

# Étude par Stéréo PIV de l'écoulement de convection mixte à travers un orifice horizontal reliant deux compartiments

Kevin Varrall

Directeur de thèse IUSTI : Olivier Vauquelin

Tuteurs IRSN : Hugues Pretrel, Samuel Vaux

2 et 3 juin 2016

## 1 Introduction

- Contexte et enjeux
- État de l'art

## 2 Étude expérimentale

- Dispositif thermique
- Protocole d'essai
- Paramètres d'acquisition SPIV
- Vérification des mesures

## 3 Résultats expérimentaux

- Analyse de l'écoulement
- Confrontation avec les corrélations existantes
- Amélioration de la modélisation actuelle

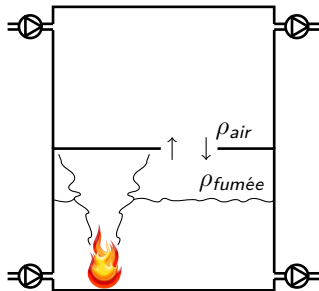
## 4 Conclusions et perspectives

# Introduction

## Contexte et enjeux

Installations nucléaires : confinement dynamique

Propagation de fumée : agression ( $T +$  suies) des organes de sécurité  
( $\rightarrow$  dysfonctionnement), transport de produits dangereux.

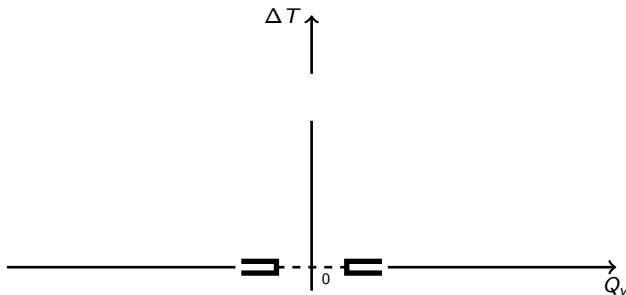


Besoin d'outils performants d'aide à la décision lors d'études de sûreté  
(ISIS & SYLVIA).

# Introduction

État de l'art

Écoulement complexe, peu étudié.



**Figure 1** – Mouvements de fumée à travers un ouvrant dans une enceinte ventilée.

# Introduction

État de l'art

Écoulement complexe, peu étudié.

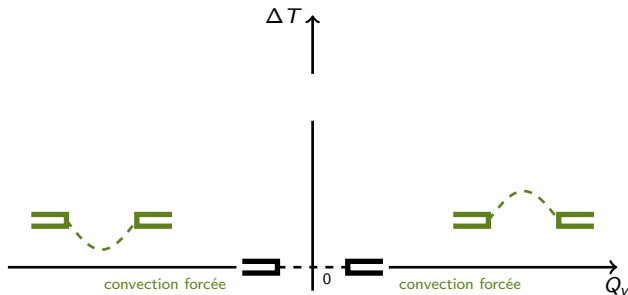


Figure 1 – Mouvements de fumée à travers un ouvrant dans une enceinte ventilée.

Convection forcée : écoulement monodirectionnel (Bernoulli)

# Introduction

État de l'art

Écoulement complexe, peu étudié.

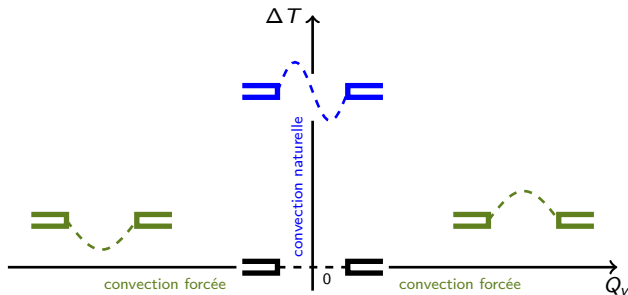


Figure 1 – Mouvements de fumée à travers un ouvrant dans une enceinte ventilée.

Convection forcée : écoulement monodirectionnel (Bernoulli)

Convection naturelle : écoulement bidirectionnel

# Introduction

État de l'art

Écoulement complexe, peu étudié.

