



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

CHLAZENÍ ELEKTRICKÉHO GENERÁTORU

ELECTRIC GENERATOR COOLING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VLADIMÍR ONDRÁČEK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ZDENĚK KAPLAN, CSC

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vladimír Ondráček

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 bakalářské práce:

Chlazení elektrického generátoru

v anglickém jazyce:

Electric generator cooling

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte chlazení elektrického vysokofrekvenčního generátoru o výkonu 3kW, 44 000 ot/min.

Cíle bakalářské práce:

Návrh chlazení elektrického vysokofrekvenčního generátoru o výkonu 3kW, 44 000 ot/min.

Seznam odborné literatury:

Piňos A.E.: Chladicí systémy energetických strojů

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19. 11. 2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na návrh a následnou optimalizaci chlazení elektrického vysokootáčkového generátoru turbopropového motoru TP100. Práce je zaměřena na rozbor a možnosti několika variant provedení s ohledem na požadované parametry jako jsou: minimální hmotnost, omezení daná zástavbovými rozměry, složitost, náročnost výroby, schopnost pracovat v širokém rozmezí teplot a odolností okolnímu prostředí (vlhkost, prašnost...). Chladicí těleso je navrženo v CAD systému Pro /Engineer - a následně optimalizováno v nastavbovém modulu Mechanica lite.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vysokootáčkový generátor, chlazení

ABSTRACT

This work is focused on proposal and optimized of high speed electric generator. This electric generator is developing for turbopropeller engine TP 100. Bachelor work discuss about electric generator different variants in dependence on request parameters as are minimum weight, housing dimensions, complexity, production difficulties, large temperature working range and environmental condition (humidity, dust, etc.). Cooling body is designed in Pro /Engineer CAD System and than optimalised in Pro /Engineers module Mechanica lite.

KEYWORDS

Highfrequency generator, cooling



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ONDRÁČEK, V. Chlazení elektrického generátoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 49 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Chlazení elektrického generátoru vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je přílohou této práce.

V Brně dne 27. května 2011

.....
Vladimír Ondráček



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. Za podnětné vedení během zpracování a cenné rady a připomínky při tvorbě této bakalářské práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Technický popis.....	11
1.1 Požadavky na funkci	11
1.2 Uspořádání generátoru	12
1.3 Technické parametry.....	13
2 Předběžný návrh	14
2.1 Rozvaha	14
2.2 Volba materiálu tělesa	14
2.3 Přestup a vedení tepla [2].....	15
2.3.1 Sdílení tepla vedením-kondukcí	15
2.3.2 Sdílení tepla přestupem mezi tělesem a tekutinou-konvekce.....	15
2.3.3 Důležitá podobnostní čísla.....	16
2.3.4 Sdílení tepla zářením-radiace	17
2.4 Kontrolní výpočet předběžného návrhu.....	18
2.5 Návrh zkušební tělesa	19
2.5.1 Optimalizace tělesa.....	19
2.5.2 Umístění měřících čidel.....	20
2.5.3 Měření zkušební generátoru	21
2.6 Výsledky ověřovacích zkoušek.....	22
3 Varianty řešení.....	24
3.1 Zadání okrajových podmínek	24
3.2 Prosávání vzduchem	25
3.2.1 Popis chlazení, rozměry.....	25
3.2.2 Výpočet.....	27
3.3 Heat pipe, termosifon.....	28
3.3.1 Úvod	28
3.3.2 Princip heat pipe	28
3.3.3 Výpočet množství odpařené vody	31
3.3.4 Popis funkce termosifonu, rozměry.....	34
3.3.5 Tepelný výpočet pláště metodou MKP	35
3.4 VARIANTA – OLEJOVÝ/PALIVOVÝ VÝMENÍK	36
3.4.1 Charakteristiky oleje.....	38
3.4.2 Výpočet koeficientu přestupu tepla α v oleji.....	39
3.4.3 Zobrazení tepelného zatížení pláště metodou MKP	40
3.4.4 Charakteristiky paliva.....	40



3.4.5	Výpočet koeficientu přestupu tepla α v palivu	41
3.4.6	Zobrazení tepelného zatížení pláště metodou MKP	42
3.4.7	Porovnání olejového a palivového chlazení	42
4	Porovnání výsledků	43
4.1	Výběr vhodného řešení	43
4.2	Otázka splnění tepelného rozsahu.....	44
	Závěr.....	45
	Seznam použitých zkratk a symbolů	47
	Seznam příloh.....	49



ÚVOD

Každý energetický stroj, napříč celým průmyslem a lidskou činností, při své činnosti generuje teplo. Pokud toto teplo není generováno záměrně, jako v případě vytápěcích zařízení, mluvíme o teple ztrátovém. To je způsobeno vždy jen částečnou účinností stroje a díky Termodynamickému zákonu víme, že se jedná o děj nevratný. Každý stroj, ať už poháněný nebo hnací, v našem případě elektrický generátor, produkuje určité množství tepla, které se musí odvádět do okolního prostoru. Chlazení se vyvíjí stejně jako stroje, které chladíme. Díky zmenšování rozměrů i při současném zvyšování účinnosti roste problematika odvodu tepla z malých prostor. To se v některých případech může ukázat jako zásadní konstrukční problém a v průmyslu, především v elektrotechnice, již došlo k masovému uplatnění dříve nepoužívaných principů chlazení.



1 TECHNICKÝ POPIS

1.1 POŽADAVKY NA FUNKCI

Požadavky na funkci představují souhrn faktorů, při kterých musí generátor dodávat elektrický proud s požadovaným napětím, ty jsou následující:

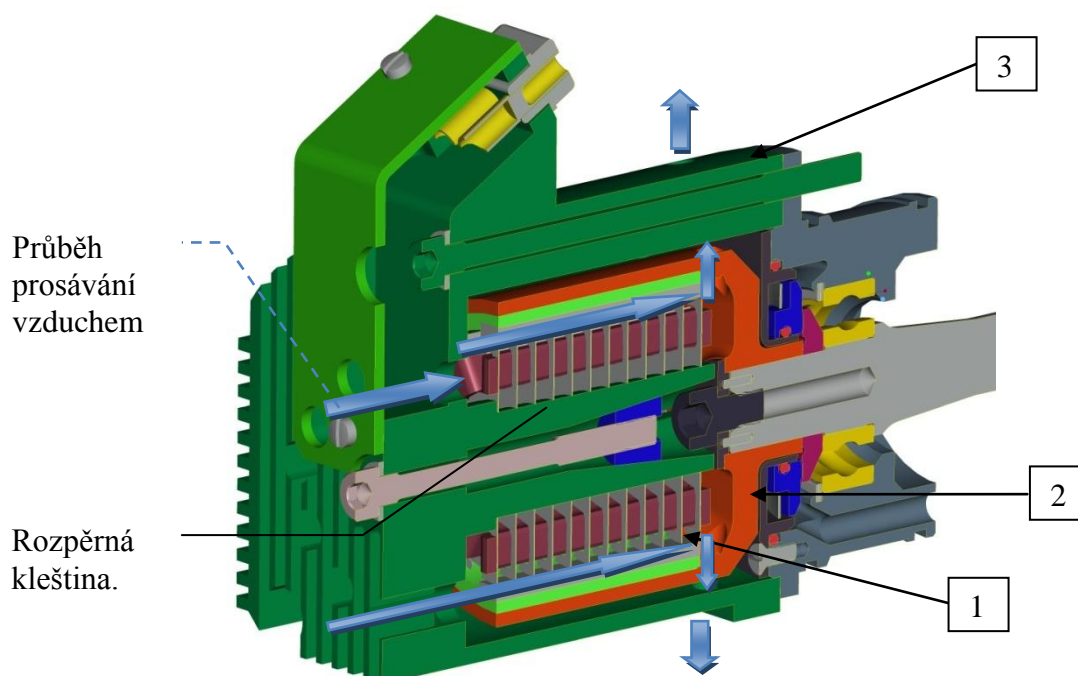
- **Chod motoru na zemi, předletová příprava.** Turbovrtulový motor je konstruován ve dvou verzích. Jedná se o tažnou verzi s vrtulí Hertzell C3YF umístěnou před motorem a verzi tlačnou s vrtulí Avia propeller AV 723 umístěnou za motorem. Obě vrtule mají stavitelné rotorové listy dle letového režimu (constant propeller) a to má za následek, že při předletové přípravě na zemi klesne dopředný tah vrtule na minimum a tím klesne i rychlost vzduchu obtékající gondolu v ose vrtule. Tento režim má následně vliv na chlazení generátoru vzduchem a řeší se vhodně uspořádanými otvory v gondole, kdy se využívá nerovnoměrného rychlostního pole na vrtuli a rozdílných tlaků v okolí pláště.
- **Velký rozsah teplot.** Elektrický generátor musí být schopen dodávat elektrickou energii v širokém rozmezí teplot okolního vzduchu a to od -55°C do $+50^{\circ}\text{C}$. Tady je nutné zajistit správné dimenzování chladiče s ohledem na maximální dovolenou teplotu vinutí 150°C . Dalším omezením je teplotní odolnost permanentních magnetů NdFeB 44x9x2.5 N-20707, magnetické vlastnosti VMM7UH-N40UH s maximální provozní teplotou 180°C . Důvodem je, že při vysokých teplotách společně se zatížením magnetů dochází k trvalé ztrátě magnetických vlastností. K tomuto jevu nesmí během životnosti motoru nikdy dojít a je hlavním faktorem tvořícím okrajové podmínky pro návrh pláště generátoru.
- **Vlivy okolního prostředí.** Do této kategorie patří především vlhkost a prašnost prostředí. Vlhkost může způsobit degradaci vinutí nebo zkrat kontaktů v konektoru (na kontaktech generátoru je výstupní napětí 100V, proud 30A). Abychom zaručili vysokou ochranu vinutí, je stator zalit epoxidovou pryskyřicí a stejně tak pájené kontakty v konektoru. Prašnost okolního prostoru není trvalá, ale je nutno brát ji v potaz během přistání, vzletu a chodu motoru na zemi. Především pokud bude motor umístěn nízko nad zemí, může dojít ke zvěření a nasátí prachových částic vrtulí a to do velikosti až několika milimetrů. Tomuto lze zabránit separací částic před vstupem do gondoly motoru (cyklonové separátory) nebo vhodnou konstrukcí tělesa chladiče bez prosávání vzduchem. Vzhledem ke ztrátám elektrického generátoru, které jsou až 185 W dle zatížení, je koncepce bez prosávání vzduchu nepoměrně obtížnější, ale o to zajímavější a nabízí specifická řešení. Prašné prostředí je nebezpečné především z toho důvodu, že hrozí zanesením některých částí chlazení, ale především prachové částice poškozují magnety rotoru. Toto experimentálně ještě nebylo potvrzeno na tomto zařízení, ale z dlouhodobých zkušeností a působnosti leteckých strojů



v náročných podmínkách suchých oblastí, představují prachové částice zkracování životnosti turbínových strojů a ohrožení jejich správné funkce.

Nízká hmotnost. Hmotnost je jedním ze základních parametrů leteckých motorů, přístrojů a příslušenství. Je závislá i na délkách potrubí a kapalinách v nich obsažených, příkladem může být naddimenzování množství oleje pro motor, které nezanedbatelně zvýší hmotnost. Ačkoliv jde snižování hmotnosti na úkor složitosti a s tím rostoucí ceny výroby, je nutné dosahovat minimálních hmotností. V případě chladicího žebrovaného tělesa, se teplo odvádí masou materiálu, jehož tepelný tok se zvyšuje s jeho průřezem. Má být tedy co největší.

1.2 USPOŘÁDÁNÍ GENERÁTORU



Obr. 1: Vnitřní uspořádání generátoru. 1 - stator, 2 - rotor, 3 - plášť generátoru.

Oproti uspořádání běžného generátoru s vnitřním rotorem a vnějším státorem je koncepce generátorů využívaných v motorech PBS Velká Bíteš (První Brněnská Strojárna) zcela opačná. Rotor Obr. 1, (poz. 2) je na vnějším průměru a stator (poz. 1), je uvnitř tohoto rotoru. Proto i způsob chlazení generátoru musí být zcela odlišný, neboť téměř veškeré teplo generované státorem, musíme odvádět jeho středem. Vnější povrch statoru je pokryt vrstvou komaxitu, která zaručuje nejen kvalitní elektrickou izolaci a odolnost proti vlhkosti, ale bohužel má také tepelně izolační účinky.

Důvodem tohoto uspořádání jsou právě vysoké otáčky generátoru dosahující až 44 000 ot/min, vysoké obvodové ($v=115$ m/s) a odstředivé rychlosti. Při klasickém uspořádání s vnitřním rotorem je nutné umístit magnety do kovového pouzdra nebo je opatřit bandáží, která zabraňuje roztržení. To má za následek zvětšení vzdálenosti mezi magnety a statorovým paketem. Zvětšení vzdálenosti pak způsobí pokles magnetického toku a tím dojde i ke snížení výkonu. Pokud uspořádání statoru a rotoru otočíme, odstředivá síla naopak pomáhá udržet



magnety v pouzdře magnetů a zachová se základní (minimální) magnetická mezera. To umožňuje dosáhnout vyššího výkonu při zachování rozměrů generátoru, ale teplo generované statorem je odváděno vnitřním povrchem statoru a nikoliv vnějším jako u klasického uspořádání, kde se teplosměnná plocha zvětšuje s rostoucími rozměry (a výkonem). Proto se této metody užívá do výkonů desítek kW.

Těleso elektrického generátoru (poz. 3) je umístěno na skříní reduktoru v blízkosti vrtule. Pro chlazení se tedy nabízí využití proudu vzduchu, který bude chladit vnitřní zástavbu motoru s přístroji a příslušenstvím pod kapotáží letadla. Zde, jako výrobci motoru, máme možnost definovat minimální hmotnostní tok vzduchu nutného pro chlazení motoru a námi řešeného generátoru.

1.3 TECHNICKÉ PARAMETRY

Rotorová a statorová část je odvozená z generátoru AMETEK. U generátoru AMETEK byli měření zjištěny poměry ztrát generátoru. Ty se rozdělují na ztráty elektrické, které u běžných generátorů představují majoritní složku a ztráty vířením vzduchu, který při otáčkách a dle konstrukce chlazení představuje 30-70%. Další technické parametry jsou následující:

Otáčky rotoru:	44 000 ot/min
Výstupní výkon na svorkách:	3 kW (100 V, 30 A)
Rozměrová omezení daná zástavbou:	viz Příloha 2.
Průměr rotoru:	ø 55 mm
Délka rotoru:	56 mm
Vnitřní průměr statoru:	ø 18 mm

Přípojovací konektor umístěný v horní části a směřující k motoru.



