

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

Ing. ZBYNĚK MAKKI

OPTIMALIZACE CHLAZENÍ SYNCHRONNÍHO STROJE

OPTIMIZATION OF COOLING SYNCHRONOUS MACHINE

TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

Obor: Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika

Školitel: Ing. MARCEL JANDA, Ph.D.

Abstrakt

Hlavním cílem dizertační práce je optimalizace chlazení synchronního stroje. Daná problematika je řešena na základě metody konečných prvků s využitím programu ANSYS. Práce se skládá z teoretické části, ve které jsou porovnány základní rovnice popisující přenos tepla se simulacemi na jednoduchých modelech. Dále jsou ověřeny dvě metody jak simulovat děje spojené s volnou konvekcí i s nuceným prouděním. Na základě vhodnější metody jsou provedeny další výpočty spojené s využitím několika algoritmů pro určení hledaného optima, kterým je v této práci uvažovaný hmotnostní průtok simulovaným strojem.

Klíčová slova

ANSYS CFX; DesignModeler; DesignXplorer; Inventor; Teplo; Teplota; Přestup tepla; Proudění; Genetický algoritmus; Optimalizace; Radiální ventilátor; Parametrická korelace; Screening; Metoda odezvy povrchu

Abstract

The main goal of doctoral thesis is optimization cooling of the synchronous machine. Problem is solved based on the finite element method with use of ANSYS software. Work is built up from theoretical part where is comparison of base equations for heat transfer and simulations for several models. Next part shows us two methods how simulate free and force convection. Depends on the better method from the previous two methods is used for next calculations with several algorithm which are used for find of best parameters for synchronous machine. Our control parameter is mass flow rate.

Keywords

ANSYS CFX; DesignModeler; DesignXplorer; Inventor; Heat; Temperature; Heat transfer; Flow rate; Genetic algorithm; Optimization; Radial fan; Parametric correlation; Screening; Response surface method

Místo uložení práce

Práce je k dispozici na Vědeckém oddělení děkanátu FEKT VUT v Brně, Technická 3058/10, 616 00 Brno.

OBSAH

1 ÚVOD A CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE.....	4
2 TEPLA A TEPLOTA Z HLEDISKA ELEKTRICKÝCH STROJŮ.....	5
2.1 Oteplovací charakteristika.....	5
2.2 Aerodynamické odpory ventilačního systému elektrického stroje.....	6
2.3 Ventilátory.....	7
3 OVĚŘOVACÍ VÝPOČTY – MOTOR LENZE	7
4 VÝSLEDKY TEORETICKÉHO ROZBORU A SIMULACÍ	11
4.1 Ventilátor.....	12
4.2 Celý stroj – základní model.....	14
4.3 Celý stroj – základní model+optimalizovaný ventilátor	17
4.4 Celý stroj – základní model+optimalizovaný ventilátor+optimalizované radiální kanály	18
5 ZÁVĚR.....	20
LITERATURA	22
CURRICULUM VITAE	24

1 ÚVOD A CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE

V období stavby prvních elektrických strojů se chlazení přikládalo velmi malý význam, neboť stroje byly značně předimenzovány a vlastní funkce stroje měla větší význam než hospodárnost návrhu. Teprve v pozdějším období se používala zjednodušená empirická kritéria pro posouzení elektromagnetického návrhu z tepelného hlediska. [1]

Praxe ukázala, že pro další vývoj elektrických strojů nemohou zmíněná zjednodušená empirická kritéria stačit, a že je nezbytné zabývat se chlazením mnohem podrobněji.

Současný stav vývoje chlazení a ventilace elektrických strojů je charakterizován především těmito skutečnostmi

- V dostupné literatuře byl shromážděn a zobecněn rozsáhlý empirický materiál o vlastních strojích a tepelně ventilačních experimentech na nich.
- Teorie chlazení a ventilace využívá především dva základní vědní obory a to aerodynamiku a termomechaniku, které umožňují rozpracovat efektivní metody hydraulických a tepelných výpočtů.
- Při teoretické a experimentální analýze tepelně ventilačních dějů v elektrických strojích se uplatňují numerické metody výpočtů. Tepelně ventilační výpočty v technické praxi vedou k aplikaci náhradních tepelných obvodů a náhradních hydraulických sítí. Řešení těchto obvodů a sítí vede k soustavám lineárních a nelineárních rovnic, takže je nezbytné používat počítače. Při hlubší analýze některých dílčích problémů je účelné použít i metodu konečných prvků, která umožňuje získat přehled o rozložení pole zkoumané fyzikální veličiny.
- Vývoj izolačních a magnetických materiálů umožnil přechod na vyšší tepelné třídy izolace vinutí a stavbu strojů stejného výkonu s podstatně menším objemem.
- Hluk elektrických strojů je v současné době určován především aerodynamickými jevy souvisejícími s ventilací elektrických strojů. Proto je dnes nezbytné zabývat se v souvislosti s chlazením a ventilací i hlukem elektrických strojů. [1]

Při využívání aerodynamických a termomechanických výpočtů je však třeba mít neustále na zřeteli, že elektrický stroj točivý není ideální aerodynamický objekt, neboť základní principy vhodného aerodynamického řešení jeho ventilačního systému většinou nemohou být (vzhledem k nutné funkci elektrického stroje) uplatněny důsledně. [1]

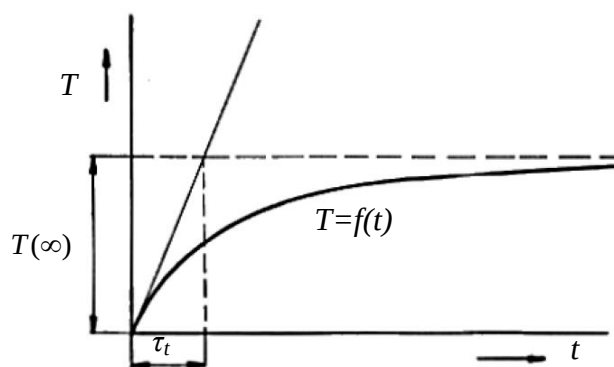
Cílem dizertační práce je provést optimalizaci synchronního stroje ve smyslu zvětšení hmotnostního průtoku strojem a tím zmenšení oteplení jednotlivých částí stroje. Z hlediska velikosti optimalizovaného stroje je tato práce z větší části zaměřena teoreticky. Avšak nebylo zanedbáno ani měření na reálném stroji (menší asynchronní motor) pro ověření výpočetních postupů.

2 TEPLA A TEPLOTA Z HLEDISKA ELEKTRICKÝCH STROJŮ

Teplu je energie, ekvivalentní energii mechanické nebo energii elektrické. Energie mechanická a energie elektrická souvisí s elektromechanickou přeměnou energie v elektrických strojích a je charakterizována přeměnou jedné nebo obou z těchto energií na teplo. Teplo tedy vzniká při práci stroje a to buď z důvodu průchodu elektrické energie (vinutí stroje,...) nebo z mechanické energie (třecí ztráty v ložiscích, tření o vzduch, tření na kartáčích,...). Veškeré vzniklé teplo ohřívá jednotlivé části elektrického stroje a zvyšuje jejich teplotu. Pokud neexistuje dostatečný odvod vzniklého tepla, tak hrozí riziko, že teplota přesáhne povolenou mez a hrozí zničení celého elektrického stroje. Teplo má negativní vliv na elektrickou a mechanickou pevnost izolace vinutí. Každá izolace je proto charakterizována její tepelnou třídou. Mezní dovolená oteplení jednotlivých částí elektrických strojů jsou dány normami GOST 183-74 a ČSN 35 0000.

2.1 OTEPLOVACÍ CHARAKTERISTIKA

Neméně důležitou částí chlazení je samotná oteplovací charakteristika znázorněná na obrázku 3.1. Charakteristika popisuje průběh oteplení vodiče při průchodu elektrického proudu.



Obr. 3.1: Oteplovací charakteristika [25]

$$T(t) = T(\infty) \cdot (1 - e^{-t/\tau_t}) \quad (3.1)$$

Obrázek 3.1 je možné popsat rovnicí 3.1, kde τ_t je časová oteplovací konstanta [s], která popisuje ohřátí vodiče na ustálenou teplotu bez odvodu tepla do okolí, $T(t)$ je teplota závislá na čase [°C], $T(\infty)$ je teplota v ustáleném stavu [°C] a t je čas [s], který uběhl od počátku přechodného děje. [25]

Na závěr této části je vhodné uvést rovnici 3.2 energetické bilance, která je složena v levé části ohřevem vodiče průchodem proudu (Joulovým teplem) a v pravé části rovnice je část charakterizující odvod tepla do okolí a část akumulovaného tepla ve vodiči. [25]

$$R \cdot I^2 dt = \alpha \cdot A \cdot \Delta T dt + c \cdot V dT \quad (3.2)$$

2.2 AERODYNAMICKÉ ODPORY VENTILAČNÍHO SYSTÉMU ELEKTRICKÉHO STROJE

Výpočet ventilačního systému elektrického stroje je neobyčejně složitý a v jeho komplexnosti jej lze jen obtížně matematicky formulovat a jednoduchými prostředky početně řešit. Působí tu několik skutečností. Návrh ventilačního systému se zásadně neprovádí z hlediska optimálního aerodynamického řešení, ale nutně je kompromisem respektujícím především funkční požadavky elektromagnetického návrhu a požadavky konstrukční a technologické. Vzniká tím tvarová složitost ventilačních cest a vzduchovodů ventilačních systémů elektrických strojů, vyvolávající velmi složité proudění chladiva. Matematický popis ventilačního systému i při podstatném zjednodušení a schematizaci jen stěží odpovídá skutečnosti. Druhou příčinou obtíží je fakt, že u ventilačních výpočtů elektrických strojů jde z velké části o samo ventilační účinky a aerodynamické odpory rotujících kanálů, které i v obecné aerodynamice nejsou ještě dobře prozkoumány a teoreticky zobecněny, takže Často při řešení této problematiky chybějí základní teoretické a experimentální podklady (měření dílčích aerodynamických odporů kanálů v rotujících objektech je velmi obtížné a má skutečně výzkumný charakter). [1]

