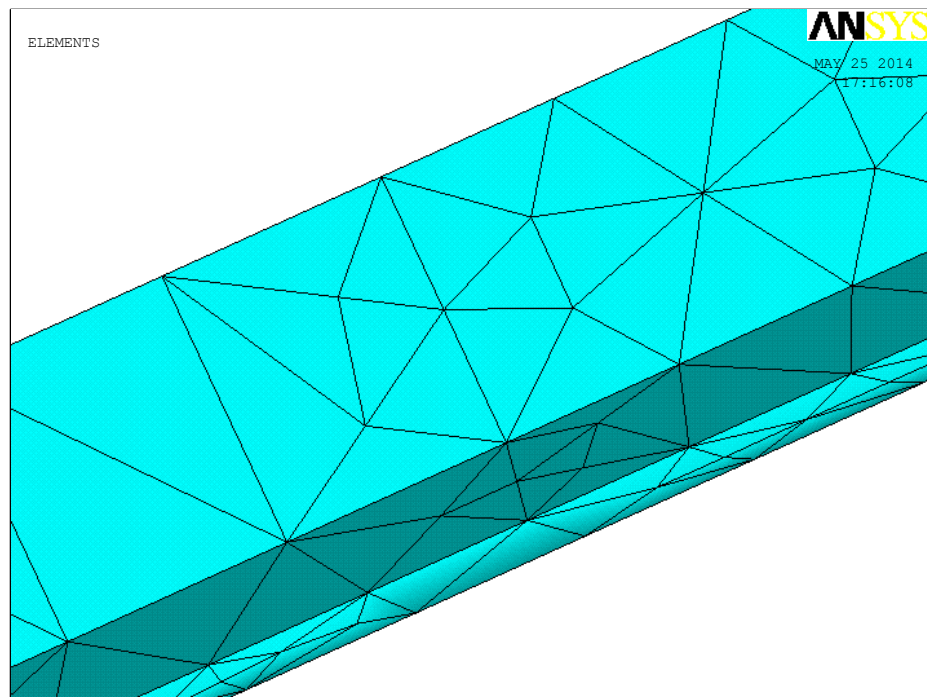
Jak je patrné z obrázku (4.22), kontrola svarových spojů na únavu se bude provádět na spojení vnitřních čtyřhranných žebér a pláště. Jedná se o svary koutové. Jelikož se směr hlavních napětí v průběhu zatěžování mění málo, provádí se posuzování pro rozkmit hlavních napětí. Jelikož byl model zjednodušen, není zde počítáno s koutovými svary, a proto jsme museli získat jednotlivé napětí z míst pomyslných spojů. Místa s lokální koncentrací napětí se neuvažovala, jelikož by mohla negativně ovlivňovat výsledky výpočtu. Pro jednotlivé tyče byly stanoveny maximální hodnoty $\text{MAX } \tau$ a první hlavní napětí. Tato napětí jsou uvedena v tabulce (4.1). U generátoru se předpokládalo, že po svařování se žihalo ke snížení reziduálních pnutí.



