
Le refroidissement par pulvérisation

Cooling by atomization

Stéphane Viannay

Société Bertin et Co.
B.P. 3, F. 78370 Plaisir

Jean-Claude Moureau

Université de Louvain
2, Place du Levant
B-1348 Louvain-La-Neuve
(Belgique)

Introduction

Pulvériser une masse liquide, c'est la fractionner en une multitude de petites gouttes. Cette opération a pour résultat d'augmenter considérablement l'aire interfaciale entre le liquide et le milieu dans lequel il pénètre. La pulvérisation est donc de nature à intensifier les processus physiques ou chimiques qui ont lieu à l'interface.

On tire parti de cet avantage dans de nombreuses applications industrielles ; particulièrement dans celle qui est envisagée dans cette communication à savoir abaisser de façon contrôlée la température d'une paroi très chaude.

Parmi les secteurs industriels qui ont recours au refroidissement par pulvérisation, citons les industries nucléaire, chimique et métallurgique.

A titre d'exemple, considérons le cas du laminage à chaud de tôles. Entre les derniers cylindres lamineurs et la bobineuse, la tôle qui défile rencontre trois zones de refroidissement : 2 zones de refroidissement à l'air entourent le domaine où s'effectue la pulvérisation d'eau. En coulée continue, le refroidissement du métal incandescent dès sa sortie de la lingotière peut être réalisé par pulvérisation entre les rouleaux.

La pulvérisation d'eau permet d'atteindre des densités de flux de chaleur extraites de la paroi qui varient dans une gamme assez large : de 10^5 à 10^7 W/m² environ : figure 1. A l'aide de la même figure, on peut comparer les échanges de chaleur obtenus avec d'autres procédés de refroidissement : air calme, trempe à l'eau, jets laminaires.

On distingue deux types principaux de pulvérisateurs : les pulvérisateurs mécaniques et les pulvérisateurs pneumatiques. Dans les premiers, qui utilisent un seul liquide, généralement de l'eau, le fractionnement du liquide est causé par la différence de pression qui règne

entre l'amont et l'aval de l'orifice. Les seconds emploient deux fluides, le plus souvent de l'eau et de l'air. En plus d'une différence de pression à l'orifice, on provoque une turbulence de l'air qui entraîne une dispersion de l'eau en fines gouttelettes.

Principales corrélations du transfert de chaleur obtenu à l'aide de pulvérisations mécaniques

De nombreux résultats expérimentaux de l'échange calorifique entre une surface métallique très chaude et une pulvérisation mécanique d'eau ont été publiés au cours des douze dernières années. La figure 2 en reprend quelques exemples. On y constate de grandes différences selon la température de la paroi et, pour une même température de paroi, selon les conditions de pulvérisation.

Parmi les caractéristiques macroscopiques d'une pulvérisation, il faut citer : le débit total de liquide pulvérisé, la vitesse du liquide à l'orifice du pulvérisateur, la pression moyenne d'impact de la pulvérisation et la densité de débit liquide. C'est sans conteste ce dernier paramètre qui est le plus important et c'est pourquoi la plupart des corrélations existantes le font intervenir explicitement.

D'après Gaugler (1966), la densité de flux de chaleur extraite de la paroi vaut (en W/m²)

$$\dot{q}_p = 4500 (\theta_p - \theta_{\text{sat}}) \dot{m}_q^{1/3} \pm 10\%$$

avec

$$\begin{aligned} 250 < \theta_p < 450^\circ\text{C} \\ 0.7 < \dot{m}_q < 3.7 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

Pour la plupart des applications industrielles le domaine de validité de cette expression est trop restreint.

