



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

NAPĚŤOVÁ, DEFORMAČNÍ A BEZPEČNOSTNÍ ANALÝZA STATORU GENERÁTORU ZATÍŽENÉHO NEHOMOGENNÍ TEPLOTOU

STRESS, DEFORMATION AND SAFETY ANALYSIS OF THE GENERATOR STATOR LOADED BY
NONHOMOGENEOUS TEMPERATURE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR MAJDIČ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, DrSc., dr.
h. c.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2014/2015

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:

Napět'ová, deformační a bezpečnostní analýza statoru generátoru zatíženého nehomogenní teplotou

v anglickém jazyce:

Stress, deformation and safety analysis of the generator stator loaded by nonhomogeneous temperature

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtové modelování napjatosti, deformace a bezpečnosti tělesa statoru generátoru metodou konečných prvků (MKP) programovým systémem ANSYS, případně jiným. V prvním kroku se výpočtově stanoví nehomogenní teplotní pole jako řešení úlohy vedení tepla rovněž pomocí MKP. Nehomogenní teplota je chápána jako vnější zatížení pro určení deformace a napjatosti v kroku následujícím. Pro výpočet teplotního pole jsou zadány experimentálně zjištěné teploty v charakteristických místech konstrukce.

Cíle diplomové práce:

Výpočtové stanovení deformace a napjatosti ve statoru synchronního generátoru využitím metody konečných prvků pro stacionární stav při plném teplotním zatížení. Zjištění kritických míst konstrukce statoru generátoru a posouzení bezpečnosti vůči mezi kluzu a mezi únavy. Případný návrh konstrukčních úprav.

Seznam odborné literatury:

Janíček,P.,Ondráček,E.,Vrbka,J.,Burša,J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost I. CERM, 2004

Ondráček,E.,Vrbka,J.,Janíček,P.,Burša,J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost II. CERM, 2006

Madenci,E.,Güven,I.: The finite element method and applications in engineering using ANSYS. Springer, 2006

ČSN 050120

Jícha, M.: Přenos tepla a látky. CERM, 2001

Vlk, M.,Florian,Z.: : Mezní stavy a spolehlivost. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, FSI VUT v Brně, 2007.

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

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 napětíovou, deformační a spolehlivostní analýzou statoru synchronního generátoru, včetně nehomogenního teplotního pole. Za pomoci metody konečných prvků se stanoví napětí a deformace. Z těchto hodnot se následně určí bezpečnost vůči mezi kluzu. Následně proběhne výpočet životnosti nejvíce namáhaného svaru a k určení zda nedojde k porušení po dobu požadovanou zákazníkem.

Klíčová slova

Synchronní generátor, teplotní zatížení, magnetické zatížení, gravitační síla, zatížení od rotoru, rozložení napětí, mezní stav pružnosti, mezní stav únavy, mezní stav životnosti.

Abstract

This thesis deals with stress, strain and reliability analysis of synchronous generator stator including an inhomogeneous temperature field. Using the finite element method, stress and strain are calculated, and from these values safety against yield strength is determined, which is followed by the life calculation of the most stressed weld joint and the determination of its possible damage during the period required by the customer.

Key words

Horizontal synchronous generator, thermal load, magnetic loading, gravitational force, rotor loads, stress distribution, elastic limit state, fatigue limit state, serviceability limit state.

Citace

MAJDIČ, P. Napěťová, deformační a bezpečnostní analýza statoru generátoru zatíženého nehomogenní teplotou. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 63 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

Čestné prohlášení

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

V Brně dne 27. května 2015

Bc. Petr Majdič

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu prof. RNDr. Ing. Janu Vrbkovi, DrSc., dr. h. c. za ochotu, pomoc a čas věnovaný při tvorbě této diplomové práce.

OBSAH

OBSAH	5
ÚVOD	7
1. POPIS A ANALÝZA PROBLÉMOVÉ SITUACE	9
2. VYTYČENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE A ZPŮSOB ŘEŠENÍ	9
3. REŠERŠE	10
3.1. Synchronní generátor.....	10
3.2. Metoda konečných prvků	10
3.2.1. Deformační varianta	10
3.2.2. Diskretizace spojitého problému v MKP	11
3.2.3. Vedení tepla a teplotní napjatost v MKP.....	13
3.3. Vymezení pojmů aktuálních mezních stavů.....	17
3.4. Podmínka plasticity	17
3.4.1. Co musí splňovat podmínky plasticity	17
3.4.2. Podmínka plasticity τ_{MAX} (Trescova)	18
3.4.3. Podmínka plasticity HMM (Misesova)	20
3.5. Únava materiálu	20
3.5.1. Základní únavové charakteristiky materiálu.....	20
3.6. Únavové porušování svarů.....	23
4. ŘEŠENÍ PROBLÉMU	27
4.1. Základní charakteristika	27
4.2. Výpočtový model	28
4.2.1. Model geometrie.....	28

4.2.2.	Konečně-prvková síť	29
4.3.	Modely materiálu.....	32
4.4.	Výpočtový model zatížení	33
4.4.1.	Výpočtový model silové vnější zatížení.....	33
4.4.2.	Výpočtový model teplotního zatížení.....	39
4.5.	Model vazeb	44
5.	VÝPOČTOVÉ SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ.....	45
5.1.	Stav klidový.....	45
5.2.	Stav provozní v době startu	47
5.3.	Stav provozní ustálený	48
5.3.1.	První etapa	48
5.3.2.	Druhá etapa.....	49
5.4.	Určení životnosti nejvíce namáhaného svaru.....	53
5.4.1.	Počet cyklů do porušení.....	53
6.	ZÁVĚR.....	59
7.	LITERATURA	60
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	61

ÚVOD

V současné době vědecko-technického pokroku a s tím souvisejících změnách ve výrobě, se velmi často upouští od dříve zavedených a léty prověřených výrobních postupů. Tento jev je patrný ve všech strojírenských odvětvích a i dokonce i u těch, kde vývojový a modernizační pokrok není, tak patrný. Tímto odvětvím byla myšlena konkrétně energetika a to ne jako celek ale pouze ta část, která se zabývá výrobou elektrických točivých strojů. K tomuto závěru by člověk došel při porovnávání generátorů vyrobených před 100 lety a dnes. Velký rozdíl je však v tom, že dříve se ve velkém používalo technologie kontinuálního lití, kdy prakticky každá část generátoru byl odlitek, a v dnešní době přešlo k technologickému svařování jednotlivých dílů. Výhoda technologického svařování spočívá hlavně v nižších pořizovacích nákladech při menších sériích. Přejít na nový způsob výroby generátorů s sebou přinesl i řadu nových konstrukčních a technologických problémů, s kterými se musíme vypořádat. Mezi tyto problémy patří překročení bezpečnosti a požadované životnosti svařovaných součástí. V minulosti se při výrobě generátorů postupovalo tak, že byly vyrobeny zkušební prototypy generátorů, na kterých došlo k odladění konstrukčních nedostatků. V současné době je snaha odstranit tyto nedostatky ještě před samotnou výrobou generátorů. Z těchto důvodů se v současnosti přechází na numerické řešení. Výhodou tohoto způsobu řešení je především snížení výrobních nákladů, okamžitá kontrola a rychlost samotných výpočtů.

Tato diplomová práce se bude zabývat výpočtem synchronního generátoru, se zaměřením dle zadání na stator. Posuzovaná bude jeho bezpečnost a zejména životnost, která je stanovena minimálně na 50 let. Z důvodu složitosti úlohy budeme nuceni výpočty zjednodušit. Jak ukazuje praxe, značné namáhání statoru vzniká vlivem nehomogenní teploty, která se ustálí na hodnotě za určitou dobu. V časovém zátěžném cyklu budeme uvažovat tři stavy. První odpovídá stavu vypnutému, druhý provoznímu po zapnutí a třetí stavu provoznímu s ustálenou teplotou, která se nemění, dokud nedojde k odstavení generátoru. Takových odstávek je během jednoho roku maximálně sto. Do výpočtu statoru bude také zahrnuto zatížení od rotoru a to konkrétně na ložiskové domečky a také zatížení od elektromagnetického pole ve vinutí. Závěrem této diplomové práce proběhne kontrola bezpečnosti a životnosti a v případě nebezpečí poruchy bude navržena úprava, tak aby se eliminoval nepříznivý výsledek.

Práci lze logicky rozčlenit do dvou hlavních částí – první teoretická, jež se bude zabývat rozborem informací potřebných pro řešení diplomové práce. Mezi ně patří obecná charakteristika synchronního generátoru (tj. jeho vlastnosti a funkčnost) jež je pro správné pochopení problematiky nezbytná. Dále bude představena metoda řešení, konkrétně metoda konečných prvků. 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 statoru synchronního generátoru a jeho namáhání. Z těchto důvodů je diplomová práce pojatá spíše prakticky, ve snaze o efektivní řešení umožňující zjednodušení výpočtů zvýšením rychlosti samotného řešení. V praxi se klade důraz na zlevnění a hlavně urychlení veškerých výpočtů. Nejprve bude vytvořen zjednodušený model generátoru, na němž dojde k rozdělení, která část modelu se bude řešit jako skořepina a která jako objemové těleso. Po nezbytném nastavení výchozího stavu (rozložení teplotního zatížení na povrchu generátoru dle naměřených hodnot) a zjištěných vnějších zatížení dojde již k samotnému řešení deformace a napjatosti a stanovení bezpečnosti vůči mezi kluzu a mezi únavy a následnému stanovení životnosti statoru.

1. POPIS A ANALÝZA PROBLÉMOVÉ SITUACE

Při běžném nasazení synchronního generátoru dochází k odstávce a to až stokrát ročně. Při každém spuštění generátoru dochází k ohřevu a ke vzniku nehomogenního teplotního pole, které přispívá ke vzniku napjatosti v tělese. Kromě tohoto vnějšího vlivu je synchronní generátor zatížen i elektromagnetickým polem, gravitačními silami a zatížením od rotoru. Naším cílem je stanovit bezpečnost a životnost, která by měla být minimálně 50 let při takovémto charakteristickém způsobu zatěžování. V souladu se zadáním diplomové práce se dále budeme zabývat pouze statorem synchronního generátoru.

2. VYTYČENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE A ZPŮSOB ŘEŠENÍ

Cílem této diplomové práce je určit zda nedojde k porušení bezpečnosti a životnosti svařeného statoru generátoru po dobu minimálně 50 let při pravidelných odstávkách, které jsou v časových intervalech a to až stokrát ročně. Z důvodu finanční a časové náročnosti nemůžeme provést testy na reálném generátoru. Dále se nám nabízí analytické řešení, to ale není v našem případě z důvodu složitosti úlohy možné. Proto byla zvolena numerická metoda a to konkrétně metoda konečných prvků. Tato metoda slouží k výpočtové simulaci napětí, deformace, teplotního pole, stanovení vlastních frekvencí atd. na vytvořeném fyzikálním modelu úlohy. Výpočty rozdělíme do tří stavů, první při odstávce, kdy na stator působí pouze gravitační síly a síly vzájemně působících sil mezi statorem a rotorem. Druhý, kdy kromě již zmíněných zatížení působí na stator elektromagnetické pole a třetí stav, kdy navíc působí nehomogenní teplotní pole. Z těchto tří stavů se určí největší výkmit hlavních napětí a ten bude použit ke stanovení únavové životnosti v nebezpečném místě tělesa. V případě, že zjistíme, že u navrženého modelu dojde k porušení bezpečnosti a životnosti, navrhneme změnu tak, aby tento problém byl eliminován.

3. REŠERŠE

3.1. Synchronní generátor

Horizontální synchronní generátor je točivý elektrický stroj sloužící k výrobě elektrické energie. Jeho rotor je poháněn turbínou a jiným silovým zdrojem a za pomoci elektromagnetické indukce vzniká ve satorovém vinutí elektrický proud. [1]

3.2. Metoda konečných prvků

Je to nejrozšířenější numerická metoda, jejímž základním stavebním elementem je prvek, který má konečné rozměry. Metoda konečných prvků vychází z tzv. mechanického kontinua, u kterého rozeznáváme dvě varianty:

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

Byla zvolena metoda deformační, a proto bude níže rozebrána.

3.2.1. Deformační varianta

Tato varianta vychází z Lagrangeova variačního principu, který říká, že u všech možných posuvů zachovávajících spojitost tělesa a splňujících 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]

$$\Pi = W - P \quad (3.1)$$

Energii napjatosti tělesa W získáme pomocí vztahu:

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma^T \cdot \epsilon \cdot dV \quad (3.2)$$

A potenciál vnějšího zatížení P získáme vztahem:

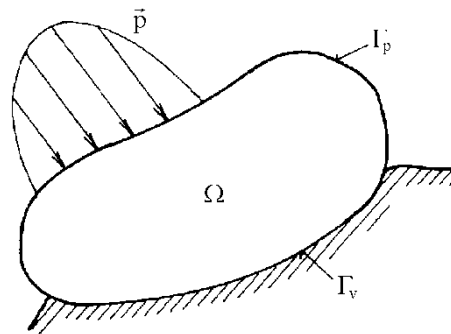
$$P = \int_{\Omega} u^T \cdot o \cdot dV + \int_{\Gamma_p} u^T \cdot p \cdot dS \quad (3.3)$$

Ve výše uvedených vzorcích se vyskytují tyto matice (vektory):

- Napětí $\sigma^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$

- Přetvoření $\boldsymbol{\varepsilon}^T = [\boldsymbol{\varepsilon}_x, \boldsymbol{\varepsilon}_y, \boldsymbol{\varepsilon}_z, \boldsymbol{\gamma}_{xy}, \boldsymbol{\gamma}_{yz}, \boldsymbol{\gamma}_{zx}]$
- Posuvů $\boldsymbol{u}^T = [u, v, w]$
- Objemového zatížení $\boldsymbol{o}^T = [o_x, o_y, o_z]$
- Plošného zatížení $\boldsymbol{p}^T = [p_x, p_y, p_z]$

3.2.1.1. Okrajové podmínky



Obr.3.1. Řešené těleso Ω [3].

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

Γ_p - určuje část povrchu na kterém působí vnější plošné zatížení [3]

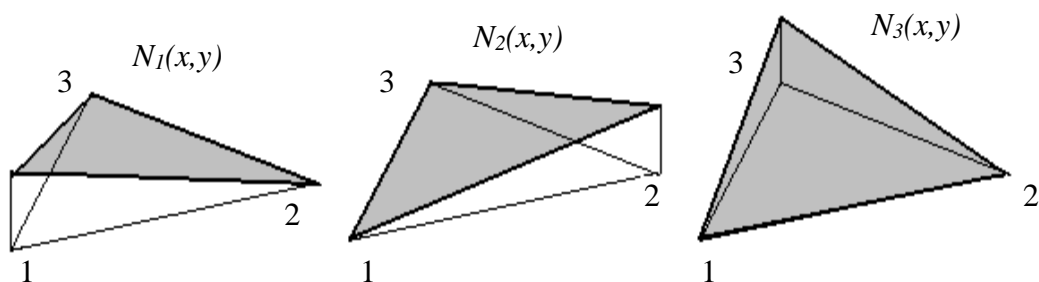
3.2.2. Diskretizace spojitého problému v MKP

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]

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

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

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



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

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

Po dosazení rovnic (3.4) do (3.1) dosáhneme toho, že celková potenciální energie Π je závislá na konečném množství parametrů, kterými jsou posuvy v uzlových bodech. Použitím podmínky stacionární hodnoty celkové potenciální energie Π vede na soustavu rovnic, jejich řešením určujeme neznámé parametry. [3]

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \Pi}{\partial a_1} = 0 \\ \vdots \\ \frac{\partial \Pi}{\partial c_n} = 0 \end{array} \right\} \rightarrow a_1, a_2, \dots, c_n \quad (3.5)$$

Samotný výpočet probíhá tak, že vytvořený geometrický model úlohy, který 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]

3.2.3. Vedení tepla a teplotní napjatost v MKP

Analýza vedení tepla je po napěťově-deformační analýze druhým nejpoužívanějším typem úlohy v inženýrských výpočtech využívajících metodu konečných prvků. Velice často se také oba tyto typy spojují při řešení teplotní napjatosti, kdy je potřeba nejprve určit teplotní pole pro danou oblast a následně pro stejnou oblast určit odpovídající napětí, které vzniklo nerovnoměrnými teplotními dilatacemi. To je velmi typické pro energetické zařízení, kde je možné využít jednu konečno-prvkovou síť, která řeší oba navazující problémy. Tato problematika se nazývá slabě sdružená tepelno-deformační úloha. Zásadní podmínka je, že teplotní pole ovlivňuje deformaci a napjatost, nikoli naopak. Pokud není tato podmínka splněna, nejedná se o slabě sdruženou termomechanicko-mechanickou úlohu. Muže však nastat, že je ovlivnění obousměrné, například při simulaci tvářecích procesů, kde je významná část deformační práce přeměněna na teplo, pak se jedná o plně sdružený teplotně-deformační problém. Tak jako problematiku tepla můžeme řešit i problémy s průsakem kapalin, porézní materiály, nestlačitelnost, proudění, membrány, elektrický proud a další. To je umožněno skutečností, že příslušná diferenciální rovnice popisuje více fyzikálních odlišností, avšak matematicky analogických procesů. Z toho tedy vyplývá, že stačí když, budeme jinak fyzikálně interpretovat jednotlivé proměnné veličiny a konstanty. [3] [12]

Rovnice pro vedení tepla vypadá takto:

$$k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.6)$$

Jedná se o rovnici pro nestacionární vedení tepla pevnými látkami. Je nutné tuto rovnici doplnit o okrajové podmínky a to:

