

Etude du refroidissement par sprays d'un cylindre mobile à haute température

Arsène KOUACHI, Michel GRADECK, Fabien VOLLE, Denis MAILLET, Michel LÉBOUCHÉ

LEMTA UMR CNRS 7563-INPL-UHP
2, avenue de la forêt de Haye BP 160 – 54504 Vandoeuvre cedex
michel.gradeck@ensem.inpl-nancy.fr

Résumé :

Le contrôle de la température de pièces métallurgiques en cours de refroidissement est essentiel puisque la cinétique du refroidissement engendre des transformations cristallines et agit sur les propriétés mécaniques finales de celles-ci. Il s'agit donc de connaître les flux extraits en cours de refroidissement souvent diphasique. Les sprays permettent d'accroître les échanges thermiques par un mouillage quasi continu de la paroi à refroidir et de les uniformiser. De plus, à échange thermique égal, le débit d'eau utilisé est moindre. Cependant, la physique des échanges thermiques gouttes - parois, en particulier lorsque cette paroi est mobile, doit encore faire l'objet d'études approfondies afin de maîtriser l'ensemble des paramètres qui détermineront l'échange thermique entre le spray et la paroi. Dans cette étude, nous présentons les courbes d'ébullition obtenues pour des sprays plans impactant une surface cylindrique statique ou mobile. Ces résultats sont comparés à des études antérieures sur le refroidissement par impact de jets cohérents.

Abstract :

Controlling the temperature of steel during cooling is essential since the kinetics of cooling generates crystalline transformations and acts on the final mechanical properties of the metal. Knowing the heat fluxes extracted in these cases of often diphasic cooling is a great challenge. Sprays make it possible to increase the heat exchange by a quasi continuous wetting of the wall to be cooled and to make it more uniform. Moreover, with equal heat exchange, the water flow rate used is lower. However, the physics of heat transfer between drops and hot walls, in particular when the walls are moving, must be studied with care in order to control the whole set of the active parameters that will determine heat transfer between spray and wall. In this study, we present the boiling curves obtained for plane sprays impacting a static or mobile cylindrical surface. These results are compared with previous studies on cooling by water jets impact.

Mots-clefs :

sprays ; courbes d'ébullition ; méthode inverse

1 Introduction

Le point faible des techniques utilisant des jets d'eau impactant pour le refroidissement est la grande dispersion spatiale des valeurs de flux extraits ; très élevées dans la zone d'impact du jet avec une température de Leidenfrost élevée caractérisant l'existence d'un régime d'ébullition de transition à des surchauffes inhabituelles, cette température devenant plus faibles dans la zone d'écoulement. Ceci traduit l'effet non négligeable de la vitesse du fluide (composante normale à la paroi) sur le régime d'ébullition.

Nomenclature :

$C_{p,L}$	chaleur spécifique du liquide	We	nombre de Weber
d_0	diamètre de la buse	<u>Symboles :</u>	
d_{32}	diamètre de Sauter	ΔT_{sat}	surchauffe pariétale
h_{fg}	chaleur latente de vaporisation	ΔT_{sub}	sous-refroidissement
Ja	nombre de Jacob	ΔP	pression d'alimentation du spray
\dot{m}''	flux massique	ρ_L	masse volumique du liquide
\dot{q}''	densité de flux de chaleur	ρ_V	masse volumique de la vapeur
T_{jet}	température du jet	σ	tension superficielle
T_{sat}	température de saturation	θ	angle au sommet du spray
T_{spray}	température du spray	η	efficacité
\dot{V}''	flux volumique		
V_j	vitesse du jet		

Concernant l'ébullition sous jets impactant, on peut distinguer deux cas selon que la surface à refroidir est statique ou mobile par rapport au jet de refroidissement. De nombreuses études ont abouti à l'estimation de la courbe d'ébullition en régime transitoire. Ishigai (1978), Ochi (1984) et Hall (2001) font état de l'existence d'un plateau de flux à l'impact (régime de transition) et ont mis en évidence la coexistence de plusieurs régimes sur la surface refroidie à un instant donné. La zone d'impact est refroidie plus rapidement que la zone périphérique, ce qui donne lieu à la succession des différents régimes depuis le régime d'ébullition en film jusqu'à la convection forcée. Ce type de refroidissement (surface statique) conduit à de fortes hétérogénéité en termes de puissance locale extraite et donc à une dispersion locale des propriétés mécaniques obtenues. Robidou et al. (2002) a entièrement décrit la courbe d'ébullition depuis le régime de convection forcé jusqu'au régime d'ébullition en film en contrôlant la température de paroi (le flux extrait correspondant étant estimé par une méthode inverse). Des études récentes menées au LEMTA par Kouachi (2006) ont permis l'estimation de courbes d'ébullition pour une surface mobile (cylindre tournant) portée à hautes températures (500-600°C).