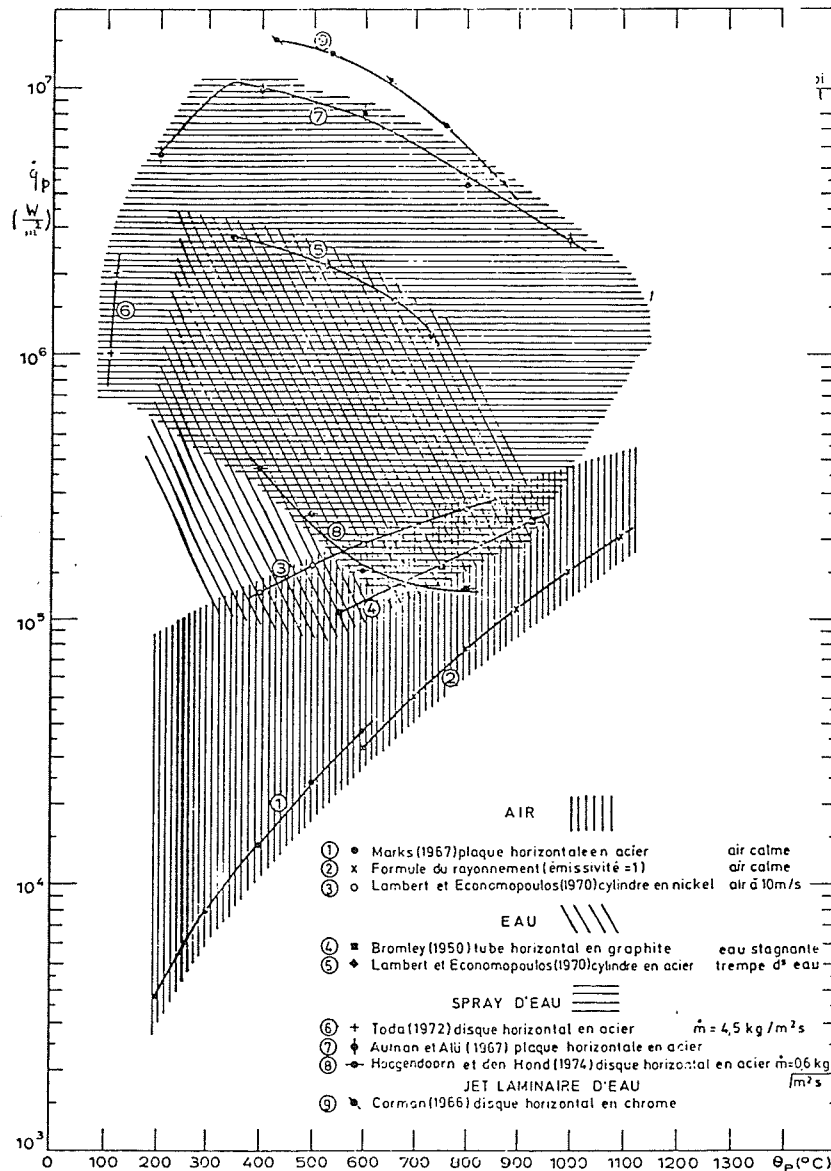


Figure 1. — Comparaison des densités de flux calorifique extraites de la paroi par divers procédés de refroidissement.

Müller et Jeschar (1973) ont étudié le refroidissement de plaques d'acier verticales par des pulvérisations d'eau. Leur objectif était de simuler le refroidissement secondaire d'une coulée continue. Leurs mesures sont synthétisées par l'expression suivante :

$$\dot{q}_p = \Gamma \epsilon_p (T_p^4 - T_{\text{env}}^4) + [10 v_0 + (107 + 0.688 v_0) \dot{m}_q] [T_p - T_{\text{sat}}] \pm 12 \%$$

pour autant que

$$\begin{aligned} 973 < T_p < 1473 \text{ K} \\ 11 < v_0 < 32 \text{ m/s} \\ 0.3 < \dot{m}_q < 9 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \end{aligned}$$

Il faut remarquer que cette relation fait intervenir à la fois la densité de débit liquide pulvérisé \dot{m}_q et la vitesse du liquide à l'orifice v_0 .

Pour Yanagi (1976), le refroidissement de tôles sous des jets pulvérisés obéit à la corrélation expérimentale :

$$\dot{q}_p = 1.10 \cdot 10^5 (\dot{m}_q)^{0.7} \left(\frac{\theta_q}{26}\right)^{-0.54}$$

Notons que dans cette formule la température de la paroi chaude n'apparaît pas, et que plus la température du liquide θ_q croît, plus \dot{q}_p décroît.

Nous avons effectué une série de mesures de la densité de flux calorifique extrait d'une plaque horizontale en acier inoxydable (A.I.S.I.309 S). Nous avons obtenu :

$$\dot{q}_p = 423 (\dot{m}_q)^{0.55} (T_p - T_q) \pm 17 \%$$

pour une aspersion verticale dirigée vers le bas à condition que

$$\begin{aligned} 900 < T_p < 1200 \text{ K} \\ 1 < \dot{m}_q < 7 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \end{aligned}$$

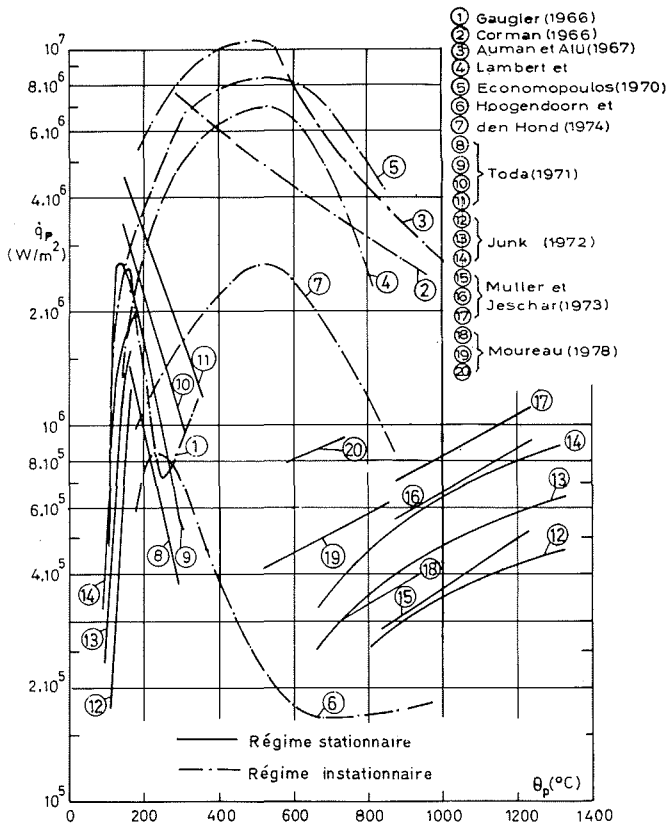


Figure 2. — Densité de flux de chaleur en paroi en fonction de la température de la paroi.

Pour une aspersion verticale dirigée vers le haut, nous avons trouvé :

$$\dot{q}_p = 360 (\dot{m}_q)^{0.55} (T_p - T_q)$$

lorsque

$$1\ 000 < T_p < 1\ 300\ \text{K}$$

$$0.8 < \dot{m}_q < 2.5\ \text{kg/m}^2\text{s}$$

Ces densités de flux sont proches de celles de Nozaki et alii (1976) :

$$\dot{q}_p = 333 (\dot{m}_q)^{0.55} (T_p - T_q)$$

De l'analyse de ces résultats expérimentaux, il ressort que la densité de flux de chaleur extraite varie proportionnellement à $(\dot{m})^{0.5 \dots 0.7}$, ce qui montre que l'on n'a pas intérêt à accroître toujours davantage le débit surfacique d'eau.