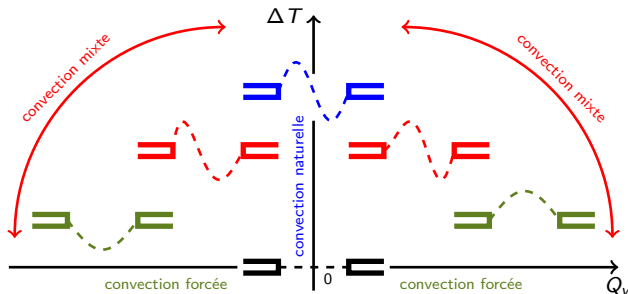


Figure 1 – Mouvements de fumée à travers un ouvrant dans une enceinte ventilée.

Convection forcée : écoulement monodirectionnel (Bernoulli)

Convection naturelle : écoulement bidirectionnel

# Introduction

État de l'art

Écoulement complexe, peu étudié.

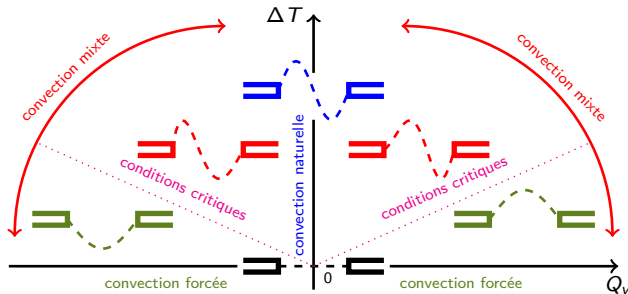


Figure 1 – Mouvements de fumée à travers un ouvrant dans une enceinte ventilée.

Convection forcée : écoulement monodirectionnel (Bernoulli)

Convection naturelle : écoulement bidirectionnel

Conditions purge : passage de bi- à monodirectionnel



Connaissances sur l'écoulement en convection naturelle :

$$\frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} g D^5}} = 0.055 \frac{[1+400(L/D)^3]^{1/6}}{[1+0.00527(1+400(L/D)^3)^{1/2}((L/D)^6+117(L/D)^2)^{3/4}]^{1/3}} \text{ Epstein (1988)}$$

$$\frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} g D^5}} = \begin{cases} 0.05 & \text{si } L/D < 0.115 \\ 0.147\sqrt{L/D} & \text{si } 0.115 < L/D < 0.55 \\ 0.077\sqrt{D/L} & \text{si } 0.55 < L/D < 4.455 \end{cases} \text{ Li (2007)}$$

Connaissances sur les conditions de "purge" :

$$\frac{Q^{crit}}{\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} g D^5}} = 0.19 \frac{[1+4\cdot 10^3(L/D)^3]^{1/9}}{[1+5.091\cdot 10^{-2}(L/D)^{16/7}(1+4\cdot 10^3(L/D)^3)^{4/9}]^{1/4}} \text{ Epstein \& Kenton (1989)}$$

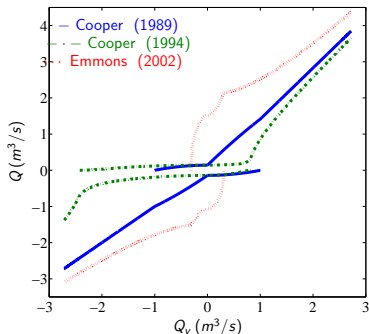
$$\frac{Q^{crit}}{\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} g D^5}} \approx 0.6 \times \begin{cases} 0.754 & \bigcirc \\ 0.942L/D & \square \end{cases} \text{ Cooper (1989)}$$

$$\frac{Q^{crit}}{\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho} g D^5}} = \begin{cases} 0.38 & \text{si } Gr < 5 \cdot 10^6 \\ 0.23 & \text{si } Gr > 2 \cdot 10^7 \end{cases} \text{ Heskestad \& Spaulding (1991)}$$

# Évolution du débit supposée en convection mixte

|               | régime de convection |   |           | conditions critiques  |
|---------------|----------------------|---|-----------|---|
|               | naturelle            | mixte   | forcée    |   |
| Cooper (1989) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$                            | Bernoulli | $Fr^{crit} = C_D C_{shape} \approx 0.5$ (Mercer & Thompson)   |
| Cooper (1994) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$<br>continuité <sup>†</sup> | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.1754e^{-sgn(\Delta P_v)} 0.5536 \frac{\Delta \rho}{\rho}$<br>(Epstein & Kenton, Heskestad & Spaulding) |
| Emmons (2002) | -                    | $\sum \Delta \rho g D + \Delta P_v$                 | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.2$ (Epstein & Kenton)  |

