



**HAL**  
open science

# Optimisation de dissipateurs à ailettes pour des convertisseurs utilisant des composants puissance discrets

Anne Castelan, Bernardo Cougo, Sébastien Dutour, Thierry Meynard

► **To cite this version:**

Anne Castelan, Bernardo Cougo, Sébastien Dutour, Thierry Meynard. Optimisation de dissipateurs à ailettes pour des convertisseurs utilisant des composants puissance discrets. Symposium de Génie Electrique, Université de Lorraine [UL], Jul 2018, Nancy, France. hal-02981897

**HAL Id: hal-02981897**

**<https://hal.science/hal-02981897>**

Submitted on 28 Oct 2020

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Optimisation de dissipateurs à ailettes pour des convertisseurs utilisant des composants de puissance discrets

Anne CASTELAN<sup>1,2,3</sup>, Bernardo COUGO<sup>1</sup>, Sébastien DUTOUR<sup>3</sup>, Thierry MEYNARD<sup>2</sup>

1. IRT Saint-Exupéry, 3 Rue Tarfaya - CS34436, 31400 Toulouse cedex 4, France
2. LAPLACE, INP-ENSEEIH, 2 rue Charles Camichel - BP 7122, 31071 Toulouse cedex 7, France
3. LAPLACE, Université Paul Sabatier - Bat3R3, 118 route de Narbonne, 31062 Toulouse cedex 9, France

**RESUME** –Avec le développement des systèmes embarqués, il est crucial de réduire la masse des équipements. A l'échelle du convertisseur statique, le dissipateur thermique est généralement la partie la plus lourde du système et pourrait être bien souvent réduite en volume et en masse. Il existe un certain nombre de modèles et méthodes pour déterminer la résistance thermique d'un système. Cependant, plus le modèle est précis, plus il est couteux en temps et donc peut difficilement être intégré à une routine d'optimisation de masse. Utiliser des modèles analytiques permet le bon compromis entre précision du résultat et temps d'exécution. Cependant ces modèles sont souvent monodimensionnels et ne prennent pas en compte les effets 3D d'étalement de la chaleur dans la semelle, phénomène crucial en électronique de puissance ou la source est souvent bien plus petite que le dissipateur. Ce papier décrit donc un modèle analytique tridimensionnel d'un dissipateur à ailettes droites en convection forcée. Ce modèle sera comparé à un banc de test et intégré dans une routine d'optimisation.

*Mots-clés—optimisation, électronique de puissance, modélisation analytique 3D, dissipateur à ailettes droites.*

## 1. INTRODUCTION

Avec le développement de l'avion dit plus électrique, le nombre d'équipements de gestion et de conversion d'énergie embarqué augmente. En effet, la suppression et le remplacement des réseaux hydrauliques et pneumatiques par un réseau électrique assurera une réduction des coûts, une meilleure fiabilité et une meilleure maintenance de système. Pour que l'intégration de ces équipements électriques soit possible, il est nécessaire de réduire au maximum leur masse, sans dégrader leurs performances. Une grande partie de la masse de ces convertisseurs est lié à la masse des systèmes de refroidissement qui leur sont associés. Il est donc essentiel de pouvoir s'assurer que les performances thermiques souhaitées soient obtenues pour le système le plus léger possible.

De nombreuses technologies de systèmes de refroidissement dédiées à l'électronique de puissance existent, mais nous avons choisis de nous focaliser pour ces travaux sur des dissipateurs à air et à ailettes droites en convection forcée. En effet, ces technologies de systèmes sont fiables, présentent un faible cout de production, peu de maintenance et sont facilement accessibles et intégrables dans un convertisseur. Elles sont d'autant plus intéressantes qu'elles sont bien plus

légères que des technologies utilisant des plaques froides, classiquement utilisées dans l'aéronautique.

Le dimensionnement d'un convertisseur d'énergie nécessite un compromis entre performances, coût, volume et masse. Lors de ces étapes de design, la prise en compte du système de refroidissement est souvent considérée en fin de processus. Proposer un dimensionnement prenant en compte l'intégralité des contraintes de fonctionnement d'un convertisseur nécessite de modifier la méthodologie de design et pousse à considérer le dimensionnement du système de manière globale, et non plus élément par élément. Il est donc fondamental de sélectionner un modèle approprié à ce type de dimensionnement et pour cela, il existe un grand nombre de méthodes de modélisation des systèmes thermiques.

L'approche couramment rencontrée est celle de la modélisation sous forme de réseau de résistances thermiques, basées sur une analogie électrique [1][2][3][4]. Ces méthodes permettent de décrire simplement les différents transferts thermiques ayant lieux dans un système constitué d'un dissipateur et d'une source de chaleur. Certains modèles prennent en compte des effets de propagation 3D dans le volume des systèmes décrits [4]. La description par réseau de résistances simplifie la représentation des transferts au sein du système. Les résultats obtenus ne sont donc pas assez précis pour décrire les transferts thermiques au sein du dissipateur. De plus, les représentations effectuées sont monodimensionnelles. Aller plus loin en découpant le volume du système finement revient à déployer des réseaux nodaux de résistances, produisant ainsi des modèles 2D. Ces méthodes sont cependant lourdes à déployer pour effectuer de l'optimisation de système et nécessitent des logiciels adaptés.

