



convertisseur  
d'énergie

Intégré  
Intelligent

# Gestion Thermique des convertisseurs intégrés

S. Harmand, S. Ounezerfi, R. Boubaker

Contact : [souad.harmand@univ-valenciennes.fr](mailto:souad.harmand@univ-valenciennes.fr)

Les rencontres  
de la Recherche  
& de l'Innovation



Événement animé par



Initié et  
financé par



Cofinancé par



Ce projet est cofinancé par l'Union européenne  
avec le Fonds européen de développement régional



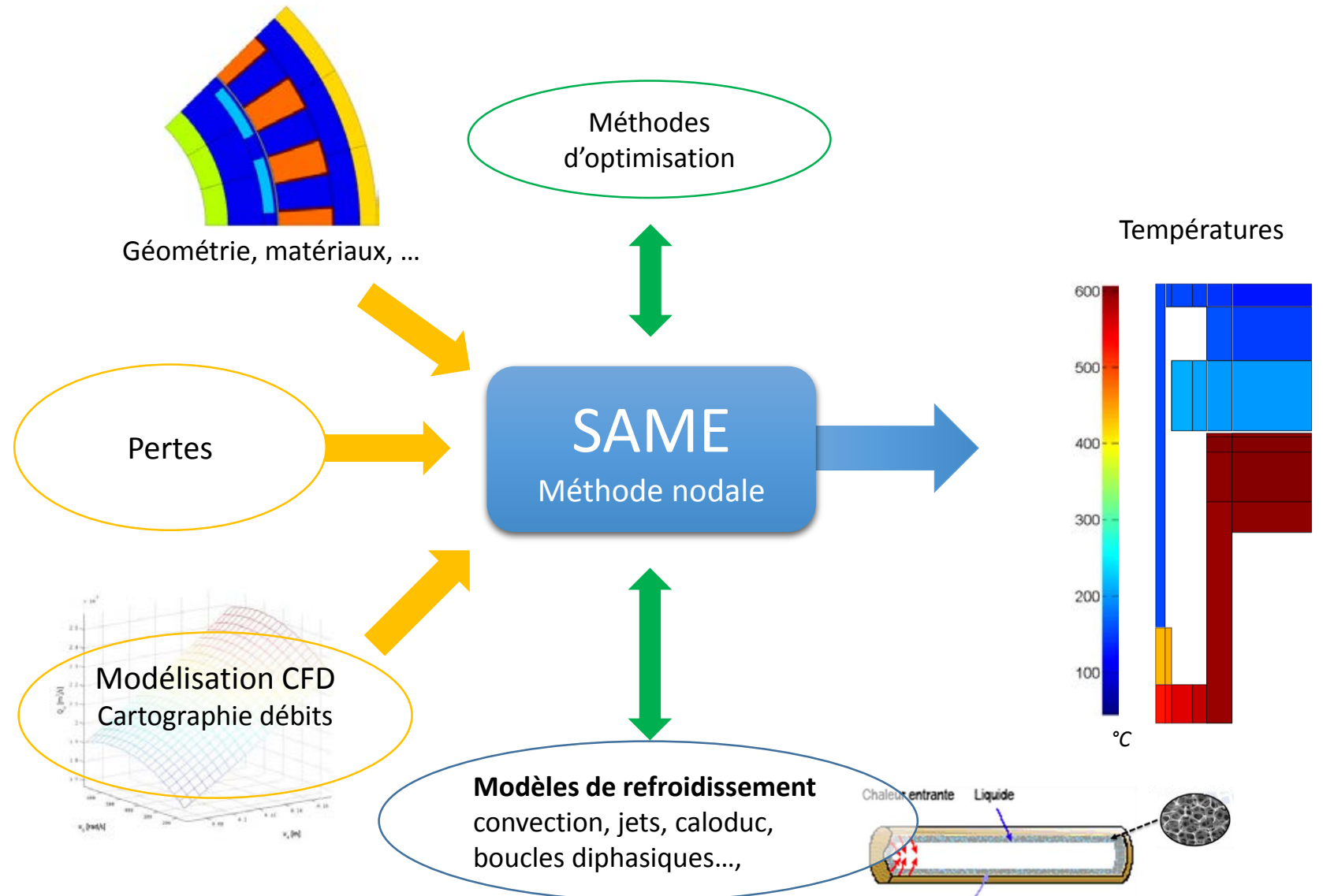
## Les objectifs de la programmation

**Modélisation aéraulique et thermique**

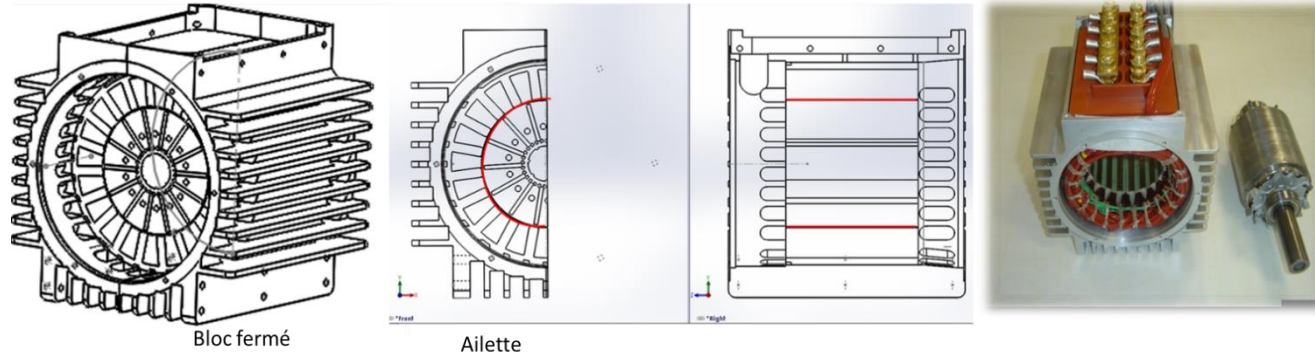
**Identification des échauffements en régime permanent, stationnaire et dégradé**

**Proposition de nouvelles solutions de gestion thermique**

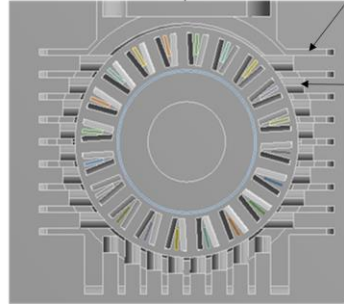
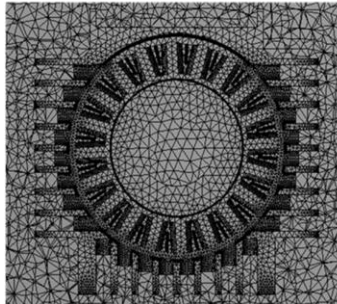
Simulation  
Aérothermique  
des  
Machines  
Electriques



Machine ouverte  
Brasseurs sur l'arbre de rotation

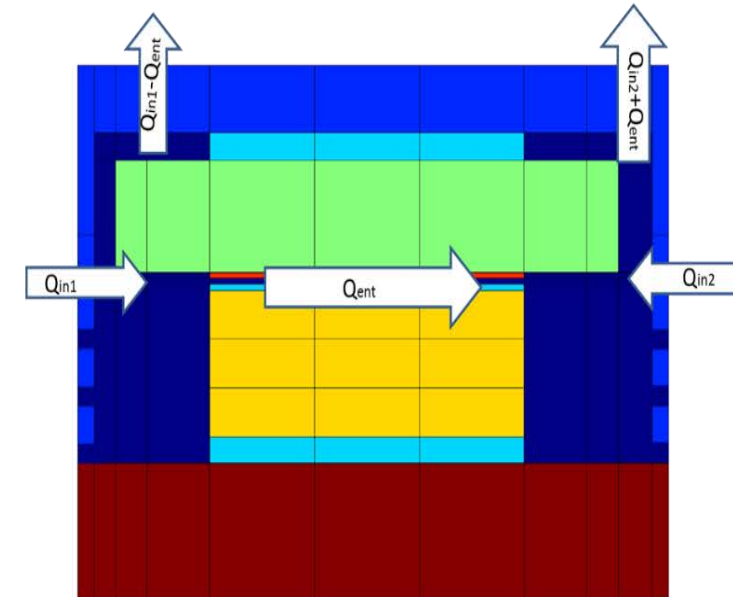


Maillage  
CFD : 4 millions de mailles

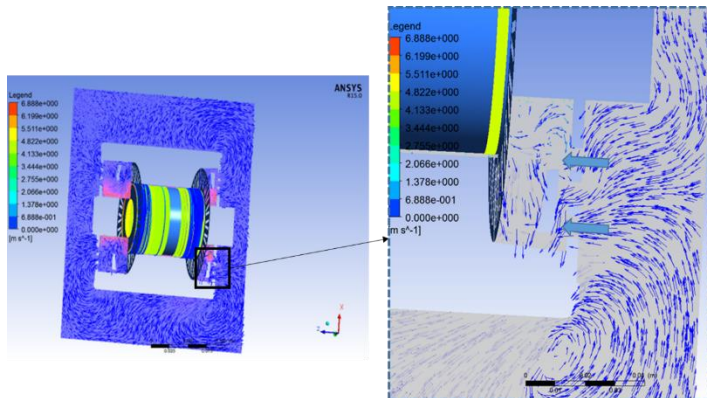


Cartographie des fluids : 20N,m ; 750 tr/min

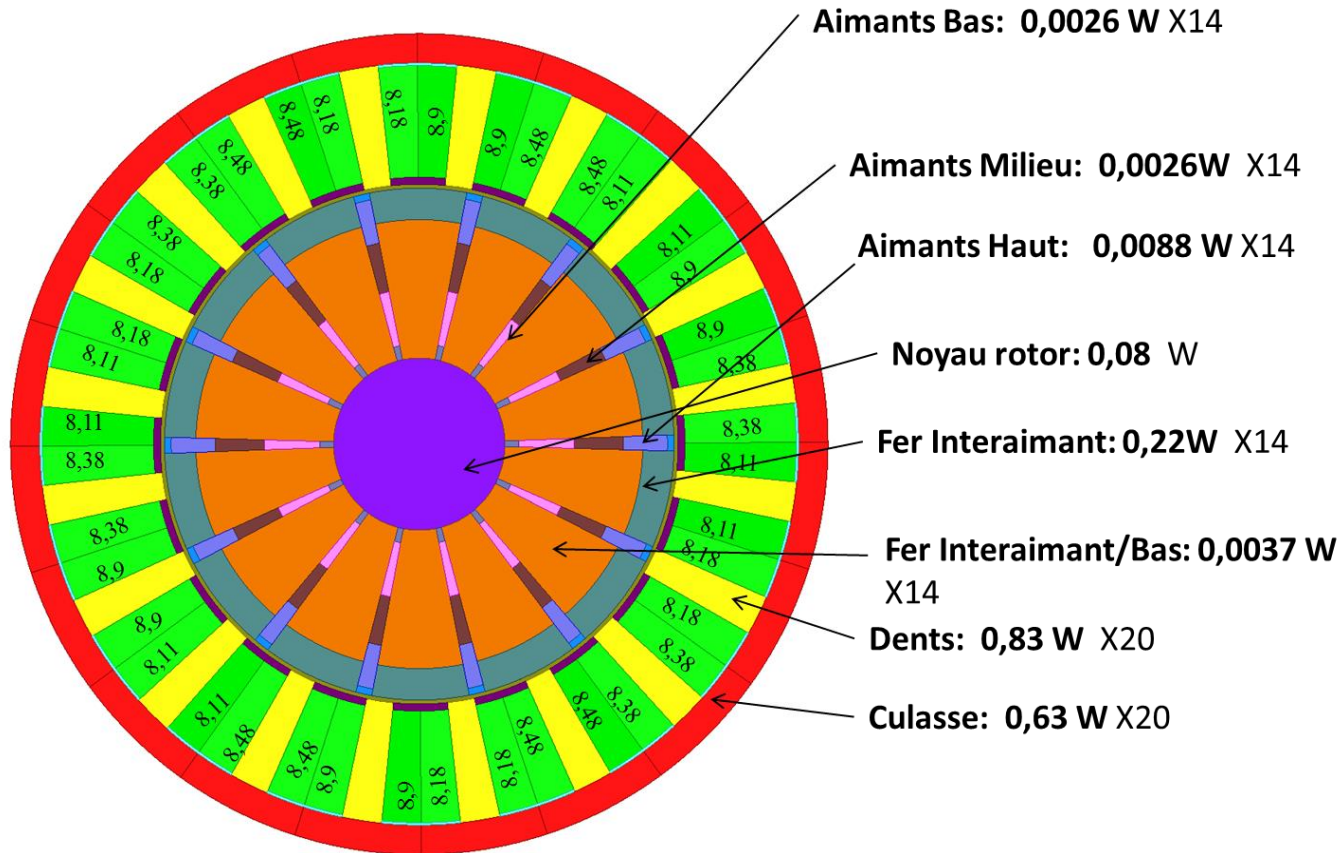
	Debit (L/S)
$Q_{in1}$	10.22
$Q_{in2}$	-7.75
$Q_{ent}$	0.745



Structure  
De l'écoulement



Couple : 20N,m ; Vitesse de rotation 750



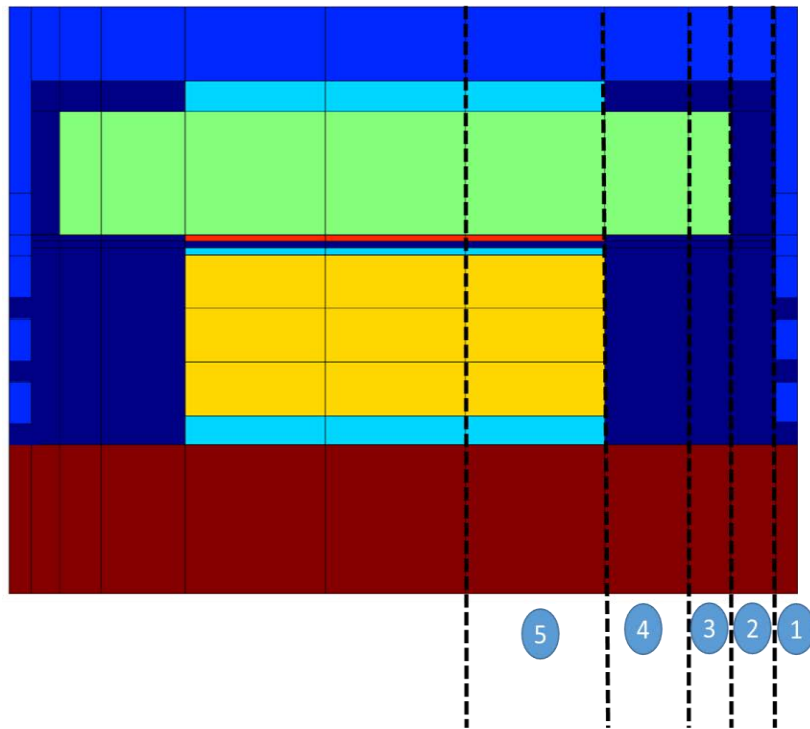
Pertes totales au rotor = 3,8 W  
Pertes totales au stator = 29,2 W  
Pertes totales dans les bobines = 337 W

Nombre de noeuds : 3076

;

Temps de calcul : 3 minutes

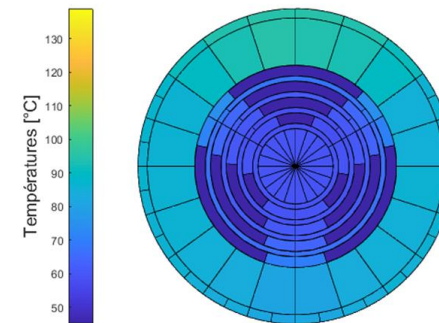
## Décomposition axiale de la machine



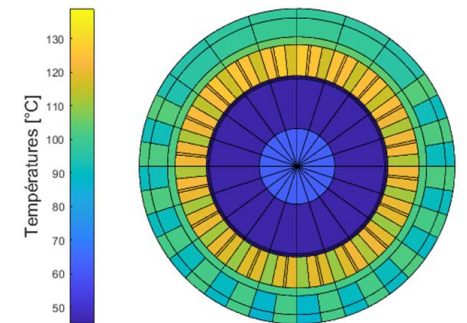
- 1 Section grille/carter
- 2 Section entrée air
- 3 Section têtes des bobines (1)
- 4 Section têtes des bobines (2)
- 5 Section rotor/stator

Arbre
Isolant
Aimant
Cuivre
Tôle
Carter
Air

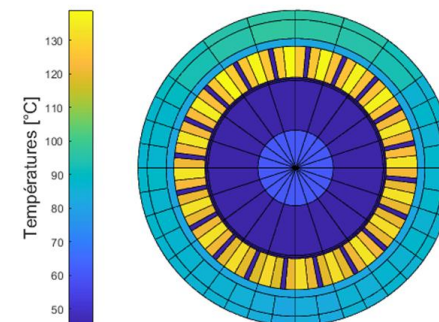
## Cartographie des températures



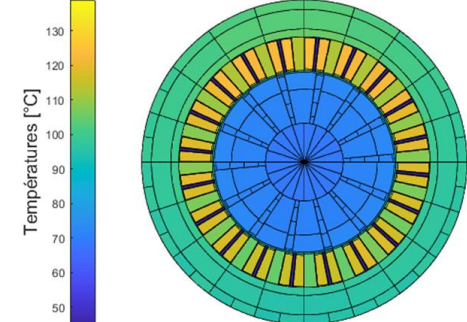
Coupe grille/carter



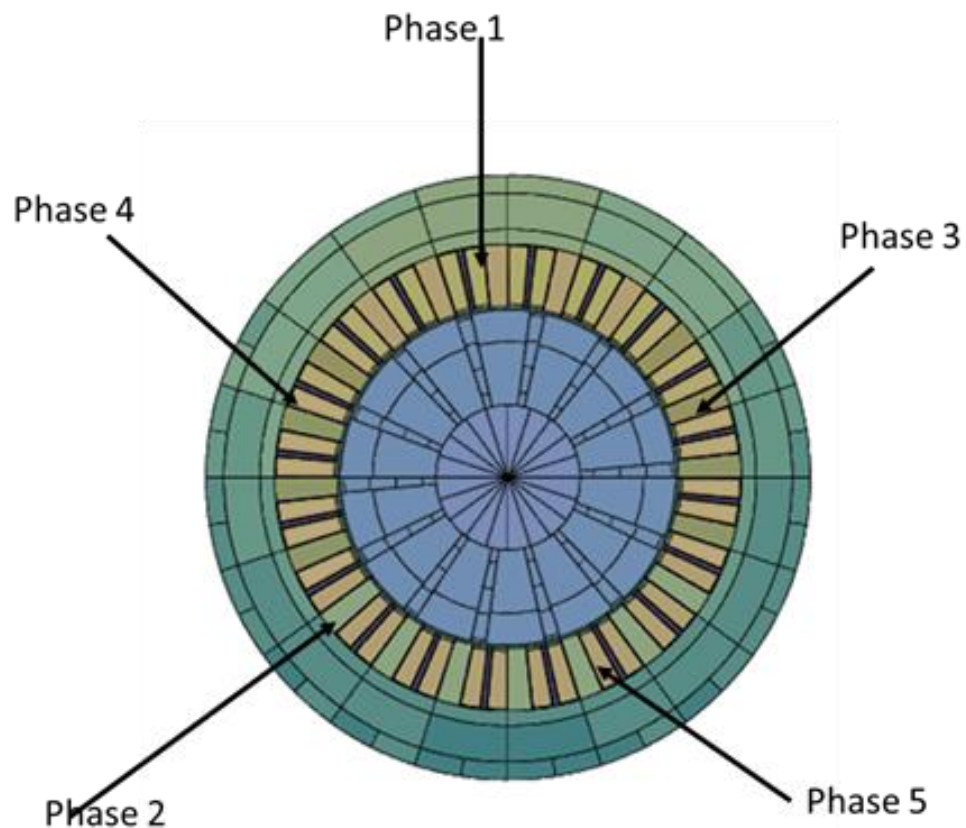
Coupe têtes des bobines1



Coupe têtes des bobines2

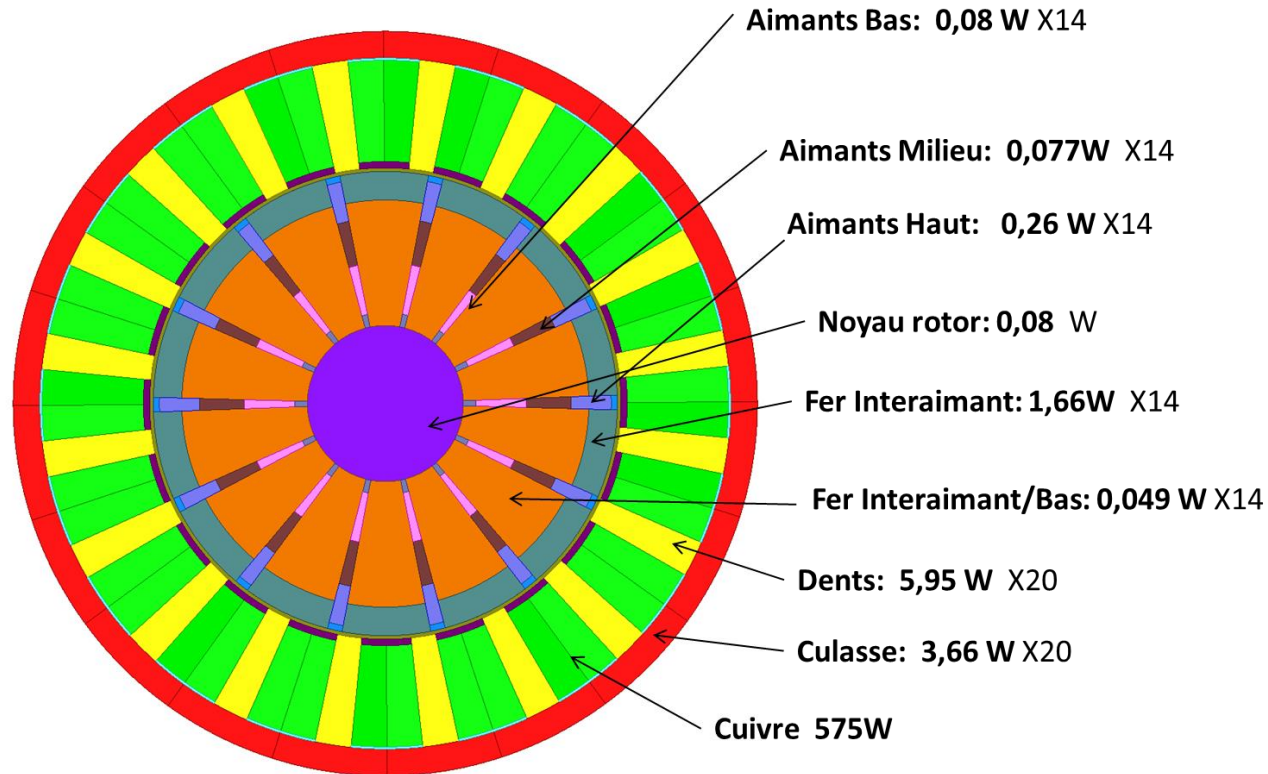


Coupe rotor/stator



Phase	T (°C) Essais	T (°C) Simulations	$\Delta T$ (°C)
1	131	125,2	6,2
2	99	116,7	16,3
3	110,2	116,8	6,2
4	102	113,5	11,5
5	114	114,8	0,8

