

EXPÉRIENCES NUMÉRIQUES DE MKF 31 DÉCEMBRE 2022

MASTER 1 2EEEEA OPTION EEES

Refroidissement dans une enceinte électronique

Élèves :

Mohamed Reda YACOUBI

Enseignants

Gerald DEBENEST

Daniel DIAZ ARRIBA

Rémi ZAMANSKY

Table des matières

Introduction générale	3
I. Mise en oeuvre du problème	4
II. Mise en place du calcul	4
II.1 Le coefficient de dilatation thermique β	5
II.2 Mise en place du problème sous FLUENT	5
II.2.1 Contour de température statique	6
II.2.2 Les contours de vitesse	6
II.2.3 Les champs de vitesse	7
II.2.4. Effet de gravité	7
III. Etude de cas : la boîte ouverte	9
III.1. Boîte fermée	9
III.1.1 L'évolution de Tmax en fonction du flux .	9
III.2. Boîte ouverte à droite	10
III.2.1 L'évolution de Tmax en fonction du flux .	10
IV. Problème	11
Conclusion	13

Table des figures

1	Géométrie de l'enceinte	4
2	Les résidus	5
3	Le contour de température	6
4	La température maximale	6
5	Le contour de vitesse suivant l'axe x	6
6	Le contour de vitesse suivant l'axe y	7
7	Le champ de vitesse suivant l'axe x	7
8	Le champ de vitesse suivant l'axe y	7
9	Les résidus	8
10	Contour de température	8
11	Contours de vitesse	8
12	Flux : sans et avec gravité	9
13	Boite fermée	9
14	Boite ouverte à droite	10
15	Tmax pour les deux cas	11
16	La température maximale en fonction de la vitesse de ventilation et les flux . .	12
17	Zone de fonctionnement	12

Introduction générale

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, et la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes de faibles puissances, reste le refroidissement par convection naturelle en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût.

Le refroidissement par convection est tout transfert de chaleur résultant d'un mouvement de fluide. Les liquides et les gaz peuvent présenter un refroidissement par convection et l'effet peut être naturel ou forcé. Le refroidissement naturel résulte du transfert de chaleur dû aux changements de densité du fluide, tels que la montée et le refroidissement de l'air chaud. La convection forcée se produit lorsque toute force externe est ajoutée pour déplacer le fluide, tel qu'un ventilateur déplaçant de l'air.

Il s'agit au cours de ce projet d'essayer d'optimiser le débit d'un ventilateur au sein d'une enceinte fermée afin de réaliser un refroidissement optimal d'un composant. On va comparer donc deux résultats. Dans un premier temps, on va travailler avec la convection naturelle, et dans un deuxième temps on va travailler avec la convection forcée en mettant en entrée un ventilateur.

I. MISE EN OEUVRE DU PROBLÈME :

On propose d'optimiser le débit d'un ventilateur au sein d'une enceinte fermée afin de réaliser un refroidissement optimal d'un composant. On va comparer deux solutions :

- Refroidissement par convection naturelle.
- Refroidissement par convection forcée.

On optimisera le débit du ventilateur pour que les températures n'excèdent pas 70°C en tous points de l'espace. Pour réaliser ce projet, on aura besoin de réaliser une géométrie que l'on simplifiera dans un premier temps en prenant une tranche 2D de l'enceinte.



FIGURE 1 – Géométrie de l'enceinte

Description de la géométrie de l'enceinte : Hauteur imposée sur l'enceinte de 5cm, longueur de 20cm. Le cube posé est situé au centre de l'enceinte. Une ventilation forcée est donnée en bleu sur le schéma, elle sera activée en fonction des conditions en température dans l'enceinte. Elle se nomme vent.

Dans un premier temps, on va considérer que le fluide est de l'air, dilatable, dans des conditions permettant d'utiliser un modèle dit de Boussinesq. La densité varie donc linéairement avec la température, selon la formule :

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g$$

On fera varier le flux émis par le cube (représentant un ensemble de composants électroniques) afin d'obtenir les conditions en température maximales dans l'enceinte en fonction de ce flux. Puis, on fera varier les conditions aux limites afin d'observer l'effet de l'ouverture de l'enceinte sur les températures mesurées. Enfin, on adjoindra un dispositif de ventilation, dont la vitesse variera pour respecter la contrainte $T < 85^\circ\text{C}$ (nommé vent) en tous points du domaine.