<sup>†</sup> continuité  $\rightarrow \frac{dQ}{d\Delta P_v}(\Delta P_v^{crit}(-)) = \frac{dQ}{d\Delta P_v}(\Delta P_v^{crit}(+))$



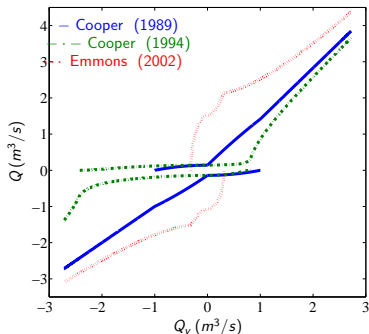
**Figure 2** – Comparaison entre les corrélations.

$D = 1 \text{ m}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $\Delta \rho = 0.6 \text{ kg/m}^3$ .

# Évolution du débit supposée en convection mixte

|               | régime de convection |   |           | conditions critiques   |
|---------------|----------------------|---|-----------|--|
|               | naturelle            | mixte   | forcée    |  |
| Cooper (1989) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$                            | Bernoulli | $Fr^{crit} = C_D C_{shape} \approx 0.5$ (Mercer & Thompson)  |
| Cooper (1994) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$<br>continuité <sup>†</sup> | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.1754e^{-sgn(\Delta P_v)0.5536} \frac{\Delta \rho}{\rho}$<br>(Epstein & Kenton, Heskestad & Spaulding) |
| Emmons (2002) | -                    | $\sum \Delta \rho g D + \Delta P_v$                 | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.2$ (Epstein & Kenton)   |

<sup>†</sup> continuité  $\rightarrow \frac{dQ}{d\Delta P_v}(\Delta P_v^{crit}(-)) = \frac{dQ}{d\Delta P_v}(\Delta P_v^{crit}(+))$



**Figure 2** – Comparaison entre les corrélations.  
 $D = 1 \text{ m}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $\Delta \rho = 0.6 \text{ kg/m}^3$ .

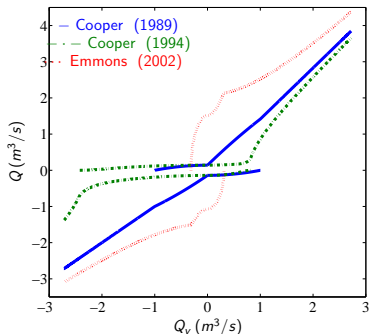
## Bilan

3 corrélations disponibles  
 $\rightarrow$  3 résultats différents.

# Évolution du débit supposée en convection mixte

|               | régime de convection |   |           | conditions critiques   |
|---------------|----------------------|---|-----------|--|
|               | naturelle            | mixte   | forcée    |  |
| Cooper (1989) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$                            | Bernoulli | $Fr^{crit} = C_D C_{shape} \approx 0.5$ (Mercer & Thompson)  |
| Cooper (1994) | $Fr = 0.055$         | $\sum Q_{nat} + Q_{for}$<br>continuité <sup>†</sup> | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.1754e^{-sgn(\Delta P_V)0.5536 \frac{\Delta \rho}{\rho}}$<br>(Epstein & Kenton, Heskestad & Spaulding) |
| Emmons (2002) | -                    | $\sum \Delta \rho g D + \Delta P_V$                 | Bernoulli | $Fr^{crit} = 0.2$ (Epstein & Kenton)   |

<sup>†</sup> continuité  $\rightarrow \frac{dQ}{d\Delta P_V}(\Delta P_V^{crit}(-)) = \frac{dQ}{d\Delta P_V}(\Delta P_V^{crit}(+))$



**Figure 2** – Comparaison entre les corrélations.  
 $D = 1 \text{ m}$ ,  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $\Delta \rho = 0.6 \text{ kg/m}^3$ .

## Bilan

3 corrélations disponibles  
 $\rightarrow$  3 résultats différents.

## Problème

Que choisir ?  
 Pourquoi ?