Couple : 36 N,m ; Vitesse de rotation 3200 tr/mn



Pertes totales au rotor = 26,7 W  
Pertes totales au stator = 110 W  
Pertes totales Cuivres = 575 W

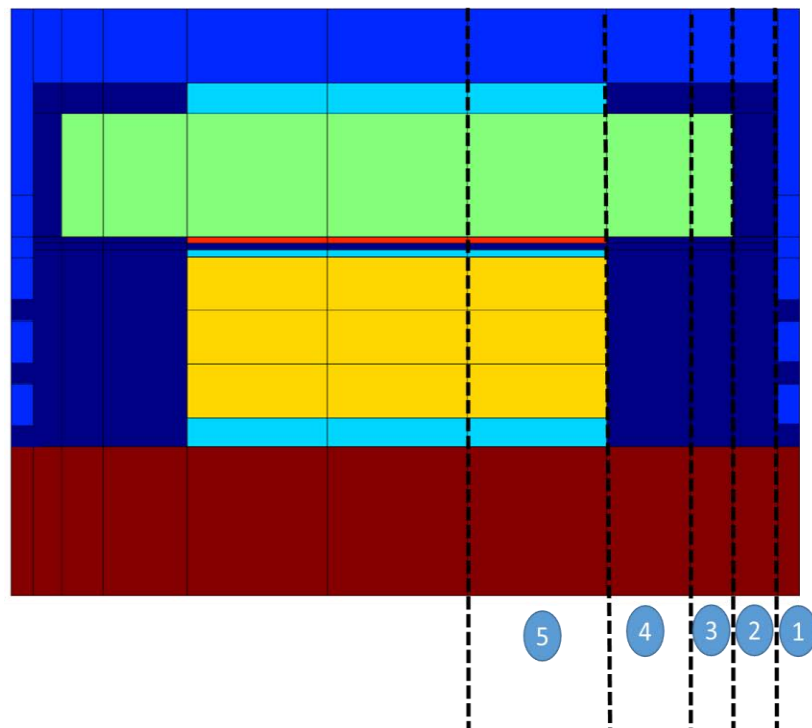


Nombre de noeux : 3076

;

Temps de calcul : 3 minutes

## Décomposition axiale de la machine

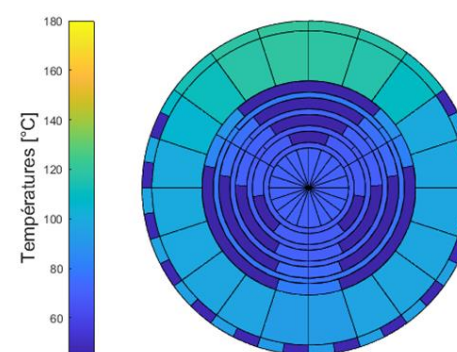


- 1 Section grille/carter
- 2 Section entrée air
- 3 Section tetes des bobines (1)
- 4 Section tetes des bobines (2)
- 5 Section rotor/stator

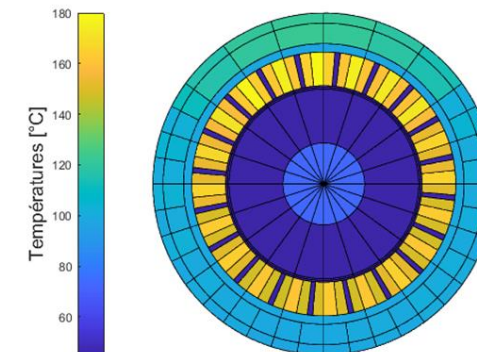
Arbre
Isolant
Aimant
Cuivre
Tôle
Carter
Air

## Cartographie des températures

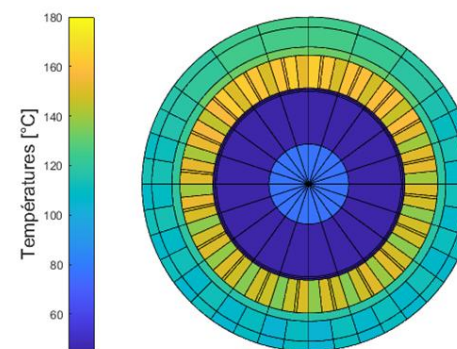
$T_{\max} = 176,3^{\circ}\text{C}$



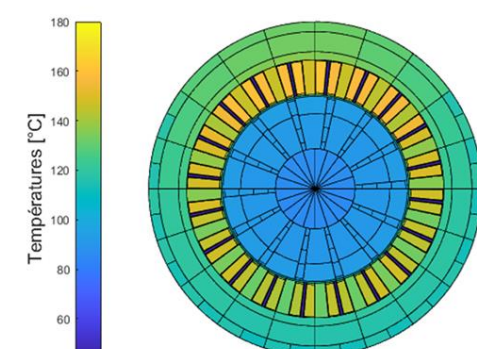
Coupe grille/carter



Coupe tetes des bobines1



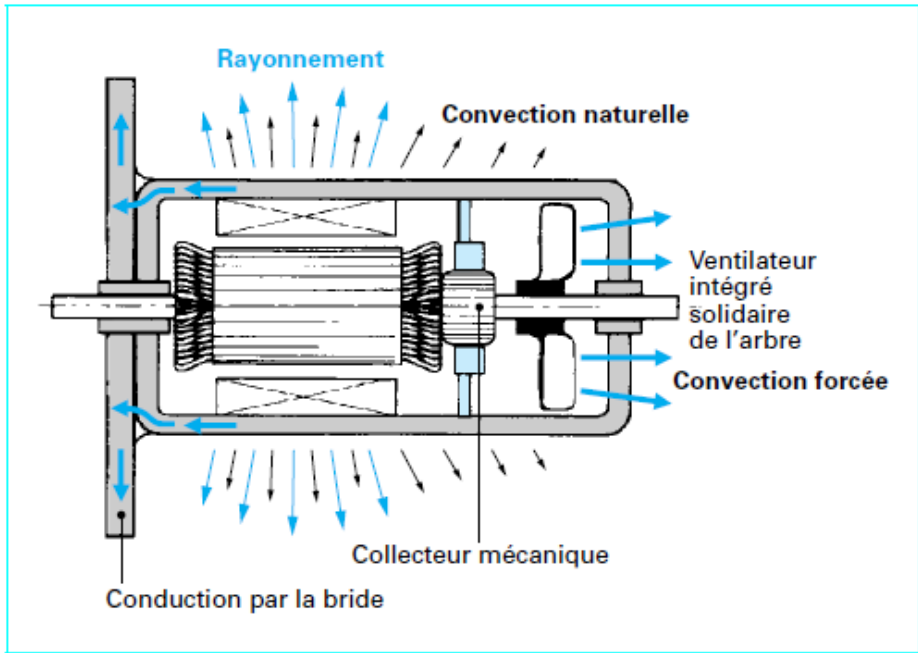
Coupe tetes des bobines2



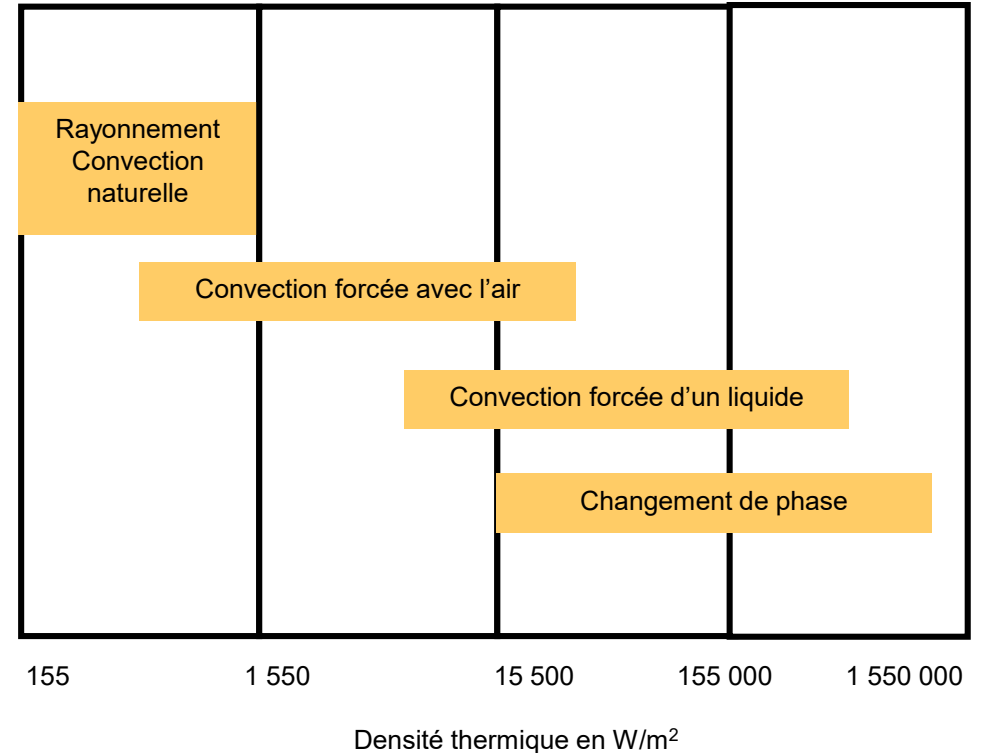
Coupe rotor/stator

## Exemples d'échanges thermique dans une machines

**Les 3 modes de transferts thermiques classiques**  
**Conduction, Convection, Rayonnement**



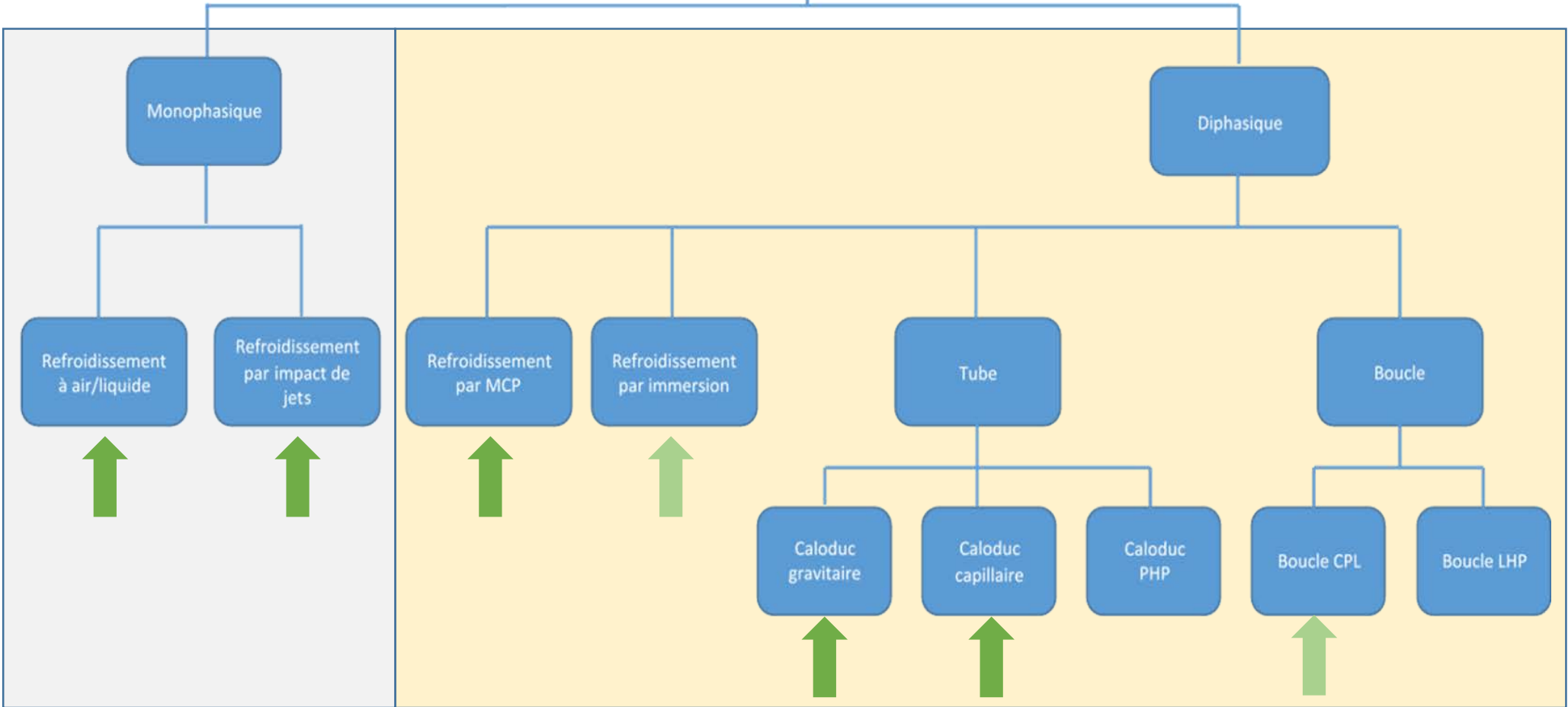
**Performances des modes de transferts thermiques**



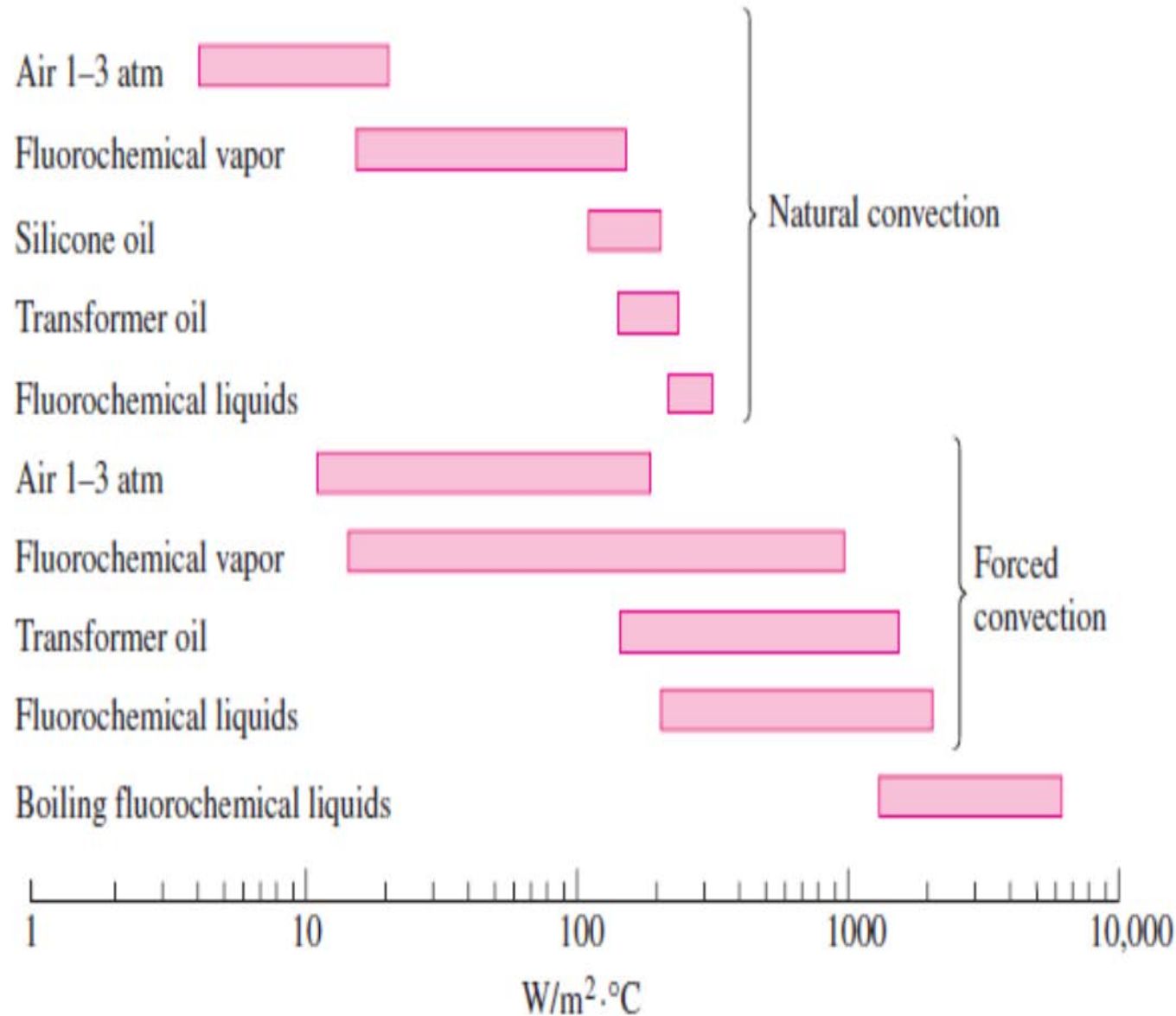
Echanges sensibles  
par écart de température  
 $\Phi = h S (T_{machine} - T_{fluide})$

Echanges latents  
par changement de phase L/V ou S/L  
 $\Phi = \dot{m}_{ev} L_v$

## Systèmes de transfert thermique

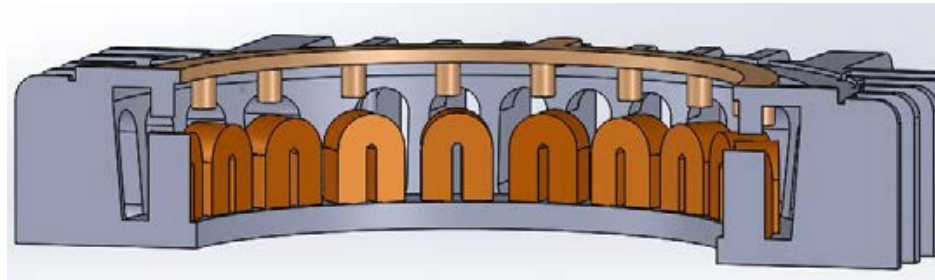
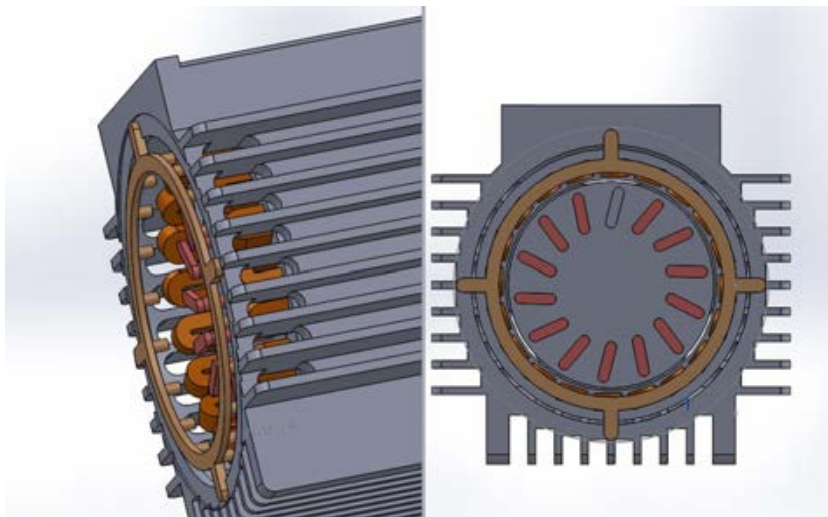


## Performances

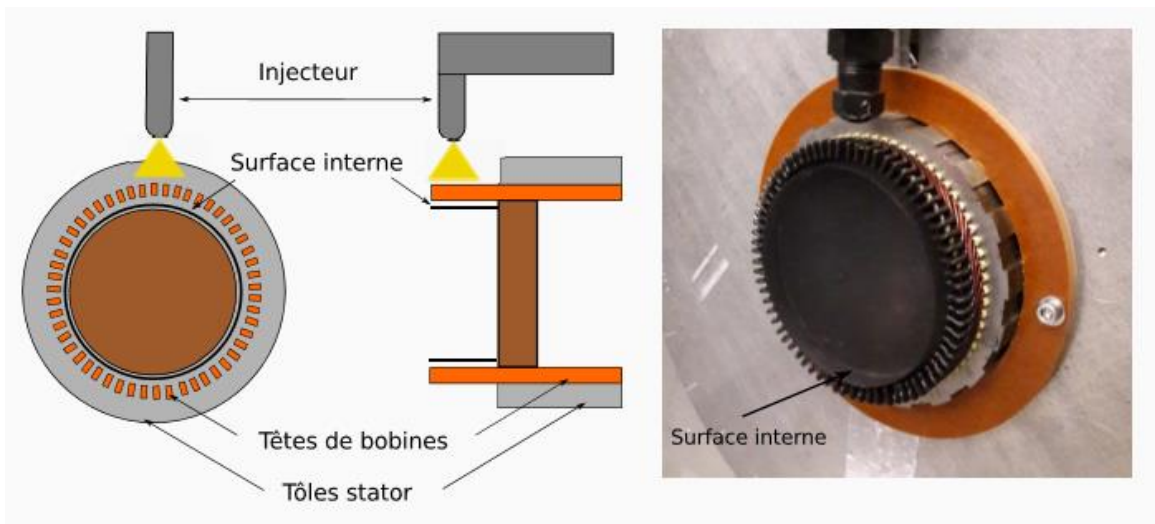
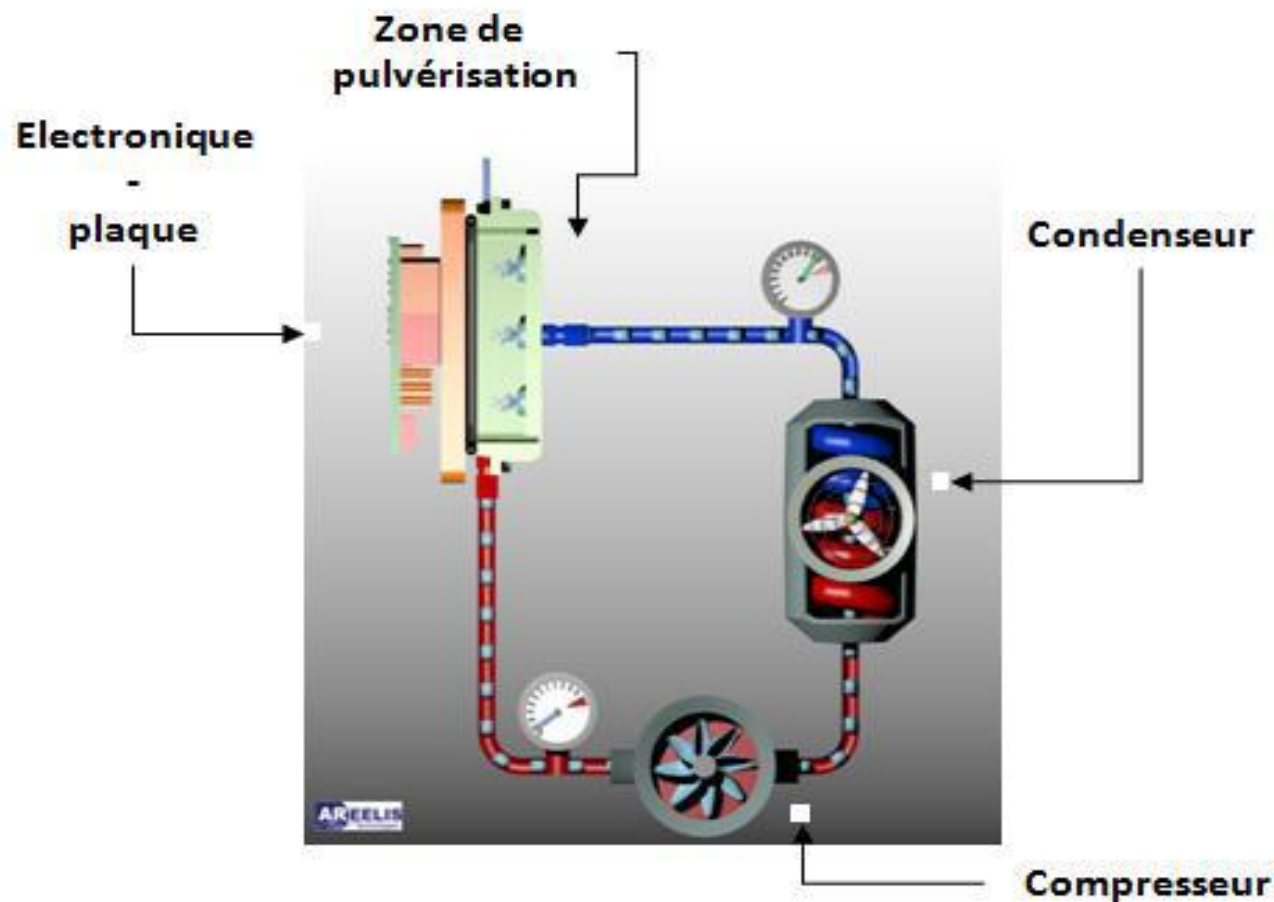