II. MISE EN PLACE DU CALCUL :

On charge sur Fluent le maillage donné par l'enseignant. Puis on active l'équation energy afin de résoudre l'équation de transfert de chaleur général, et on change la densité constante en « density boussinesq » avec la valeur 1kg.m^{-3} .

II.1 Le coefficient de dilatation thermique β :

Le coefficient de dilatation mesure l'augmentation relative de volume d'un système lorsque l'on ne fait varier qu'un seul paramètre, en général la pression ou la température, mais également la concentration. Le coefficient de dilatation isobare donne l'augmentation relative de volume en fonction de l'augmentation de la température lorsque la pression reste constante. Il se définit par la relation :

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)$$

Lorsque la pression P est constante. Pour les gaz parfaits, le coefficient de dilatation thermique isobare est calculé de la manière suivante : $\beta = \frac{1}{T}$.

Ce coefficient de dilatation est souvent utilisé en mécanique des fluides pour décrire un phénomène de convection naturelle, c'est-à-dire un système où les mouvements du fluide considéré sont essentiellement provoqués par un gradient de la densité, soit par variation locale de la température, soit par variation locale de la concentration. En mécanique des fluides, le coefficient peut apparaître après une simplification de l'équation de bilan de la quantité de mouvement dans les équations de Navier-Stokes grâce à l'approximation de Boussinesq. La valeur de ce coefficient de dilatation pour l'air et pour la plupart des autres gaz est $3400 \times 10^{-6} = 0.0034$.

https://fr.wikipedia.org/wiki/Coefficient_de_dilatation

<https://courses.lumenlearning.com/physics/chapter/13-2-thermal-expansion-of-solids-and-liquids/>

II.2 Mise en place du problème sous FLUENT :

On rentre cette valeur de β dans notre modèle, et on active la gravité en entrant la valeur $-9.81 m.s^{-2}$ suivant l'axe y , puis on impose que $heat\ flux = 50 W.m^{-2}$ et que le mur haut est à $303 K$. Les autres conditions sont $heat\ flux = 0$.

En initialisant le calcul en utilisant la méthode hybrid, ainsi on enlève la vérification des résidus et on impose 1000 itérations, puis on lance la simulation :

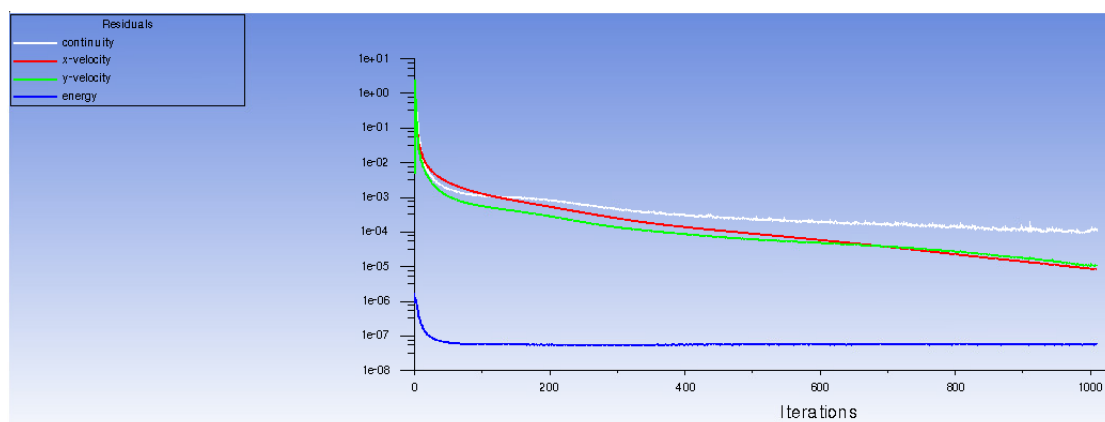


FIGURE 2 – Les résidus

II.2.1 Contour de température statique :

On trace le contour de température T :