De telles corrélations globales peuvent servir de guides pour le dimensionnement d'installations de refroidissement. Elles ne permettent toutefois pas d'expliquer les phénomènes physiques apparaissant lors de l'aspersion de parois très chaudes. Pour tenter une approche plus fondamentale, il faut connaître les caractéristiques microscopiques de la pulvérisation : diamètres et vitesses des gouttes pulvérisées ainsi que leur concentration spatiale. La détermination de ces grandeurs nécessite le recours à des techniques élaborées telles que la photomicrographie ou la vélocimétrie laser. Il est alors possible d'obtenir pour chaque pulvérisation considérée les spectres de distribution des diamètres et de répartition de vitesses des gouttes.

Modèle théorique du transfert de chaleur

La plupart des gouttes pulvérisées entrant en collision avec une paroi chaude se fractionnent en un grand nombre de petites gouttelettes. Ce fractionnement se produit lorsque le nombre de Weber de la goutte défini par :

$$We = \frac{\rho_l u_{ln}^2 d}{\sigma}$$

est supérieur à une valeur critique égale à 80. (Wachters (1965)).

Des films rapides (7 000 images par seconde) nous ont permis de détailler les différents stades d'évolution de cette rupture. Peu après l'impact, un film liquide continu entoure une zone centrale plus compacte en forme de dôme. Ce dernier apparaît après un temps égal à

$$t^+ = \frac{d}{u_{ln}}$$

et il ne subsiste plus alors qu'un film liquide qui devient peu à peu instable puis se brise en une multitude de gouttelettes. Les évolutions temporelles du diamètre du dôme d_D et du film d_F ont pu être mises en évidence et sont données par les expressions suivantes :

$$\left(\frac{d_D}{d}\right)^2 = 6.97 \tau (1 - \tau)$$

et

$$\frac{d_F}{d} = 1.67 (3.1 \tau - \tau^2)$$

où τ est un temps adimensionnel qui vaut t/t^+ .

Le modèle théorique que nous proposons se base sur ce comportement de la goutte et comporte deux étapes : d'abord l'évaluation de l'énergie calorifique Q_i extraite par une goutte unique de diamètre et de vitesse connus ensuite le calcul de l'accumulation des échanges individuels afin d'obtenir l'effet d'ensemble de la pulvérisation. Il suppose trois modes d'échange calorifique

a) par contact direct liquide-paroi sous la zone centrale du dôme de chaque goutte

b) par conduction à travers le film de vapeur qui se forme à la périphérie sous le film annulaire

c) par rayonnement entre la paroi et l'environnement.

La densité de flux de chaleur prédite théoriquement peut s'écrire dans le cas d'une aspersion verticale dirigée vers la face supérieure d'une plaque horizontale en acier inoxydable :

$$\dot{q}_p = \Gamma \epsilon_p (T_p^4 - T_{env}^4) + 0.86 \sqrt{k_p \rho_p c_p} (T_p - T_q) \sum_i \frac{d_i^{2.5}}{u_{lni}^{0.5}} x_i$$

Dans cette relation apparaît la somme étendue à toutes les classes de la pulvérisation des nombres x_i de gouttes de chaque classe entrant en collision par unité de temps avec l'unité de surface de paroi.

La concordance de cette expression avec les résultats expérimentaux est bonne (écart relatif inférieur à 20 % pour les cas étudiés).

Il est important de souligner que, d'après cette approche théorique, à densité de débit d'eau fixée, ce ne sont ni les plus petites gouttes ni les plus grosses qui sont les plus efficaces. Ce sont les gouttes dont le diamètre est compris entre 200 et 400 microns qui enlèvent le plus de chaleur de la paroi.

De plus, il ne nous paraît guère satisfaisant de considérer que les caractéristiques de la pulvérisation déterminant l'échange de chaleur sont les caractéristiques moyennes de la pulvérisation : diamètre moyen des gouttes, vitesse moyenne des gouttes. Nous pensons que la détermination des paramètres influençant le transfert nécessite une description statistique microscopique qui permette de grouper les gouttes par classes de diamètre. Selon nous, les caractéristiques de la pulvérisation conditionnant l'échange calorifique sont, outre les propriétés physiques et la température du liquide, les nombres de gouttes des différentes classes entrant en collision par unité de temps avec l'unité de surface de paroi, les diamètres et les vitesses des gouttes de ces classes.

Augmentation des échanges à l'aide d'un mélange diphasique d'air et d'eau pulvérisée

Position du problème

Les travaux de J.C. Moureau montrent que dans le refroidissement de surfaces très chaudes à l'aide d'eau pulvérisée, le débit surfacique impactant est un paramètre essentiel.

Une notion souvent utilisée est l'efficacité de refroidissement que l'on peut définir comme étant le rapport entre la puissance évacuée réellement par l'eau et la puissance qui pourrait être évacuée si toute l'eau était évaporée. Dans le refroidissement par pulvérisation de surfaces très chaudes, cette efficacité est très faible. Par exemple, dans le cas où l'on extrait un flux de l'ordre de 800 000 W/m² avec un débit surfacique de 7 kg/m².s, l'efficacité de refroidissement est de l'ordre de 5 %. Tout se passe comme si l'eau n'était échauffée que de quelques dizaines de degrés.

On voit donc que, dans la mesure où les surfaces à refroidir sont assez importantes, il y a intérêt à augmenter l'efficacité de refroidissement, soit pour augmenter la densité de flux thermique, soit pour diminuer la consommation d'eau.

L'idée vient facilement qu'un moyen d'augmenter le refroidissement serait de faire impacter les gouttes d'eau à grande vitesse sur la surface à refroidir en les incorporant à un jet d'air.