Actuellement en métallurgie, les sprays haute pression servent essentiellement à la phase de décalaminage des brames avant que celles-ci ne soient laminées. Leur utilisation en refroidissement permettrait certainement une uniformisation du flux extrait à la paroi. On aurait donc par ce biais des gradients thermiques homogènes qui pourront être imposés à la paroi. Les premières mesures présentées ici avec un spray plan montrent qu'avec un débit de fluide réduit, on arrive à obtenir des niveaux de flux extraits identiques à ceux obtenus avec un jet à surface libre.

2 Refroidissement par sprays

Il n'existe pas de différence fondamentale entre les courbes de refroidissement par sprays et par jets impactant (Rohsenow et al., 1998). On retrouve bien la succession des régimes d'ébullition depuis le régime d'ébullition en film jusqu'à la convection forcée monophasique, cependant l'utilisation de sprays permet d'homogénéiser les conditions hydrodynamiques à l'interface fluide-paroi chaude. On caractérise le flux extrait en fonction de la taille moyenne des gouttes (diamètre de Sauter, d_{32}), de leur vitesse d'impact (vitesse normale à la paroi), de la température de la goutte avant impact, de la rugosité de la paroi et de la nature du fluide de refroidissement. Tous ces paramètres conditionnent le régime de rebond, d'étalement ou d'atomisation secondaire des gouttes. La température de la paroi avec laquelle les gouttes

interagissent a elle aussi son influence. Le diamètre de Sauter, à défaut de pouvoir être mesuré par technique laser (PDA), peut être estimé à l'aide d'une relation proposée par Estes et Mudawar (1995) pour un spray « cône plein » :

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,67 \left(\frac{\rho_V^{0,5} \Delta P d_0^{1,5}}{\sigma^{0,5} \mu_L} \right)^{-0,259} \quad (1)$$

Liu et al. (2000) proposent une corrélation, développée dans le cas du refroidissement par sprays de moules de fonderie, couvrant le régime de transition, le flux critique et le régime d'ébullition nucléée. Le flux extrait, fonction de la température de paroi, est exprimé sous la forme d'un polynôme du troisième degré dont les coefficients sont fonction du nombre de Reynolds basé sur le diamètre de Sauter, de la vitesse moyenne des gouttes, du nombre de Weber des gouttes et rapport entre la vitesse moyenne des gouttes et le flux volumique de liquide. Dans le cas du flux critique (CHF), estimé dans le cas d'un échantillon de cuivre refroidit par un spray plein conique, les mesures de Mudawar et Estes (1996) montrent que le CHF peut être estimé par une corrélation uniquement fonction du nombre de Weber (We), du nombre de Jacob (Ja), du rapport de densité et de l'angle du cône :

$$\frac{\dot{q}''}{\rho_V h_{fg} \dot{V}''} = 1,467 [(1 + \cos(\theta/2)) \cos(\theta/2)]^{0,3} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,3} \left[\frac{\rho_L \dot{V}''^2 d_{32}}{\sigma} \right]^{-0,35} \\ \times \left[1 + 0,0019 \frac{\rho_L c_{p,L} \Delta T_{sub}}{\rho_V h_{fg}} \right] \quad (2)$$

Pour un jet impactant, Kouachi (2006) propose une relation identique à celle proposée par Miyasaka et al. (1980) et permettant d'estimer le flux critique à l'impact :

$$\phi_{CHF} = 0,16 h_{fg} \rho_V \left(1 + 0,86 V_J^{0,38} \right) \left(1 + 0,328 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,56} \left(\frac{c_{p,L} \Delta T_{sub}}{h_{fg}} \right)^{1,13} \right) \\ \times \left(\frac{\sigma g (\rho_L - \rho_V)}{\rho_V^2} \right)^{0,25} \quad (3)$$

L'efficacité du refroidissement peut être caractérisé par le flux critique rapporté au débit enthalpique du fluide. Dans cette expression, le flux massique caractérise l'étalement du spray sur la paroi chaude à refroidir. Kim (2006) propose ainsi une définition tenant compte de la surchauffe éventuelle de la vapeur.

$$\eta = \frac{\dot{q}''_{CHF}}{\dot{m}'' [C_{p,L} (T_{sat} - T_{spray}) + h_{fg}]} \quad (4)$$