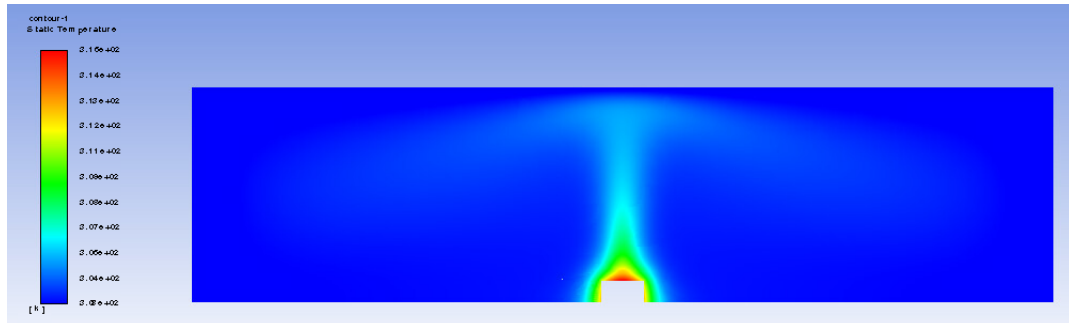


FIGURE 3 – Le contour de température

On remarque qu'à l'entrée de notre enceinte, la température est importante. Et que la température maximale est bien 315K.

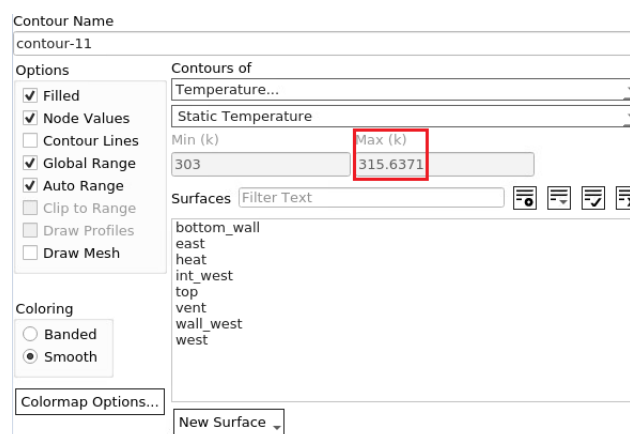


FIGURE 4 – La température maximale

II.2.2 Les contours de vitesse :

On trace le contour de vitesse suivant les axes x et y et on trouve :