Depuis les années 1960, des modèles analytiques 2D ou 3D sont développés, pour décrire plus finement les transferts de chaleur, notamment par conduction dans le volume de la semelle du dissipateur [5][6][7][8][9][10]. Ces modèles se présentent sous forme de fonction mathématiques et décrivent finement les effets de propagation tridimensionnels de la chaleur par conduction dans la semelle du dissipateur, notamment lorsque la source de puissance est plus petite que la taille de la semelle. Le modèle proposé en [7] exprime l'écart entre la température moyenne de la source de chaleur par rapport à la température de l'air ambiant de manière analytique

et représente le comportement thermique du dissipateur à ailettes sous forme de sommes de séries de Fourier. Ces modèles analytiques ne peuvent toutefois être développés que pour des systèmes géométriquement simples.

Enfin il existe toute une gamme de modèles basés sur des simulations éléments ou volumes finis via des logiciels dédiés. Les solutions obtenues sont très précises mais nécessitent un temps de calcul long et une expertise pour la définition du problème à simuler.

Dans l'optique de faire de l'optimisation géométrique de dissipateurs à ailettes droites nous avons donc choisis de mettre en œuvre une modélisation analytique, rapide d'exécution et facilement implementable dans une routine d'optimisation.

Le modèle analytique développé sera présenté en détail. Une comparaison des résultats obtenus par rapport à un banc de test expérimental sera ensuite détaillée dans cet article, avant de présenter quelques résultats d'optimisation.

## 2. MODELE ANALYTIQUE DE DISSIPATEUR A AILETTES DROITES EN CONVECTION FORCEE

Le modèle analytique proposé est une fonction mathématique des paramètres géométriques de la semelle et des ailettes du dissipateur, présenté Figure 1, ainsi que des paramètres de l'environnement et des conditions limites décrivant son comportement. Ces conditions limites sont présentées en Figure 2. Les faces latérales du dissipateur sont considérées adiabatiques, ainsi que la face supérieure de la semelle, sauf au niveau de la source de chaleur qui se traduit par une densité de flux uniforme. Le peigne d'ailettes est considéré soumis à un coefficient d'échange convectif moyen uniforme pour une température d'air constante.

Cette fonction relie la température moyenne de la source de chaleur avec la température de l'air ambiant. Le modèle analytique est constitué de l'association d'un modèle analytique d'ailette monodimensionnel associé à un modèle analytique tridimensionnel de semelle.

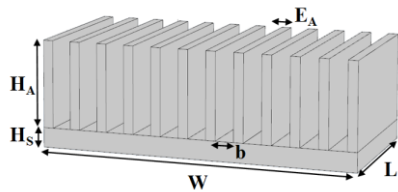


Figure 1: Schéma du dissipateur à ailettes droites modélisé.

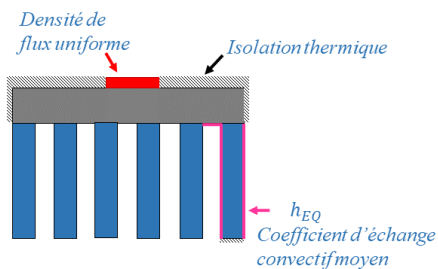


Figure 2: Schématisation du dissipateur à ailettes droites et des conditions limites associées à son fonctionnement et son environnement.

L'association de ces modèles se fait en passant par un coefficient d'échange convectif équivalent  $q_{EQ}$  tel que présenté en Figure 3 et définit par l'équation (1).

$$q_{EQ} = \frac{1}{R_{TH\_FINS} \cdot S_{BASEPLATE}} \quad (1)$$

où  $R_{TH\_FINS}$  correspond à la résistance de l'intégralité du peigne d'ailettes placé sous la semelle du dissipateur, et  $S_{BASEPLATE}$  correspond à la surface de la semelle du dissipateur.

Ce coefficient traduit le transfert thermique ayant lieu par conduction et convection au sein des ailettes, et sert d'entrée au modèle de semelle. Ce choix de modélisation permet de s'affranchir de l'hypothèse d'une température uniforme en face inférieure de la semelle. En effet cette fois l'hypothèse prise pour établir le modèle de semelle est que le flux de chaleur convectif équivalent est uniforme en face inférieure de la semelle. Cette hypothèse permet de se rapprocher d'une configuration réelle. En effet en pratique la source de chaleur est plus petite que la taille de la semelle, il existe donc des effets de propagation 3D dans le volume de la semelle, qui créent des non uniformité de température en face inférieure de semelle.

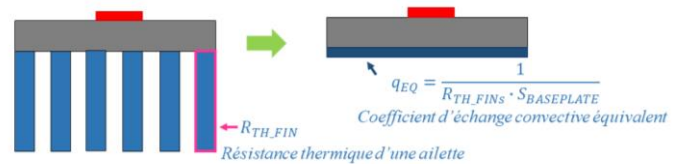


Figure 3 : Equivalence entre la résistance thermique du peigne d'ailettes ( $R_{TH\_FINS}$ ) et le coefficient d'échange convectif équivalent  $e_{EQ}$  pour calculer le modèle thermique tridimensionnel de la semelle du dissipateur.

### 2.1. Modèle d'ailettes

Le modèle monodimensionnel d'ailette est basé sur la configuration en Figure 4.

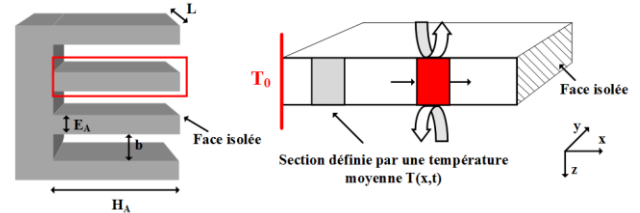


Figure 4: Schéma d'une ailette et des échanges thermiques considérés dans la modélisation analytique.