Nous avons comparé (fig. 3) les résultats obtenus par :

- J.C. Moureau (1) avec de l'eau pulvérisée seule sur une surface plane ;
- MM. Bieth et al. (2) avec trois pulvérisateurs pneumatiques entourant, à assez grande distance, une éprouvette de ϕ 16 mm ;

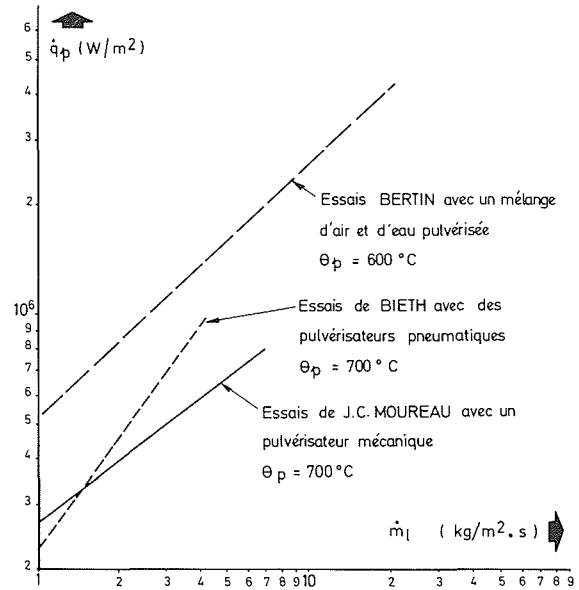


Figure 3. — Comparaison de différents procédés de refroidissement.

- La Société Bertin (3) avec une buse circulaire de ϕ 80 mm envoyant normalement à une surface plane un mélange d'air et d'eau pulvérisée à la vitesse de 35 m/s.

Il semble bien que l'utilisation d'un mélange d'air et d'eau pulvérisée augmente le refroidissement.

Dans le cas de Bieth la contribution de l'air dans les échanges due à la convection est importante et l'utilisation d'air comprimé cause une dépense énergétique importante.

Dans les essais Bertin la contribution de l'air dans les échanges due à la convection est faible et cause une dépense énergétique supplémentaire faible.

Des essais effectués par Fives-Cail Babcock et l'I.R.S.I.D. (figure 4) (4) sur une installation industrielle de coulée continue, avec des rampes d'atomisation pneu-

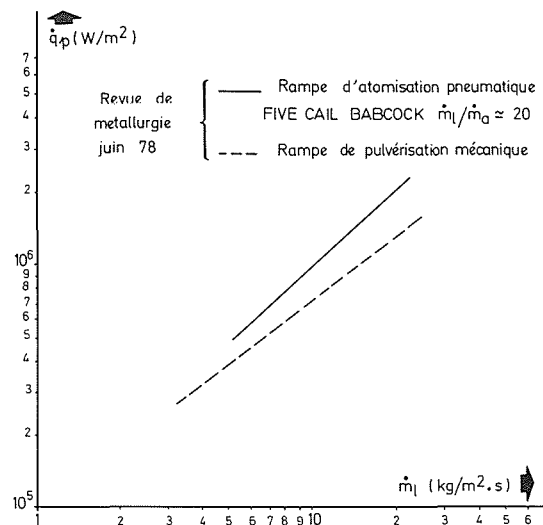


Figure 4. — Comparaison des performances thermiques de plusieurs procédés de refroidissement pour une même installation industrielle

matique et avec des rampes de pulvérisation mécaniques classiques, montrent que l'utilisation d'air augmente notablement les performances thermiques. L'utilisation d'air comprimé cause également une dépense énergétique supplémentaire importante.

Il faut donc préciser comment et de combien l'utilisation d'un mélange d'air et d'eau pulvérisée peut augmenter les échanges thermiques, sur une surface très chaude, par rapport à l'utilisation d'eau pulvérisée seule.

Etude du refroidissement par un mélange d'air et d'eau pulvérisée

La Société Bertin a fait des essais systématiques de refroidissement avec des buses circulaires et des buses planes isolées ou en groupe.

Les mesures de flux thermiques ont été faites au niveau et en dehors du point d'impact du jet d'air et d'eau pulvérisée issu de la buse. L'eau pulvérisée était obtenue à l'aide de pulvérisateurs pneumatiques qui permettaient de faire varier la granulométrie moyenne de gouttes indépendamment du débit d'eau. Un écoulement d'air à vitesse modérée est superposé au jet de gouttes issu du pulvérisateur. Le mélange est ensuite dirigé vers la buse de refroidissement.

Les principales conclusions de ces essais sont :

- Au point d'impact du mélange diphasique :
 - la vitesse de l'air et le *diamètre moyen* des gouttes ont une influence secondaire.
 - le débit surfacique d'eau est le paramètre principal pour les échanges thermiques
 - La distance de la buse à la surface à refroidir est également un paramètre important.
 - Les densités de flux thermiques sont deux fois plus importantes que dans le cas où l'on utilise de l'eau pulvérisée seule et cela pour un même débit surfacique.

Les résultats d'essais peuvent s'exprimer à l'aide des relations suivantes :

Buse circulaire de ϕ 80 mm :

$$\dot{q}_p = 2,7 \cdot 10^5 \cdot d_m^{0,05} \cdot v_a^{0,115} \cdot \dot{m}_l^{0,7}$$

- avec : $\theta_p = 600^\circ\text{C}$ $\theta_l = 20^\circ\text{C}$
 $50 \mu < d_m < 200 \mu$ $20 \text{ m/s} < v_a < 100 \text{ m/s}$
 $Z/D = 4$ $1 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} < \dot{m}_l < 13 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

Buse plane largeur de 30 mm : (fig. 5)

$$\dot{q}_p = 1,3 \cdot 10^6 \cdot (Z/D)^{-0,48} \cdot \dot{m}_l^{0,7}$$

- avec : $\theta_p = 600^\circ\text{C}$ $\theta_l = 20^\circ\text{C}$
 $d_m = 200 \mu$ $v_a = 35 \text{ m/s}$
 $4 < Z/D < 12$ $4 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} < \dot{m}_l < 13 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

- Le flux thermique échangé est très important dans la zone où impactent des gouttes d'eau et qui fait approximativement deux fois la largeur de la fente. Au-delà de ce secteur le flux échangé est plutôt indépendant du débit d'eau envoyé sur la surface. Il y a cependant une augmentation notable des échanges par rapport à ceux obtenus sans eau pour la même