- Předepsaná teplota: na části povrchu tělesa S_T je teplota rovna známé hodnotě T^* a z toho vyplývá $\rightarrow S_T : T = T^*$
- Předepsaný tepelný tok: na dané části povrchu tělesa S_q je tepelný tok roven hodnotě q^* a z toho vyplývá $\rightarrow S_q : q = q^*$

- Přestup tepla konvekcí (smíšené okrajové podmínky): na dané části povrchu tělesa S_α nabývají teplota a tepelný tok hodnot, vyhovujících rovnici $q = \alpha (T - T_0)$

Kde:

T je teplota, T_0 je teplota okolí vyšetřovaného tělesa a tyto hodnoty jsou v K

Q je měrný tepelný tok v Wm^{-2}

α je součinitel přestupu tepla v $Wm^{-2}K^{-1}$

t je čas v s

k je tepelná vodivost v $W m^{-1}K^{-1}$

c je tepelná kapacita v $J kg^{-1}K^{-1}$

ρ je hustota materiálu v $kg m^{-3}$

Q_v je měrný tepelný výkon v $W m^{-3}$

Dále také víme, že vztah mezi teplotou a měrným tepelným tokem je dán Fourierovou rovnicí vedení tepla a to:

$$q = -k \cdot \text{grad}T \quad (3.7)$$

A z toho vyplývá, že tepelný tok je úměrný gradientu teplotního pole, záporné znaménko popisuje orientaci toku energie ve směru poklesu teploty. Funkcionál, který je základem variační formulace řešení úlohy teplotního pole, vypadá takto:

$$\Pi_T = \frac{1}{2} \iiint (\mathbf{T}'^T \cdot k \cdot \mathbf{T}' + 2 \cdot \rho \cdot c \cdot \dot{T} \cdot T - 2 \cdot Q_v \cdot T) dV - \iint q^* \cdot T dS_q \quad (3.8)$$

Jednotlivé členy můžeme rozlišit příspěvky odpovídající teplu vedenému tělesem, tepelné kapacitě materiálu, vnitřním a vnějším zdrojům (tepelný tok vedený povrchem tělesa). Hlavní neznámou veličinou při řešení teplotního pole je teplota, která je při diskretizaci konečných prvků aproximována nad prvkem obdobně jako složky posuvů v deformačně-napěťové analýze. [3] [12]

$$T = \mathbf{N} \cdot \delta_T \quad (3.9)$$

Kde \mathbf{N} vyjadřuje matici báзовých funkcí konkrétního prvku a δ_T je matice neznámých uzlových teplot. Větší rozdíl mezi deformačně-napěťovým problémem je v tom, že teplota jako skalární veličina je na rozdíl od posuvu plně popsána pouze jedním neznámým parametrem v uzlu. Z toho vyplývá že, teplotní úloha má nižší počet neznámých a tím i rychlejší řešení. Konkrétnější tvar matic si můžeme představit na příkladu rovinné úlohy, která je řešena pomocí trojúhelníkových prvků s lineárními báзовými funkcemi. A dá se vyjádřit takto:

$$\mathbf{N} = [N_1 \quad N_2 \quad N_3] \quad (3.10)$$

$$\delta_T = [T_1, T_2, T_3]^T. \quad (3.11)$$

Kde N_1 až N_3 jsou báзовые funkce a T_1 až T_3 jsou teploty v uzlových bodech prvku. Změna teploty v čase lze vyjádřit jako

$$\dot{T} = \mathbf{N} \cdot \dot{\delta}_T \quad (3.12)$$

Derivace podle prostorových souřadnic je pak charakterizována takto

$$\mathbf{T}' = \mathbf{L} \cdot \mathbf{N} \cdot \delta_T = \mathbf{B} \cdot \delta_T \quad (3.13)$$

Kde: $\mathbf{T}' = \left[\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y} \right]^T$ je matice teplotních derivací rovinné úlohy,

$\mathbf{L} = \left[\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y} \right]^T$ je matice diferenciálních operátorů,

$\mathbf{B} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{N}$ je matice, získaná z báзовých funkcí N_i jejich parciálními derivacemi.

Pokud dosadíme vztahy (3.9) až (3.13) do rovnice (3.8) dostaneme diskrétní podobu funkcionář Π_T na úrovni prvku a dostaneme vztah

$$\Pi_T = \frac{1}{2} \cdot \delta_T^T \cdot \mathbf{k} \cdot \delta_T + \delta_T^T \cdot \mathbf{c} \cdot \dot{\delta}_T - \delta_T^T \cdot (\mathbf{f}_o + \mathbf{f}_q) \quad (3.14)$$

kde $\mathbf{k} = \iiint \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{k} \cdot \mathbf{B} \, dV$ je prvková matice tepelné vodivosti,

$\mathbf{c} = \iiint \mathbf{N}^T \cdot \rho \cdot c \cdot \mathbf{N} \, dV$ je prvková matice tepelné kapacity,

$\mathbf{f}_Q = \iiint \mathbf{N}^T \cdot \mathbf{Q} \, dV$, $\mathbf{f}_q = \iint \mathbf{N}^T \cdot \mathbf{q}^* \, dS_q$ jsou matice tepelného zatížení od vnitřních a vnějších zdrojů.

Pokud teď sestavíme celkový funkcionál součtem příspěvků od jednotlivých prvků a využijeme-li podmínky stacionární hodnoty pomocí stejného postupu, jako předtím dostaneme výslednou diskrétní podobu rovnice vedení tepla, která vypadá takto

$$\mathbf{C}_T \cdot \mathbf{U}_T + \mathbf{K}_T \cdot \mathbf{U}_T = \mathbf{F}_T \quad (3.15)$$

Matice \mathbf{C}_T je matice tepelné vodivosti

Matice \mathbf{K}_T je matice kapacity

Matice \mathbf{F}_T je matice tepelného zatížení

Matice \mathbf{U}_T je matice neznámých uzlových teplot (námi požadované hodnoty)

Tato rovnice se používá pro řešení nestacionárního teplotního pole. Jak už bylo zmíněno výše lze tady vidět určitou podobnost s deformačně-napětovou analýzou.

teplotní analýza

deformačně-napětová analýza

matice tepelné kapacity \mathbf{C}_T

matice hmotnosti \mathbf{M}

matice tepelné vodivosti \mathbf{K}_T

matice tuhosti \mathbf{K}

matice tepelného zatížení \mathbf{F}_T

matice mechanického zatížení \mathbf{F}

neznámé \mathbf{U}_T : teploty T v uzlech

neznámé \mathbf{U} : posuvy u, v, w v uzlech

gradient teploty \mathbf{T}

přetvoření $\boldsymbol{\varepsilon}$

tepelný tok \mathbf{q}

napětí $\boldsymbol{\sigma}$

Podobnou podobnost můžeme také vidět i u pásové struktury jednotlivých matic a také u okrajových podmínek. Druhá okrajová podmínka (předepsaný tepelný tok) je v případě variační formulace tak zvanou přirozenou okrajovou podmínkou, což znamená, že při teplotní analýze pomocí metody konečných prvků na části povrchu nepředepíšeme nic, pak na daném povrchu je implicitně zadaná podmínka $\mathbf{q} = 0$. Z této podmínky vyplývá, že je povrch

dokonale tepelně izolovaný. Stejně je to i u deformačně-napět'ových problémů, kde je na volném povrchu předepsané nulové napětí. [3] [12]

3.3. Vymezení pojmů aktuálních mezních stavů

„Mezní stav (MS) pružnosti tělesa – je takový stav, při jehož dosažení vzniknou v bodě tělesa první makroplastické (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 – definujeme jako největší napětí, které nevede k lomu ani v případě, že byla překonána smluvní hranice 10^7 cyklů. (tento počet cyklů platí pouze pro ocel) [4]

3.4. Podmínka plasticity

3.4.1. Co musí splňovat podmínky plasticity

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

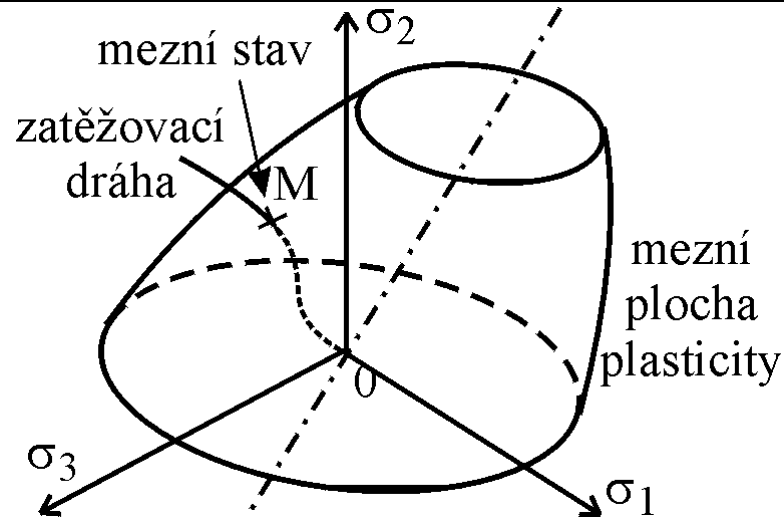
- K určení mezního stavu pružnosti je třeba znát mezní hodnoty meze kluzu.
- Zformulováním podmínky plasticity bylo zjištěno, že podmínka plasticity je matematické vyjádření mezního stavu pružnosti. Jako podmínka plasticity při jednoosé napjatosti byl označen vztah:

$$\sigma = \sigma_k \text{ nebo } F(\sigma, \sigma_k) = 0 \quad (3.16)$$

- Jako podmínka trojosé napjatosti se označuje vztah:

$$F(T_\sigma, \sigma_k) = 0 \quad (3.17)$$

Podmínky plasticity lze také vyjádřit graficky. A to zobrazením v Haighově prostoru, 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 rozsáhlých 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:

$$F(|\tau_{\rho k}|, M_k) = 0 \quad (3.18)$$

M_k je materiálová charakteristika

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

$$F(|\tau_{\rho k}|) = \tau_{Mk} = |\tau_{\rho k}| \quad (3.19)$$

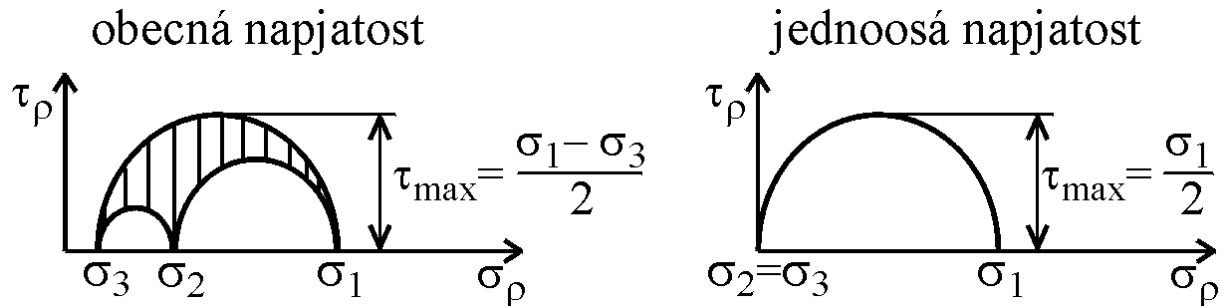
τ_{Mk} je materiálová konstanta a řez ρ_k byl určen na základě experimentů a podle volby řezu dostaneme různé podmínky plasticity. [6]

3.4.2. Podmínka plasticity τ_{MAX} (Trescova)

Podmínka plasticity maximálních smykových napětí předpokládá, že řezem ρ_k je řez, ve kterém působí maximální smykové napětí τ_{MAX} a je vyjádřen ve tvaru:

$$\tau_{MAX} = \tau_{Mk} \quad (3.20)$$

„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:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau_{Mk} \quad (3.21)$$

Pro prostý tlak či tah v jednoosé napjatosti, dostaneme vztah:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{\sigma_k}{2} = \tau_{Mk} \quad (3.22)$$

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

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_k \quad (3.23)$$

Zavede-li se redukované napětí, vyjde vztah:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{red} \quad (3.24)$$

„Redukované napětí σ_{red} je taková fiktivní hodnota jednoosého tahového napětí, která má stejnou prostou 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:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (3.25)$$

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

3.4.3. Podmínka plasticity HMH (Misesova)

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

$$|\tau_o| = \tau_{oK} \quad (3.26)$$

„Mezní stav pružnosti při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého 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:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_k \quad (3.27)$$

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

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_{red} \quad (3.28)$$

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

$$k_k = \frac{\sigma_{red}}{\sigma_k} \quad (3.29)$$

3.5. 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 způsobí:

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

3.5.1. Základní únavové charakteristiky materiálu

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

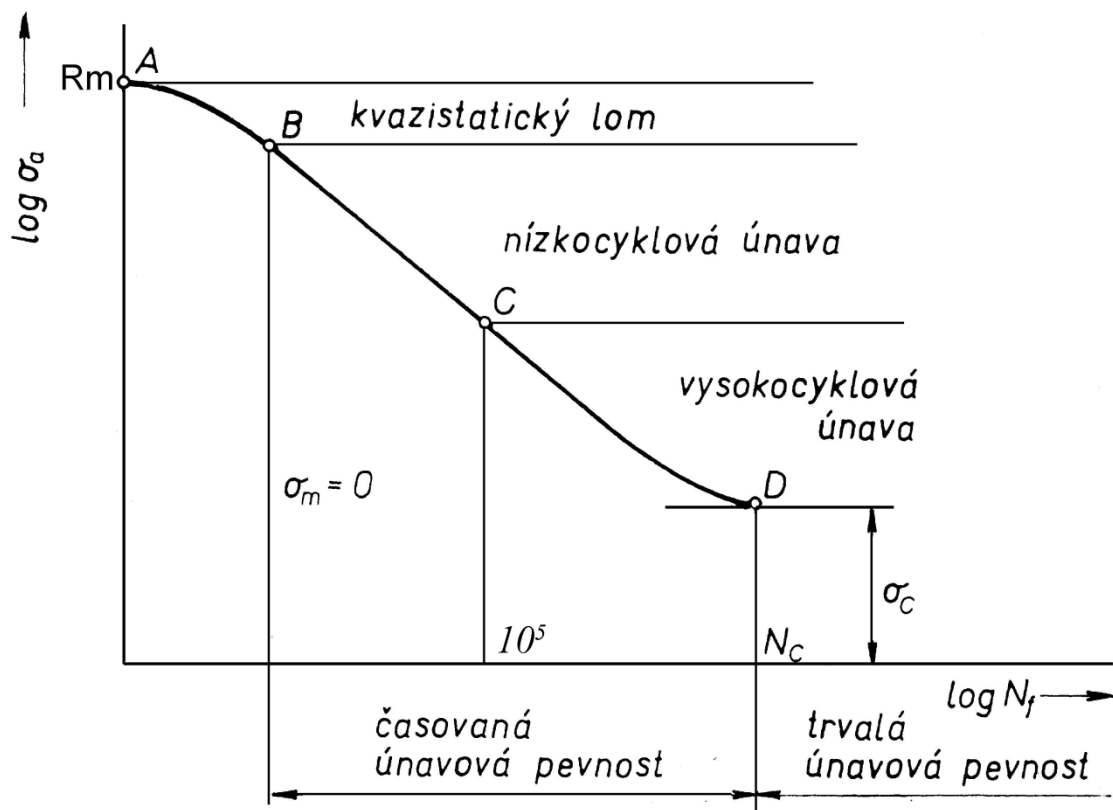
3.5.1.1. Nízkocyklická únava

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

3.5.1.2. Vysokocyklická únava

Životnost (počet kmitů do porušení) při vysokocyklické únavě 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 pár milimetrů pod jeho povrchem a je způsobeno nevratnou plastickou deformací v mikro a makro objemech materiálu. I přes pokročilost výpočtové techniky a existenci metody konečných prvků je obtížné zjistit postup únavového poškození v celém časovém průběhu. Důvodem jsou kvantitativně neuspokojivé modely poškození ve fázi nukleace a také strukturní poruchy materiálu. Základní materiálovou charakteristikou v oblasti únavového porušování je Wöhlerova křivka [7], [8], která vyjadřuje závislost mezi amplitudou σ_a symetrického střídavého cyklu a životností vzorku N u tahové zkoušky, viz obr. 3.8.

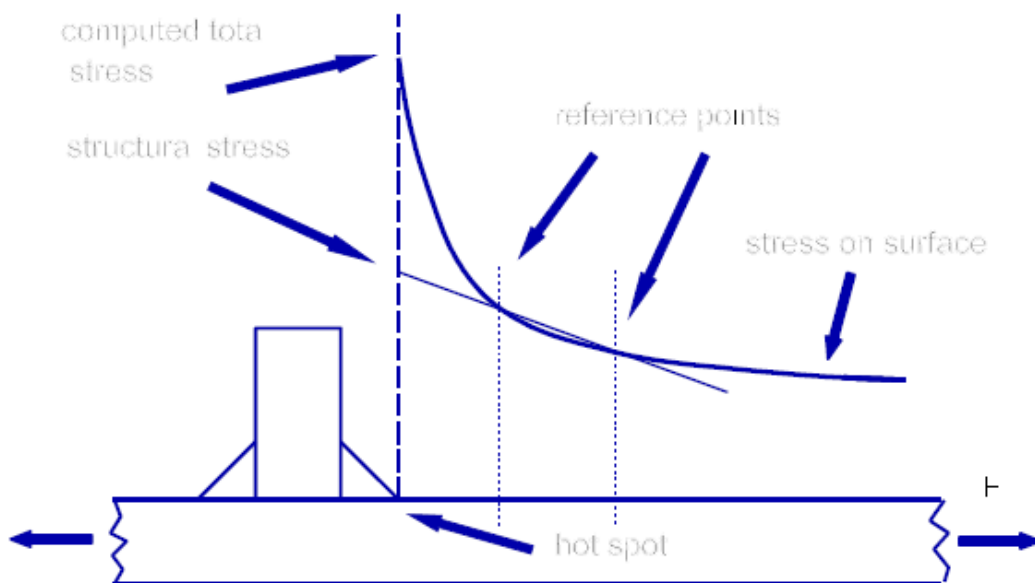


Obr.3.8. Wöhlerova křivka [13].