L'expression de la résistance thermique associée à une ailette est donnée par :

$$R_{TH\_FIN} = \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_{FIN} \cdot S_{FIN} \cdot \tanh(\alpha \cdot H_{FIN})} \quad (2)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{h_{AMB} \cdot 2 \cdot (T_{FIN} + L)}{\lambda_{FIN} \cdot S_{FIN}}}$$

où  $\lambda_{FIN}$  est la conductivité thermique d'une ailette en W/mK,  $S_{FIN}$  est la surface latérale d'une ailette en m<sup>2</sup>,  $H_{FIN}$  est la hauteur d'une ailette en m,  $h_{AMB}$  est le coefficient d'échange convectif moyen avec l'air ambiant en W/m<sup>2</sup>K,  $T_{FIN}$  est l'épaisseur d'une ailette en m et  $L$  est la longueur d'une ailette en m.

Cette expression est obtenue à partir d'un bilan de puissance sur la configuration géométrique présentée en Figure 4, en considérant que les ailettes sont thermiquement minces suivant la direction z.

Une fois la résistance thermique d'une ailette déterminée, c'est la zone inter ailette qui a été modélisée et sa résistance thermique est donnée par :

$$R_{TH\_GAP} = \frac{1}{h_{AMB} \cdot b \cdot L} \quad (3)$$

Une fois l'expression de ces deux résistances définies, il est possible de définir une résistance thermique globale décrivant le transfert convectif et conductif au sein du peigne d'ailettes. Cette résistance est donnée par

$$\frac{1}{R_{TH\_FINS}} = \frac{N_{FINS}}{R_{TH\_FIN}} + \frac{N_{FINS}^{-1}}{R_{TH\_GAP}} \quad (4)$$

où  $N_{FINS}$  est le nombre d'ailettes.

## 2.2. Modèle de semelle

Le modèle analytique tridimensionnel de la propagation de la chaleur par diffusion dans la semelle du dissipateur est tiré de [7]. Il donne l'écart de température entre la température moyenne de la source de chaleur et la température de l'air ambiant, comme donnée par l'équation (5). L'intérêt principal de ce modèle est qu'il permet de représenter les effets d'étalement de la chaleur dans la semelle, lorsque la source est plus petite que la surface de la semelle.

$$\begin{aligned} \bar{\Theta} = T_{SOURCE} - T_{AMB} = \bar{\Theta}_{1D} + \\ + 2 \cdot \sum_{m=1}^{\infty} A_m \cdot \frac{\cos(\lambda_m \cdot X_c) \cdot \sin(0.5 \cdot \lambda_m \cdot c)}{\lambda_m \cdot c} \\ + 2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \frac{\cos(\delta_n \cdot Y_c) \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_n \cdot d)}{\delta_n \cdot d} \\ + 4 \cdot \left( \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{m,n} \cdot \frac{\cos(\delta_n \cdot Y_c) \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_n \cdot d)}{\lambda_m \cdot c \cdot \delta_n \cdot d} \cdot \right. \\ \left. \cdot \cos(\lambda_m \cdot X_c) \cdot \sin(0.5 \cdot \lambda_m \cdot c) \right) \end{aligned} \quad (5)$$

Ici,  $\bar{\Theta}_{1D}$  correspond à la partie monodimensionnelle du modèle.  $\lambda_m$  et  $\delta_n$  sont les valeurs propres du modèle, définies respectivement par  $\frac{m\pi}{W}$  et  $\frac{n\pi}{L}$ .  $X_c$  et  $Y_c$  sont les coordonnées du centre de la source de chaleur à la surface de la semelle, en m. Les variables  $c$  et  $d$  sont respectivement la longueur et la largeur de la source de chaleur en m.

Via ce modèle il est également possible de considérer plusieurs sources à la surface de la semelle du dissipateur. En effet, en superposant les solutions mono sources, il est possible de prendre en compte l'influence de plusieurs sources de chaleur à la surface du dissipateur. La température moyenne d'une source de chaleur est donnée par l'équation (6).

$$\bar{\Theta}_j = T_{SOURCE_j} - T_{AMB} = \sum_{i=1}^{N_{SOURCE}} \bar{\Theta}_i \quad (6)$$

où  $\bar{\Theta}_j$  est la température moyenne de la source  $j$  considérée en K,  $N_{SOURCE}$  correspond au nombre de sources,  $\bar{\Theta}_i$  correspond à la température moyenne de la  $i^{ème}$  source considérée.

## 3. COMPARAISON DU MODELE AVEC UN BANC DE TEST

Ce modèle de dissipateur ayant été établi pour une température d'air constante entre les ailettes, une correction a été apportée en prenant en compte une élévation linéaire de température suivant la longueur de la semelle comme montrée équation (7).

$$T_{AMBIANT_{NOUVEAU}} = T_{AMBIANT_{PRECEDENT}} + \frac{Q}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \frac{x}{L} \quad (7)$$

où  $Q$  est la puissance dissipée par la source de chaleur en W,  $T_{AMBIANT_{PRECEDENT}}$  est la température de l'air en entrée des ailettes en K,  $T_{AMBIANT_{NOUVEAU}}$  est la température corrigée de l'air ambiant suivant la longueur du dissipateur en K,  $c_p$  est la capacité calorifique de l'air en J/(kg.K),  $\dot{m}$  est le débit massique en kg/s,  $x$  est la position à laquelle est évaluée la température de l'air

suivant la longueur de la semelle du dissipateur en m et  $L$  est la longueur de la semelle du dissipateur en m.