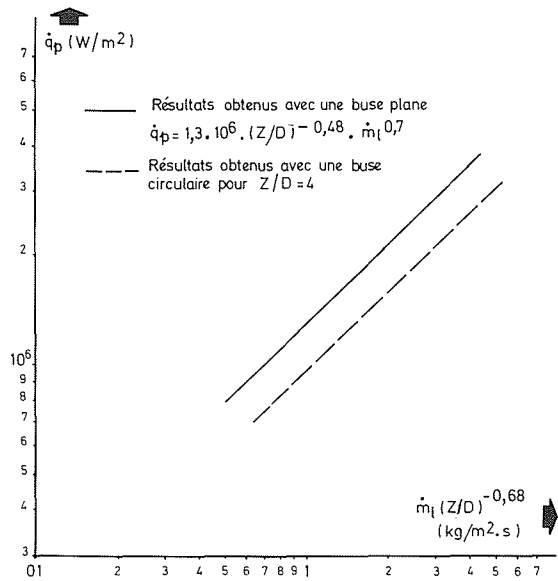


Figure 5. — Essais avec une buse plane unique : Variation de la densité de flux thermique au point d'impact en fonction du débit surfacique d'eau et de la distance de la buse à la plaque

vitesse d'air et la même température de paroi (voir fig. 6).

- Lorsque l'on travaille avec plusieurs buses juxtaposées, le flux thermique dans la zone où impactent les gouttes dépend fortement de la distance des buses à la surface et de la distance des buses entre elles. On peut observer de fortes dégradations du flux thermique qui atteint des niveaux semblables à ceux obtenus avec de l'eau pulvérisée seule. En dehors de

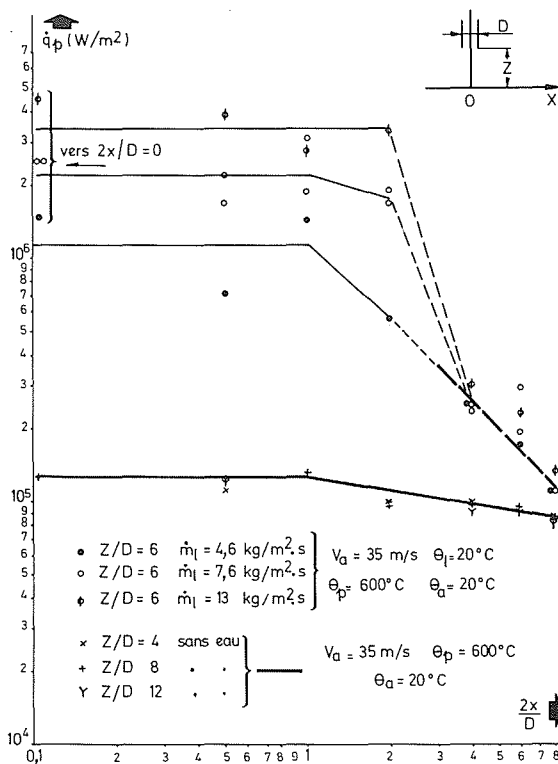


Figure 6. — Essais avec une buse plane unique : Répartition spatiale des densités de flux thermiques

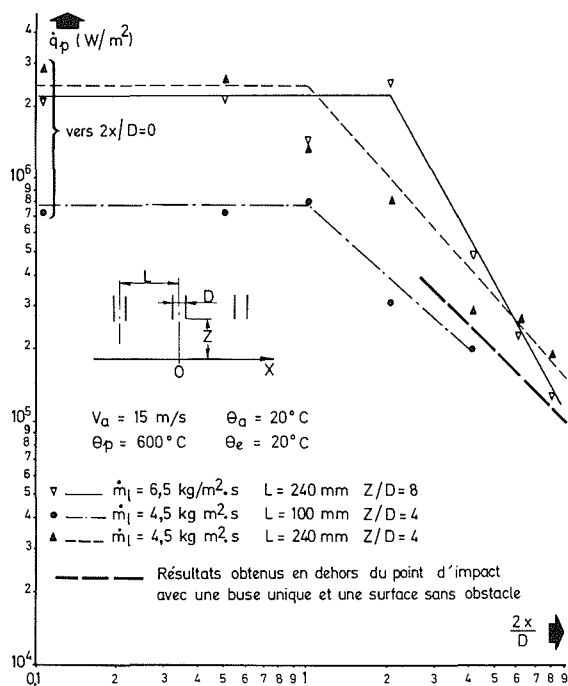


Figure 7. — Essais avec une buse multiple : Répartition spatiale des densités de flux thermiques

la zone d'impact des gouttes les échanges sont semblables à ceux observés avec une buse isolée (voir fig. 7).

Mécanisme des échanges

Le débit surfacique d'eau impactant étant le paramètre principal pour les échanges thermiques, que l'on utilise de l'eau pulvérisée seule ou un mélange air-eau pulvérisée, on peut penser que le mécanisme des échanges thermiques est le même dans les deux cas. Il y a donc lieu de préciser le rôle de l'air dans l'augmentation des flux thermiques :

- La vitesse de l'air, qui ne semble pas être un paramètre important, a un rôle mécanique dans les échanges.
- Comme l'a montré J.C. Moureau, le transfert de chaleur a lieu essentiellement pendant le temps d'impact des gouttes. Si celles-ci restent ensuite à proximité de la surface, elles risquent de gêner l'impact des gouttes suivantes. La population des gouttes "stagnant" dans la zone d'impact du jet augmente avec le débit surfacique et fait que le flux thermique n'augmente pas proportionnellement avec le débit d'eau. Il est vraisemblable que l'air en assurant le balayage des gouttes réduit la population de celles qui "stagnent" et favorise ainsi les échanges.
- Ceci semble être confirmé par le fait que, dès que le jet d'air est perturbé aérodynamiquement par des jets ou des obstacles voisins, les flux de refroidissement baissent de façon notable. En effet l'air ne peut plus effectuer correctement le balayage.

