

## Simulation thermo-fluidique d'échangeurs à micro-canaux CO2 diphasique pour les futurs trackers

### Equipe :

Physique : Stéphane Jézequel, Jessica Leveque

Technique : William Combaluzier\*, Pierre Delebecque

\* *stage*

**Aussois – 24 septembre 2020**



William Combaluzier – Pierre Delebecque

# Sommaire

## Contexte des études au LAPP

### Problématiques du refroidissement

- Aspects macroscopiques
- Comportement des fluides en évaporatif
  - Particularités des micro-canaux

### La simulation avec FLUENT

## Contexte des études au LAPP

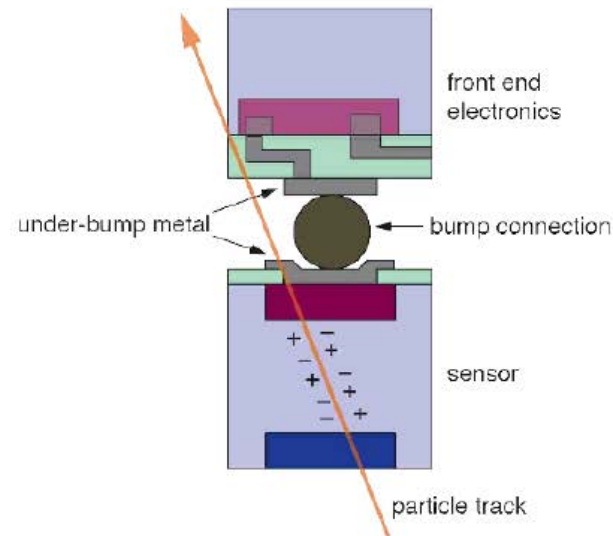
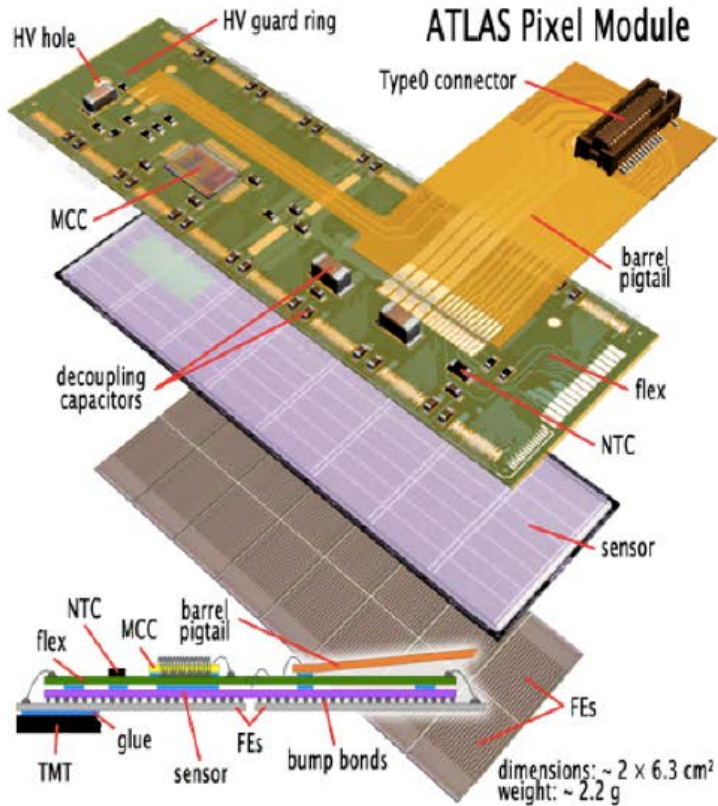
### Problématiques du refroidissement

- Aspects macroscopiques
- Comportement des fluides en évaporatif
- Particularités des micro-canaux

### La simulation avec FLUENT



### Modules hybrides



### Densités de puissance thermique

- FE chip →  $\approx 0.6 \text{ W/cm}^2$
- Services →  $\approx 0.05 \text{ W/cm}^2$
- Sensor →  $\approx 0.05 \text{ W/cm}^2$