Le banc de test mis en œuvre pour confronter le modèle est présenté en Figure 5 et est constitué d'un dissipateur en aluminium de 120 mm de long, 40mm de large et 6 mm de haut, possédant des ailettes de 36mm de hauteur pour 0,8mm de large. La face supérieure des ailettes est fermée par du scotch pour éviter tout phénomène de flow bypass et canaliser tout le flux d'air produit par le ventilateur dans les ailettes. Deux composants de puissance MOSFET C2M0080120D sont positionnés à la surface du dissipateur, associés à un PAD thermique. Ces composants seront commandés en conduction pour les différents essais effectués.

La semelle du dissipateur présente 11 rainures au sein desquelles sont placés des thermocouples de type N noyés dans de la colle thermique, comme le présente la Figure 6. Un ventilateur Sanyo 9GV3612G301 de section carrée est placé en amont du dissipateur, collé à la section d'ailettes.

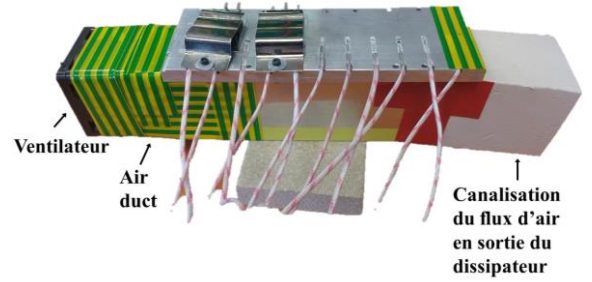


Figure 5: Banc de test expérimental mis en œuvre.

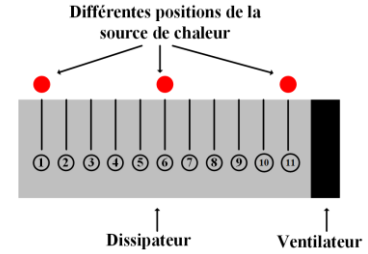


Figure 6: Répartition des 11 thermocouples le long de la semelle du dissipateur, par rapport à la position du ventilateur

Les thermocouples insérés dans la semelle ont été étalonnés au préalable via un bain thermostathé pour une gamme de température allant de 20°C à 100°C. Les incertitudes obtenues sont présentées en Table 1, mais ne sont pas représentées sur les courbes de résultats suivantes pour assurer une meilleure visibilité.

N° de thermocouple	Incertitude (°C)
1	$\Delta_{TH\_1}=0,6961^\circ\text{C}$
2	$\Delta_{TH\_2}=0,6039^\circ\text{C}$
3	$\Delta_{TH\_3}=0,639^\circ\text{C}$
4	$\Delta_{TH\_4}=0,8293^\circ\text{C}$
5	$\Delta_{TH\_5}=0,821^\circ\text{C}$
6	$\Delta_{TH\_6}=0,9763^\circ\text{C}$
7	$\Delta_{TH\_7}=0,8991^\circ\text{C}$
8	$\Delta_{TH\_8}=1,2701^\circ\text{C}$
9	$\Delta_{TH\_9}=0,9585^\circ\text{C}$
10	$\Delta_{TH\_10}=0,6206^\circ\text{C}$
11	$\Delta_{TH\_11}=0,6591^\circ\text{C}$

Table 1: Valeur des incertitudes de mesure de chaque thermocouple inséré dans la semelle

La configuration présentant la température la plus élevée au niveau de la source de chaleur (i.e. le composant de puissance) correspond à la configuration où le centre du composant est

placé au niveau du thermocouple  $T_{11}$ , au plus proche du ventilateur. C'est cette configuration qui a été sélectionnée pour confronter banc de test et modélisation analytique.

La Figure 7 présente l'évolution de l'écart de température aux différentes positions des thermocouples de la semelle. Les écarts de température  $\Delta T$  sont définis par l'écart  $T_{THERMOCOUPLE} - T_{AMBIANT}$ . Trois profils sont représentés : le profil expérimental, le profil tiré du modèle, sans correction de température d'air et le profil avec correction de la température d'air. L'écart relatif entre les différentes courbes est défini à partir de l'équation (8).

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{MESURE} - \Delta T_{ANALYTIQUE}}{\Delta T_{MESURE}} \quad (8)$$

Comme on peut le constater, l'écart entre le profil relevé expérimentalement et le profil tiré du modèle analytique est le plus faible lorsque la correction linéaire explicitée en équation (7) est apportée à la température de l'air circulant entre les ailettes. En effet, on relève un écart de 12% entre les deux profils lorsque la température d'air est corrigée, contre 67% lorsqu'elle ne l'est pas, en position 1. Au niveau de la source de chaleur, l'écart entre les profils avec et sans correction est très faible, mais le modèle corrigé est cependant toujours plus proche du profil mesuré (17% d'écart contre 19% d'écart avec le modèle sans correction). Les écarts observés au niveau du thermocouple  $T_{11}$  entre les profils simulés et le profil mesuré s'expliquent par le placement initial du ventilateur.