## Caractéristiques

	Air	Huile	Liquide 3M Novec
Formulation			C <sub>4</sub> F <sub>9</sub> OC <sub>2</sub> H <sub>5</sub>
Conductivité thermique (W/m·K)	0,0234	0,136	0,075
Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	1,21	884	1400
Viscosité cinématique (m <sup>2</sup> /s)	1,57×10 <sup>-5</sup>	5,5×10 <sup>-4</sup>	3,2 ×10 <sup>-7</sup>
Capacité thermique (J/Kg,K)	1006	2000	1300
Chaleur latente (KJ/Kg)		1,97	142
Température d'ébullition (°C)	-194,3	300	34
Température de solidification(°C)			-122,5
Tension de surface (dynes/cm)			12,4
Pression de vapeur saturante (KPa)			64,6

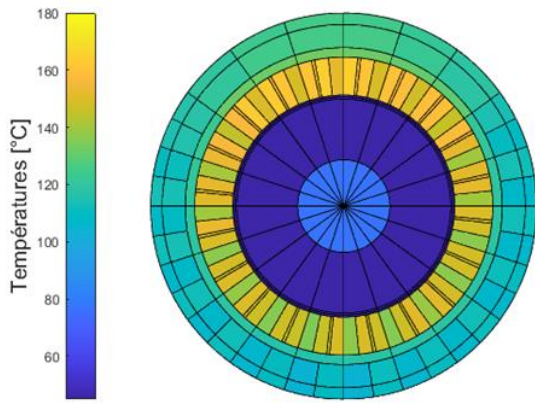


## Exemple d'installation



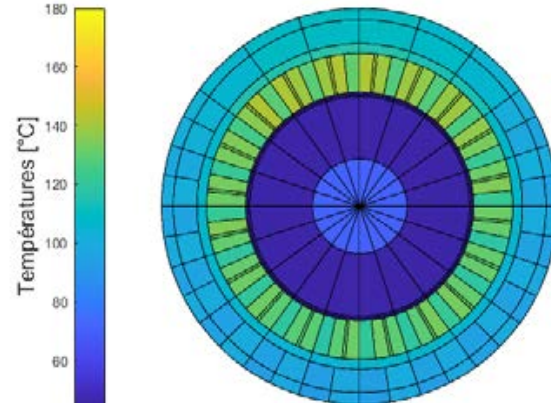
## Têtes de bobines coupe 2

### Cas de dimensionnement



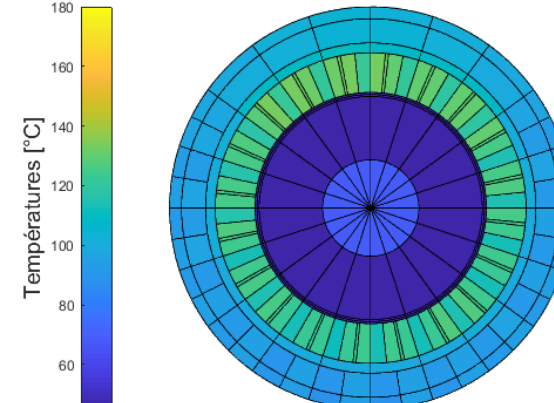
$T_{\max} = 176,3^{\circ}\text{C}$

### Jet d'air



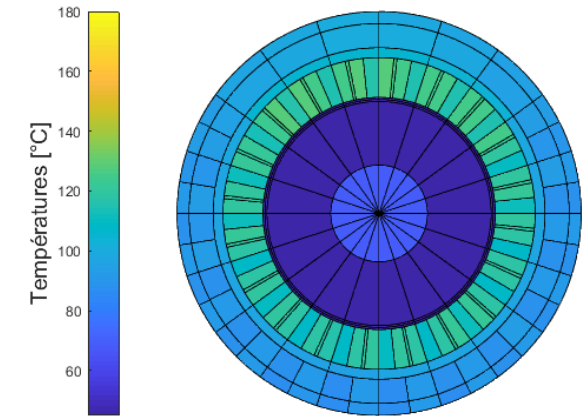
$T_{\max} = 142,2^{\circ}\text{C}$

### Jet liquide dielectrique



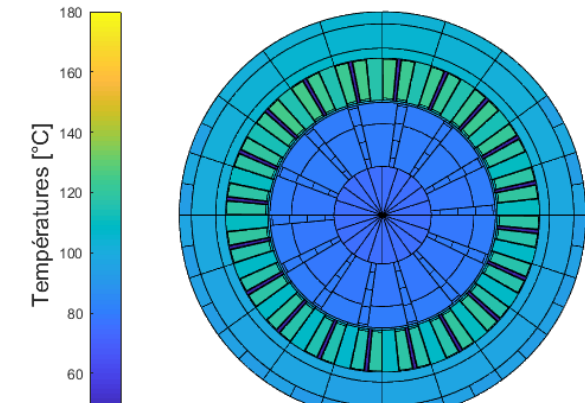
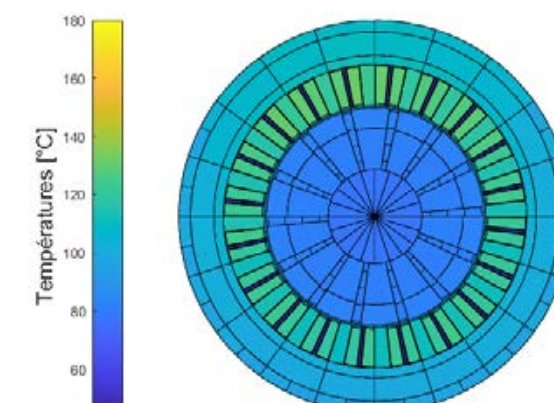
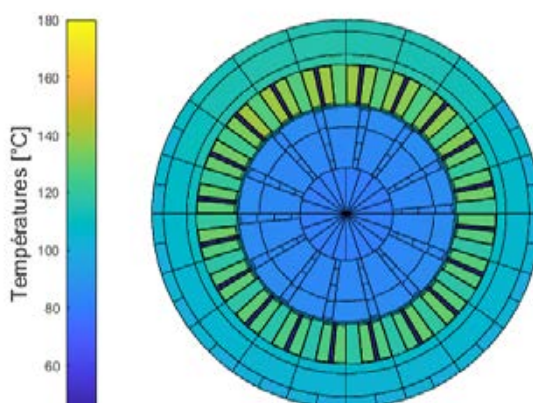
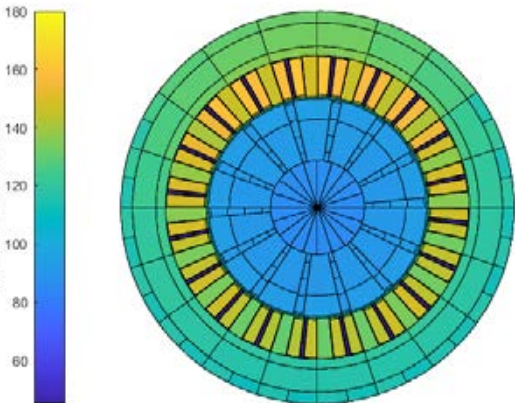
$T_{\max} = 133,4^{\circ}\text{C}$

### Jet d'huile

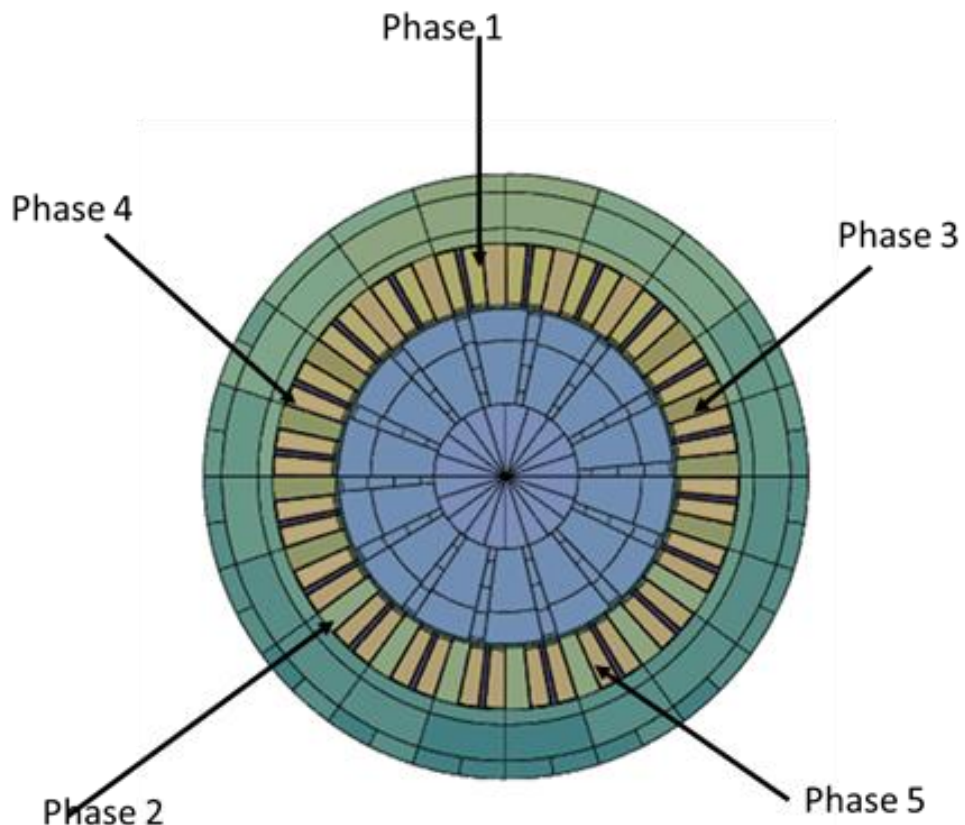


$T_{\max} = 127,6^{\circ}\text{C}$

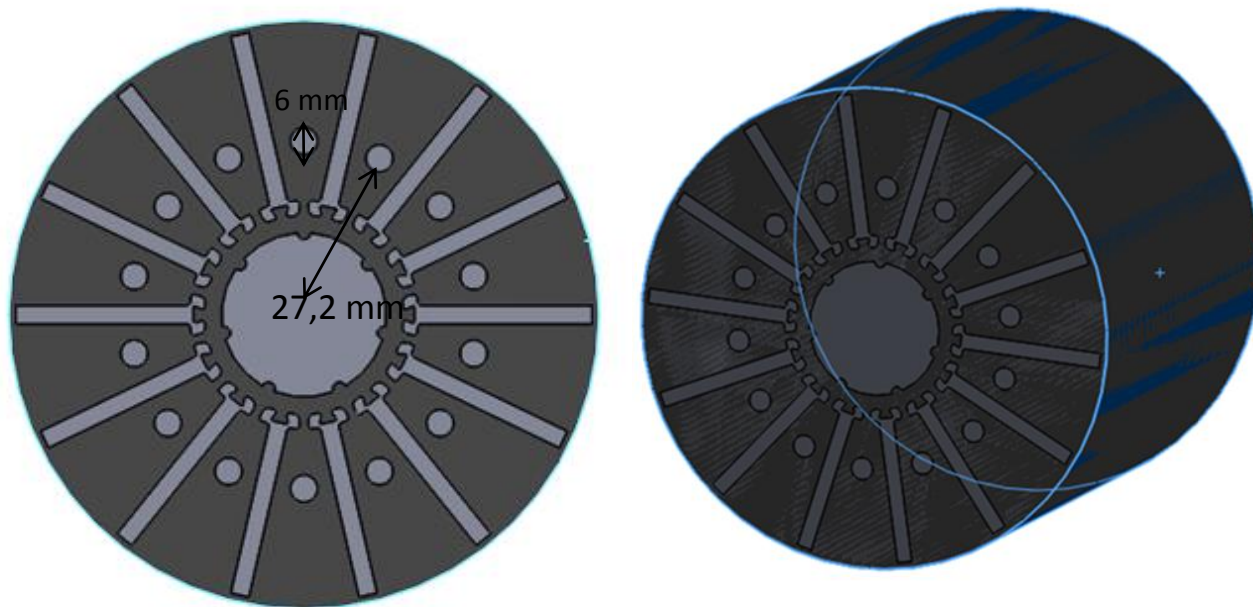
## Coupe milieu rotor/stator



## Comparaison des températures



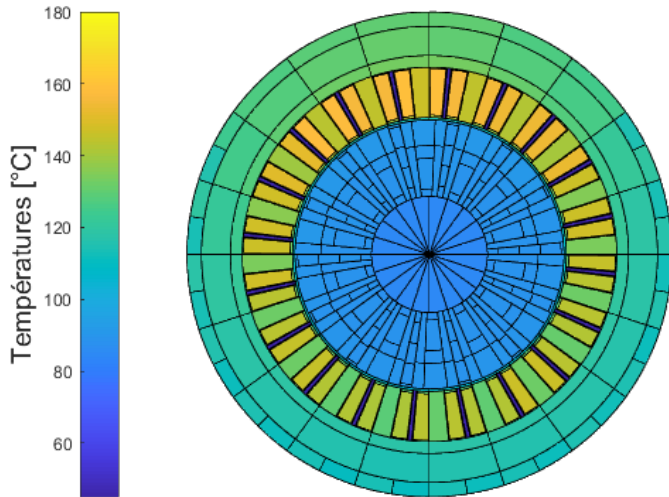
Phase	Cas de dimensionnement (T en °C)	$\Delta T$ Jet d'air	$\Delta T$ Jet 3M Novec 7200	$\Delta T$ Jet d'huile
1	158,2	14,1	28,1	35,7
2	149,2	14,5	28,65	37,75
3	152,01	13,41	26,21	33,71
4	151,8	13,6	26,7	33,7
5	148,5	14,3	28,4	37,6



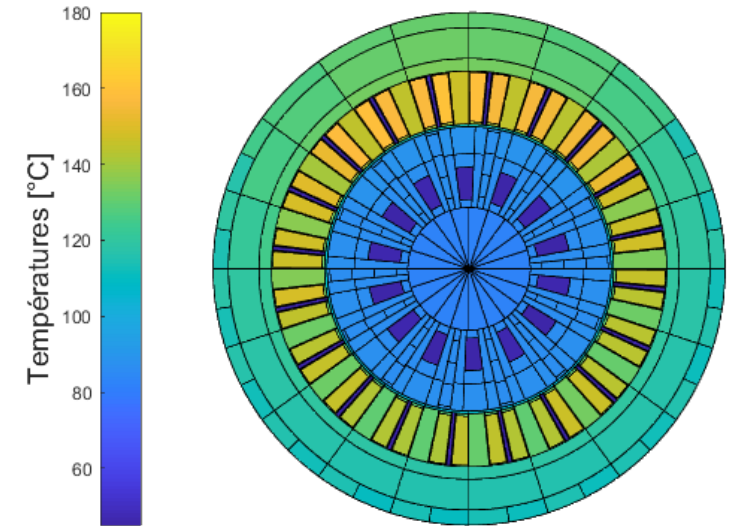


## Résultats des simulations SAME

Cas de dimensionnement



Avec convection forcée dans les canaux du rotor

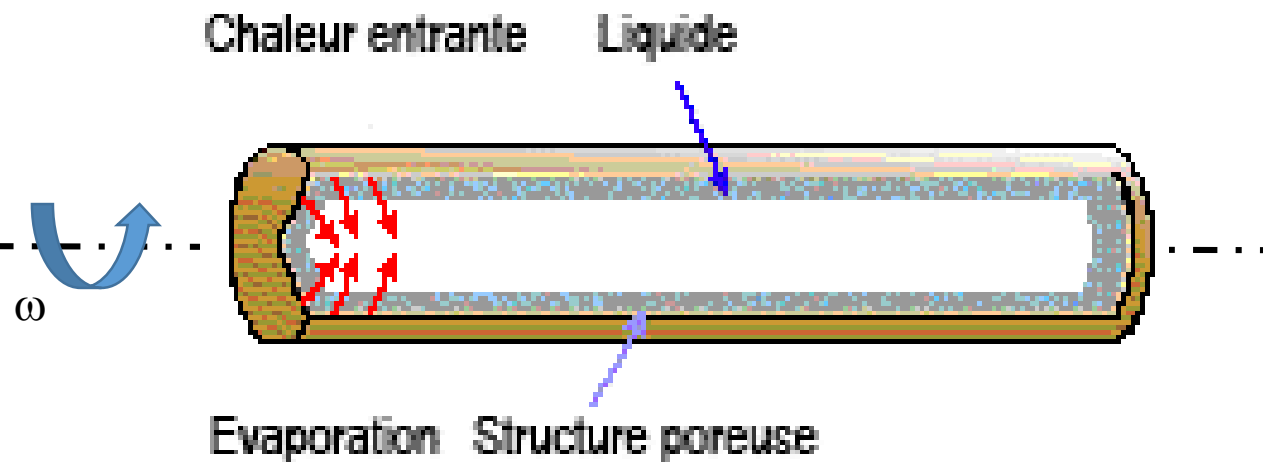


Coefficient de convection  
 $h = 50 \text{ W/m}^2, \text{ K}$

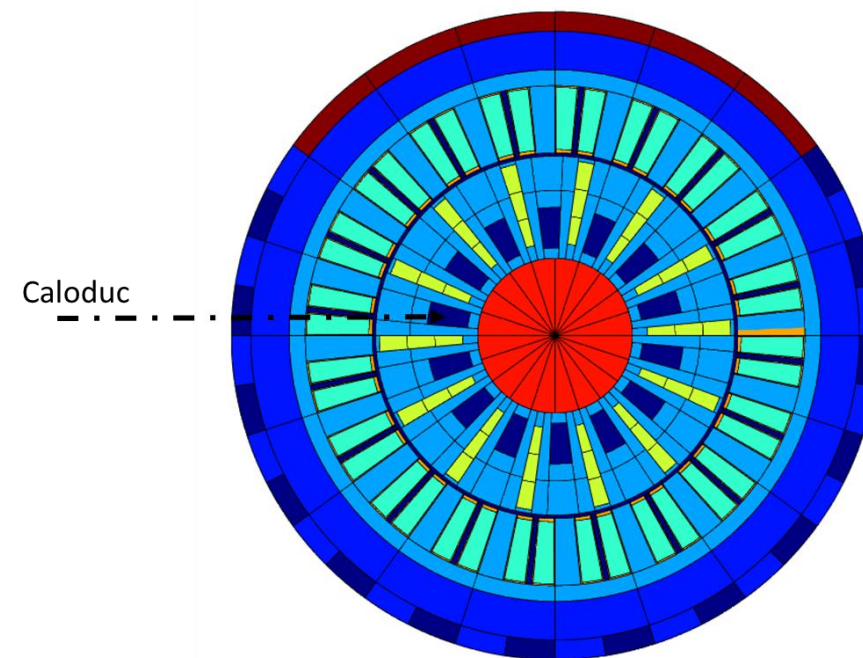
### Coupe Rotor/Stator

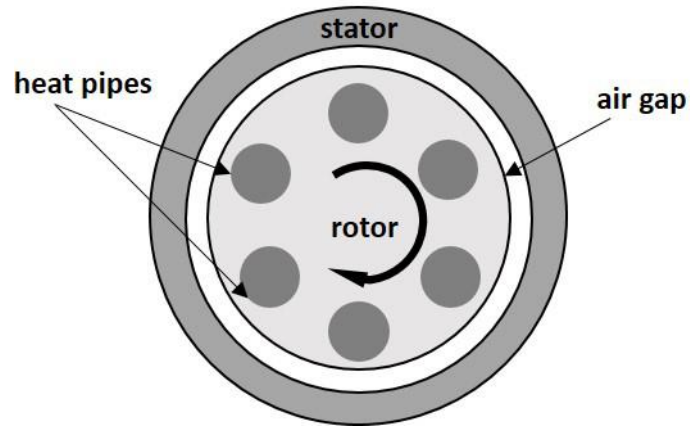
Rotor	Cas de dimensionnement (T en °C)	Cas avec canaux rotoriques (T en °C)	$\Delta T$ (en °C)
	85,14	81,4	3,7