2.3 PŘESTUP A VEDENÍ TEPLA [2]

2.3.1 SDÍLENÍ TEPLA VEDENÍM-KONDUKČÍ

Ryzi vedení tepla existuje pouze v pevných tělesech. V kombinaci s ostatními způsoby se vyskytuje i v kapalinách a plynech a odpovídá průchodu tepla vrstvou nějaké látky nebo několika přímo se stýkajících látek. Příkladem je vedení tepla stěnou výměníku nebo vrstvou tepelné izolace.

Fourierův vztah:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}T \quad (W \cdot m^{-2})$$

Kde:

λ ... tepelná vodivost ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

Hustota tepelného toku a tepelný tok rozlehlou složenou rovinnou stěnou:

$$\dot{q}_R = \frac{t_1 - t_{n+1}}{R_R} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{\lambda_i}} \quad (W \cdot m^{-2}) \quad \dot{Q} = \dot{q}_R \cdot A \quad (W)$$

Hustota tepelného toku na jednotku délky a tepelný tok dlouhou složenou válcovou stěnou:

$$\dot{q}_V = \frac{t_1 - t_{n+1}}{R_V} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{1}{4 \cdot \pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad (W \cdot m^{-1}) \quad \dot{Q} = \dot{q}_V \cdot L \quad \dot{q}_V = \pi \cdot d \cdot \dot{q}_R = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \dot{q}_R$$

Hustota tepelného toku kulovou složenou stěnou:

$$\dot{q}_K = \frac{t_1 - t_{n+1}}{R_K} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{1}{4 \cdot \pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}} \right)} \quad (W) \quad \ddot{Q} = \dot{q}_K$$

R-tepelné odpory při vedení stěnami, n-počet stěn

2.3.2 SDÍLENÍ TEPLA PŘESTUPEM MEZI TĚLESEM A TEKUTINOU-KONVEKCE

Sdílení tepla prouděním (konvekcí) známe pouze v kapalinách a plynech. Je závislé na pohybu molekul daného prostředí, které přenášejí teplo uvnitř jeho hmoty. Při sdílení tepla prouděním se vždy současně projeví i sdílení tepla vedením.

Newtonův ochlazovací zákon:

$$\dot{q} = \alpha \cdot |t_s - t_t|$$

Kde:

\dot{q} ... hustota tepelného toku [$W \cdot m^{-2}$]

α ... součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

t_s ... teplota stěny [$^{\circ}C$]

t_t ... teplota tekutiny [$^{\circ}C$]



Součinitel přestupu tepla α závisí na mnoha parametrech (tvar obtékaného tělesa, termofyzikální vlastnosti tekutiny, rychlost proudění, směr proudění atd.). Určuje se experimentálně a za pomoci teorie podobnosti výsledky experimentů (kriteriální rovnice) můžeme aplikovat na jiné - geometricky a fyzikálně podobné - případy.

Podle způsobu obtékání těles tekutinou rozlišujeme dva druhy konvekce:

a) **Volná (přirozená) konvekce**-tekutinu mechanicky nenutíme k pohybu, samovolně obtéká těleso (radiátory, stoupavé proudy...)

$$Nu=fce(Pr, Gr) \text{ nejčastěji } Nu=K.(Gr.Pr)^n$$

b) **Nucená konvekce**-tekutinu nutíme k pohybu tlakovým spádem (kompresor, čerpadlo,...)

$$Nu=fce(Pr, Re) \text{ nejčastěji } Nu=K.(Re.Pr)^n$$

Hodnoty K , n závisí na velikosti součinu $(Gr.Pr)$, resp. $(Re.Pr)$, ale také na dalších parametrech, jako např. tvaru obtékaného tělesa, druhu obtékání. Jsou stanoveny experimentálně a je možné je najít pro běžné případy spolu s jinými kriteriálními rovnicemi.

2.3.3 DŮLEŽITÁ PODOBNOSTNÍ ČÍSLA

Slouží v teorii podobnosti k posouzení chování těles nebo jejich soustav při různých rozměrech.

Nusseltovo číslo - bezrozměrné podobnostní číslo (kritérium) ke stanovení součinitele přestupu tepla α , závisí na charakteristickém rozměru l tělesa a jeho součiniteli tepelné vodivosti λ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

kde:

l ... charakteristický rozměr (délka, průměr) [m]
 λ ... tepelná vodivost tekutiny [W.m⁻¹.K⁻¹]

Reynoldsovo číslo - bezrozměrná veličina, číslo, které dává do souvislosti setrvačné síly a viskozitu (tedy odpor prostředí v důsledku vnitřního tření). Pomocí toho čísla je možné určit, zda je proudění tekutiny laminární nebo turbulentní. Čím je Reynoldsovo číslo vyšší, tím nižší je vliv třecích sil částic tekutiny na celkový odpor.

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu}$$

kde:

c ... rychlost obtékající tekutiny [m/s]
 ν ... kinematická viskozita tekutiny [m²/s]



Prandtlovo číslo - bezrozměrné podobnostní číslo používané při řešení přestupu tepla, závislé jen na fyzikálních vlastnostech tekutiny.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda}$$

kde:

a... teplotní vodivost tekutiny [m²/s] –schopnost látky měnit svoji teplotu $a = \lambda / (c_p \cdot \rho)$
 c_p... měrná tepelná kapacita tekutiny [J.kg⁻¹.K⁻¹]
 ρ... hustota tekutiny [kg/m³]

Grashofovo číslo – bezrozměrné číslo, které charakterizuje samovolné proudění vzdušín vyvolané rozdíly teplot.

$$Gr = \beta \cdot |t_s - t_t| \cdot \frac{g \cdot L^3}{\nu^2}$$

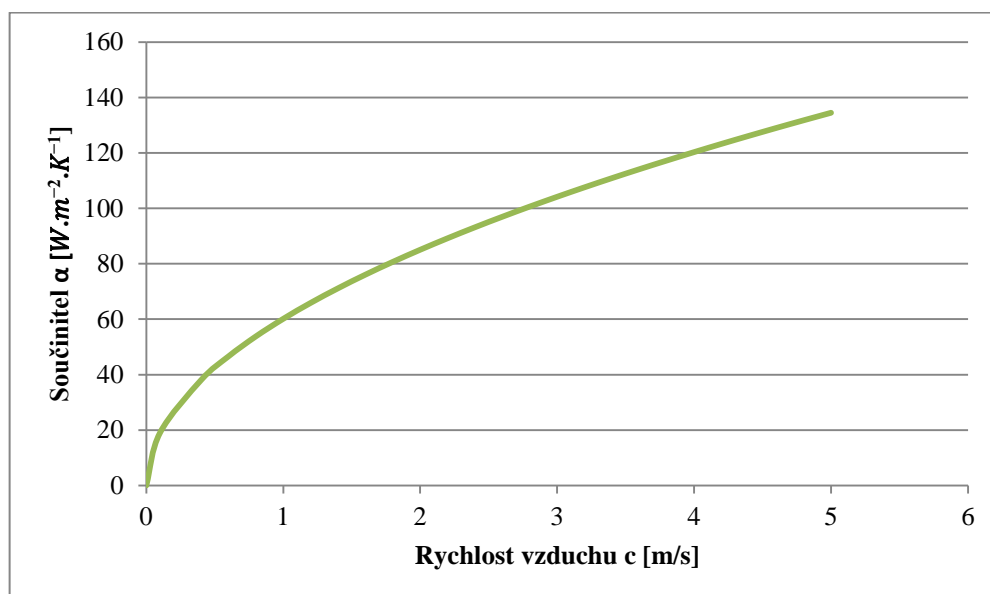
kde:

g... tíhové zrychlení [m/s²]

β... isobarický součinitel. objemové roztažnosti [1/K], pro id. plyn $\beta = 1/T$, kde za T dosazujeme termodynamicky určující teplotu $t_u = (t_s + t_t) / 2$

2.3.4 SDÍLENÍ TEPLA ZÁŘENÍM-RADIACE

Sálání tepla závisí ve vyzařování tepelné energie v podobě elektromagnetických vln. Tento jev se liší zásadně od jevů vedení a proudění tepla, protože zde dochází k přeměně tepelné energie v energii zářivou a obráceně.



Obr. 3: Charakteristika koeficientu přestupu teplot α pro povrch pláště generátoru

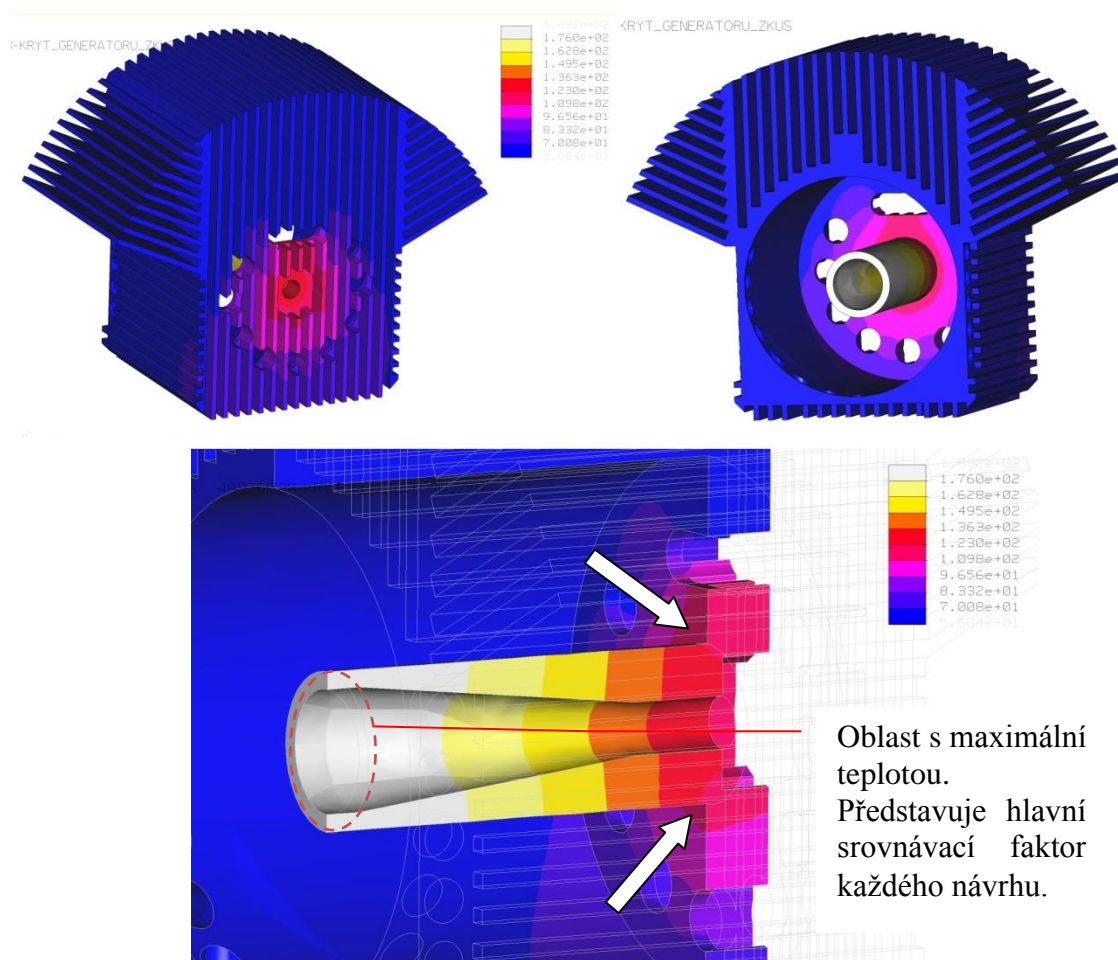


2.4 KONTROLNÍ VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉHO NÁVRHU

První návrh byl vytvořen s bohatým žebrováním a velkou poměrnou délkou žebra vůči jeho šířce. Žebra byla výrobně složitá a nespĺňovala určité předpoklady a zásady, které se uplatňují při návrhu chladičů. Navíc těleso dosáhlo vysoké hmotnosti. Po provedení simulací se od tohoto konceptu ustoupilo a přistoupilo se k návrhu tělesa nového.

Simulace byla provedena s následujícími parametry:

- Koeficient přestupu tepla pláště do okolí $\alpha = 50 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
- $P_{ze} = 100W$



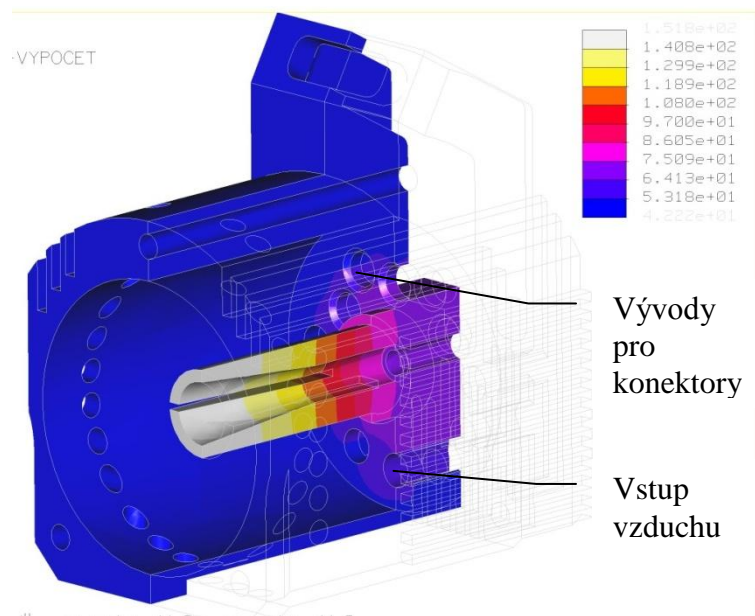
Obr. 4: Předběžný návrh. Maximální teplota $189^{\circ}C$ při teplotě okolí $50^{\circ}C$.

Simulace poukázala na zaškrcení tepelného toku mezi jádrem a pláštěm. Ve výpočtu se tento tepelný gradient projevil skokovým zvýšením rozdílu teplot. Na nevhodné ucelení tohoto konceptu poukazuje fakt, že nejnižší teplota na povrch pláště se blíží teplotě okolí, která byla ve výpočtu nastavena na $23^{\circ}C$. Tato teplota odpovídala teplotě okolí zkušebního boxu a byla dosažena na koncích dlouhých žebor. V případě tohoto tělesa dochází k velmi nízkému tepelnému toku a nedostatečnému využití žebrování. S těmito poznatky bylo navrženo nové zkušební těleso, u kterého jsme zjednodušili výrobní náročnost na dostačující úroveň pro potřeby zkoušek.