### Specifications

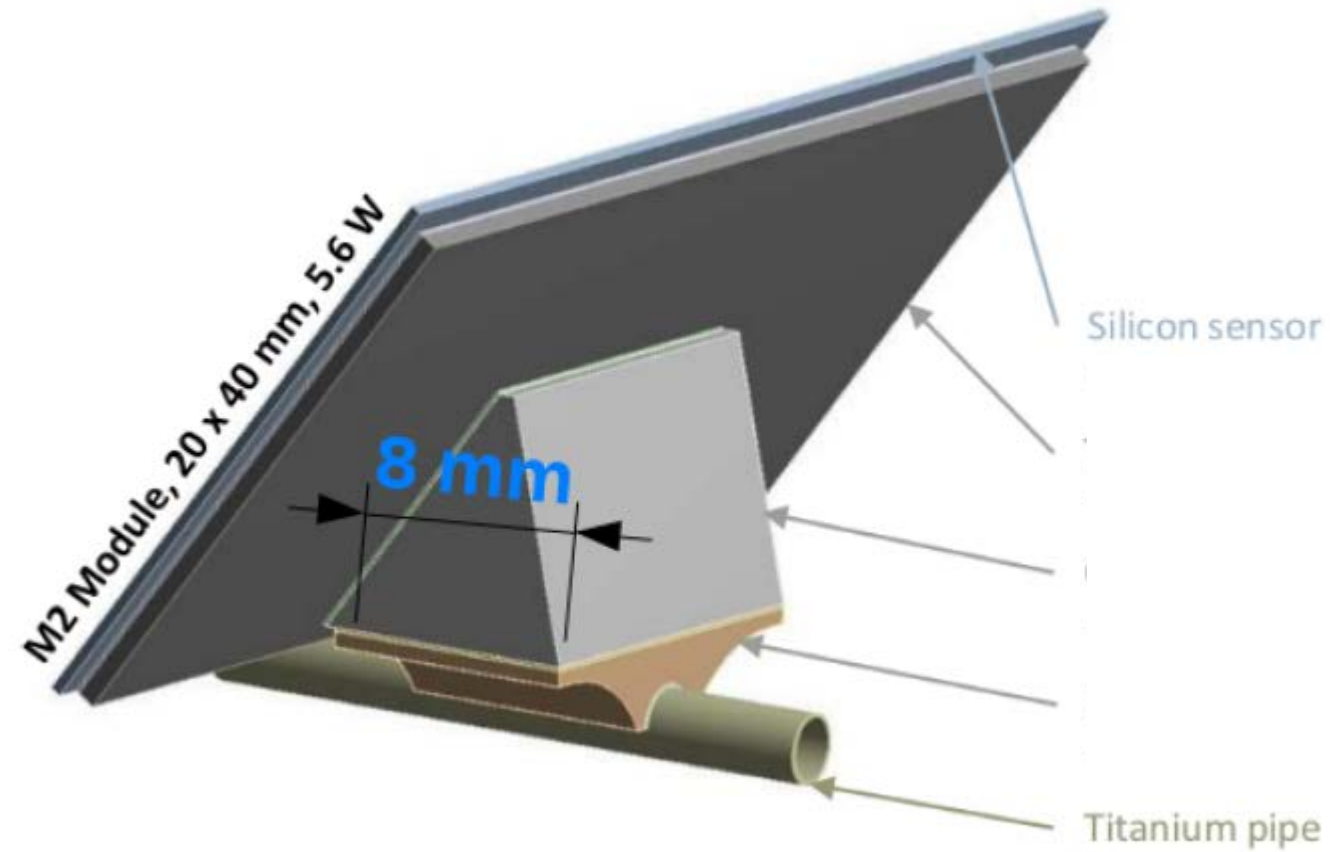
- Température max sensor =  $+1^\circ\text{C}$
- Gradient température max sensor =  $\sim 1^\circ\text{C}$

# Contexte des études au LAPP

Ref : thèse Pierre Barroca

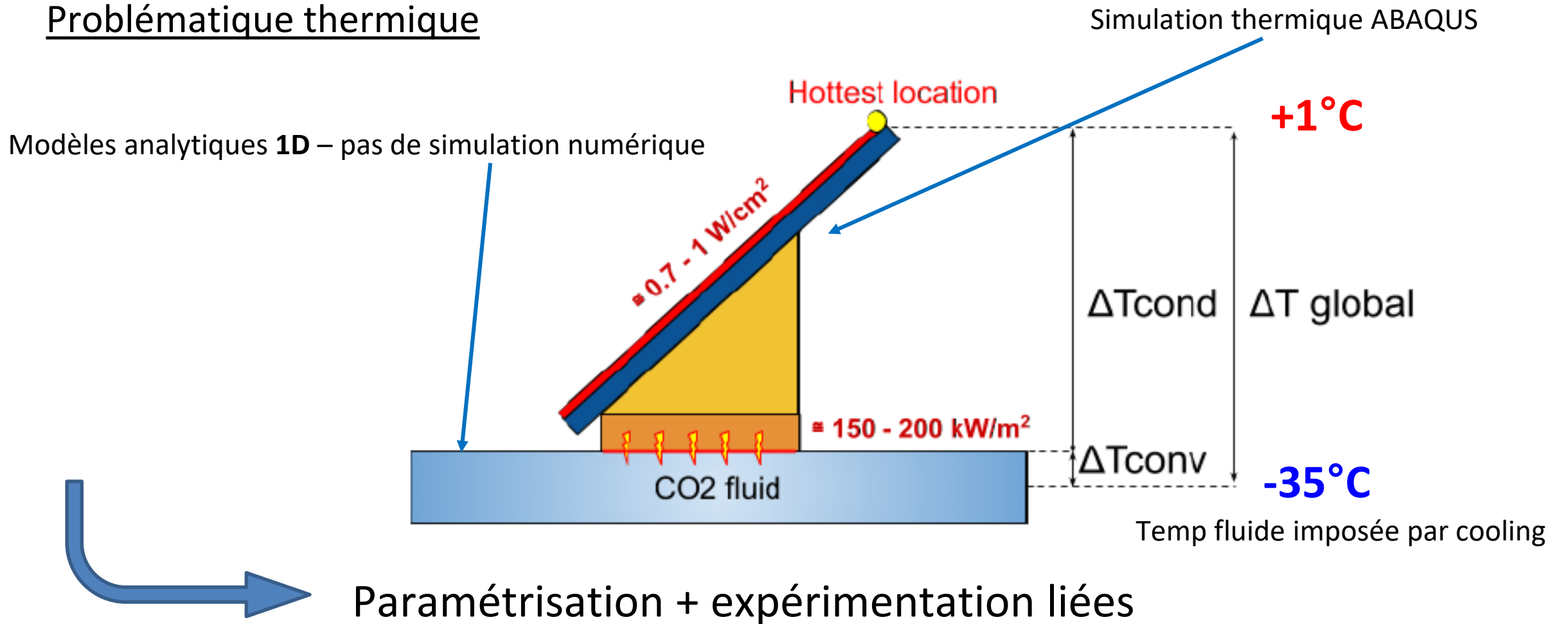
2010->2025 détecteur de trace ATLAS (ITK)

