HAL
open science

Expériences et modèles pour la correction des mesures de température d'air par thermocouple dans un environnement radiatif confiné

Xavier Nicolas, M. Tavares, Benoît Trouette, Y. Sommerer

To cite this version:

Xavier Nicolas, M. Tavares, Benoît Trouette, Y. Sommerer. Expériences et modèles pour la correction des mesures de température d'air par thermocouple dans un environnement radiatif confiné. Congrès français de thermique SFT2015, SFT, May 2015, La Rochelle, France. hal-01163469

HAL Id: hal-01163469

https://hal.science/hal-01163469v1

Submitted on 12 Jun 2015

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.

Expériences et modèles pour la correction des mesures de température d'air par thermocouple dans un environnement radiatif confiné.

Xavier NICOLAS[1*], Mathilde TAVARES[1], Benoît TROUETTE[1], Yannick SOMMERER[2]

[1]Université Paris-Est, MSME UMR 8208 CNRS, 5 Bd Descartes, 77454 Marne la Vallée Cedex 2.
[2]EPT30 Engine Integration, AIRBUS Operations SAS, M0112/5, 316 Route de Bayonne, 31060 Toulouse Cedex 09.
[*](auteur correspondant : xavier.nicolas@u-pem.fr)[*]

Résumé – Les compartiments moteurs d'un turbo réacteur, compris entre le carter du moteur et les capots de la nacelle, sont le siège d'importantes sources de chaleur. Des systèmes de l'avion y sont installés : prélèvement d'air, générateur électrique, pompes hydrauliques, etc. L'intégration thermique de ces composants est un enjeu majeur des turbo réacteurs modernes. Pour évaluer les niveaux de température d'air qui circule dans cette zone, des mesures sont effectuées à l'aide de thermocouples protégés par des boucliers thermiques afin de limiter l'influence des transferts radiatifs. Cependant, les contraintes de place et le confinement ne permettent pas toujours de positionner les boucliers de manière idéale : ils peuvent être inclinés par rapport à la direction de l'écoulement et les thermocouples peuvent voir en partie des parois chauffées à haute température.

L'étude présentée comporte deux parties. Tout d'abord, un banc expérimental composé d'une conduite cylindrique en inox (Fig. 1) dans laquelle de l'air circule jusqu'à 7 m/s (Re≈33000), et dont une partie de la paroi peut chauffer jusqu'à 300°C, est utilisé pour évaluer les erreurs qui sont commises sur la mesure de la température de l'air par thermocouple lorsque les boucliers thermiques sont installés de manière «conforme» et «non conforme». Les mesures sont effectuées pour des débits d'air et des températures de paroi variables et pour quatre montages différents des boucliers thermiques autour des thermocouples : pour un cas sans bouclier et pour les trois boucliers présentés sur la Fig. 1. Dans chaque cas, les surfaces de réponse des écarts entre les températures mesurée et réelle de l'air sont établies en fonction de la température de la paroi chauffée et de la vitesse de l'air.

Dans la deuxième partie, un modèle théorique basé sur un bilan thermique entre échanges convectifs et radiatifs autour de la soudure des thermocouples et sur la méthode des radiosités est développé afin d'évaluer a priori les températures atteintes par les thermocouples protégés ou non par un bouclier. Les mesures expérimentales sont utilisées pour identifier, par une méthode de moindres carrés, les paramètres intervenant dans ce modèle théorique : l'émissivité de la paroi de la conduite, ε_p, et les coefficients d'échange convectif, h, autour des thermocouples. Une comparaison avec les mesures expérimentales réalisées lors de cette étude permet de valider le modèle établi à condition de pouvoir déterminer h.

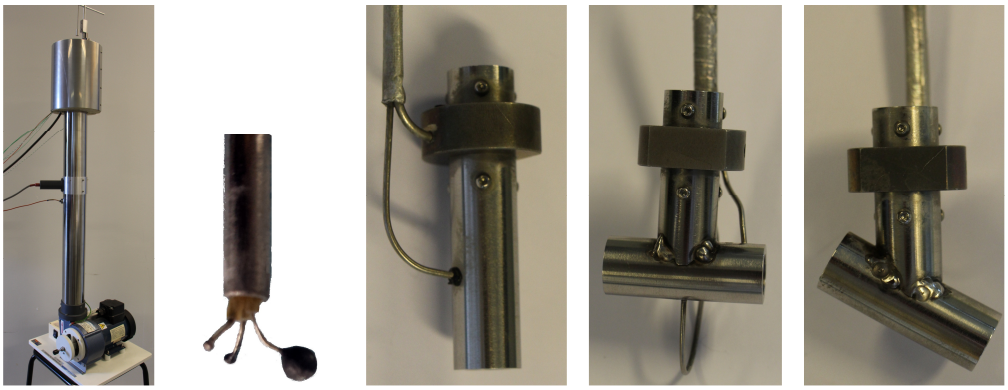

Figure 1 : *Photos du banc expérimental, des trois thermocouples à boule mesurant la température de l'écoulement d'air et des trois boucliers thermiques utilisés pour protéger ces thermocouples.*