Při matematické formulaci výpočtů ventilace je vždy nezbytné značné zjednodušení problémů. Pro výpočet je přístupný pouze velmi zjednodušený, schematický obraz proudění ve ventilačních sítích, jež jsou ve skutečnosti velice složité. Musíme přitom zanedbat mnoho podstatných stránek tohoto proudění. Nejsme například schopni vzít v úvahu reálně existující nesymetrická rozložení rychlostí proudění mezi návětrnou a závětrnou stranou ventilačních rozpěrek (tzv. efekt shrnování proudu, který je vyvolán rotací) v rotoru asynchronního motoru, ani pulsaci proudu v čase. Úvahy se mohou týkat pouze středních hodnot veličin charakterizujících proudění.

Pro vytvoření základní představy o procentní velikosti jednotlivých úbytků tlaku ve stroji uvádíme několik informativních údajů o dílčích úbytcích tlaku na jednotlivých částech ventilačního systému stroje:

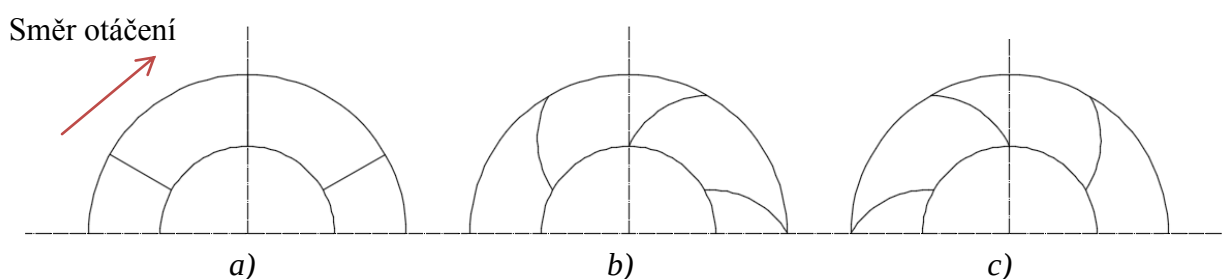
- úbytek tlaku v radiálních kanálech statoru	45 % (30 až 60 %)
- úbytek tlaku v sacím prostoru	20 % (10 až 25 %)
- úbytek tlaku na hřbetním kanálu	15 % (10 až 20 %)
- úbytek tlaku na chladiči	20 % (15 až 25 %)

(v závorkách jsou uvedeny extrémní hodnoty). [1]

2.3 VENTILÁTORY

Existuje sousta definic, co se vlastně rozumí pod pojmem ventilátor a za nejvhodnější definici je možné uvést rozdělení, že ventilátory jsou zařízení sloužící k dopravě vzduchu, či jiných plynů a kompresory jsou zařízení ke zvýšení tlaku nebo stlačení plynu. [26]

Pro dizertační práci byl prozkoumán radiální ventilátor, který spadl do kategorie nízkotlakých ventilátorů ($\Delta p_c < 1000\text{Pa}$), umístěným napřímo na hřídeli stroje a s konstrukčním uspořádáním lopatek a) rovné, b) zahnuté doprava, c) zahnuté doleva (obrázek 2.3.1).

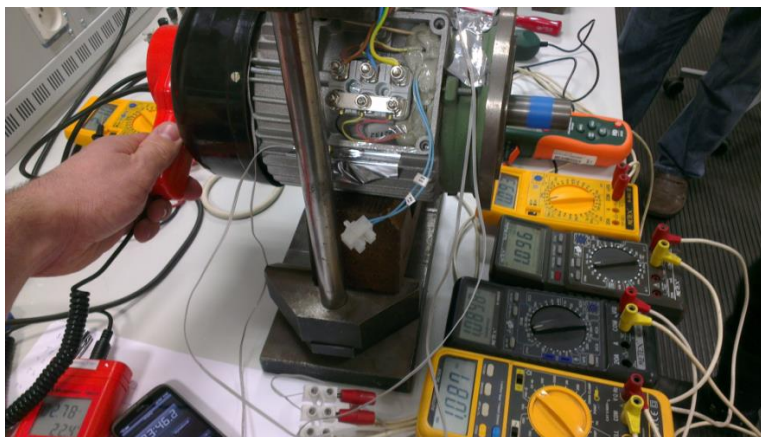


Obr. 2.3.1: Tvary lopatek oběžného kola radiálních ventilátorů - a) rovné lopatky, b) zahnuté doprava, c) zahnuté doleva

Modely ventilátorů použité v dizertační práci jsou na obrázku 4.2.

3 OVĚŘOVACÍ VÝPOČTY – MOTOR LENZE

Pro ověření výpočetních metod použitých v dizertační práci byl využit rotační stroj, kterým byl běžně používán asynchronní motor z laboratoře UVEE. Motor svými rozměry umožňuje měření jak teplot, tak proudění. Měřící pracoviště je na obrázku 2.1.

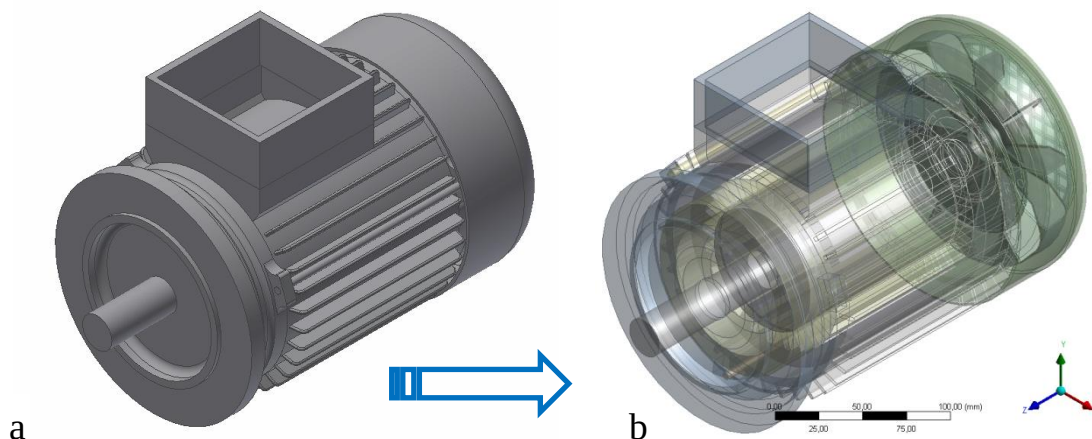


Obr. 2.1: Měřící pracoviště – motor Lenze

Stroj byl odizolován od zařízení, ve kterém byl uchycen a pomocí čtyř termistorů a dvou termočlánků byly měřeny teploty na povrchu stroje, aby bylo

možné získané údaje porovnat s výsledky simulací pomocí programu ANSYS. Dále, jak je na obrázku 2.1 patrné, byla měřena i rychlost proudění pomocí anemometru značky Meterman TMA10 za vstupní části ventilátoru, kde ventilátor nasává vzduch využívaný ke chlazení stroje.

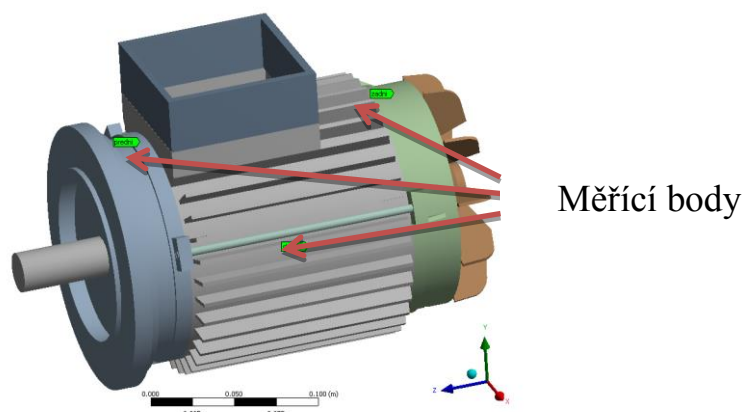
Geometrie použitého stroje je na obrázku 2.2, kde je stroj zobrazen jako model v Inventoru a zároveň jako model nainportovaný do prostředí Ansys DM (DesignModeler).



Obr. 2.2: Motor Lenze – a) Inventor, b) Ansys DM

Vytvořený model byl pouze pro ověření výpočetních postupů. Program ANSYS CFX byl použit i pro další simulace a optimalizace uváděné v dizertační práci a to z důvodu, protože dokáže vypočítat součinitel přestupu tepla na základě teploty a rychlosti proudícího média.