## Modules hybrides sur support de refroidissement



## 2010->2025 détecteur de trace ATLAS (ITK)

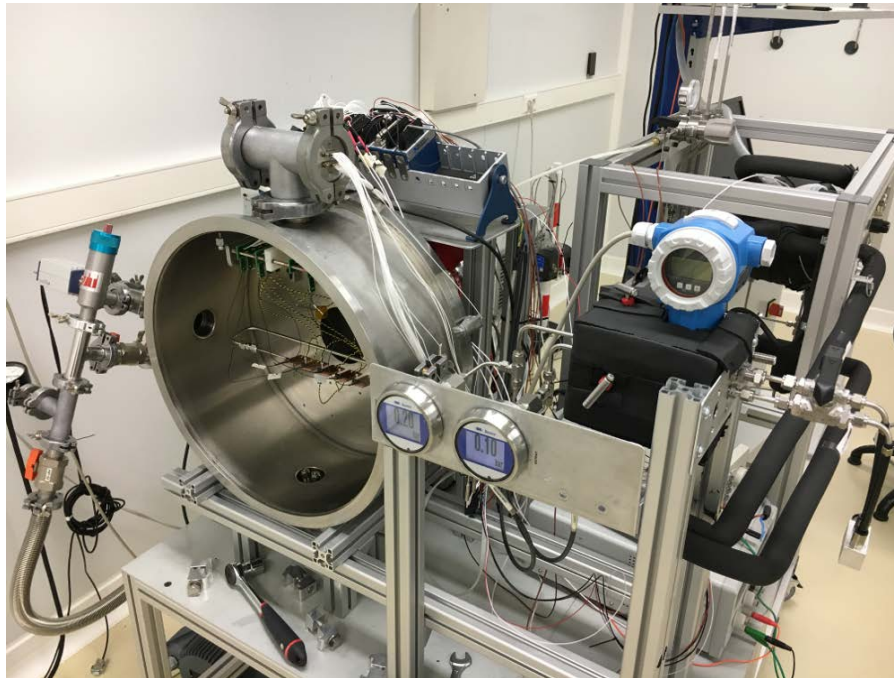
### Problématique thermique



## 2010->2025 détecteur de trace ATLAS (ITK)

### Études au LAPP (2010->2019)

- Mesures sur prototypes



Enceinte de mesures



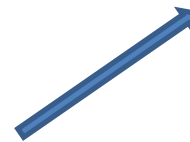
Production de CO2 froid



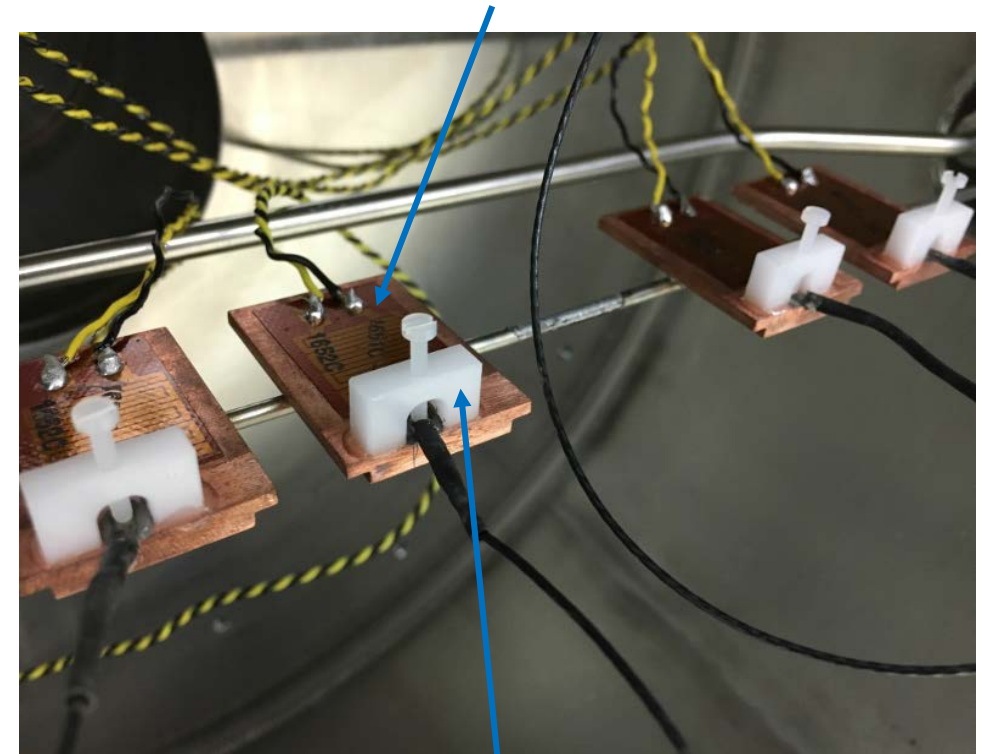
## 2010->2025 détecteur de trace ATLAS (ITK)