Nomenclature

a	diffusivité thermique, m^2/s
D	diamètre de la conduite, m
D_s	diamètre du thermocouple à boule, m
e_i	émissivité réduite, $\varepsilon_i/(1-\varepsilon_i)$
F_{ij}	facteur de forme entre les surfaces i et j
h	coefficient d'échange convectif, W/m^2K
k	conductivité thermique de l'air, W/mK
Nu	nombre de Nusselt moyen, hD_s/k
Pr	nombre de Prandtl, ν/a
$q_{ray,i}$	densité de flux radiatif net de l'objet i, W/m^2
R_i	radiosité de l'élément i, W/m^2
Re	nombre de Reynolds, $v_{air}D/\nu$
Re_{Ds}	nb de Reynolds autour d'une sphère, $u_\infty D_s/\nu$
U	tension de chauffage de la paroi, V
v_{air}	vitesse moyenne de l'air, m/s
T/T_{ae}	température/T de l'air à l'entrée du canal, K
T_1	température des thermocouples à boule, K
T_2/T_3	température de la paroi chaude/froide, K
T_4	T des ouvertures dans le modèle théorique, K
Symboles grecs	
α	coefficient de pondération de h
ε_i	émissivité de l'objet i
ν	viscosité cinématique, m^2/s
σ	cste de Stephan-Boltzmann, $5{,}67.10^{-8}\ W/m^2K^4$
θ	température réduite, $(T_1-T_{ae})/(T_2-T_{ae})$
Indices	
b	relatif aux boucliers
c	relatif aux thermocouples à boule
chaud	température moyenne chaude de la paroi
froid	température moyenne froide de la paroi
p	relatif à la paroi de la conduite
s	relatif à une sphère

1. Dispositif expérimental

De nombreuses études ont porté sur l'évaluation des incertitudes des températures mesurées par thermocouple dans un environnement radiatif et ont proposé des techniques pour évaluer ou annuler l'influence des échanges radiatifs sur cette mesure [1, 2]. Nous n'avons pas connaissance en revanche d'une étude systématique portant sur l'analyse du mauvais positionnement des boucliers thermiques utilisés pour protéger ces thermocouples.

Le dispositif expérimental est constitué d'une conduite en acier inoxydable, verticale et cylindrique, de 1 m de haut et de 7,3 cm de diamètre interne, à l'intérieur de laquelle circule de l'air à l'aide d'un ventilateur centrifuge situé à l'amont de la conduite (Figs. 1 et 2). Un nid d'abeille, placé à l'aval du ventilateur, stabilise et uniformise l'écoulement. Un anémomètre à hélice mesure la vitesse moyenne de l'air, v_{air}, qui, au maximum, atteint 7 m/s. Une partie de la paroi, située entre y=0 et 9 cm sur la Fig. 2, est chauffée à flux constant à l'aide d'un bandeau électrique monté à l'extérieur de la conduite. Lorsque la tension électrique est maximale, U_{max}=24 V, la puissance délivrée est de 216 W. Pour limiter la propagation de la chaleur par conduction dans la paroi, la conduite est partiellement incisée sur 3 mm de hauteur, en dessous et au-dessus du bandeau chauffant, de sorte qu'on peut considérer que la paroi est chauffée sur 9 cm de hauteur (Fig. 3). La température maximale dans cette zone est de 300 °C. Un matériau isolant recouvre la zone chauffée et le haut de la conduite.

Trois boucliers de protection au rayonnement thermique d'orientations différentes ont été fabriqués (Figs. 1 et 2). Ils sont en acier inoxydable poli, de basse émissivité ($\varepsilon_b \approx 0{,}15 \pm 0{,}05$) [3, 4], de forme cylindrique et de 1 cm de diamètre intérieur. Les boucliers horizontal et incliné mesurent 4 cm de long et 6,5 cm pour celui qui est vertical. Ces boucliers sont conçus pour se positionner sur les trois thermocouples à boule de type K, dont la soudure chaude est de forme sphérique, qui sont utilisés pour mesurer la température de l'air au centre de la conduite, à mi-hauteur de la zone chauffée (Figs. 1 et 2). Le bouclier vertical joue pleinement son rôle : il protège complètement ces thermocouples du rayonnement de la paroi chauffée et il permet une circulation aisée de l'air au centre du bouclier et autour des thermocouples. Le bouclier horizontal est dans la position la plus défavorable : les thermocouples voient la paroi chauffée de la conduite et la circulation de l'air se fait mal à l'intérieur du bouclier. Le troisième bouclier est incliné de 30° par rapport à l'horizontale. Il est dans une position

intermédiaire où la circulation de l'air au centre du bouclier persiste mais où les thermocouples voient la paroi chauffée de la conduite (cf. Fig. 2 à gauche).