Obr.4.24. Přehled očíslování jednotlivých žebra

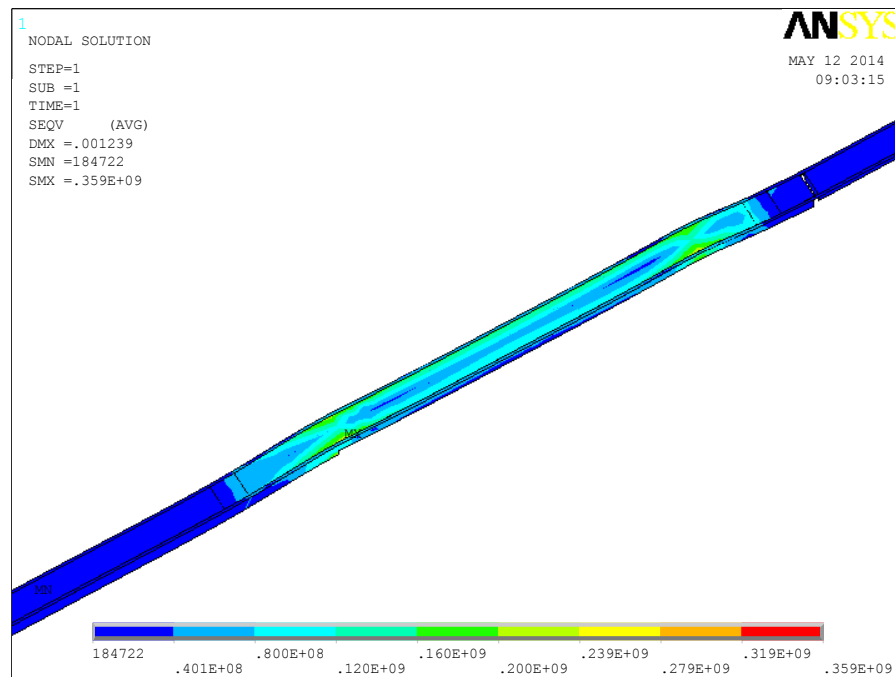
Číslo žebra	MAX τ	1. hlavní napětí
	[MPa]	[MPa]
1	170	101
2	172	89
3	125	88
4	174	96
5	214	115
6	173	100
7	213	109
8	176	95
9	171	91
10	157	88
11	168	97
12	173	99