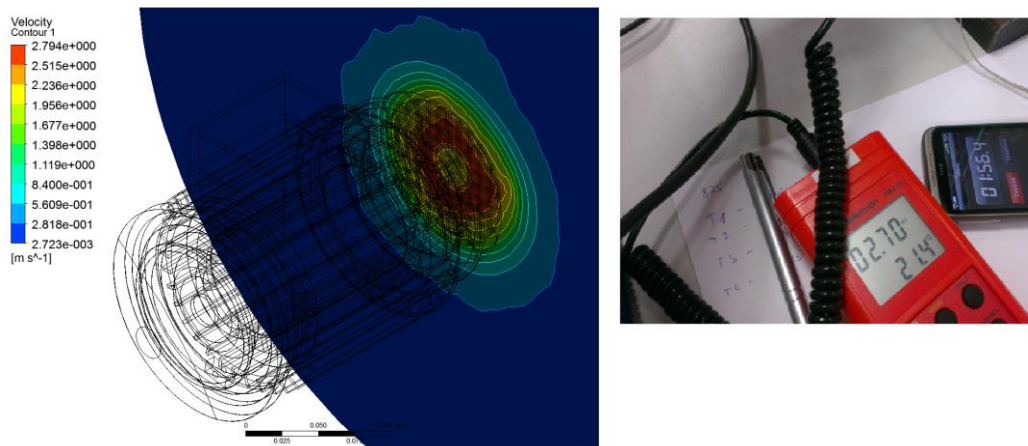
Na stroji byly rozloženy termočlánky a termistory v bodech, které ilustrativně ukazuje obrázek 2.3. Měřící body jsou rozděleny na zadní, který je pod krytem ventilátoru, přední a dva střední 1 a 2, které jsou naproti sobě.



Obr. 2.3: Rozmístění měřících bodů – motor Lenze (bez krytu ventilátoru)

Výpočty pro ověření výpočetní metody probíhaly pro dva případy a to normální provozní stav stroje a pro případ, kdyby stroj nebyl chlazený ventilátorem. Zaměříme se na situaci, kdy stroj pracuje v normálním provozním stavu.

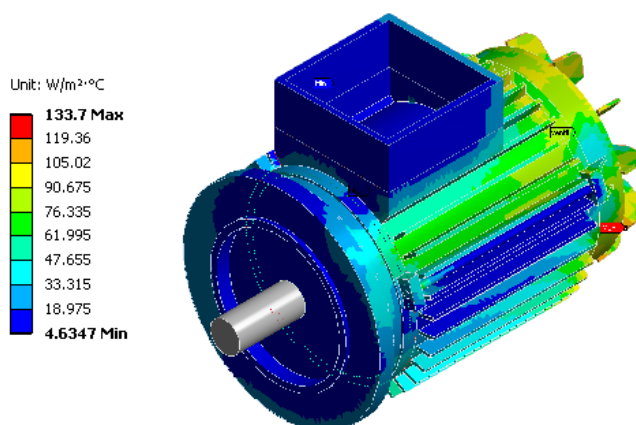
Jako první krok bylo nutné spočítat celkové proudění generované ventilátorem a jeho vliv na součinitel přestupu tepla ze stroje do okolí. A ověřit toto proudění pomocí anemometru. Pro ověření rychlosti proudění byla vytvořena vyhodnocovací rovina umístěná ve stejné vzdálenosti jako byl umístěn anemometr a na této rovině byl vykreslen pomocí kontur rychlostní profil na obrázku 2.4.



Obr. 2.4: Motor Lenze – a) rychlostní proudění zobrazená pomocí kontur na vyhodnocovací rovině, b) rychlost proudění naměřená anemometrem

Hodnoty naměřené anemometrem se pohybovaly v rozsahu $2,7 \text{ m.s}^{-1}$ (obrázek 2.4b) až $2,78 \text{ m.s}^{-1}$ (obrázek 2.1). Můžeme tedy konstatovat, že model stroje a hlavně ventilátoru je dostatečně přesný. Stejně tvrzení je možné říci o výpočetní metodě.

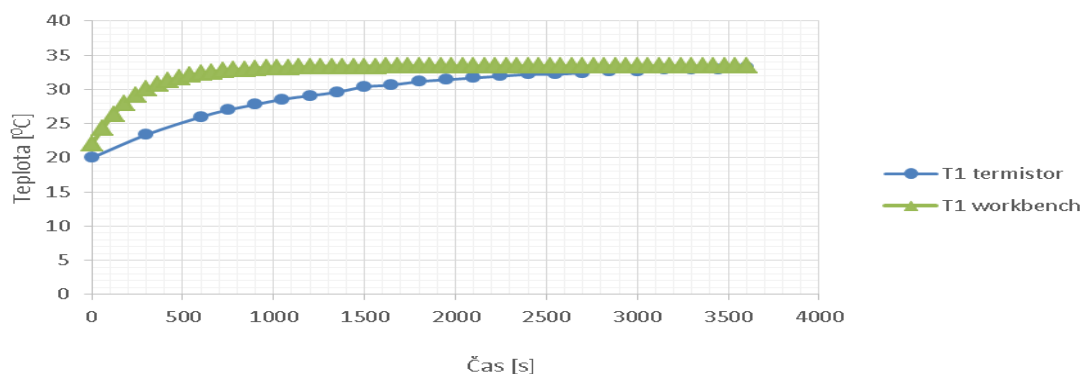
Pomocí výsledků získaných simulacemi proudění byla použita data součinitele přestupu tepla z povrchu stroje a exportována pro použití teplotní analýzy stroje. Ukázka rozložení součinitele přestupu tepla na povrchu stroje je na obrázku 2.5.



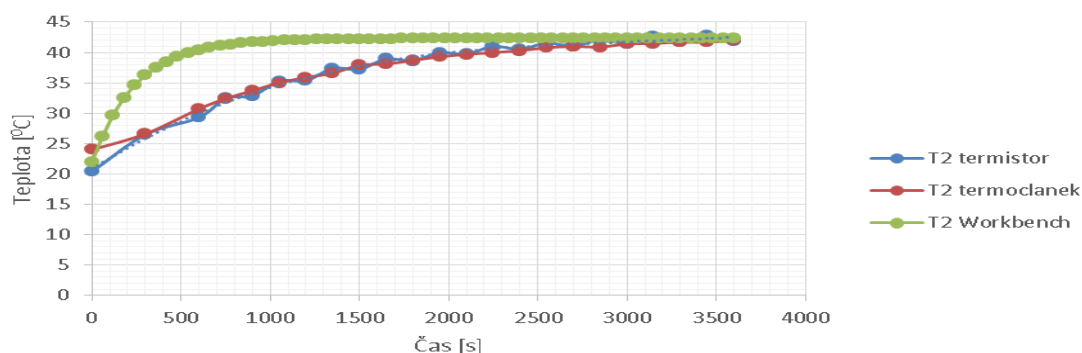
Obr. 2.5: součinitele přestupu tepla na povrchu stroje

Z obrázku 2.5 je patrné, že největší hodnoty součinitele přestupu tepla jsou v okolí ventilátoru, zatímco v částech, které nejsou primárně ofukovány ventilátorem jsou hodnoty součinitele přestupu tepla malé. Po zadání ztrátového výkonu vypočteného z příkonu stroje do zjednodušeného modelu statorového

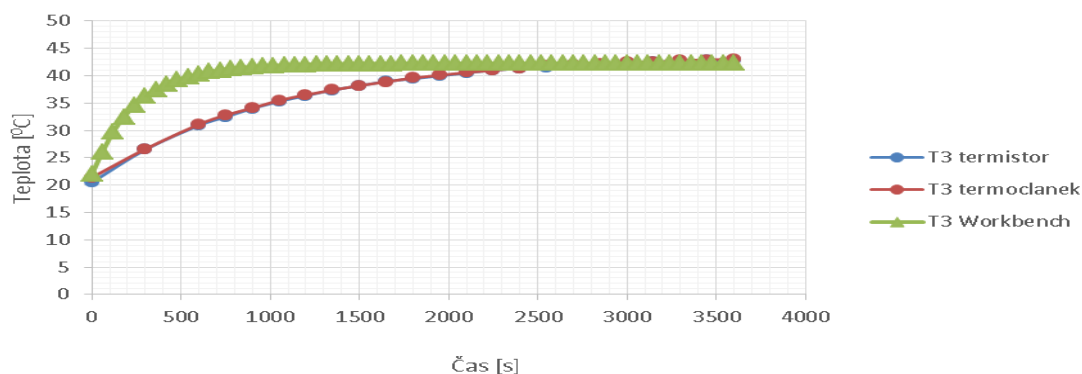
vinutí byly opět porovnány výsledky získané měřením a simulacemi. Získané výsledky jsou na obrázcích 2.6 až 2.9.