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]

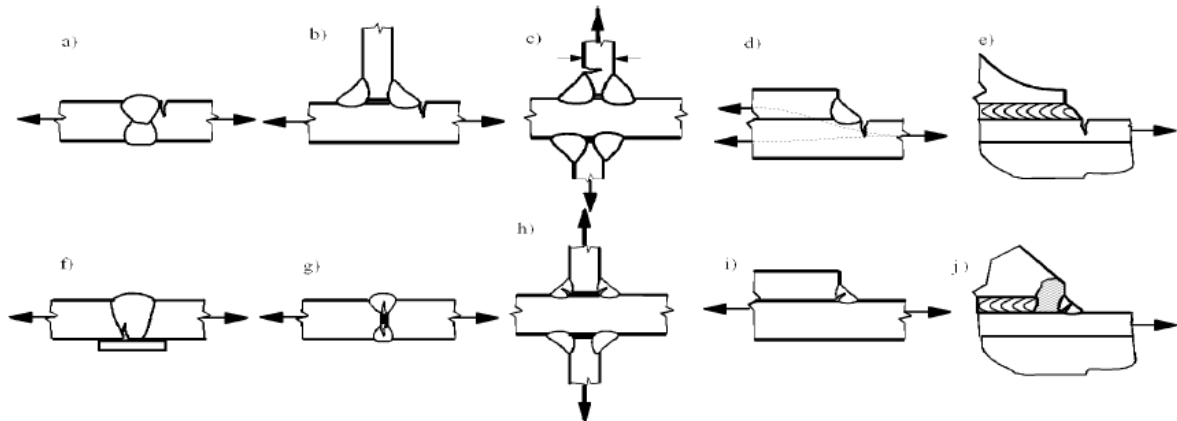
3.6. Únavové porušování svarů

Vzhledem k tomu, že v řešeném případě statoru synchronního generátoru, který je svařovanou konstrukcí lze očekávat únavové porušování v oblasti nejvíce namáhaného svarového spoje, využijeme pro výpočtové stanovení životnosti metodu uvedenou v mezinárodní normě „Recommendations for fatigue design of welded joints and components“ [9]. Životnost je tu stanovována na základě experimentálně zjištěných křivek napětí-životnost (S-N křivky) pro rozkmit charakteristického napětí v nebezpečném místě svarového spojení (hot-spot), většinou na patě sváru. Vzhledem ke skutečnosti, že napjatost bude výpočtově určována pomocí MKP pro skořepinové prvky a postihuje makroskopický geometrický tvar tělesa, bez uvážení koncentrace napětí z titulu vlastního svaru byl použit přístup pomocí nominálních napětí – typ B. V dalším se omezíme pouze na tento typ výpočtu. Strukturální napětí v nebezpečném místě (v našem případě na patě koutového sváru) je získáváno pomocí příslušné extrapolace hodnot napětí vypočtených na povrchu tělesa v referenčních bodech, viz obr. 3.9. [9]



Obr.3.9. Definice strukturálního kritického (hot-spot) napětí [9].

Tento postup je striktně použitelný pro posuzování kritického místa na patě svaru pro 10 charakteristických svarových konstrukčních spojení, uvedených v obr. 3.10. Našemu případu žebra, přivařeného k válcovému tělu statoru generátoru dvěma koutovými svary nejvíce odpovídá případ b), viz. následující obrázek. [9]



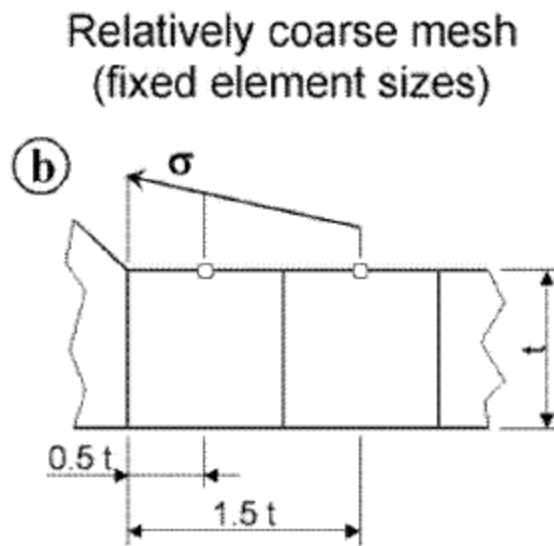
Obr.3.10. Charakteristická konstrukční svarová spojení [9].

V případě rovinné (2 – D) napjatosti na povrchu tělesa je doporučeno, aby se za ovládací napětí bralo hlavní napětí, ležící v úhlovém segmentu + 60° vzhledem ke kolmici k patě svaru. Poloha kritického místa svarového spoje budou stanovena na základě předchozí statické MKP analýzy v místech největší koncentrace redukovaných napětí a praktických zkušeností, poukazujících na kritické místo napatě svaru. [9]

Jak již bylo řečeno dříve, hodnota strukturního napětí v kritickém místě svarového spojení se získá extrapolace napětí vypočtených v referenčních bodech na povrchu válcového tělesa. S ohledem na charakteristický rozměr skořepinových prvků použitých pro diskretizaci tělesa statoru (asi 10 mm) byla vybrána následující aproximace: [9]

$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{0,5,t} - 0,5 \cdot \sigma_{1,5,t} \quad (3.30)$$

Jde o lineární aproximaci, znázorněnou na následujícím obrázku.



Obr.3.11. Poloha referenčních bodů na povrchu skořepiny [9].

Vzhledem k tomu, že tloušťka skořepiny (tělesa rotoru) je v našem případě 10 mm, nacházejí se referenční body ve vzdálenosti 5 mm a 15 mm od paty svaru. Ve sledovaném případě je nutné provést korekci na skutečnou tloušťku skořepiny s exponentem $n = 0,1$.

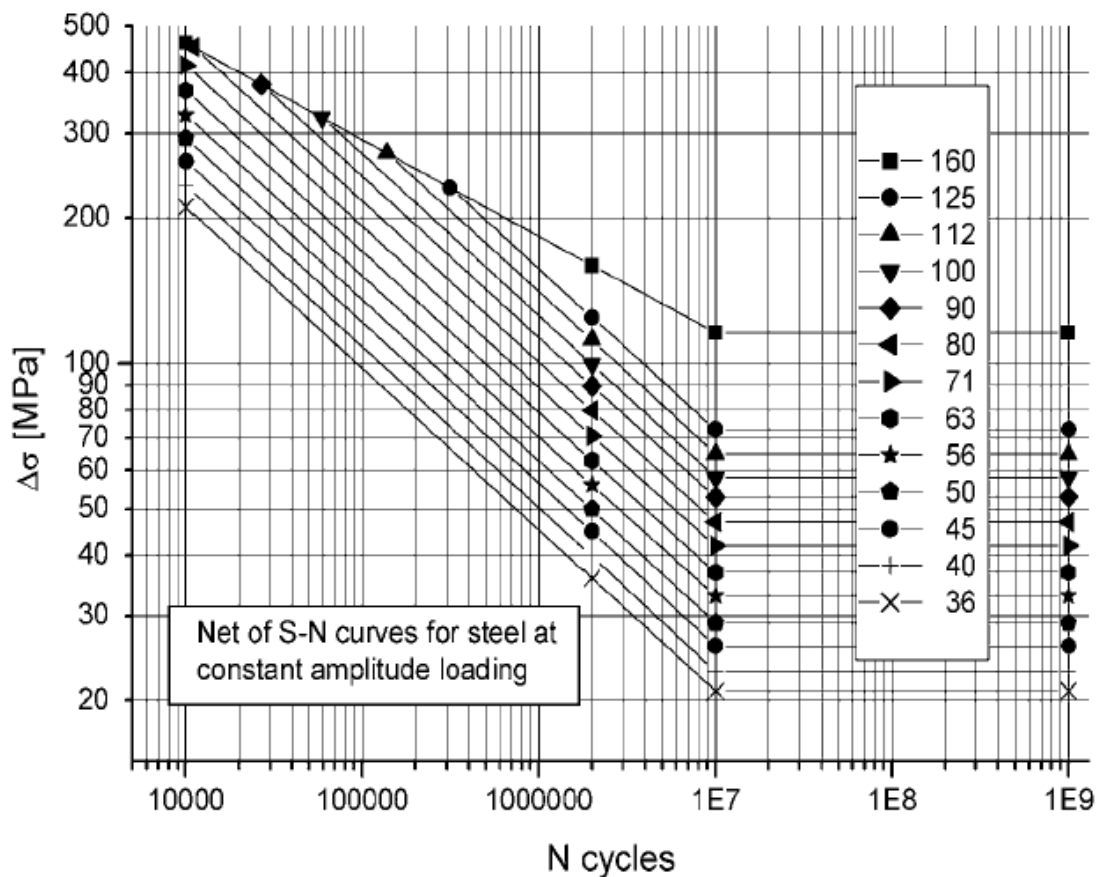
Data potřebná pro stanovení únavové životnosti svarového spojení byla stanovena na základě výsledků experimentů pro definovaná zkušební tělesa s typickými svary při charakteristických zatíženích při konstantní amplitudě silového zatěžování. Na jejich základě byly získány tzv. S – N křivky ve tvaru:

$$N_f = \frac{c}{\Delta\sigma^m} \quad (3.31)$$

přičemž exponent m může nabývat různých hodnot pro různé rozsahy životnosti.

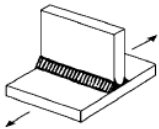
Rozsah nominálních napětí by měl být v elastické oblasti. Únavová životnost svarového spojení je determinována únavovou životností mateřského materiálu konstrukce, tj. tělesa generátoru.

Pro stanovení životnosti svarového spoje využijeme S – N křivky, platící pro ocel, normálová napětí a standardní aplikace [9]



Obr.3.12. S – N křivka únavové životnosti pro ocel [9].

Z množiny křivek znázorněných na předchozím obrázku bude použita křivka č.71, odpovídající konstrukčnímu svarovému detailu, znázorněném na následujícím obrázku, který se nejvíce podobá našemu případu.

511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate	100	36	Grinding marks normal to weld toe An angular misalignment corresponding to $k_m = 1.2$ is already covered
		K-butt weld, toe ground	100	36	
		Two sided fillets, toe ground	80	28	
		Fillet weld(s), as welded thicker than main plate	71	25	

Obr.3.13. Charakteristický konstrukční svar [9].

Vzhledem ke skutečnosti, že naše konstrukční provedení není zcela totožné konstrukčnímu typu 511, bude použita pro výpočet životnosti nejvíce konzervativní křivka v diagramu S – N (číslo křivky 36).

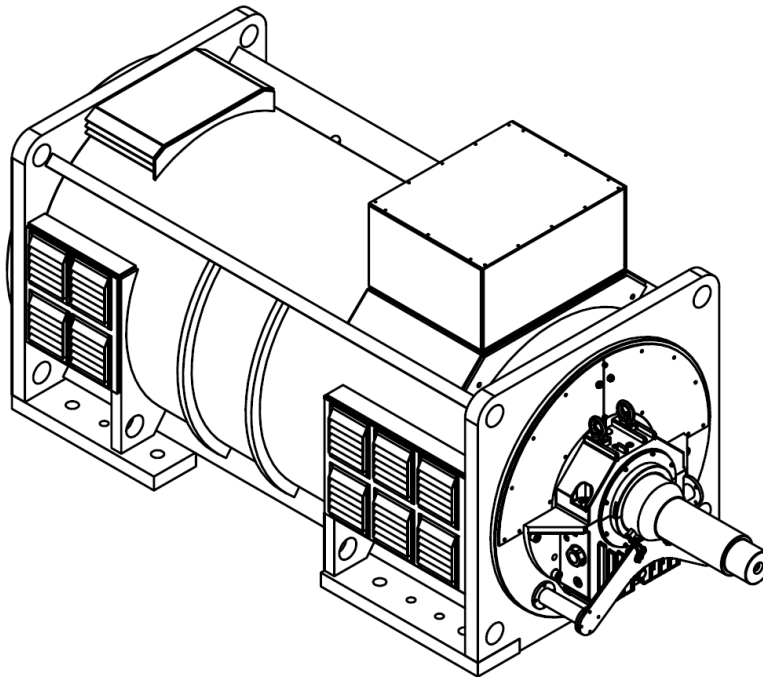
4. ŘEŠENÍ PROBLÉMU

4.1. Základní charakteristika

Dle zadání diplomové práce se má tato diplomová práce zabývat pouze statorem synchronního generátoru. Abychom mohli úlohu lépe pochopit, musíme se nejprve podívat na generátor jako celek. Jak už bylo zmíněno, jedná se o synchronní horizontální generátor, který má tyto parametry:

- Výkon (vstup): $P_v = 504 \text{ kW}$
- Otáčky: $n = 333 \text{ min}^{-1}$
- Napětí: $U = 420 \text{ V}$
- Proud: $I = 770 \text{ A}$
- Výkon (výstup): $P_z = 535 \text{ kW}$
- Účinnost: $\varphi = 0,9$
- Frekvence: $f = 50 \text{ Hz}$
- Délka: $l = 3300 \text{ mm}$
- Šířka: $b = 1700 \text{ mm}$
- Výška: $h = 1650 \text{ mm}$

Veškeré parametry a rozměry byly získány od firmy TES Vsetín. Celý generátor je zobrazený níže.



Obr. 4.1 model synchronního generátoru.

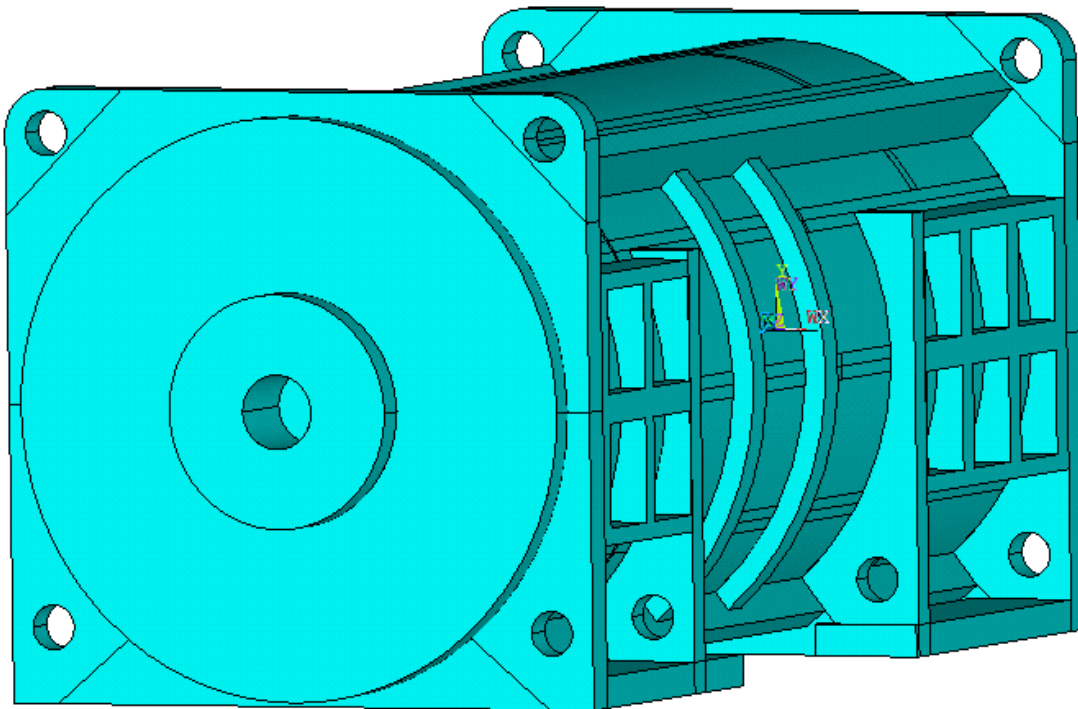
Mezi další důležité informace o generátoru je jeho doba života, která byla stanovena na 50 let a počet odstávek během jednoho roku byl stanoven dle požadavku zákazníka a to maximálně 100x ročně. Dále bylo upřesněno prostředí, ve kterém bude generátor pracovat a to v uzavřené budově ve střední Evropě. Z těchto informací byly stanoveny izolační vlastnosti a vlhkost vzduchu. Dále nám byla upřesněna teplota okolního prostředí haly a to od 10°C v zimě po 30°C v létě. Poslední důležitou informací byla ta, že generátor bude přišroubovaný za patky k betonové frémě a bude natřen antikoročním nátěrem.

V následující kapitole se budeme zabývat modelem geometrie vnějším zatížením působícím na stator a samotnými výpočty. Diplomová práce bude řešena za pomoci výpočtového modelování, a to pomoci metody konečných prvků (MKP). K řešení bude využit program ANSYS 2011.

4.2. Výpočtový model

4.2.1. Model geometrie

Byl vytvořen zjednodušený trojrozměrný model statoru synchronního generátoru podle poskytnuté výkresové dokumentace. Zjednodušení spočívalo v tom, že se zanedbalo modelování svarů, zaoblení, zkosení a otvorů nepodstatných k samotnému řešení (otvory pro vedení kabeláže a maziva). Následně byly jednotlivé části statoru spojeny přes funkci overlap. K modelu byly ještě zjednodušeně domodelovány ložiskové domečky, statorové vinutí a víčka. Celý model je vytvořen jako celistvé těleso. Vše bylo vytvořeno ve výpočetním programu ANSYS 11. Samotný vzhled výpočtového modelu je možné si prohlédnout na obrázku 4.2.