3 Résultats expérimentaux:

Le dispositif expérimental consiste en un cylindre creux en Nickel 201 (diamètre externe égal à 175mm) chauffé par trois résistances électriques bobinées sur le rayon interne. La température locale du cylindre (en proche paroi) est mesurée à l'aide de 24 thermocouples de type N. Le flux de chaleur extrait par ébullition convective est déterminé par une méthode inverse semi-analytique (Volle et al., 2005). Une description complète du dispositif expérimental figure dans les travaux de Gradeck et al. (2006). Le système de pulvérisation

utilisée est une buse (spraying Systems Co) qui génère un spray plan à diffusion avec un angle au sommet égal à environ 100° (angle dépendant de la pression d'alimentation). Pour une pression d'alimentation de 1bar ($\dot{m}=0,025$ kg/s et $\theta = 100^\circ$), le diamètre de Sauter estimé à l'aide de la relation (1) est de l'ordre de 0,45 mm.

Sur les figures 1 et 2, nous donnons un exemple de courbe de refroidissement (mesurée à l'impact du spray) et le flux de chaleur associé. La température initiale du cylindre égale à 300°C est suffisante pour pouvoir observer un régime d'ébullition en film caractérisé par une décroissance lente de la température et par un flux de chaleur relativement faible (de l'ordre de $0,5\text{MW/m}^2$). Le point de Leidenfrost (1^{er} minimum de la courbe de flux) est atteint au bout de 0,5 s ($\Delta T_{sat} = 180\text{K}$). L'ébullition de transition se caractérise par une augmentation nette des flux échangés et donc par une diminution rapide de la température. Le flux critique ($3,75\text{MW/m}^2$) est atteint au bout de 0,8 s.

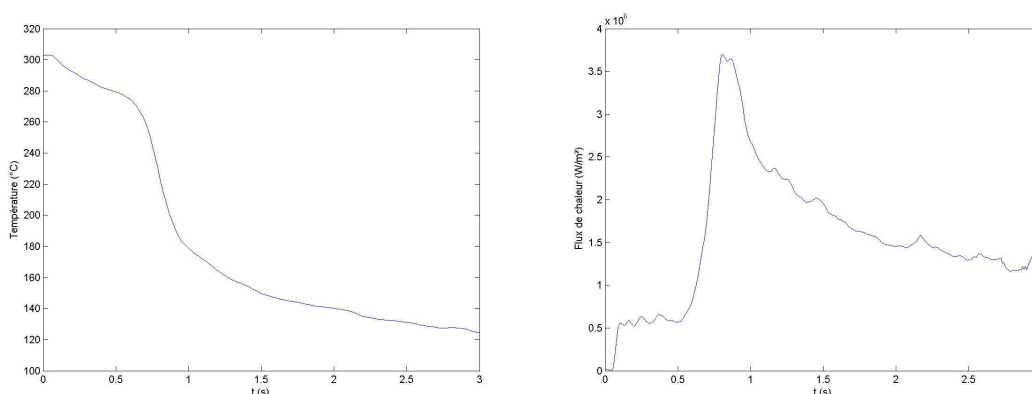


FIG. 1 - Evolution de la température et du flux extrait (surface statique)

$$\dot{m} = 0,025\text{kg/s} - \Delta T_{sub} = 80\text{K}$$

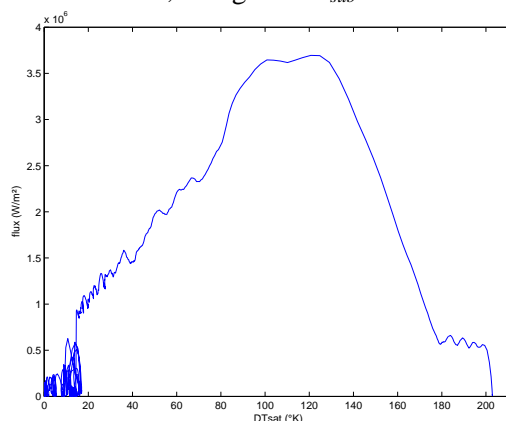


FIG. 2 – Courbe d'ébullition (surface statique) - $\dot{m} = 0,025\text{kg/s} - \Delta T_{sub} = 80\text{K}$

L'efficacité du refroidissement calculée à l'aide de la relation (3) proposée par Kim (2006) est de l'ordre de 60%. La relation (2), établie pour des sprays en cône plein, donne un flux critique égal à $3,35\text{MW/m}^2$ soit un écart de 12% par rapport à notre valeur expérimentale.