Tabulka 4.1. Maximálních hodnoty napětí

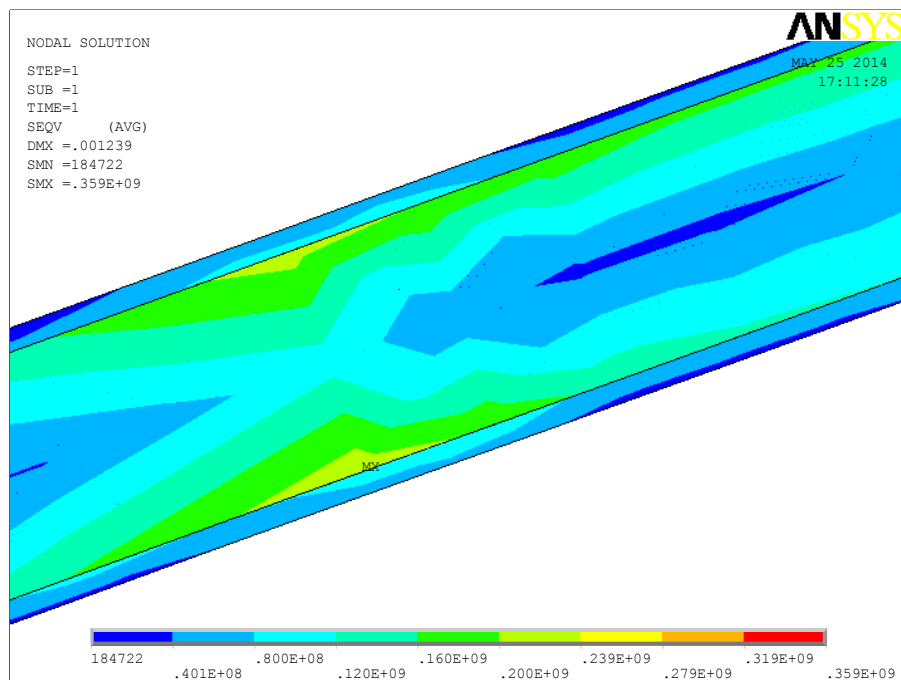


Obr.4.25. Detail sítě svaru

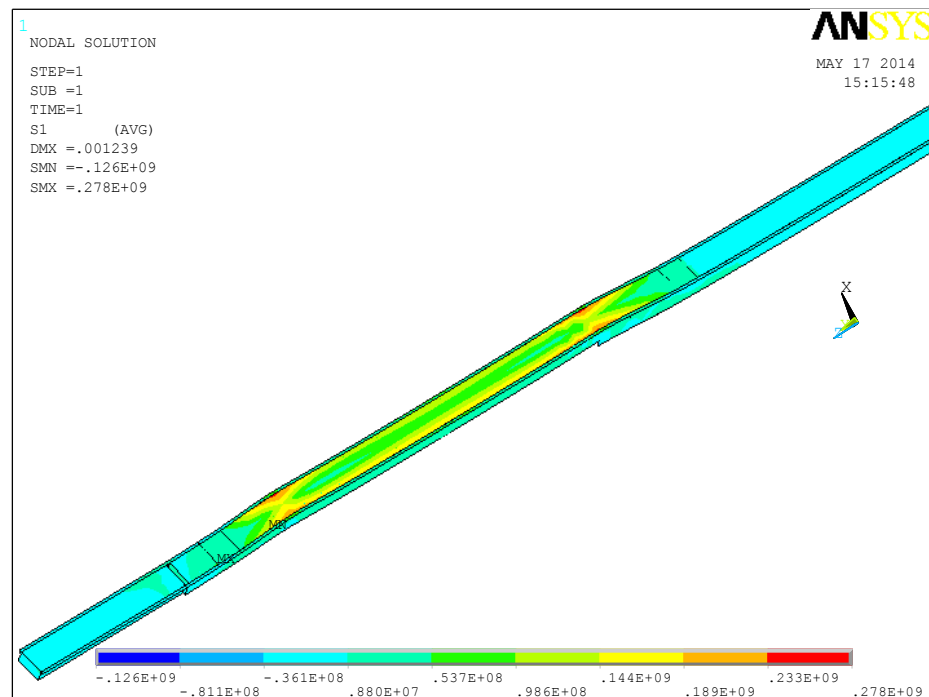
Z tabulky (4.1.) bylo zvoleno žebro s nejnebezpečnějšími hodnotami a to žebro číslo 5. Maximální napětí bylo určeno pomocí metody $MAX\tau$ a 1. Hlavního napětí. Jak je patrné z tabulky (4.1.) žebro číslo 5 mělo největší napětí v obou metodách. Pro toto žebro se provedla kontrola na únavu svaru. Další žebra můžeme zanedbat, jelikož jejich napětí je menší než námi zvolené žebro. Zároveň můžeme prohlásit, že nejnebezpečnější místo celé soustavy je právě zde. A z tohoto důvodu bylo k tomuto žeburu domodelován svar a proveden výpočet MKP. Jak je patrné z obr.4.26. maximální redukované napětí ač lokální je 359MPa. Z této hodnoty je patrné, že byla překročena mez kluzu.



Obr.4.26. Redukované napětí [Pa] na 5 žebřu.



Obr.4.27. Redukované napětí [Pa] na 5 žebřu detailní pohled.



Obr.4.28. První hlavní napětí [Pa] na 5 žebřu.

4.3.9.1. Počet cyklu do porušení dle norem

Byly použity vztahy z teoretické části na únavu podle normy ČSN EN 1993-1-9. A vychází se zde z rovnice (3.32).

Kde γ_{Ff} – je dílčí součinitel spolehlivosti únavového zatížení

γ_{Mf} – dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti

φ_r - součinitel asymetrie cyklů

φ_t - součinitel vlivu tloušťky materiálu

$\Delta\sigma_D$ – mez únavy při konstantní amplitudě při $5 \cdot 10^6$ cyklů v MPa.

σ_{\max} – maximální vypočítané napětí

σ_{\min} – minimální vypočítané napětí

$\Delta\sigma_i$ – rozkmit napětí

Vypočítané hodnoty:

Tyto hodnoty byly získány z prvního hlavního napětí, a to při zatížení a v klidu.

$$\sigma_{\max} = 278 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ MPa}$$

Jelikož se v normách počítá s nominálním napětím, musíme naše hodnoty přepočítat na nominální. [18]

$$\sigma_{nom} = \frac{\sigma_{hl}}{k_h}$$

Kde: $k_h \cong 1,5$ součinitel koncentrace napětí

$$\sigma_{nom-max} = \frac{\sigma_{max}}{k_h} = \frac{278}{1,5} = 185 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{nom-min} = \frac{\sigma_{min}}{k_h} = \frac{0}{1,5} = 0 \text{ MPa}$$

$$\varphi_r = \frac{\sigma_{nom-max} - \sigma_{nom-min}}{\sigma_{nom-max} - 0,6 \cdot \sigma_{nom-min}} = \frac{185 - (0)}{185 - 0,6 \cdot (0)} = 1$$

$$\Delta\sigma_i = (\sigma_{nom-max} - \sigma_{nom-min}) = (185 - 0) = 185 \text{ MPa}$$

