

# Procédure de couplage convection-conduction et validation expérimentale du transitoire thermique dans un matériau

Bénédicte BAQUÉ<sup>1\*</sup>, Marc-Paul ERRERA<sup>2</sup>, Arjen ROOS<sup>1</sup>, Mourad REBAY<sup>3</sup>

<sup>1</sup>ONERA, Département Matériaux et Structures Métalliques (DMSM)  
29 Avenue de la Division Leclerc - 92322 Châtillon Cedex

<sup>2</sup>ONERA, Département Simulation Numérique des Écoulements et Aéroacoustique (DSNA)  
29 Avenue de la Division Leclerc - 92322 Châtillon Cedex

<sup>3</sup>Université de Reims Champagne-Ardenne  
Faculté des Sciences - 51687 Reims, France

\* (auteur correspondant : [Benedicte.Baque@onera.fr](mailto:Benedicte.Baque@onera.fr))

**Résumé** - L'objectif de cet article est la validation par l'expérience d'une étude numérique du régime transitoire thermique au sein d'une plaque plane placée dans un écoulement d'air laminaire. Dans le modèle numérique, la mécanique des fluides et le transfert de chaleur dans l'air sont associés à la conduction thermique dans le solide via un algorithme couplant le régime transitoire thermique au sein du solide avec une séquence d'états fluides stationnaires, en assurant l'égalité des températures et des flux thermiques à l'interface fluide-structure à chaque instant de couplage.

## Nomenclature

$E$	épaisseur de la plaque, $m$	$amb$	ambient
$C_p$	capacité calorifique à pression constante, $J/kg/K$	$c$	couplage
$L$	longueur de la plaque, $m$	$f$	fluide
$q$	densité de flux de chaleur, $W/m^2$	$imp$	imposé
$T$	température, $K$	$max$	maximal
$U$	vitesse, $m/s$	$min$	minimal
$h$	coefficient d'échange thermique, $W/m^2/K$	$s$	solide
$\lambda$	conductivité thermique, $W/m/K$	$\infty$	infini
$\rho$	masse volumique, $kg/m^3$		

## 1. Introduction

De par les besoins de plus en plus importants exprimés dans l'industrie en matière d'études pluridisciplinaires, le calcul scientifique tend actuellement à utiliser des modèles de plus en plus réalistes, prenant en compte la complexité multiphysique des phénomènes et les caractéristiques distinctes des différentes échelles présentes. Or, de nombreux codes dédiés, développés en utilisant les méthodes et les modèles les plus appropriés, existent actuellement. Plutôt que d'essayer de les reprogrammer pour les intégrer dans un logiciel unique, la stratégie d'élaboration d'un outil de simulation multidisciplinaire peut consister à encapsuler ou à coupler les logiciels propres à chaque discipline, tout en respectant leur architecture, leur organisation et leur plan de développement.

Le champ de température à l'intérieur d'un solide en régime thermique transitoire est souvent le résultat d'un transfert de chaleur convectif et de la conduction à travers le matériau. Dans le cadre du projet de recherche transversal COCOMAT (Couplage de Codes en Mécanique et Aéro-Thermique) incluant plusieurs branches et départements de l'ONERA, le solveur « fluide » CEDRE (développé par l'ONERA) basé sur la méthode des volumes finis est associé au solveur de conduction thermique ZéBuLoN (co-développé par l'ONERA, le

Centre des Matériaux de l'Ecole des Mines de Paris et Northwest Numerics) basé sur les éléments finis. Le couplage fluide-structure, planifié autour du coupleur MpCCI, est réalisé via l'équation de l'énergie et respecte l'égalité des flux et des températures à l'interface.

Le couplage convection-conduction est considéré comme un procédé très répandu et utile pour la conception et l'analyse d'applications industrielles. Or, dans la plupart des cas, seules des solutions stationnaires sont recherchées (des méthodes performantes existent d'ailleurs dans ce domaine [1]). Pourtant, une connaissance précise du régime transitoire thermique au sein du solide et une représentation exacte du champ de température sont souvent essentielles.