Le rôle "mécanique" de l'air dans les échanges implique que les trajectoires des gouttes et les lignes de courant de l'air doivent coïncider au mieux, du moins pour la zone d'impact des gouttes d'eau. Toute recir-

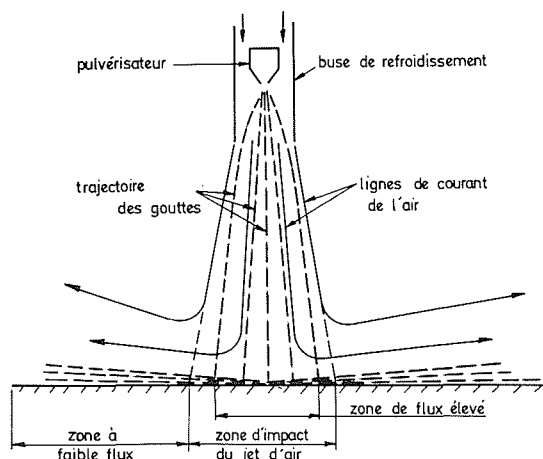


Figure 8. — Mécanisme des échanges — Buse unique

culution de l'air risque d'être néfaste quant à l'efficacité du système de refroidissement. Ceci est illustré par la figure 8.

Dimensionnement d'une installation de refroidissement

Le jet d'air issu des buses de refroidissement ne doit donc pas "voir" les jets ou les obstacles voisins. Les essais qui ont pu être effectués montrent que la largeur de l'impact du jet doit au plus être égale à la moitié de l'écartement entre les buses pour que les performances thermiques ne soient pas dégradées. Si l'on connaît l'angle d'épanouissement d'un jet et si l'on veut que la zone à fort flux thermique ait une surface relative importante, on peut établir des critères géométriques qui donneront à l'installation les performances optimums. Ces critères peuvent s'énoncer sous la forme de relations simples liant l'éloignement des buses entre elles et leur distance à la surface à refroidir

$$0,8 Z/D + 2 \leq L/D$$

$$Z/D \leq 4$$

- D : Largeur des buses
- Z : Distance des buses à la surface à refroidir
- L : Distance entre les buses ou entre les obstacles encombrant la surface à refroidir.

Les dimensions des buses, les débits d'eau sont fonction des contraintes d'encombrement imposées à l'installation et des flux thermiques que l'on veut extraire.

Il ne faut pas perdre de vue que le fait d'utiliser un mélange d'air et d'eau pulvérisée crée obligatoirement sur la surface des zones à fort et faible flux de refroidissement. Il ne faut donc utiliser un tel procédé que pour des produits défilant.

Conclusions

Le refroidissement de surfaces très chaudes, à l'aide d'eau pulvérisée est un procédé commode et d'une grande souplesse d'emploi.

Il est possible de faire varier, spatialement et temporellement et dans de grandes proportions, le flux thermique extrait en contrôlant la densité de débit d'eau, paramètre essentiel, ce qui est très simple à réaliser.

Une installation de refroidissement par eau pulvérisée peut être constituée :

- soit uniquement de pulvérisateurs mécaniques, il est alors possible de réaliser des densités de flux thermiques uniformes sur de grandes surfaces en veillant à l'uniformité du débit d'aspersion,
- soit des pulvérisateurs mécaniques auxquels on superpose un écoulement d'air ou des pulvérisateurs pneumatiques, les deux systèmes réalisant un mélange d'air et d'eau pulvérisée ; il est alors possible d'obtenir des densités de flux thermiques plus fortes que précédemment, mais présentant une hétérogénéité spatiale importante, ce qui limite l'emploi de ce procédé à des produits en défilement ; il faut également veiller à ce que les jets d'air ne perturbent pas l'impact des gouttes, ce qui impose des contraintes géométriques au dispositif de refroidissement.

Il faut noter que, pour ces deux procédés, le mécanisme du transfert de chaleur est semblable. Celui-ci se produit essentiellement pendant l'instant très fugitif où les gouttes impactent la surface. Pour avoir une bonne efficacité de refroidissement, il faut donc veiller à ce que rien ne vienne gêner leur impact.

Nomenclature

c	chaleur massique
d	diamètre de goutte
D	largeur ou diamètre d'une buse
k	conductibilité thermique
L	écartement des buses
\dot{m}	débit surfacique
\dot{q}	densité de flux de chaleur
t	temps
T	température (Kelvin)
u	vitesse de goutte
v_a	vitesse de l'air
v_0	vitesse du liquide à l'orifice
x	nombre de gouttes par unité de surface et de temps
Z	distance entre une buse et la surface à refroidir
Γ	constante de Stefan-Boltzmann
ϵ	émissivité
θ	température (Celsius)
ρ	masse volumique
σ	tension superficielle

Indices

D	dôme
env	environnement

F	film
i	indice de classe de goutte
ℓ	liquide
m	moyen
n	normal à la paroi
p	paroi
sat	saturation