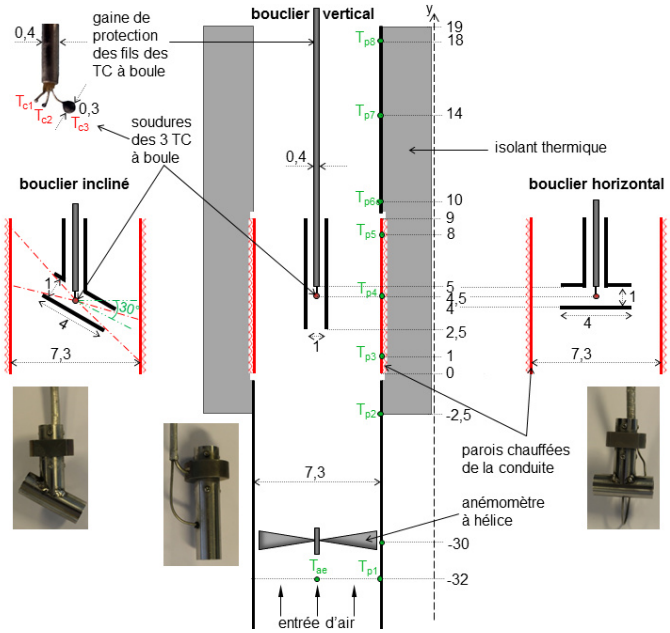

Figure 2 : *Schéma et dimensions (en cm) du dispositif expérimental et des trois boucliers dans la veine d'essai : bouclier incliné de 30° (à gauche), vertical (au centre) et horizontal (à droite). Les positions des thermocouples à boule pour mesurer la température de l'air dans la zone chauffée et à l'entrée (T_{ae}) et des thermocouples de parois (T_{pi}, i=1 à 8) sont indiquées par des points.*

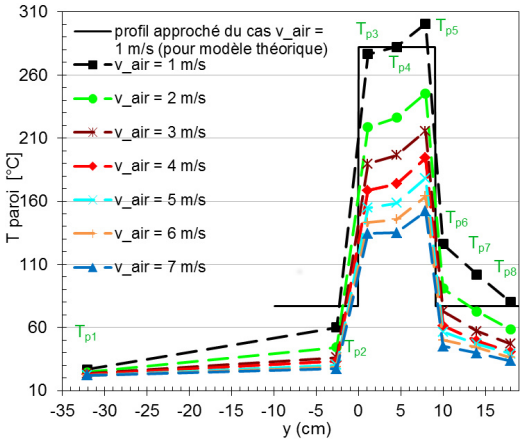

Figure 3 : *Profils de température le long de la paroi de la conduite mesurés par les thermocouples T_{pi} (i=1 à 8) (cf. Fig. 2), dans le cas de la tension de chauffage U_{max}=24 V, pour différentes vitesses de l'air, v_{air}, en présence du bouclier vertical. L'approximation du profil de température pariétal par un profil symétrique en créneau pour le modèle théorique est illustré dans le cas v_{air}=1 m/s.*

Des thermocouples de type K sont utilisés pour mesurer les températures des parois et de l'air. Leurs positions sont données dans la Fig. 2. On note T_{ci}, i=1 à 3, les températures de l'air relevées par les thermocouples à boule introduits ci-dessus : T_{c1} est la température mesurée par un petit thermocouple à boule, de 0,58 mm de diamètre, dont l'émissivité $\varepsilon_{Tc1}\approx 0{,}76$ a été identifiée par une technique similaire à celles du §4 ; T_{c2} et T_{c3} sont les températures mesurées par des thermocouples à boule, de 0,59 mm et 3 mm de diamètre resp., qui sont peints en noir avec une peinture d'émissivité $\varepsilon_{Tc2}=\varepsilon_{Tc3}=0{,}92\pm 0{,}03$. La température d'entrée de l'air, T_{ae}, est mesurée au centre de la conduite, en amont de l'anémomètre à hélice. La température de la pièce où se trouve l'expérience pouvant fluctuer, T_{ae} a été retranchée de tous les résultats présentés de manière à annuler l'influence de la variation de T ambiante. La température de la paroi de la conduite est mesurée en huit points distincts notés T_{pi}, i=1 à 8 (Fig. 2). La température de la zone chauffée croît dans la direction de l'écoulement car on applique une puissance constante et car h diminue le long de la paroi. La Fig. 3 présente les profils de température mesurés le long de la paroi pour différentes vitesses d'air et U_{max}=24 V. La température de la zone chauffée varie entre T_{p3}=134°C à v_{air}=7 m/s et T_{p5}=301°C à v_{air}=1 m/s. La partie de la conduite en amont de la zone chauffée (y<0) est beaucoup plus froide que la partie aval (y>9 cm). Cela est dû au réchauffement de l'air dans la couche limite thermique le long de la zone chauffée. Pour y>9 cm, la température de la paroi diminue sous l'effet du refroidissement de la couche limite thermique par le mélange convectif turbulent avec le cœur de l'écoulement plus frais. La température de la zone chauffée varie en fonction du type de bouclier utilisé car l'air accélère plus ou moins selon l'encombrement du bouclier dans le canal. Par exemple, à v_{air}=1 m/s et U_{max}=24 V, T_{p4}=298°C sans bouclier, T_{p4}=256°C avec le bouclier horizontal, T_{p4}=280°C avec le bouclier incliné et T_{p4}=282°C avec le bouclier vertical. Enfin, les boucliers sont équipés de thermocouples (on note T_{bv} la température mesurée au milieu du bouclier vertical).