# Étude expérimentale

## Dispositif thermique

Local haut :  $1 \times 1 \times 1 \text{ m}^3$   
Local bas :  $1.5 \times 1 \times 1 \text{ m}^3$

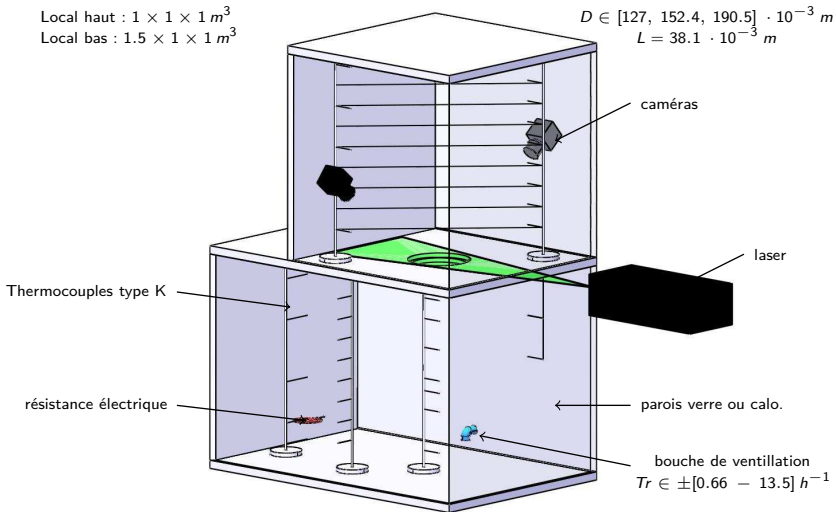


Figure 3 – Schéma du dispositif thermique ( $\sim 1/5$  DIVA)

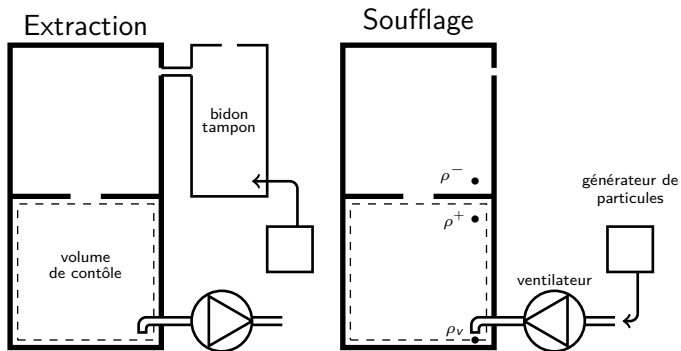


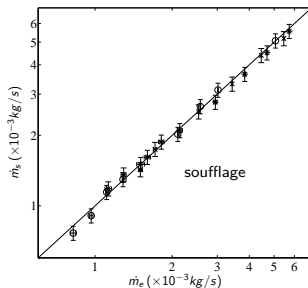
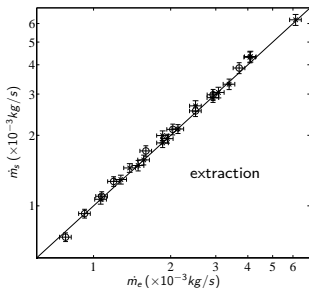
Figure 4 – Schéma du protocole de ventilation et d'ensemencement.

Les mesures SPIV sont réalisées une fois qu'un état thermique stationnaire est atteint

|   | Config. SPIV          |
|---|-----------------------|
| énergie laser ( $mJ$ )                              | 200                   |
| temps par pulse ( $ns$ )                            | 5                     |
| longueur d'onde laser ( $nm$ )                      | 532                   |
| épaisseur nappe laser ( $mm$ )                      | 4                     |
| résolution CCD ( $px^2$ )                           | 2048 × 2048           |
| distance focale ( $mm$ )                            | 60                    |
| raffinement des fenêtres d'interrogation ( $px^2$ ) |                       |
| début   | 64                    |
| fin   | 16                    |
| recouvrement (%)                                    | 50                    |
| fréquence d'acquisition ( $Hz$ )                    | 2.07                  |
| nombre de clichés                                   | 1500                  |
| taille du champ ( $mm^2$ )                          | 262 × 171 - 312 × 200 |
| résolution spatiale ( $mm$ )                        | 0.92 - 1.15           |
| nombre de vecteurs valides                          | 15000 - 21500         |
| facteur de calibration ( $\mu m/px$ )               | 115.1 - 143.6         |
| $\Delta t$ ( $\mu s$ )                              | 700 - 1500            |