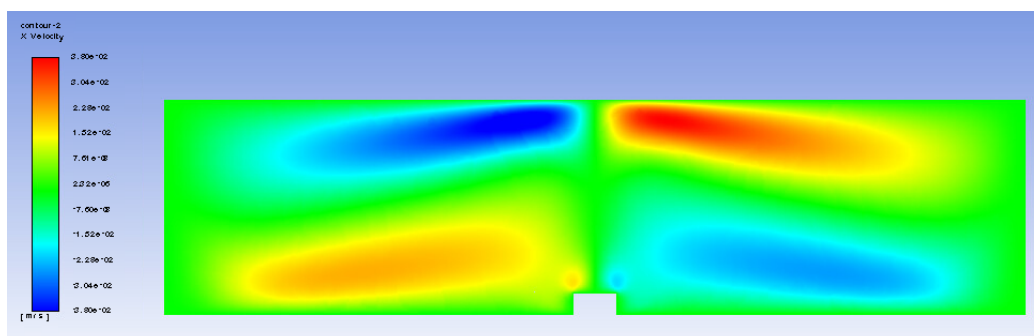


FIGURE 5 – Le contour de vitesse suivant l'axe x

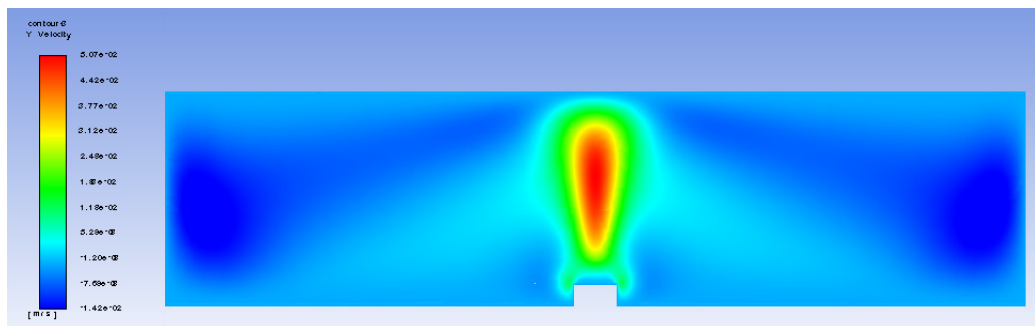


FIGURE 6 – Le contour de vitesse suivant l'axe y

D'après le contour de la vitesse suivant l'axe y, ça apparaît bien que la vitesse au niveau de l'entrée de l'enceinte est très grande.

II.2.3 Les champs de vitesse :

Le champ de vitesse peut apparaître plus clair en changeant l'échelle (scale et skip).

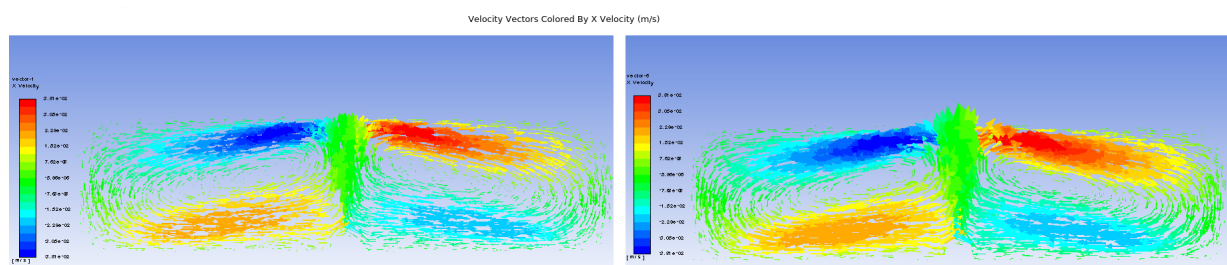


FIGURE 7 – Le champ de vitesse suivant l'axe x

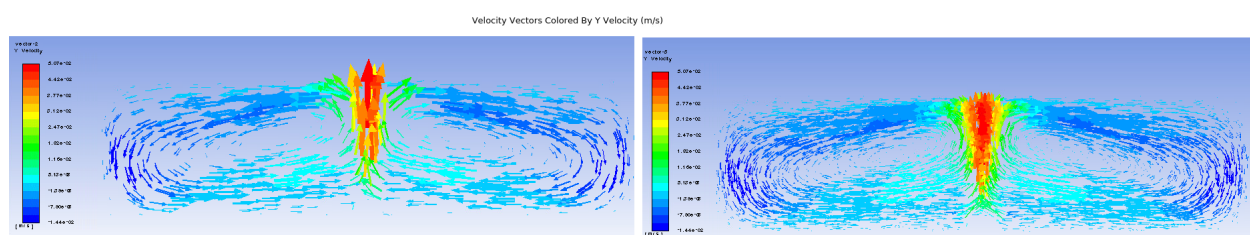


FIGURE 8 – Le champ de vitesse suivant l'axe y

On remarque que pour le champ de vitesse suivant l'axe y "Y velocity" le champ est symétrique, alors que pour "X velocity", la vitesse est importante dans les deux parties : basse gauche et haute droite.

II.2.4. Effet de gravité :

Pour mettre en place l'effet de la gravité, on calcule les flux sur les faces hautes et basses dans les deux cas : avec et sans gravité. On met la gravité à 0, et on lance la simulation :