Seul le régime thermique établi, indépendant du temps, est étudié. Le temps d'établissement thermique est défini comme le temps pour lequel les températures mesurées ne varient pas de plus de 1°C pendant 5 minutes. Le temps d'établissement le plus court est de 25 min sans bouclier et 35 min avec bouclier pour v_{air}=7 m/s, mais il peut atteindre 2h lorsque v_{air}=1 m/s. La répétabilité des mesures a été contrôlée et les incertitudes de mesure des températures par tous les thermocouples ont été évaluées. La précision des mesures est inférieure à ±0,5°C pour tous les thermocouples, exceptés pour le gros thermocouple à boule (T_{c3}) et les thermocouples des boucliers où elle est estimée à ±0,6°C et ±1°C, respectivement.

L'écoulement d'air dans la conduite est turbulent car le nombre de Reynolds $Re=v_{air}D/\nu$ varie entre 4700 et 33000 lorsque v_{air} varie entre 1 et 7 m/s. Pour mesurer v_{air}, un anémomètre à hélice est placé à mi-hauteur de la conduite (Fig. 2). Il a été calibré par des comparaisons avec des mesures locales de vitesse effectuées à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. La vitesse moyenne v_{air} est environ 10% plus faible que les vitesses maximales mesurées au centre du canal et on estime que l'incertitude sur v_{air} est ±0,2 m/s. La connaissance de v_{air} permet d'évaluer le coefficient d'échange convectif, h, autour des trois thermocouples à boule. Pour le plus gros qui mesure T_{c3}, nous avons utilisé la corrélation sur le nombre de Nusselt autour d'une sphère de Dai et al. (2013) [5] valable pour $20 \leq Re_{Ds} \leq 10^5$ et Pr=0,72 :

$$Nu = h_s D_s/k = 2 + 0{,}484\ Re_{Ds}^{1/2} + 0{,}00106\ Re_{Ds} \qquad (1)$$

Cette corrélation récente donne des valeurs de Nu qui sont environ 10% plus grandes que celles de [6]. Pour les deux petits thermocouples qui mesurent T_{c1} et T_{c2}, les fils sont presque aussi gros que la soudure (Figs. 1 et 2). En conséquence, la corrélation pour évaluer h sera recherchée sous la forme $h=\alpha h_s$, où h_s est évalué par la corrélation (1) et où α est un paramètre inconnu qu'il faudra identifier. On aura $\alpha<1$ car la présence du fil qui se trouve dans le sillage de la soudure par rapport à la direction de l'écoulement d'air, réduit la surface d'échange et la valeur du coefficient d'échange convectif par rapport à celui de la sphère seule.

2. Plan d'expériences

Un plan d'expériences de 4×35=140 essais a été effectué. Leur répartition dans le domaine de paramètres est décrite ci-dessous. Ces paramètres sont v_{air}, la tension de chauffage U, ou la température T_{p4} imposée au centre de la zone chauffée, ainsi que la présence ou non d'un bouclier thermique et son orientation. Nous avons organisé les mesures en cinq séries distinctes de 35 essais au total, pour les quatre configurations étudiées (sans bouclier, avec bouclier vertical, avec bouclier horizontal et avec bouclier incliné de 30°) :

- série 1 : variation de la température de la paroi en faisant varier la tension de chauffage de U=0 à 24 V par pas de 4 V, pour une vitesse de l'air fixée à v_{air}=4 m/s ;
- série 2 : variation de la vitesse de l'air de v_{air}=1 à 7 m/s, par pas de 1 m/s, pour U=24 V ;
- série 3 : variation de v_{air} de 1 à 7 m/s, par pas de 1 m/s, pour la température de paroi fixée à T_{p4}=135°C (bouclier horizontal), 138°C (boucliers incliné et vertical) et 150°C (sans bouclier) ;
- série 4 : effets combinés de v_{air} et de U, pour v_{air}=1, 4 et 7 m/s et pour U=12, 18 et 24 V ;
- série 5 : 5 essais identiques à v_{air}=4 m/s et U=18 V pour évaluer les erreurs de répétabilité des mesures et d'ajustement du modèle lors du calcul des surfaces de réponse.

3. Modèles théoriques simplifiés

Les configurations géométriques simplifiées qui ont été modélisées dans les cas avec et sans bouclier sont représentées sur la Fig. 4. La soudure des thermocouples à boule est considérée au centre d'un cylindre à température uniforme, T_2, lorsque le thermocouple est protégé par un bouclier et elle est considérée au centre d'un cylindre à deux températures, T_2

et T_3, avec $T_2>T_3$, lorsque le thermocouple est au centre de la zone chauffée de la conduite en l'absence de bouclier. La soudure du thermocouple est supposée sphérique et soumise aux seuls échanges radiatifs et convectifs. La conduction dans les fils des thermocouples est négligeable pour le gros thermocouple car les fils ont une petite section (Ø=0,35 mm) et le gradient de température le long des fils est faible. Pour les petits thermocouples, les densités de flux conductif et convectif sont assimilées car elles sont du même ordre de grandeur. A l'état stationnaire, le bilan thermique s'écrit alors simplement :