Z norem byly zjištěny hodnoty:

$$\varphi_t = 1$$

$$\gamma_{Mf} = 1,1$$

$\Delta\sigma_D = 26 \text{ MPa}$ hodnota byla stanovena dle čísla detailu: 27B a kategorie detailu 36 a jakosti svaru C. [9]

$$\gamma_{Ff} = 1$$

$$\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_i = 1 \cdot 185 = 185 \text{ MPa}$$

$$\frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}} = \frac{26 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 23,6 \text{ MPa}$$

Podmínka:

$$\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_i \geq \frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\gamma_{Mf}}$$

$$185 \geq 23,6 \rightarrow \text{Tato podmínka je splněna}$$

Výpočet počtu cyklů:

Kde: N_i – je počet cyklu do porušení

N_D – konstantní počet cyklů

Z norem je stanoveno $N_d = 5 \cdot 10^6$ cyklů

$$N_i = N_D \left(\frac{\Delta\sigma_D \varphi_r \varphi_t}{\Delta\sigma_i \gamma_{Mf} \gamma_{Ff}} \right)^3 = 5 \cdot 10^6 \left(\frac{26 \cdot 1 \cdot 1}{185 \cdot 1,1 \cdot 1} \right)^3 = 10427 \text{ cyklů}$$

Kontrola koutového svaru na únavu

Pro kontrolu koutových svaru se vychází z rovnice (3.34). Životnost generátoru byla stanovena na 50 let. S tím, že jednotlivé cykly nastanou při odstávce generátoru, který mezitím ztratí svou pracovní teplotu. Tato odstávka nastává zhruba sto krát ročně. Z tohoto byl odvozen počet cyklů na: $n_i = 5\,000$.

Kde: D_d je celkové poškození únavou a musí být menší než jedna.

Výpočet:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0$$

$$D_d = \sum \frac{5\,000}{10427} = 0,48 \leq 1,0$$

Podmínka je splněna, koutový svar nebude porušen na únavu.

4.3.9.2. Počet cyklu do porušení dle rovnice životnosti

Tato metoda vznikla sloučením rovnic elastické deformace a plastické deformace. Tímto sloučením nám vznikl celkový poměr deformace. Elastická deformace vychází z Basquinovy rovnice a plastická deformace z rovnice Coffinovy-Mansonovy. [14] Výsledné sloučení vypadá takto:

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_i)^b + \varepsilon'_f (2N_i)^c$$

Kde: σ'_f je součinitel únavové pevnosti

E je modul pružnosti materiálu v tahu

b je exponent únavové pevnosti

$2N_i$ je počet půlcyklů do lomu

ε'_f je součinitel únavové tažnosti

c je exponent únavové životnosti

Tyto parametry byly získány z tabulky a grafů dle literatury [14] pro materiál S355JO. Je nutné poznamenat, že tyto získané grafy byly naměřeny za těchto podmínek: vzorek měl tloušťku 30 mm a byl zatěžovaný při konstantním rozkmitu deformace při teplotě 20°C. Jelikož námi počítaný model měl teplotu až 105°C museli jsme zahrnout i toto nebezpečí a snížit hodnotu součinitele únavové pevnosti o 20 procent.