2.5 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO TĚLESA

2.5.1 OPTIMALIZACE TĚLESA



Obr 5: Návrhový generátor – zkušební těleso. $\alpha = 50$, $P_{ze} = 100W$, Max. $150^{\circ}C$, min. na plášti $43,6^{\circ}C$, teplota okolí $23^{\circ}C$.

Pro první zkoušky byl použit zjednodušený plášť generátoru. Účelem zkoušky bylo:

- Ověření mechanického chodu generátoru.
- Měření teploty povrchu pláště, teploty vinutí, teploty výstupního vzduchu při prosávání a ověření dosažitelného výkonu.

V návrhu zkušební tělesa bylo podstatně zjednodušeno žebrování. Při porovnání s původním řešením předběžného návrhu kapitoly 2.4 je zřetelný rozdíl v rozložení tepla skrze celý plášť a zvýšení minimální teploty na povrchu pláště za současného snížení teploty maximální. To se podařilo díky zesílení výstupního průřezu z jádra generátoru. U tohoto návrhu není hmotnost ještě určujícím parametrem, proto na ni nebyl brán velký zřetel. Dále byl návrh doplněn o držák pro konektor.

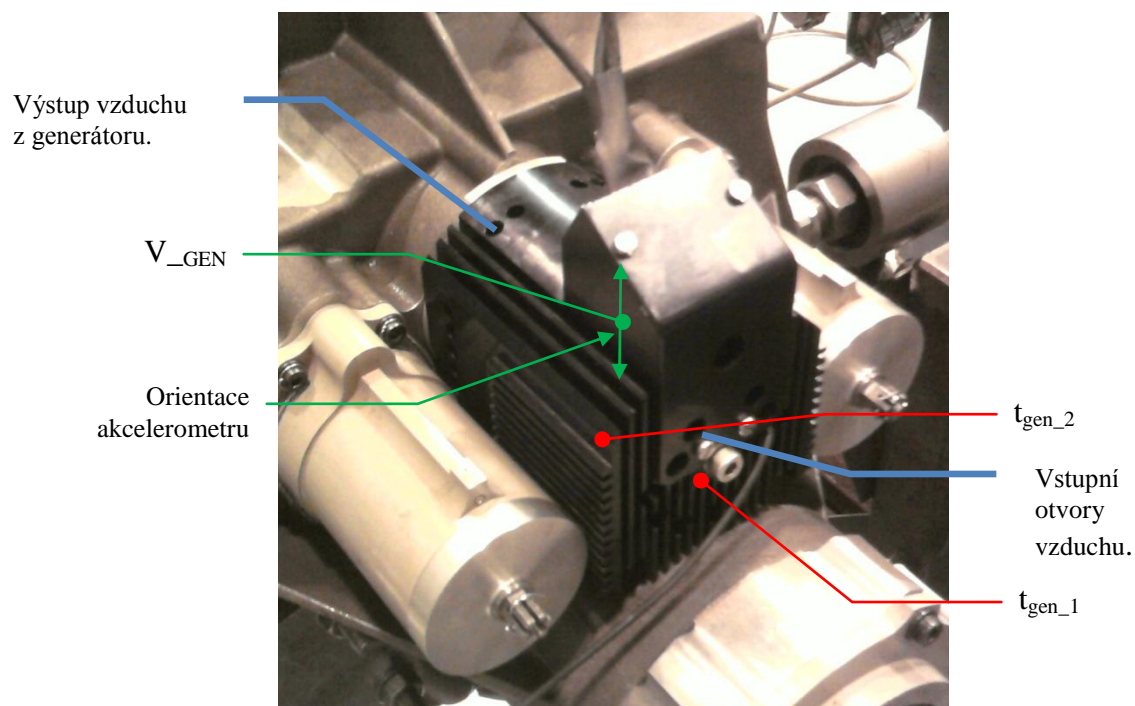
Zkušební těleso bylo navrženo tak, aby poskytlo základní technické údaje a ověřilo teoretické předpoklady, které byly spočítány s ohledem na velikost proudění vzduchu v okolí a výpočet přenosu tepla tělesem generátoru z cívky statoru do žebrování pláště. Chlazení bylo dostatečné pro teplotu okolí při stávajících podmínkách.



Tabulka 1: Přehled měřených veličin.

Pořadové číslo	Název	Symbol	Veličina	Poznámka
1.	Otáčky hřídele vrtulového	n_{vrt}	min^{-1}	
2.	Otáčky elektrického generátoru	n_{vt}	min^{-1}	
3.	Teplota pláště generátoru 1	t_{gen_1}	$^{\circ}\text{C}$	Termočlánek
4.	Teplota pláště generátoru 2	t_{gen_2}	$^{\circ}\text{C}$	
5.	Teplota vinutí statoru	t_v	$^{\circ}\text{C}$	
6.	Teplota okolí	t_b	$^{\circ}\text{C}$	
7.	Barometrický tlak	p_b	kPa	
8.	Napětí za usměřovačem	U_{DC}	V	
9.	Proud za usměřovačem	I_{DC}	A	
10.	Vibrace	V_{GEN}	mm.s^{-1}	

2.5.2 UMÍSTĚNÍ MĚŘÍCÍCH ČIDEL



Obr. 6: Umístění termočláneků pro měření t_{gen_1} a t_{gen_2} a akcelerometru V_{GEN}



2.5.3 MĚŘENÍ ZKUŠEBNÍHO GENERÁTORU

Zkouška generátoru s magnety PM (VMM7UH), s rozměry 9 x 44 x 2.5mm - 8pólový generátor.

Při zkoušce použit můstkový usměrňovač GENSET s filtračními kondenzátory 2x 450 μ F/500V spojené sériově.

Pro měření proudu byl použit bočník 150 A/ 60 mV.

Při zkoušce zatížením byla odečítána již ustálená teplota.

Teplota okolí 24,4°C.

Teplota je uvedena - teplota vinutí / teplota vzduchu na výstupu z gen. Teplota na výstupu se začala měřit v průběhu zkoušky.

Zkouška na převodovce TP100 poháněné dynamometrem.

Tabulka 2: Běh bez zatížení a bez přídavného chlazení pláště generátoru provedeno 20.9.2010.

Otáčky	Otáčky	Statorová zátěž 0 R			
vertule	generátoru				
[1/min]	[1/min]	Napětí [V]	Proud [A]	Teplota [°C]	Výkon[W]
900	18675	42,4	0,0	69 / -	0,0
1000	20750	47,1	0,0	76 / -	0,0
1100	22825	51,6	0,0	81 / -	0,0
1200	24900	56,3	0,0	85 / -	0,0
1400	29050	66,0	0,0	93 / -	0,0
1600	33200	75,8	0,0	102 / -	0,0
1800	37350	85,8	0,0	110 / 73	0,0
2000	41500	95,5	0,0	118 / 77	0,0
2200	45650	105,0	0,0	126 / 83	0,0
2400	49800	114,8	0,0	134 / 88	0,0



Tabulka 3: Zatížení generátoru na maximální teplotu (dle možností zatěžovacích rezistorů). Proveden 21.9.2010.

Otáčky vrtule	Otáčky generátoru	Napětí [V]	Proud [A]	Teplota [°C]	Výkon[W]
900	18675	33,4	48,0	142 / 55	1603,2
1000	20750	37,5	47,0	143.5 / 57	1762,5
1100	22825	42,1	44,2	138.5 / 59	1860,8
1200	24900	45,9	47,5	150.4 / 62	2180,3
1400	29050	54,4	46,3	151.4 / 64	2516,0
1600	33200	63,2	42,3	146.4 / 66	2670,2
1800	37350	72,5	37,0	140.7 / 68	2682,5
2000	41500	82,3	27,0	130.5 / 72	2222,1
2200	45650	90,2	29,2	141.6 / 77	2633,8
2300	47725	94,1	30,3	147.8 / 80	2846,5

2.6 VÝSLEDKY OVĚŘOVACÍCH ZKOUŠEK

Během první zkoušky nebylo dosaženo maximálního výkonu, proto byly navrženy jednoduché úpravy pro zvýšení množství prosávaného vzduchu. Zvýšením množství chladicího vzduchu jsme mohli dosáhnout vyššího výkonu a toho se dosáhlo zvětšením výstupních otvorů viz Obr. 7. Vliv zvýšení průtoku vzduchu na teplotní charakteristiky je patrný z grafu přílohy č. 2.

Zkoušky potvrdily předpokládané ztrátové výkony $P_{ze} = 100$ W a $P_{zv} = 85$ W s ohledem na výpočet. Srovnání bylo provedeno dle dosažených teplot na povrchu pláště s předběžnými výpočty, protože nebylo možné přesně změřit celkové ztráty generátoru 3 kW. Zkušební zařízení bylo sestaveno z reduktoru poháněného elektrodynamickou brzdou. Reduktor je určen pro přenos výkonu do 240 kW a je tvořen dvěma převody se zdvojením hřídelů. Když vezmeme v úvahu výkon elektrického generátoru 3 kW a ztráty reduktoru, které dosahují několika set wattů, byla by chyba měření v řádu desítek procent. Taková zkouška by neměla žádný přínos, a proto k ní nebylo přistoupeno.



Frézované
drážky výstupu
vzduchu



Obr. 7: Frézované zkušební těleso pro zvýšení průtoku vzduchu.



3 VARIANTY ŘEŠENÍ

3.1 ZADÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Při výpočtu by bylo velice obtížné uplatnit veškeré přestupy tepla a chování vzduchu uvnitř tělesa i mimo něj. Všechny tyto vlastnosti jsou ovlivňovány teplotou vzduchu, jeho rychlostí při proudění, tepelnou vodivostí tělesa statoru, které je samo o sobě velice složité a navíc nás zajímá především samotné chladicí těleso. Proto byly parametry nastaveny s ohledem na funkci a výpočetní prostředí. Ztrátové teplo je rozdělené na ztráty elektrické a ztráty vířením vzduchu. Ztráty elektrické jsou dány státorem a jeho vnitřním vinutím. Jeho vnější povrch je pokryt vrstvou komaxitu, proto uvažujeme, že veškeré teplo ze statoru je odváděno jeho jádrem. Jádro je broušeno s vysokou přesností a nalisováno na kleštinu pro dosažení co nejmenších přechodových odporů mezi tělesy. Ztráty vířením vzduchu jsou způsobené vysokými otáčkami rotoru s magnety. Vysoké rychlosti vířícího vzduchu způsobují ztráty v desítkách wattů. Ty odvádíme pláštěm nebo prosáváním vzduchu vnitřním prostorem generátoru. Ztrátové výkony jsou dány výsledky zkoušek zkušebního tělesa.

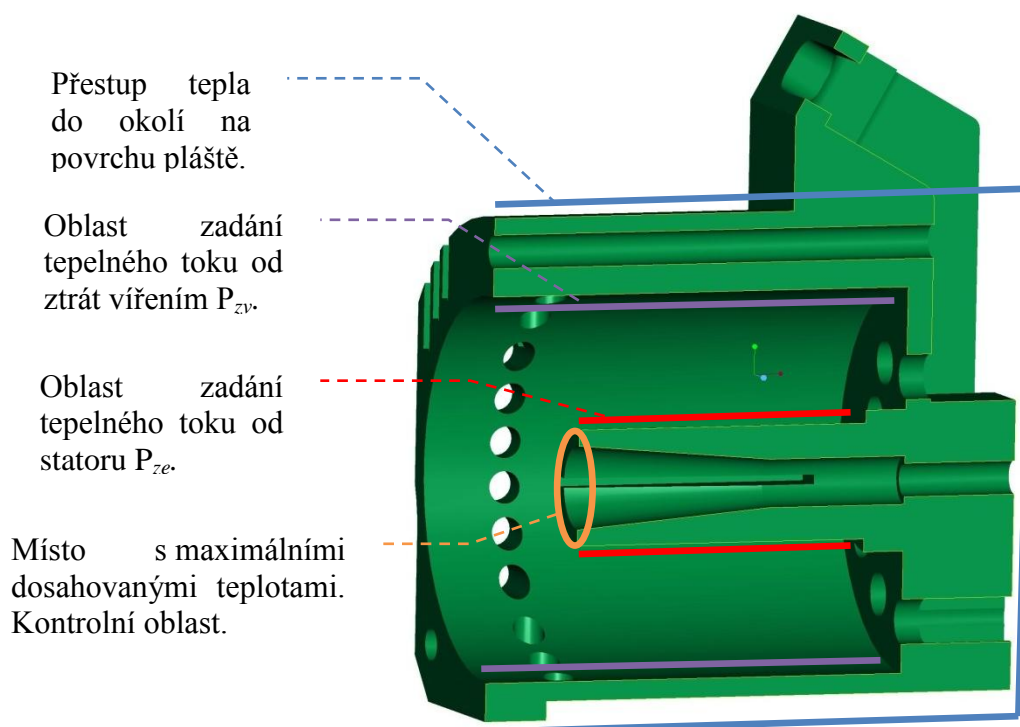
$P_{ze} = 100 \text{ W}$ – ztráty elektrické

$P_{zv} = 85 \text{ W}$ – ztráty vířením vzduchu v tělese, teplo odváděné vnějším povrchem pláště

$t_b = 50^\circ\text{C}$ – teplota okolí

$\alpha = 50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ – koeficient přestupu tepla do okolí. Odvíjí se od teploty a rychlosti okolního vzduchu viz Obr. 3.

Výpočet byl prováděn pomocí programu Pro/Engineer s nastavbovým modulem Mechanica lite. Pro porovnání jednotlivých variant byla určující teplota na vnitřním průměru statoru, tedy teplota kleštiny. Kleština slouží k uchycení statoru a zároveň odvádí tepelné ztráty.