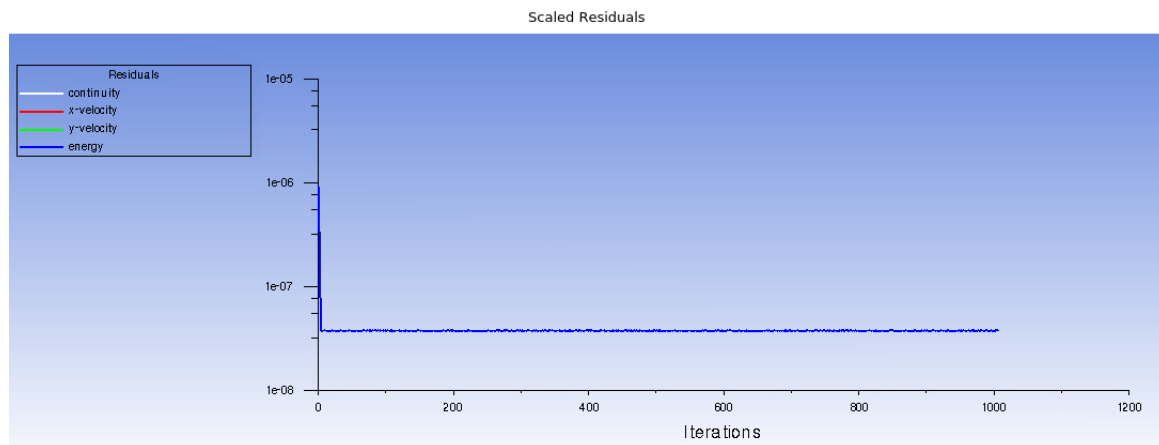


FIGURE 9 – Les résidus

On remarque que les résidus de vitesse n'apparaissent pas, au contraire du cas où la gravité existe.

→ Contour de température :

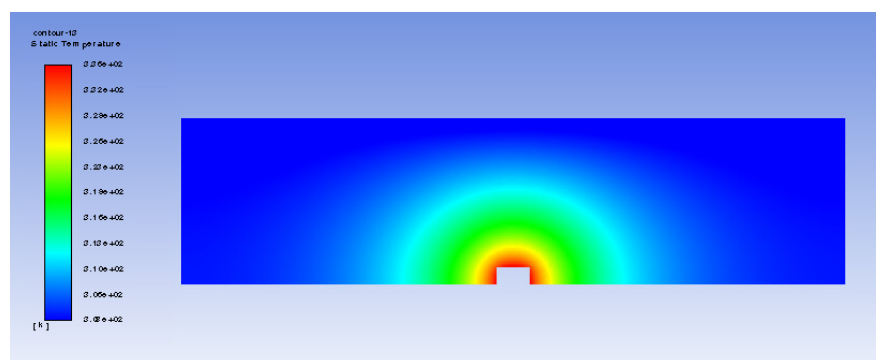


FIGURE 10 – Contour de température

→ contours de vitesse :

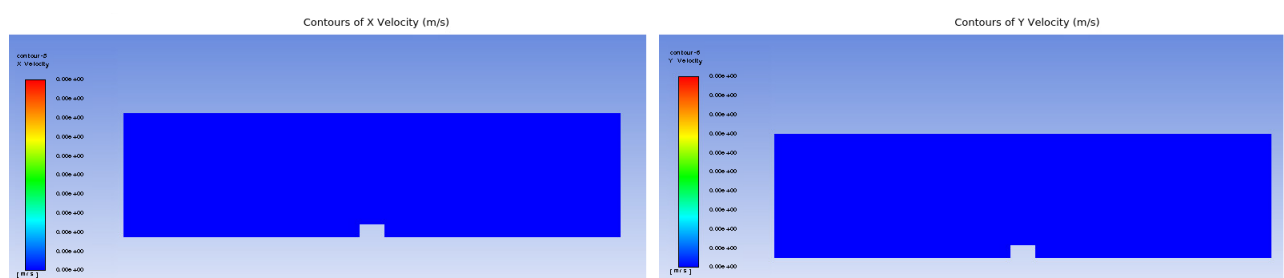


FIGURE 11 – Contours de vitesse

On remarque que la vitesse est nulle et donc le flux ne se propage pas dans l'enceinte.