Získané parametry z tabulky dle literatury [14]:

$$K = 1164 \text{ MPa}$$

$$n' = 0,199$$

$$c = -0,579$$

$$\varepsilon'_f = 0,871$$

Materiál	tahový diagram			Cyklická křivka		Křivka životnosti		Teplota [°C]	Pramen
	R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	ε _f	n'	K [MPa]	c	ε' _f		
Armco Fe	352	270	-	0,22	893	-0,63	1,815	20	2
11373.0	414	299	1,25	0,156	858	-0,487	0,351	20	1
11375	392	263	1,287	0,068	391	-0,48	0,167	20	10
11416.1	418	286	-	-	-	-0,536	0,49	20	3
11416.1	-	-	-	-	-	-0,708	1,163	350	3
11423.0	428	244	1,07	0,182	1013	-0,625	0,998	20	1
11483.1	549	399	1,15	0,201	1267	-0,482	0,405	20	1
11523.1	542	345	1,16	0,199	1164	-0,579	0,871	20	1
12020.1	390	225	0,798	-	-	-0,509	0,391	20	3
12020.1	-	-	-	-	-	-0,67	0,822	350	3
12040.6	581	347	0,86	-	-	-0,556	0,563	20	3
12040.6	-	-	-	-	-	-0,553	0,383	350	3
13030.1	552	394	1,39	0,201	1188	-0,58	0,838	20	1
13222.1	582	428	1,21	0,153	1044	-0,552	0,645	20	1
15219	520	390	1,386	-	-	-0,532	0,285	20	4
15222.1	677	570	1,2	0,104	915	-0,596	0,827	20	1
15320.5	789	704	1,36	0,11	1042	-0,652	0,936	20	1

Tabulka 4.2. Statické a cyklické parametry některých ocelových materiálů [14]

Z výpočtu redukovaného napětí bylo stanoveno:

Rozkmit napětí: $\Delta\sigma = 359 \text{ MPa}$

Pro výpočet exponentu únavové pevnosti byl použit vzorec (3.24).

$$b = n' \cdot c = 0,199 \cdot (-0,579) = -0,115$$

Pro výpočet součinitele únavové pevnosti byl použit vzorec (3.25).

$$\sigma'_f = K \cdot \varepsilon_f^{n'} = 1164 \cdot 0,871^{0,199} = 1132,4 \text{ MPa}$$

Jelikož byly hodnoty získané pro teplotu 20°C musíme z bezpečnostních důvodů snížit součinitel únavové pevnosti o 20%. Snížení o 20% proběhlo na základě odborného odhadu a konzultaci s profesorem zabývající se touto problematikou.

$$\sigma'_{f80} = 0,8 \cdot \sigma'_f = 0,8 \cdot 1132,4 = 906 \text{ MPa}$$

Rovnice Ramberg-Osgood (3.23).

Jelikož se jedná o míjivé zatížení, byla amplituda napětí nahrazena rozkmitem napětí. Vše bylo uvažováno za předpokladu maximálního redukovaného napětí, i když v průběhu zatěžování může dojít ke změnám (zpevnění, změkčení), I proto mohu prohlásit, že bylo uvažováno to nejhorší možné.

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K}\right)^{1/n'} = \frac{359}{2 \cdot 10^5} + \left(\frac{359}{1164}\right)^{1/0,199} = 4,504 \cdot 10^{-3}$$

Poté byly získané hodnoty vloženy do rovnice životnosti.

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_{f80}}{E} \cdot (2N_i)^b + \varepsilon'_f (2N_i)^c$$

$$4,504 \cdot 10^{-3} = \frac{906}{2 \cdot 10^5} \cdot (2N_i)^{-0,115} + 0,871(2N_i)^{-0,579}$$

Z této rovnice vyplynulo, že $N_i \cong 8800$ cyklů

Kontrola koutového svaru na únavu

I zde se vychází z rovnice (3.34) pro kontrolu koutového svaru. I zde bylo počítáno s životností 50 let. S tím, že jednotlivé cykly nastanou při odstávce generátoru, který mezitím ztratí svou pracovní teplotu. Tato odstávka nastává zhruba sto krát ročně. Z tohoto byl odvozen počet cyklů na: $n_i = 5\,000$.

Kde: D_d je celkové poškození únavou a musí být menší než jedna.

Výpočet:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0$$

$$D_d = \sum \frac{5\,000}{8800} = 0,57 \leq 1,0$$

Podmínka je splněna, koutový svar nebude porušen na únavu.