Obr. 4.2 model geometrie kostry synchronního generátoru.

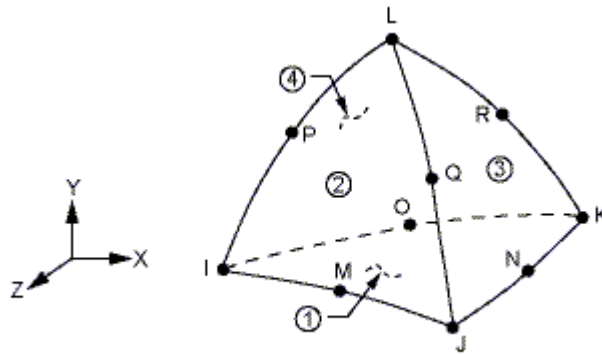
4.2.2. Konečně-prvková síť

K diskretizaci modelu geometrie konečně-prvkové sítě byly nejprve využity isoparametrické prvky SOLID 87 a SHELL 132. Prvky SHELL se využily do tloušťky 10 mm a jednalo se především o plášť a vystouplé větrací otvory. Tyto komponenty byly vybrány proto, že svými vlastnostmi nejlépe připomínají skořepinu. U ostatních částí byl zvolen prvek solid. Po tepelné analýze se prvky převedly na prvky SOLID 92 a SHELL 281. K tomuto kroku se přistoupilo, protože prvky vybrané pro tepelnou analýzu nejsou vhodné pro deformačně napěťovou analýzu, ale dají se převést na výše zmíněné prvky, aniž by to ovlivnilo výsledné řešení (př. slabě sdružené úloze). Celá síť byla automaticky vygenerována volnou sítí (free mesh). Maximální délka hrany prvku byla 40mm. Tloušťka stěny u prvku SHELL byla dána na 10mm. Po provedení prvních výpočtu byly místa s větší koncentrací napětí zjemněna na 1mm. Tato místa byla převážně ve spodní části statoru v oblasti žebel.

Charakteristika použitých prvků

SOLID 92

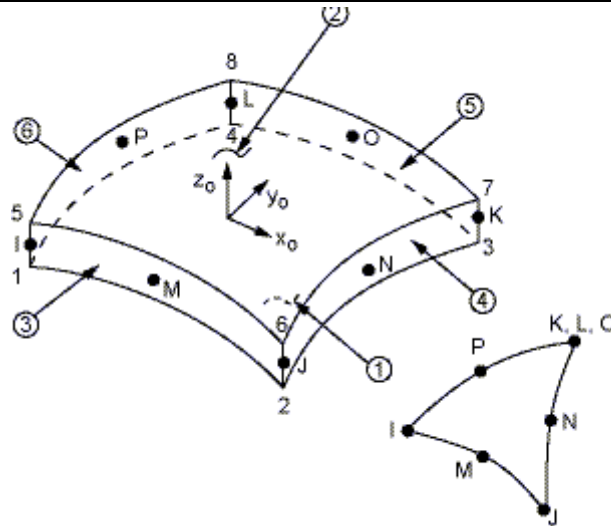
Tento prvek lze znázornit jako isoparametrický čtyřstěn (1,2,3,4). Tento čtyřstěn je tvořen čtyřmi rohovými uzly (I,J,K,L) a šesti uzly (M,N,O,P,Q,R), které jsou uprostřed hran tělesa. U těchto těles je vždy zaručena jejich kompatibilita (dotýkají se vždy stejné tvary a hrany). Každý uzel má tři stupně volnosti ve směru os x, y, z. Posuvy v bodech uvnitř prvku jsou aproximovány bázovými funkcemi. [3] [12] [2]



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

SHELL 281

Prvek se používá 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, si dát pozor na porušení předpokladů, a tedy na změnu systému z lineárního do nelineárního. Základní tvar je čtyřúhelník. 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 jednu stranu, poté se vytvoří trojúhelník s upravenými bázovými funkcemi. [3] [12] [2]



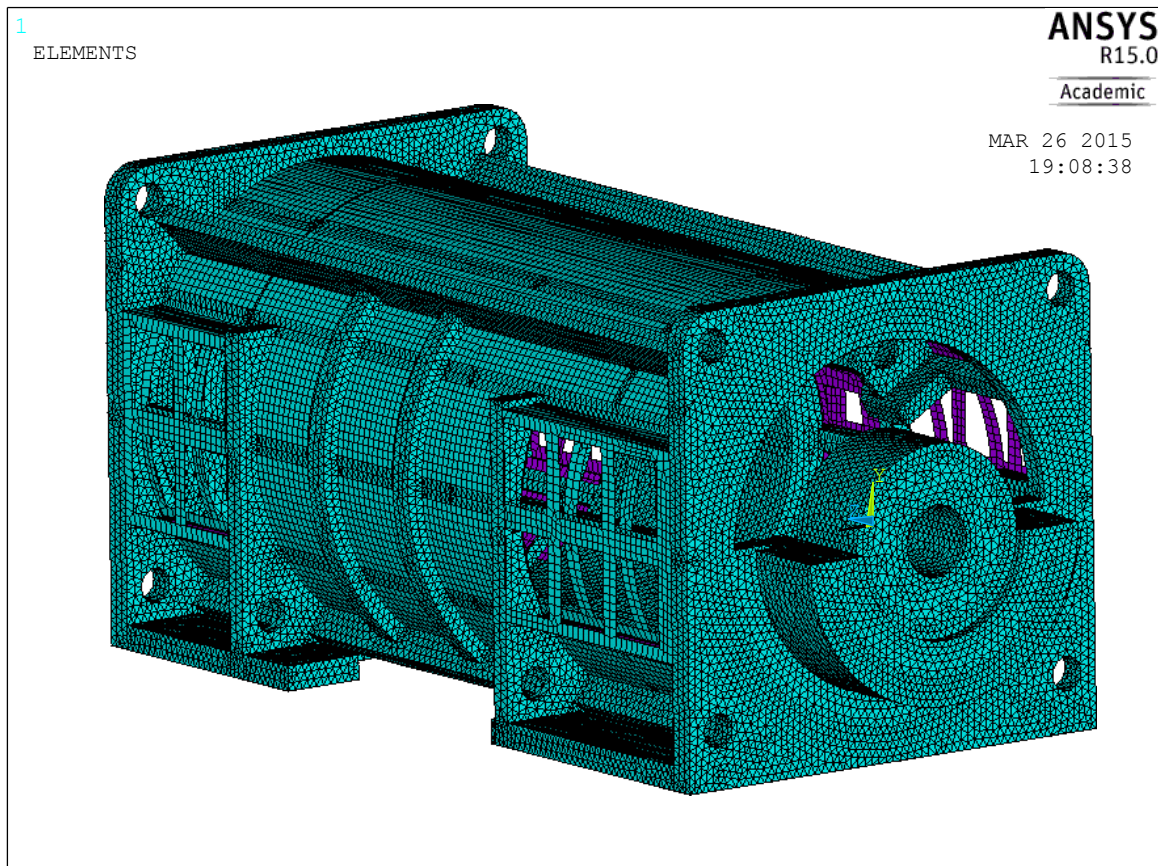
Obr.3.5. Tvar prvku SHELL 182 [12].

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, provede se tak, že nahradíme SOLID 87 prvkem SOLID 92. [3] [2]

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. [3] [2]



Obr. 4.3. Zobrazení konečně-prvkové sítě.

4.3. Modely materiálu

Stator synchronního generátoru je vyroben z oceli S355JO (nebo též 1.0553 podle číselné normy EN 10027-2). Jedinou částí, která není z oceli, je statorové vinutí, které je měděné. Bylo předpokládáno, že se materiál po zatížení bude chovat homogenně izotropně a lineárně pružně. Byly stanoveny konstitutivní materiálové charakteristiky pro daný materiálový model:

- Modul pružnosti v tahu oceli $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonův poměr pro ocel $\mu = 0,3$
- Koeficient tepelné roztažnosti oceli $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
- Součinitel tepelná vodivosti oceli $k_t = 47 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
- Hustota oceli $\rho_{\text{Fe}} = 7850 \text{ kg/m}^3$
- Modul pružnosti v tahu mědi $E = 1,0 \cdot 10^5$ MPa

- Poissonův poměr pro mědi $\mu = 0,3$
- Koeficient tepelné roztažnosti mědi $\alpha = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
- Součinitel tepelná vodivost mědi $k_{\text{Cu}} = 39,4 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
- Hustota mědi $\rho_{\text{Cu}} = 8960 \text{ kg/m}^3$

Tyto materiálové modely byly převzaty z [12], [5].

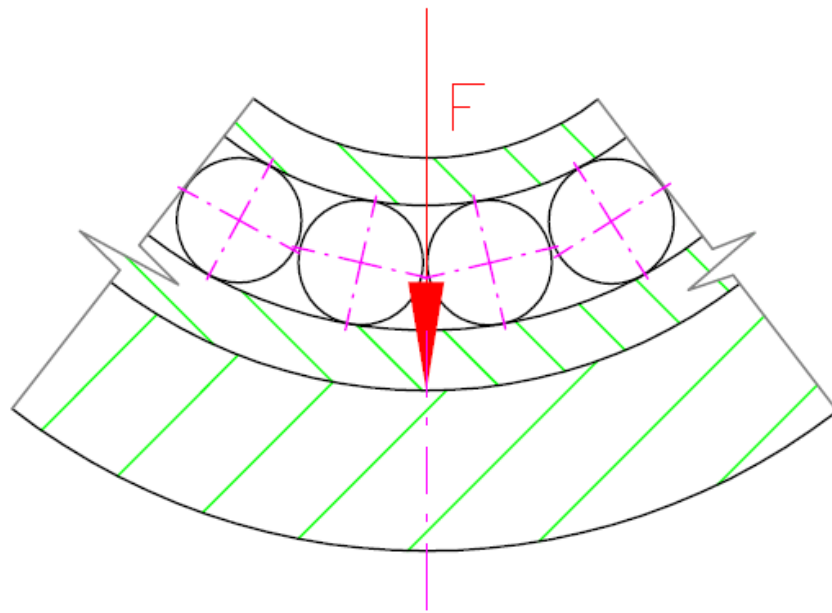
4.4. Výpočtový model zatížení

Na všechna tělesa ležící na povrchu Země působí zatížení vnější. Tato vnější zatížení mají různý charakter a mohou mít buď podstatný, nebo nepodstatný vliv na životnost statoru generátoru. Zaměříme se nyní na podstatné zatížení a vytvoříme příslušný výpočtový model zatížení.

4.4.1. Výpočtový model silové vnější zatížení

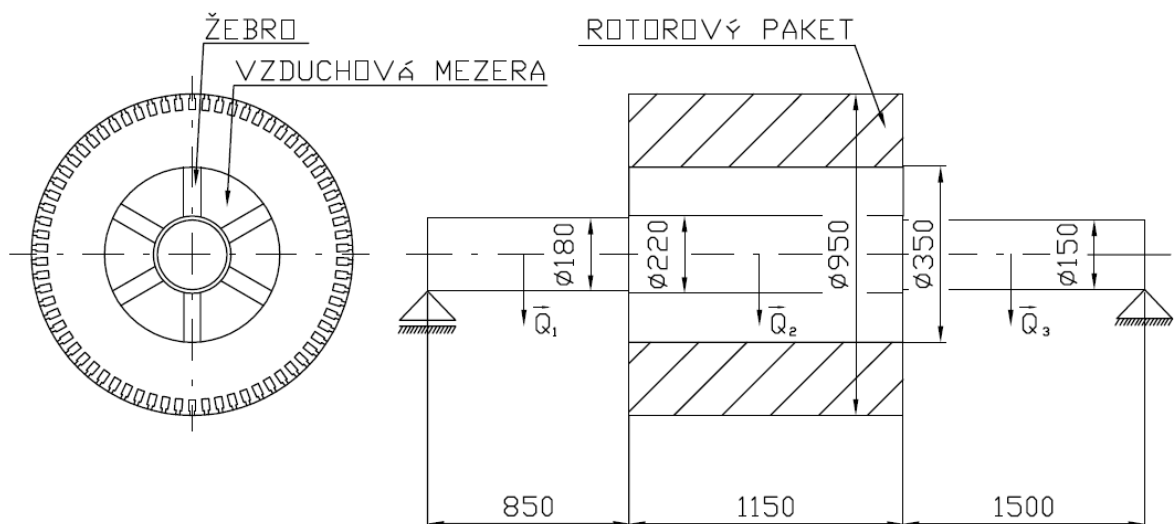
4.4.1.1. Zatížení od rotoru

Jako silové vnější zatížení statoru musíme uvažovat zatížení od rotoru, které přes ložiska a štíty působí na stator. Pro výpočet tohoto zatížení jsme zvolili jednoduchý analytický výpočet, jak je patrné z výpočtů níže. Celý výpočet byl adekvátně zjednodušen. Vlastní tíha jednotlivých úseků byla modelována osamocenými silami, působícími v těžištích úseků. Kontaktní plošná síla (reakce) působící mezi ložiskem a domečkem byla nahrazena staticky ekvivalentní stykovou výslednicí ve formě osamělé síly (reakce). Tím jsme dospěli ke staticky určité úloze.



Obr. 4.4. Stav působení ložiska na domeček statoru.

Na obrázku níže již vidíme námi zjednodušený rotor, pro naše další výpočty. Jak je patrné rotorové plechy byly nahrazeny jednotným průměrem o stejné délce jako skutečné vinutí.



Obr. 4.5. Zjednodušené zobrazení rotoru.

Výpočet zatížení od rotoru byl zjednodušen a to tak, že jsme rozdělili rotor na tři části a výsledné zatížení jednotlivých částí jsme umístili do jejich těžišť. Hřídel a žebra jsou z oceli a rotorový paket je z mědi. Z takto zjednodušeného modelu jsme za pomoci staticky určité úlohy a pevného hřídele určili reakční síly působící na ložiska.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot l_1 \quad (4.1)$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,85 = 0,0216m^3$$

$$Q_1 = \rho_{Fe} \cdot g \cdot V_1 \quad (4.2)$$

$$Q_1 = 7850 \cdot 9,87 \cdot 0,0216 = 1676 N$$

$$V_{2a} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot l_2$$

$$V_{2a} = \frac{\pi \cdot 0,22^2}{4} \cdot 1,15 = 0,0437m^3$$

$$V_{2b} = a \cdot b \cdot c \cdot 6 \quad (4.3)$$

$$V_{2b} = 0,04 \cdot 0,065 \cdot 1,15 \cdot 6 = 0,0179m^3$$

$$V_{2c} = \frac{\pi \cdot (d_5^2 - d_4^2)}{4} \cdot l_2$$

$$V_{2c} = \frac{\pi \cdot (0,95^2 - 0,35^2)}{4} \cdot 1,15 = 0,7045m^3$$

$$Q_2 = \rho_{Fe} \cdot g \cdot (V_{2a} + V_{2b}) + \rho_{Cu} \cdot g \cdot V_{2c} \quad (4.4)$$

$$Q_2 = 7850 \cdot 9,87 \cdot (0,0437 + 0,0179) + 8960 \cdot 9,87 \cdot 0,7045 = 67075 N$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot l_3$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 1,5 = 0,0265m^3$$

$$Q_3 = \rho_{Fe} \cdot g \cdot V_3$$

$$Q_3 = 7850 \cdot 9,87 \cdot 0,0265 = 2054 \text{ N}$$

V - jsou objemy jednotlivých částí rotoru

d – průměr rotoru

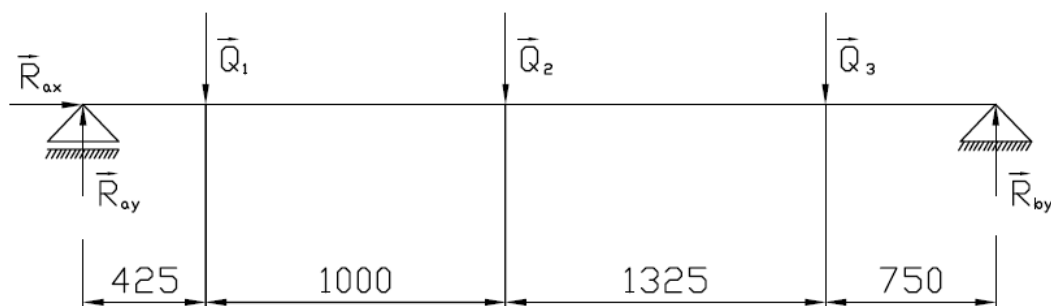
l – délky jednotlivých částí hřídelů

Q – je tíhová síly jednotlivých částí rotorů

g – gravitační zrychlení

Hustota pro ocel byla uvažována: $\rho_{Fe} = 7850 \text{ kg/m}^3$ a pro měď $\rho_{Cu} = 8960 \text{ kg/m}^3$

Dále bylo pokračováno tak, že rotor byl nahrazen prvkem a ve středních částech jednotlivých úseků byly umístěny tíhové síly, jak je patrné z obrázku (4.6). Byla zde uvažována staticky určitá úloha.



Obr. 4.6. Schéma uvolněného zjednodušeného rotoru.