Lorsque la surface à refroidir est mobile par rapport au spray, l'évolution de température mesuré par un thermocouple en mouvement traduit l'intermittence du refroidissement liée à son passage périodique sous le spray. Sur chaque alternance de la courbe de refroidissement, on distingue nettement deux phases (figure 3b, 3c, 3d), une phase de refroidissement et une phase où la température augmente de nouveau. La zone de refroidissement équivaut à 10% de la surface totale du cylindre (environ 34° soit une zone mouillée de l'ordre de 52 mm), la zone

« asséchée » représentant le reste (soit 498mm). Contrairement au cas précédent (cas statique), on ne note pas de zone correspondant à une ébullition en film sur la figure 4 concernant le flux estimé à partir de l'inversion des thermogrammes de la figure 3. Ceci signifie que le point de Leidenfrost se situe à des surchauffes supérieures à 300°C. Ceci est visible également sur la courbe de température car on n'observe pas de rupture de pente (dans les premiers instants), signe évident d'un changement de régime d'ébullition. En revanche, le flux critique est nettement dégradé car sa valeur chute de 50% soit 1,8MW/m² (figure 4).

Il est difficile de comparer les performance d'un spray et d'un jet. Un des critères à adopter est certainement la quantité de fluide utilisé : à l'heure actuelle, la production d'une tonne d'acier nécessite cent tonnes d'eau. Nous ne disposons pas de données suffisantes pour répondre à cette question de manière tranchée. Cependant, si on estime le flux critique pour un jet plan (débit massique équivalent, température de sous-refroidissement équivalente), à l'aide de la relation (3), on trouve une valeur de l'ordre de 5,8MW/m² à l'impact (jet plan de section 200*4mm²). L'efficacité estimée à l'aide de la relation (4) est de l'ordre de 65%. Cette valeur est plus élevée que pour le spray précédent mais elle ne tient pas compte de la grande dispersion du flux dans la zone de refroidissement complète du jet (zone d'impact + zone d'écoulement parallèle) ou le flux critique se dégrade rapidement dès que l'on s'éloigne de la zone d'impact.