On calcul maintenant les flux sur les faces hautes et basses on utilisant la fonction **report**→**flux** :

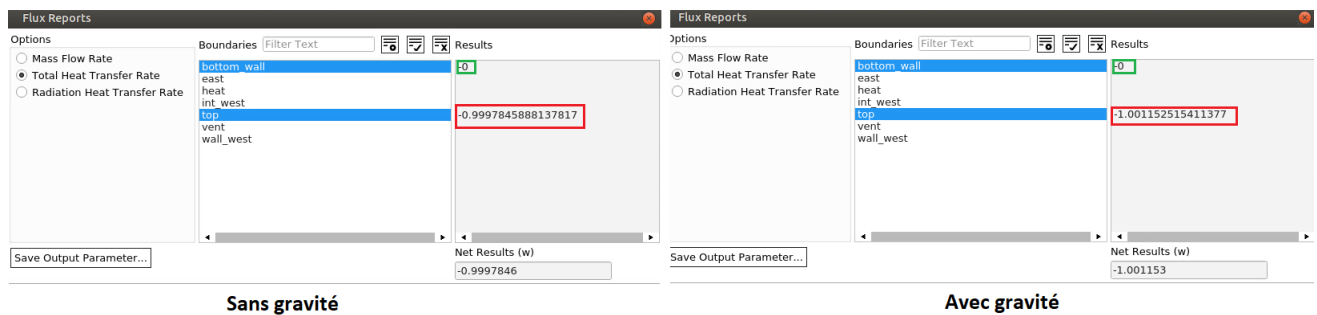


FIGURE 12 – Flux : sans et avec gravité

On remarque que pour les deux cas, on a pas une grande différence entre les flux ; Le flux dans la face haute augmente un peu dans le cas : sans gravité et cela due au fait que la force du poids est devenue négligeable.

III. ETUDE DE CAS : LA BOITE OUVERTE :

III.1. Boite fermée :

III.1.1. L'évolution de Tmax en fonction du flux :

Faire varier la condition limite 500w/m² sur la condition limite On fait varier la condition limite « heat » de 50 à 500 $w.m^{-2}$, puis on trace l'évolution de la température maximale en fonction du flux de chaleur.

Flux	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Tmax	315.6371	325.9111	335.4088	344.44	353.1342	361.5688	369.7905	377.8369	385.7311	391.491

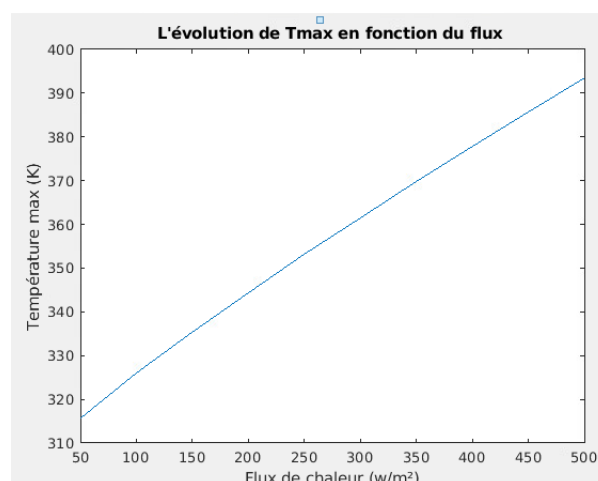


FIGURE 13 – Boite fermée

III.2. Boite ouverte à droite :

III.2.1. L'évolution de Tmax en fonction du flux :

On met maintenant le type de **east** à **pressure outlet** et de même on trace l'évolution de la température maximale en fonction du flux de chaleur.

Flux	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Tmax	314.8829	321.137	329.4568	337.3537	344.9046	352.2094	359.327	366.2922	373.1213	379.8578