### Études au LAPP (2010->2019)

- Mesures de précision sur prototypes
- Enregistrement des paramètres pour des sets de configuration (T, P, débit massique, puissance thermique)
- Calibration des capteurs
- **Études de répétabilité**
- **Évaluation des incertitudes**

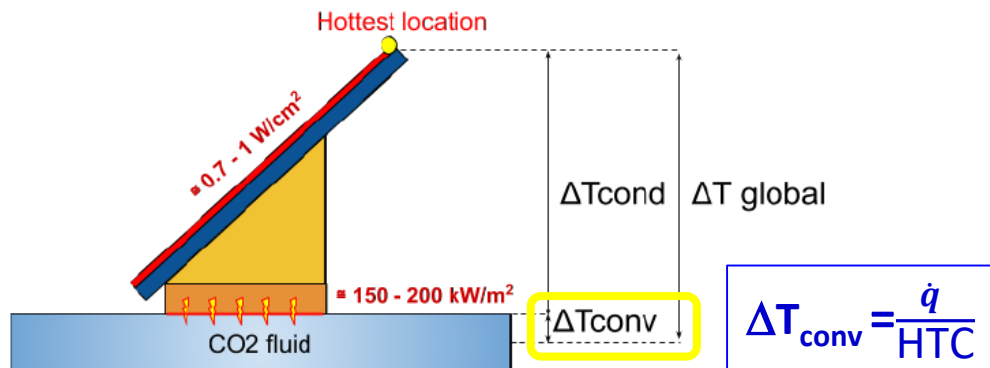
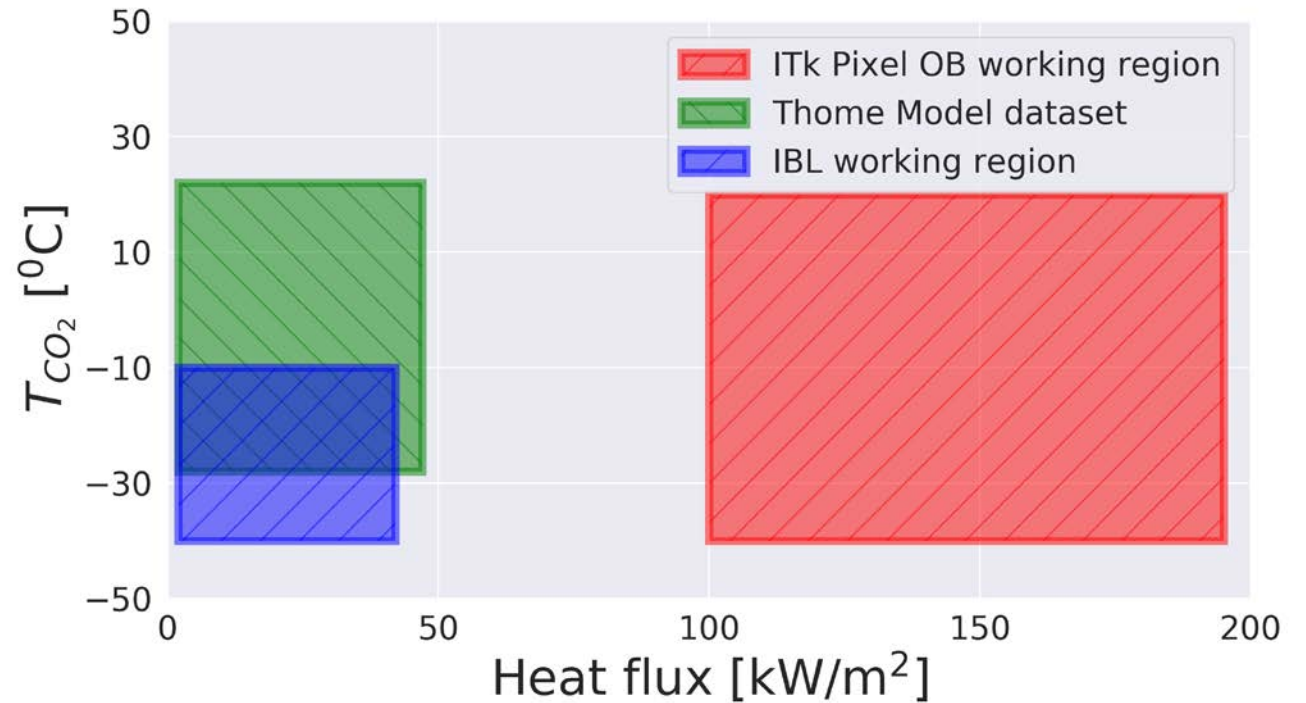
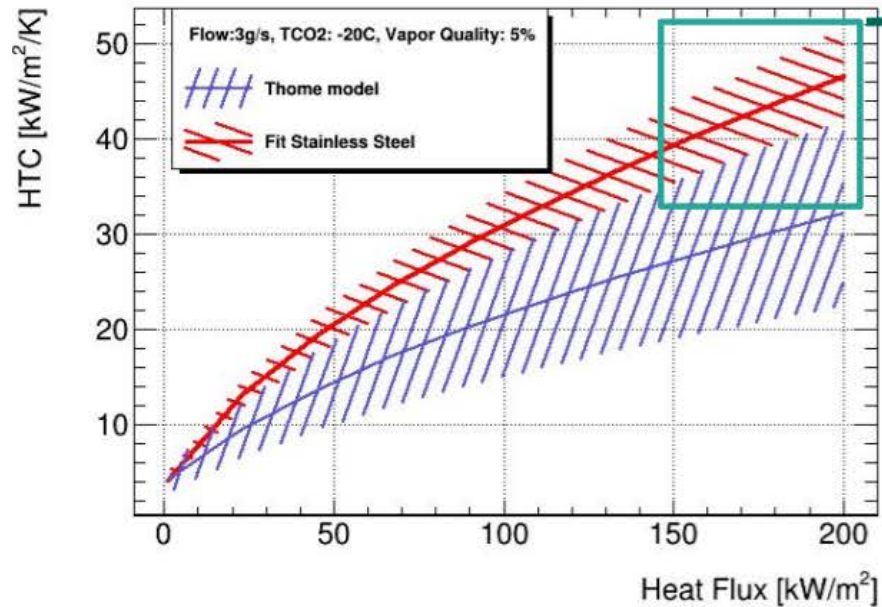