**Table 1** – Caractéristiques du système SPIV et des paramètres d'acquisitions utilisés.

$$\begin{aligned} \overline{\dot{m}_e} &= |\overline{Q^-} \cdot \overline{\rho^-}| & \text{et} & \quad \overline{\dot{m}_s} = |\overline{Q^+} \cdot \overline{\rho^+}| + |\overline{Q_v} \cdot \overline{\rho_v}| & \text{en extraction} \\ \overline{\dot{m}_e} &= |\overline{Q^-} \cdot \overline{\rho^-}| + |\overline{Q_v} \cdot \overline{\rho_v}| & \text{et} & \quad \overline{\dot{m}_s} = |\overline{Q^+} \cdot \overline{\rho^+}| & \text{en soufflage} \end{aligned}$$



**Figure 5** – Bilan de masse dans le volume de contrôle. —  $\dot{m}_s = \dot{m}_e$ ,  $\circ D = 127 \text{ mm}$ ,  
 $\times D = 152.4 \text{ mm}$ ,  $* D = 190.5 \text{ mm}$ .

Erreur max 7.4 %



# Résultats expérimentaux

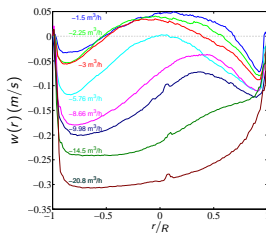
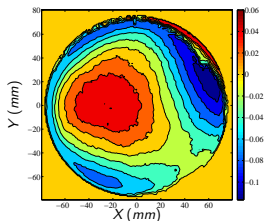
## Analyse de l'écoulement

Expressions des paramètres moyens de l'étude :

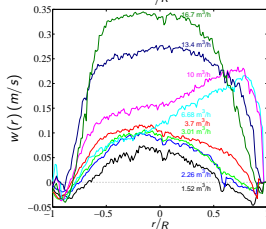
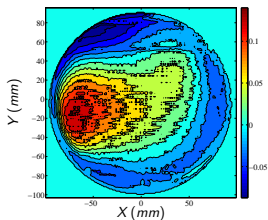
- organisation de l'écoulement  $\overline{w}(x, y) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N w(x, y, n)$  ou  
 $\overline{o}(x, y) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \text{sgn}(w(x, y, n)),$
- vitesses débitantes  $\overline{wd}^\dagger = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left( \sum_{x=1}^X \sum_{y=1}^Y \frac{w(x, y, n)^\dagger}{nb\{w(x, y, n)^\dagger\}} \right),$
- sections de passage  $\overline{s}^\dagger = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (\Delta x \Delta y \times nb\{w(x, y, n)^\dagger\}),$
- débits  $\overline{Q}^\dagger = \overline{wd}^\dagger \times \overline{s}^\dagger.$

† : condition  $<0$  ou  $>0$

$D = 0.1524 \text{ m}$



$D = 0.1905 \text{ m}$



**Figure 6** – Exemple de champ moyen  $\bar{w}(x, y, n)$  (haut  $Q_v \approx 1.5 \text{ m}^3/h$ , bas  $Q_v \approx -1.5 \text{ m}^3/h$ ) et profils des vitesses passant par le centre de l'orifice et  $\max(\bar{w}(x, y))$ .

Organisation moyenne de l'écoulement : le fluide entre par la périphérie de l'orifice et en sort par une zone centrale.

Variation des vitesses débitantes et des sections de passage en fonction du débit de ventilation.