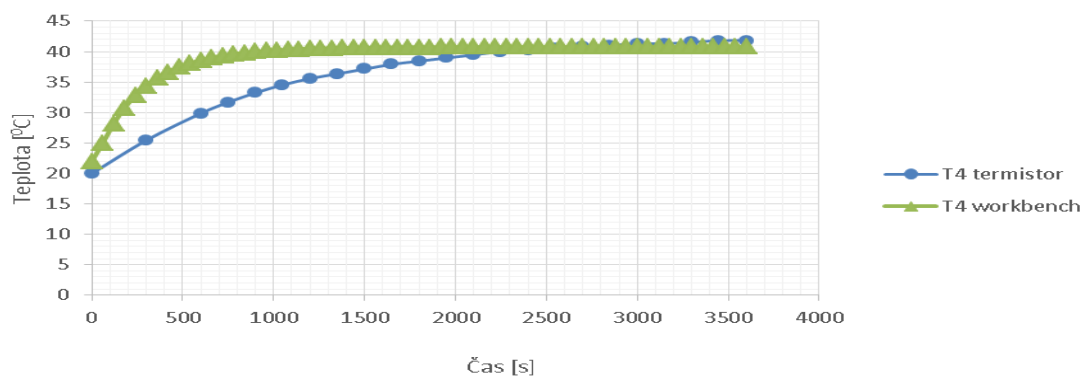
Obr. 2.6: Motor Lenze – teplota v bodě T1 (zadní – pod krytem ventilátoru), provozní stav



Obr. 2.7: Motor Lenze – teplota v bodě T2 (střed1 – mezi žebry stroje), provozní stav



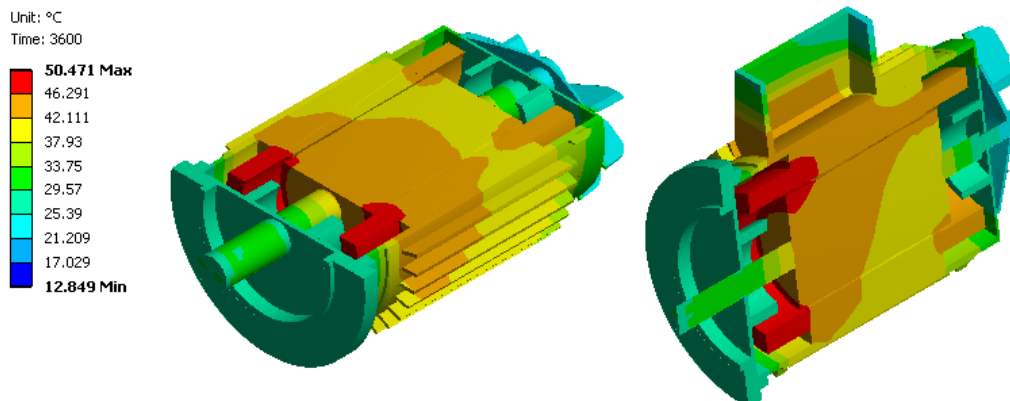
Obr. 2.8: Motor Lenze – teplota v bodě T3 (střed2 – mezi žebry stroje), provozní stav



Obr. 2.9: Motor Lenze – teplota v bodě T4 (přední – na čele stroje), provozní stav

O dosaženém ustáleném stavu pro měření termistory, respektive termočlánky a simulacemi je možné říci, že výsledky jsou totožné a můžeme říci, že výpočetní postup je správný.

Celkové rozložení teplot v simulovaném stroji pomocí řezů je na obrázcích 2.10 a 2.11.



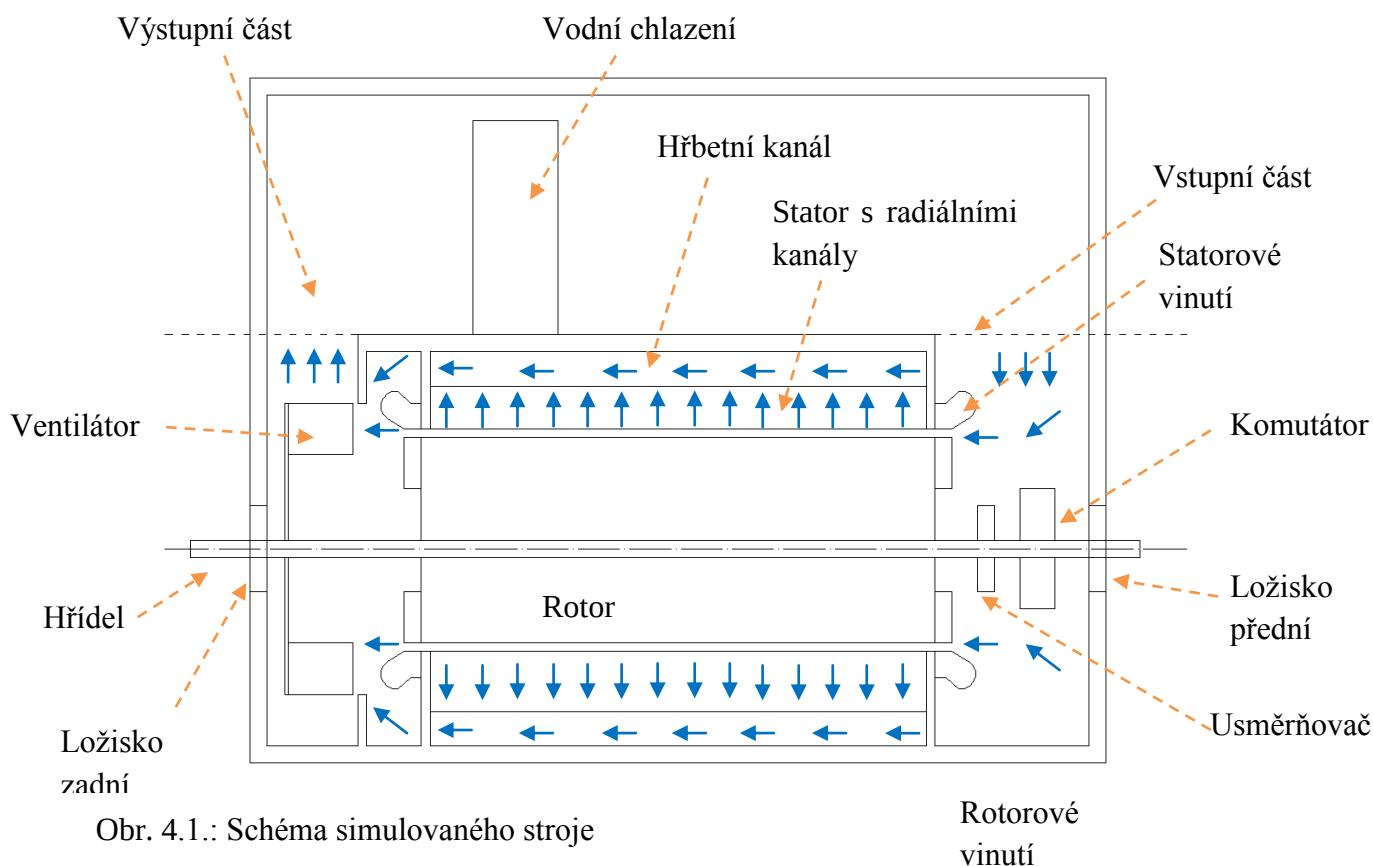
Obr. 2.10: Motor Lenze – vertikální řez, provozní stav

Z obrázků 2.10 a 2.11 je patrné, že nejteplejší část stroje je satorové vinutí, které je zdrojem tepla uvnitř stroje. Zadní část stroje, kde je umístěn ventilátor je ochlazována proudícím vzduchem a proto je chladnější než ostatní části stroje. Výsledky na uváděných obrázcích byly očekávatelné, ale posloužili pro ověření výpočetní metody.

4 VÝSLEDKY TEORETICKÉHO ROZBORU A SIMULACÍ

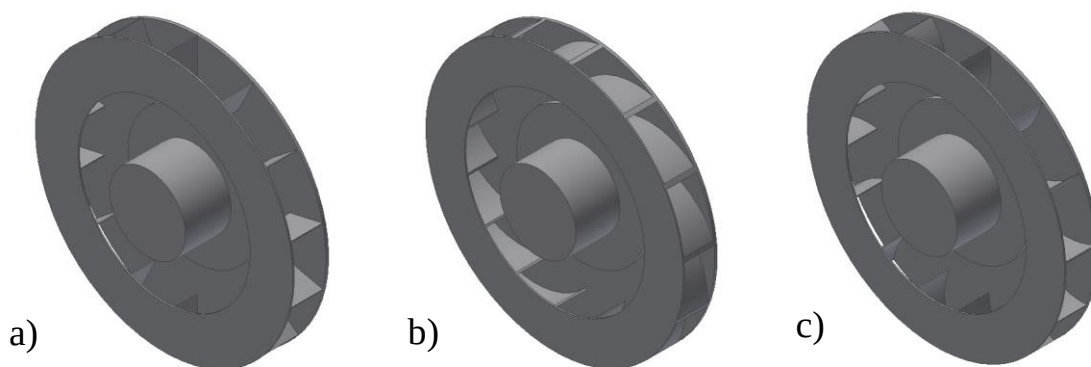
Zadáním této práce bylo optimalizovat chlazení synchronního stroje s vyniklými póly a radiálními kanály umístěnými ve statoru. Pro výslednou optimalizaci byly dodány podklady firmou Siemens pro konstrukci stroje a empiricky napočtené hodnoty tlakových ztrát mezi vstupní a výstupní částí stroje, společně s rychlostí proudění a jeho teplotou na vstupní části stroje. O vstupní a výstupní části stroje hovoříme, protože se jedná o synchronní generátor, který má uzavřený chladicí okruh a využívá jako sekundární chlazení pomocné vodní chlazení v horní části stroje (primární chlazení je ventilátor na hřídeli stroje). Přibližné schéma stroje je na obrázku 4.1 i s naznačením proudění strojem (z pochopitelných důvodů se v této práci nevyskytují skutečné rozměry stroje, ale pro přiblížení velikosti stroje je průměr rotoru přibližně 1,3m). Dále pak byly k celému stroji dodány výkonové ztráty na jednotlivých částech stroje, aby bylo možné vypočítat oteplení jednotlivých částí stroje.