$$h(T_{ae} - T_1) = q_{ray,1}(T_1, T_{ae}, T_i, \varepsilon_i, F_{ij}) \qquad (2)$$

où h est le coefficient d'échange convectif évalué à partir de la corrélation (1), T_1 est la température de la soudure et $q_{ray,1}$ est la densité de flux radiatif nette échangée par la soudure avec son environnement dont les surfaces sont aux températures T_i (i=2, 3, 4). Les ε_i (i=1,…,4) sont les émissivités des surfaces, connues en général, sauf l'émissivité de la paroi interne de la conduite qui est inconnue. Les F_{ij} (i, j=1,…,4) sont les facteurs de forme entre ces différentes surfaces, calculés à partir des données géométriques et des bibliothèques [7, 8].

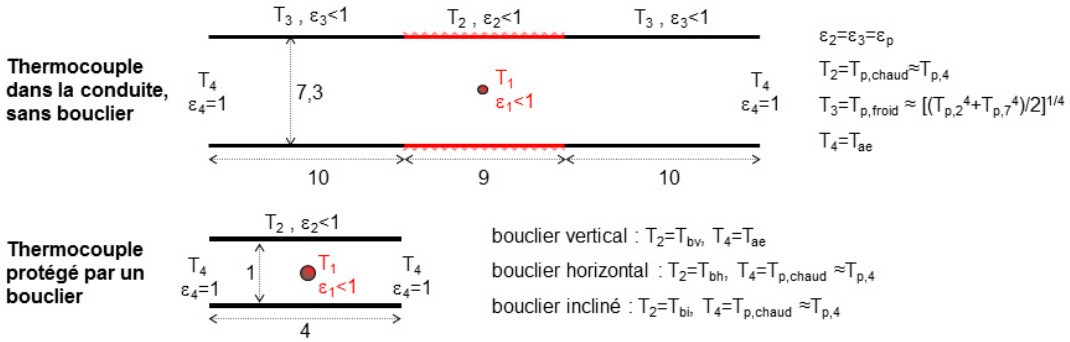

Figure 4 : *Géométries simplifiées pour les modèles théoriques et correspondance des températures T_i (i=1, 2, 3, 4) avec celles des cas réels (les dimensions sont en cm).*

La densité de flux radiatif $q_{ray,1}$ est calculée par la méthode des radiosités [9]. En supposant que les N surfaces des systèmes étudiés sont grises et diffuses (cette hypothèse n'est pas exactement vérifiée mais l'accord avec les mesures permettra de valider la démarche), de température T_i et de radiosité R_i (i=1 à N), la densité de flux radiatif échangée par chaque surface s'écrit :

$$q_{ray,i} = \sum_{j=1}^{N} F_{ij}\,(R_i - R_j) = e_i\,(\sigma T_i^4 - R_i) \qquad (3)$$

où la deuxième égalité de (3) n'est valable que pour des surfaces non noires avec $e_i=\varepsilon_i/(1-\varepsilon_i)$. L'élimination de $q_{ray,i}$ entre les équations (2-3), pour i=1 à N, forme le système linéaire des radiosités : il permet de calculer R_i sur toutes les surfaces où T_i est connue et d'en déduire $q_{ray,i}$ lorsque R_i et T_i sont connues. Lors de la résolution du modèle théorique, la température T_1 et la densité de flux $q_{ray,1}$ des thermocouples mesurant l'air étant inconnues, nous devons ajouter l'équation de bilan thermique (2) pour fermer le système des radiosités. Ainsi, si dans l'équation (2), on remplace $q_{ray,1}$ par son expression tirée de l'équation (3), on doit ajouter au système d'équations le polynôme d'ordre 4 en T_1 suivant :

$$h(T_{ae} - T_1) = e_1\,(\sigma T_1^4 - R_1(T_1)) \qquad (4)$$

Dans le cas du thermocouple non protégé par un bouclier (Fig. 4, en haut), les symétries du problème et la présence des frontières ouvertes de radiosités $R_4=\sigma T_4^4=\sigma T_{ae}^4$, réduisent le système des radiosités à trois équations. Ce système est non linéaire par rapport à T_1. Une méthode itérative a été programmée pour le résoudre et pour rechercher les racines T_1 de l'équation (4). Dans le cas plus simple où le thermocouple est protégé par un bouclier (Fig. 4, en bas), le système des radiosités se réduit à deux équations et peut être résolu analytiquement. Si on injecte l'expression analytique de la radiosité $R_1(T_1)$ ainsi obtenue dans l'équation (4),

on montre que le polynôme en T_1 qui doit être résolu s'écrit :

$$e_1\sigma\left(1-\frac{(F_{21}+2F_{24}+e_2)\,e_1}{2F_{12}F_{24}+F_{12}e_2+2F_{14}F_{21}+4F_{14}F_{24}+2F_{14}e_2+e_1F_{21}+2e_1F_{24}+e_1e_2}\right)T_1^4 + hT_1 - hT_4 - \frac{2F_{14}e_1\sigma(F_{21}+2F_{24}+e_2)T_4^4+F_{12}e_1\sigma(e_2T_2^4+2F_{24}T_4^4)}{2F_{12}F_{24}+F_{12}e_2+2F_{14}F_{21}+4F_{14}F_{24}+2F_{14}e_2+e_1F_{21}+2e_1F_{24}+e_1e_2}=0 \quad (5)$$