Z obrázku (4.6.) byly odvozené následující rovnice:

$$R_{by} \cdot 3,5 - Q_3 \cdot 2,75 - Q_2 \cdot 1,425 - Q_1 \cdot 0,425 = 0 \quad (4.3)$$

$$R_{by} \cdot 3,5 - 2054 \cdot 2,75 - 67075 \cdot 1,425 - 1676 \cdot 0,425 = 0$$

$$\Rightarrow R_{by} = 29\,126 \text{ N}$$

$$R_{ay} - Q_1 - Q_2 - Q_3 + R_{by} = 0 \quad (4.4)$$

$$R_{ay} - 1676 - 67075 - 2054 + 29126 = 0 \Rightarrow R_{ay} = 41\,679 \text{ N}$$

R_{ay} - je svislá styková výslednice od levého ložiska

R_{ax} - axiální styková výslednice od levého ložiska, která se u tohoto zjednodušení rovná 0

R_{by} – je svislá styková výslednice od pravého ložiska

Stator generátoru byl zatížen dvěma osamělými stykovými silami umístěnými do středu ložiskových domečků.

4.4.1.2. Tíhová síla

Dále bylo nutné počítat i se samotnou objemovou tíhovou silou tělesa statoru, kterou jsme řešili tak, že jsme přiřadili každému prvku tělesa příslušnou hustotu. A pomocí těchto vlastností a nastavení tíhového zrychlení, které je pro střední Evropu $g = 9,8 \text{ m/s}^2$, se nám podařilo zahrnout tíhovou sílu do výpočtu.

4.4.1.3. Zatížení od elektromagnetického pole

Většina elektrických točivých strojů funguje na principu silových účinků elektromagnetického pole. Tento jev vyjadřuje Lorentzův zákon. Tento zákon říká, že na vodič, který leží v magnetickém poli, působí síla úměrná kolmé ortogonální složce magnetické indukce a velikosti elektrického proudu tekoucí vodičem.

$$d\vec{F} = I \cdot (d\vec{l} \times \vec{B}) \quad (4.5)$$

Kde: F je síla [N]

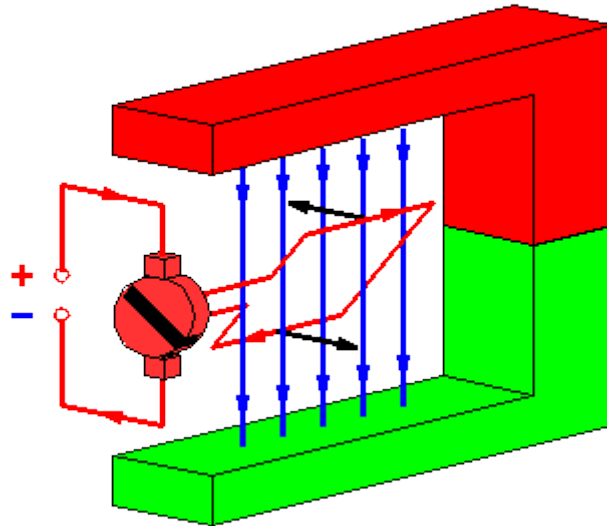
L je délka vodiče [m]

I je elektrický proud [A]

B je magnetická indukce [T]

Tento jev můžeme zjednodušeně popsat tak, že se využívá vzájemné přitažlivosti a odpudivosti dvou elektromagnetů. Velikosti síly elektromagnetu a její polaritu je možné

ovlivňovat pomocí velikosti protékajícího proudu. Zároveň s působením elektromagnetické síly se ve vodiči indukují elektrické napětí. Toto ovšem platí pouze pro vodiče, které jsou ve vzájemném pohybu vůči magnetickému poli.



Obr. 4.7. Zjednodušené schéma principu Lorentzova zákona. [10]

Takto vzniklé magnetické síly jsou ve statické rovnováze s krouticím momentem na rotoru. Ke zjištění velikosti krouticího momentu je možné uplatnit vztah mezi krouticím momentem, otáčkami a výkonem, jak je patrné z rovnice 4.6. Tento vztah byl vybrán, jelikož jak výkon, tak otáčky, jsou nám známy a nic nám nebrání určit velikost krouticího momentu. Směr momentu nám dal Lorentzův zákon.

$$M_k = \frac{P_z}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (4.6)$$

Kde:

M_k je krouticí moment [Nm]

P je výkon [W]

n jsou otáčky [1/s]

$$M_k = \frac{535000}{2 \cdot \pi \cdot 5,55} = 15\,342 \text{ Nm}$$

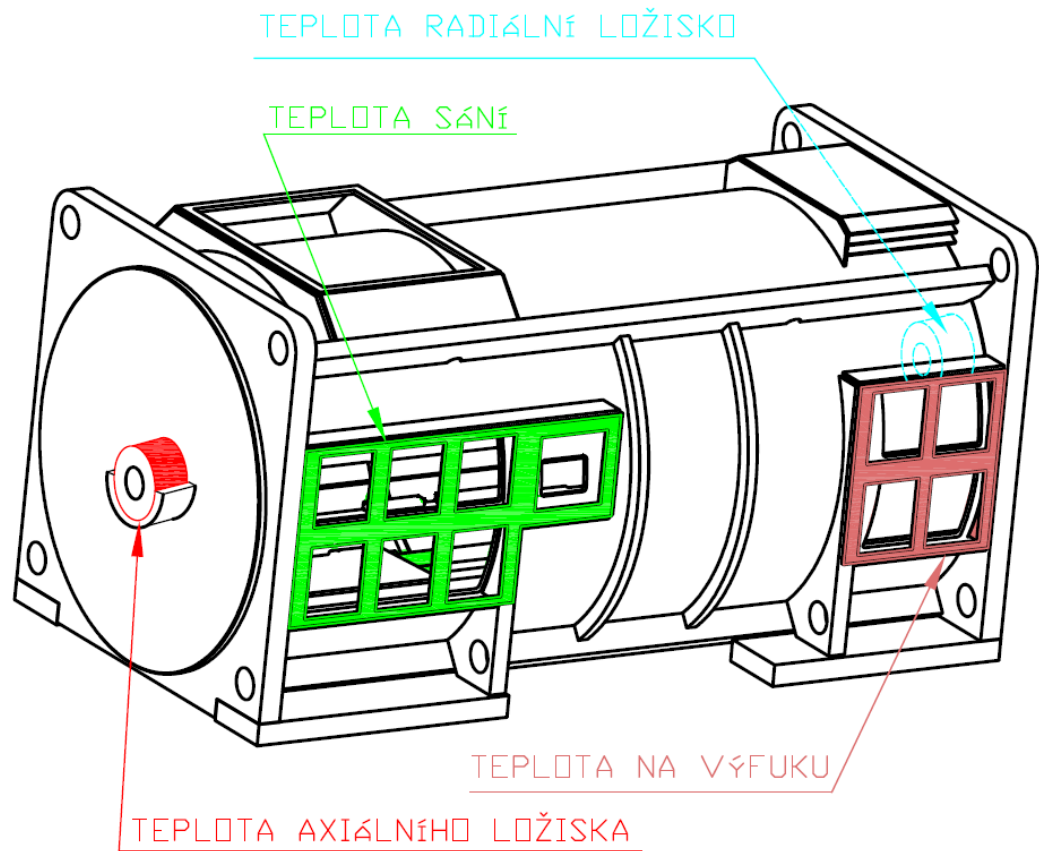
Dále byl moment podělen poloměrem a výsledná síla byla rozdělena do všech nodu na daném poloměru (11216 nodu). Nody, které leží na hraně vinutí je přidělena jen poloviční hodnota. Směr sil byl tečný k poloměru vinutí.

$$\sum F = \frac{M_k}{r} = \frac{15342}{0,6} = 25570N$$

4.4.2. Výpočtový model teplotního zatížení

Mezi další nebezpečné zatížení patří zatížení od nehomogenního teplotního pole. Teplotní zatížení vzniká odporem vodičů a třením. Zatímco odpor vodičů se projevuje na statorovém vinutí, tření se projevuje na ložiskových plochách. K výpočtovému stanovení teplotního pole byly využity teploty naměřené na ložiscích a na začátku a konci statorového vinutí. Kromě těchto teplot známe také teplotu sací mřížky a teplotu výfukové mřížky. Tyto hodnoty jsou uvedeny níže a jsou i patrné na obr. 4.8. Tyto teploty byly naměřeny po ustálení teplot při provozu generátoru. Toto ustálení trvalo kolem dvou hodin. Dalším důležitým atributem je teplota okolí, jak už bylo zmíněno. Tato teplota dosáhne své maximální hodnoty v letním období a to hodnoty 30°C. Výpočet s teplotou pro letní období byl záměrný, protože největší zahřátí či úplné odstávky točivých strojů bývají v tomto období.

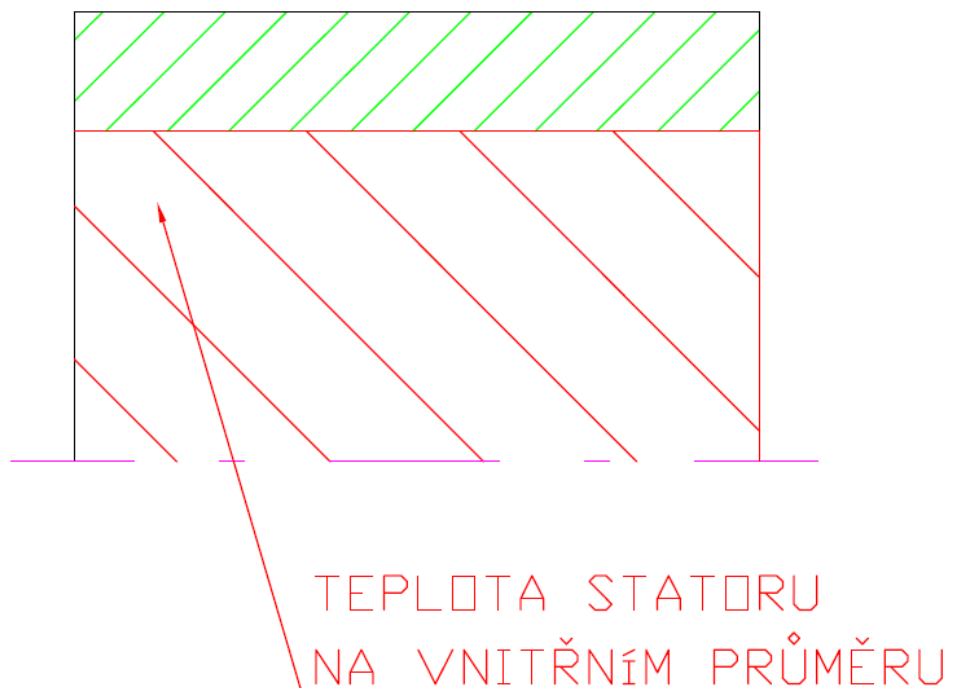
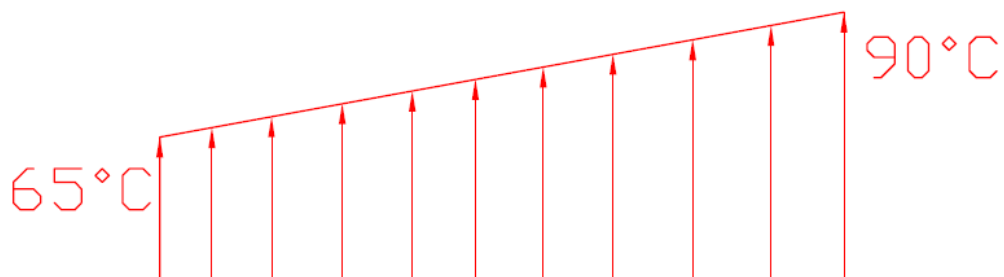
- Teplota axiálního ložiska $T_1 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota radiální ložiska $T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota sacích větracích otvorů $T_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota výfukových větracích otvorů $T_4 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Teplota vnitřního průměru statorového vinutí $T_5 = 65 \text{ až } 90 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obr. 4.8. Plochy naměřených teplot

Z Teplot naměřených na statorovém vinutí je patrné, že teplota na statorovém vinutí není konstantní. Při snaze jí co nejpřesněji popsat bylo doporučeno experty firmy TES. Předpoklad lineární průběh teplot podél statorového vinutí viz. obr. 4.9.

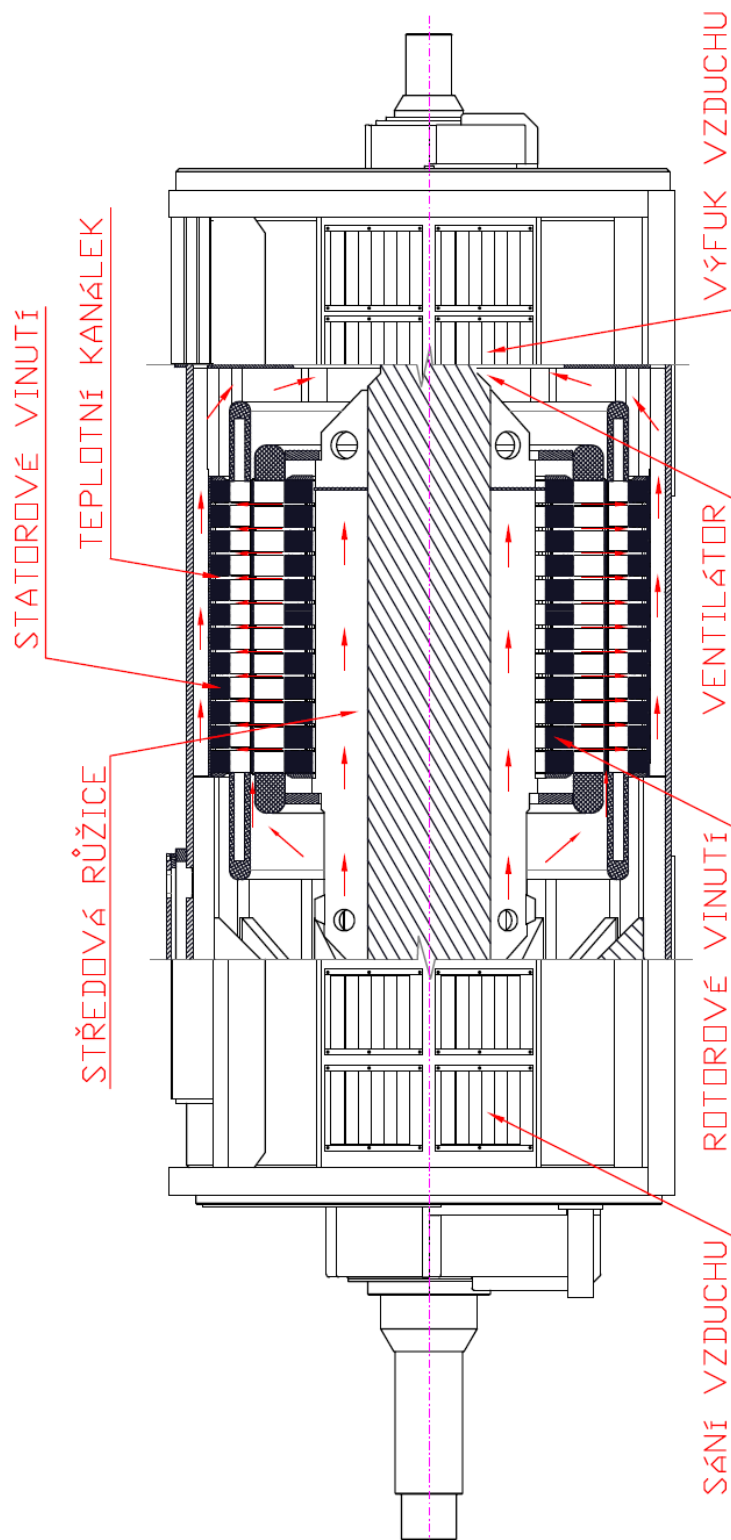
LINEÁRNĚ ROSTOUCÍ TEPLOTA STATOROVÉHO VINUTÍ



Obr. 4.9. Teplo na vnitřním povrchu statorového vinutí

Mezi další důležité informace patří princip chlazení generátoru. Jak už bylo zmíněno v teoretické části tento generátor je chlazený vzduchem a to pomocí sacího ventilátoru. Princip chlazení spočívá v tom, že vzduch je nasáván přes sací otvory do motoru a přes clony je usměřován do středové růžice, (část hřídele pod rotorovým vinutí, která vypadá při čelním pohledu jako hvězda na obr. 4.5.), která vzduch tlačí do teplotních kanálků, které jsou mezi statorovými i rotorovými plechy. Průchodem vzduchu těmito kanálky dojde k ochlazení

vinutí. Ohřátý vzduch je pak usměrněn do prostoru mezi vnějším pláštěm a statorovým vinutím a odtud je odsátý k ventilátoru, který jej následně výfukovými otvory vytlačí ven. Pro lepší pochopení je to znázorněné na obrázku 4.10. Tento popis i celý výpočet je velice zjednodušen, jelikož samotné proudění v motoru je velmi složité a proto bylo uvažováno pouze s vedením tepla.



Obr. 4.10. Rozvod vzduchu v generátoru

4.5. Model vazeb

Do této části modelování byly zahrnuty vazby s vnějším okolím a to konkrétně vazby mezi patkami generátoru a frémou zabetonovanou do základu budovy. Tato vazba je uvažována jako absolutně tuhá ve všech souřadnicových směrech.