Z obrázku 4.1 je patrné, že chladicí médium (vzduch) proudí ze vstupní části vzduchovou mezerou mezi rotorem a statorem dále radiálními kanály ve statoru do hřbetního kanálu a dále do ventilátoru, který ho tlačí dále přes vodní chlazení. Cílem této práce bylo optimalizovat část stroje od vstupní do výstupní části.



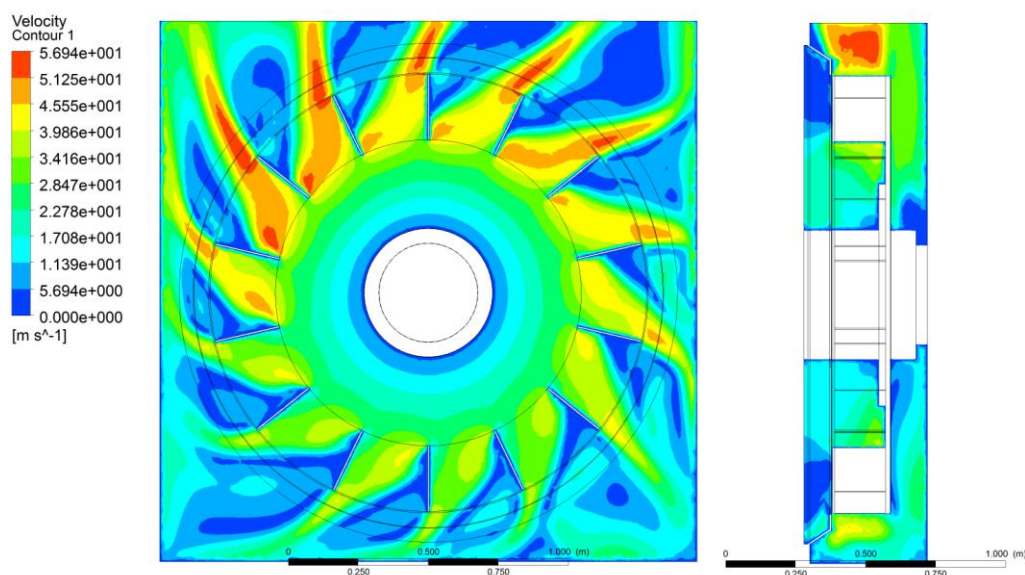
4.1 VENTILÁTOR

Z uvedené výkresové dokumentace bylo evidentní, že se jedná o stroj, který je primárně chlazený radiálním ventilátorem, ale nebylo patrné, o jaký typ radiálního ventilátoru se jedná. Proto podle rozměrů ve výkresové dokumentaci byly navrženy tři běžné typy radiálních ventilátorů a porovnány získané výsledky za pomoci simulací. Třemi typy radiálních ventilátorů jsou myšleny ventilátor s rovnými lopatkami, lopatkami zahnutými doprava a zahnutými doleva. Jednotlivé konstrukce navržených ventilátorů jsou na obrázku 4.2.1.



Obr. 4.2.1.: Radiální ventilátory – a) rovné lopatky, b) zahnuté doprava, c) zahnuté doleva

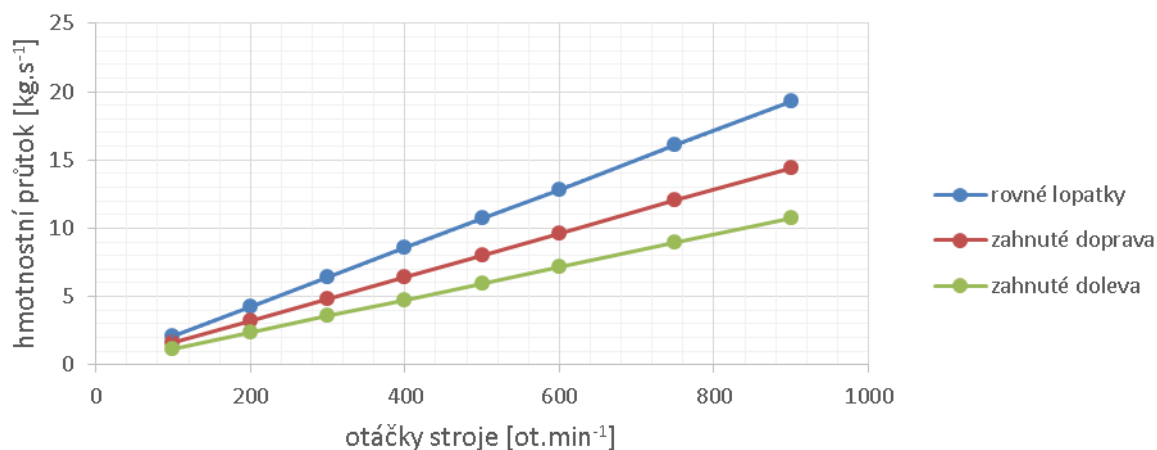
Ventilátory byly porovnávány podle tlakových ztrát a přeneseného hmotnostního průtoku, podle otáček stroje od 100 do 900 ot.min⁻¹ (750 ot.min⁻¹ jsou provozní otáčky stroje a 900 otáček za minutu jsou testovací otáčky stroje).



Obr. 4.2.2: Zobrazení rychlostí ventilátoru s rovnými lopatkami za pomoci kontur

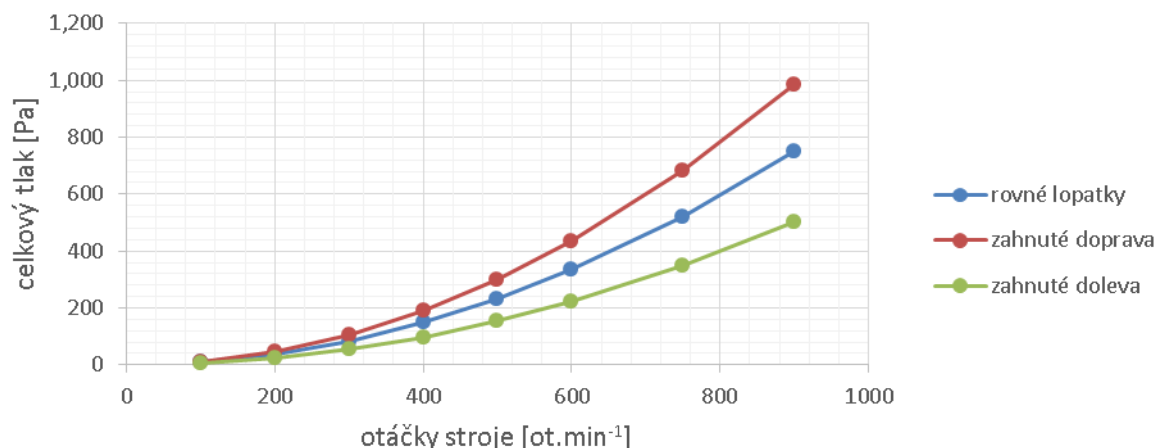
Z obrázku 4.2.2 je patrné, že ve výstupní části stroje jsou rychlosti proudění vzduchu největší. Důvod rozložení rychlostních profilů je na základě vznikajících turbulencí za lopatkami ve směru otáčení ventilátoru, a proto k větším rychlostem na lopatkách ventilátoru.

Nyní je vhodné srovnat všechny tři simulované ventilátory a určit z nich nejvhodnější pro použití v synchronním generátoru. Porovnání pro hmotnostní průtok je na obrázku 4.2.3 a pro celkový tlak je na obrázku 4.2.4.



Obr. 4.2.3: Hmotnostní průtok pro všechny tři typy ventilátorů

Porovnání hmotnostního průtoku je pouze pro vstupní stranu ventilátoru, protože nemá smysl srovnávat i výstupní stranu, která má stejné, ale záporné hodnoty. Na základě výsledků na obrázku 4.2.3 byl pro další výpočty zvolen ventilátor s rovnými lopatkami, protože přeneše největší množství vzduchu za jednotku času a proto se předpokládá, že pro chlazení stroje bude nejvhodnější.