L'objectif est de valider le couplage aéro-thermique entre les codes CEDRE et ZéBuLoN sur la base de résultats d'expériences menées par le Laboratoire de Thermo-Mécanique (LTM) de l'Université de Reims Champagne-Ardenne, sur un problème type de plaque plane placée dans un écoulement d'air laminaire et soumise à des échelons de flux de chaleur.

## 2. Algorithme de couplage thermique en régime transitoire

La grande disparité des temps caractéristiques entre le fluide et le solide rend la mise en place d'un couplage transitoire thermique très ambitieuse. Ainsi, la simulation numérique d'un processus entièrement transitoire dans chacun des deux milieux amène à une solution précise mais très coûteuse en temps de calcul.

Par souci de simplification, notre procédure est basée sur une méthode numérique permettant de prendre en compte la différence d'échelle de temps : l'algorithme est constitué par des couplages à des fréquences caractéristiques du milieu solide, ce qui conduit à représenter le fluide par une suite d'états stationnaires. En revanche, on s'intéresse toujours à l'évolution du régime transitoire au sein du solide.

L'égalité des températures ( $T_f = T_s$ ) et des flux thermiques ( $q_f = q_s$ ) à l'interface fluide-structure est assurée à chaque instant de couplage. Ces équilibres peuvent se combiner, via l'introduction d'un coefficient numérique de transfert de chaleur  $h_f$ , pour donner une condition d'équilibre plus générale et plus performante, celle de Fourier ( $q_f + h_f T_f = q_s + h_f T_s$ ), satisfaite par la recherche d'un point fixe [2,3]. C'est le sens qu'on donne ici au terme de couplage « fort », expliqué par la Figure 1. Au contraire, si le calcul est effectué sans itération de couplage, c'est la méthode du couplage « faible ».

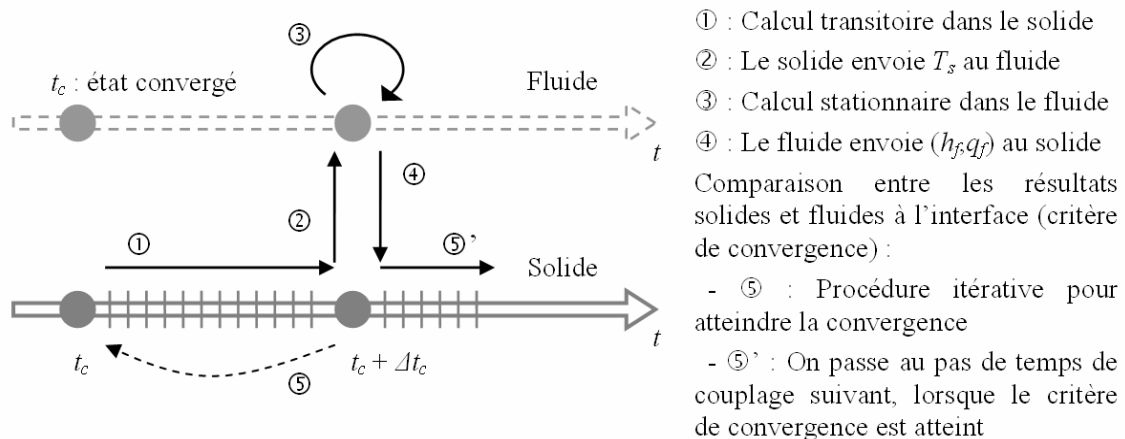


Figure 1 : Algorithme transitoire de couplage aéro-thermique.

Partons d'un instant  $t_c$  pour lequel l'état global fluide-solide est convergé : chacun des deux codes a atteint un état convergé suivant ses propres critères et les équilibres à l'interface

énoncés précédemment sont vérifiés. La première étape consiste à réaliser le calcul transitoire dans le solide pour se rendre au pas de temps de couplage  $t_c + \Delta t_c$  suivant. Les valeurs de température en paroi du solide sont ensuite envoyées au code fluide, qui effectue un calcul jusqu'à l'obtention d'un état stationnaire réactualisé. Puis les résultats des coefficients d'échange et du flux thermique sont transmis au solide. Les états du fluide et du solide (températures ou flux) sont alors comparés à l'interface. Tant que le critère de convergence n'est pas respecté, ce cycle est répété : il s'agit d'une itération de couplage [4]. Une fois le critère de convergence atteint, le calcul passe au pas de temps de couplage suivant.