4.3.9.3. Počet cyklů do porušení dle SWT

U této metody se vycházelo ze stejných materiálových parametrů jako u rovnice životnosti. Také zde je stejná rovnice Ramberg-Osgood a i zde se počítalo se sníženým součinitelem únavové pevnosti. A z rovnice (3.26) bylo stanoveno počet cyklů do porušení.

$$\varepsilon_{ac} = \frac{(\sigma'_{f80})^2}{E} (2N)^{2 \cdot b} + \sigma'_{f80} \cdot \varepsilon'_f \cdot (2N)^{b+c}$$

$$4,504 \cdot 10^{-3} = \frac{(906)^2}{2 \cdot 10^5} (2N)^{2 \cdot 0,115} + 906 \cdot 0,871 \cdot (2N)^{-0,115+(-0,579)}$$

$$359$$

Z této rovnice vyplynulo, že $N_i \cong 6125$ cyklů

Kontrola koutového svaru na únavu

I zde se vychází z rovnice (3.34) pro kontrolu koutového svaru. I zde bylo počítáno s životností 50 let. S tím, že jednotlivé cykly nastanou při odstávce generátoru, který mezitím ztratí svou pracovní teplotu. Tato odstávka nastává zhruba sto krát ročně. Z tohoto byl odvozen počet cyklů na: $n_i = 5\,000$.

Kde: D_d je celkové poškození únavou a musí být menší než jedna.

Výpočet:

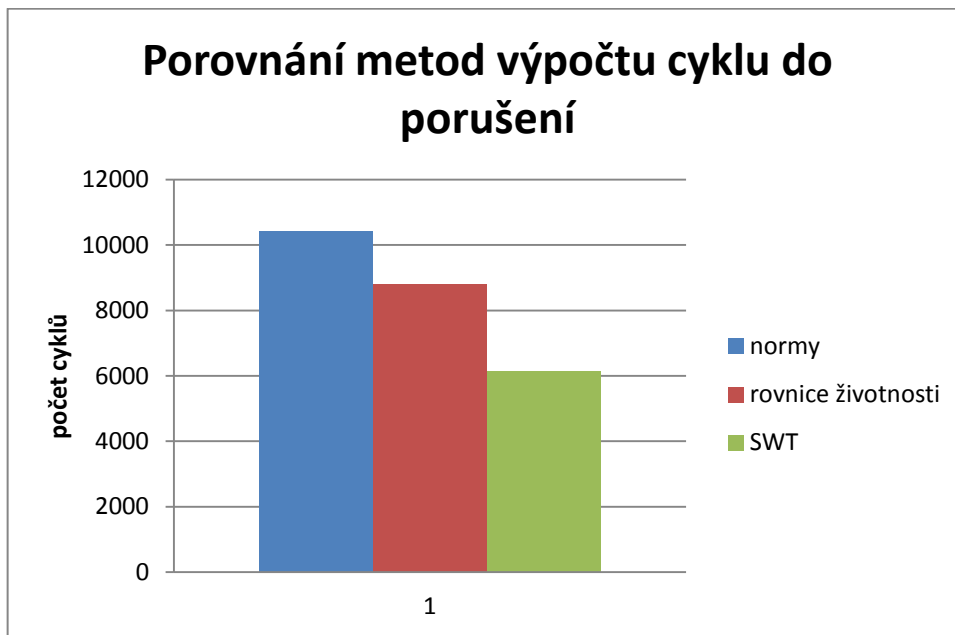
$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0$$

$$D_d = \sum \frac{5\,000}{6125} = 0,82 \leq 1,0$$

Podmínka je splněna, koutový svar nebude porušen na únavu.

4.3.10. Shrnutí metod pro výpočet cyklu do porušení

Jak je patrné z grafu (4.1) nejkonzervativnější metoda vyšla SWT. Z obecných znalostí víme, že právě tato metoda ze všech, které jsme použily, je skutečně nejkonzervativnější. Navíc námi vypočítané metody se od sebe řádově neliší. A proto bych si dovolil tvrdit, že námi získané výsledky jsou správné. Můžeme zde polemizovat, zda snížení součinitele únavové pevnosti o dvacet procent (materiálové vlastnosti byly získány pro teplotu 20°C) bylo dostatečné, ale přesto bych se nebál tvrdit, že ano.