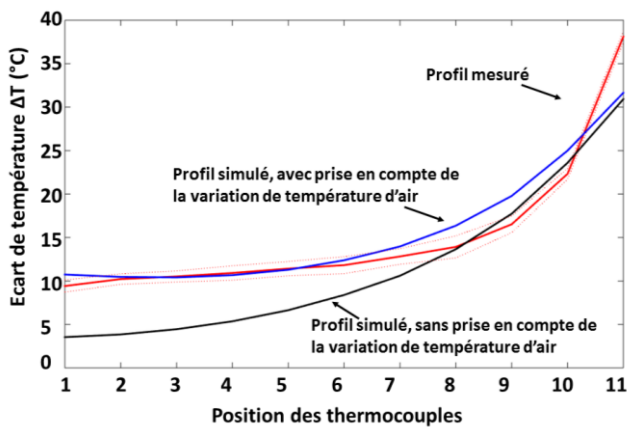


Figure 7: Profils de température mesuré et simulé, aux positions des 11 thermocouples insérés dans la semelle du dissipateur.

En effet, pour les essais réalisés et illustrés Figure 7, le ventilateur a été collé au peigne d'ailettes. En pratique, le flux d'air ne circule donc pas uniformément entre toutes les ailettes. Pour corriger cela, le ventilateur a été éloigné de 12 mm du dissipateur, et le flux d'air canalisé sur la section d'entrée du dissipateur afin de faire circuler l'intégralité du flux d'air dans les ailettes. Le nouveau profil obtenu est présenté en Figure 8. L'écart relatif entre les deux profils mesurés est de 19% au niveau du thermocouple  $T_{11}$ . Cette fois-ci, la correction linéaire de température d'air surestime de 2% la température au niveau du thermocouple  $T_{11}$ .

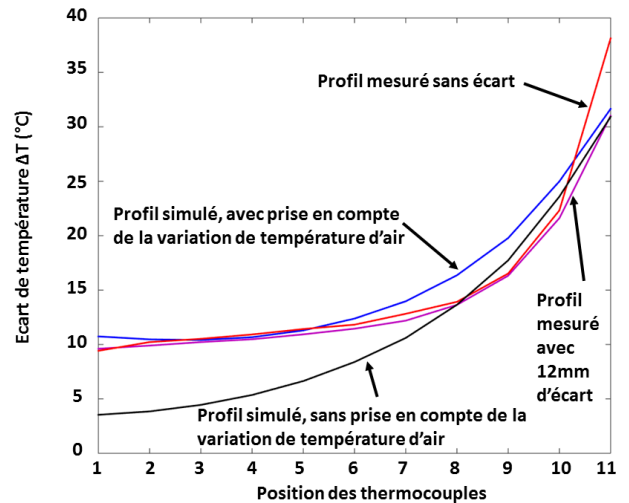


Figure 8: Profils de température mesuré et simulé, aux positions des 11 thermocouples insérés dans la semelle du dissipateur. Le profil violet correspond au profil mesuré lorsque le ventilateur est placé à 12mm de la semelle du dissipateur. Le profil rouge correspond au profil mesuré lorsque le ventilateur est collé au dissipateur.

#### 4. OPTIMISATION DE LA MASSE D'UN DISSIPATEUR ET DE LA POSITION DE SOURCES DE CHALEUR

Une fois cette étape de confrontation expérimentale validée, le modèle analytique présenté en section 2 a été implémenté sous Matlab à des fins d'optimisation. Dans un premier temps, c'est la position des sources de chaleurs à la surface de la semelle du dissipateur qui a été optimisée. Par la suite, pour une contrainte thermique donnée, la masse du dissipateur a été optimisée.

En considérant 3 sources placées à la surface du dissipateur, il a été possible de définir la configuration assurant l'écart de température  $\Delta T_{MOYEN}$  à l'ambient maximal le plus faible possible. Les trois sources dissipent la même puissance de 60W. Le dissipateur considéré est en aluminium, de largeur 120mm et de longueur 150mm, pour une semelle d'épaisseur 8mm. 10 ailettes de 60mm de haut sont réparties uniformément sur la face inférieure de la semelle. Chaque ailette mesure 4 mm d'épaisseur. Les trois sources présentent les mêmes dimensions (50mm de large pour 18mm de long).

Au vu des symétries observées lors d'essais avec une source, 4 configurations ont été explorées dans un premier temps, pour déterminer la répartition des sources assurant l'écart de température à l'ambient maximal le plus faible possible. Ces 4 configurations sont présentées Figure 9.

La configuration présentant l'écart de température à l'ambient le plus faible correspond à la configuration où les trois sources sont alignées au centre de la semelle et réparties uniformément suivant la longueur de la semelle, comme on peut le voir Figure 9.



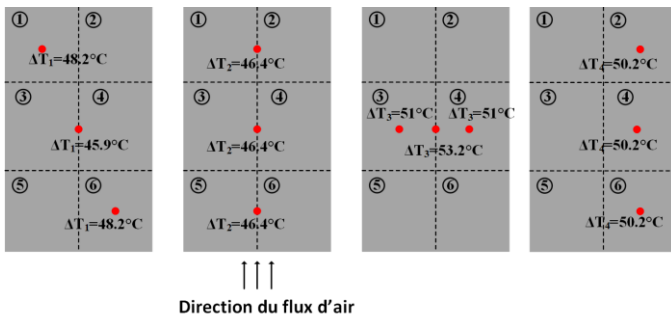


Figure 9: Représentation des 4 combinaisons de positions prises par l'ensemble des 3 sources considérées à la surface du dissipateur ainsi que l'écart de température moyen  $\Delta T_{MOYEN}$  pour l'ensemble des positions étudiées.