### 3. Description de l'expérience

L'expérience réalisée par le LTM de l'Université de Reims Champagne-Ardenne, à partir des résultats de laquelle nous avons cherché à valider notre méthode de couplage, est illustrée en Figure 2 [5]. Elle consiste à étudier un cas de convection forcée sur une plaque plane soumise à une densité de flux thermique variable en face arrière, le but étant de déterminer expérimentalement l'évolution de la température à la paroi en fonction du temps.

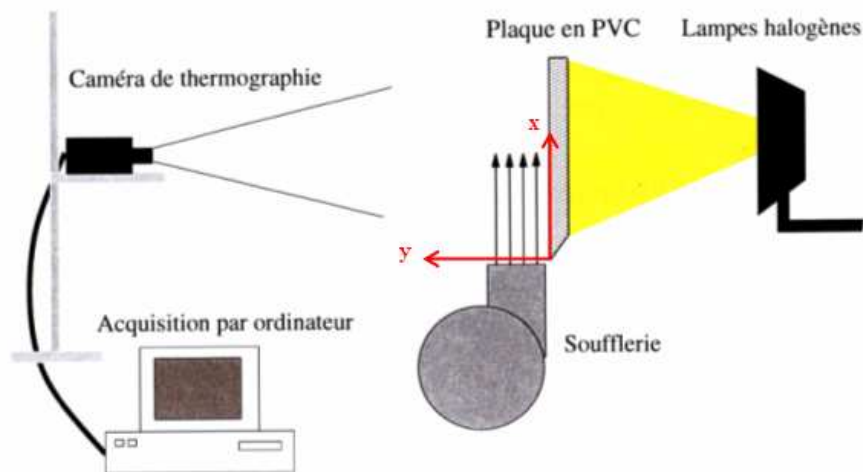


Figure 2 : Schéma du dispositif expérimental de convection forcée.

La caméra de thermographie infrarouge et la plaque sont fixes. La convection forcée est assurée par un système de soufflerie alors que des lampes halogènes délivrent une densité de flux thermique variable. La vitesse de l'air ainsi que la puissance des lampes sont maintenues constantes à l'aide de variateurs de tension.

Comme le montre la Figure 3, sur la face avant d'une plaque plane en PVC, dont l'épaisseur  $E$  est égale à  $12\text{ mm}$  et la longueur  $L$  est de  $35\text{ cm}$ , est généré un écoulement d'air de vitesse  $U_\infty = 5,6 \pm 0,7\text{ m/s}$ . Ainsi, le nombre de Reynolds en bout de plaque est égal à  $1,23 \cdot 10^5 \pm 0,15 \cdot 10^5$ , ce qui est inférieur au niveau de transition laminaire-turbulent (de  $2 \cdot 10^6$  à  $3 \cdot 10^6$ ) : l'écoulement d'air est donc laminaire le long de la plaque. Les caractéristiques thermophysiques de la paroi sont  $\lambda_s = 0,16\text{ W/m.K}$ ,  $\rho_s = 1200\text{ kg/m}^3$  et  $Cp_s = 1400\text{ J/kg.K}$ .

A partir d'un état isotherme à température ambiante (la paroi est à la même température que le fluide, soit  $300\text{ K}$ ) donné à  $t = 0\text{ s}$ , la face arrière de la plaque est soumise à un premier échelon de flux thermique de densité égale  $q_{imp} = 140 \pm 10\text{ W/m}^2$ . Ce flux est maintenu jusqu'à  $t = 5400\text{ s}$  où un second échelon de densité  $q_{imp} = 170 \pm 20\text{ W/m}^2$  est appliqué pour une durée identique au précédent.