## Principe de fonctionnement

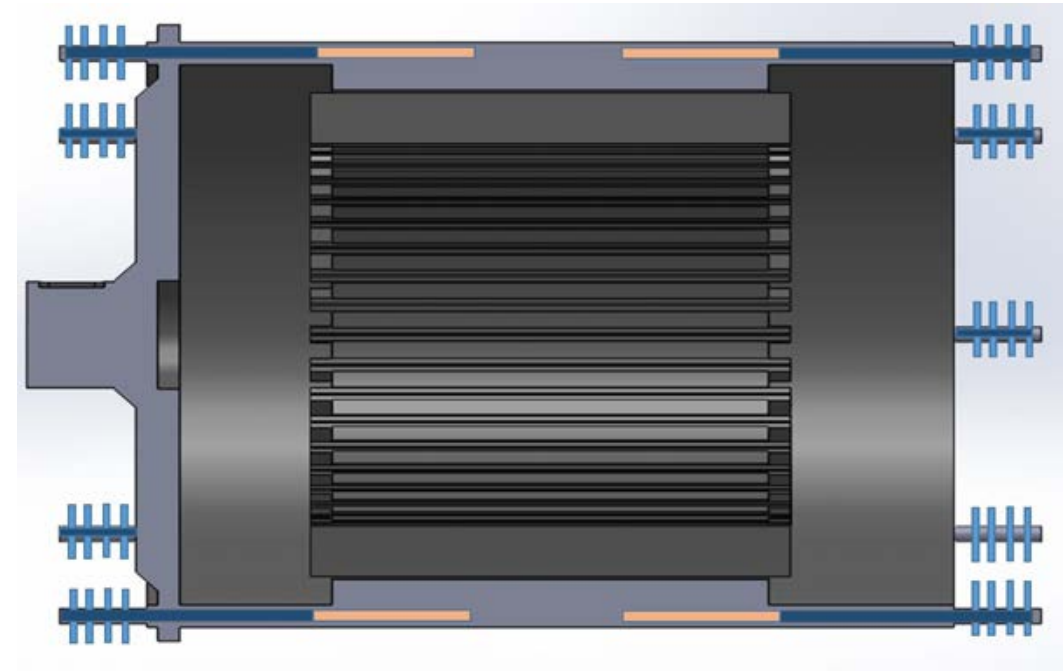
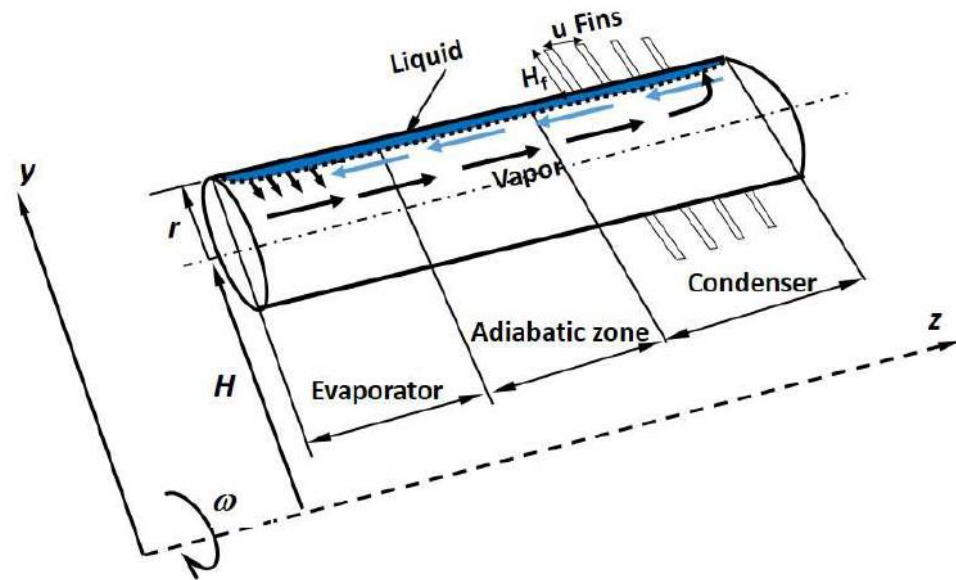


## Implantation



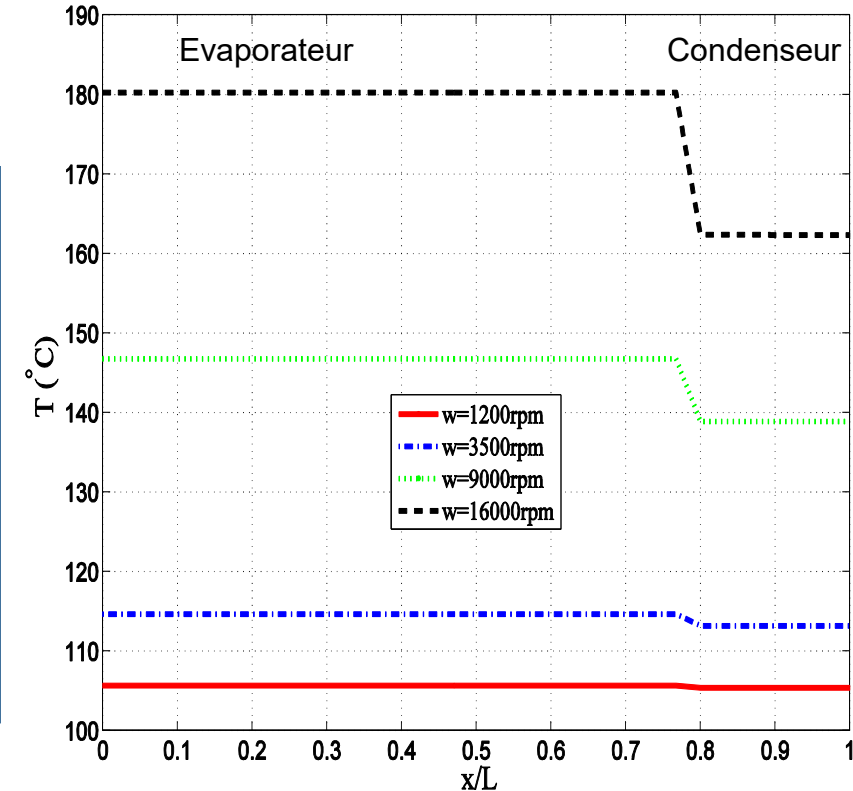
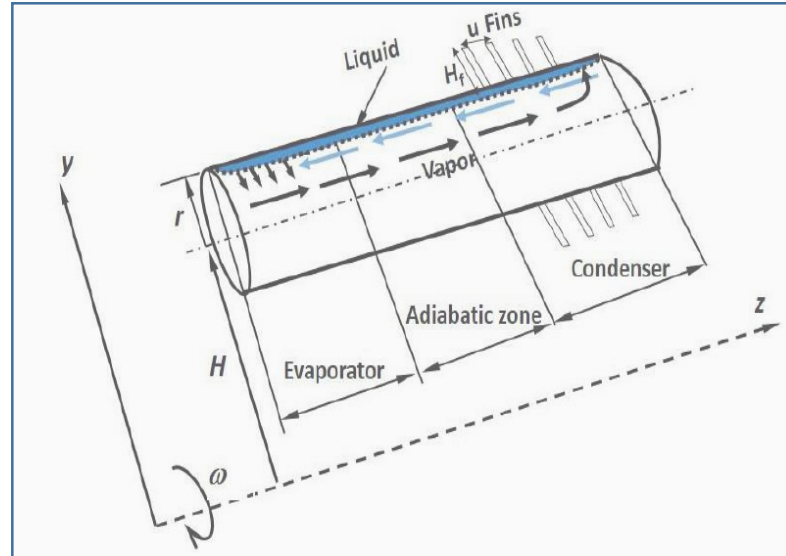
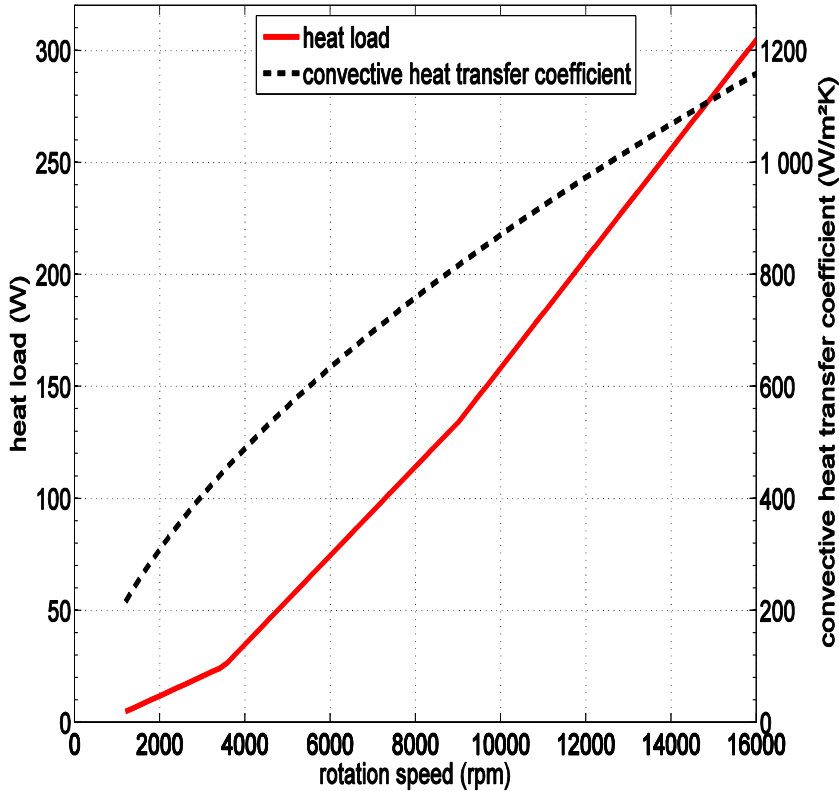


Position des caloducs tournants



- $\Omega$  : vitesse de rotation
- $H$  : distance entre l'axe de rotor et l'axe de caloduc
- $R$  : rayon de caloduc
- $H_f$  : longueur des ailettes
- $U$  : espacement entre les ailette
- $T_{sf}$  : Température de la source froide

Géométrie initiale  $H : 25 \text{ mm}$      $u : 2 \text{ mm}$      $T_{sf} : 100 \text{ }^\circ\text{C}$      $r : 3 \text{ mm}$      $H_f : 9 \text{ mm}$

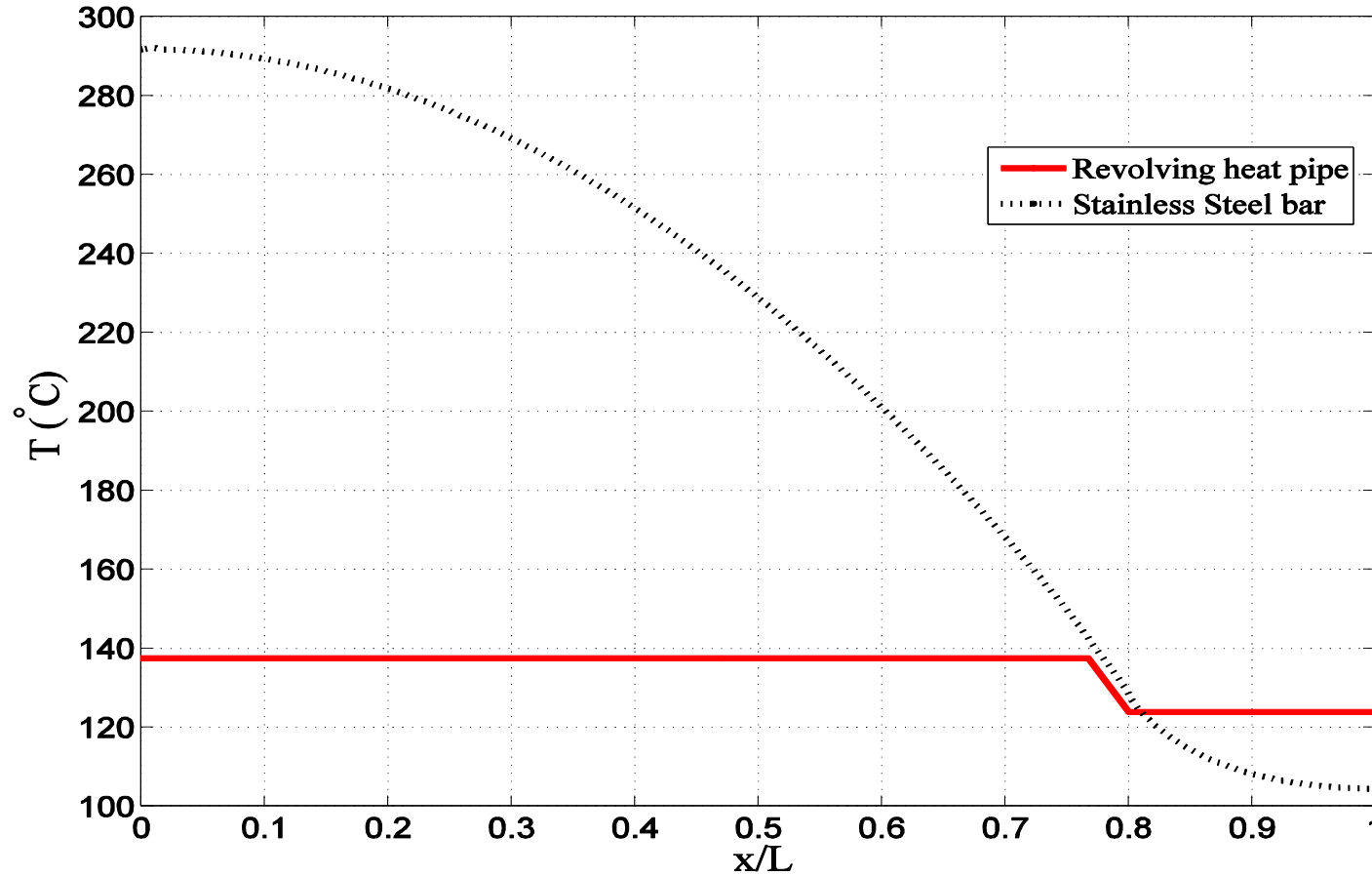


Pertes et Coefficient d'échange convectif au condenseur versus vitesse de rotation

Température versus vitesse de rotation

la température augmente en augmentant la vitesse de rotation  
 La température est uniforme dans les régions du condenseur et de l'évaporateur,

## Comparaison entre un caloduc tournant et une barre en acier



La température de l'évaporateur du caloduc tournant est toujours inférieure à celle d'une barre en acier inoxydable;  
La différence entre les températures de l'évaporateur et de la paroi du condenseur est faible,

**Paramètres:** distance H, longueur d'ailette  $H_f$ , rayon du caloduc r, espacememt entre les ailittes u

Maximiser le flux de refroidissement

$$\phi_C = h_{eq} S_{ech} = \bar{h}_C (2nS_f + S_C) = \frac{\lambda \overline{Nu}}{L_C} (2nS_f + S_C)$$

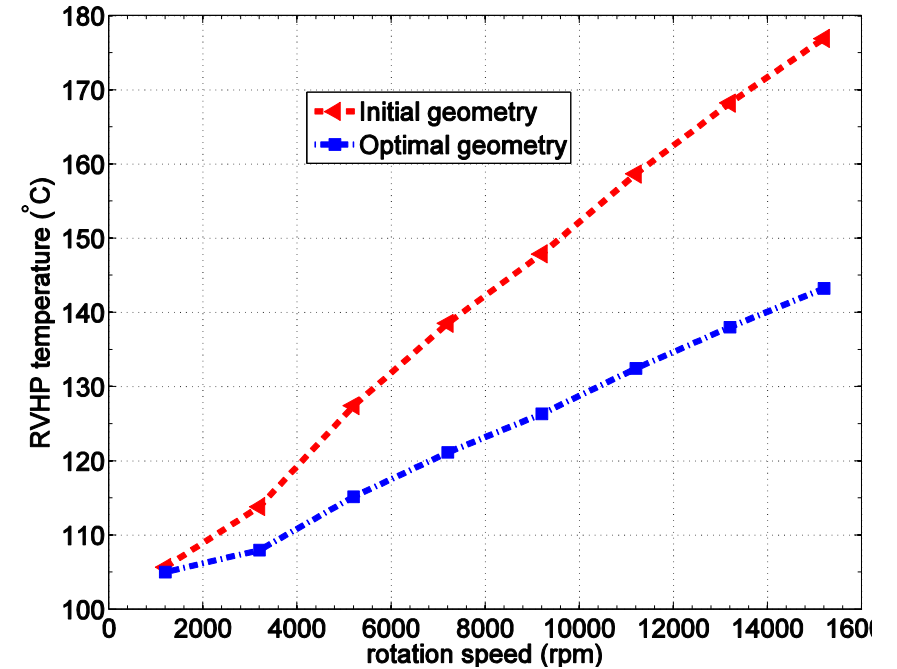
**Contraintes:**  $H + H_f + r < \text{rayon de stator}$

**Méthode :** Adaptive Particle Swarm Optimization method (APSO)

Les paramètres géométriques optimales

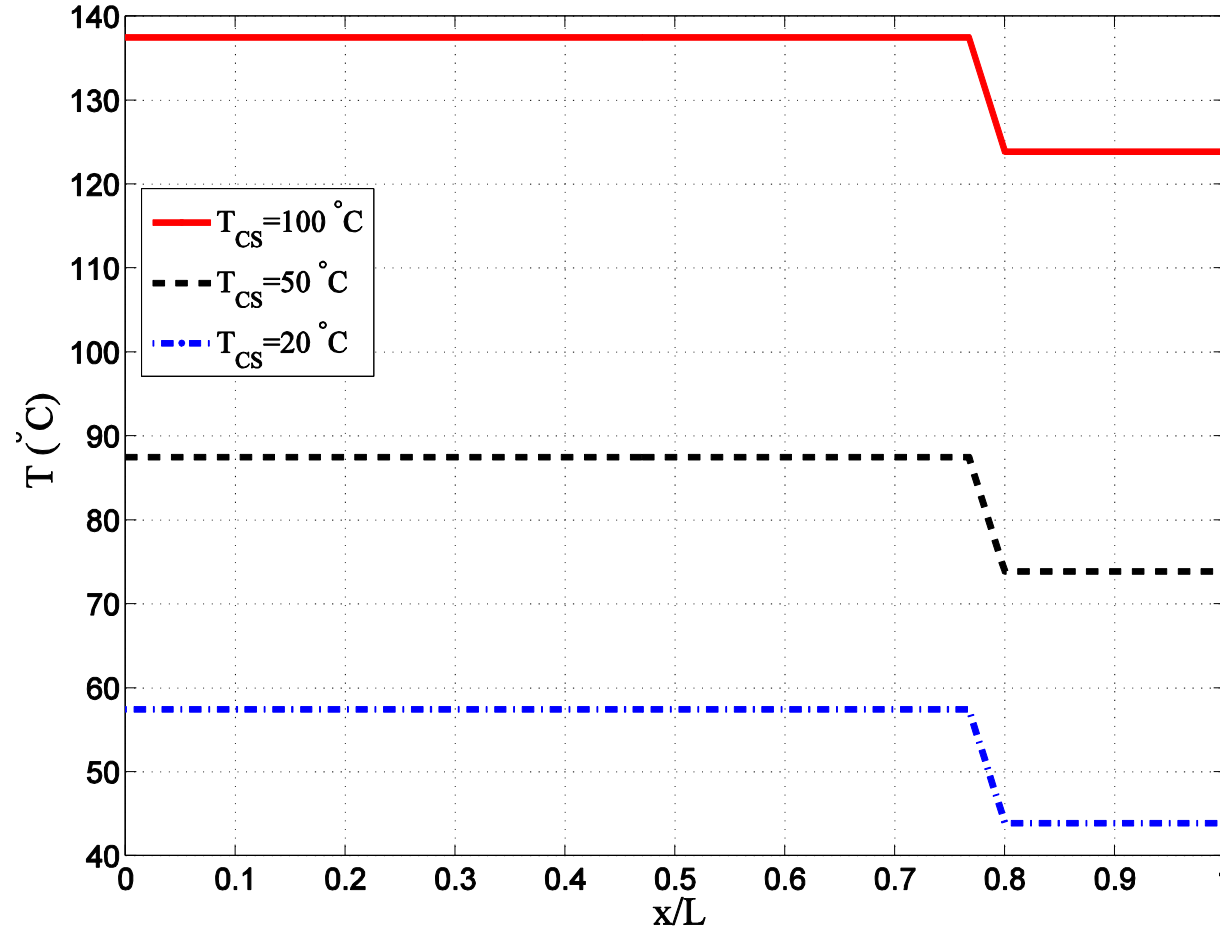
	u (mm)	$H_f$ (mm)	r (mm)	H (mm)	$\phi_C$ (W/K)
Valeur initiale	2	9	3	25	0,3
Valeur optimale	1	12,75	3	28,25	0,797

## Comparaison entre la géométrie initiale et la géométrie optimale



La géométrie optimale améliore les performances thermiques du caloduc tournant.

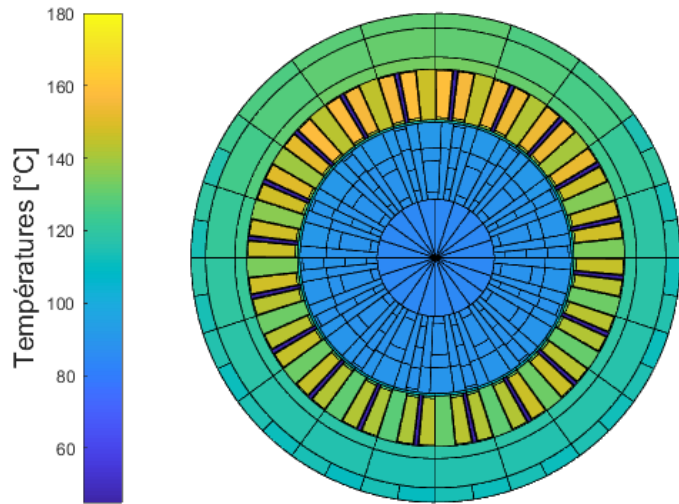
Effet de la température de la source froide pour  $\omega = 13000$  tr/mn



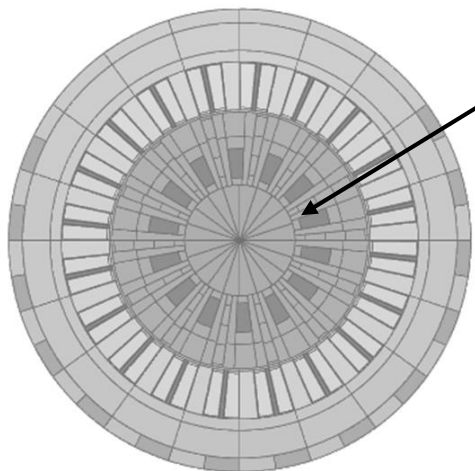
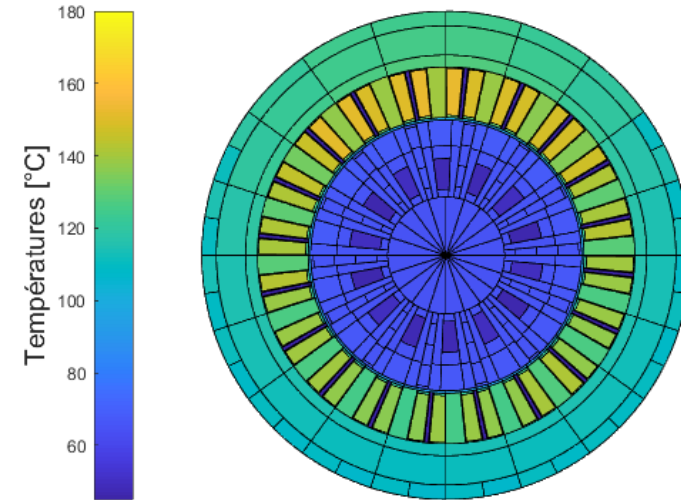
L'augmentation de la température de la source froide entraîne une augmentation de la température du caloduc tournant,