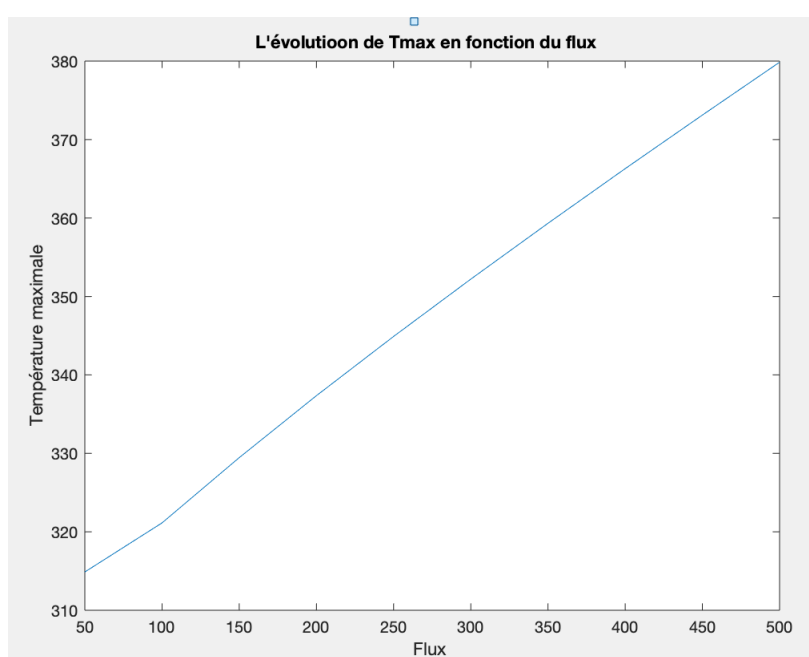


FIGURE 14 – Boite ouverte à droite

→ Comparaison :

On remarque que les températures maximales dans le cas de la boite ouverte à droite sont inférieures aux températures dans l'enceinte fermée. Cela est dû à l'effet de la convection dans l'enceinte ouverte.

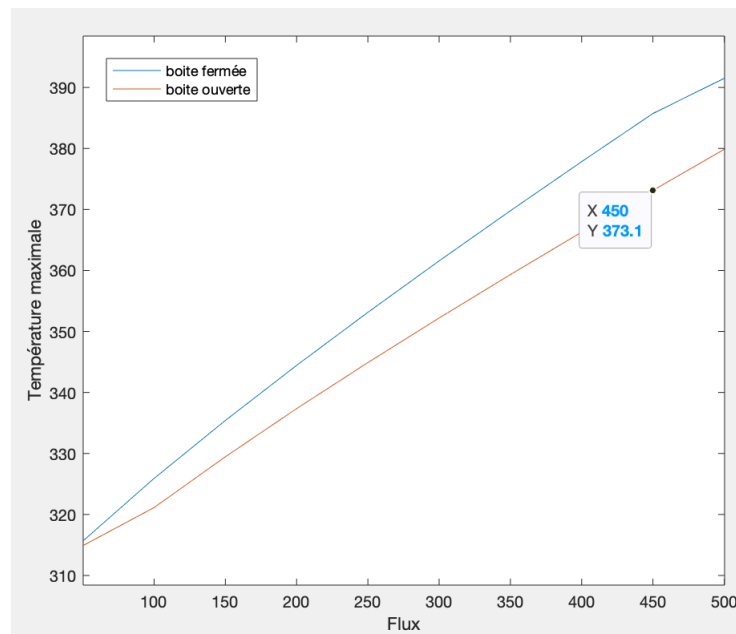


FIGURE 15 – Tmax pour les deux cas

IV. PROBLEME :

On introduit la ventilation pour des vitesses allant de 0.001 m/s à 0.1 m/s (Temperature 303K). On change le type de **vent** à **velocity inlet**, et on fait varier la puissance de 100 à 500 $w.m^{-2}$.

	100	200	300	400	500
0.001	325.0919	343.4443	360.3788	376.443	391.9932
0.005	324.5522	342.7903	359.627	375.6212	391.0077
0.01	323.7355	341.6908	358.3042	374.0977	389.3148
0.05	328.645	338.2186	349.7537	363.85	377.5341
0.1	323.4033	348.104	365.7327	378.8108	387.274

→ Carte 3D :