Une fois cette configuration établie, les sources aux extrémités de la semelle ont été déplacées suivant la longueur du dissipateur. Cette fois, l'élévation linéaire de la température d'air suivant la longueur du dissipateur a été prise en compte. La configuration assurant la meilleure configuration possible pour le critère de température voulu est celle présentée en Figure 10.

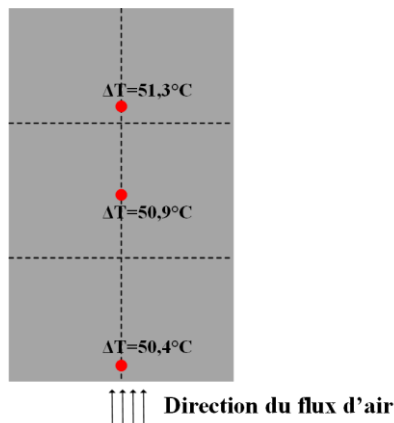


Figure 10: Repartition optimale des sources de chaleur à la surface de la semelle.

Pour cette étude, 50 positions ont été explorées suivant la longueur du dissipateur, en gardant la source centrale fixée. L'étude menée a pris 15 minutes, paramétrage de la routine numérique et post traitement compris. On peut donc penser aller plus loin et explorer l'intégralité des configurations possibles à la surface du dissipateur pour définir le placement optimal de plusieurs sources à la surface du dissipateur. Il faudra cependant améliorer la prise en compte de l'élévation de température d'air qui sera une limite à l'optimisation du placement des sources.

Une fois cette optimisation multi source réalisée, nous avons cherché à réduire la masse d'un dissipateur existant en implémentant le modèle analytique dans une routine d'optimisation directe d'un problème dont la contrainte est la résistance thermique du dissipateur. L'algorithme réalisé est celui présenté en Figure 11.

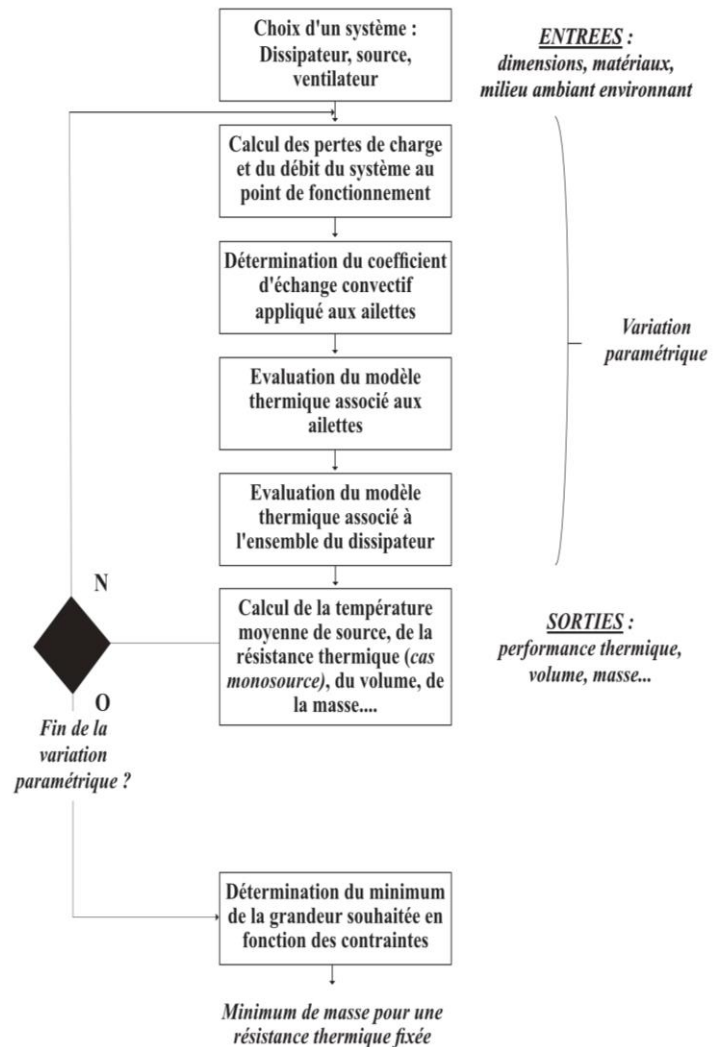


Figure 11: Procédure d'optimisation de la masse du dissipateur à ailettes droites pour une résistance thermique donnée.

L'objectif de cette routine est de déterminer la configuration assurant la masse minimale de dissipateur parmi toutes les configurations explorées. Le dissipateur de référence utilisé à l'IRT Saint-Exupéry est présenté en Figure 12. La semelle du dissipateur fait 10,5 mm d'épaisseur. Le taux de remplissage  $k$ , défini par l'équation (9) est de 0,3097.

$$k = \frac{N_{FINS} \cdot EA}{W} \quad (9)$$

où  $W$  est la largeur de la semelle en m.

La résistance thermique du dissipateur est donnée par le fabricant et vaut 0,175K/W. La masse du système est de 896g (en incluant la masse du ventilateur qui est de 66g).