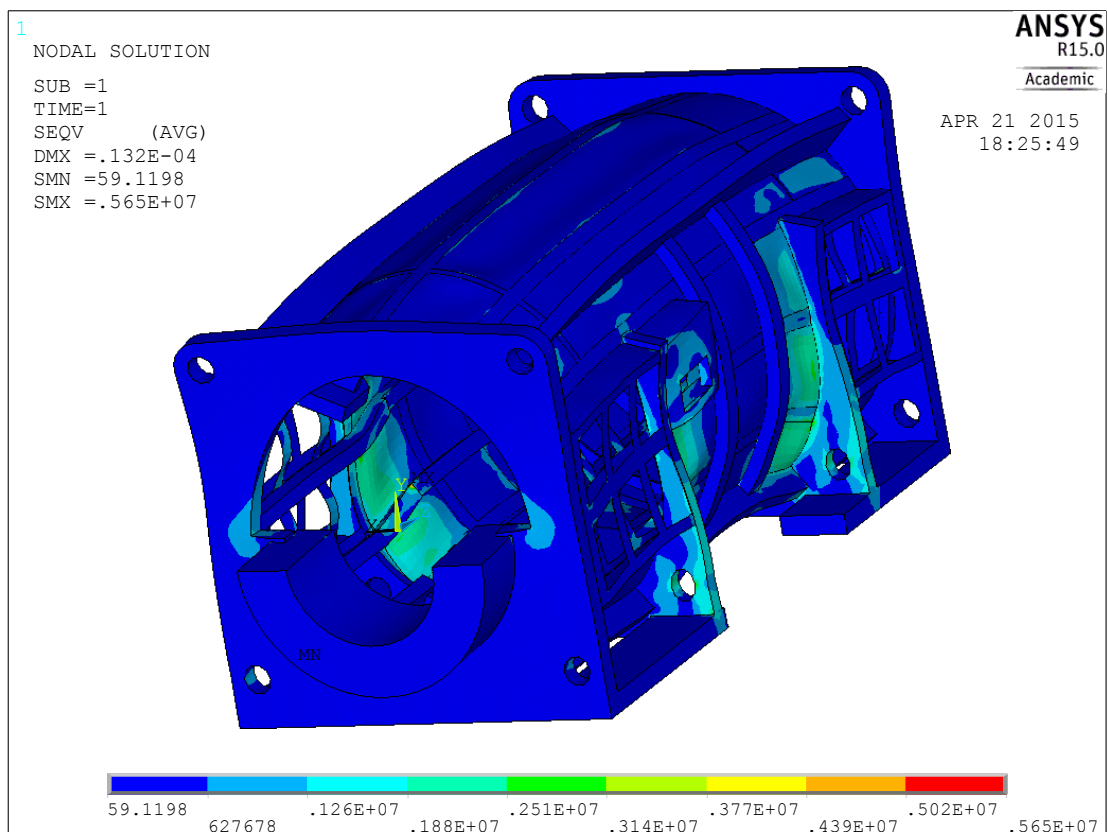
5. VÝPOČTOVÉ SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ

V této kapitole se již budeme zabývat vlastním výpočtem a jeho výsledky. Jak již však bylo zmíněno dříve, k určení životnosti svarů budeme posuzovat 3 zátěžné stavy:

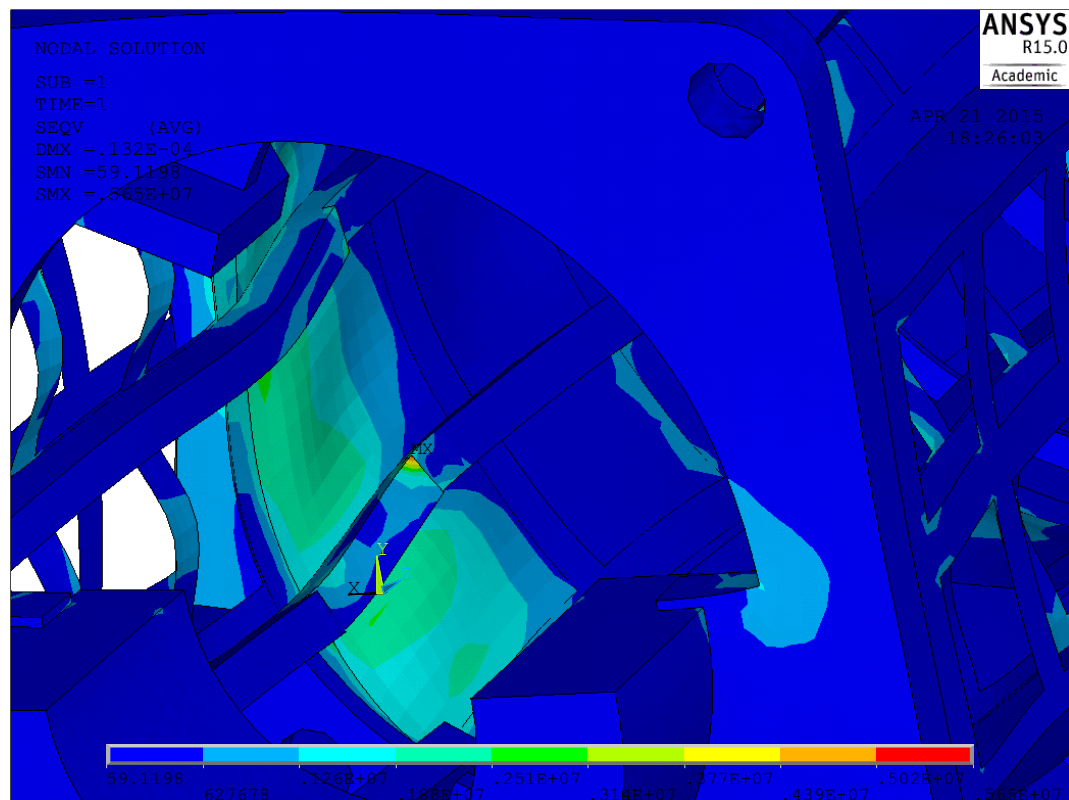
- Stav klidový (vypnutý generátor)
- Stav provozní v době startu (zapnutý generátor)
- Stav provozní ustálený. (zapnutý generátor)

5.1. Stav klidový

V tomto stavu je generátor odstaven. Z toho vyplývá, že na stator působí pouze gravitační síla a vzájemné působení sil mezi státorem a rotorem. Musíme se ještě zmínit, že stator byl před uvedením do provozu vyžhán, aby se odstranilo vnitřní pnutí. Pole redukovaných napětí dle hypotézy HMH je znázorněno v následujícím dovětku.



Obr. 5.1. HMH napětí [Pa] při odstávce



Obr. 5.2. HMH napětí [Pa] při odstávce detail maxima

Kostra generátoru je trojrozměrné těleso a jednotlivé geometrické části jsou namáhány obecnou trojosou napjatostí. Z těchto důvodů bylo zvoleno jako Misesovo redukované napětí jako výchozí pro naše výsledky. Nesmíme však zapomenout, že okrajové podmínky v místě uložení rotoru byly zadány lokálně do jednotlivých nodu a proto zde dochází k lokálním koncentracím napětí. Jak je patrné z obr. 5.1. a 5.2. tak lokální maximum HMH napětí vyšlo cca 5,66 MPa. A mez kluzu je u oceli S355JO přibližně 355 MPa. Provedená kontrola na bezpečnost vychází z rovnice 3.25.

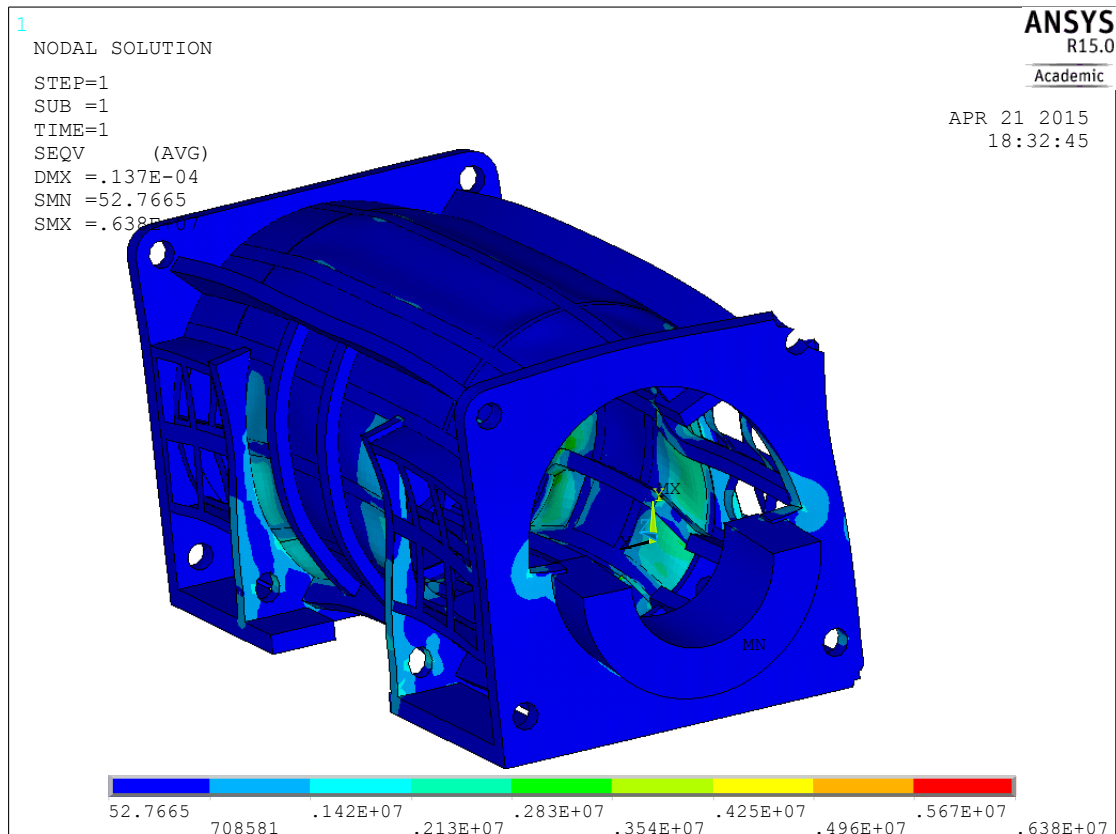
$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{5,65} = 62,83$$

σ_k byla stanovena na základě informací z tabulky ze zdroje [11].

Z kontroly na bezpečnost je patrné, že v nezátíženém stavu nemůže dojít při kvazistatickém pohledu k porušení či k poškození plastickou deformací. V praxi se běžně rovná $k_d = 1,5$.

5.2. Stav provozní v době startu

Jak již bylo zmíněno, tento stav nastává hned po samotném spuštění, ještě než se generátor stihne zahřívat. V tomto stavu působí na stator gravitační síla, vzájemné působení mezi státorem a rotorem a magnetická síla, která vznikla ve vinutí statoru.



Obr. 5.3. HMH napětí [Pa] při rozběhu motoru

Pole redukovaných napětí je pro tento zátěžný stav znázorněno na obr. 5.3. Jediný rozdíl mezi tímto výpočtem a výpočtem při odstavce je elektromagnetické zatížení. Z toho můžeme usoudit, že elektromagnetické zatížení má na celkové zatížení malý vliv.

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{6,38} = 55,64$$

Z kontroly na bezpečnost je patrné že při stavu po zapnutí nemůže dojít při kvazistatickém pohledu k poškození plastickou deformací. Jak již bylo zmíněno v praxi se běžně používá $k_d = 1,5$. Bezpečnost nebyla překročena.

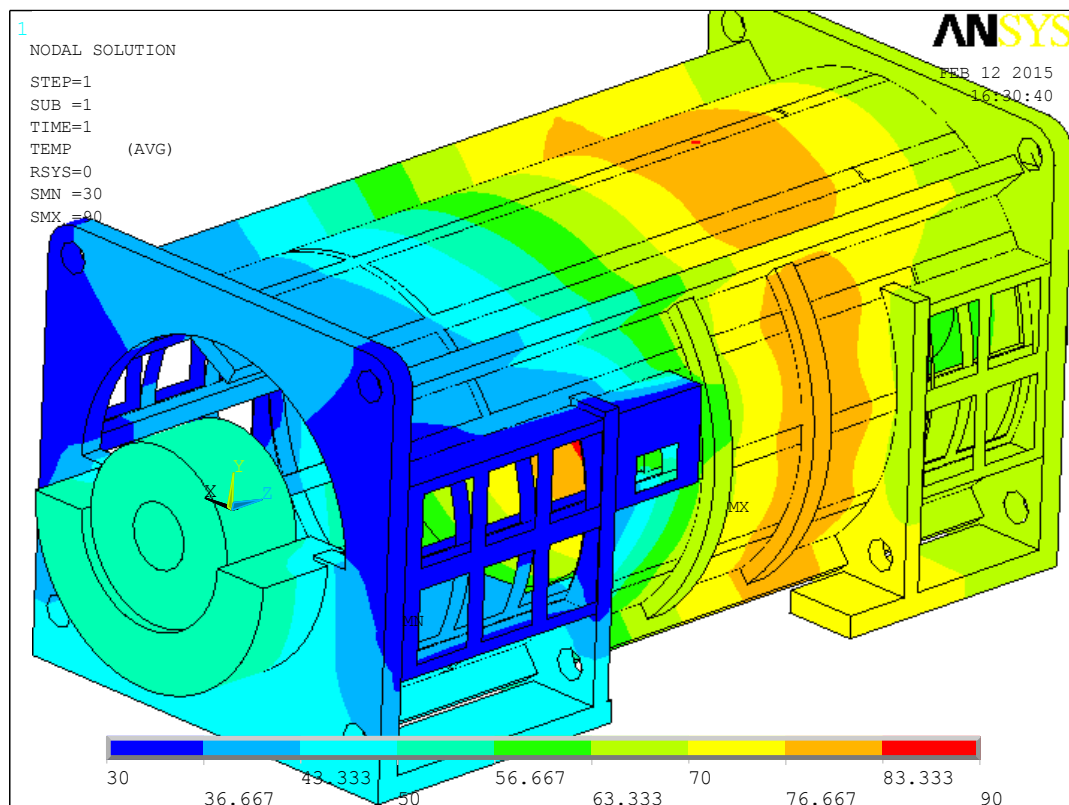
5.3. Stav provozní ustálený

Provozní ustálený stav je takový stav, kdy se generátor ustálí na stále teplotě. Tento stav nastává při konstantní rychlosti a zatížení. Na stator zde proto působí kromě gravitační síly a vzájemného působení mezi statorem a rotorem, také zatížení teplotní a zatížení od magnetické síly, která vzniká ve vinutí.

Samotné řešení zde bylo rozděleno na dvě etapy a to z důvodu, že program ansys nedokáže najednou počítat teplotní i deformační napjatost. Proto se v první etapě počítá pouze s teplotní napjatostí, poté se výsledky převedou do deformační napjatosti a k výpočtu se přidají ostatní uvažované zatížení a okrajové podmínky.

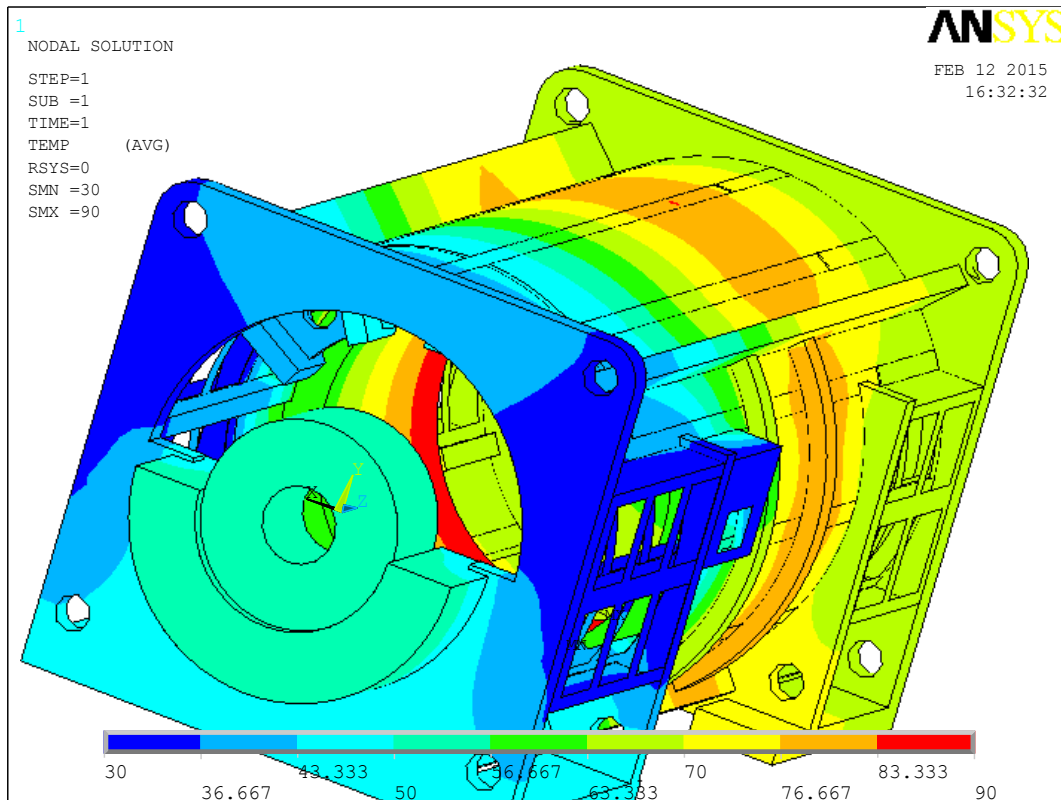
5.3.1. První etapa

Využitím MKP bylo nejprve vypočteno teplotní pole v ustáleném režimu. Jmenovitě byl program ANSYS classic. Diskretizované těleso bylo stejné jako při určování napjatosti a deformaci v prvním zátěžném stavu. Stanovené teplotní pole je prezentováno na obr. 5.4.