Références

- AUMAN P.M., GRIFFITHS D.K., HILL D.R. — Hot strip mill runout table temperature control, *Iron Steel Engr.*, 9, 174/181, 1967.
- BENOIT P., ROUZIER M., PERROY A. — Refroidissement secondaire en coulée continue par atomisation air-eau, *Revue de Métallurgie.*, Juin 1976.
- BIETH M., MOREAUX F., BECK G. — Caractéristiques du transfert thermique entre un solide à haute température et un jet diphasique, *Entropie* n° 71, 1976.
- BROMLEY L.A. — Heat transfer in stable film boiling, *Chem. Eng. Progress*, 46, 5, 221/227, 1950.
- CORMAN J.C. — *Water cooling of a moving high temperature metal strip*. Thesis, Carnegie Institute of Technology, 1966.
- GAUGLER, R.E. — *Experimental investigation of spray cooling of high temperature surfaces*. Thesis, Carnegie Institute of Technology, 1966.
- HOOGENDOORN C.J., den HOND R. — *Leidenfrost temperature and heat-transfer coefficients for water sprays impinging on a hot surface*, paper B.3.12, 5th International Heat Transfer Conference, Tokyo, 1974.
- JUNK H. — Wärmeüberganguntersuchungen an einer simulierten Sekundärkühlstrecke für das Stranggiessen von Stahl, *Neue Hütte*, 1, 13/18, 1972.
- LAMBERT N., ECONOMOPOULOS M. — Measurement of the heat transfer coefficients in metallurgical processes, *J. Iron Steel Institute*, 10, 917/928, 1970.
- MARKS L.S. — *Standard handbook for mechanical engineers*, ed. Baumeister, T., Mc Graw-Hill, New-York, 1967.
- MOUREAU J.C. — *Le refroidissement de parois métalliques très chaudes par pulvérisation d'eau*, thèse, Université de Louvain, 1978.
- MULLER H., JESCHAR R. — Untersuchung des Wärmeübergangs an einer simulierten Sekundärkühlzone beim Stranggiessverfahren, *Arch. Eisenhüttenwes.* 44, 8, 589/594, 1973.
- NOZAKI T., MATSUNO J., MURATA K., OOI H., KODAMA M. — *Tetsu to Hagane*, 62, 12, 1503/1512, 1976.
- TODA S. — A study of mist cooling-thermal behaviors of liquid films formed from mist drops on a heated surface at high temperatures and high heat fluxes, *Technology reports*, 36, 2, Tohoku University, Japan, 1971.
- VIANNAY S., JOSEPH J., DAHAN G. — *Echanges thermiques entre une surface portée à haute température et un mélange d'air et d'eau impactant normalement*. 6^e Conférence Internationale sur le Transfert de Chaleur., Toronto, 1978, P I 17.
- WACHERS, L.H. — *De warmtsoverdracht van een hete wand naar druppels in de sferoïdale toestand*, these, Delft, Technische Hogeschool. 1965.
- YANAGI K. — Prediction of strip temperature for hot strip mills, *Trans. I.S.I., Japan*, 16, 11/19, 1976.

Discussion

Président : M. J. DELACOUR

M. le président. — Je remercie M. MOUREAU et M. VIANNAY. Avez-vous des questions à leur poser ?

M. BOUVARD. — Si l'on veut enlever un flux thermique qui devient très grand, est-ce qu'on ne risque pas de créer des inégalités de répartition dans la tôle, qui pourraient être dommageables ? Est-ce qu'on ne risque pas de détériorer rapidement la tôle dans la mesure où celle-ci est épaisse ?

M. VIANNAY. — Quand le produit ne défile pas, il est certain qu'un refroidissement hétérogène peut être dommageable surtout quand la tôle est épaisse. Il ne faut pas oublier que pour des épaisseurs supérieures à 40 mm, dans bien des cas c'est la transmission de la chaleur par conduction dans la tôle qui impose la vitesse de refroidissement interne et, par conséquent, atténue les effets de l'hétérogénéité du refroidissement externe.

M. MOUREAU. — Il est très important de contrôler la répartition de densité de débit d'eau pulvérisée. Le manque d'uniformité de celle-ci occasionne parfois des défauts superficiels.

M. GIOT. — Vous avez dit que la vitesse de l'air a peu d'influence sur le refroidissement. Pourriez-vous préciser la localisation de cette vitesse de l'air et expliquer pourquoi cette influence est faible ?

M. VIANNAY. — La vitesse a peu d'influence dans la gamme que nous avons étudié, soit de 20 à 100 m/s. Cela ne veut pas dire que pour des niveaux plus faibles, la vitesse de l'air n'est pas un paramètre important. Il ne faut pas oublier cependant que la présence d'air augmente notablement les flux thermiques.

La vitesse de l'air que nous avons prise en compte est celle en sortie de buse. Comme celle-ci était à une distance "réduite" de la surface assez faible, la vitesse d'impact de l'air était assez peu différente de celle en sortie de buse.

M. DELHAYE. — Quelles sont les possibilités d'adaptation du modèle de Moureau aux cas des pulvérisateurs pneumatiques ?

Y-a-t-il des applications en cours du refroidissement par pulvérisation en sidérurgie ?

M. MOUREAU. — Je peux répondre d'abord à la seconde partie de la question.

En Belgique, il existe certains laminoirs de coulée continue qui pratiquent la pulvérisation mécanique et la pulvérisation pneumatique sur la même coulée.

En ce qui concerne mon modèle, il faudrait sans doute y ajouter un terme supplémentaire de convection. De plus, le comportement hydrodynamique de la goutte entrant en collision avec la paroi est probablement modifié.

M. DELHAYE. — En changeant la vitesse de la goutte sans rajouter d'air, pourrait-on obtenir les flux que vous avez extraits avec le pulvérisateur pneumatique ?

M. VIANNAY. — En première analyse, il ne semble pas que ce soit le cas. Il faudrait examiner en présence d'un écoulement d'air s'il n'y a pas modification de la nature de l'impact des gouttes.

M. MOUREAU. — Au voisinage de la paroi chaude il se forme une zone à plus forte concentration en gouttelettes au comportement particulier. Cette couche limite sera influencée par le mouvement d'air induit par la pulvérisation pneumatique.

M. CORTEVILLE. — La différence d'efficacité du refroidissement dans les deux expériences ne semble provenir des conditions de renouvellement des gouttes. Aussi, dans votre modèle, il pourrait apparaître des termes nouveaux de renouvellement des gouttes ou de convection qui dépendent de toute la géométrie du système. A ce sujet, avez-vous étudié le rôle de l'angle d'incidence des gouttes ?