Graf (4.1) Porovnání metod výpočtu cyklu do porušení.

5. ZÁVĚR

V popředí zájmu této diplomové práce byl stator synchronní generátor, tedy stroj sloužící k přeměně mechanické energie na energii elektrickou. Při této přeměně se však setkáváme se zatížením vzniklým od elektromagnetických sil. Roli hraje i teplotní zatížení, které silně ovlivňuje napětí v generátoru. Cílem této práce byla analýza vlivů statických a dynamických sil a vliv teplotního namáhání na synchronní generátor. Kromě této analýzy se práce zabývala i rozložením napětí v konstrukci, posouzením bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti a kontrolou na únavu. Byla rovněž určena nejkritičtější místa na synchronním generátoru.

Výpočty bylo zjištěno, že magnetické síly (tj. dynamické síly) působící od cívek statoru generátoru nejsou natolik velké, aby byly schopny vytvořit takové napětí, které by ovlivnilo pevnost generátoru ať už z hlediska pevnostního či z hlediska únavového. Jejich velikost byla v jednotkách megapascalů, a proto by se o ní dalo říct, že ji můžeme úplně zanedbat.

Do statických sil byly zahrnuty radiální síly od rotoru, které působí na ložiska a kroutící moment, jenž nastává při zkratu. Při kontrolním výpočtu bylo zjištěno, že vzniklé napětí nepřekročí mez pružnosti.

Předpoklad, že nejvíce bude teplotní zatížení ohrožovat stator, byl potvrzen. Teploty byly rozmístěny po statoru generátoru podle naměřených hodnot a z výpočtu vyplynulo, že mez kluzu nebyla překročena. Z výsledných hodnot byla stanovena nebezpečná místa, která jsou na svarech mezi žebry a pláštěm. Za příčinu cyklického namáhání způsobeného teplotním namáháním je uvažovaná změna teploty statoru při odstávce, která bývá zhruba stokrát ročně. Z tohoto důvodu byly provedeny kontroly na únavu. Pro nejnebezpečnější žebro (páté žebro) byly provedeny i kontroly na únavu koutového svaru. Těmito kontrolami bylo dokázáno, že nedojde k únavovému poškození svaru. Závěrem tedy můžeme říci, že nejkritičtější místa z celého statoru jsou právě místa mezi podélnými žebry a pláštěm, který je obaluje.

6. LITERATURA

- [1] M. HAMMER. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Brno: CERM, 2006, 134 s. ISBN 80-214-3334-5.
- [2] P. JANIČEK. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí*. Brno: CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [3] J. PETRUŠKA. *MKP v inženýrských výpočtech: výukové opory*.
- [4] VLK, M. a FLORIAN, Z. *Mezní stavy a spolehlivost*. Brno: VUT Brno, 2007. ISBN 80-214-0386-1.
- [5] *Elektrické stroje: synchronní motory*. Valašské Meziříčí, 2006.
<http://www.jsmilek.cz/skripta%20pdf/esp%209%20asm%20skripta.pdf>
- [6] *Pružnost pevnost*.
<http://www.laduna.borec.cz/3.%20Pruznost%20a%20pevnost.pdf>
- [7] E. ONDRÁČEK, J. VRBKA, P. JANIČEK a J. BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*. 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [8] P. JANIČEK, J. VRBKA, E. ONDRÁČEK a NOVOTNÝ. *Pružnost a pevnost II: Základy obecné pružnosti a pevnosti*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1986. ISBN 000034891.
- [9] ČSN EN 1993-1-9: Eurokód 3: *Navrhování ocelových konstrukcí. Část 1-9: Únava*. Praha: ČNI, 2006. 44s.
- [10] E. NAVRATILOVÁ. *Elektrické stroje*. Havířov-Šumbark: příspěvková organizace, 2011.
- [11] S. KOČMAN. *Synchronní stroje*. Ostrava: FEI-TU Ostrava, 2004.
- [12] Manuál: Release 11.0 Documentation for ANSYS, ANSYS, Inc., 2007
- [13] Využití akustické emise při mechanických zkouškách
<http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/MAE/aemzk.php>
- [14] J. KUČERA, I. TALPA, a H. BRÁZDA. *Podklady o nízkocyklových únavových vlastnostech konstrukčních ocelí*. Výzkumný ústav hutnictví železa, Dobruška 1982