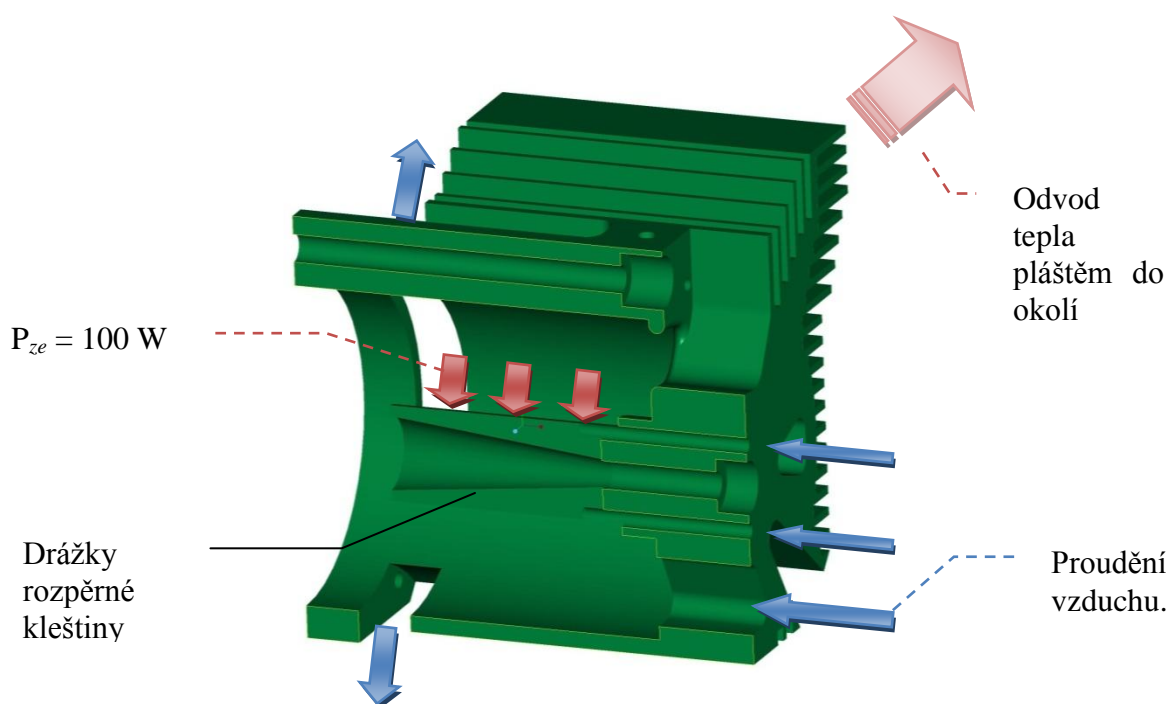
Obr. 8: Rozložení tepelných polí pro výpočet metodou MKP.



Maximální dovolená teplota pro splnění funkce je volena 150°C v kontrolní oblasti. Uvažuje se dokonalý přestup tepla do pláště a jeho teplota shodná se statorem. Ztráty vířením jsou definovány na velkém vnitřním průměru pláště. Ve výpočtech s prosáváním vzduchem se neuvažují, protože veškeré ztráty vířením jsou odvedeny protékajícím vzduchem. Minimální teploty se pak dosahuje na povrchu pláště a to nejčastěji v nejbližší oblasti, kterou může být zadní část pláště nebo konec dlouhého žebra.

3.2 PROSÁVÁNÍ VZDUCHEM

3.2.1 POPIS CHLAZENÍ, ROZMĚRY

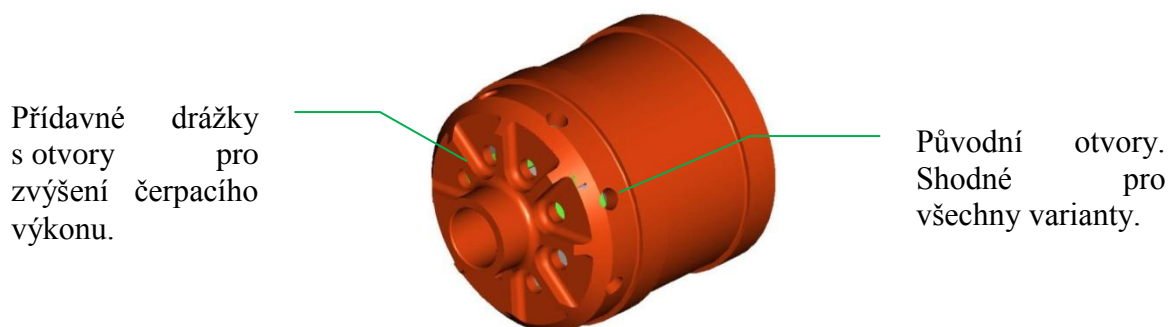


Obr. 9: Schéma prosávání vzduchem.

Jak již bylo uvedeno v úvaze, je chlazení okolním vzduchem s prosáváním tělesa generátoru nejjednodušší a velmi efektivní variantou. Vzduch je prosáván nejen prostorem rotoru, ale i vnitřním jádrem, kde zajišťuje odvod značného množství tepla ze statoru - Obr. 9. Cirkulaci vzduchu zajišťuje generátor, v němž jsou po obvodu vyvrtány radiální díry Obr. 10. Jedinou, ale zásadní nevýhodou takového řešení je možnost poškození magnetů nebo cívk statoru nasávanými částicemi. Při návrhu této varianty se nabízí využití zkušeností získaných zkouškami zkušební verze, která byla použita pro změření charakteristik a mechanického chodu generátoru. Vstupní výpočtové parametry ponechávám shodné se zkušební verzí, neboť se nemění, tzn.:

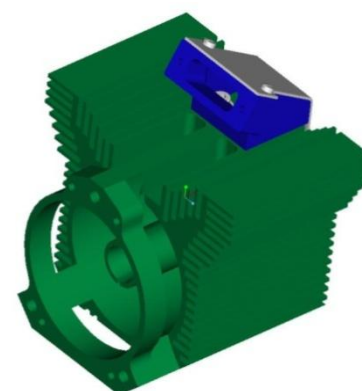
$$P_{ze} = 100 \text{ W}$$

$$P_{zv} = 85 \text{ W}$$



Obr. 10: Rotor generátoru.

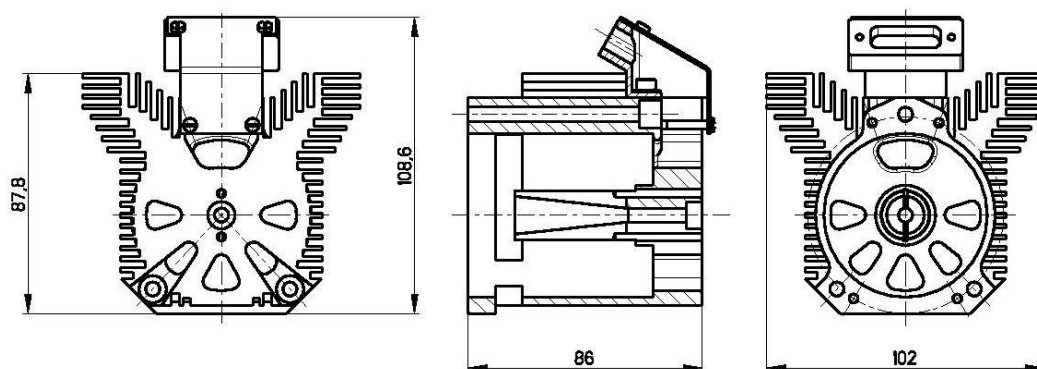
V tomto provedení bylo výhodnější vyrábět držák konektoru zvlášť. Plášť je koncipován pro co nejvyšší účinnost prosávání, nízkou hmotnost a zároveň je takto výrobně jednodušší. Prosávání jádra vzduchem je provedeno dvojicí koaxiálních otvorů $\varnothing 3$, které jsou přímo vyvedeny do drážek a zajišťují laminární proudění, které obtéká šroub s rozpěrnou vložkou a je přiváděno přímo z čela, kde je předpoklad chladného vzduchu.



Obr. 11: Plášť prosávání vzduchem s držákem pro konektor.

K hlavním vlastnostem tohoto uspořádání patří:

- Nezávislost na jiném zařízení. S rozběhem motoru se roztáčí i rotor, který zajišťuje nucený oběh vzduchu skrze jádro pláště. Se zvyšujícími se otáčkami, při kterých roste výkon generátoru a s tím spojené ztráty, roste i množství prosávaného vzduchu.
- Jednoduchost. S tím spojená spolehlivost za normálních podmínek. Jedná se pouze o plášť s drážkováním.
- Nebezpečí nasátí cizích předmětů a prachových částic. Jak již bylo uvedeno v úvodu, prachové částice představují nebezpečí pro magnety. Při použití tohoto provedení by musela být zajištěna separace vzduchu od prachových částic vstupujícího do gondoly letadla. Čistý vzduch pak může být využit pro bezpečné prosávání jádra. Ačkoliv existují osvědčená řešení cyklónových odlučovačů nebo separátoru částic sání motorů, je to určitý problém vyžadující uzavřenou zástavbu. Dle koncepce letadla by to mohlo představovat větší problém, včetně nuceného oběhu vzduchu.

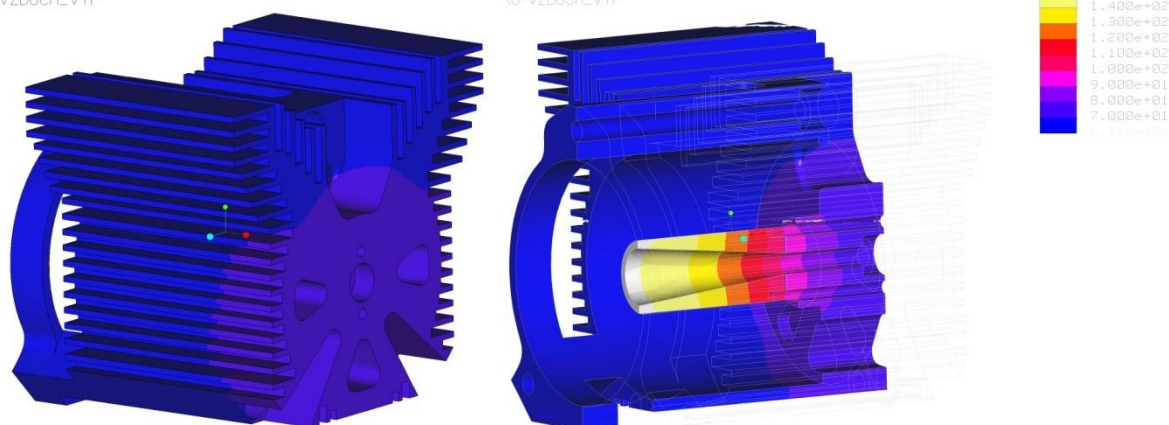


Obr. 12: Hlavní zástavbové rozměry pláště chlazení vzduchem.

3.2.2 VÝPOČET

VZDUCH_VYP

RU-VZDUCH_VYP



Obr. 13: Prosávání vzduchem. $P_{ze} = 100 \text{ W}$, $\alpha = 50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, teplota okolního prostředí 50°C . Maximální teplota 151°C , minimální teplota $61,6^\circ\text{C}$, hmotnost $m = 0,545 \text{ kg}$.

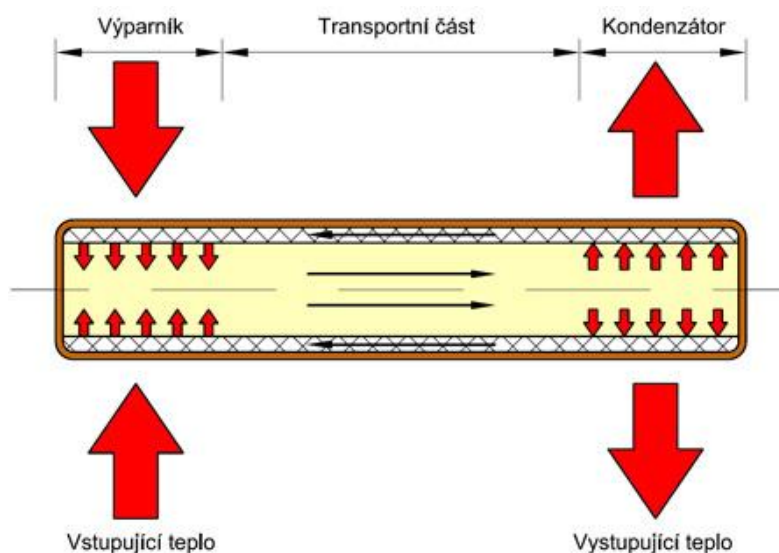
Ze simulací prototypového generátoru, jejichž výsledek je zřetelný z Obr. 13 je zřejmá nutnost zvýšení hodnoty koeficientu přestupu tepla α . Při zvýšení teploty okolí na požadovaných 50°C se dostáváme na max. teplotu 151°C při krajních podmínkách. Během zkoušek prototypového generátoru byl modifikován rotor s magnety Obr. 10. Rotor v generátoru slouží zároveň jako ventilátor a původní verze s radiálně vrtanými otvory se ukázala jako nedostatečná. Proto bylo přistoupeno k optimalizaci, která zvýšila množství prosávaného vzduchu na téměř dvojnásobnou hodnotu. Ačkoliv tato změna zvýšila ztráty vířením, na zvýšení celkových ztrát se to neprojevalo. V návaznosti na tuto změnu se optimalizoval i plášť generátoru, který měl původně po obvodě vrtané otvory. Zavedením drážek se nejen zjednodušila výroba, ale drážky umožnily i lepší odvod ohřátého vzduchu, který se projevil poklesem teploty cívky o 5°C . Tento rozdíl je patrný z grafu přílohy 1. Anomálie křivky v pravé části je dána průběhem měření, při kterém se zvyšujícími otáčkami dosáhlo nebezpečné teploty vinutí (měření bylo prováděno na původním tělese určeného pro ověření funkce). Změnou zátěže byla teplota snížena. Pro další modifikace konstrukce však byla tato zkouška postačující.



3.3 HEAT PIPE, TERMOSIFON

3.3.1 ÚVOD

Ačkoliv se může zdát, že chlazení tepelných uzlů pomocí prvků heat pipe nebo termosifonu je záležitostí současnosti, není tomu tak. Širšímu zavedení vděčíme pouze rozvoji elektrotechniky a průmyslu, kde i přes snahu snižování spotřeby elektrické energie, vzrůstají nároky na chlazení většiny elektrických prvků. To je způsobováno zmenšováním rozměrů při současném růstu výkonu, který můžeme pozorovat například u chladiče pro obyčejný stolní počítač. Skrze optimalizace chlazení ví o této metodě každý fanoušek počítačového hardwaru. Ale jak jsem již předeslal, není to nic nového. Heat pipe si nechal patentovat již v roce 1942 R. S. Gaugler a využíval jej zpočátku pro chlazení ledových boxů. Chlazení pomocí heat pipe dále vylepšoval a proto v roce 1945 provedl úpravu svého patentu v kombinaci s knotem (porézním materiálem na vnitřním obvodu teplovodivé trubky). Ten měl velké póry na straně kondenzátoru a malé na straně výparníku, čímž zvýšil svoji cyklickou efektivitu.



Obr. 14: Pohyb chladicího media v heat pipe [3].