Les incertitudes de la mesure par la caméra infrarouge, incluant la dérive de la caméra, l'erreur sur l'émissivité et la résolution spatiale de la caméra, ont été estimées à  $0,2^\circ\text{C}$ .

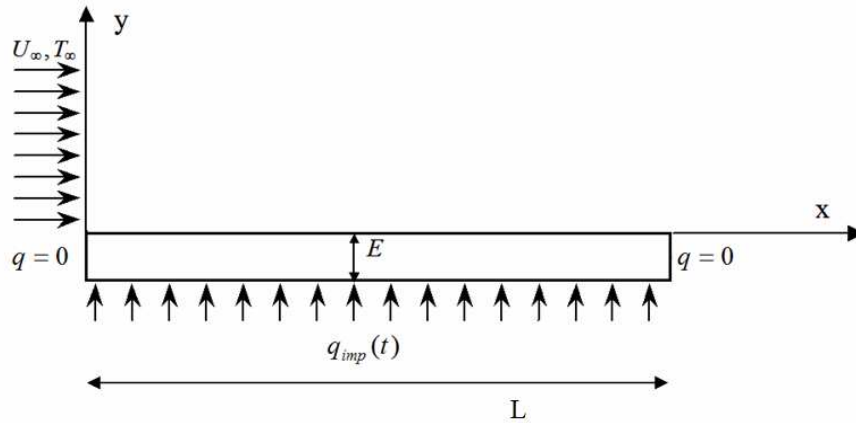


Figure 3 : Schéma de l'expérience.

## 4. Modélisation du problème

### 4.1. Mise en données

Du côté solide, le code ZéBuLoN effectue un calcul de conduction thermique en régime transitoire. Grâce aux résultats expérimentaux, on sait que la température à l'avant de la plaque ne varie que d'une dizaine de degrés : on peut donc considérer la conductivité thermique et la capacité comme constantes sur cet intervalle de température. La densité de flux thermique correspondant à l'action des lampes halogènes et variant au cours du temps est appliquée le long de la face arrière de la plaque, alors que les parois latérales sont isolées thermiquement (flux nul). La température initiale est homogène au sein du matériau et égale à celle du fluide.

Du côté de la mise en données CEDRE, les caractéristiques de l'air utilisées pour le calcul sont :  $\rho_f = 1,1614 \text{ kg/m}^3$ ,  $C_{p_f} = 1007 \text{ J/kg.K}$  et  $\lambda_f = 26,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$ . Les équations de Navier-Stokes sont utilisées pour modéliser l'écoulement laminaire. Notons que des calculs d'écoulement turbulent ont également été effectués, pour atteindre des résultats identiques à ceux menés avec un modèle laminaire : l'écoulement n'a pas transitionné le long de la plaque.

### 4.2. Stratégie de couplage

Dans le cas que nous exposons ici, le pas de temps de couplage choisi correspond à celui du calcul solide. Après avoir réalisé plusieurs études de convergence, notamment avec différentes durées de pas de temps, nous en sommes arrivés à retenir le nombre optimal de 60 couplages équidistants sur toute la durée de l'expérience, ce qui correspond à un pas de temps de couplage  $\Delta t_c$  de 180 s.

En effet, d'autres calculs ont été effectués avec des pas de temps de couplage plus courts, en prenant par exemple  $\Delta t_c = 60 \text{ s}$  (temps caractéristique de diffusion à travers l'épaisseur de la plaque) ou bien encore un calcul de référence transitoire-transitoire (couplé à chaque itération fluide). Ils donnent tous des résultats équivalents à ceux présentés ci-dessous.

Toutefois, l'approche transitoire-transitoire, qui ne nécessite pas d'itération de couplage, est extrêmement coûteuse en temps de calcul. En revanche, la méthode dégradée que nous décrivons dans cet article permet de « suivre » un régime transitoire thermique sur une durée significative de plusieurs minutes ou de plusieurs heures, tout en maintenant une excellente précision au niveau des résultats. A titre de comparaison, alors que le nombre de calculs

successifs dans le cas du transitoire-transitoire est de l'ordre de 200 000, notre solution dégradée n'en totalise que 300 environ, dont une dizaine d'itérations aux premiers pas de temps de couplage, lors de la montée en régime, puis deux à trois en phase stabilisée.