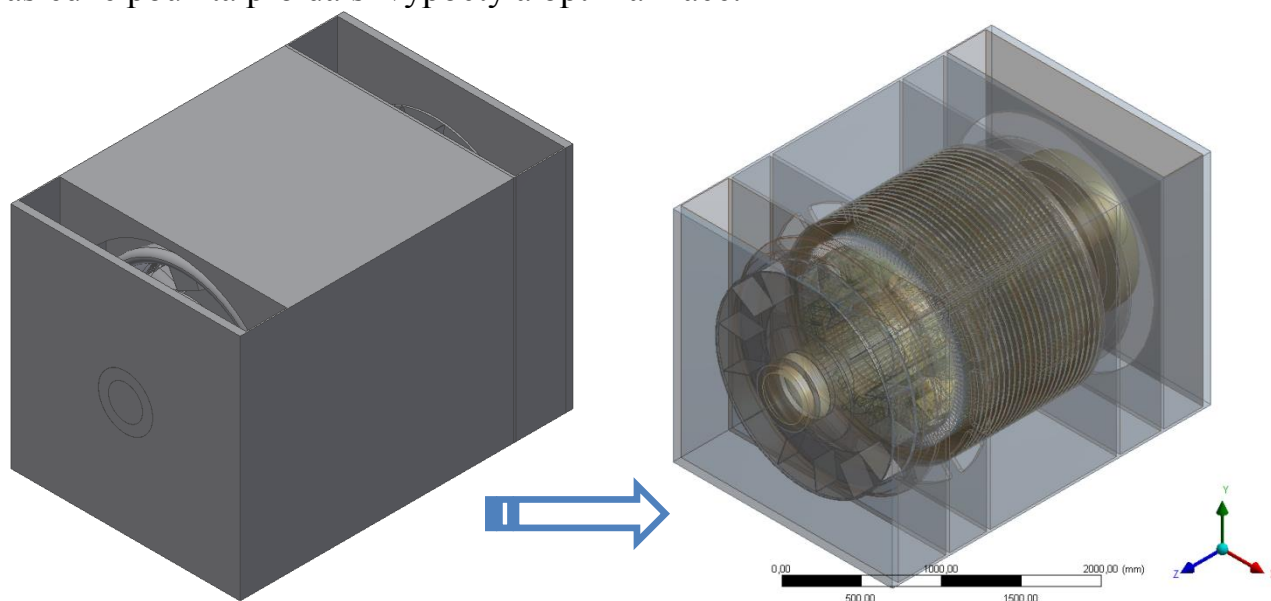


Obr. 4.2.4: Celkový tlak pro všechny tři typy ventilátorů

Nyní nic nebránilo zkonstruovat dle výkresové dokumentace celý stroj, který je na obrázku 4.2.1.

4.2 CELÝ STROJ – ZÁKLADNÍ MODEL

Následující text sice pracuje s označením celý stroj, ale jedná se pouze o spodní „polovinu“ stroje, kde není sekundární vodní chlazení. Tato část stroje je následně použita pro další výpočty a optimalizace.

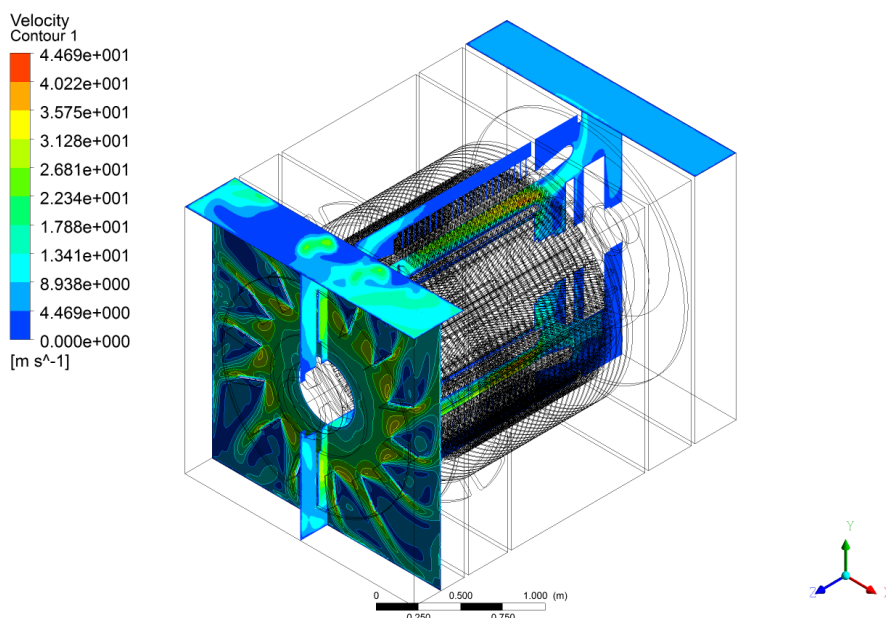


Obr. 4.2.1: Model celého stroje v Inventoru (v levo) a v prostředí Ansys DM (v pravo)

Pro vytvořenou geometrii byly vypočteny čtyři kombinace pro určení rychlosti proudění, hmotnostního průtoku a tlakových ztrát stroje.

První dvě kombinace jsou pro celý stroj stejné jako pro předchozí simulace s ventilátory, tzn. na vstup i výstup stroje jsou nastaveny okrajové podmínky Opening a tlak 0Pa na vstupní i výstupní části stroje. První simulace je pro stroj se 750ot.min⁻¹ a druhý je pro 900ot.min⁻¹.

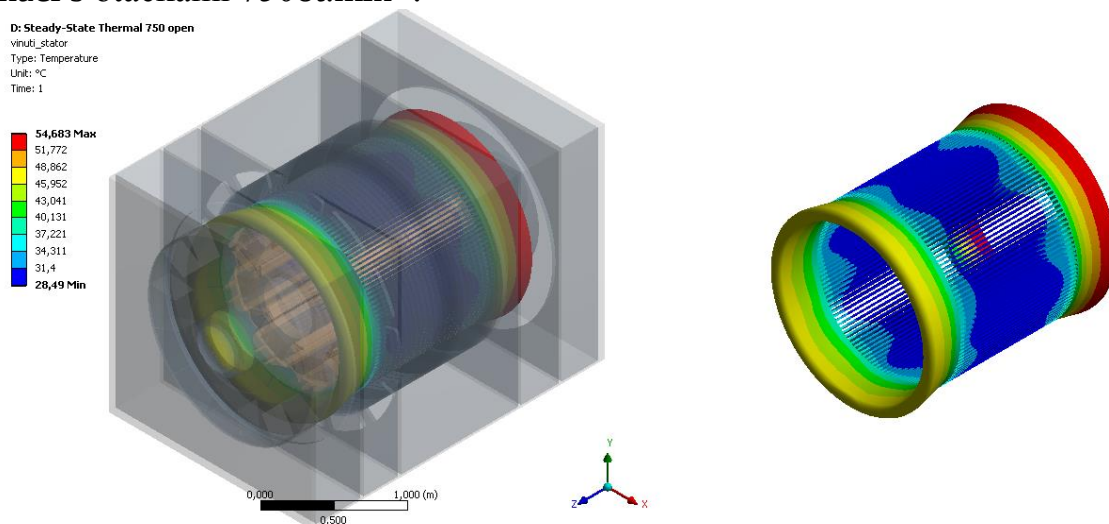
Další dvě kombinace jsou pro stroj se stejnými otáčkami jako v předchozích dvou případech (tzn. 750 a 900ot.min⁻¹), ale jako okrajové podmínky jsou nastaveny na výstupu stroje proudění opět Opening ve výstupní části stroje a na vstupu je nastavena rychlost proudění 3,8m.s⁻¹ s teplotou 50°C (okrajová podmínka Inlet). Pro grafický výstup na obrázku 4.2.2 je zobrazeno proudění uvnitř stroje pro první kombinaci s otáčkami 750ot.min⁻¹.



Obr. 4.2.2.: Zobrazení rychlostí uvnitř stroje za pomoci kontur – izo pohled

Získané výsledky jsou shrnuty v tabulce 4.2.1, kde jsou patrné rozdíly mezi otáčkami stroje 750 a 900ot.min⁻¹. Hmotnostní průtok a celkový tlak je menší než u samotného ventilátoru z důvodu nižší rychlosti proudění ve stroji na vstupní a výstupní části oproti ventilátoru.

Protože cílem práce je ověřit a optimalizovat oteplení vybraných částí stroje, tak je na obrázku 4.2.3 zobrazena teplota statorového vinutí stroje pro první kombinaci s otáčkami 750ot.min⁻¹.



Obr. 4.2.3.: Zobrazení teploty statorového vinutí

Získané výsledky pro první kombinaci s otáčkami 750ot.min^{-1} a 900ot.min^{-1} z hlediska proudění v tabulce 4.2.1 a z hlediska teplot sledovaných částí v tabulce 4.2.2.

		Otáčky stroje [ot.min^{-1}]	
		750	900
Rychlost [m.s^{-1}]	Vstup	8,46	10,18
	Výstup	13,44	16,18
Hmotnostní průtok [kg.s^{-1}]	Vstup	6,64	7,98
	Výstup	-6,64	-7,98
	ΔQ_m	0,00	0,00
Statický tlak [Pa]	Vstup	-42,46	-61,45
	Výstup	-0,18	-0,27
Dynamický tlak [Pa]	Vstup	42,45	61,43
	Výstup	114,52	165,63
Celkový tlak [Pa]	Vstup	-0,01	-0,02
	Výstup	114,70	165,90
	$\Delta p_{\text{vstup-vystup}}$	114,69	165,88

Tab. 4.2.1.: Proudění, tlak a hmotnostní průtok uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]			
	750ot.min^{-1}		900ot.min^{-1}	
	Min	Max	Min	Max
Ložisko přední	55,855	71,828	53,526	69,782
Ložisko zadní	39,008	45,555	39,065	45,571
Komutátor	26,182	33,293	25,901	32,474
Usměrňovač	25,145	27,456	25,093	27,039
Vinutí stator	28,490	54,683	28,152	52,840
Vinutí rotor	31,988	44,334	31,136	42,731
Rotor	27,614	45,652	27,430	46,416
Statorové plechy	27,806	40,607	27,514	39,196

Tab. 4.2.2.: Teploty sledovaných komponent uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

4.3 CELÝ STROJ – ZÁKLADNÍ MODEL+OPTIMALIZOVANÝ VENTILÁTOR

Kandidát, který je použit pro nový, optimalizovaný ventilátor popisovaný v dizertační práci je vybrán pomocí gradientního algoritmu, který v podstatě popisuje maxima a minima mezi optimalizovanými parametry, jak zobrazuje tabulka 4.3.1.