Heat pipe našla od svého vzniku řadu míst pro své využití. Je to dáno vysokou tepelnou vodivostí, která je až 1000x větší než pro měděnou tyč se stejným příčným průřezem. Pro představu, během experimentálních pokusů bylo dosaženo tepelného toku $15 \cdot 10^9 \text{ W/m}^2$. Použité pracovní medium bylo lithium ohříváné na teplotu 1500°C . Toto se uplatňuje všude tam kde je potřeba, počínaje nukleárními reaktory, raketovými motory, přes elektrotechniku zahrnující elektronické prvky, elektromotory až po možnost chlazení cívky elektrického generátoru

3.3.2 PRINCIP HEAT PIPE

Heat pipe slouží k přenosu tepla z jednoho místa na druhé za pomoci par pracovní látky. Pracuje na velmi jednoduchém principu. Jde o hermeticky uzavřený kovový válec, který je naplněn tekutinou. Na jednom konci je zasazený do zdroje tepla a na druhém do chladiče. Po dosažení teploty, na kterou je nastaven, se začne pracovní látka (čpavek, voda, ...) odpařovat a proudí směrem k ochlazovanému místu, kde kondenzuje. Proud par se dává do pohybu na

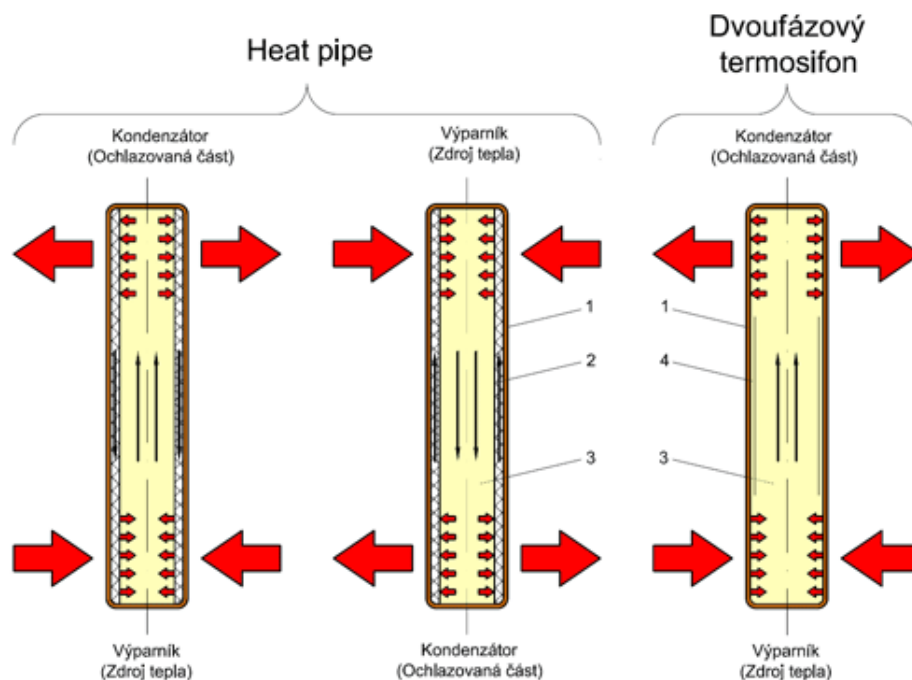


základě rozdílných tlaků v místě výparníku (tlak vyšší) a v místě kondenzátoru (tlak nižší). Návrat kondenzátu zpět ke zdroji tepla je zajištěn kapilárními silami v porézním materiálu, který kondenzát v podstatě "nasává" zpět ke zdroji tepla. To heat pipe umožňuje, aby pracovala v poloze, kdy je kondenzátor níže než výparník. Dnešní porézní materiály dokáží nasát kondenzát zpět k výparníku až z hloubky 40 centimetrů.



Obr. 15: Detail porézního povrchu uvnitř trubky pro „nasátí“ kondenzátu [3].

Další variantou, která je někdy zaměňována s heat pipe (především na internetu), je dvoufázový termosifon. Ten na rozdíl od heat pipe nemá porézní materiál, který by zajistil návrat kondenzátu k výše položenému výparníku. To znamená, že pro správnou funkci je omezena jeho pracovní poloha tak, že kondenzátor musí být vždy ve vyšší poloze než-li výparník. Návrat pracovního media je tedy založen na gravitačním principu, kdy kondenzát samovolně steče zpět k výparníku. Omezení polohy se může jevit jako značný problém, ale při vhodném provedení konstrukce se tento problém dá eliminovat. Navíc, pokud uvážíme přípustné manévrovací schopnosti většiny letadel, v zásadě se jedná o let v horizontální poloze. Ke stavům, kdy dojde k přepolohování výparníku a kondenzátoru, se počítá pouze let na zádech a záporné přetížení, když se „zatlačí na páku“. Oba stavy jsou pouze krátkodobého charakteru v řádu vteřin až několika desítek sekund – uvážíme-li akrobatické létání. Proto se v těchto vzácných případech můžeme spolehnout na tepelnou setrvačnost, kterou bude poskytovat hliníkové těleso a páry v chladícím prostoru obsažené. Pokud by se tepelná setrvačnost při testech ukázala jako nedostatečná, bylo by dodatečně nutné použít pomocnou vnitřní výstelku a konstruovat termosifon jako heat pipe. To by ovšem zvýšilo výrobní náročnost a s ní spojené výrobní náklady.



Obr. 16: Porovnání funkce heat pipe a dvoufázového termosifonu [3].

Legenda:

1. Kovový hermeticky uzavřený válec
2. Porézní materiál se vztlínající látkou
3. Prostor naplněný párami pracovní látky
4. Vnitřní strana válce se z kondenzovanou stékající pracovní látkou

Tabulka 4: Tabulka závislosti teploty varu vody na absolutním tlaku [3].

Bod varu [°C]	0,01	5	10	15	20	25	30
Tlak [kPa]	0,61	0,87	1,23	1,71	2,34	3,17	4,25
Bod varu [°C]	35	40	45	50	55	60	65
Tlak [kPa]	5,63	7,38	9,59	12,35	15,76	19,95	25,04
Bod varu [°C]	70	75	80	85	90	95	100
Tlak [kPa]	31,20	38,60	47,41	57,87	70,18	84,61	101,42
Bod varu [°C]	105	110	115	120	125	130	135
Tlak [kPa]	120,90	143,38	169,18	198,67	232,22	270,26	313,20



3.3.3 VÝPOČET MNOŽSTVÍ ODPAŘENÉ VODY

Množství odpařené vody je definováno z tepelného toku. Trubky a průměry vrtání v tělese musí odpovídat množství odpařující se vody. Například, pokud by se ohříváním vnitřní dutiny chladicí stator odpařovalo 10 g/s, byly by rozměry vnitřní dutiny a vrtání o $\varnothing 5$ nedostatečné. Vzhledem k maximální teplotě okolí, která je 50 °C a provedení, které neumožňuje povrchové chlazení cívk a magnetů (ty jsou nyní v uzavřeném prostoru a teplo vzduchu z vnitřního prostoru se odvádí přestupem tepla skrze stěny a neodvede se přímo ven) volíme max. teplotu tělesa 80 °C a 100 °C. Tyto teploty představují dostatečnou rezervu pro bezpečný chod generátoru.

Aby termosifon s vodou užitou jako pracovní látka začal odebírat teplo při 80°C, musí mít vnitřní prostor absolutní tlak 47,41 kPa (tedy podtlak 101,42 - 47,41 = 54,01 kPa oproti tlaku atmosférickému). Vztah pro tepelný výkon odebraný dutině odpařováním páry:

$$Q = m \cdot r$$

kde:

Q - odebíraný výkon	[W]
$l_{2,3}$ - výparné teplo	[J/kg]
m - hmotnost odpařené vody	[kg/s]

$$Q = P_{ze} = 100 \text{ W}$$

$$l_{2,3} = 2\,310\,000 \text{ J/kg}$$

množství odpařené vody

$$m = \frac{Q}{l_{2,3}} = \frac{100}{2\,310\,000} = 4,329 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s} = 0,0432 \text{ g/s}$$

Z vypočtené hodnoty je patrné obrovské výparné teplo vody, které je zde velmi výhodné díky malým rozměrům trubek a přístroje. Ještě je nutné spočítat objem válce, ve kterém se voda bude odpařovat, aby nedošlo k zahlcení tepelného toku a vratného kondenzátu.

Objem výparného válce:

$$V_v = l \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 50 \cdot \pi \cdot \frac{14^2}{4} = 10\,053 \text{ mm}^3 = 10,053 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

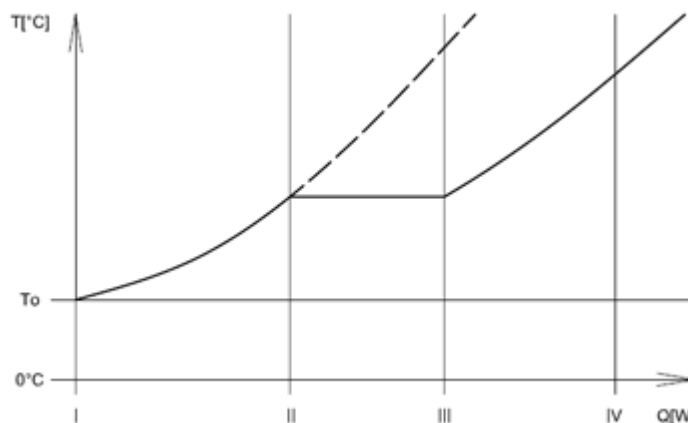
Množství vody válce při úplném zaplnění objemu válce:

$$m_v = V_v \cdot \rho = 10\,053 \cdot 10^{-9} \cdot 1000 = 0,0105 \text{ kg} = 10,05 \text{ g}$$

Pokud tedy bude v chladicím okruhu množství vody o objemu válce výparné části (výparníku), pak se nám každou vteřinu odpaří množství vody rovnající se 1/232. V praxi to znamená, že pokud se bude voda pouze vypařovat, bude trvat téměř 4 minuty, než se odpaří kompletně. To nám poskytuje dostatečnou časovou rezervu, pokud by došlo k zahlcení chlazení nebo krátkodobému snížení proudění chladicího vzduchu, který je pro toto provedení nezbytný a jak naznačují vypočtené hodnoty koeficientu přestupu tepla α z Obr. 3, musí být v nejbližším okolí pláště generátoru zaručena rychlost vzduchu 1 m/s a větší. Toho se dá dosáhnout vhodným přívodem vzduchu skrze průduchy v plášti gondoly motoru a usměrněním vzduchu pomocí kanálu až k tělesu generátoru. Pro letové náklony, klopení a



další letové polohy je systém kanálek navrhnut do V, to umožňuje plnou funkci chlazení i při velkém náklonu a pro další polohy bude uvnitř výparníku umístěn porézní materiál zadržující minimální množství vody pro 1 minutu letu bez návratu kondenzátu (objem horních kanálek je menší než objem výparníku, tudíž není možné, aby ve výparníku nebyla voda, ale výrazně to omezuje funkci chlazení). Jako u heat pipe bude použito knotové vaty s vysokou porézností a savostí vody umístěnou po obvodu výparníku Obr. 17. Ta zaručí rovnoměrné rozložení kapaliny po celém obvodu válce.



Graf 1: Graf závislosti střední teploty desky chladiče na dodávaném tepelném výkonu [3].

Legenda [3]:

T_0 - teplota okolí

T - teplota desky chladiče

Q -přiváděné množství tepla (bráno od nuly)

Popis průběhu grafu:

I-II Začínáme dodávat teplo [W]. S rostoucím dodávaným teplem nám roste teplota T v souladu s fyzikálními zákony přestupu tepla do okolí pomocí žebër. Bod II je mezním bodem, kdy začíná pracovat heat pipe.

II-III Od bodu II roste teplota dál v závislosti na rostoucím Q u výměníku bez heat pipe (znázorněno čárkovaně). Výměník s heat pipe se chová odlišně (znázorněno plnou čarou), T zůstává konstantní a teplo je distribuováno na konec žebër. Ty jsou zprvu chladnější, avšak po přívodu stále většího tepla z heat pipe postupně srovnají teplotu s počátkem (bod III)

III-IV Přiváděné Q , je již na tolik velké, že ho žebra při dosavadní teplotě nejsou schopna předat do okolí. Začíná stoupat T , k čemuž dochází i v heat pipe, kde vzroste tlak a posune se bod varu směrem vzhůru. [3]

Graf 1 zobrazuje průběh teploty chladiče v závislosti na množství dodávaného tepla. Přesně o obdobný výsledek se snažíme v případě pláště generátoru, jen s tím rozdílem, že systém kanálek je vrtaný v hliníkovém tělese. Oproti chlazení masou materiálu je průběh charakteristiky plošší a razantně zvyšuje účinnost žebër, která jsou umístěna v horní části generátoru kvůli zástavbě. Navíc u klasického chlazení masou materiálu byl zřejmý obrovský tepelný gradient v místě přechodu válečku (vnitřním průměru statorové cívky) do vnějšího povrchu. Tento systém umožňuje snížit hmotnost, je jednodušší a ve svém důsledku výborně



odvádí, teplo. Hliník není vhodný pro kontakt s vodou, viz Tabulka 5. Narážíme rovnou na 2 podstatné problémy.

- Pracovní bod vody. Nejnižší pracovní bod vody je 10°C. Pro samotnou funkci tento údaj není podstatný, neboť požadovaná teplota odpařování je 80°C, ale zásadní je zamrznutí vody uvnitř tělesa, které by způsobovalo nežádoucí deformace a potenciální nebezpečí porušení soudržnosti pláště. Tomuto se dá zabránit vhodnými nemrznoucími příměsemi, které zaručí nízký bod zamrznutí a zároveň výrazně neovlivní charakteristiky odpařované látky (snížení výparného tepla, změna teploty odpařování)
- Materiál tělesa - hliník. Běžnou praxí ochrany hliníkových součástí je elektrolytická oxidace, popřípadě tvrdý elox určený pro větší odolnost povrchu. Jak proti mechanickému poškození, tak proti oxidačním látkám. Elektrolytickým eloxováním se však hůře dosahuje požadované ochranné vrstvy na vnitřních plochách. Požadujeme ji tedy na nevhodném místě – dutiny, kanálky. Proto je potřeba dbát na správnou čistotu a složení pracovního média, v našem případě vody s příměsemi.