## 5. Validation des résultats numériques par l'expérience

Les mesures de température ont été relevées en plusieurs abscisses de la face avant de la plaque. L'expérience se déroulant dans une salle fermée, la température de l'air soufflé (correspondant à la température ambiante  $T_{amb}$ ) augmente légèrement au fur et à mesure de la manipulation. Les mesures expérimentales ont donc été corrigées en tenant compte des variations de  $T_{amb}$ , pour pouvoir comparer ces résultats à ceux de la simulation numérique, pour laquelle  $T_{amb}$  est maintenue constante et égale à  $T_{\infty}$  (condition limite fixée pour la température en entrée d'écoulement et loin de la paroi).

La comparaison des évolutions de température calculées à la surface de la plaque avec les données expérimentales est présentée en Figure 4, pour deux abscisses distinctes : la première proche du bord d'attaque ( $x = 5 \text{ cm}$ ), l'autre à proximité du bord de fuite ( $x = 23 \text{ cm}$ ). L'enveloppe de résultats, représentée par le domaine grisé, prend en compte les incertitudes sur les valeurs expérimentales, réévaluées de la manière décrite ci-dessous, à partir des observations réalisées sur les courbes expérimentales de températures.

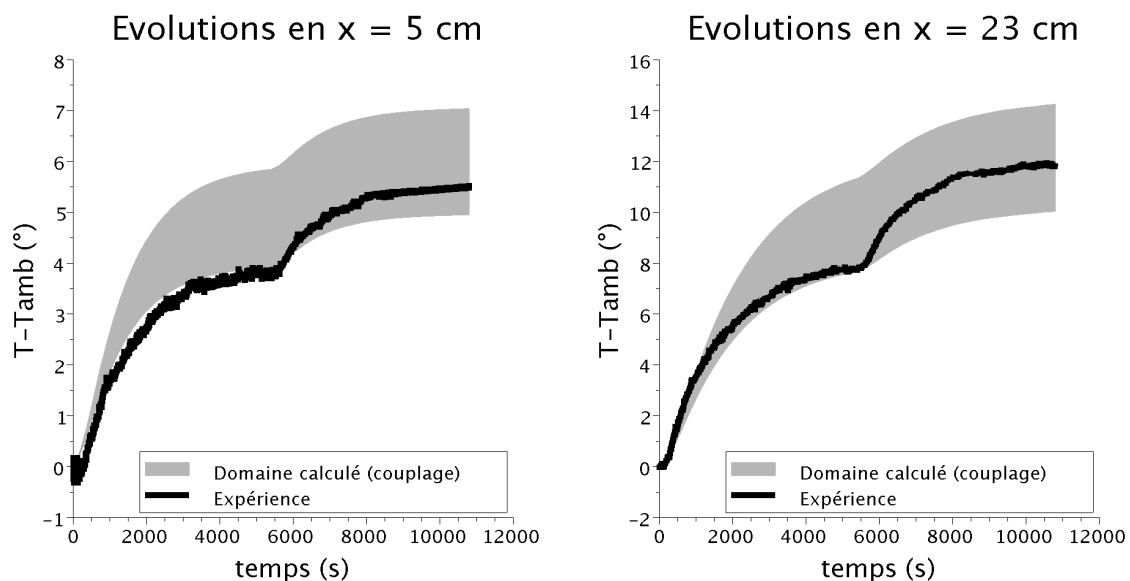


Figure 4 : Comparaison du domaine des résultats obtenus par le calcul couplé avec les mesures expérimentales, en deux points de la surface avant de la plaque.

Premièrement, le rapport des paliers des températures mesurées entre les deux phases successives de stabilisation du régime transitoire est égal à 1,5. Or, théoriquement, dès que l'écoulement d'air est établi le long de la plaque, le coefficient d'échange par convection  $h$  (qui dépend de l'abscisse  $x$ ) est constant en un point donné de la face avant. La température en surface de plaque étant proportionnelle à celle du flux thermique la traversant par l'intermédiaire de  $h$ , on s'attend à ce que le rapport des paliers de températures soit identique à celui des densités de flux imposées en face arrière, à savoir 170/140 (soit 1,2).