## Coupe Rotor/Stator

### Cas de dimensionnement



### Cas avec caloducs



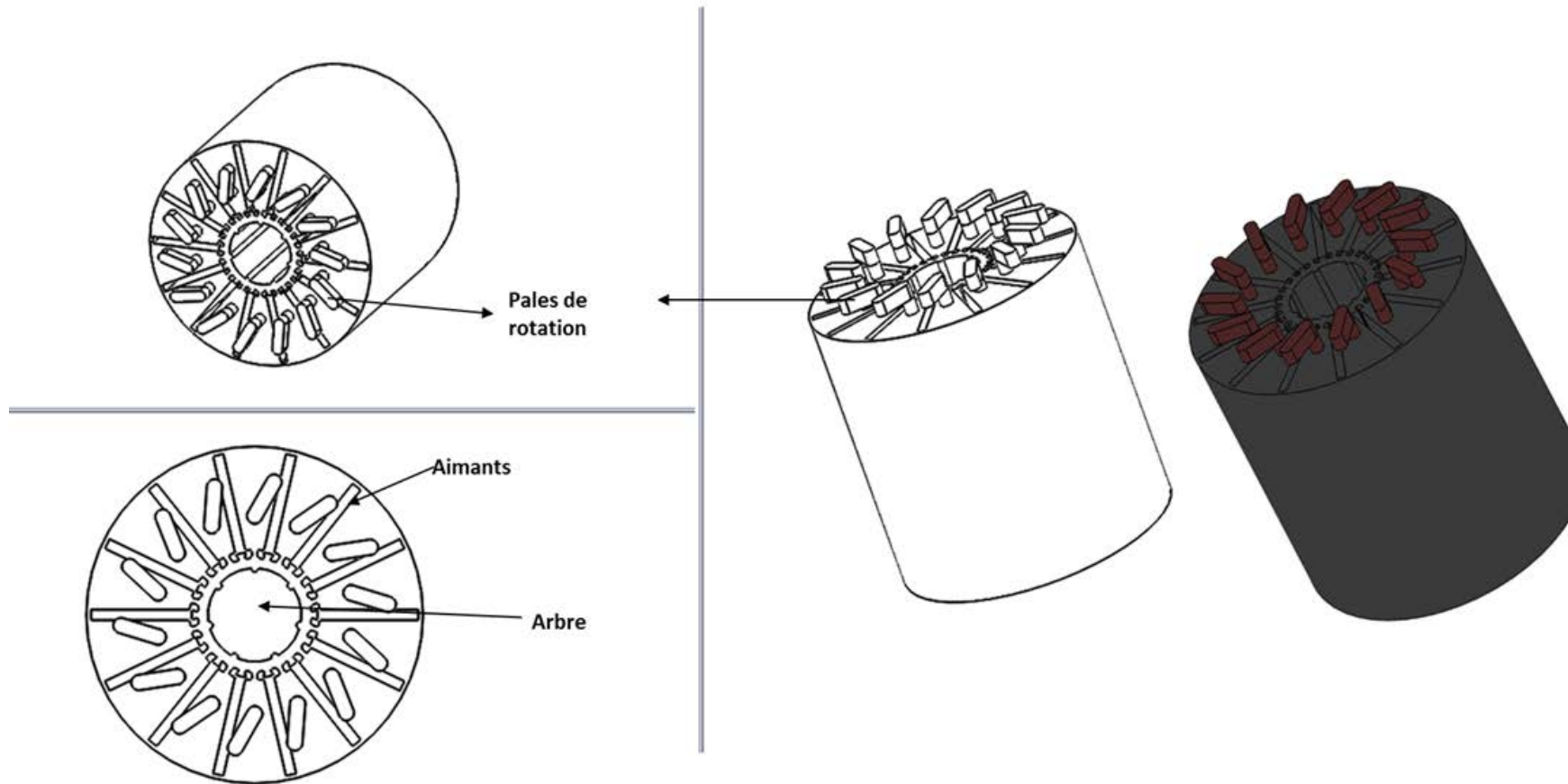
Maille de  
comparaison

Rotor	Cas de dimensionnement (T en °C)	Rotor avec caloducs tournants (T en °C)	$\Delta T$
	85,14	74,7	10,4

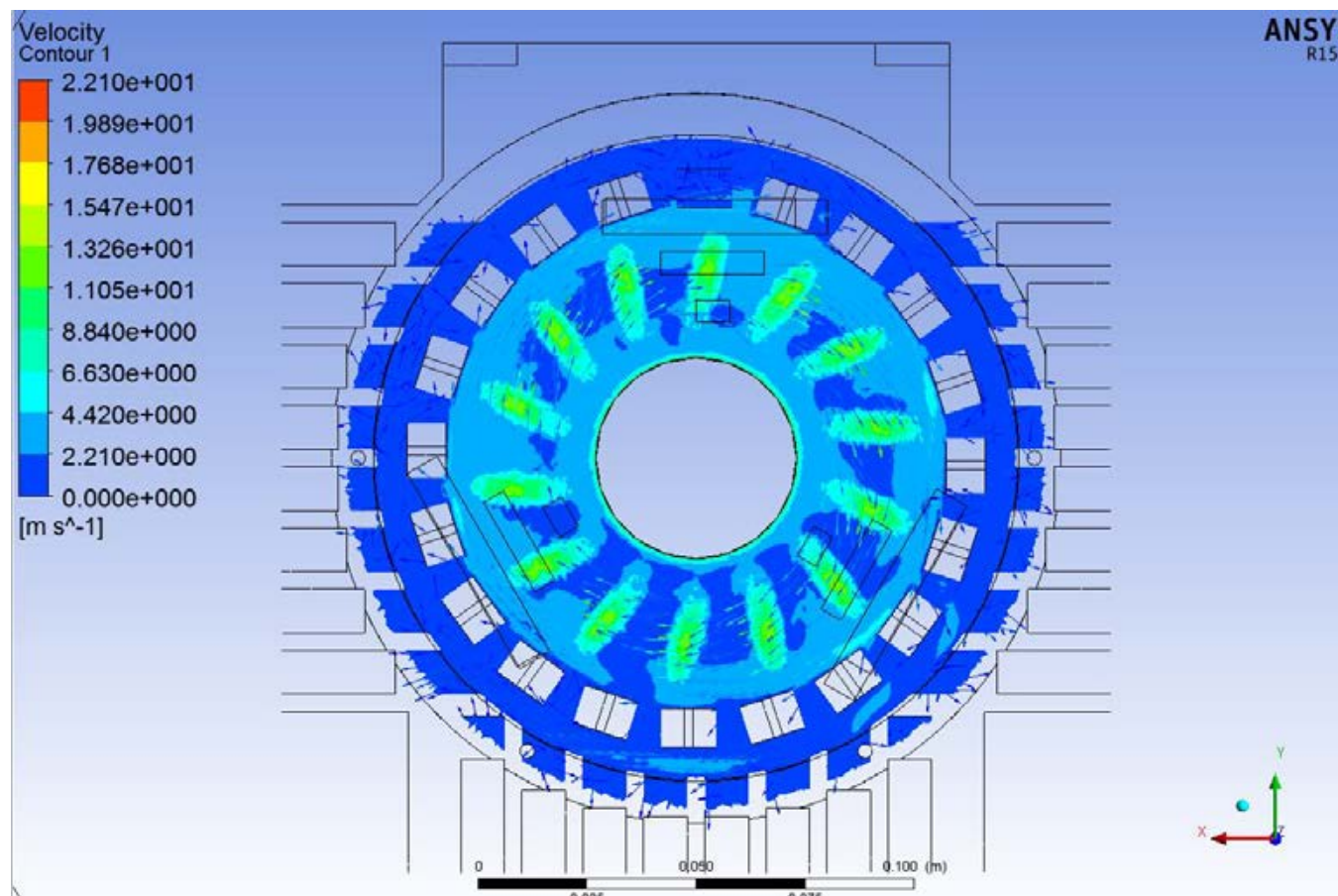
Rappelons que les pertes dans le rotor restent relativement faibles,  
Difficile de voir nettement l'influence de l'implantation des caloducs,



## Remplacement du brasseur par des pales places sur la position optimale des caloducs



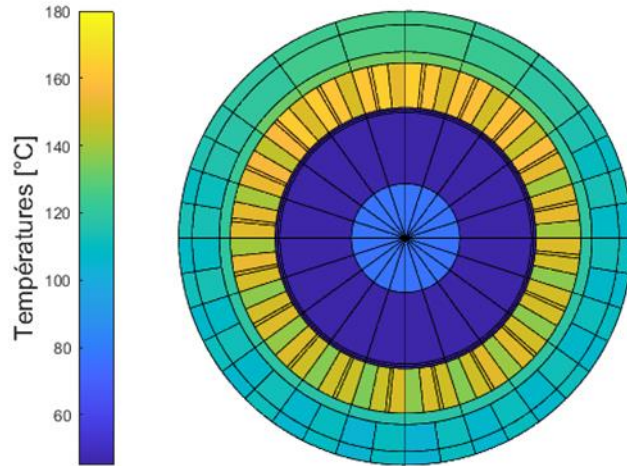
## Structure de l'écoulement



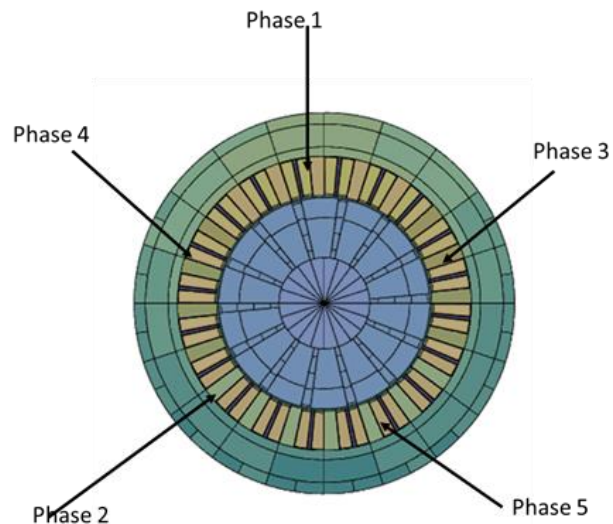
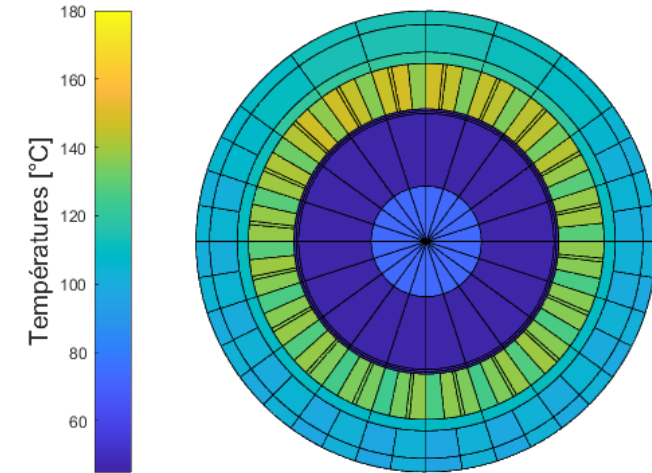
	Debit (L/s)
<b>Q in1</b>	<b>17,15</b>
<b>Q in2</b>	<b>-10,2</b>
<b>Q ent</b>	<b>1,11</b>

## Coupe Tête de bobines

### Cas de dimensionnement



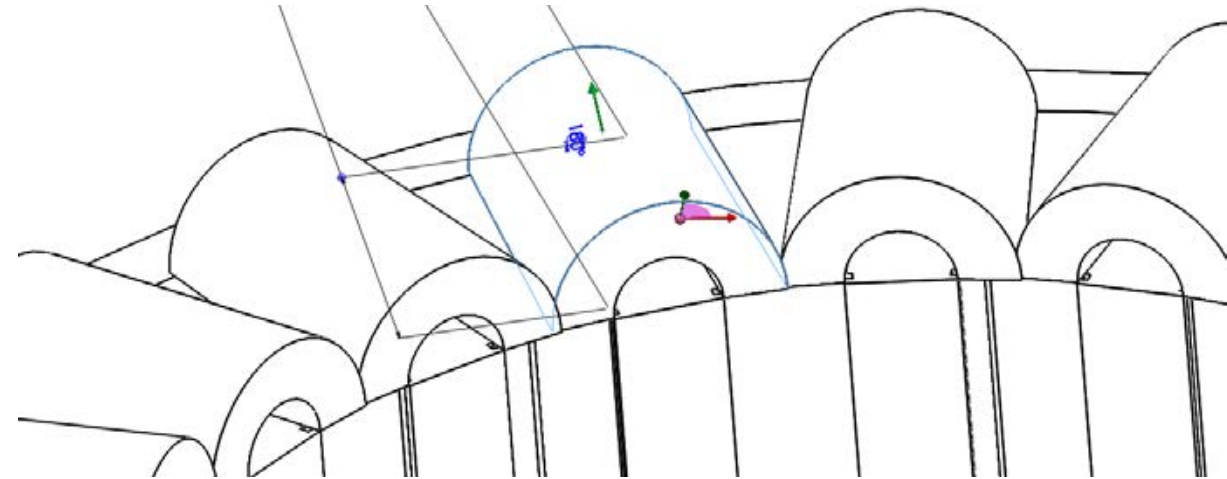
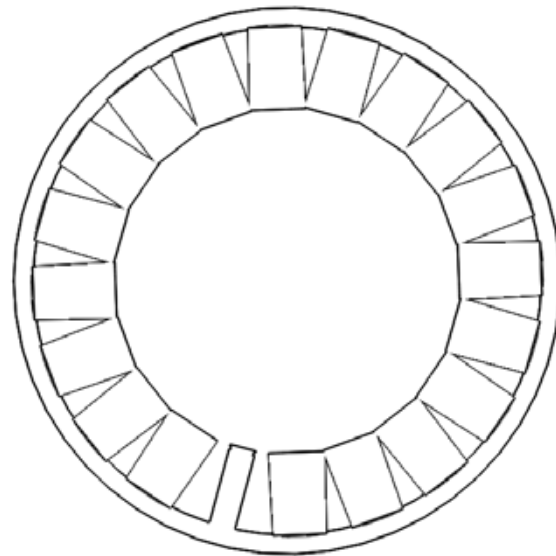
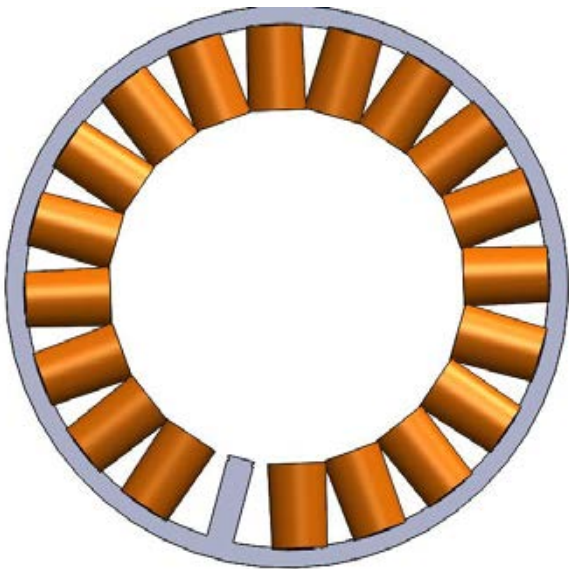
### Cas des pales rotoriques



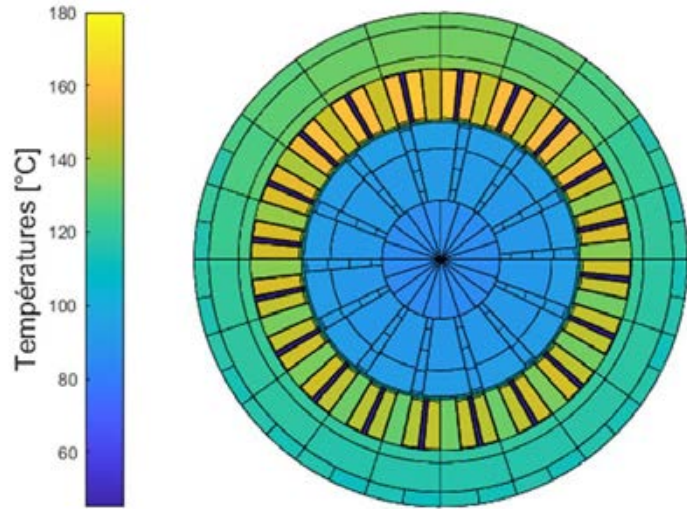
Phase	Cas de dimensionnement (T en °C)	Rotor avec pales rotoriques (T en °C)	$\Delta T$
1	158,2	148,7	9,5
2	149,2	136,5	12,7
3	152,01	139,4	12,61
4	151,8	140,5	11,3
5	148,5	136,3	12,2

Il existe des ouvertures entre les bobines le long du stator

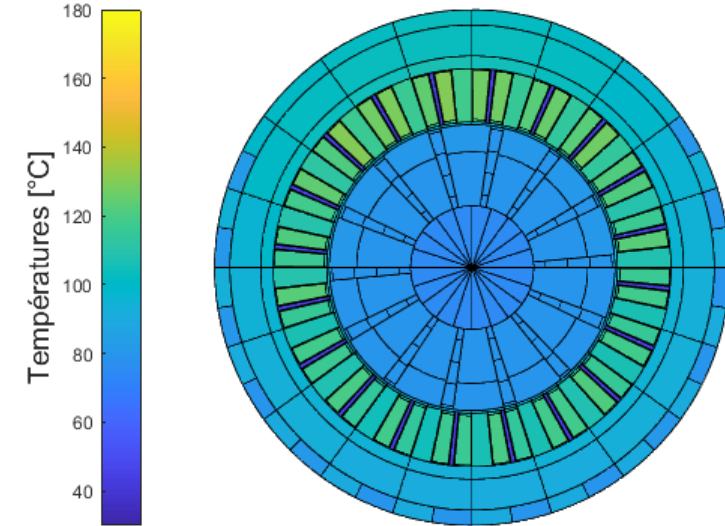
Exploitation de ces espaces pour refroidir la machine



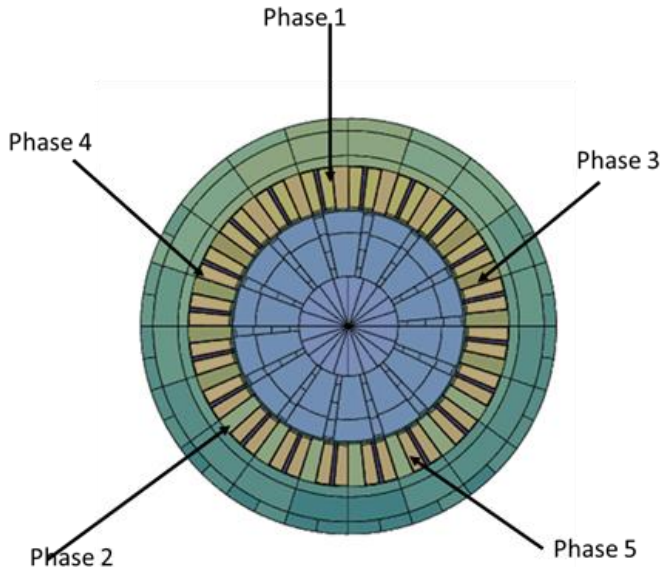
Cas de dimensionnement (coupe R/S)



Convection dans les ouvertures stator (coupe R/S)



Coefficient de convection  
 $h = 50 \text{ W/m}^2, \text{K}$

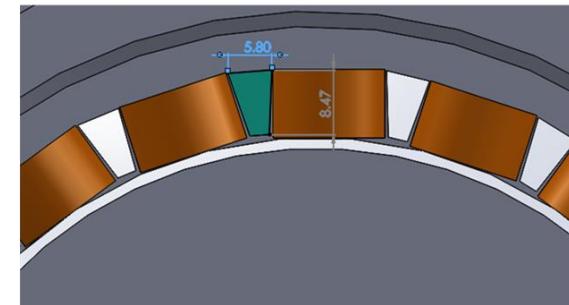
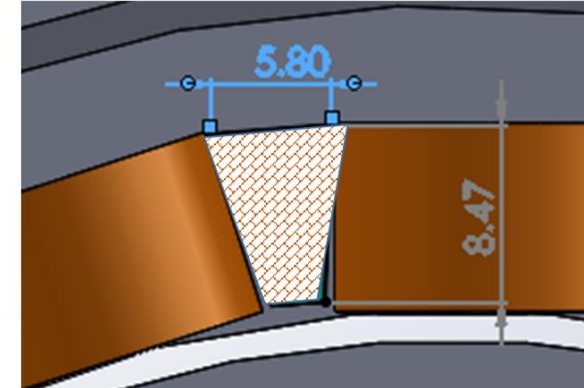
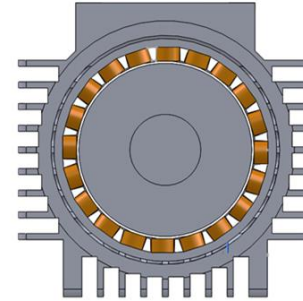
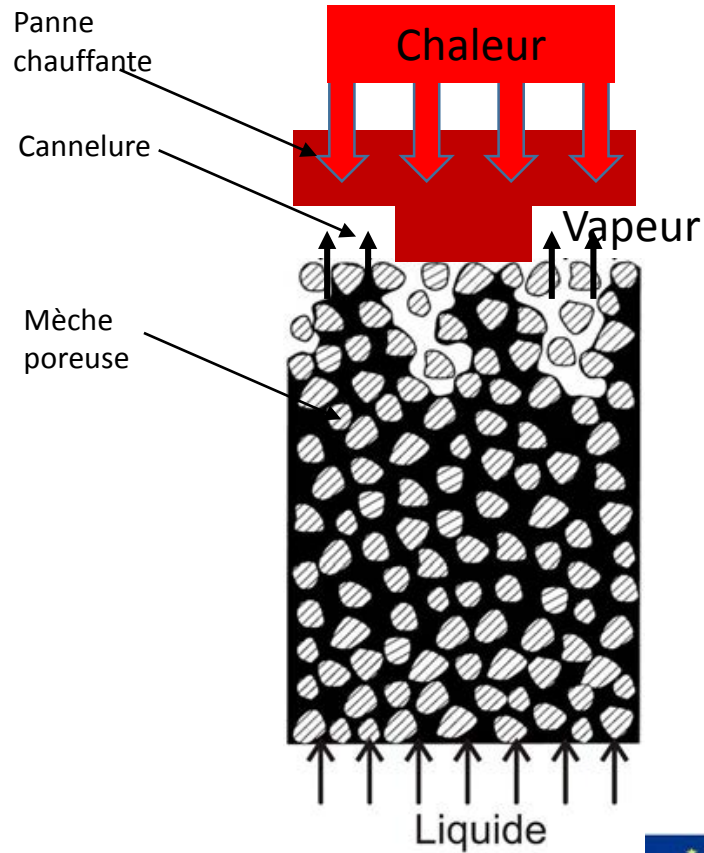


Phase	Cas de dimensionnement (T en °C)	Convection dans les ouvertures statoriques (T en °C)	$\Delta T$
1	158,2	142,4	15,8
2	149,2	134,7	14,5
3	152,01	136,8	15,21
4	151,8	137,02	14,78
5	148,5	134,2	14,3

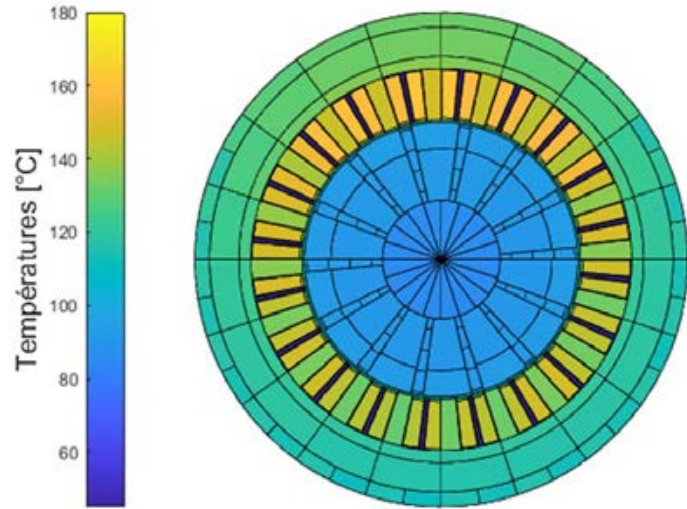
## Principe de fonctionnement

Le changement de phase liquide/vapeur dans un milieu poreux permet de transporter la chaleur dissipée par le stator