Chaufferette Kapton

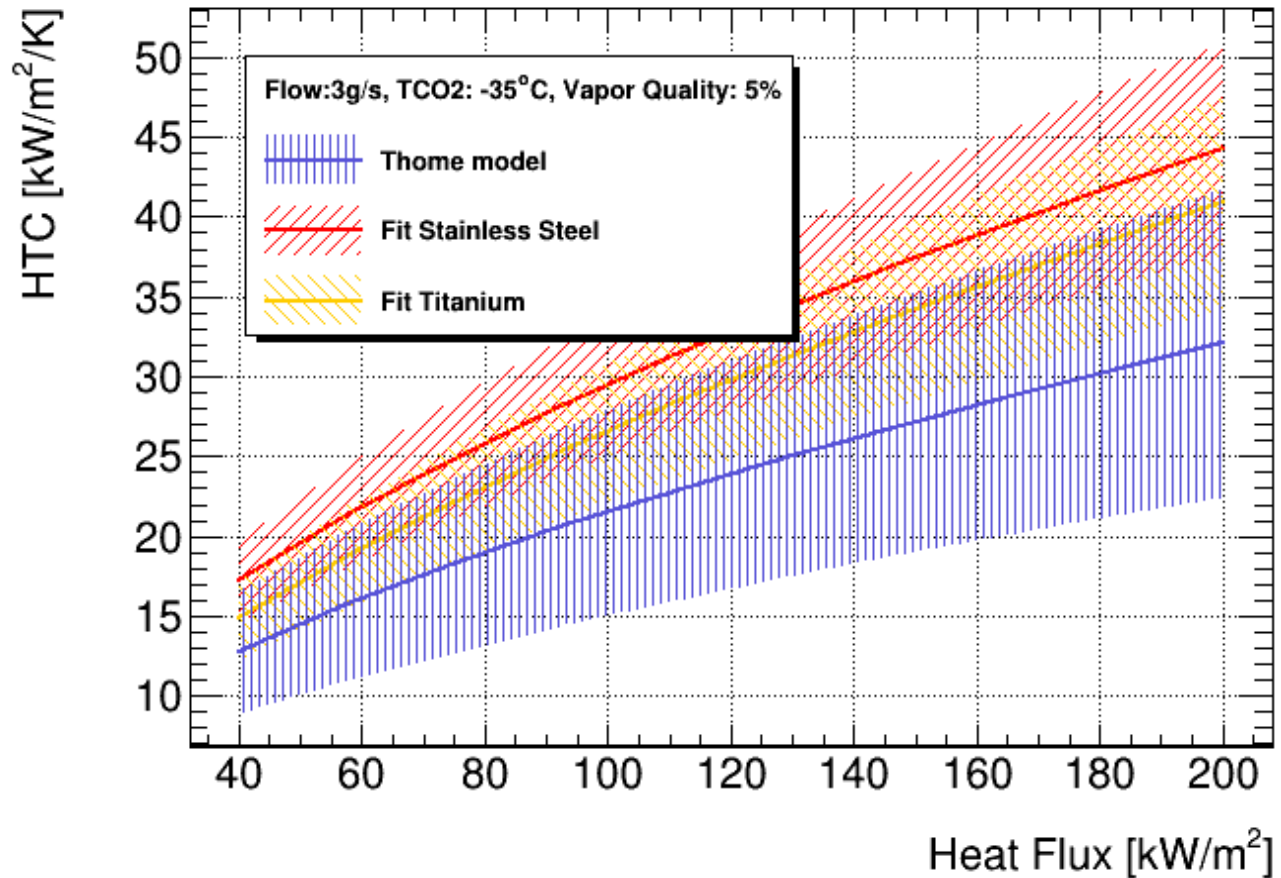


Clamp pour PT100

- Recalage des modèles semi-empiriques thermo-fluidiques 1D -> conditions ITK

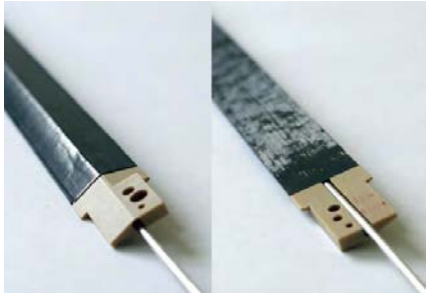


### Influence du matériau du canal

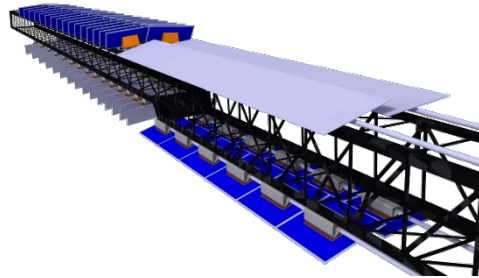


$$\Delta T_{fl} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

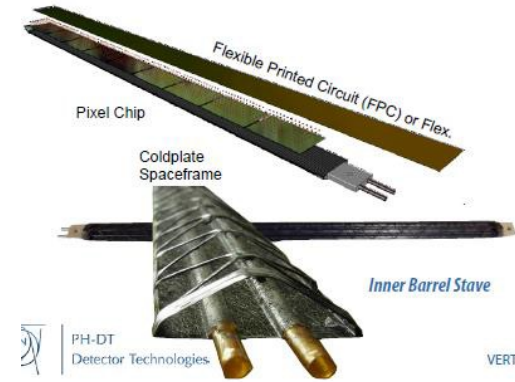
# Thermal management of silicon detectors



**ATLAS IBL**



**ATLAS PIXEL upgrade (study)**



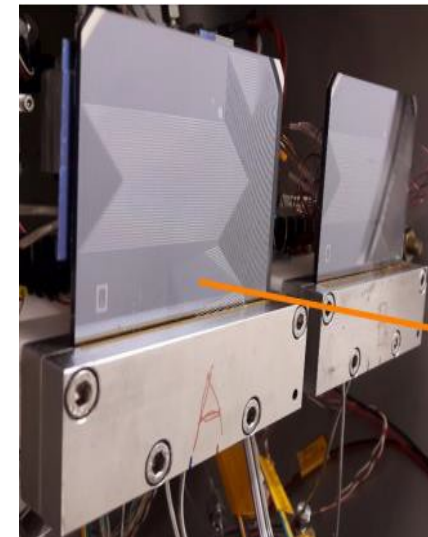
**ALICE ITS upgrade**



**CMS PIX upgrade**



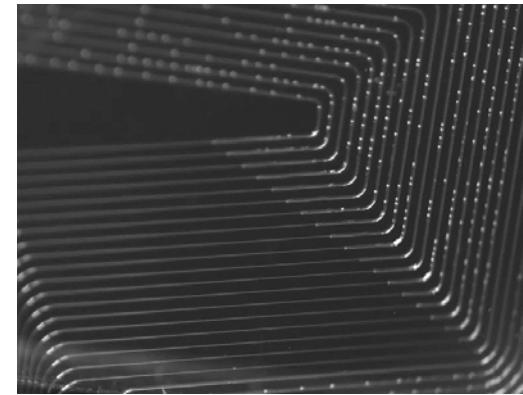
**NA62 GTK**



**LHCb velo**

# Contexte des études au LAPP

## Conclusions et pistes d'amélioration des prédictions



### Conclusions

- Les modèles analytiques empiriques doivent être recalés pour être valides
- Ces modèles 1D s'appliquent à des canaux simples (rectiligne, pas de courbure, pas multicanaux)
- Il n'existe pas de modèle numérique 3D qui permette d'effectuer des prédictions en limitant la partie empirique et en prenant en compte la complexité géométrique des échangeurs