Parametr	Původní ventilátor [mm]		Kandidát 1 [mm]
	Min	Max	
P1 - DS_ventilator_ansys	11,2	16,8	16,8
P2 - DS_sirka_lopatky	4,0	6,0	4,0
P3 - DS_delka_lopatky	436,8	655,2	436,8
P4 - DS_vstup_ventilator	873,6	1310,4	1310,4
P5 - DS_vyska_lopatky	145,6	218,4	211,0

Tab.. 9.4.1: Porovnání nejlepšího kandidáta a rozptylu původního ventilátoru

Pro porovnávání byl zvolen stroj z původní první simulace celého stroje, tzn. vstup i výstup stroje nastaven na Opening a 750 ot.min^{-1} . Nové získané výsledky pro proudění, tlak a hmotnostní průtok uvnitř stroje jsou v tabulce 9.4.2 a nové teploty sledovaných komponent v tabulce 9.4.3.

		Původní	Původní + optimalizovaný ventilátor
Rychlost [m.s^{-1}]	Vstup	8,46	9,00
	Výstup	13,44	12,82
Hmotnostní průtok [kg.s^{-1}]	Vstup	6,64	7,06
	Výstup	-6,64	-7,06
	ΔQ_m	0,00	0,00
Statický tlak [Pa]	Vstup	-42,46	-48,02
	Výstup	-0,18	-0,22
Dynamický tlak [Pa]	Vstup	42,45	48,00
	Výstup	114,52	105,58
Celkový tlak [Pa]	Vstup	-0,01	-0,02
	Výstup	114,70	105,80
	$\Delta p_{\text{vstup-vystup}}$	114,69	105,78

Tab. 9.4.2.: Porovnání proudění, tlaku a hmotnostního průtoku uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

Teplota [°C]	Původní		Původní + optimalizovaný ventilátor		$\Delta T_{\text{původní-optimalizovaný}}$	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Ložisko přední	55,855	71,828	53,455	70,282	2,400	1,546
Ložisko zadní	39,008	45,555	37,877	44,418	1,131	1,137
Komutátor	26,182	33,293	25,031	32,838	1,151	0,455
Usměrňovač	25,145	27,456	24,155	27,302	0,990	0,154
Vinutí stator	28,490	54,683	27,479	52,275	1,011	2,408
Vinutí rotor	31,988	44,334	30,235	41,507	1,753	2,827
Rotor	27,614	45,652	26,376	43,356	1,238	2,296
Statorové plechy	27,806	40,607	25,754	38,786	2,052	1,821

Tab. 9.4.3.: Proudění, tlak a hmotnostní průtok uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

Z tabulky 9.4.3 je patrné, že s nárůstem hmotnostního průtoku strojem došlo ke zlepšení chlazení sledovaných částí přibližně o jeden až dva stupně.

Dalším krokem v této práci je pokus o optimalizaci rozložení radiálních kanálů ve statoru a následný vliv na další zlepšení chlazení statorové části simulovaného stroje.

4.4 CELÝ STROJ – ZÁKLADNÍ MODEL+OPTIMALIZOVANÝ VENTILÁTOR+OPTIMALIZOVANÉ RADIÁLNÍ KANÁLY

Pro sloučení modelu stroje s optimalizovaným ventilátorem a radiálními kanály, jsou použity nové parametry pro optimalizované radiální kanály popisované v dizertační práci pomocí gradientního algoritmu. Jedná se opět v podstatě o maxima a minima mezi optimalizovanými parametry, jak zobrazuje tabulka 4.4.1.

Parametr	Původní rozmístění [mm]		Kandidát 1 [mm]
	Min	Max	
P1 - DS_A1	13,6	20,4	20,4
P4 - DS_first_channel	39,0	500,0	500,0
P6 - DS_angle2	0,1	5,0	5,0
P7 - DS_angle3	0,1	5,0	0,1
P10 - DS_angle6	0,1	5,0	0,1

Tab.. 4.4.1: Porovnání nejlepšího kandidáta a rozptylu původního radiálního kanálu

Pro porovnávání byl opět zvolen stroj z původní první simulace celého stroje, tzn. vstup i výstup stroje nastaven na Opening a 750 ot.min-1, ale tentokrát navíc s optimalizovaným ventilátorem. Nově získané výsledky pro proudění, tlak a hmotnostní průtok uvnitř stroje jsou v tabulce 4.4.2 a nové teploty sledovaných komponent v tabulce 4.4.3.

		Původní + optimalizovaný ventilátor	Původní + optimalizovaný ventilátor + optimalizované radiální kanály
Rychlost [m.s⁻¹]	Vstup	9,00	8,71
	Výstup	12,82	12,85
Hmotnostní průtok [kg.s⁻¹]	Vstup	7,06	6,83
	Výstup	-7,06	-6,83
	ΔQ_m	0,00	0,00
Statický tlak [Pa]	Vstup	-48,02	-44,98
	Výstup	-0,22	-0,15
Dynamický tlak [Pa]	Vstup	48,00	44,97
	Výstup	105,58	105,05
Celkový tlak [Pa]	Vstup	-0,02	-0,01
	Výstup	105,80	105,05
	$\Delta p_{\text{vstup-výstup}}$	105,78	104,91

Tab. 9.6.2.: Porovnání proudění, tlaku a hmotnostního průtoku uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

Teplota [°C]	Původní + optimalizovaný ventilátor		Původní + optimalizovaný ventilátor + optimalizované radiální kanály		$\Delta T_{\text{původní-optimalizovaný}}$	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Ložisko přední	53,455	70,282	53,941	70,846	-0,486	-0,564
Ložisko zadní	37,877	44,418	38,521	45,079	-0,644	-0,661
Komutátor	25,031	32,838	25,137	33,767	-0,106	-0,929
Usměrňovač	24,155	27,302	25,115	27,808	-0,960	-0,506
Vinutí stator	27,479	52,275	26,610	51,630	0,869	0,645
Vinutí rotor	30,235	41,507	30,718	41,505	-0,483	0,002
Rotor	26,376	43,356	26,496	43,763	-0,120	-0,407
Statorové plechy	25,754	38,786	25,534	38,048	0,220	0,738

Tab. 9.6.3.: Proudění, tlak a hmotnostní průtok uvnitř stroje, Opening, 0Pa vstup výstup

Z tabulky 9.6.3 je patrné, že se změnou rozložení radiálních kanálů došlo ke zlepšení chlazení statoru a statorového vinutí přibližně o 0,6°C. Model, který byl použit pro optimalizaci v předchozí kapitole kalkuloval pouze s vinutím v oblasti vzduchové mezery, zatímco v simulovaném modelu statorové vinutí zasahuje i mimo něj. Celkově došlo ke zhoršení teplot i hmotnostního průtoku strojem a proto by bylo vhodné simulaci postavit i na podmínce zachování nebo navýšení celkového hmotnostního průtoku oběma výstupy (vzduchovou mezerou mezi rotorem i statorem a zároveň i hřbetním kanálem).

5 ZÁVĚR

Cílem disertační práce bylo optimalizovat synchronní generátor, pro který byly podklady pro konstrukci poskytnuty firmou Siemens.

Po nastudování problematiky proudění a odvodu tepla generovaného Jouleovými ztrátami se přešlo k hledání vhodné metody jak simulovat a po té měřit tyto ztráty. Proto je v této práci vložena kapitola 5, kde byly zkoumány dva různé způsoby jak simulovat oteplení různých objektů. Výsledky zkoumaných metod byly porovnány s výsledky z reálného měření a na základě výstupů z těchto porovnání byla ověřena přesnost metody použité pro následné simulace. Metody byly sestaveny z měření a simulace volné konvekce s odhadnutým součinitelem přestupu tepla do okolí a nuceného proudění, kde byl součinitel přestupu tepla spočítán ze simulací asynchronního stroje v laboratořích UVEE. Metoda s odhadem součinitele přestupu tepla byla vyhodnocena jako nevyhovující a pro další simulace byla použita druhá metodika. V případě druhé metody nebyla porovnávána pouze teplota na povrchu stroje za pomoci termočlánků, ale i proudění, za pomoci anemometru, které bylo vyvolané ventilátorem stroje.

Samotným cílem práce bylo zlepšení vlastností chlazení stroje firmy Siemens. Program Ansys pomocí modulu DesigXplorer nabízí dvě cesty jak využívat jeho prostředí pro hledání optima sledovaných parametrů. Obě cesty sebou přináší výhody a nevýhody a je čistě na konstruktérovi, kterou z těchto cest využije. Snahou této práce bylo poukázat na možnosti obou z nich, aby se vyzdvihly jejich vlastnosti a bylo na každém zvážít, kterou z porovnávaných možností použít.

Simulace synchronního generátoru je možné rozdělit do tří částí. A to hledání nejvhodnějšího ventilátoru (dle konstrukčního provedení lopatek), optimalizace ventilátoru a optimalizace radiálních kanálů umístěných ve statoru stroje. Na základě předchozích zkušeností bylo možné simulovat celý stroj, který byl vytvořen podle dodaných podkladů. A na základě těchto simulací získat vstupní parametry pro porovnávání s optimalizovanými částmi stroje.