Des études de convergence relatives aux sources d'erreurs de modélisation potentielles (maillages, pas de temps de calcul, convergence des calculs, etc.) ont été menées pour le calcul couplé. Un calcul « découplé » de conduction dans le solide a même été effectué avec un autre solveur thermique, en utilisant pour condition limite un coefficient d'échange

thermique obtenu grâce à un calcul fluide, dans le but de vérifier l'ordre de grandeur des évolutions de température obtenues grâce au couplage. Ainsi, d'un point de vue numérique, tous les calculs effectués restituent le rapport des paliers théorique de 1,2.

Deuxièmement, au point d'abscisse le plus en amont de l'écoulement ( $x = 5 \text{ cm}$ ), on relève une variation négative de la température relative mesurée aux premiers instants de l'expérience, alors que ce phénomène ne se manifeste pas au cours du calcul numérique des évolutions de température. La tolérance sur la valeur de la vitesse de l'écoulement n'évolue pas au cours de l'expérience, contrairement à celle sur le flux thermique. Pour la première phase, l'incertitude totale ne semble pas être suffisante pour que les courbes expérimentales appartiennent au domaine de solutions calculé, alors qu'en seconde phase, les mesures de températures sont bien comprises dans la plage des résultats du calcul couplé.

Les erreurs numériques liées à la convergence ainsi qu'au couplage en lui-même ayant été exclues, l'incertitude sur la valeur de la densité du flux thermique imposé reste la seule condition qui diffère entre les deux phases de l'expérience. En supposant que la modélisation de la physique du problème ne soit pas en cause, le seul moyen pour rendre compte des observations dans le modèle consiste à revoir la tolérance sur le premier échelon de flux, afin qu'elle soit au moins égale à celle sur la seconde partie ( $\pm 20 \text{ W/m}^2$ ), sans pour autant être plus dégradante. Ainsi, les résultats présentés suggèrent que l'écoulement à proximité de la paroi et que le couplage aéro-thermique en régime transitoire sont modélisés de façon raisonnable.

## 6. Conclusion

La méthodologie mise en place prend en compte et tire profit des disparités temporelles entre les milieux fluide et solide et permet l'analyse du transitoire thermique dans un matériau à un coût raisonnable. De plus, nous avons montré que la procédure produit une bonne corrélation avec l'expérience dans la situation simplifiée d'une plaque plane soumise à un flux thermique transitoire. D'autres applications plus complexes devront cependant être étudiées avant de pouvoir recommander cette méthode dans tous les cas de figures.

## Références

- [1] M.B. Giles, *Stability Analysis of Numerical Interface Conditions in Fluid-Structure Thermal Analysis*, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 25, Paper 89-0269, pp 421-436, 1989.
- [2] M-P Errera, G. Chaineray, S. Chemin, *Etude du transitoire thermique dans un matériau via un couplage convection-conduction*, pp 589-595, SFT 2007, 29 mai-1er juin 2007.
- [3] M-P Errera, G. Chaineray, M. Lachi, *Analysis of the transient thermal response of a solid via a conjugate heat transfer method*, Proceedings of Computational Heat transfer 08 – Marrakech, 11-16 May 2008.
- [4] S. Piperno, C. Farhat, B. Larrouturou, *Partitionned procedures for the transient solution of coupled aeroelastic problems – part 1*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 124, pp. 79-112, 1995.
- [5] S. Chemin, *Études des interactions thermiques fluide-structure par un couplage de codes de calcul*, Thèse de doctorat, Université de Reims - ONERA, 2006.

## Remerciements

Nous tenons à remercier Frédéric FEYEL (ONERA, DMSM), Gilles CHAINERAY (ONERA, DSNA) et Emmanuel LAROCHE (ONERA, DMAE) pour leur soutien permanent et leurs conseils avisés.