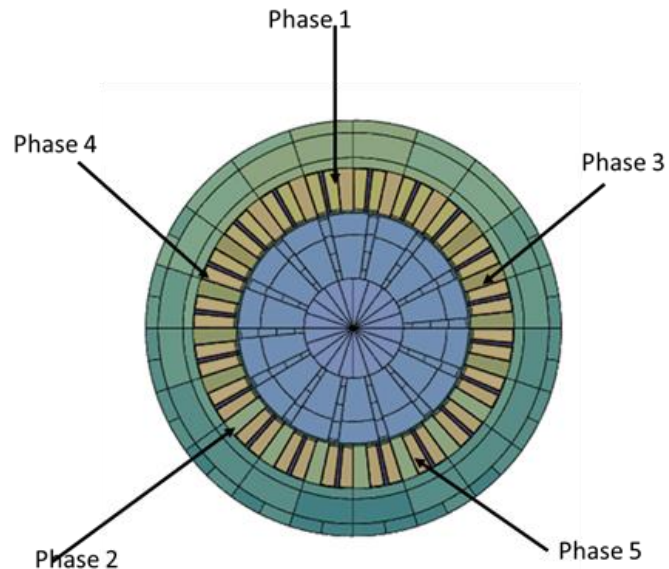
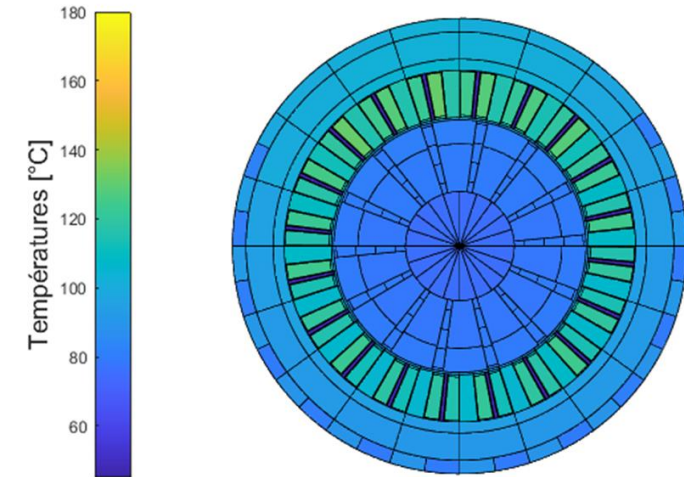
## Implantation



## Cas de dimensionnement (coupe R/S)



## Barres poreuses saturées dans les ouvertures stator (coupe R/S)



Phase	Cas de dimensionnement (T en °C)	Mode ouvertures statoriques (T en °C)	$\Delta T$
1	158,2	139,1	19,1
2	149,2	130,1	19,1
3	152,01	134,5	17,51
4	151,8	134,7	17,1
5	148,5	129,5	19

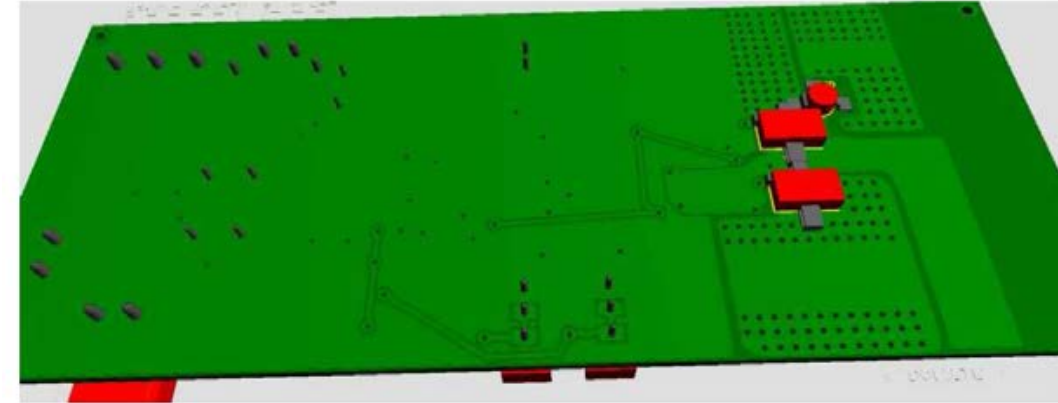
## Caractéristiques des transistors

Deux transistors GaN à refroidir

Puissance totale : **70 W**

Surface à refroidir : **3,1X 5,9 mm**

Densité de flux maximale :  $250 \frac{W}{cm^2}$



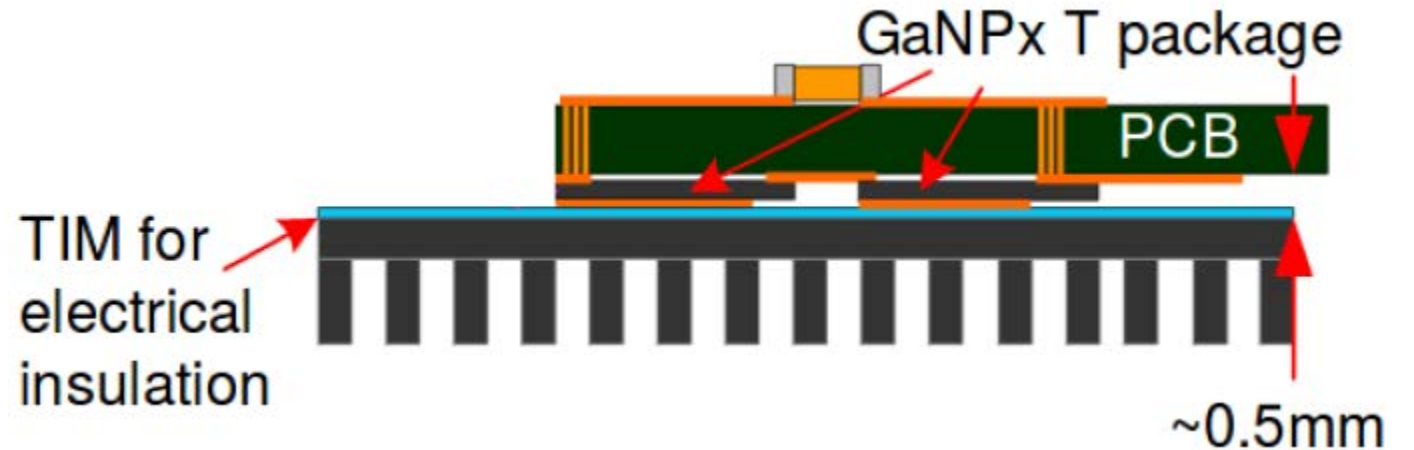
## Caractéristiques de la TIM

Il doit être un isolant électrique

## Dissipateur Thermique

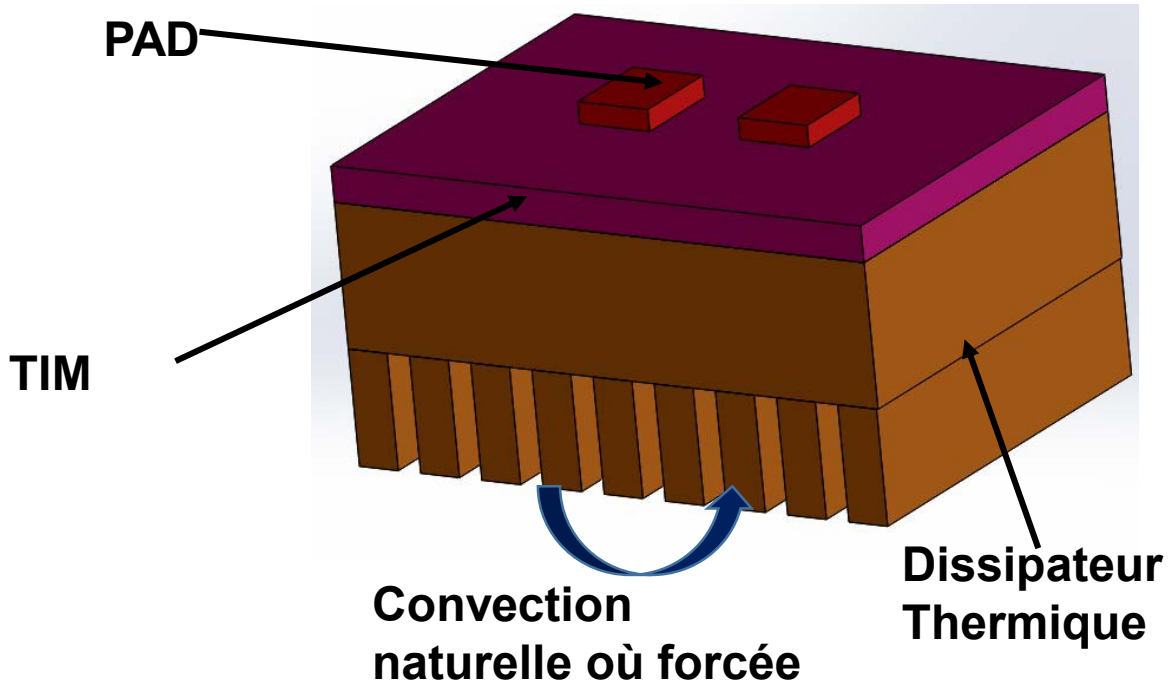
Matériau : aluminum

Dimensions : 60X60X25 mm





## Configurations testées

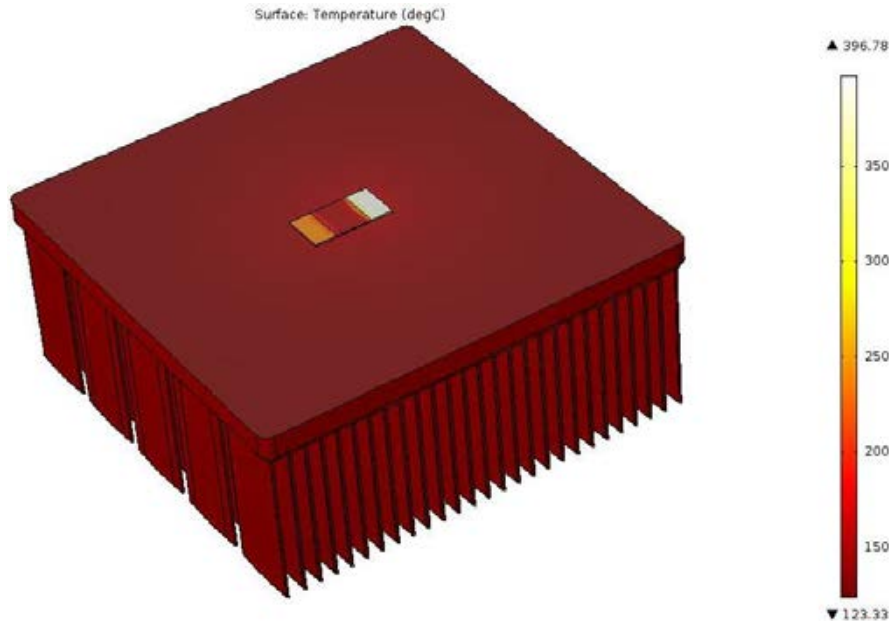


Component	Hi-Flow 300P	Sil-Pad® 1500ST	GAP3000S3 OR	Mica
Fabricant	Bergquist	Bergquist	Bergquist	AAVID
Thermal Conductivity (W/m-K)	1,6	1,8	3	0,53
Thickness (mm) available	0,102	0,203	0,254	0,05-0,1

Matériaux d'interface thermique (L2EP)

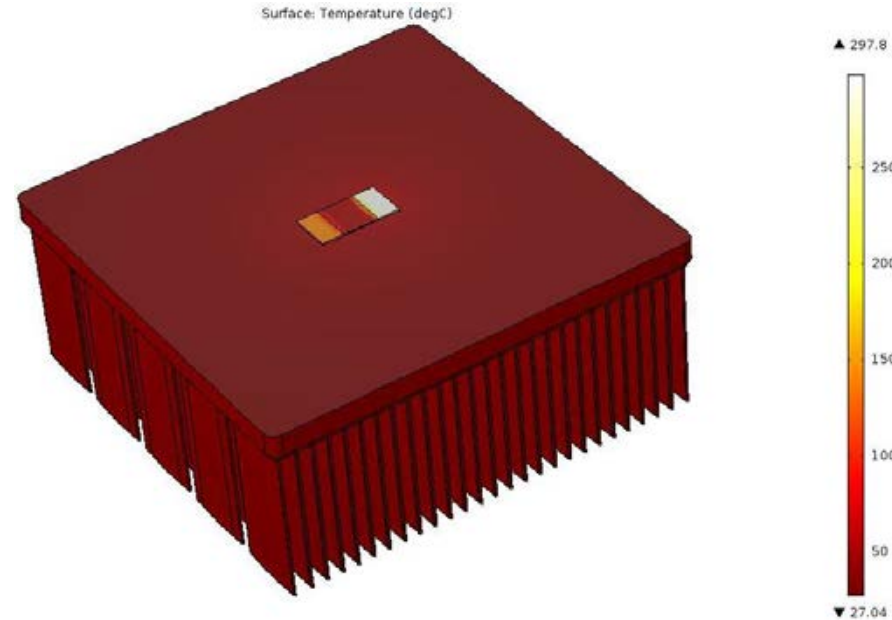
## Convection naturelle

$$h_{\text{conv}} = 10 \text{ W/m}^2\text{K} ; T_{\text{ext}} = 293 \text{ K}$$



## Convection forcée

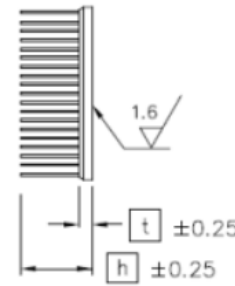
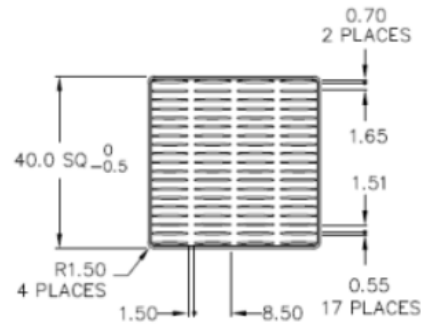
$$h_{\text{conv}} = 100 \text{ W/m}^2\text{K} ; T_{\text{ext}} = 293 \text{ K}$$



La température dépasse toujours 125 C° pour tous les matériaux de TIM étudiés

Température maximale (°C)	Hi-Flow 300P	Sil-Pad® 1500ST	GAP3000S30R
Convection naturelle	393	474	396
Convection forcée	240	375	296

Séparation des 2 composants  
Un dissipateur par composant



MATERIAL : A 6063  
FINISH : BLACK ANODIZE  
DIMENSIONS : mm

Dimensions dissipateur : 40X40X25 mm

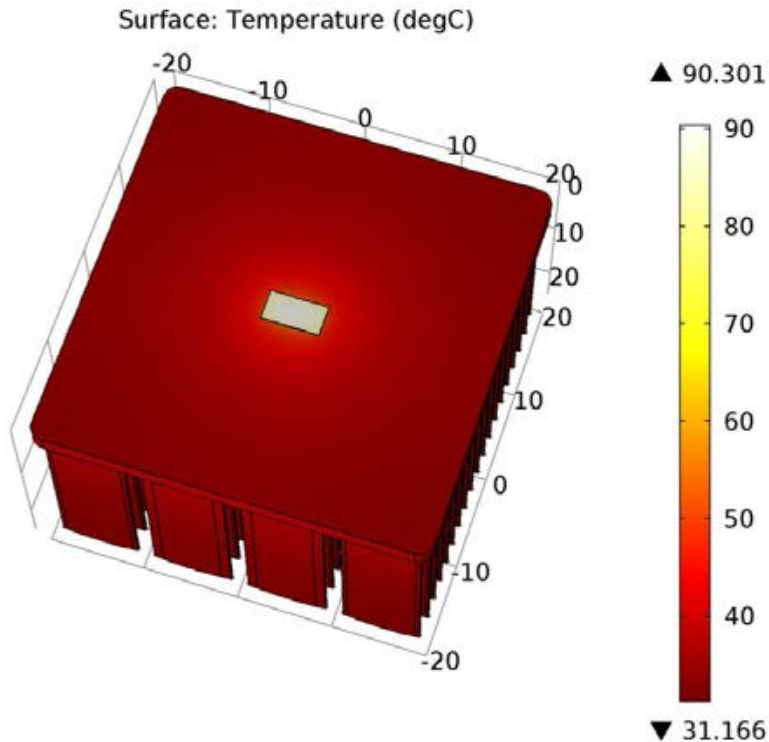
Matériau : Aluminium

Dimensions ailettes : 40X0,55X12 mm

Nombre d'ailettes : 19

Puissance : 35 W

Ventilateur: 60X60X10 mm



$T_{\max} = 90 \text{ °C}$

**Dimensions dissipateur :**  
75X65X45 mm

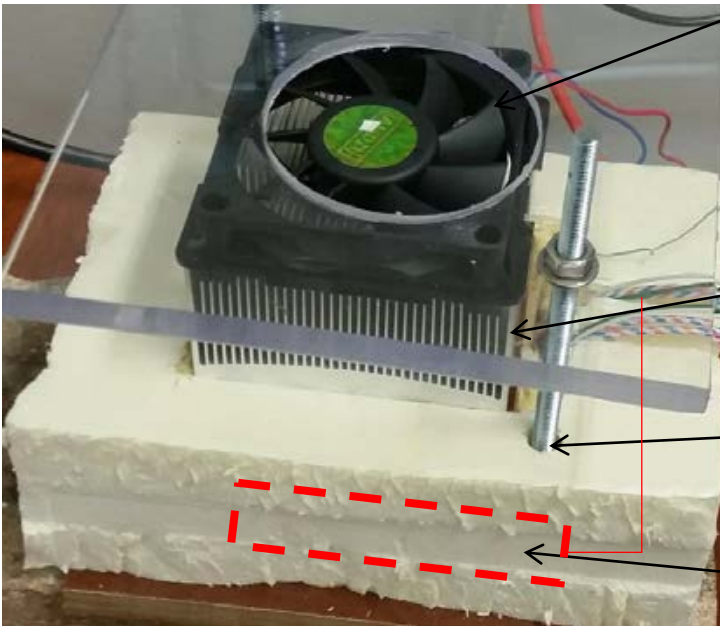
**Matériau :** Aluminium

**Ventilateur:** 60X60X10 mm

**TIM:** TGF-Z1000-SI

**Epaisseur TIM=** 1 mm

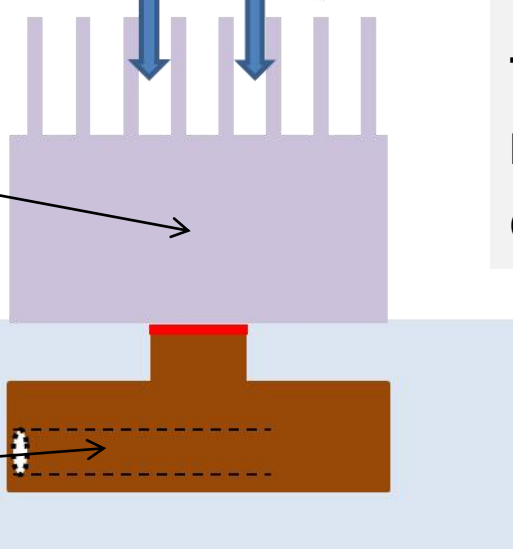
**Conductivité TIM=** 11W/m/K



Ventilateur

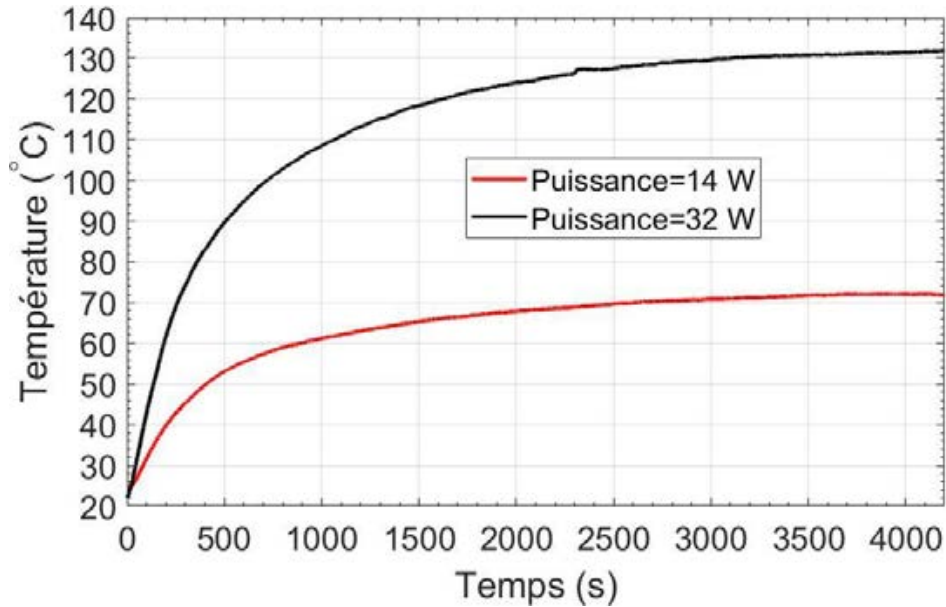


Dissipateur  
thermique

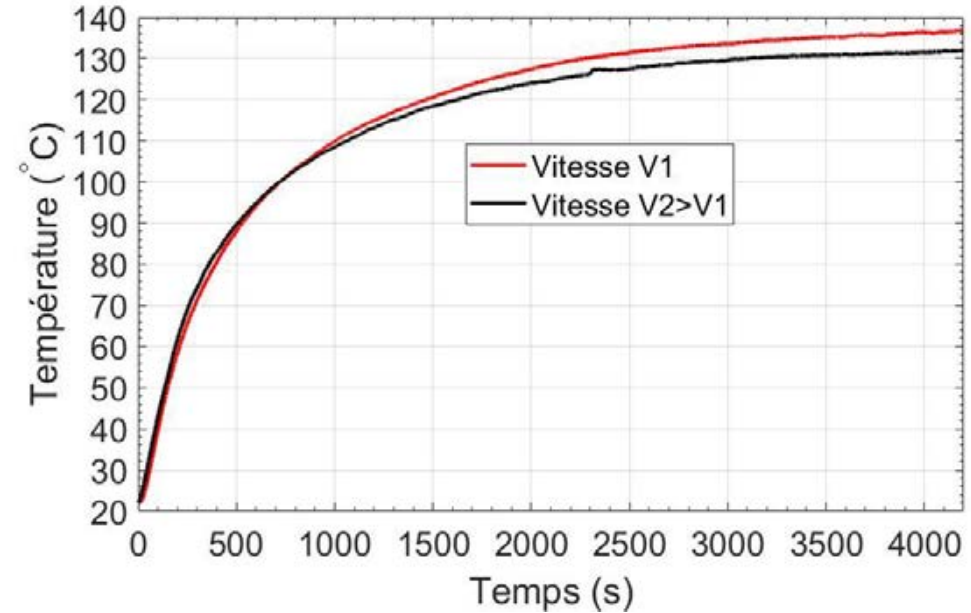


Isolant

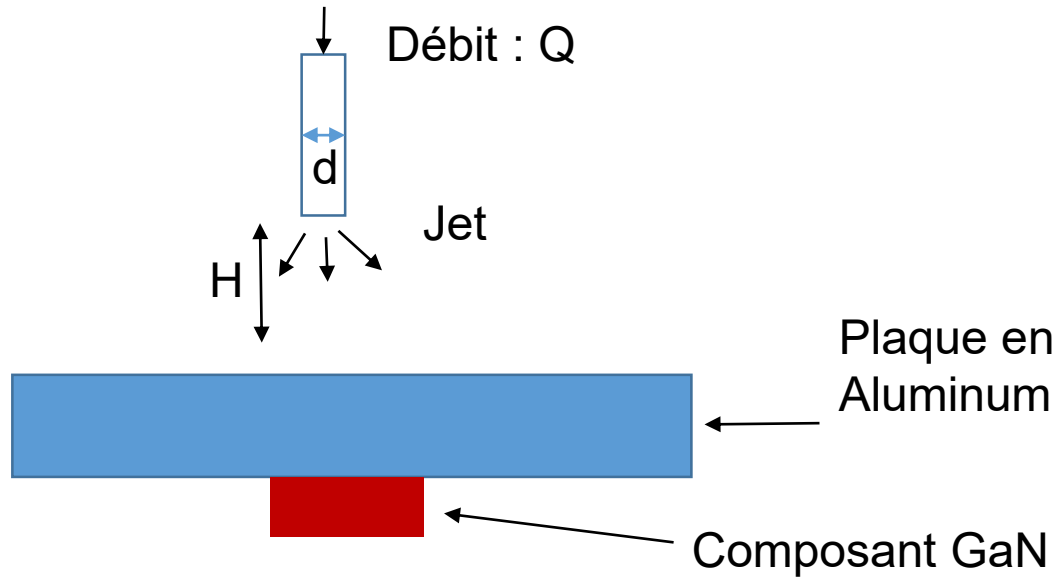
Cartouche chauffante



Température entre l'interface thermique et le bloc de chauffe pour deux puissances appliquées différentes