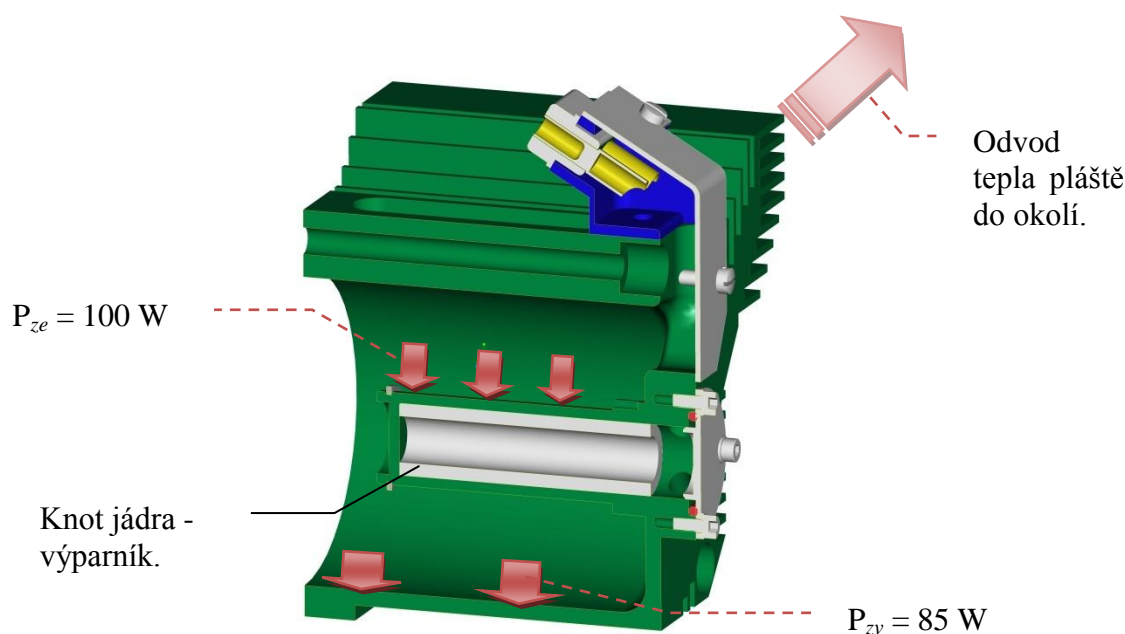
Tabulka 5: Následující tabulka charakterizuje pracovní látky, rozsahy teplot a používané materiály na stěny heat pipe a termosifonů [3].

Pracovní látka	Rozsahy operačních teplot [°C]	Vlastnosti při atmosférickém tlaku			Vhodný konstrukční materiál
		Bod [°C]	Varu	*Transportní činitel kapaliny	
Dusík	-200 ÷ -170	-196		9 x 10 ⁶	Nerezová ocel
Čpavek	-70 ÷ 50	-33		1 x 10 ⁸	Nerezová ocel, nikl, hliník
Freon 12	-60 ÷ 40	-30		1 x 10 ⁷	Nerezová ocel, měď
Methanol	-30 ÷ 100	65		5 x 10 ⁵	Měď
Voda	10 ÷ 200	100		5 x 10 ⁸	Měď, Nikl

*Čím vyšší je transportní činitel, tím lepší je cirkulace v heat pipe.

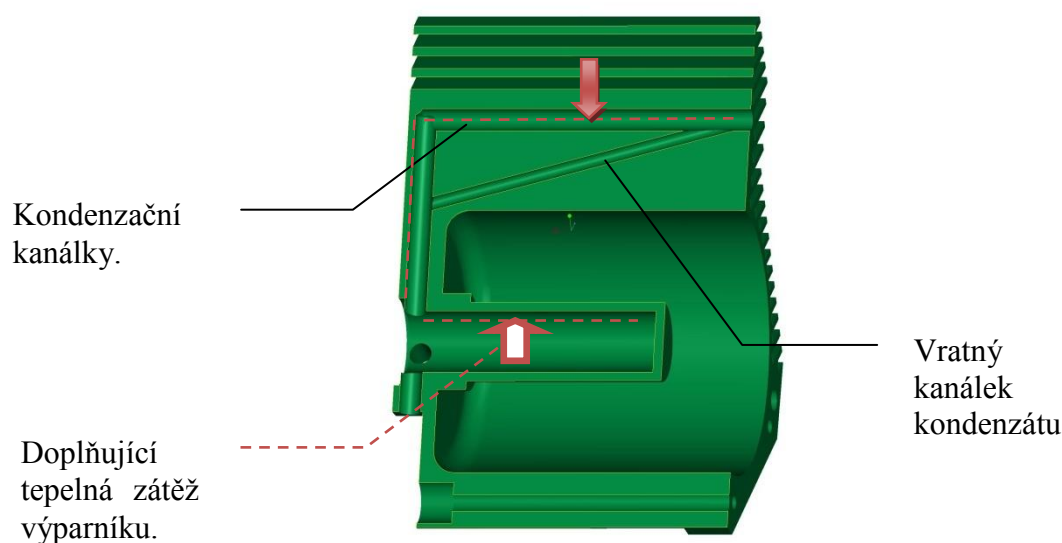
Použitá literatura: Geoffrey F. Hewitt: Heat Exchanger Design Handbook
Ing. Dr. Jaromír Cihelka a kol.: Vytápění, větrání a klimatizace

3.3.4 POPIS FUNKCE TERMOSIFONU, ROZMĚRY



Obr. 17: Schéma rozložení tepelného toku termosifonu.

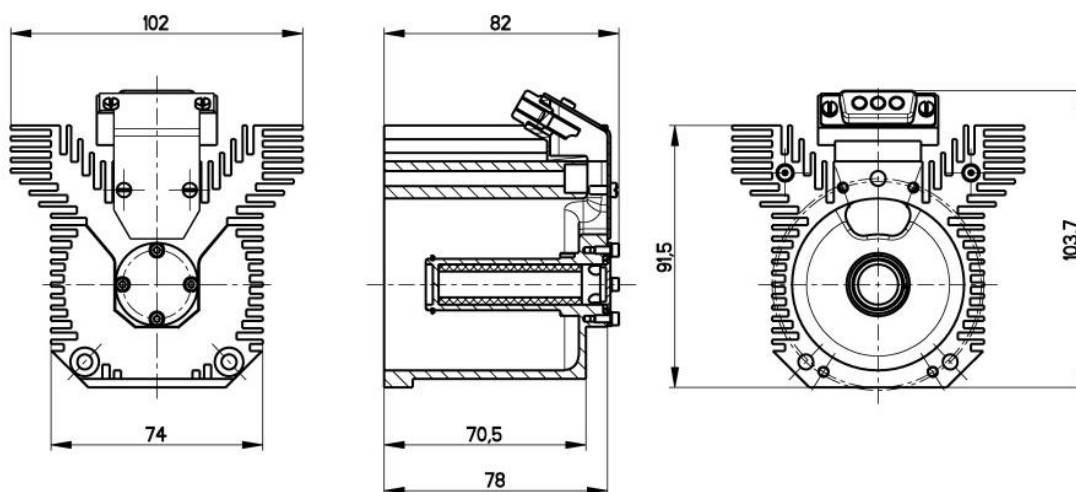
Na rozdíl od pláště prosávaného vzduchem u termosifonu předpokládáme, že veškeré teplo, včetně ztrát vířením, odchází povrchem pláště Obr. 17. Abychom toho dosáhli, obsahuje těleso systém kanálek, kde kapalina kondenzuje a předává svoje teplo plášti, který ji dále předává okolnímu proudícímu vzduchu. Výpočet je velmi zjednodušen, protože samotné rozložení oblastí intenzity ohřívání pláště kondenzující kapalinou, představuje velmi komplexní záležitost. Zjednodušení bylo provedeno rozložením teplotního toku P_{ze} do vrtaných kanálek tělesa Obr. 18. Protože to představuje velmi ideovou představu ideálního odvodu tepla, byl výpočet doplněn o variantu s rozložením teploty i uvnitř výparníku.



Obr. 18: Uspořádání chladících kanálku termosifonu.



Plášť byl navržen s ohledem na minimální rozměry a hmotnost. Rozložení kanálek je umístěno co nejdále od hlavní osy tělesa. To umožňuje optimální rozložení teplotního pole, jak je patrné v následující kapitole.

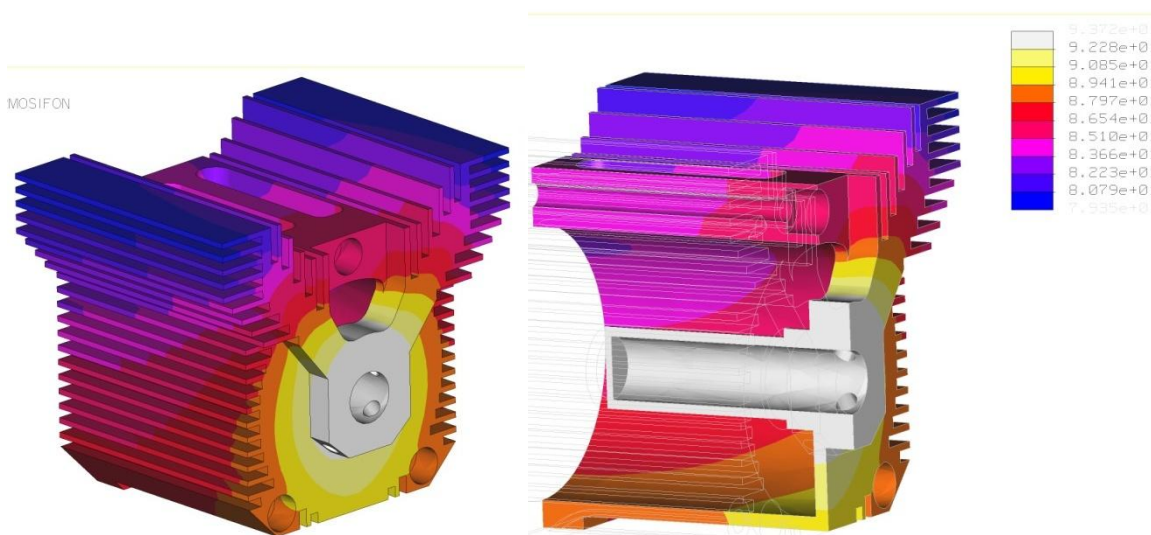


Obr. 19: Hlavní zástavbové rozměry pláště termosifonu.

3.3.5 TEPELNÝ VÝPOČET PLÁŠTĚ METODOU MKP

Pro výpočet byly použity následující vstupní parametry:

Prosávání vzduchem. $P_{ze} = 100 \text{ W}$, $P_{zv} = 85 \text{ W}$
 $\alpha = 50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, teplota okolního prostředí 50°C .

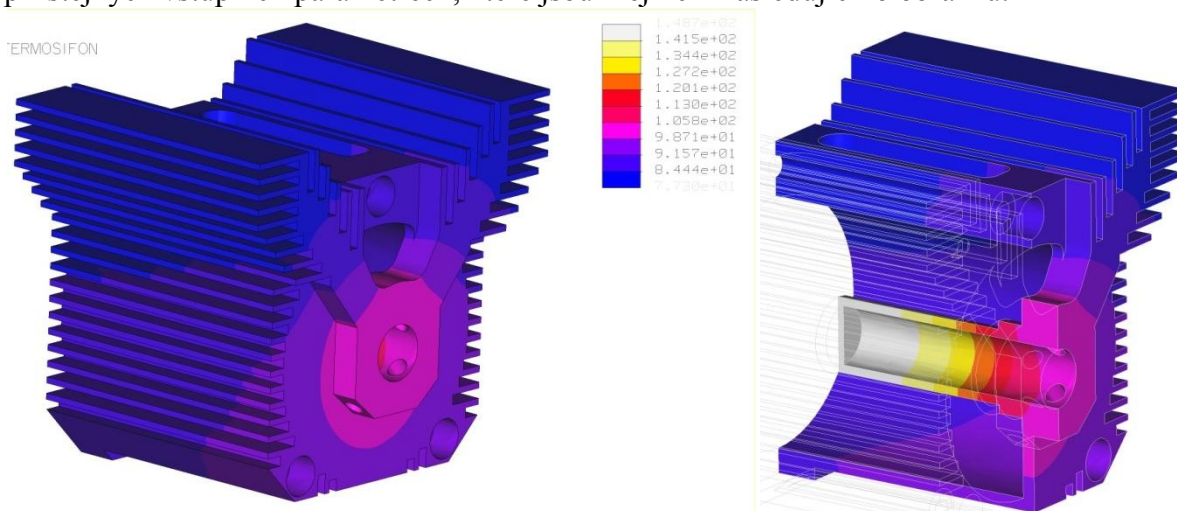


Obr. 20: Termosifon - úplný odvod tepla z výparníku. Max. teplota 94°C , min. teplota $80,8^\circ\text{C}$, hmotnost $m=0,514 \text{ kg}$.

V tomto výpočtu bylo teplo $P_{ze} = 100 \text{ W}$ přenášené z jádra cívky odváděno z výparníku do kondenzátoru, který představuje soustava vrtaných kanálek uvnitř žebrování. Tepelným tokem proto byly zatíženy pouze kondenzační kanálky a výsledkem je velmi dobré rozložení



teploty po celém povrchu chladiče. Pokud ovšem zatížíme ve výpočtu metodou MKP zároveň vnitřní povrch jádra cívky, tedy místo kde se teplo odvádí, dostáváme zcela odlišné hodnoty při stejných vstupních parametrech, které jsou zřejmé z následujícího obrázku.