Obr. 5.4. Stacionární teplotní pole [°C] statoru generátoru

Z obrázku vyplývá dostatečné splnění okrajových teplotních podmínek na vnitřním povrchu statorových plechů, v ložiscích a na sacích a výfukových větracích otvorech.

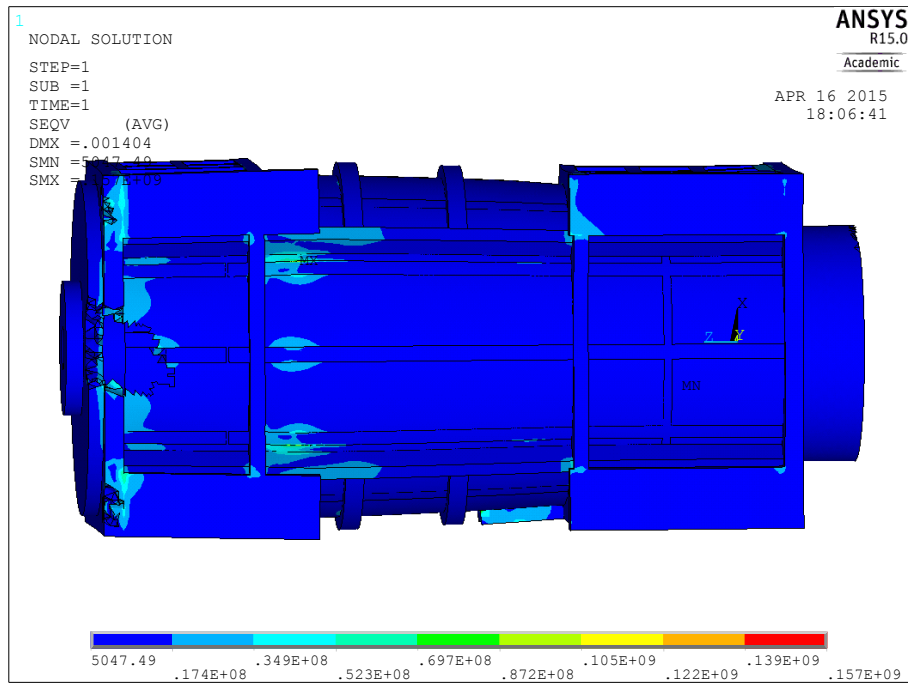


Obr. 5.5. Teplotní pole [°C] statoru generátoru

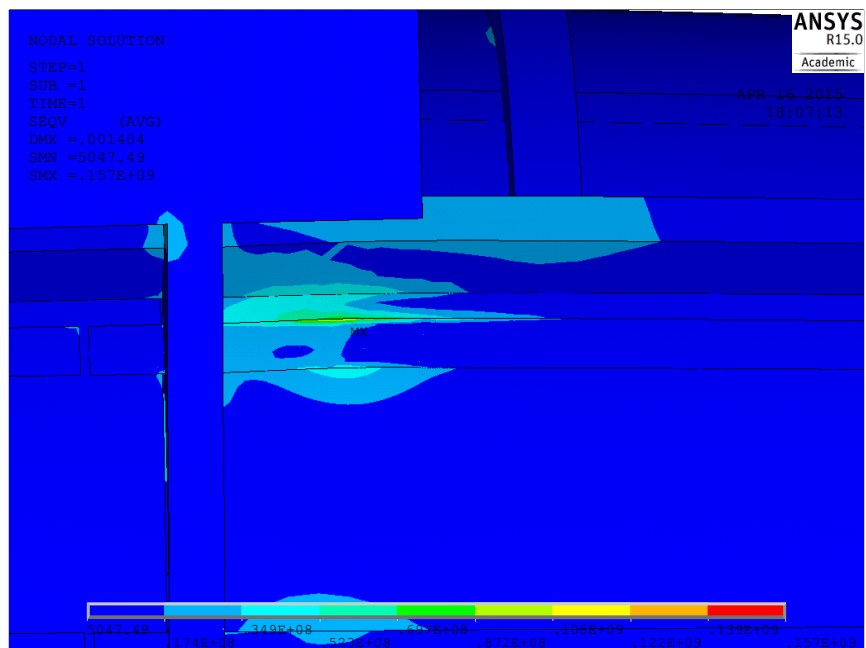
Z obrázku je patrné, že na zadní části kostry je vyšší teplota než na její přední části. Také si můžeme povšimnout, že teplota pláště před výstupními větracími otvory poklesne. Z těchto důvodů si dovoluji usoudit, že výpočtové teplotní pole na tepelný charakter je přijatelné pro výpočet vyvolané napjatosti a deformace.

5.3.2. Druhá etapa

V této etapě došlo ke stanovení napjatosti a deformace způsobené vypočteným teplotním polem. Kromě toho byl model zatížen všemi zbývajících vnějšími zatíženími uvedených výše. Výsledné pole redukovaných napětí je uvedeno na obr. 5.6 a 5.7.

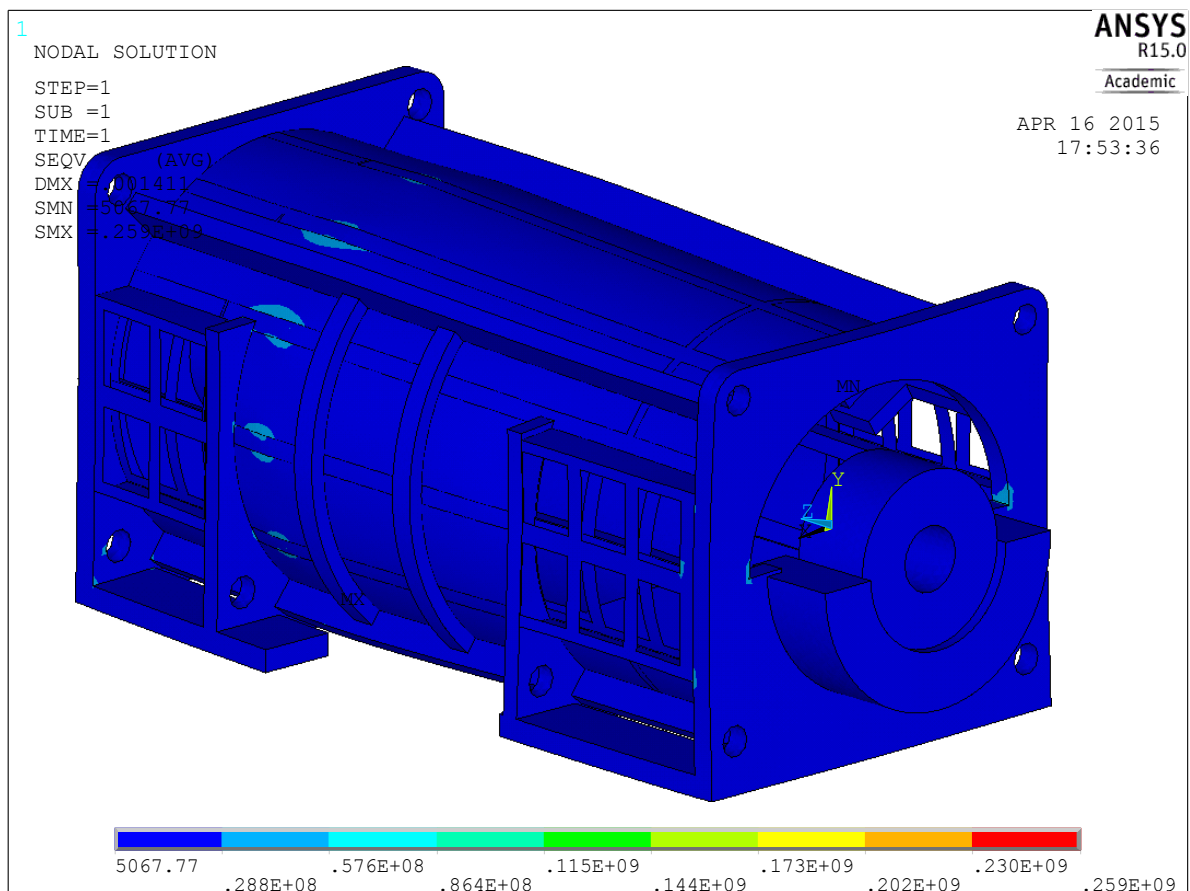


Obr. 5.6. HMMH napětí [Pa] při ustáleném provozu

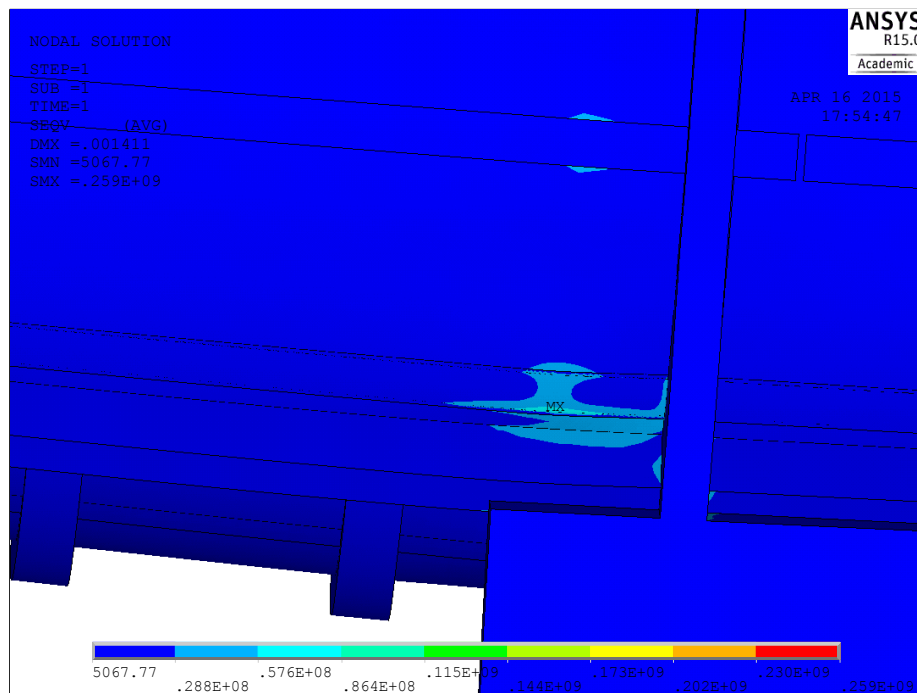


Obr. 5.7. HMMH napětí [Pa] přiblížení maximálního napětí

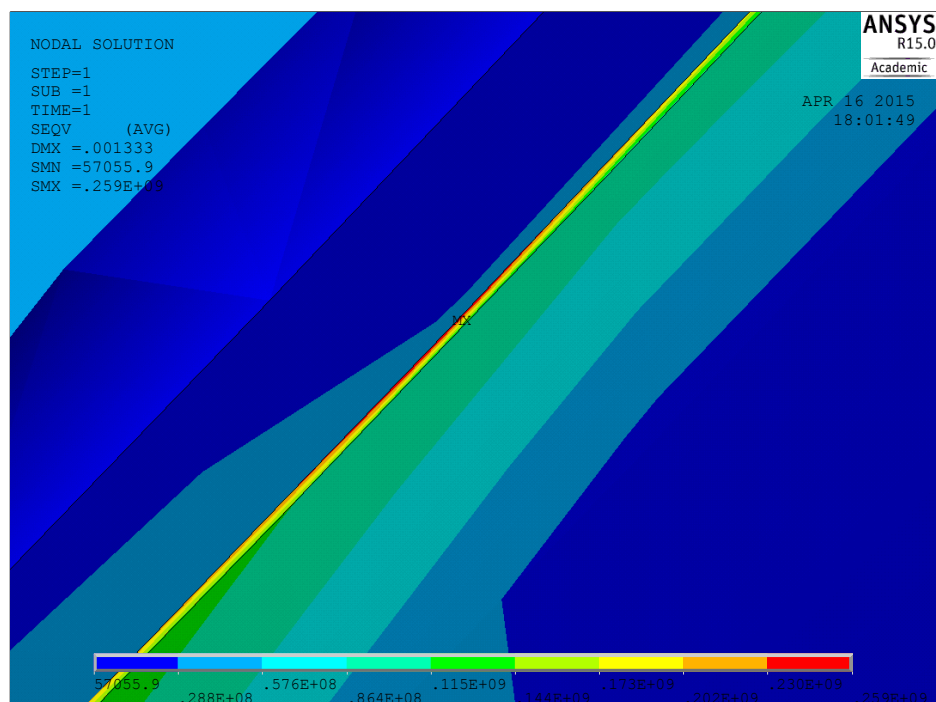
Jak jste si mohli povšimnout, největší napětí vychází na styk žebra a pláště ve spodní části generátoru. Také je zde vidět lokální koncentrace napětí na ostrých vrubech mezi patkou a žebry. To je způsobeno zjednodušením modelu, kde jsme zanedbali modelování svarů. Ke koncentraci napětí také přispělo zadání geometrických okrajových podmínek, kde se předpokládala dokonale tuhá vazba mezi patkami statoru a frémou. Pro zpřesnění výpočtu byl v místě největšího napětí domodelován svar (koutový velikost 10) a došlo ke zjemnění sítě v daných oblastech.



Obr. 5.8. HMH napětí [Pa] na statoru generátoru



Obr. 5.9. HMMH napětí [Pa] přiblížení maximálního napětí



Obr. 5.10. HMMH napětí [Pa] detail maximálního napětí

I zde bylo vybráno Misesovo redukované napětí jako výchozí pro naše další výpočty. Výsledné HMH napětí v celé kostře vyšlo kolem 259MPa. A mez kluzu je u oceli S355JO přibližně 355 MPa. Provedená kontrola na bezpečnost vychází z rovnice 3.25.

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{259} = 1,371$$

σ_D byla stanovena na základě informací z tabulky ze zdroje [11].

Při prvním pohledu na výslednou bezpečnost s porovnáním s bezpečností z praxe, která je $k_d = 1,5$ je patrné, že zde byla bezpečnost porušena. V praxi se také běžně používá bezpečnost $k_d = 1,25$, ale pouze pokud je koncentrace napětí v malé oblasti. Protože naše napětí se pohybuje v malé oblasti i zde můžeme prohlásit, že nedošlo k překročení bezpečnosti. Také můžeme poznamenat, že materiál, který se přidává do svaru, je vždy vyšší kvality než materiál samotný. Pro jistotu určíme pro tento svar jeho životnost a porovnáme ji s životností celého generátoru.

5.4. Určení životnosti nejvíce namáhaného svaru

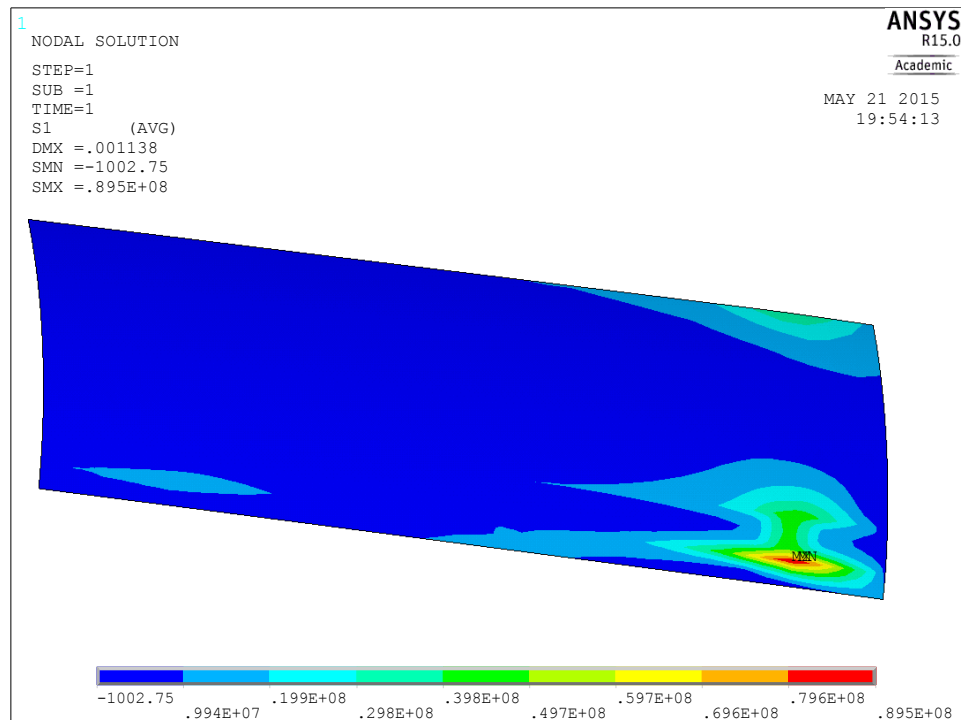
Na začátku této práce bylo zmíněno, že generátor je odstaven 100 ročně a požadovaná životnost je 50 let, což odpovídá počtu zátěžných cyklů $N_f = 100 \cdot 50 = 5000$. Cyklické namáhání svaru vzniká zapínáním a vypínáním generátoru, při kterém dochází k vychladnutí generátoru a snížení napětí téměř na nulu a naopak zahřátí generátoru a ustálení teploty, kde vzniká vyšší napětí. Vzhledem k tomu, že známe nehomogenní teplotní pole a jemu odpovídající namáhání pouze pro stacionární teplotní stav, bylo použito zjednodušeného časového průběhu složek napětí v nebezpečném místě konstrukce.