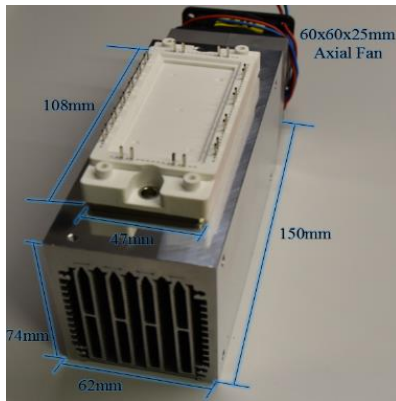


Figure 12: Dissipateur thermique et module de puissance de référence utilisés à l'IRT Saint Exupéry.

Dans l'étude menée, seuls les paramètres géométriques évolueront, suivant les plages de variations fournies en Table 2.

Les dimensions basses de la surface de la semelle correspondent aux dimensions du module de puissance. L'épaisseur minimale de la semelle permet d'assurer une tenue mécanique du système.

La hauteur minimale d'ailette a été choisie afin de toujours pouvoir assurer une canalisation du flux d'air via une conduite, entre le dissipateur et le ventilateur.

Le total de combinaisons explorées est de 690525. Cette étude a été réalisée sur un ordinateur possédant un cœur Intel i7, 1GHz et 8GB de RAM. L'étude menée a duré 24 minutes pour explorer l'intégralité des configurations définies, et stocker une information sur la masse et la résistance thermique à chaque fois.

plus faible sur la plage de variation paramétrique définie. L'observable ici est la masse minimale pour une contrainte thermique donnée. La configuration assurant la masse la plus faible pour une résistance thermique de 0,175K/W est présentée en Table 3.

L'écart relatif entre la configuration initiale et la configuration optimale obtenue est donné par l'équation (10).

$$\Delta x = \frac{x - x_{REF}}{x} \quad (10)$$

Paramètres	Valeur minimale	Valeur maximale
Longueur de semelle (m)	0,108	-
Largeur de semelle (m)	0,062	0%
Épaisseur de semelle (m)	0,003	-71,4%
Hauteur d'ailette (m)	0,045	-29,1%
Nombre d'ailettes	38	+375%
Taux de remplissage $k$	0,18	-41,8%
Masse totale (kg)	0,266	-70,2%
Résistance thermique (K/W)	0,174	-0,57%

Table 3: Jeu de paramètres obtenus pour minimisation de la masse du dissipateur, pour une résistance thermique contrainte. Une comparaison avec les dimensions du dissipateur de référence a été effectuée, en calculant l'écart relatif entre les dimensions obtenues et celles du dissipateur de référence.

L'écart entre les masses du dissipateur existant, et celle de la configuration optimisée, pour une résistance thermique de 0,175K/W est de 70%.

Comme on peut le voir, la taille de la semelle a fortement réduit, elle a quasiment pris les dimensions du module. Son épaisseur a été réduite au maximum. La semelle proposée dans le nouveau design est ainsi 5 fois plus légère que celle du dissipateur de référence. Au niveau des ailettes, même si la hauteur varie, c'est leur nombre qui a considérablement augmenté et leur épaisseur a réduit de manière importante (0,2mm pour le nouveau design contre 1,45mm pour les ailettes centrales du dissipateur de référence).

Cette optimisation a été faite en ne prenant en compte que des critères thermiques et de masse, mais en aucun cas des critères de déformation mécanique. Certaines limites existent également, notamment dans la modélisation du dissipateur de référence qui ne peut être décrit par le modèle analytique développé dans cet article, au vu de son design. Cependant ses performances peuvent être comparées avec un design de dissipateur à ailettes droites.

La finesse des ailettes obtenue après optimisation n'est peut-être pas réalisable mécaniquement avec de l'extrusion simple ou de l'usinage. Par contre elle est réalisable avec de l'insertion des plaques fines en aluminium dans des bases rainurées. Un dissipateur réaliste et de faible coût obtenu à partir de la configuration optimisée sera peut-être plus lourd que le design proposé par la routine d'optimisation.

Cependant il est clairement possible à partir du modèle analytique développé d'explorer un très grand nombre de configurations et d'obtenir un design satisfaisant les contraintes souhaitées, en prenant par exemple en compte des contraintes géométriques de fabrication dans le choix des plages de variations des paramètres décrivant le système.

## 5. CONCLUSION

Un modèle analytique de dissipateur à ailettes droites en convection forcée a été développé pour minimiser la masse des systèmes de refroidissement lors du design de convertisseur statiques.

Paramètres	Valeur minimale	Valeur maximale	Nombre de points
Longueur de semelle (m)	0,108	0,150	5
Largeur de semelle (m)	0,047	0,062	5
Épaisseur de semelle (m)	0,003	0,020	9
Hauteur d'ailette (m)	0,01	0,08	9
Nombre d'ailettes	10	40	31
Taux de remplissage $k$	0,1	0,9	11

Table 2: Paramètres pris en compte lors de l'optimisation de la masse du dissipateur à ailette à partir du dispositif existant.

Les résultats obtenus sont présentés en Figure 13.

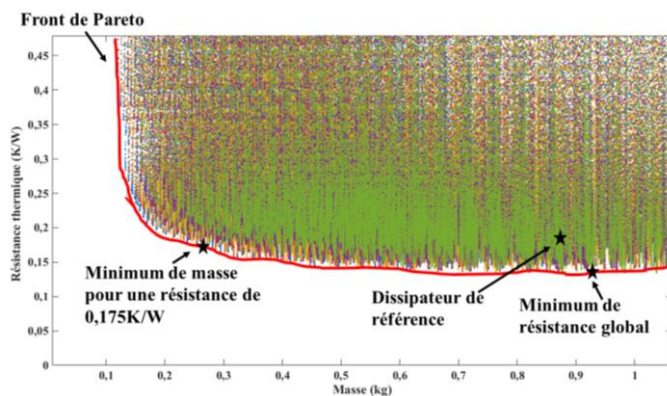


Figure 13: Front de pareto obtenu après exploration systématique, et positionnement des points de fonctionnement optimaux obtenus.