### Perspectives d'amélioration des prédictions / besoins

- Utilisation d'outils de simulation numérique prenant en compte les designs complexes des échangeurs pour les futurs trackers
- Application aux échangeurs en général et en particulier aux échangeurs micro-canaux

### Défis

- Trouver le ou les codes qui intègrent les modèles fluides et thermiques en évaporatif
- Modèles applicables aux micro-canaux

# Contexte des études au LAPP

## Projet LAPP

### Objectifs du groupe micro-canaux LAPP

Développer des compétence en simulation thermo-fluidique évaporatif dans les micro-canaux sur des modèles 3D  
A partir de ces compétences proposer de contribuer à la R&D / optimisation des micro-canaux

### Avancement du projet

Actuellement stage M2 mai à septembre 2020 (William Combaluzier)

- Étude de l'état de l'art (physique et simulation)
- Étude de faisabilité capacité de Fluent sur la problématique

Prévu : Nouveau stage 2021 / Thèse 2021-2024

### Collaborations (souhaitées)

- AIDA 2020 ( notamment CERN EPDT) : expérimental
- Labos spécialisés en fluidique (*LEGI (Grenoble), CETHIL (Villeurbane), LEMTA (Nancy),...*) : expérimental + simulation
- À plus long terme : fabrication additive ?