4. Identification de l'émissivité de la paroi et du coefficient d'échange

Dans les modèles théoriques qui viennent d'être établis, l'émissivité $\varepsilon_p=\varepsilon_2=\varepsilon_3$ de la paroi interne de la conduite qui intervient dans e_2 et le paramètre α qui intervient dans la définition du coefficient d'échange convectif h autour des petits thermocouples qui mesurent T_{c1} et T_{c2} sont des paramètres inconnus. Nous les avons identifiés numériquement en calculant les moindres carrés des écarts entre les températures T_1 mesurés et calculés par le modèle théorique. Plus précisément, pour les 35 essais de la configuration sans bouclier, nous avons cherché à minimiser la somme des carrés des écarts (SCE) définie par :

$$SCE=\sum_{i=1}^{35}\left(\frac{\theta_{1-théo}(i)-\theta_{1-exp}(i)}{\delta\theta_{1-exp}(i)}\right)^2 \quad (6)$$

où $\theta_1=(T_1-T_{ae})/(T_2-T_{ae})$ (T_1 et T_2 font référence à la Fig. 4 en haut) et où chaque terme est pondéré par l'inverse des incertitudes $\delta\theta_{1\text{-exp}}$ sur les températures mesurées.

Les 35 mesures avec le gros thermocouple à boule permettent d'identifier ε_p car ε_p est le seul paramètre inconnu dans ce cas ($h=h_s$ est donné par l'équation (1)). SCE est donc une fonction de ε_p et la valeur de ε_p qui minimise SCE est celle que l'on considère comme l'émissivité de la paroi interne de la conduite. Comme le montre la Fig. 5 (gauche), on trouve ε_p=0,185 ce qui est réaliste vis-à-vis des données de la littérature sur l'émissivité de l'acier inoxydable [3, 4]. De plus, avec cette valeur de ε_p, on constate sur la Fig. 5 (droite) un excellent accord entre les mesures et le modèle, lorsque les erreurs expérimentales sont prises en compte. L'écart relatif moyen, en norme L_2, sur les 35 essais, entre les températures $T_1=T_{c3}$ mesurées et calculées exprimées en [K] est de seulement 0,11%. L'écart relatif local le plus élevé sur ces mêmes températures exprimées en [°C] est de 3,5% pour l'essai n°29.

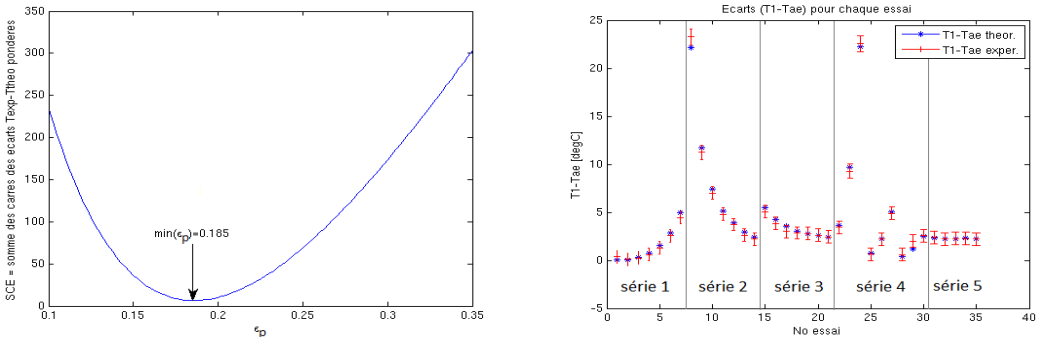

Figure 5 : *A partir des mesures de $T_1=T_{c3}$ par le gros thermocouple à boule, graphe de SCE(ε_p) (à gauche) et comparaison de ($T_{1\text{-exp}}$-T_{ae})(i) avec ($T_{1\text{-théo}}$-T_{ae})(i) en fonction de l'indice i de l'essai (à droite).*

Déterminer le coefficient d'échange convectif h autour des deux petits thermocouples qui mesurent T_{c1} et T_{c2} revient à déterminer le paramètre α. Comme maintenant ε_p est connue, α est identifié en adoptant la même démarche que pour ε_p, mais en considérant que la somme SCE de l'équation (6) est une fonction de α. Plus exactement, nous avons recherché la valeur de α qui minimise SCE, en utilisant les températures $T_1=T_{c2}$ mesurées avec le petit thermocouple noir pour les 35 essais. Nous avons trouvé α=0,68. Autrement dit, le coefficient

d'échange autour des deux petits thermocouples de diamètre D_s=0,585±0,005 mm vaut 68% de celui d'une sphère de même diamètre. Avec les valeurs de ε_p et de α identifiées, on trouve que l'écart relatif moyen, en norme L_2, sur les 35 essais, entre les températures T_{c2} (resp. T_{c3}) mesurées et calculées exprimées en [K] est de seulement 0,17% (resp. 0,19%). L'écart relatif local le plus élevé entre les valeurs mesurées et calculées de T_{c2} et T_{c3} exprimées en [°C] est de 4% pour l'essai n°8. Ces résultats valident donc le modèle théorique dans le cas sans bouclier. Dans les cas avec bouclier, il n'est pas possible de mesurer v_{air} autour de la soudure des thermocouples : les coefficients d'échange h restent inconnus. Il n'a donc pas été possible de valider le modèle théorique simplifié dans ce cas (éq. (5)).