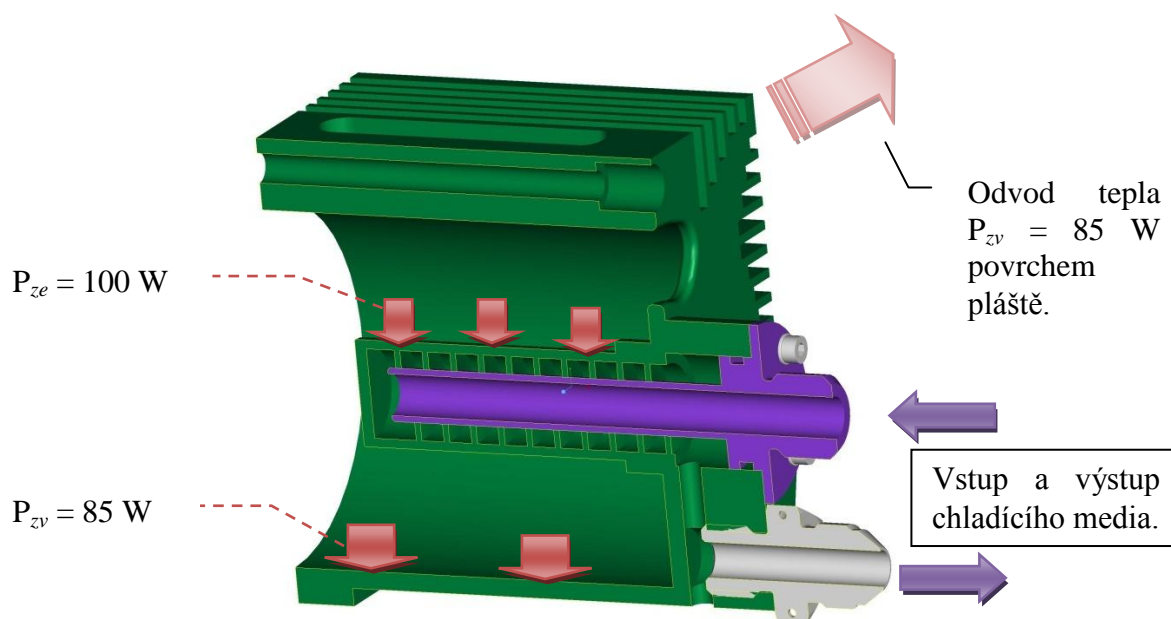


Obr. 21: Termosifon - částečný odvod tepla z výparníku. Max. teplota 149°C, min. teplota 77°C, hmotnost $m=0,514$ kg

Je zřejmé, že zatímco min. teplota klesla o pouhé 4°C, teplota maximální vzrostla z 94°C na 149°C v porovnávací oblasti, což představuje horní povolenou hranici. Ovšem tato možnost by představovala nedostatečný odvod tepla pomocí termosifonu. To se dá předpokládat v krajních podmínkách, kdy může dojít k nedostatečnému návratu chladicího media zpět do výparníku, například při dlouhodobém pozitivním náklonu (pro tažnou verzi motoru je to přídí letadla nahoru-start a následné stoupání). Proto je toto řešení vhodné pro aplikace, kde k těmto dlouhodobým jevům nedochází, například pro verzi tlačnou nebo pro letadla s tažnou verzí, kde je motor i během stoupání v maximálním pozitivním náklonu 10°. Ovšem pro rozšíření tohoto rozsahu nebo přímo pro jeho úplnou eliminaci je možné propojit hlavní knot ve výparníku s knoty umístěnými v odtokových kanálcích, které by zaručily návrat kondenzátu do výparníku v jakékoliv poloze generátoru a běžných letových přetížení. Toto řešení je velmi jednoduché a elegantní, jen je zapotřebí jej ověřit letovými zkouškami a ověřit také dlouhodobou účinnost knotového uspořádání. V tomto smyslu se svým principem vnitřní cirkulace chladicího media blíží principu Heat-pipe, ale vzhledem k rozměrům tělesa toto nepředstavuje žádný větší problém (připomeňme jen, že díky vztlínání kapaliny v knotu je možné přivést chladicí medium do výparníku až z 40-ti centimetrové záporné výšky).

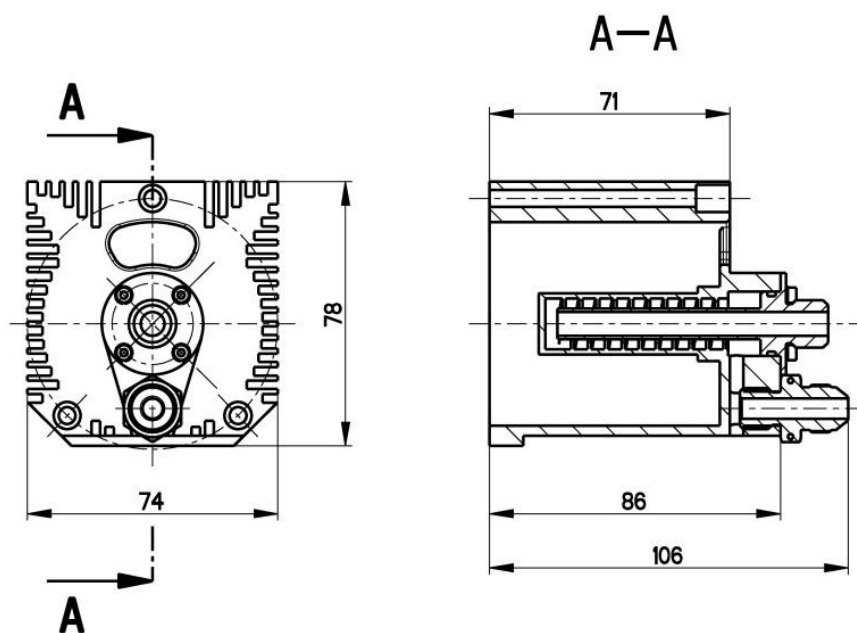
3.4 VARIANTA – OLEJOVÝ/PALIVOVÝ VÝMĚNÍK

V technické praxi se olej používá nejen k mazání třecích ploch a ochraně povrchů před korozi, ale také jako chladicí médium. Při užití oleje ve stroji ovlivňuje jeho výběr konstruktérem hned několik aspektů a těmto širokým požadavkům se přizpůsobují i výrobci oleje, kteří nabízí širokou škálu olejů pro různá použití.



Obr. 22: Schéma rozložení tepelných zatížení pláště s protékajícím médiem.

Tato varianta s odvodem tepla ze statoru představuje jedno z typických sestav chlazení tepelných uzlů na motoru. Chladicí médium (olej, palivo, jiné) protéká chladicí spirálou a ohřáté médium se vrací zpět do okruhu. V případě oleje cirkuluje olejovou soustavou, kde se ochladí v chladiči. V případě paliva se ohřáté palivo spálí v motoru a do chlazení generátoru vždy přichází palivo z draku letadla. Tepelné ztráty vířením jsou odváděny povrchem generátoru do okolí. Nevýhodou je rostoucí hmotnost s hrdly, potrubím a množstvím náplně. Ta může s délkou 0,5 m tvořit 0,3 kg. Základní rozměry jsou uvedeny na následujícím obrázku.



Obr. 23: Hlavní zástavbové rozměry pláště s protékajícím chladicím médiem.



3.4.1 CHARAKTERISTIKY OLEJE

Mazivo: MOBIL JET A II

Měrné teplo

$$c_{p_t} = c_{p_{20}} \cdot [1 + \alpha \cdot (t - 20)]$$

$$c_{p_{20}} = 1,851 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$\alpha = 1,39 \cdot 10^{-3} \text{ deg}^{-1}$$

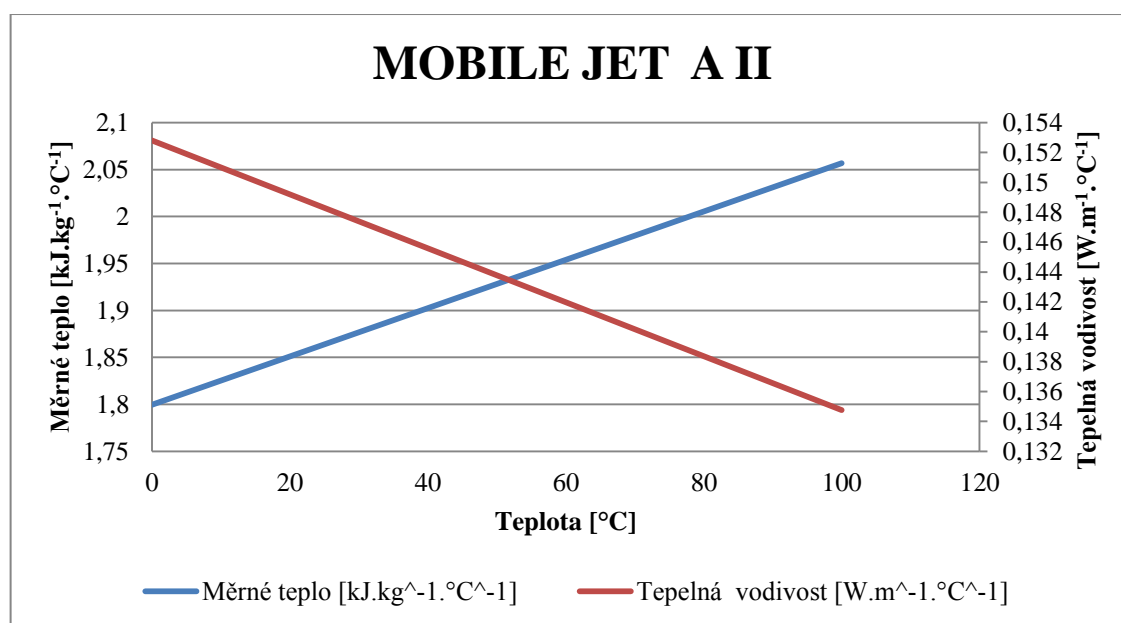
Tepelná vodivost

$$\lambda_T = \lambda_{20} \cdot [1 - \beta \cdot (t - 20)]$$

$$\lambda_{20} = 0,1492 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$\beta = 1,21 \cdot 10^{-3} \text{ deg}^{-1}$$

Teplota [°C]	Měrné teplo [kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]	Tepelná vodivost [W.m ⁻¹ .°C ⁻¹]
0	1,7995422	0,15281064
20	1,851	0,1492
40	1,9024578	0,14558936
60	1,9539156	0,14197872
80	2,0053734	0,13836808
100	2,0568312	0,13475744



Obr. 24: Charakteristika oleje Mobile Jet A II.

Viskozita

$$\nu_{+100\text{°C}} = \text{min. } 5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\nu_{+40\text{°C}} = \text{max. } 24,8 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Hustota

$$\rho_t = \rho_{15} - \beta \cdot (t - 15)$$

$$\beta = 0,776$$

$$\rho_{15} = 996 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Chlazení olejem je jednou z preferovaných variant díky jednoduchosti, zaručenému tepelnému přenosu (chlazení) a koncepci turbovrtulového motoru TP100, který bude mít vlastní chladič schopný uchládit i přídatné teplo z elektrického generátoru.



Motor má v základním nastavení dva olejové okruhy. První chladí ložiskové hřídele v jádru motoru, kde je olej zatížen vysokou teplotou a slouží také jako chladicí prvek. Z toho plyne požadavek na olej snášet vysoké teploty. Druhým okruhem je skříň reduktoru, kde musí být zaručené mazání ložisek a ozubených kol, odtud jsou další požadavky na vysoké mazací schopnosti, nízkou viskozitu a časovou stálost. Čistotu oleje obstarává systém filtrace oleje.

3.4.2 VÝPOČET KOEFICIENTU PŘESTUPU TEPLA A V OLEJI

Kanálek vnitřní spirály má rozměry 4x3 mm s šířkou žebra 1,5 mm. Z rozměrů kanálku a vlastností proudící kapaliny vypočteme koeficient přestupu tepla následujícím postupem:

$$S = a \cdot b = 4 \cdot 3 = 12 \text{ mm}^2 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$Re = \frac{c \cdot L}{v} \quad L = \frac{4 \cdot S}{o} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{14 \cdot 10^{-3}} = 0,003429 \text{ m}$$

Rychlost proudění chladicího média, oleje nebo paliva, je shodná, pro obě média uvažujeme objemový průtok:

$$Q = 80 \frac{l}{\text{hod}} = 22,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c = \frac{Q}{S} = \frac{22,2 \cdot 10^{-6}}{12 \cdot 10^{-6}} = 1,85 \text{ m/s}$$

Viskozita pro olej při teplotě 50°C

$$v_o = 21,5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{c \cdot L}{v_o} = \frac{1,85 \cdot 3,429 \cdot 10^{-3}}{21,5 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 295 < 2300$$

Reynoldsovo číslo je menší než kritické, proto proudění oleje počítáme dle rovnic pro laminární proudění.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\lambda = 0,143 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Pr = \frac{v_o}{a} = \frac{v_o \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} = \frac{21,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 800}{0,143} = 0,239$$

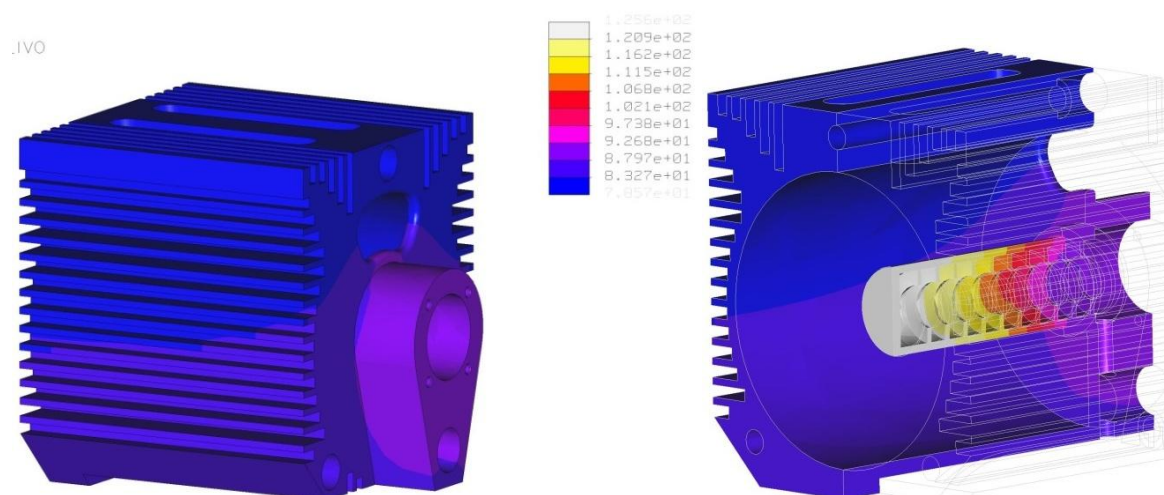
$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\alpha = \frac{0,143}{0,003429} \cdot 0,664 \cdot 295^{0,5} \cdot 0,239^{1/3}$$



$$\alpha = 295 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.3 ZOBRAZENÍ TEPELNÉHO ZATÍŽENÍ PLÁŠTĚ METODOU MKP



Obr. 25: Teplota okolí 50°C, max. teplota 126°C, min. teplota 78°C, spirála
 - $\alpha' = 295 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

3.4.4 CHARAKTERISTIKY PALIVA

Viskozita

$$\lambda_{+20^\circ\text{C}} = \text{min. } 1,3 \text{ mm}^2/\text{s} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_{-20^\circ\text{C}} = \text{max. } 8 \text{ mm}^2/\text{s} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