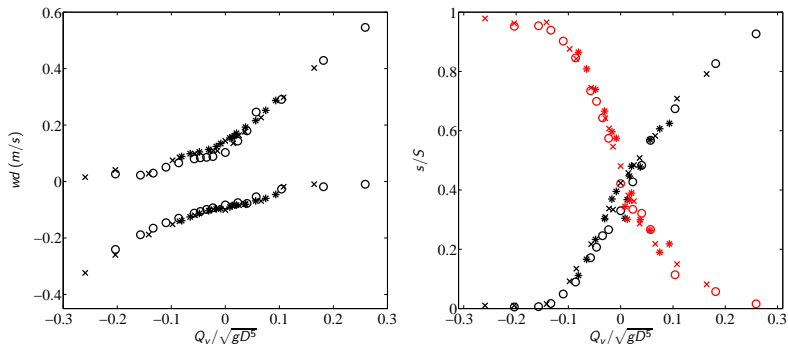


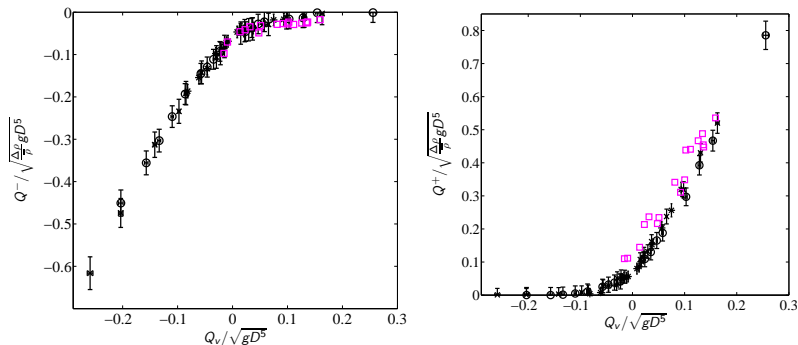
Figure 7 –  $\circ$   $D = 127 \text{ mm}$ ,  $\times$   $D = 152.4 \text{ mm}$ ,  $*$   $D = 190.5 \text{ mm}$ .  $\blacksquare$   $s^+$ ,  $\blacksquare$   $s^-$ .

Changement de courbure autour de  $Q_v = 0$ .

## Effet d'échelle ?

Adimensionnement des débits échangés et de ventilation

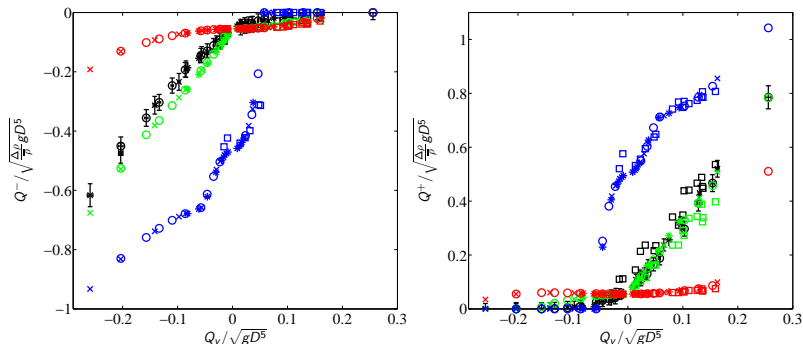
Comparaison avec données "incendie" à grande échelle (DIVA)



**Figure 8** –  $\circ$   $D = 127$  mm,  $\times$   $D = 152.4$  mm,  $*$   $D = 190.5$  mm,  $\square$  données DIVA (avec  $D = \sqrt{4S/\pi}$ )

Bon accord malgré la nature différente des sources de flottabilité, la géométrie de l'orifice et la complexité des écoulements liés à un incendie.

## Confrontation avec les corrélations existantes



**Figure 9** –  $\circ$   $D = 127$  mm,  $\times$   $D = 152.4$  mm,  $*$   $D = 190.5$  mm,  $\square$  Pretrel (2012).  
Couleurs :  $\blacksquare$  données expérimentales,  $\blacksquare$  Cooper (1989),  $\blacksquare$  Cooper (1994),  $\blacksquare$  Emmons (2002).

Cooper (1989) : résultats plutôt bons.

Difficultés à estimer le débit allant à contre courant de la ventilation.

Comparaison quantitative,

$$\text{Erreur relative } err = \frac{|Q_{exp} - Q_{mod}|}{|Q_{exp}|}.$$

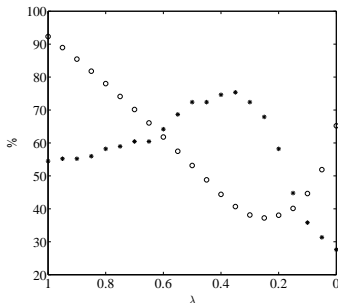
Tous les points ont le même "poids", alors  $\langle err \rangle = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N err_i$  est l'amplitude du centre de gravité du nuage de point

|               | $\langle err \rangle$ | % pts < 30 % |
|---------------|-----------------------|--------------|
| Cooper (1989) | 92.32                 | 54.48        |
| Cooper (1994) | 682.83                | 12.69        |
| Emmons (2002) | 341.83                | 0            |

**Table 2** – Comparaison des moyennes des erreurs relatives ainsi que du pourcentage de points inférieur à une valeur seuil de 30 % obtenus par les corrélations de la littérature.