### Besoins

- Financement thèses / Accompagnement expertise fluidique

Source de chaleur

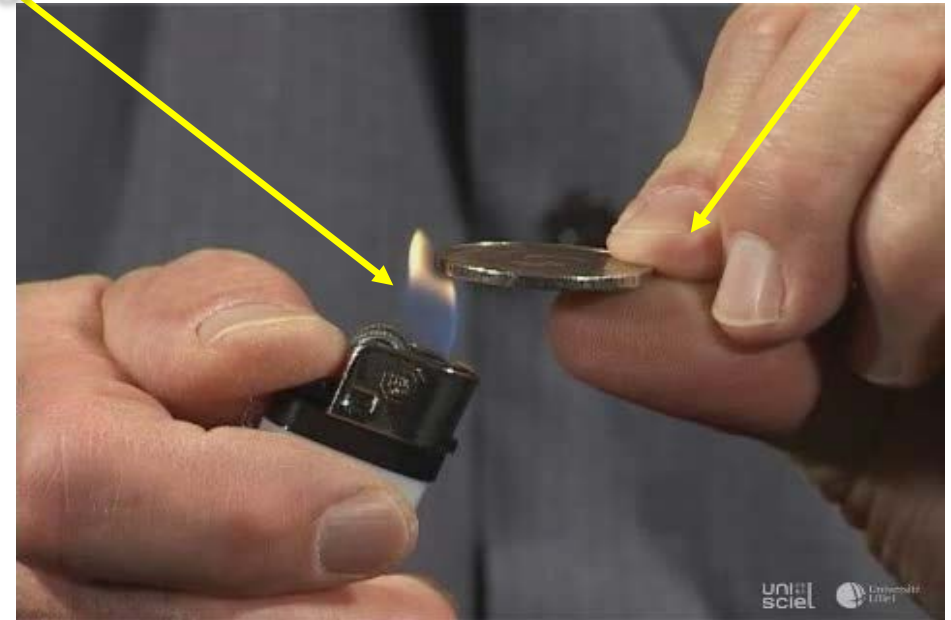
Refroidissement

Contexte des études au LAPP

## Problématiques du refroidissement

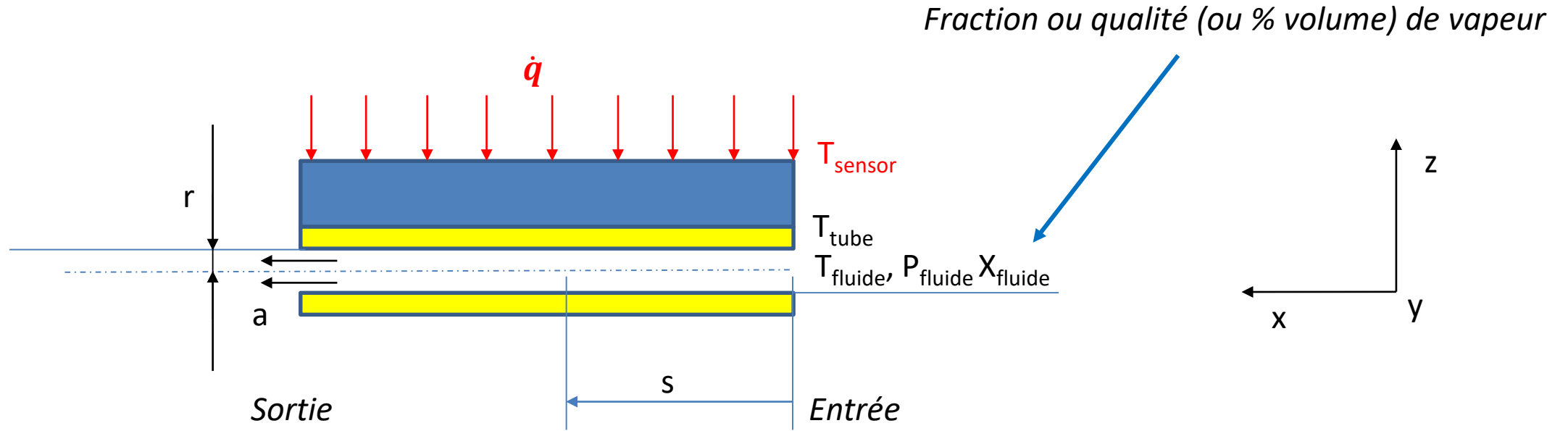
- Aspects macroscopiques
  - Comportement des fluides en évaporatif
  - Particularités des micro-canaux