Au vu des informations obtenues lors de l'étude, il est possible de définir la configuration présentant la résistance la

Ce modèle se présente sous forme d'une fonction mathématique des paramètres géométriques et environnementaux du système. En considérant un échange convectif uniforme sur la face inférieure de la semelle il permet d'assurer un meilleur couplage entre modèle de dissipateur et modèle d'ailettes.

Une fois ce modèle développé il a pu être confronté à des résultats expérimentaux obtenus via un banc de test présentant deux composants de puissance placé à la surface d'un dissipateur instrumenté. Les résultats obtenus présentent des résultats où l'écart entre la température à la surface du dissipateur sous la source de chaleur et celle de l'air ambiant est de 2% entre modèle analytique et relevé expérimental.

Une fois cette confrontation expérimentale validée, il a été possible d'utiliser ce modèle à des fins d'optimisation en cherchant dans un premier temps à réduire l'écart de température moyen maximal à l'air ambiant pour différentes positions de sources de chaleur à la surface du dissipateur. Au vu des dépendances paramétriques du problème il a été possible d'explorer un grand nombre de configurations et de placer au mieux trois sources de chaleur simultanément à la surface du dissipateur. En travaillant la définition des configurations à explorer, il est possible d'aller plus loin et d'étudier le placement d'un nombre de sources non définis en balayant l'intégralité des positions possibles à la surface de la semelle. En effet, ce modèle étant facilement implémentable sous n'importe quel formalisme informatique et très rapide d'exécution (5,5ms pour une configuration) il est possible d'envisager une exploration paramétrique importante.

Le temps de calcul étant extrêmement rapide, le modèle analytique a également permis de faire de l'optimisation de masse à partir d'un système de référence utilisé à l'IRT Saint-Exupéry. Pour une contrainte thermique donnée, et sur une plage de variation paramétrique définie, il a été possible de chercher la configuration géométrique assurant la masse la plus faible possible du système (masse du ventilateur incluse) pour assurer la contrainte thermique de 0,175K/W souhaitée.

Un nombre de 690525 configurations a pu être explorée en 24 minutes. Le design final obtenu présente une masse 70% plus faible que celle de la configuration de référence.

Même si différentes contraintes sont à envisager (volume, tenue mécanique et réalisation, encrassement...) on peut remarquer que l'usage de ce modèle permet d'effectuer d'importantes variations paramétriques afin d'explorer le maximum de configurations possibles et designer au mieux le système de refroidissement à associer au convertisseur statique. Il serait ainsi bien plus simple d'aller explorer en détail une configuration géométrique via des outils de simulation numérique pour affiner le dimensionnement du système de refroidissement avec des outils décrivant plus précisément les phénomènes physiques mis en jeu.

## 6. REFERENCES

- [1] S. Song, S. Lee, V. Au, "Closed form equation for thermal constriction spreading resistance with variable boundary condition", <http://www.aavid.com/sites/default/files/technical/papers/closed-form-equation.pdf>.
- [2] U. Drogenik, A. Stupar, J. W. Kolar, "Analysis of Theoretical Limits of Forced-Air Cooling Using Advanced Composite Materials with High Thermal Conductivity", *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology*, Vol. 1, No. 4, pp. 528-535, April 2011.
- [3] C. Gammeter, F. Krismer, J. W. Kolar, "Weight Optimization of a Cooling System Composed of Fan and Extruded Fin Heat Sink", *Proceedings of the IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE USA 2013)*, Denver, Colorado, USA, September 15-19, 2013
- [4] S. Song, S. Lee, V. Au, K. Moran, "Constriction spreading resistance model for electronics packaging", <http://www.aavid.com/sites/default/files/technical/papers/constriction-resistance-electronics-packaging.pdf>
- [5] B. B. Mikic, W. M. Rohsenow, "Thermal contact resistance", Dept. Mech. Eng. Massachusetts Inst. Technol., Cambridge, Tech. Rep. DSR 74542-41, 1966
- [6] D. Guan, M. März, J. Liang, "Analytical solution of thermal spreading resistance in power electronics", *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology*, vol.2, N°2, February 2012
- [7] M. M. Yovanovich, Y. S. Muzychka, J. R. Culham, "Thermal spreading resistance of eccentric heat sources on rectangular flux channels", *Journal of Electronic packaging* 125.2 :178-185, 2003
- [8] M. M. Yovanovich, Y. S. Muzychka, J. R. Culham, "Spreading resistance of isoflux rectangles and strips on compound flux channels", *Journal of thermophysics and heat transfer*, vol. 13, No. 4, October-December 1999
- [9] M. J. M. Krane, "Constriction resistance in rectangular bodies", *Journal of Electronic Packaging*, 113(4), 392-396, 1993
- [10] U. Drogenik, J. W. Kolar, "A thermal model of a forced-cooled heat sink for transient temperature calculation employing a circuit simulator", *IEEE Transactions on Industry Applications* 126(7), January 2006