5. Analyse des mesures des températures de l'air

La Fig. 6 compare les écarts T_{c3}-T_{ae} lorsque le gros thermocouple est protégé ou non par les boucliers, pour les trois premières séries de mesures du §2. L'intérêt d'utiliser le gros thermocouple noir est qu'il est très sensible au rayonnement (un comportement proche est observé avec les petits thermocouples). Les écarts de température T_{c3}-T_{ae} augmentent avec la tension de chauffage, U, et décroissent avec l'augmentation de v_{air}. Il apparait clairement que seule la configuration avec le bouclier vertical, pour v_{air}>1 m/s, permet d'éliminer l'influence du rayonnement sur la mesure de la température de l'air. Si le bouclier est légèrement incliné et qu'il voit la zone chauffée de la paroi, il perd de son efficacité. La situation la moins favorable est celle du bouclier horizontal car elle coupe l'effet de la convection.

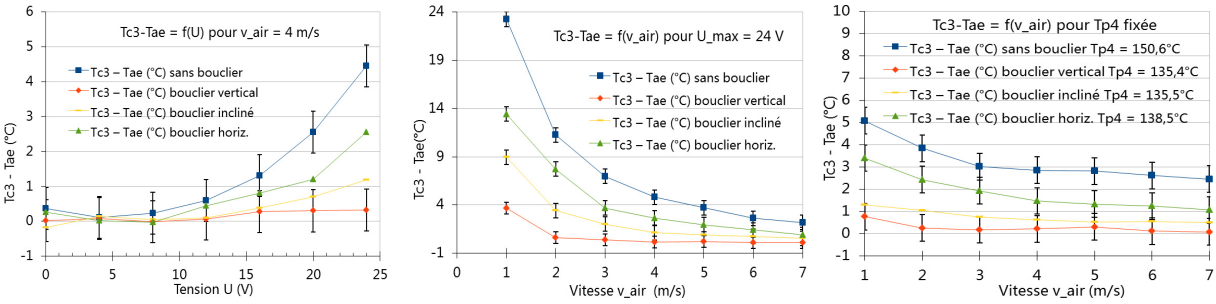

Figure 6 : *Comparaison des écarts T_{c3}-T_{ae} lorsque le gros thermocouple à boule est protégé ou non par les boucliers vertical, incliné et horizontal, pour les trois 1ères séries de mesures du §2.*

L'écart T_{c3}-T_{ae} maximum est de +23°C, dans la Fig. 6 (milieu), pour le cas sans bouclier avec v_{air}=1 m/s et U_{max}=24 V. On mesure dans ce cas une température de paroi $T_{p,4}$≈300°C. La Fig. 6 (droite) montre que, lorsque la température de la paroi est divisée par deux (cas sans bouclier où $T_{p,4}$≈150°C), l'écart de température maximum est divisé par un facteur 4,8 car T_{c3}-T_{ae}≈5°C. Ce comportement est uniquement dû à la baisse de la température de la zone chauffée car, en considérant dans (2) que q_{ray1} ne dépend que de la température de la zone chauffée ($q_{ray,1}\approx\varepsilon_1\sigma(T_{c3}^4-T_{p,4}^4)$), les valeurs mesurées de T_{c3} permettent de retrouver ce facteur :

$$\frac{(T_{c3}-T_{ae})\ \ \grave{a}\ T_p=300°\mathrm{C}}{(T_{c3}-T_{ae})\ \ \grave{a}\ T_p=150°\mathrm{C}}=\frac{T_{p,4}^4(300°\mathrm{C})-T_{c3}^4}{T_{p,4}^4(150°\mathrm{C})-T_{c3}^4}\approx\frac{573^4-331^4}{423^4-331^4}\approx 4,8 \qquad (7)$$

La Fig. 7 compare les écarts T_{ci}-T_{ae} (i=1 à 3) pour les trois thermocouples à boule sans bouclier ou protégés par le bouclier vertical, pour les séries de mesures 1 et 2 du §2. Pour les deux petits thermocouples, l'écart de température maximum sur la Fig. 7 (milieu) a été divisé par 2 par rapport au gros thermocouple : T_{c1}-T_{ae}=11°C et T_{c2}-T_{ae}=13°C quand T_{c3}-T_{ae}≈23°C. Plus généralement, la température du gros thermocouple noir, T_{c3}, est toujours bien plus élevée que celle des deux petits thermocouples, T_{c1} et T_{c2}, car ces derniers ont une plus petite surface de réception du flux rayonné par la paroi chauffée et car leurs émissivités et leurs absorptivités sont inférieures ou égales à celles du gros thermocouple. De plus, T_{c2}>T_{c1} car

ε_{Tc2}=0,92 > ε_{Tc1}=0,76. Il y a donc intérêt à choisir des petits thermocouples polis (de basse émissivité) pour limiter l'influence du rayonnement sur la mesure de la température de l'air.