5.4.1. Počet cyklů do porušení

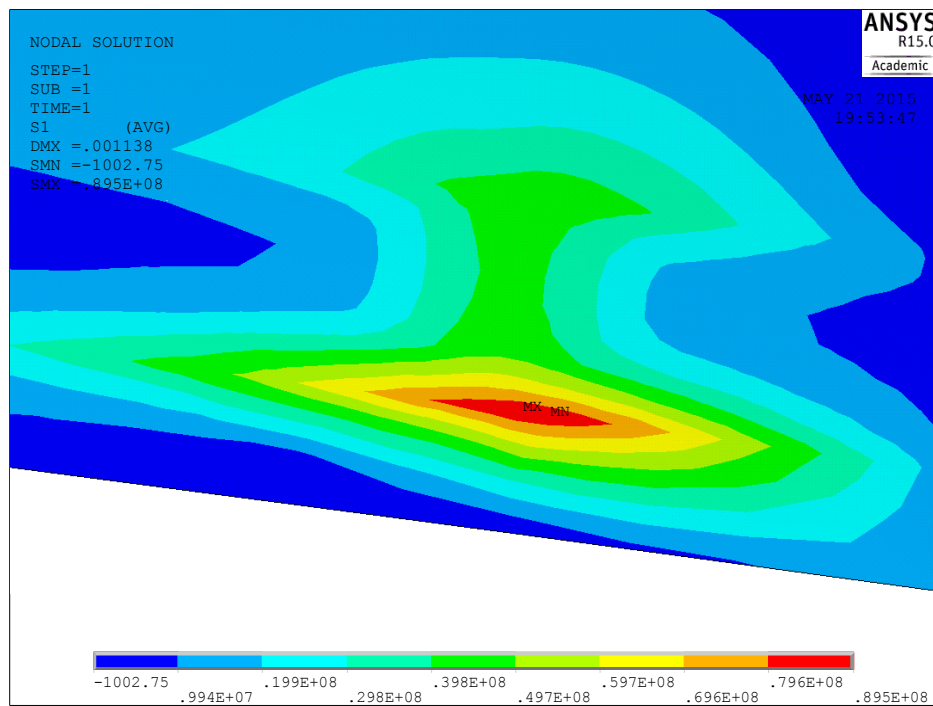
K určení životnosti potřebujeme zjistit kolik cyklů je schopen nejnamáhavější svar ustát, než dojde k jeho porušení. K určení cyklů nám pomůže metoda nebezpečného místa (hot-spot). Také si musíme určit, kde je nejnamáhavější svar. Tento svar nám vyšel mezi sedmým žebrem a pláštěm, jak je patrné z výpočtu stavu provozního ustáleného. Dále musíme upřesnit, přes jaký vztah budeme určovat napětí v daném svaru. Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.6. máme zde na výběr ze čtyř možností metody hot-spot. Metoda, která se nejvíce

podobá našemu zadání je metoda typu a obrázek b. Konkrétně tento typ řešení byl zvolený, protože je také pro prvky typu shell a pro ne příliš zahuštěné síť.

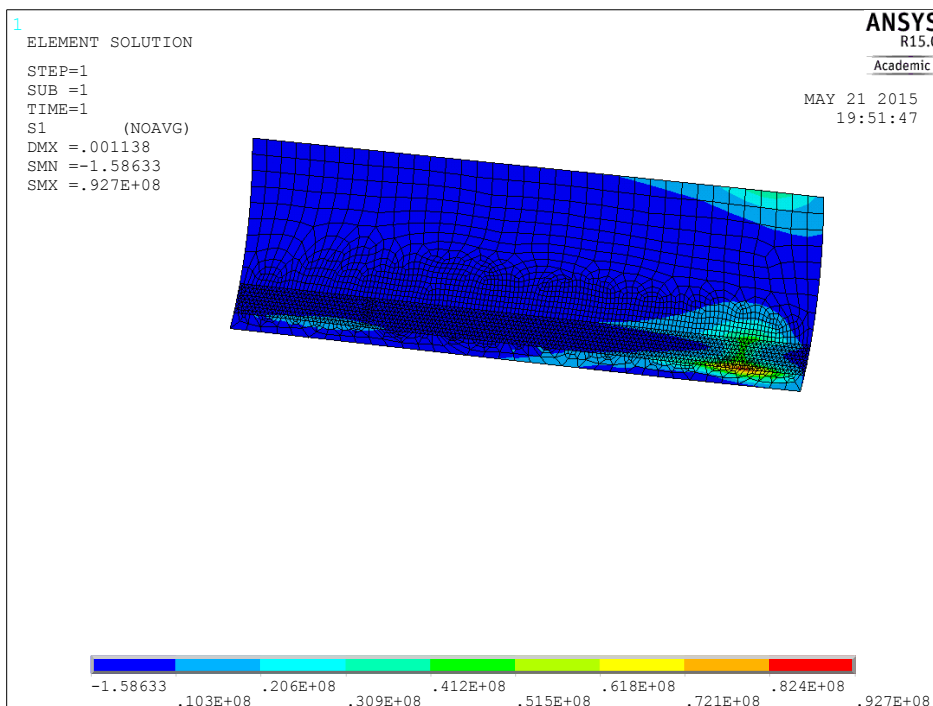
Při této metodě řešení se nepočítá s redukovaným napětím, ale pouze s napětím, které je kolmé ke svaru. V našem případě je to první hlavní napětí, které sice není přesně kolmé, ale odchylka od požadované kolmosti je 5%.



Obr. 5.11. První hlavní napětí [Pa] plášť u 7 žebra v ustáleném provozu



Obr. 5.12. První hlavní napětí [Pa] detail z obrázku 5.11.



Obr. 5.13. První hlavní napětí s mesh [Pa] plášť u 7 žebra

Z vypočítaných výsledků jsme získali první hlavní napětí v místě 5 a 15 mm od kořene svaru. Tyto hodnoty jsou $\sigma_{h5} = 78,2$ MPa a $\sigma_{h15} = 65,7$ MPa. Vzdálenosti 5 a 15 byly určeny na základě tloušťky pláště, která je 10 mm. Po dosazení do vztahu 3.30. dostaneme:

$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{h5} - 0,5 \cdot \sigma_{h15} = 1,5 \cdot 78,2 - 0,5 \cdot 65,7 = 84,45 \text{ MPa}$$

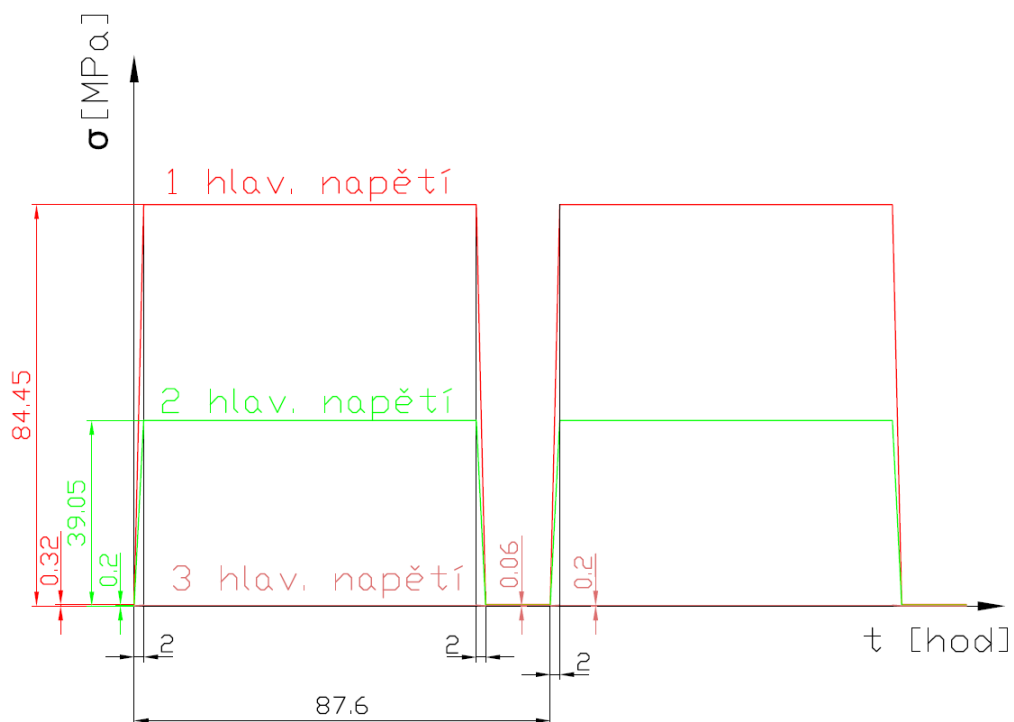
Stejně jsme postupovali i u odstaveného generátoru a získali jsme hodnoty $\sigma_{s5} = 0,23$ MPa a $\sigma_{s15} = 0,05$ MPa.

$$\sigma_{ss} = 1,5 \cdot \sigma_{s5} - 0,5 \cdot \sigma_{s15} = 1,5 \cdot 0,23 - 0,5 \cdot 0,05 = 0,32 \text{ MPa}$$

Z těchto hodnot dále vypočítáme rozkmit napětí.

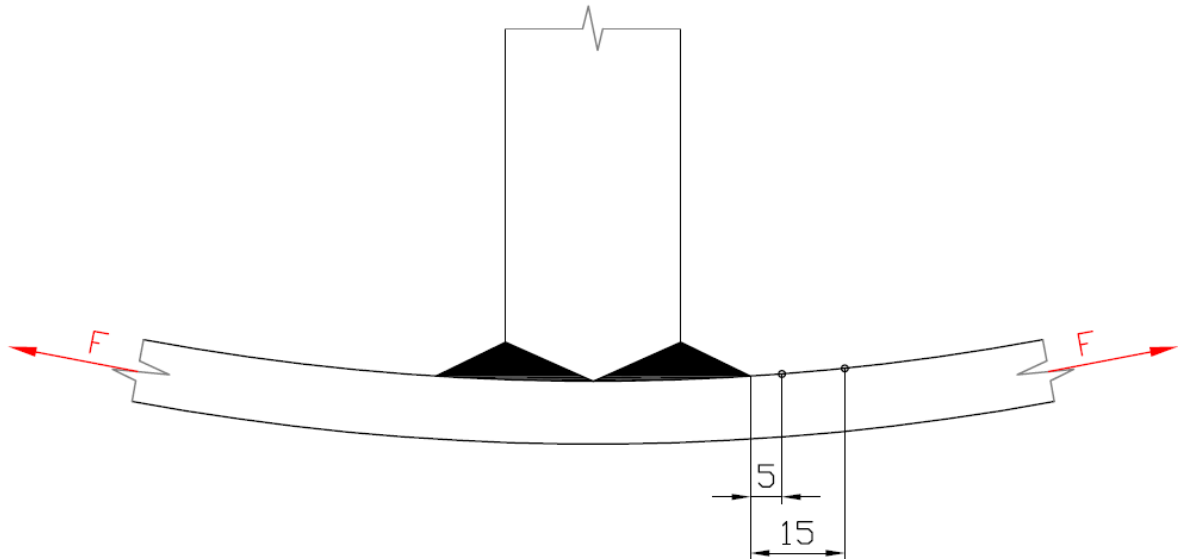
$$\Delta\sigma = \sigma_{hs} - \sigma_{ss} = 84,45 - 0,23 = 84,22 \text{ MPa}$$

Všechny tyto hodnoty jsem zaznamenal do grafu závislosti napětí na čase. Pro lepší představu našich výsledků jsem do grafu ještě zanesl druhé a třetí hlavní napětí. Tyto napětí jsem počítal stejným způsobem, jak první hlavní napětí.



Graf. 5.1. Zobrazení hlavních napětí v časové závislosti

Dalším z kroků stanovení počtu cyklů do porušení bylo určit, která z křivek nejlépe popisuje náš stav namáhání. Pro lepší představu byl vytvořen zjednodušený model, který porovnáme s nabízenými modely.



Obr. 5.14. Zobrazení svaru pláště a žebra a vzdálenost měřeného napětí

Při porovnání všech nabízených variant zatížení nejlépe vyšla varianta čísla 511, která se odkazuje v grafu na variantu 71 a pro porovnání čeště zahrneme konzervativnější variantu 36.

Z grafu 3.12. nyní odečteme výsledný počet cyklů do porušení $N_{f71} = 1050000$ cyklů a $N_{f36} = 150000$. Jak je patrné z výsledků konzervativnější přístup je řádově nižší.

Kontrola koutového svaru na únavu

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 spolehlivost koutového svaru a musí být menší než jedna.

Výpočet pro metodu 71:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_{f71}} \leq 1$$

$$D_d = \sum \frac{5\,000}{1\,050\,000} = 4,76 \cdot 10^{-3} \leq 1$$

Podmínka je splněna, koutový svar nebude porušen na únavu.

Výpočet pro metodu 36:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_{f36}} \leq 1$$

$$D_d = \sum \frac{5\,000}{1\,500\,000} = 0,034 \leq 1$$

Podmínka je i v tomto případě splněna, koutový svar nebude porušen na únavu.

Ani u konzervativního přístupu nedojde k porušení svaru mezi sedmým žebrem a pláštěm, dřív než byla stanovena minimální životnost statoru generátoru. U obou případů se jednalo o řádové rozdíly.

6. ZÁVĚR

V popředí zájmu této diplomové práce byl stator synchronního generátoru, tedy stroj sloužící k přeměně mechanické energie na energii elektrickou. Při této přeměně se však setkáváme se vznikem zatížení od elektromagnetických sil. Velkou roli zde hraje i teplotní zatížení, které silně ovlivňuje napětí v generátoru. Nelze však opomenout ani gravitační sílu, která má na zatížení, také svůj podíl. Cílem této práce byla analýza vlivů vnějších zatížených na stator synchronního generátoru. 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 statoru synchronního generátoru.

Výpočty bylo zjištěno, že elektromagnetické síly působící od vinutí 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 mega pascalů, a proto by se o ní dalo říct, že ji můžeme úplně zanedbat.

Předpoklad, že nejvíce ohrozí stator nehomogenní teplotní zatížení, 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. Cyklické namáhání vzniklé odstávkami generátoru mohou způsobit únavu. Z tohoto důvodu proběhla kontrola nejvíce namáhaného svaru na únavu. Vybraný byl koutový svar mezi žebrem a pláštěm na spodní straně generátoru. Tento svar byl prověřen metodou nebezpečného místa (hot-spot). Při použití obecné a konzervativnější varianty nedošlo k porušení svaru za stanovenou dobu.

Závěrem proto můžeme prohlásit, že svařovaný stator byl navržen dobře a není potřeba provádět dodatečné změny ke zvýšení pevnosti. Nabízí se však myšlenka, zda není stator z hlediska životnosti předimenzovaný. To by však znamenalo objemnější analýzu problému z hlediska jednotlivých mezních stavů souvisejících např. s tuhostí konstrukce (např. MS deformace).

7. 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] M. BÁRTA, L. VÁCLAVEK, *Pravděpodobnostní přístup k posudku únavové životnosti svarového spoje*.
- [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] A. Hobbacher *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Component*. International Institute of Welding, doc XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. vyd. Paris, France, October 2008.
- [10] <http://elektross.gjn.cz/sesit/sesit8.html>
- [11] J. KUČERA, I. TALPA, a H. BRÁZDA. *Podklady o nízkocyklových únavových vlastnostech konstrukčních ocelí*. Výzkumný ústav hutnictví železa, Dobruška 1982.
- [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>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Π	[J]	potenciální energie
W	[J]	energie napjatosti tělesa
P	[J]	energie potenciálu vnějšího zatížení
σ	[Pa]	napětí
ϵ	[-]	přetvoření
u	[m]	posuv
o	[F]	objemové zatížení
p	[F]	plošné zatížení
S	[mm ²]	povrch
T ₁₋₅	[K]	teplota
q	[W.m ⁻²]	tepelný tok
Q	[W.m ⁻²]	měrný tepelný tok
α	[W.m ⁻² K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
t	[s]	čas
k	[W.m ⁻¹ K ⁻¹]	tepelná vodivost
c	[J.kg ⁻¹ K ⁻¹]	tepelná kapacita
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota materiálu
k	[W.m ⁻¹ K ⁻¹]	tepelná vodivost
Q _v	[W.m ⁻³]	tepelný výkon
F	[N]	síla
M _k	[Nm]	kroučící moment

τ	[Pa]	smykové napětí
σ_{red}	[Pa]	redukované napětí
k_k	[-]	koeficient bezpečnosti
σ_1	[Pa]	první hlavní napětí
σ_2	[Pa]	druhé hlavní napětí
σ_3	[Pa]	třetí hlavní napětí
N_f	[kmit]	únavová životnost
σ_{hs}	[Pa]	napětí hot-spot (v kořeni svaru)
P_v	[W]	výkon vstup
n	[min ⁻¹]	otáčky
I	[A]	proud
U	[V]	napětí
P_z	[W]	výkon výstup
φ	[-]	sinost
f	[Hz]	frekvence
l_{1-3}	[mm]	délka
b	[mm]	šířka
h	[mm]	výška
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
μ	[-]	Poissonavův poměr
α_r	[K ⁻¹]	koeficient tepelné roztažnosti

k_t	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
V_{1-3}	$[\text{m}^3]$	objem
d	$[\text{mm}]$	průměr
Q_{1-3}	$[\text{N}]$	tíhová síla
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
R_{ay}	$[\text{N}]$	svislá styková výslednice levého ložiska
R_{ax}	$[\text{N}]$	axiální styková výslednice levého ložiska
R_{by}	$[\text{N}]$	svislá styková výslednice pravého ložiska
B	$[\text{T}]$	magnetická indukce
r	$[\text{mm}]$	poloměr statorového vinutí
σ_k	$[\text{Pa}]$	mez kluzu
$\Delta\sigma$	$[\text{Pa}]$	rozkmit napětí
n_i	$[\text{kmit}]$	počet cyklů zatěžovaného tělesa