M. MOUREAU. — Pas de façon systématique ; mais je rejoins ce que vous venez de dire. C'est dans la ligne de ce que je signalais à propos de la couche-limite présente à proximité de la paroi.

M. VIANNAY. — Nous avons étudié seulement l'influence des gouttes impactant normalement. Nous avons observé également ce qui se passe quand les gouttes circulent parallèlement à la plaque, c'est-à-dire avec une incidence nulle. Le phénomène est très différent.

Abstract

Cooling by atomization

1. Introduction

The disintegration of a liquid mass into several small droplets is generally called atomization. This process strongly increases the interfacial area between the liquid and the medium into which it penetrates. It can thus intensify the physical or chemical transfers occurring at the interface.

This advantage is used in many industrial applications, among others for controlled cooling of a hot wall. Typical examples are the cooling of steel strips in hot rolling mills and of slabs in continuous casting.

With water atomization, it is possible to evacuate from the wall a large amount of calorific power : from 10^5 to 10^7 W/m² (fig. 1)*.

One can distinguish two main types of atomization nozzles: pressure nozzles and pneumatic nozzles. In the first type a single liquid (water) is forced to pass through a small orifice. The pressure difference upstream and downstream from the orifice causes disintegration of the liquid. In the second type two fluids are used : water and air. Besides the pressure difference, a turbulence of the air is produced which causes a dispersion of the water into tiny droplets.

2. Correlations of heat transfer obtained with pressure nozzles

Over the last twelve years various experimental results of heat exchange between a hot metal wall and pressure atomization have been published. Figure 2 shows some of these. Various correlations are reviewed in the full text.

From the analysis of these measurements, it can be concluded that :

- a) the water flow-rate density, \dot{m}_l , is the most important parameter,
- b) the heat flux density \dot{q}_p varies as $\dot{m}_l^{0.5 \dots 0.7}$ so that the advantage of increasing the flow-rate density of water is limited.

Such global correlation are useful in order to design cooling units. However, they do not permit to explain the physical phenomena. For a more fundamental approach one needs insight into the microscopic characteristics of atomization : diameters and velocities of atomized drops as well as spatial concentration. The determination of these characteristics can only be achieved with the help of rather sophisticated measuring techniques such as photomicrography or laser velocimetry. It is then possible to obtain for each atomization a distribution of drop diameters and of drop velocities.

3. Theoretical model of heat transfer

Most atomized drops impinging on a hot wall break up into a large number of smaller droplets. This disintegration occurs when the Weber number of the drop is larger than 80.

High speed films have been shot in order to follow all the stages of this disintegration. Shortly after impact a continuous liquid film surrounds a central zone which is dome-shaped. This dome disappears after a time given by the ratio of drop diameter and velocity. The remaining film becomes unstable and breaks up into smaller droplets. The time evolution of dome diameter and of film diameter have been correlated.

The theoretical model we have set up is based on this behaviour and is divided into two steps : first the evaluation of the calorific energy extracted by a single drop of known diameter and velocity, then, the calculation of the effect of all the drops of the atomization. It takes into account three modes of heat transfer :

- a) by direct contact between the wall and the liquid under a central zone of the dome of each drop
- b) by conduction through a vapour film under the periphery of the liquid film
- c) by heat radiation between wall and environment.

The expression of the theoretical heat flux density explicitly contains the diameters of the atomized drops, their velocities and the numbers of drops impinging per unit time on a unit surface area of wall.

From the model it appears that the drops which extract the greater amount of heat are neither the smallest nor the largest ones but those with a diameter ranging from 200 to 400 microns.

4. Increased heat transfer for an air/atomized water mixture

4.1. The problem

Research by Moureau has shown the atomized water flow density to be the essential parameter to consider for cooling of very hot surfaces. In this type of system, the quantity of atomized water is small, i.e. cooling effectiveness is low.

A few experiments have shown use of a two-phase mixture of air and atomized water to result in an appreciable increase in heat transfer (Figs. 9 and 10). Use of compressed air or low-pressure air produces very similar results.

We have therefore made a systematic study of heat exchange taking place between a mixture of air and atomized water and a very hot surface.

4.2. Test results

The tests were carried out with circular and phase cooling nozzles. The main findings were as follows :

- The water flow-rate density and distance from the nozzle to the cooled surface are the important parameters to consider at the point of impact of the two-phase mixture (Fig. 11) ; air velocity and mean droplet diameter have little effect (relevant relationships are stated in the report) ; for a given flow-rate density, twice as much heat is transferred as with atomized water alone.
- Maximum heat transfer takes place in the droplet impact area ; outside this area, heat transfer is considerably reduced and does not depend on the water flow-rate ; amounts of heat exchanged, however, are substantially in excess of those associated with air alone (Fig. 12).
- Where several nozzles are arranged side-by-side, heat exchange in the droplet impact area is closely dependent on nozzle spacing and the distance from the nozzles to the cooled surface (Fig. 13).

4.3. Heat-transfer mechanism

The heat-exchange mechanism is the same for both two-phase air and atomized-water mixtures and atomized water alone. Heat is transferred during impingement of the droplets, which, therefore, should then be evacuated as quickly as possible. Thus, by its mechanical droplet-entrainment action, the air helps to increase heat-transfer.

Droplet paths should not coincide with the air flow streamlines. The air jet discharging from the nozzle, therefore, should remain aerodynamically undisturbed.

4.4. Cooling system dimensions

To ensure satisfactory thermal performance the width of the air-jet impact area on the cooled surface should be less than half the cooling-nozzle spacing.

The geometrical dimensions of the cooling system are interdependent by simple relationships (see report).

5. Conclusions

Atomized-water cooling of very hot surfaces is a simple, highly-flexible solution.

Uniform heat flux is achievable over large areas by use of atomized water alone.

Higher heat flux is achievable with air and atomized-water mixtures, but at the cost of uniformity.

In either process, heat transfer takes place on impact of the droplets against the cooled surface.

(*) See figures in the French text