Modification de la corrélation de Cooper (1989) : variation de l'influence du débit de convection naturelle (changement de la puissance  $\lambda$ ).

$$Q^\dagger = Fr_{eps}^{nat} \sqrt{\frac{\Delta\rho}{\bar{\rho}} g D^5} \left( 1 - \left( \frac{|\Delta P_v|}{\Delta P_v^{crit}} \right)^\lambda \right) + C_D A_V \sqrt{\frac{2|\Delta P_v|}{\rho^\dagger}}$$



**Figure 10** – Influence de la variation du paramètre  $\lambda$ .  $\circ$   $\langle err \rangle$ , \* % pts < 30 %.

Meilleur compromis autour de  $\lambda = 0.35$ .

## Bilan de l'étude

- une étude par SPIV permet d'obtenir des informations nouvelles dans des régimes de convection mixte (en soufflage et extraction), actuellement inexplorés,
- une modification du modèle de Cooper (1989) est proposée,
- amélioration de l'estimation des débits pour les données à petite et grande échelle

## Pistes de recherches futures

- impact du panache (position du foyer),
- explorer des foyers réels (couplage écoulement/combustion),



**Merci de votre attention**

# Références

- Brown, W. G. 1962, Natural convection through rectangular openings in partitions (*Horizontal partitions*). *Int. J. Heat Mass Transfer*. **5**, 869-878.
- Conover, T. A. Kumar, R. & Kapat, J. S. Buoyant pulsating exchange flow through a vent. *J. of Heat Transfer* **117** 641-648.
- Cooper, L. Y. 1989, Calculation of the flow through a horizontal ceiling/floor vent. *Gaithersburg, MD : National Institute of Standards and Technology*. **NISTIR 89-4052**.
- Cooper, L. Y. 1994, Combined buoyancy- and pressure-driven flow through a horizontal vent. *Gaithersburg, MD : National Institute of Standards and Technology*. **NISTIR 5384**.
- Emmons, H. W. 2002, Buoyant flows through horizontal vents. *SFPE Handbook of fire engineering*. **3**, 2-39 - 2-40.
- Epstein, M. 1988, Buoyancy driven exchange flow through small openings in horizontal partitions. *J. of Heat Transfer* **110**, 885-893.
- Epstein, M. & Kenton, M. A. 1989, Combined natural convection and forced flow through small openings in a horizontal partition, with special reference to flows in multicompartment enclosures. *J. of Heat Transfer* **111**, 980-987.
- Gera, B. Sharma, P. K. & Singh, R. K. 2012, Effect of the Opening Aspect Ratio on a Buoyant Pulsating Exchange Flow Through a Circular Ceiling Opening in a Horizontal Partition. *Heat Transfer-Asian Research*.
- Heskestad, G. & Spalding, R. D. 1991, Inflow of Air Required at Wall and Ceiling Apertures to Prevent Escape of Fire Smoke. *FSS*
- Li, Z. 2007, Characteristics of Buoyancy Driven Natural Ventilation through Horizontal Openings. *PhD Thesis*, Aalborg University.
- Mercer, A. & Thompson, H. 1975, An experimental investigation of some further aspects of the buoyancy driven exchange flow between carbon dioxide and air following a depressurization accident in a magnox reactor, Part I : The exchange flow in inclined ducts & Part II : The purging flow requirements in inclined ducts. *J. Br. Nucl. Enrgy Soc.***14**, 327-340.
- Pretrel, H. 2012, PRISME2 VSP, PR2\_ VSP\_ Q – Test report of the Q series *IRSN report*. PSN-RES SA2i/2013\_089 et 2013\_088.
- Tan, Q. & Jaluria, Y. 1992, Flow through horizontal vents as related to compartment fire environments. *NIST*.

**NIST-GCR-92-607.**