Les Figs. 6 (milieu) et 7 (droite) montrent que le bouclier vertical joue pleinement son rôle tant que v_{air}≥2 m/s car T_{ci}-T_{ae} (i=1 à 3) n'excèdent jamais 0,5°C dans ce cas. En revanche, pour v_{air}=1 m/s et U=24 V, cet écart atteint 4°C pour les trois thermocouples. Cela est dû, en partie, à l'augmentation de la température du bouclier (cf. Fig. 7 droite) qui rayonne vers les thermocouples mais, surtout, à la mauvaise circulation de l'air dans le bouclier qui a le temps de se réchauffer par diffusion depuis la paroi du bouclier. Autrement dit, les thermocouples T_{ci} se trouvent dans la couche limite thermique interne du bouclier. Il aurait donc fallu que le diamètre du bouclier soit plus grand pour éviter le réchauffement de l'air par diffusion au niveau des thermocouples. Les Figs. 6 et 7 (au milieu et à droite) montrent que, quelle que soit l'orientation des boucliers, il est toujours possible d'obtenir une mesure correcte de la température de l'air (à +1°C près) avec les trois thermocouples, à condition que v_{air} soit très élevée dans la conduite : il faut v_{air}≥7 m/s pour la tension de chauffage maximale U_{max}=24 V.

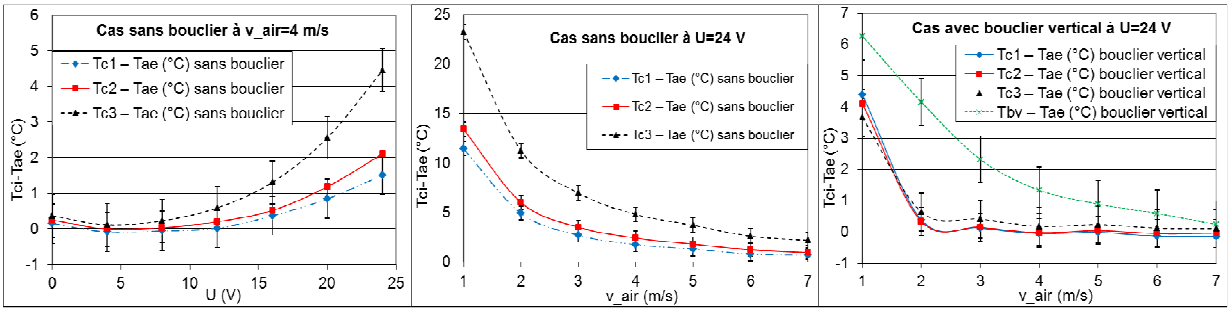

Figure 7 : *Comparaison de T_{ci}-T_{ae} (i=1 à 3) lorsque les thermocouples à boule sont sans bouclier (gauche, milieu) ou protégé par le bouclier vertical (droite), pour les séries de mesures 1 et 2 du §2.*

6. Conclusion

Cette étude a permis d'identifier les conditions pour limiter l'influence du rayonnement sur la mesure de la température d'un écoulement d'air à l'aide de thermocouples protégés par des boucliers. Un modèle théorique simple a également été mis au point pour identifier les propriétés radiatives inconnues (émissivité des parois) et pour évaluer les températures des thermocouples, à condition de connaitre le coefficient d'échange convectif entre l'écoulement d'air et la soudure chaude. Ce coefficient d'échange étant indéterminé lorsqu'un bouclier est présent, des simulations URANS des écoulements d'air sont en cours pour le déterminer.

Références

[1] S. Brohez, C. Delvosalle, G. Marlair, A two-thermocouples probe for radiation corrections of measured temperatures in compartment fire, *Fire Safety J.*, 39 (2004) 399-411.

[2] S. Krishnan, An approach to thermocouple temperature measurements that reduces uncertainties associated with radiative corrections, *Eng. & Applied Sc. Theses & Dissertations* (2014) Paper 7.

[3] M.F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Elsevier Science (2013).

[4] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*, McGraw-Hill, 3rd ed., (1998).

[5] Q. Dai, X. Fang, Y. Xu, Numerical study of forced convective heat transfer around a spherical aerostat, *Advances in Space Research*, 52-12 (2013) 2199-2203.

[6] S. Whitaker, Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles, *AIChE J.*, 18-2 (1972) 361-37.

[7] J. R. Howell, *Catalog of radiation heat transfer configuration factors*, http://www.thermalradiation.net/indexCat.html (consulté en mars 2015).

[8] J. R. Howell, R. Siegel, M. P. Menguc, *Thermal radiation heat transfer*, CRC Press, 5th ed. (2011).

[9] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, et al., *Principles of Heat and Mass Transfer*, Wiley, 7th ed. (2012).