Température entre l'interface thermique et le bloc de chauffe pour deux vitesses de ventilation



**Fluides** : air, huile, liquide diélectrique

**Paramètres** :

$Q$  : débit

$d$  : diamètre de la buse

$H$  : distance entre le jet et la plaque

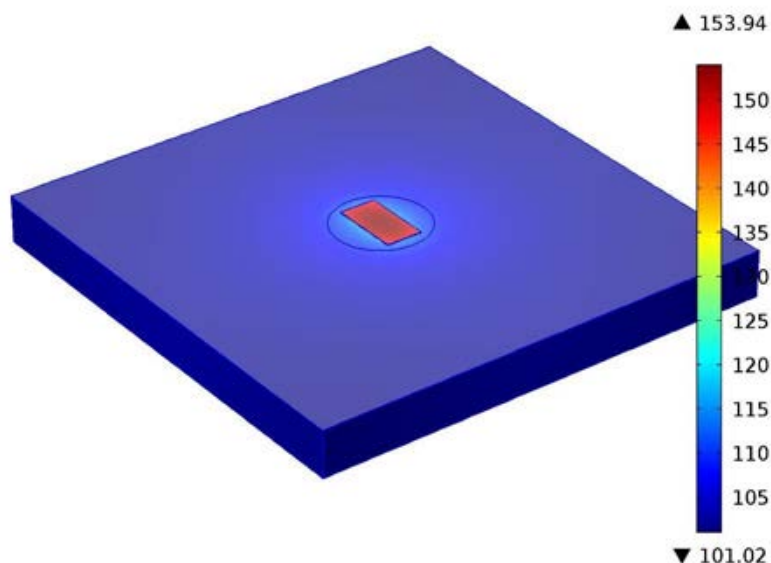
Dimensions de la plaque : 40X40X4 mm ; Epaisseur de la TIM: 0,1 mm ; Conductivité thermique de la TIM : 6 W/m/K

## Jet d'air

Q : 20 l/mn ; d : 2 mm ; H : 1 cm

Coefficient d'échange maxi : 670 W/m<sup>2</sup>/k

Surface: Temperature (degC)

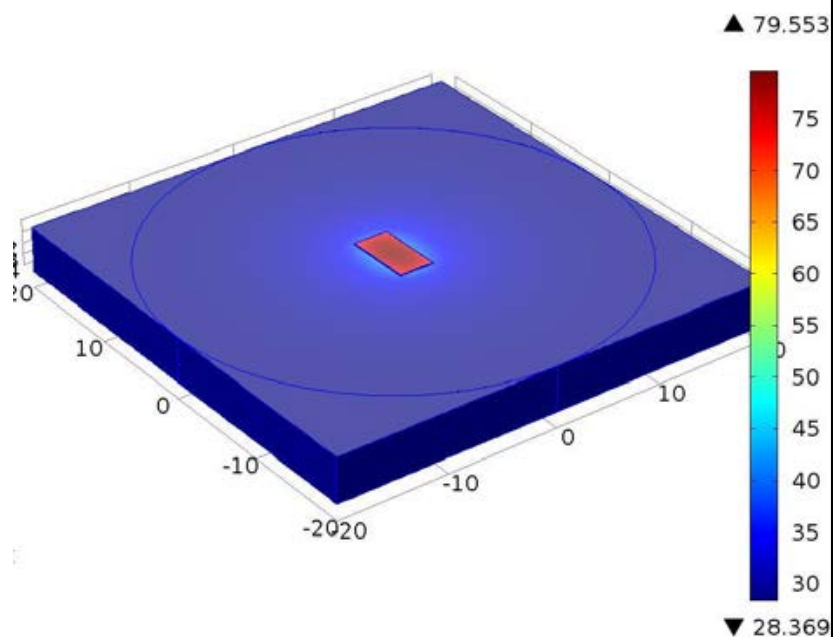


## Jet d'huile

Q : 2 l/mn ; d : 5 mm ; H : 1 cm

Coefficient d'échange maxi : 4844 W/m<sup>2</sup>/K

Surface: Temperature (degC)

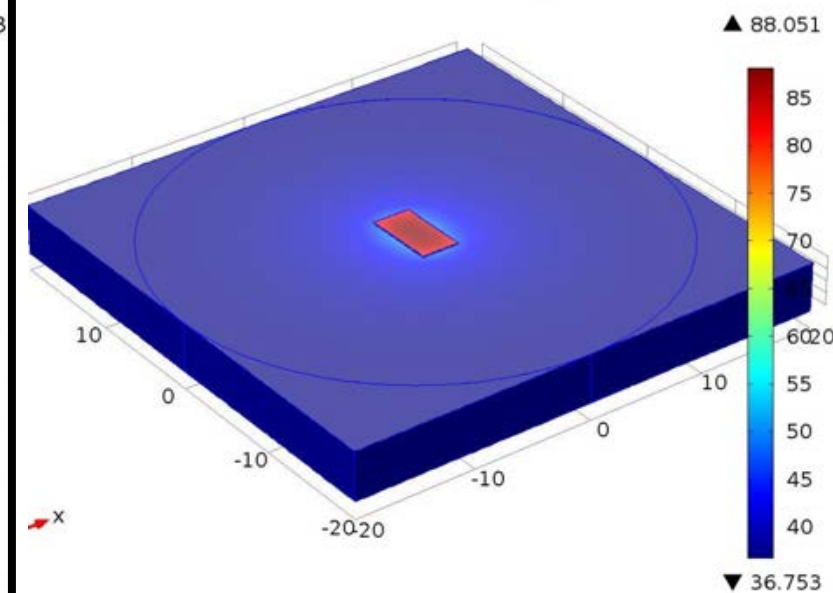


## Jet liquide diélectrique

Q : 0,15 l/mn ; d : 3,5 mm ; H : 1 cm

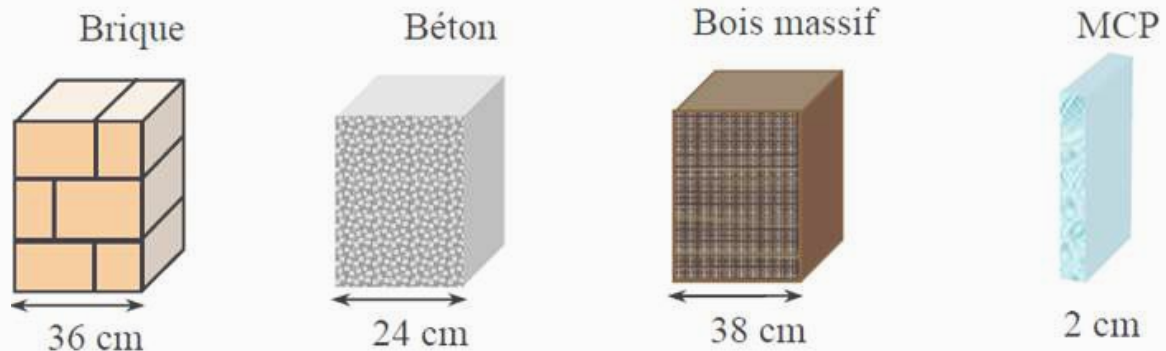
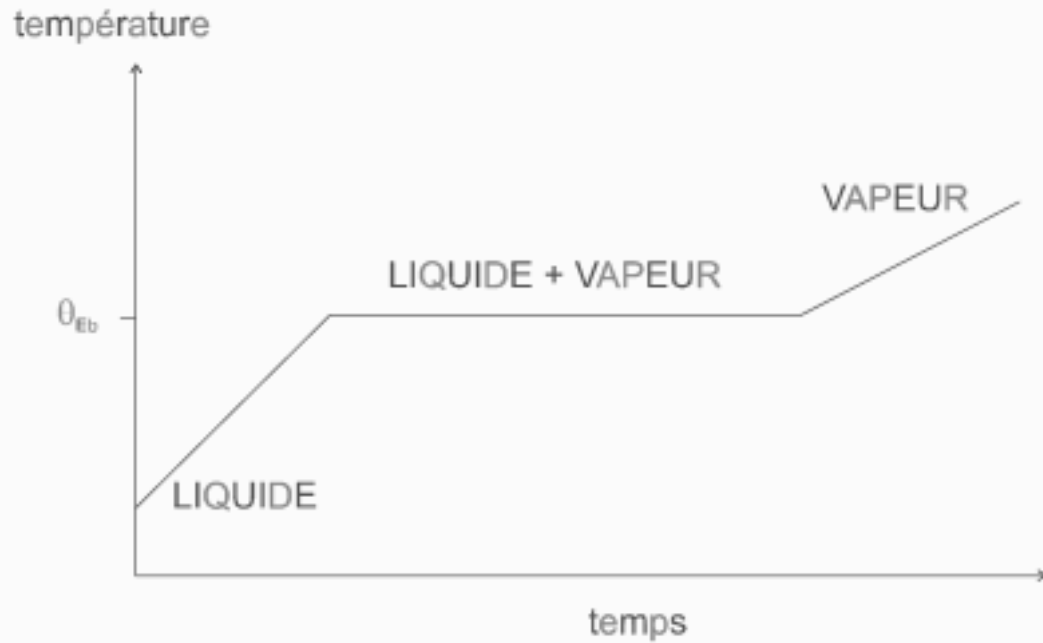
Coefficient d'échange maxi : 2761 W/m<sup>2</sup>/K

Surface: Temperature (degC)

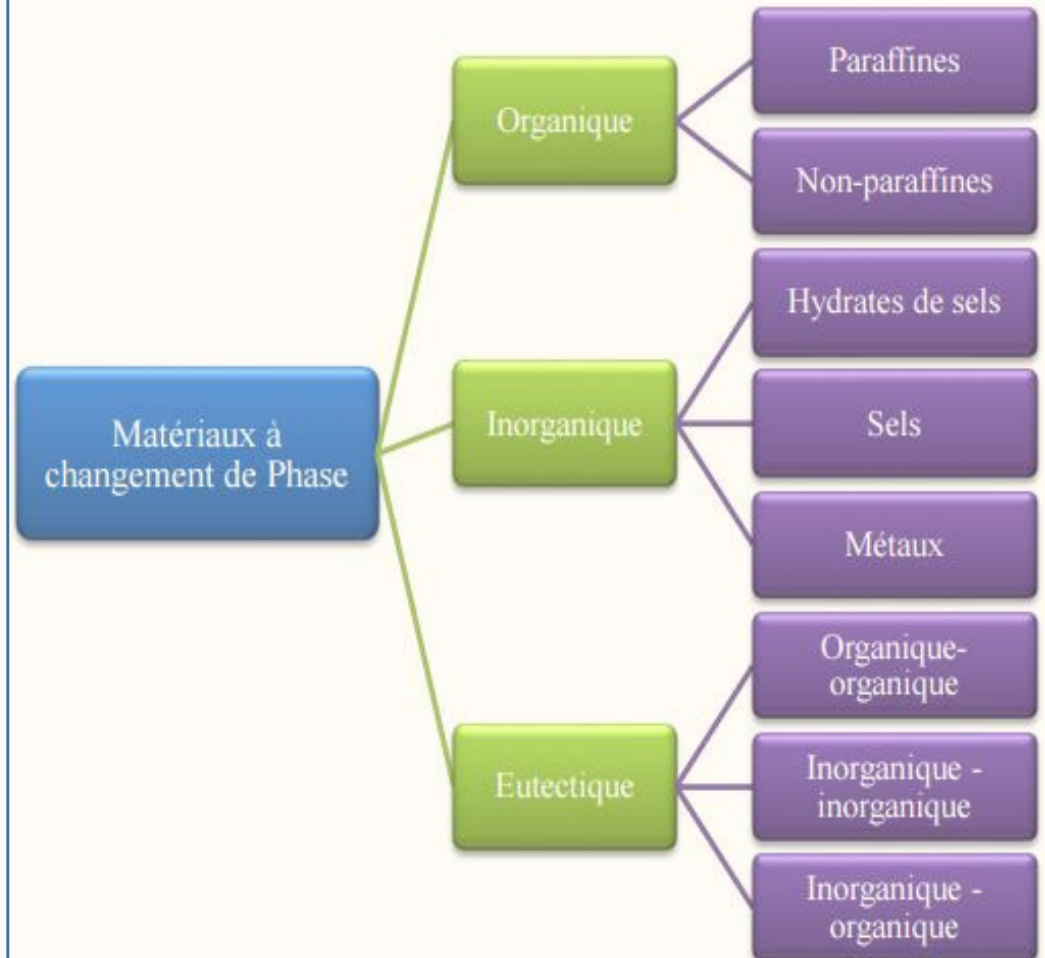


$T_{\max}$  avec jet d'air 150 °C ;  $T_{\max}$  avec jet liquide diélectrique 88 °C ;  $T_{\max}$  avec jet d'huile 79 °C

## Principe

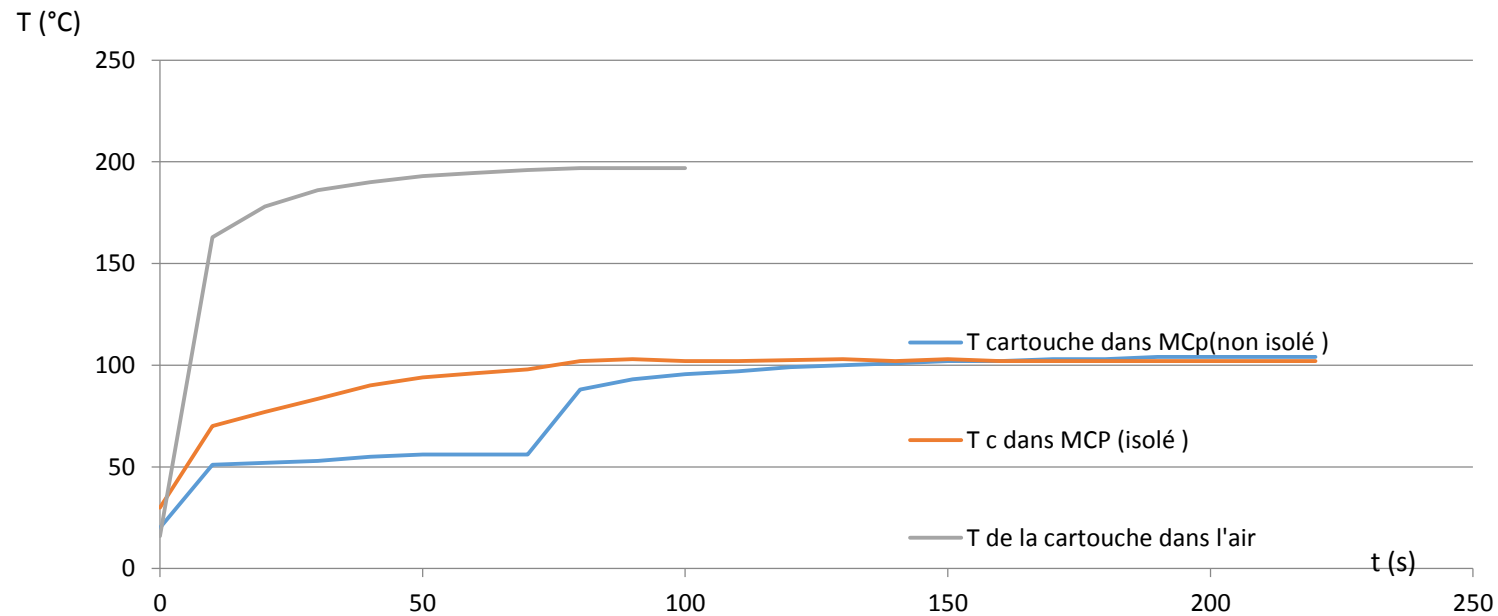


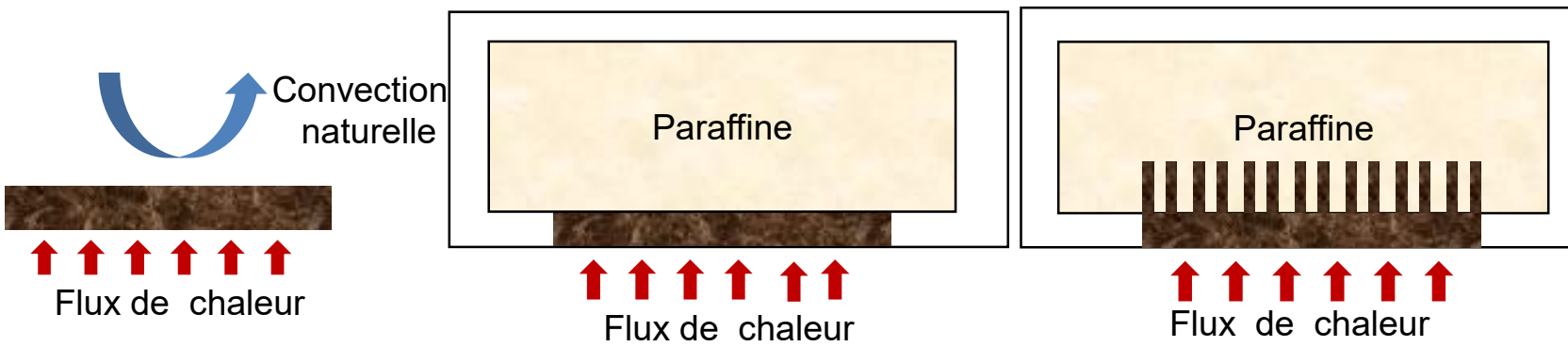
## Les matériaux



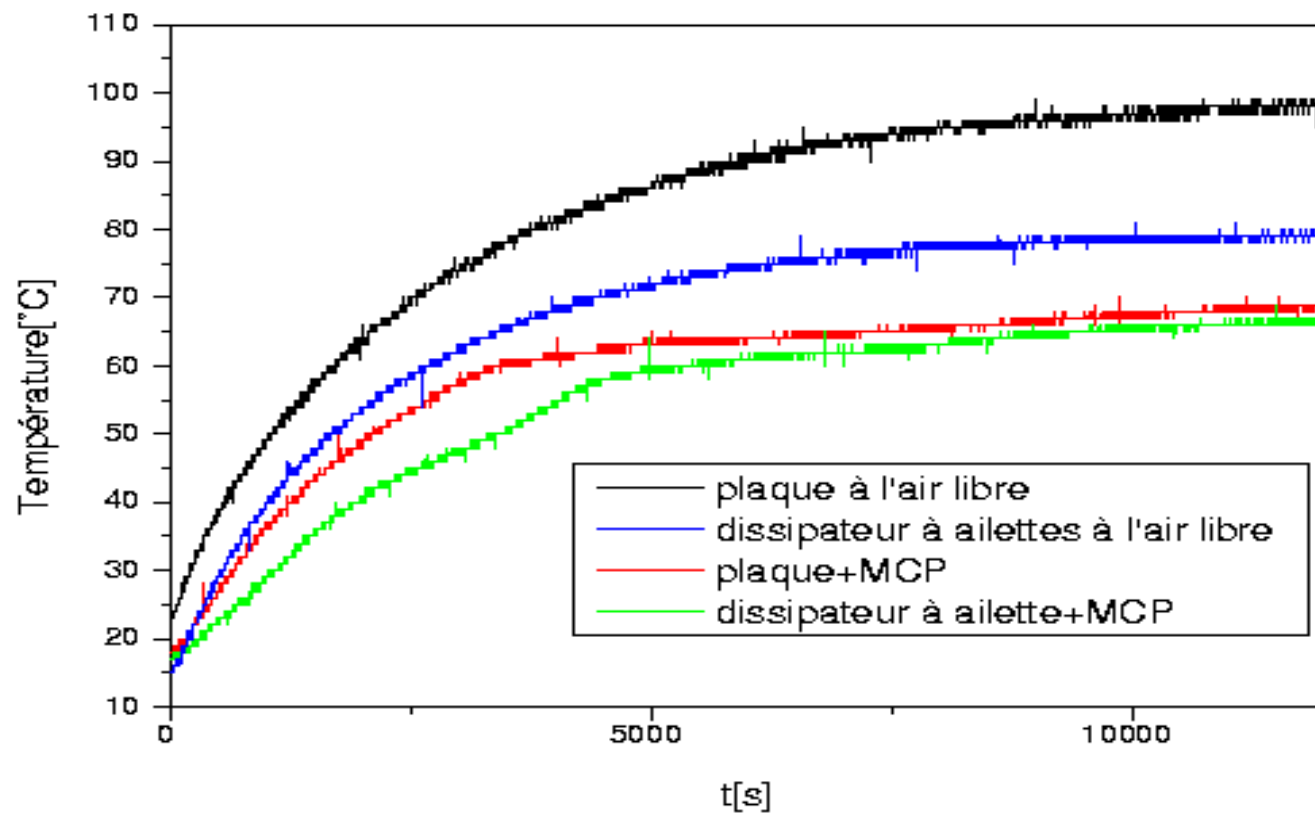
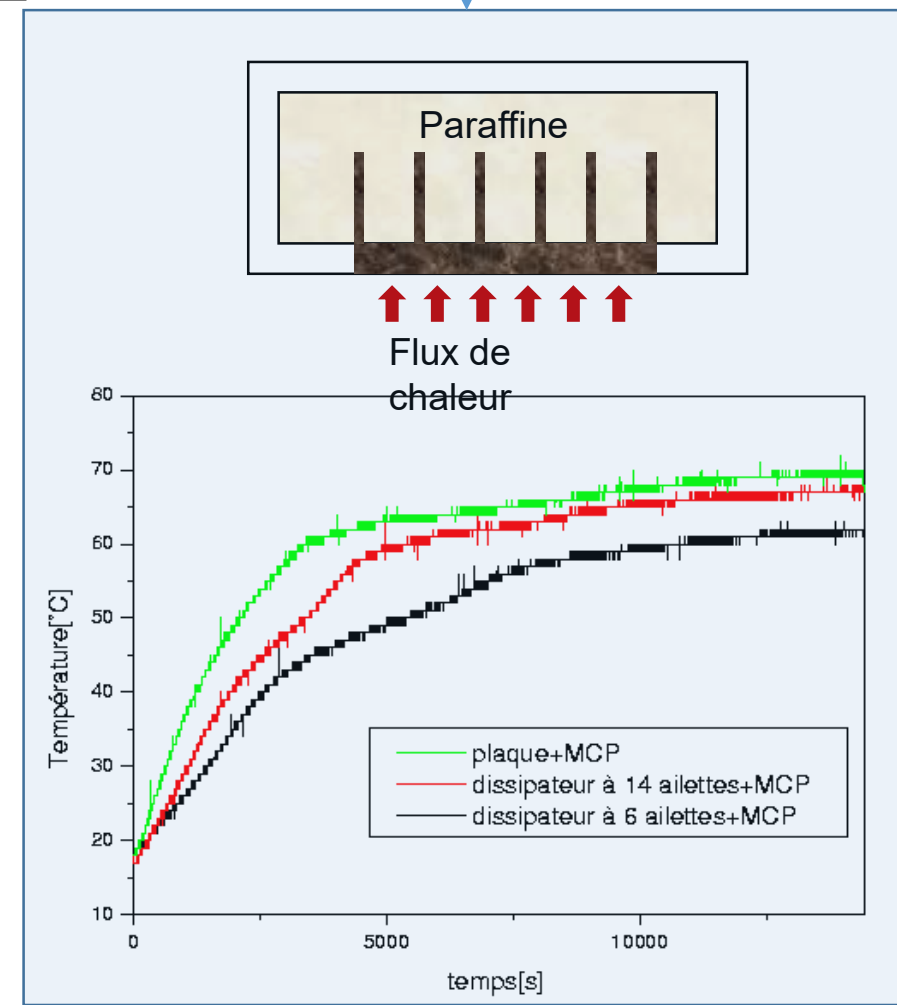