V části simulací ventilátoru dle konstrukčního provedení jeho lopatek byl vyhodnocen jako nejlepší (ventilátor, který přenesne největší množství vzduchu) ventilátor s rovnými lopatkami. Pravdou zůstává, že ventilátor s lopatkami zahnutými doprava (ve směru otáčení) dokáže vytvořit větší zvýšení tlaku než ventilátor s rovnými lopatkami jak popisuje kapitola 9, ale jak je popsáno v kapitole 6, tak ventilátory uvažujeme jako zařízení pro dopravu vzduchu, nikoliv pro zvýšení tlaku (pak bychom hovořili o kompresorech). Proto v této části, i v částech následujících bylo hledaným zlepšení zvýšení nebo nejvyšší hmotnostní průtok.

V části optimalizace zvoleného ventilátoru byla provedena korelační analýza pro určení parametrů, které mají dostatečný vliv pro použití v dalších výpočtech. Na základě této analýzy bylo také možné určit, jakou mírou sledované

parametry ovlivňují chování ventilátoru. Protože v tomto případě bylo pro ukázkou zvoleno pět parametrů, tak byly všechny použity pro další výpočty. Pro optimalizace ventilátoru byly zvoleny obě možné cesty, které Ansys DesignXplorer přináší a to přímou optimalizaci a metodu s odezvou povrchu. Jak již bylo uvedeno, každá z těchto metod má své výhody a nevýhody popisované v textu této práce. Z optimalizačních metod pro další práci na základě výsledků ze simulací ventilátoru vyplynulo, že pro další práci je nejvhodnější využití metody s použitím odezvy povrchu a použití gradientního algoritmu pro hledání optimálních hodnot zkoumaných parametrů. Na základě náhodně zvolených okrajových podmínek (rozměrů částí ventilátoru a počtu jeho lopatek) bylo dosaženo zlepšení přenášeného hmotnostního průtoku ventilátorem o přibližně 19%. Zvětšení hmotnostního průtoku ventilátorem mělo vliv na ochlazení sledovaných částí stroje přibližně o 2°C.

V poslední části, která se zabývala optimalizacemi radiálních kanálů, bylo náhodně vybráno 13 parametrů (rozměrů radiálních kanálů a zaoblení hran) a na základě korelační analýzy bylo opět zvoleno pět parametrů, které měly zásadní vliv na zlepšení okrajových podmínek. Navýšení hmotnostního průtoku hřbetním kanálem bylo přibližně o 43%. Tímto zvýšením došlo ke snížení teplot statorového vinutí přibližně o 1,5°C.

Na závěr celé práce je nutné poukázat na to, že návrh a následná optimalizace synchronního generátoru popisovaného v této práci, je souhrnem činností celých týmů lidí s rozdílnými znalostmi a zkušenostmi. Myšlenky zde uváděné jsou v rovině optimalizace z hlediska proudění a odvodu tepla, zatímco vliv těchto změn na elektrickou potažmo magnetickou nebo mechanickou část stroje není uvažováno.

Cíle disertační práce byly splněny:

- byl ověřen program použitý pro simulace pomocí základních rovnic popisujících přenos tepla
- byly ověřeny simulační metody pro výpočet tepla a proudění strojem
- bylo vypočteno proudění dodaným strojem a oteplení sledovaných částí
- byla provedena optimalizace ventilátoru a radiálních kanálů stroje

Hlavní přínos práce a možná oblast dalšího studia spočívá v:

- porovnání jednotlivých optimalizačních metod, které je možné použít ve spojení s programem Ansys DesignExplorer
- možnosti posouzení vlivu teplot sledovaných částí stroje na mechanickou, magnetickou nebo elektrickou část stroje
- změna okrajových podmínek simulovaných částí stroje
- optimalizace jiných částí stroje

LITERATURA

- [1] ONDRUŠKA, Emil a Antonín MALOUŠEK. *Ventilace a chlazení elektrických strojů točivých*. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985. ISBN 04-546-85.
- [2] Heat, Work and Energy. *The Engineering ToolBox* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/heat-work-energy-d_292.html
- [3] JANDA, Marcel. *TEPLOTNÍ OPTIMALIZACE ČÁSTÍ ELEKTRICKÝCH STROJŮ*. Brno, 2008. Dizertační práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [4] Temperature. *The Engineering ToolBox* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/temperature-d_291.html
- [5] Přehled teplotních stupnic. *Prevod.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.prevod.cz/popis.php?str=220&parent=y>
- [6] Resistance: Temperature coefficient. *Hyperphysics* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/electric/restmp.html>
- [7] PŘÍHODA, Miroslav a Miroslav RÉDR. *Sdílení tepla a proudění*. 2. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1748-4.
- [8] Heat Capacities. *Textbook* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://chemed.chem.wisc.edu/chempaths/GenChem-Textbook/Heat-Capacities-715.html>
- [9] Měrná tepelná kapacita. *Techmania.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.techmania.cz/edutorium/art_exponaty.php?xkat=fyzika&xser=4d6f6c656b756c6f76e12066797a696b61h&key=323
- [10] Thermal conductivity. *Thermal conductivity* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.thermalfluidscentral.org/e-books/book-viewer.php?b=42&s=14&q=thermal+conductivity>
- [11] Metals - Specific Heats. *The Engineering ToolBox* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-metals-d_152.html
- [12] KOPYLOV, Igor Petrovič a Petr VOŽENÍLEK (překl.). *Stavba elektrických strojů*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1988. ISBN 04-531-88.
- [13] MICHEJEV, M. A. *Základy sdílení tepla*. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1953. ISBN 1e-826-SK19.
- [14] Atmosféra. *Atmosféra* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.bocians.net/pocasi/co-je-to-pocasi/atmosfera>
- [15] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [16] Paragliding. *Paragliding* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://www.setoop.sk/paragliding/docs/a1a.htm>

- [17] BLEJCHAR, Tomáš. *Návody do cvičení „Modelování proudění“- CFX* [online]. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2009 [cit. 2015-12-01]. ISBN 978-80-248-2050-7. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Blejchar-CFX.pdf>
- [18] Drsnost potrubí. PLAŠEK, Josef. *Josef Plašek* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.fce.vutbr.cz/veda/juniorstav2008_sekce/pdf/1_4/Plasek_Josef_CL.pdf
- [19] DORDA, Michal. *Úvod do metody Monte Carlo* [online]. 2012, 63 s. [cit. 2015]. Dostupné z: http://homel.vsb.cz/~dor028/Aplikace_5.pdf
- [20] SVOBODA, Tomáš a Matouš HILAR. *PRAVDĚPODOBNOSTNÍ ANALÝZA METODOU LATIN HYPERCUBE SAMPLING*. Tunel [online]. 2012, (4): 10 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.ita-aite.cz/files/tunel/2012/4/tunel_4_12-13.pdf
- [21] Metoda Monte Carlo. *Fst.cvut.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: www.fsv.cvut.cz/svoc/2010/registrd.php?Akce=SHOW
- [22] Zaměstnanci a studenti PhD na katedře TZB. KOTEK, Petr. *Katedra technických zařízení budov K11125* [online]. 2008 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=vyucujici&id=54>
- [22] Úvod do korelační a regresní analýzy. *Www.jcu-ovz.webz.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0ahUKEwiszPiFk7rJAhWHuhoKHUJmBFkQFggeMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.jcu-ovz.webz.cz%2F7_korelace_a_linearni_regrese%2F7a_korelacni_a_regresni_analyza.doc&usq=AFQjCNF9suHRy_3AAQR4Qajhf0qtTqB1aA&sig2=Lk64NSfqe5LQsiab2RA9GA&bvm=bv.108194040,d.d2s
- [23] JANDORA, Radek. *Hydrodynamika. Radek.jandora.sweb.cz* [online]. 2012 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: <http://radek.jandora.sweb.cz/f06.htm>
- [24] Elektrické stroje. *Ústav mechatroniky a technické informatiky* [online]. 2014 [cit. 2015-12-01]. Dostupné z: http://www.mti.tul.cz/files/ele/El_Str1_h.pdf
- [25] MĚRKA, Ivan. *OTEPLOVACÍ CHARAKTERISTIKY SILOVÝCH KABELŮ*. Brno, 2013. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=68843. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [26] COUFALÍK, Martin. *MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK VENTILÁTORŮ*. Brno, 2014. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85094. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [27] JANČOVIČ, Adam. *Vnímání barev*. Brno, 2005. Dostupné také z: <http://www.ped.muni.cz/wphy/publikace/jancovic1.html>. Diplomová práce. Masarykova univerzita v Brně
- [28] *Ansys manuál* [online]. 2012 [cit. 2015].

CURRICULUM VITAE

Osobní informace

Jméno: Zbyněk Makki
Datum narození: 13.3.1982
Adresa: Bří Lohniských 110, Hrotovice, 675 55, Česká republika
E-mail: zbynek.makki@seznam.cz
Telefon: 725 258 162

Vzdělání

2010/2015 Doktorské studium na UVEE, FEKT VUT v Brně
2004/2010 Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií VUT v Brně
2002/2004 Střední průmyslová škola elektrotechnická a informačních technologií Brno

Praxe

2015/2016 Teamleader Thermal simulation, Automotive Lighting s.r.o.
2013/2015 Thermal simulation engineer, Automotive Lighting s.r.o.
2010/2013 IT specialist, SIGMA-ENERGO s.r.o.
2007/2007 Repair Technician, Acer Czech Republic s.r.o.

Zkušenosti

Jazyky: Angličtina – mírně pokročilý
Řidičský průkaz: B, aktivní řidič
PC dovednosti: MS Office, AutoCAD, SolidWorks, Inventor, ANSYS, ANSYS Workbench