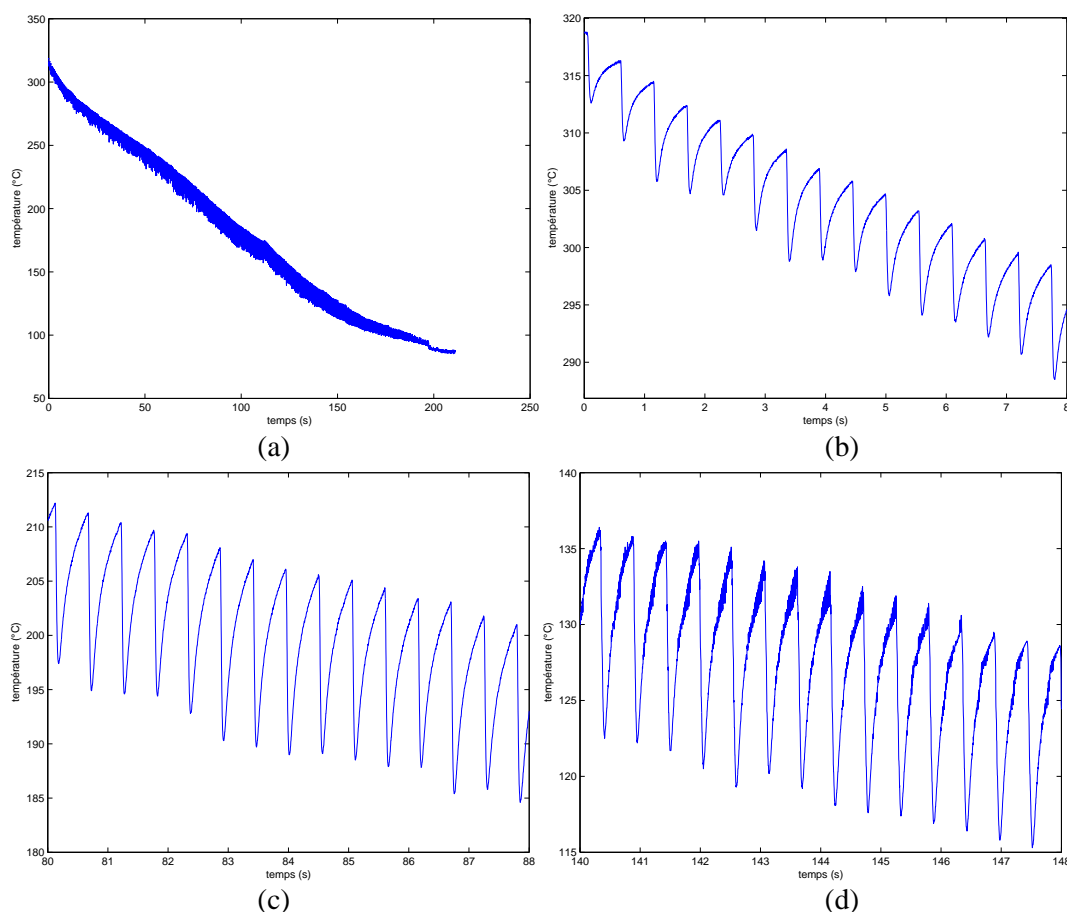


FIG. 3 – Evolution de la température (surface mobile, $u_s = 1$ m/s) - $\dot{m} = 0,025$ kg/s - $\Delta T_{sub} = 80$ K

4 Conclusions

Les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les modèles établis par Mudawar et al. (1996) concernant le flux critique. Concernant les surfaces mobiles, il est nécessaire

d'étendre cette étude à des températures plus importantes pour déterminer avec précision les températures de remouillage (point de Leidenfrost), et établir finalement des modèles prenant en compte la vitesse de défilement de la surface à refroidir. Cette étude montre aussi qu'on peut refroidir efficacement des surfaces chaudes à l'aide de sprays. Le critère d'efficacité définit par la relation (2) ne permet pas de trancher entre un jet à surface libre et un spray car ce critère ne tient pas compte de l'hétérogénéité des transferts dans la zone de refroidissement.

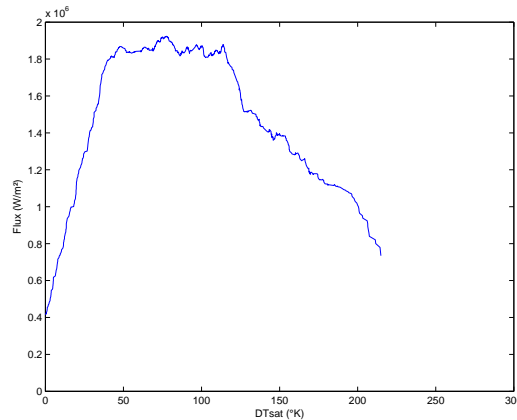


FIG. 4 – Courbe d'ébullition (surface mobile, $u_s=1$ m/s) - $\dot{m}=0,025$ kg/s - $\Delta T_{sub}=80$ K

Références

- Estes K.A. and Mudawar I., 1995, Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surface, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (16), 2985-2996
- Gradeck M, Kouachi A, Borean JL, Gardin P, Lebouché M, Cooling of a hot cylinder with an impinging planar water jet, *International Heat Transfer Conference*, Sydney 2006
- Ishigai S., Nakanishi A., Ochi T., 1978, Boiling heat transfer for a plane water jet impinging on a hot surface, *6th International Heat transfer Conference*, Vol. 1, FB 30, pp. 445-450
- Kim J., 2006, Spray cooling heat transfer – the state of the art, *Int. J. of Heat Fluid Flow*, to be published.
- Kouachi A., 2006, Etude du refroidissement diphasique par jet impactant d'un anneau cylindrique en rotation – Estimation des flux extraits en fonction du régime d'ébullition, Thèse Université Henri Poincaré, Nancy 1.
- Liu G.W., Morsi Y.S., Clayton B.R., 2000, Characterisation of the spray cooling heat transfer involved in a high pressure die casting process, *Int. J. Therm. Sci.* 39, 582-591
- Miyasaka Y., Inada S., Owase Y., 1980, Critical heat flux and subcooled nucleate boiling in transient region between a two-dimensional water jet and a heated surface, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 13, 29-35
- Mudawar I and Estes K.A., 1996, Optimizing and predicting CHF in spray cooling of a square surface, *Journal of Heat transfer* 118, 672-679
- Ochi T., Nakanishi S., Kaji M., Ishigai S., 1984, Multi-phase and Heat Transfer III. Part A : Fundamentals - Cooling of a hot plate with an impinging circular water jet, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, pp. 671-681.
- Robidou H, Auracher H., Gardin P., Lebouché M., 2002, Controlled cooling of a hot plate with a water jet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 26, Issues 2-4, 123-129
- Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I., 1998, *Handbook of Heat transfer*, Mc Graw-Hill
- F. Volle, M. Gradeck, M. Lebouché, D. Maillet, Estimation of cooling fluxes in boiling convection on a rotating metal cylinder by inverse heat conduction, *5th International Conference on Inverse Problems In Engineering: theory and practice*, July 11-15, 2005 Cambridge, UK