Exemple d'une cartouche chauffante de puissance 3,21 W plongée dans un sel de température de fusion  $T_f = 90^\circ\text{C}$

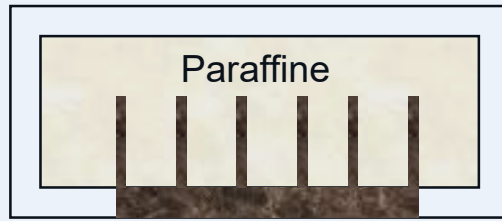




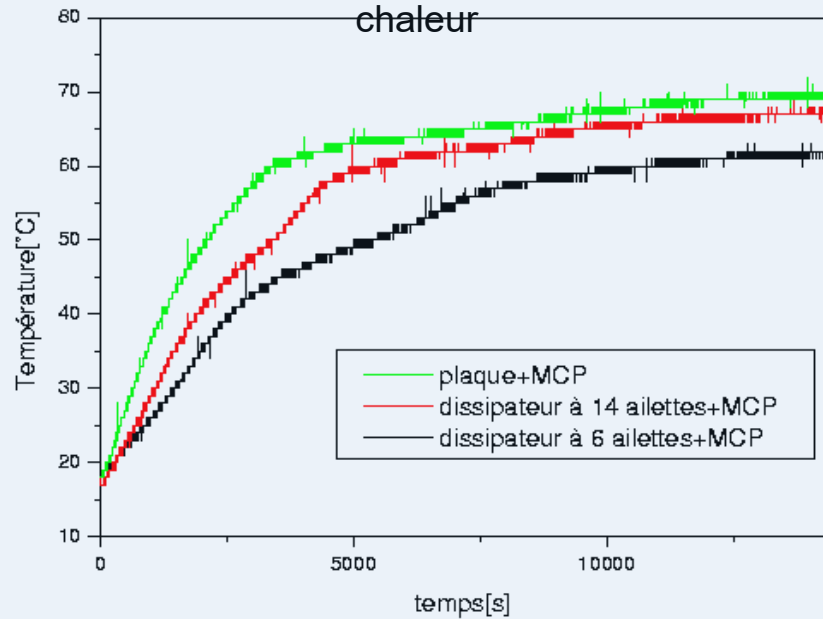
## Optimisation des ailettes



## MCP + ailettes



Flux de  
chaleur



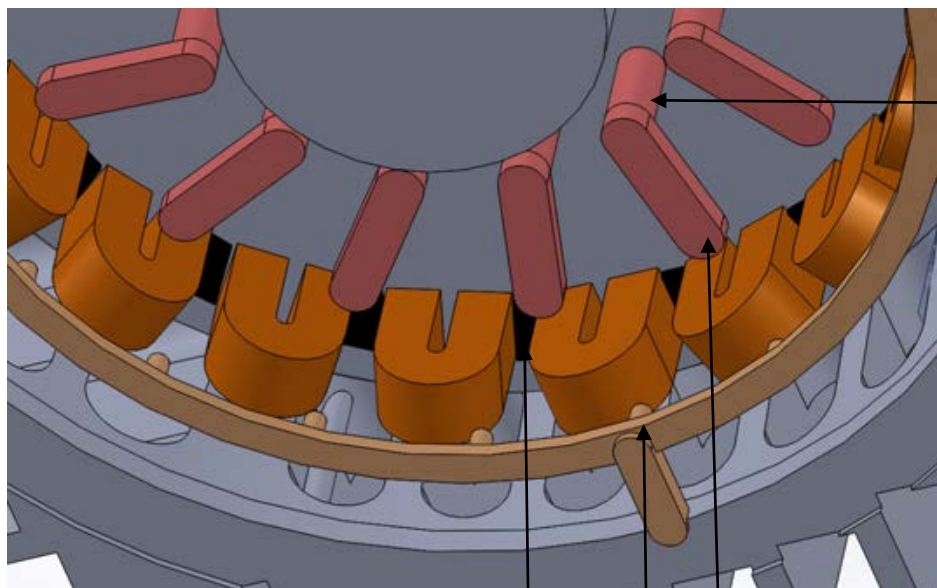
## MCP + matrice silicone



## MCP + matrice graphite



## Schéma de principe de la configuration

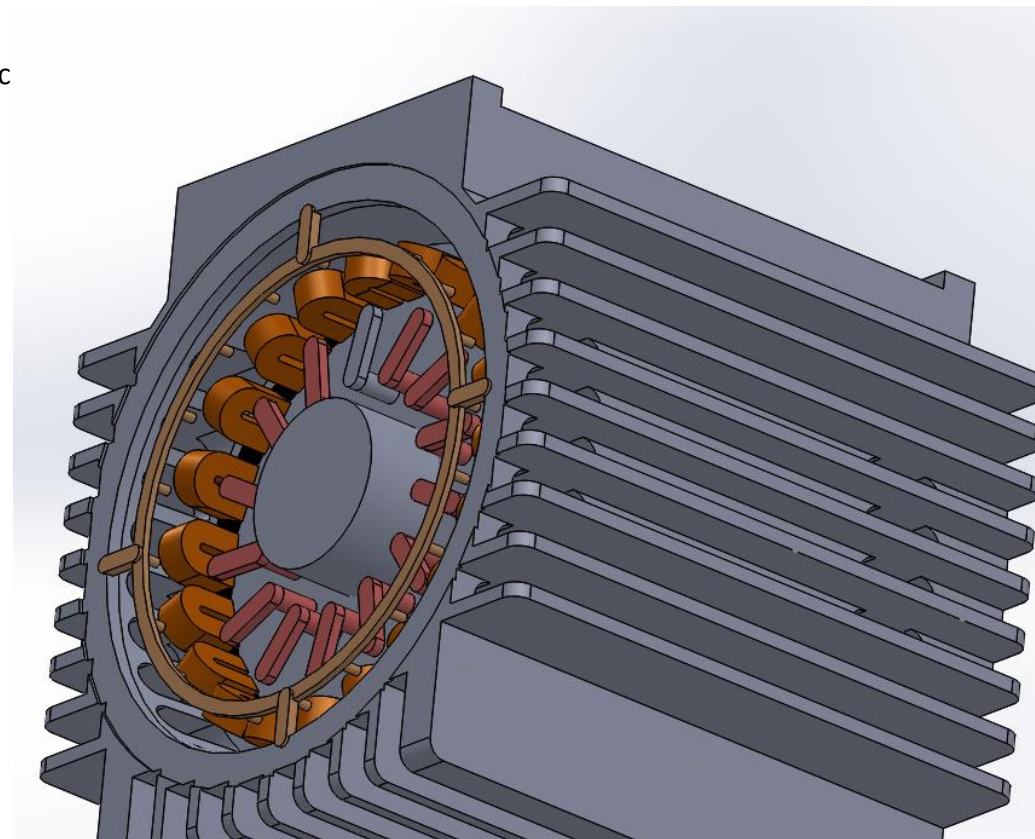


Emplacement caloduc

Barres poreuses

Pales rotoriques

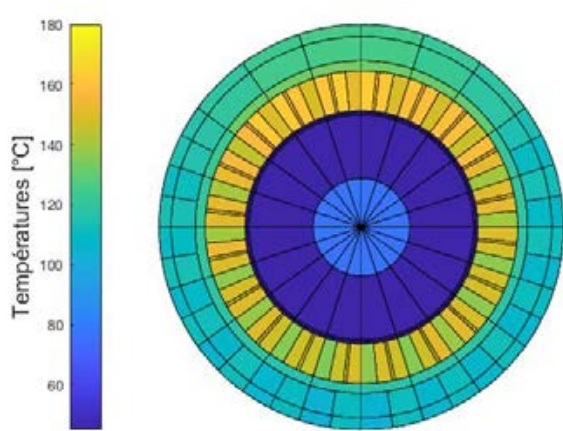
Jet d'huile



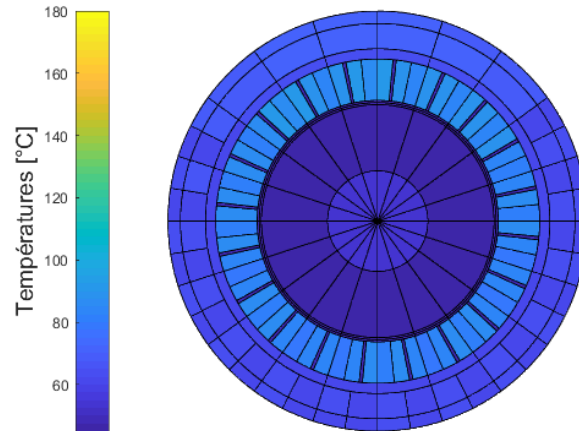
## Têtes de bobines coupe 2

Cas de dimensionnement

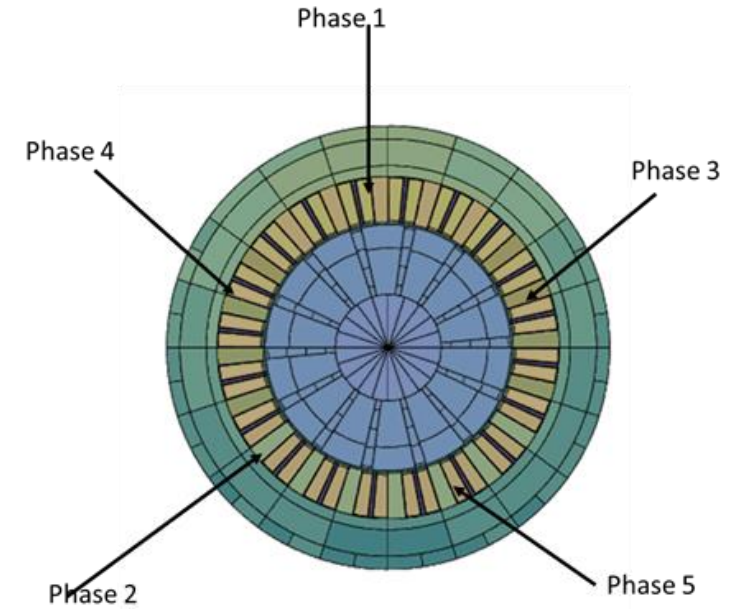
Combinaison des solutions



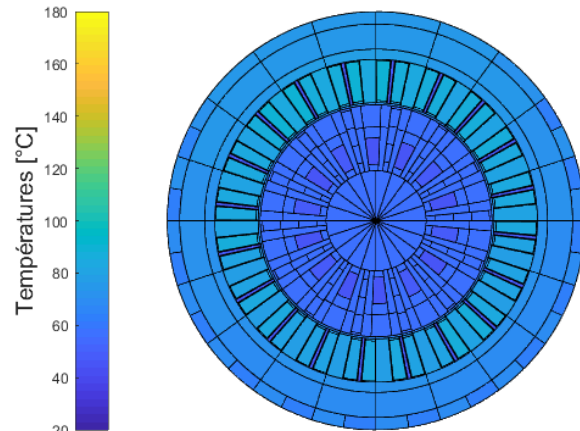
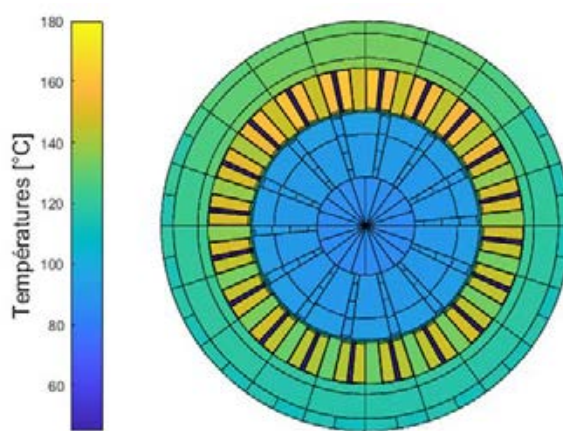
$T_{\max} = 176,39^{\circ}\text{C}$



$T_{\max} = 98,2^{\circ}\text{C}$

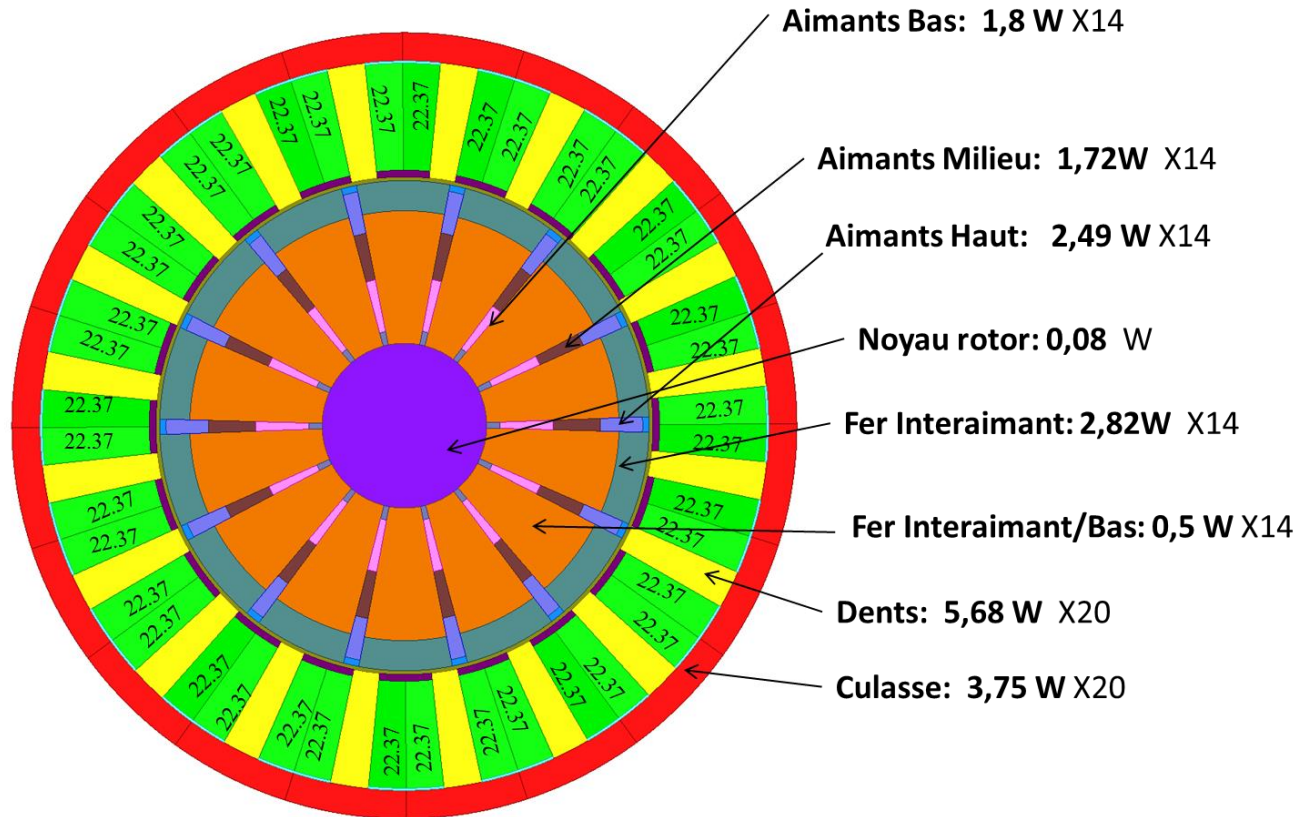


## Coupe milieu rotor/stator



Phase	Cas de dimensionnement (T en °C)	Combinaison de solutions (T en °C)	$\Delta T$
1	158,2	89,61	68,59
2	149,2	81	68,2
3	152,01	85,4	66,61
4	151,8	85,9	65,9
5	148,5	80,2	68,3

Vitesse de rotation 9000 rpm

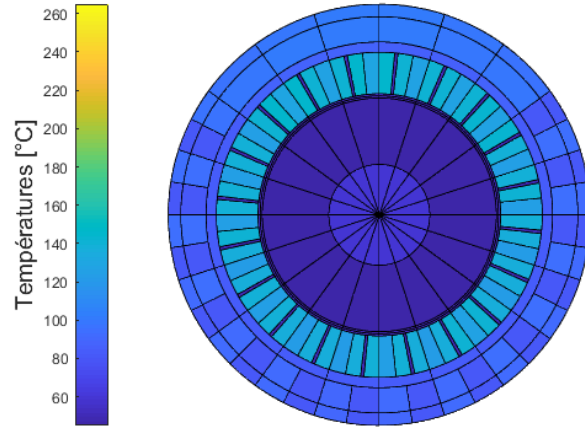
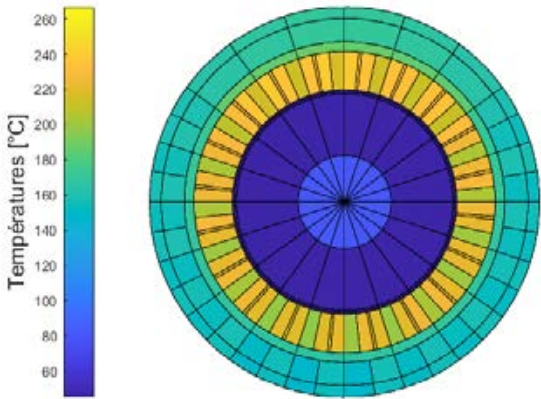
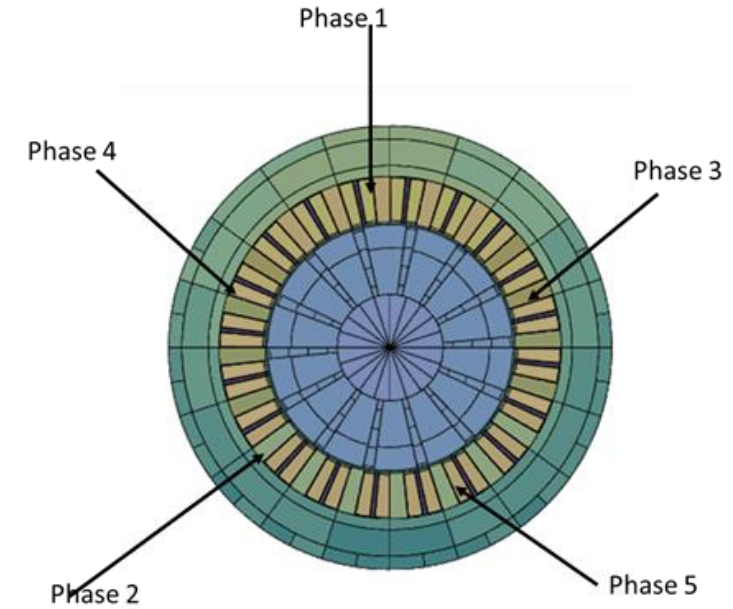


Pertes totales au rotor = 130,6 W  
Pertes totales au stator = 188 W  
Pertes totales Cuivres = 895 W

## Têtes de bobines coupe 2

Cas extreme

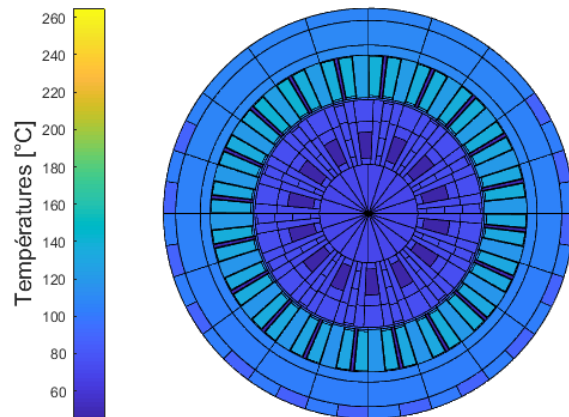
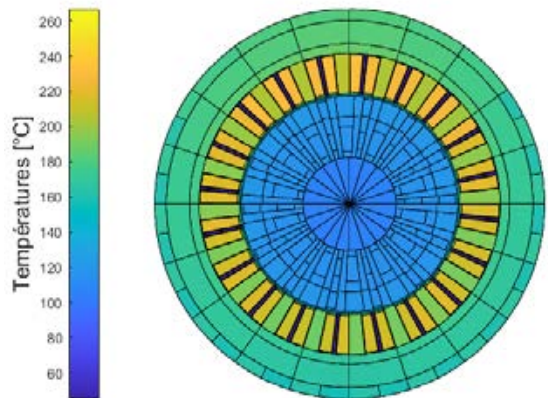
Combinaison des solutions



$T_{max} = 263,3^{\circ}\text{C}$

$T_{max} = 145,8^{\circ}\text{C}$

## Coupe milieu rotor/stator



Phase	Cas 9000 rpm (T en °C)	Combinaison de solutions (T en °C)	$\Delta T$
1	221,5	139,7	81,1
2	211	129,4	81,6
3	214,3	133,9	80,4
4	213,9	133,2	80,7
5	210,4	128,8	81,7

Plus le système de refroidissement permet de dissiper une large gamme de flux thermique, plus, ce système est impactant pour le coût financier,

Ce graphique met en avant l'importance de connaître la puissance thermique à évacuer d'un élément pour y associer le système de refroidissement adapté,