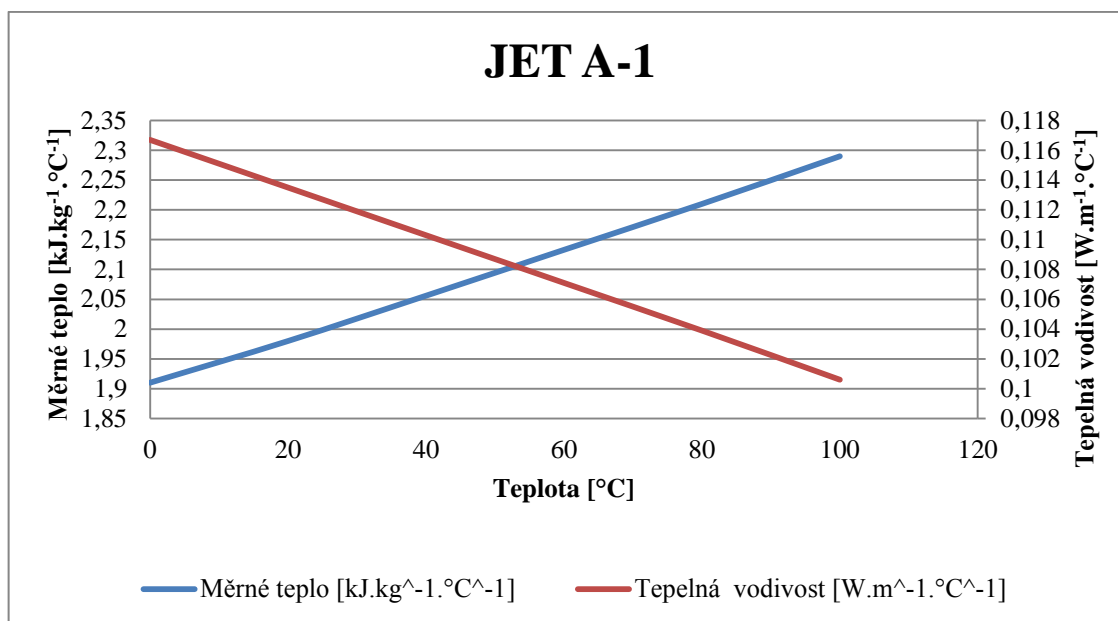
Hustota

$$\rho_t = \rho_{20} \cdot \beta \cdot (t - 20)$$

$$\beta = 0,719$$

$$\rho_{20} = 785\text{-}840 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Teplota [°C]	Měrné teplo [kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹]	Tepelná vodivost [W.m ⁻¹ .°C ⁻¹]
0	1,91	0,1167
20	1,98	0,1135
40	2,056	0,1103
60	2,133	0,1071
80	2,21	0,1039
100	2,29	0,1006



Obr. 26: Charakteristika paliva Jet A-1.

3.4.5 VÝPOČET KOEFICIENTU PŘESTUPU TEPLA A V PALIVU

Rozměry žebér spirály a objemový průtok jsou stejné jak pro olej, tak pro palivo, tudíž použijeme tyto hodnoty z předešlého výpočtu pro olej.

Viskozita paliva při teplotě 50°C

$$v_p = 1,1 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{c \cdot L}{v_p} = \frac{1,85 \cdot 3,429 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 5767 < 2300$$

Reynoldsovo číslo je větší než kritické, proto proudění oleje počítáme dle rovnic pro turbulentní proudění (se zanedbáním zbytkového laminárního proudění).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\lambda = 0,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Pr = \frac{v_p}{a} = \frac{v_p \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} = \frac{1,1 \cdot 10^{-6} \cdot 2,08 \cdot 800}{0,11} = 0,01664$$

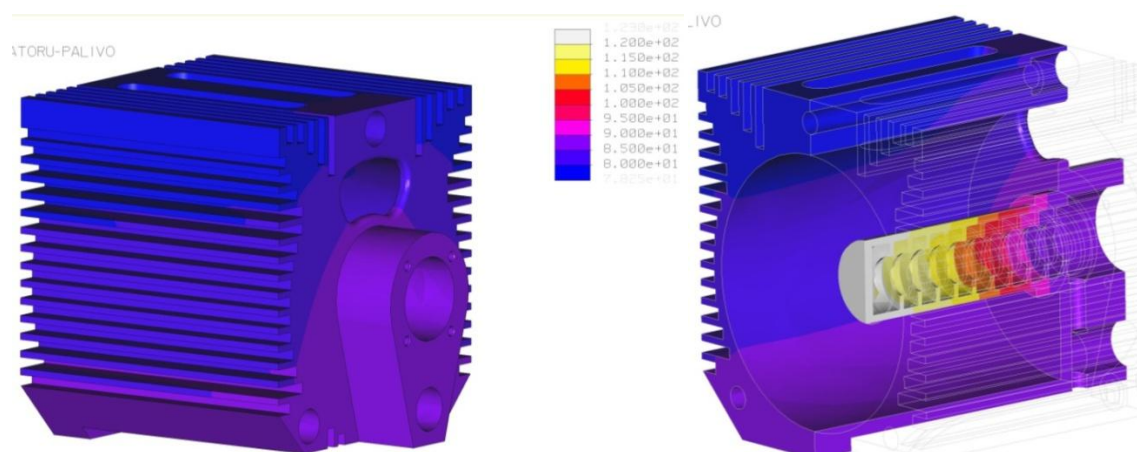
$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$



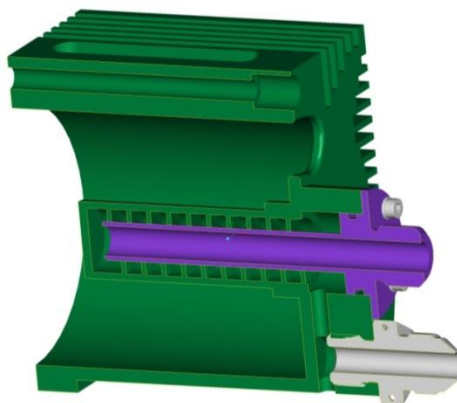
$$\alpha = \frac{0,11}{0,003429} \cdot 0,037 \cdot 5767^{0,8} \cdot 0,01664^{1/3}$$

$$\alpha = 309 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.6 ZOBRAZENÍ TEPELNÉHO ZATÍŽENÍ PLÁŠTĚ METODOU MKP



Obr. 27: Teplota okolí 50°C, max. teplota 123°C, min. teplota 78°C, spirála- $\alpha' = 309 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$



Obr. 28: Vnitřní uspořádání tělesa pro olej a palivo s přípojovacími přírubami.

3.4.7 POROVNÁNÍ OLEJOVÉHO A PALIVOVÉHO CHLAZENÍ

Palivo i olej mají velmi podobné vlastnosti. To se projevilo i ve výpočtu, kdy rozdíl koeficientu přestupu tepla $\Delta\alpha = 309 - 295 = 14 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Obdobné jsou i hmotnosti jednotlivých kapalin, proto volba, kterou z nich použijeme, závisí na daných okolnostech. Ty jsou dány vstupní teplotou paliva, teplotou olejové soustavy a uspořádáním těchto systémů. Volbu tedy ovlivňuje i délka potřebného potrubí. Hmotnosti těles jsou identické ($m=0,419 \text{ kg}$), proto nemají rozhodovací vliv.



4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

4.1 VÝBĚR VHODNÉHO ŘEŠENÍ

Každé z dosud prezentovaných řešení má svoje charakteristické vlastnosti dané použitým konceptem. Zatímco prosávání vzduchem je velmi jednoduché, naráží na problém čistoty prosávaného vzduchu a vyšší maximální teploty. Další dvě prezentovaná řešení, termosifon a chlazení palivem / olejem, zaručují odolnost a ochranu jak rotoru, tak statoru generátoru. Tyto a další faktory je možné začlenit do následující tabulky:

Tabulka 6: Porovnání jednotlivých řešení chlazení.

Druh chlazení	Vzduch	Termosifon	Olej	Palivo
Max. teplota [°C]	151	94/149	126	123
Min. teplota [°C]	61,6	80,8/77	78	78
Uzavřený prostor	Ne	Ano	Ano	Ano
Hmotnost [kg]	0,545	0,514	0,419	0,419
Jednoduchost	***	**	*	*
Spolehlivost	*	*	***	**
Teplotní rozsah max.-min. [°C]	89,4	13,2/72	48	45

Pozn.: Jednoduchost - vyjadřuje náročnost na výrobu a množství příslušenství.

Porovnání dle spolehlivosti zahrnuje očekávanou životnost za provozu v prašném prostředí a bezpečnost ve všech letových režimech. Na hodnocení jednotlivých kritérií se podílely tyto faktory:

- Vzduch - vysoká teplota, která je na hranici okrajových podmínek a při zhoršení účinnosti chlazení může dojít k vyřazení generátoru z provozu. Při prosávání neseparovaným vzduchem se zkracuje životnost magnetů v rotoru.
- Termosifon – směs vody s ethylenglykolem má nižší účinnost chlazení než voda. Pokud dojde k úniku kapaliny, chlazení ztrácí svoji funkci. To může být zapříčiněno nedokonalným těsněním nebo vznikem trhlin, které vznikají vlivem vysokých vibrací motoru.
- Olej – těsnění olejového okruhu je dlouhodobě ověřené. Olej je hnaný čerpadlem s velmi nízkou pravděpodobností poruchy a chlazené chladičem, který zaručuje stálou teplotu.



- Palivo – obdobné jako u oleje. Není se ovšem možné spolehnout na maximální teplotu paliva. To může do soustavy vstupovat s vyšší teplotou (často se ohřívá) nebo bývá používáno k přídavnému chlazení oleje a pak jej není možno použít.

Porovnáním jednotlivých druhů chlazení je zřejmé, že každá metoda má svoje nesporné výhody a nevýhody dle hodnotících kritérií. Jejich výběr ovlivňuje nejen prostředí, v nichž bude zařízení pracovat, ale zástavba motoru a požadavky na motor kladené zákazníkem.

Jako nejvhodnější řešení volím použití termosifonu a to z následujících důvodů:

- nevyžaduje přídavné chlazení v podobě externího chladiče
- nízká hmotnost nevyžadující dalšího příslušenství
- vysoká tepelná kapacita dovolující krátkodobá přetížení
- odolnost proti nečistotám umožňující práci v prašném prostředí

4.2 OTÁZKA SPLNĚNÍ TEPELNÉHO ROZSAHU

Chod generátoru musí být zaručen v rozmezí -55°C až $+50^{\circ}\text{C}$. Dolní mezní teplota je dána především klesající teplotou s rostoucí nadmořskou výškou. Při chodu generátoru je v základním výpočtu plášť přehříván o $\Delta T=44^{\circ}\text{C}$, což neumožňuje dosažení minimální teploty za letu. Pro zabránění poškození pláště proti zamrznutí při skladování je použito nemrznoucích příměsí na bázi ethylenglykolu, který zabraňuje zamrznutí kapaliny do -38°C dle poměrného množství.



ZÁVĚR

Výsledky výpočtů metodou MKP byly korigovány naměřenými hodnotami ze zkoušek zkušebního návrhu. To nám umožnilo dosáhnout věrohodných výsledků a porovnat jednotlivá řešení. Jako optimální řešení bylo vybráno řešení s termosifonem, které dosahuje nízkých teplot a pracuje samostatně. Uzavřený prostor pláště chrání rotor a stator před poškozením. K podrobnějšímu ověření funkce chlazení a chladicího media je zapotřebí zkoušek, které mohou poukázat na případné nedostatky a pomoci optimalizovat samotný návrh.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GUTKOWSKI, K. *Chladicí technika*. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1982. 228 s.
- [2] JÍLEK, M., RANDA, Z. *Termomechanika*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 168 s. ISBN 80-01-03107-1
- [3] KOTLÍK, V. Heat Pipe: princip konstrukce. *Svět Hardware* [online]. 1.2.2007 Získáno 12. 10. 2010. Dostupný na WWW: http://www.svethardware.cz/art_doc-65D63DE45D7F238AC125726C0070D361.html
- [4] LIENVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2
- [5] SAZIMA, M., KMONICEK, V., SCHNELLER, J. *Teplo*. Praha: SNTL, 1989. 588 s. ISBN 80-03-00043-2



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

\dot{q}_K	[W]	hustota tepelného toku kulovou složenou stěnou
\dot{q}_R	[W.m ⁻²]	hustota tepelného toku a tepelný tok rozlehlou složenou rovinnou stěnou
\dot{q}	[W.m ⁻²]	hustota tepelného toku
t_s	[°C]	teplota stěny
t_t	[°C]	teplota tekutiny
ν_o	[m ² /s]	viskozita oleje
ν_p	[m ² /s]	viskozita paliva
c	[m/s]	rychlost proudící tekutiny
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita tekutiny
c_{P20}	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrné teplo při 20 °C teploty okolí
c_{Pt}	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrné teplo pro specifickou teplotu okolí
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
Gr	[-]	Grashofovo číslo
I_{DC}	[A]	proud za usměrňovačem
L	[m]	charakteristický rozměr
l_{23}	[J/kg]	výparné teplo
m	[kg]	hmotnost
m_v	[kg]	hmotnost vody výparného válce
n_{vt}	[ot/min]	otáčky rotoru generátoru
p_b	[kPa]	barometrický tlak
PBS		První Brněnská Strojírna
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
P_{ze}	[W]	ztráty elektrické
P_{zv}	[W]	ztráty vířením vzduchu
Q	[W]	odebíraný výkon
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plošný obsah
t_b	[°C]	teplota okolí
t_{gen_1}	[°C]	teplota pláště generátoru 1
t_{gen_2}	[°C]	teplota pláště generátoru 2
t_v	[°C]	teplota vinutí statoru



U_{DC}	[V]	napětí za usměřovačem
V_{GEN}	[mm.s ⁻¹]	vibrace
v_o	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost rotoru
V_v	[m ³]	objem výparného válce
β	[1/K]	isobarický součinitel objemové roztažnosti
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost materiálu
λ_{20}	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost při 20 °C teploty okolí
λ_T	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost pro specifickou teplotu okolí
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita tekutiny
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
ρ_{15}	[kg.m ⁻³]	hustota pro teplotu okolí 15 °C
Nu	[-]	Nusseltovo číslo



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.: Zástavba generátoru – rozměry skříně.

Příloha 2.: Charakteristika zkušebního elektrického generátoru TP100.

2-3K3-2 KRYT GENERÁTORU

S-3-3K3-1 TERMOSIFON

2-3K3-1-01 TERMOSIFON

4-3K3-1-02 KRYTKA

4-3K3-1-03 VÍČKO GENERÁTORU

3-3K3-1-03 TĚLESO KONEKTORU