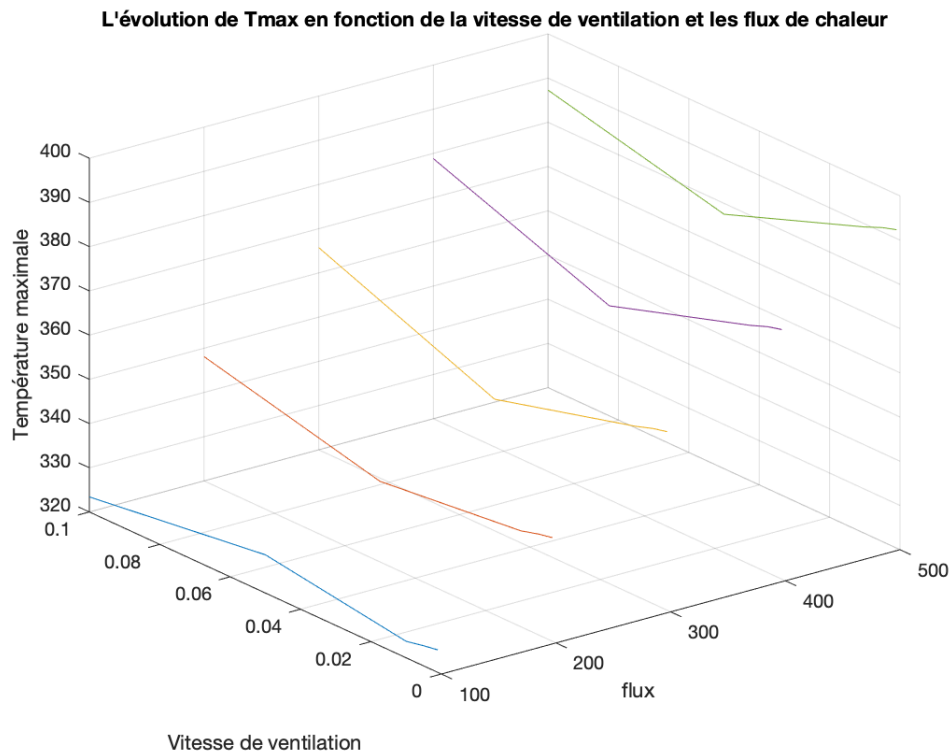


FIGURE 16 – La température maximale en fonction de la vitesse de ventilation et les flux

On remarque que lorsqu'on augmente la vitesse de ventilation, la température maximale n'augmente pas d'une manière considérable. En effet la ventilation n'influence pas la température maximale et donc ça peut être que le maillage n'était pas assez précis.

→ Zone de fonctionnement du système :

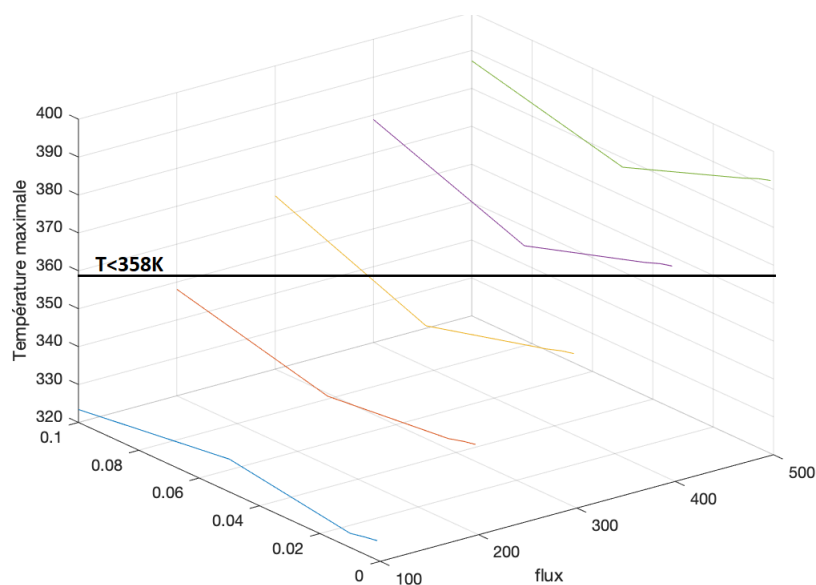


FIGURE 17 – Zone de fonctionnement

La zone de fonctionnement du système est lorsque la contrainte $T < 85^{\circ}\text{C} = 358$ est respectée. Et donc on remarque que l'enceinte peut supporter jusqu'à presque 350W.m^{-2} .

Conclusion

Au cours de ce projet, et pour réaliser un refroidissement optimal d'un composant, on a pu comparer les deux méthodes de refroidissement ; à savoir refroidissement par convection réelle et forcée. Même si notre modèle n'est pas parfait et ne permet pas de trouver toutes les conclusions nécessaires. En fait, il se peut que cela du au maillage, mais malheureusement, on a pas pu étudier l'influence du maillage.