[15] A. INCE, G. GLINKA. *A modification of Morrow and Smith-Watson-Topper mean stress correction models*. University of Waterloo, The Department of Mechanical and Mechatronics Engineering, 2011

[16] M. RŮLIČKA, *Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnost konstrukce*. Praha: ČVUT v Praze,

http://mechanika2.fs.cvut.cz/sources_old/pzk/5_2.html

[17] T. NÁVRAT, M. VLK, P. VOSYNEK AJ PETRUŠKA.: *Posouzení mezního stavu únavového porušení u svarových spojů*. Praha: ČVUT v Praze, 2010, ISBN 978-80-01-04670-8.

[18] M. BÁRTA, L. VÁCLAVEK, *Pravděpodobnostní přístup k posudku únavové životnosti svarového spoje*

www.konstrukce.cz/clanek/pravdepodobnostni-pristup-k-posudku-unavove-zivotnosti-svaroveho-spoje/

[19] M. KUDELKA, *Únavové vlastnosti konstrukční oceli 11 523*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

n_s	[min ⁻¹]	synchronní otáčky rotoru
f	[Hz]	frekvence střídavého napětí
p	[-]	počet pólových dvojic rotoru
Π	[MPa]	potenciální energii
W	[MPa]	energie napjatosti tělesa
P	[MPa]	potenciál vnějšího zatížení
σ	[MPa]	napětí
ε	[-]	přetvoření
u	[mm]	posuv
o	[N/m ³]	objemové zatížení
p	[Pa]	plošné zatížení
F	[N]	síla zatížení
E	[Pa]	modul pružnosti
μ	[-]	Poissonovo číslo
α	[K ⁻¹]	teplotní součinitel roztažnosti
λ	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]	tepelná vodivost
T	[°C]	teplota
S	[m ²]	plocha
ρ	[kg/m ³]	hustota
τ	[MPa]	smykové napětí
k_k	[-]	mez bezpečnosti
γ_{Ff}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti únavového zatížení

γ_{Mf}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
φ_r	[-]	součinitel asymetrie cyklů
φ_t	[-]	součinitel vlivu tloušťky materiálu
$\Delta\sigma_D$	[MPa]	mez únavy při konstantní amplitudě při $5 \cdot 10^6$ cyklů
σ_{\max}	[MPa]	maximální vypočítané napětí
σ_{\min}	[MPa]	minimální vypočítané napětí
$\Delta\sigma_\tau$	[MPa]	rozkmit napětí
F_{ay}	[N]	radiální síla od levého ložiska
F_{ax}	[N]	axiální síla od levého ložiska
F_{by}	[N]	radiální síla od pravého ložiska
l_c	[mm]	celková délka hřídele
l_a	[mm]	délka od levého ložiska po zatížení silou F_g .
M_{kz}	[Nm]	krouticí moment při zkratu
$\text{MAX } \tau$	[MPa]	Podmínka plasticity Trescova
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_k	[MPa]	zjištěné napětí na modelu
N_i	[-]	počet cyklu do porušení
N_D	[-]	konstantní počet cyklů
D_d	[-]	bezpečnost koutového svaru
ϵ_{ae}	[-]	elastická deformace
σ'_f	[MPa]	cyklická pevnost

b	[-]	exponent únavové pevnosti
ϵ_{ap}	[-]	plastická deformace
$2N$	[-]	počet půlcyklů do lomu
c	[-]	exponent únavové životnosti
ϵ'_f	[-]	cyklická tažnost
σ_a	[MPa]	výkmit napětí
σ_h	[MPa]	maximální napětí
K	[MPa]	materiálová konstanta
n'	[-]	exponent cyklické křivky
n_i	[-]	stanovený počet cyklu za 5 let