La simulation avec FLUENT

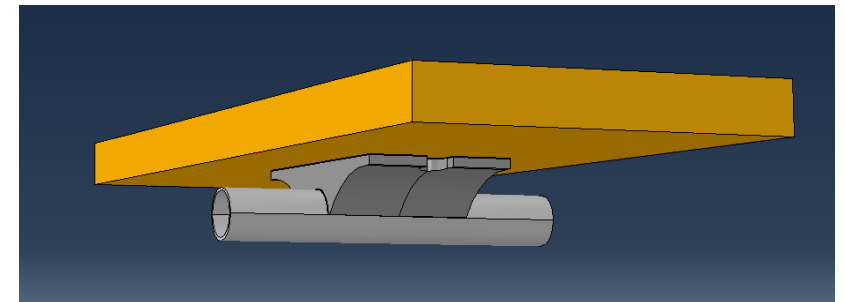


## Refroidissement par circulation de fluide en canal

### Cas général



Section d'échangeur





# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal

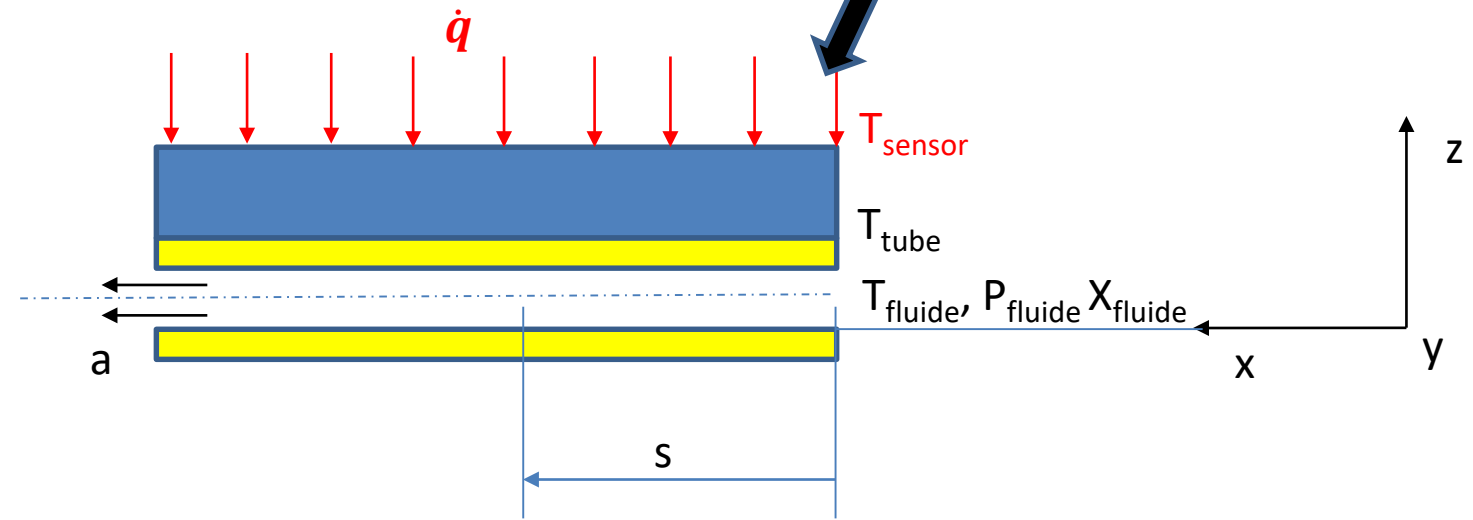
Cas général



Objectif du refroidissement ?



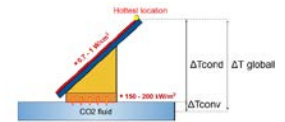
En régime permanent



$$\Delta T_{conv} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

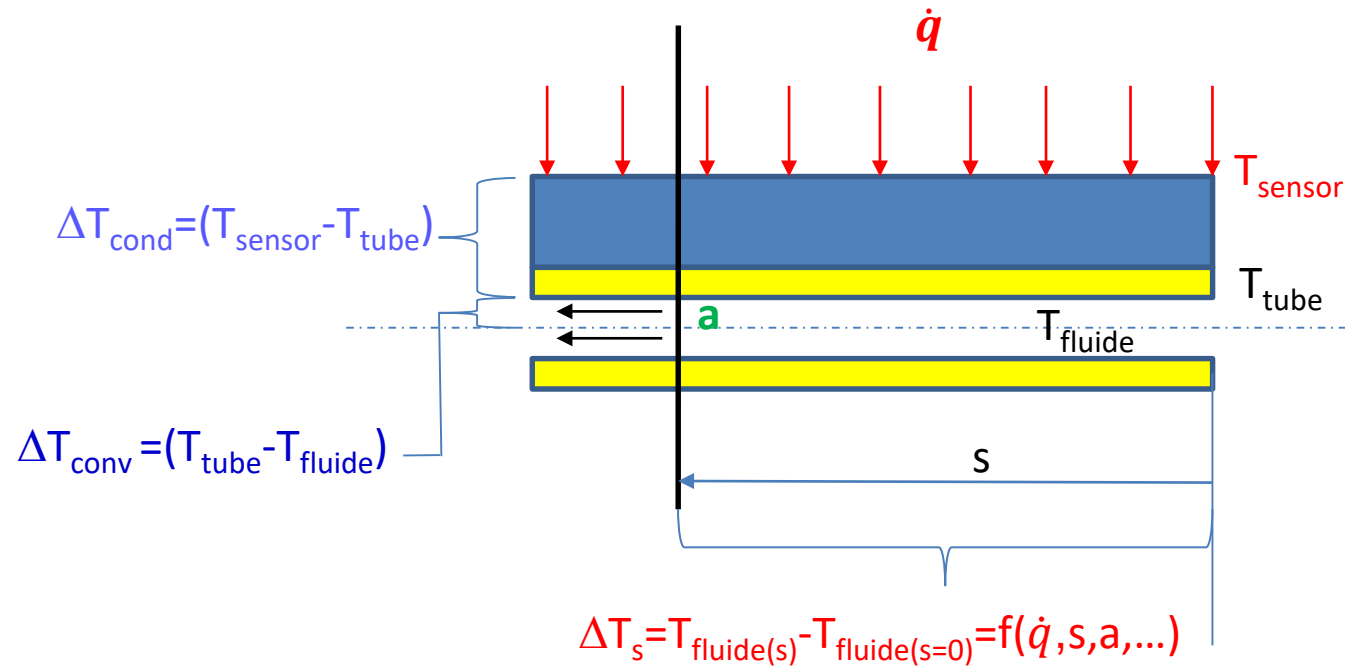
# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal



$$\Delta T_{\text{conv}} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

Comment atteint-on le régime permanent en **monophasique liquide sous-refroidi** ?

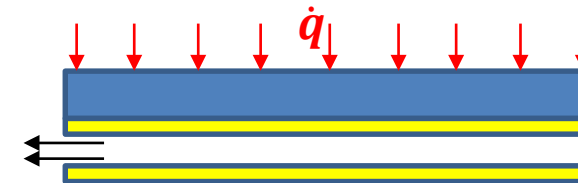


WWW.LANDO-CHILLERS.COM

© LandoChiller

# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

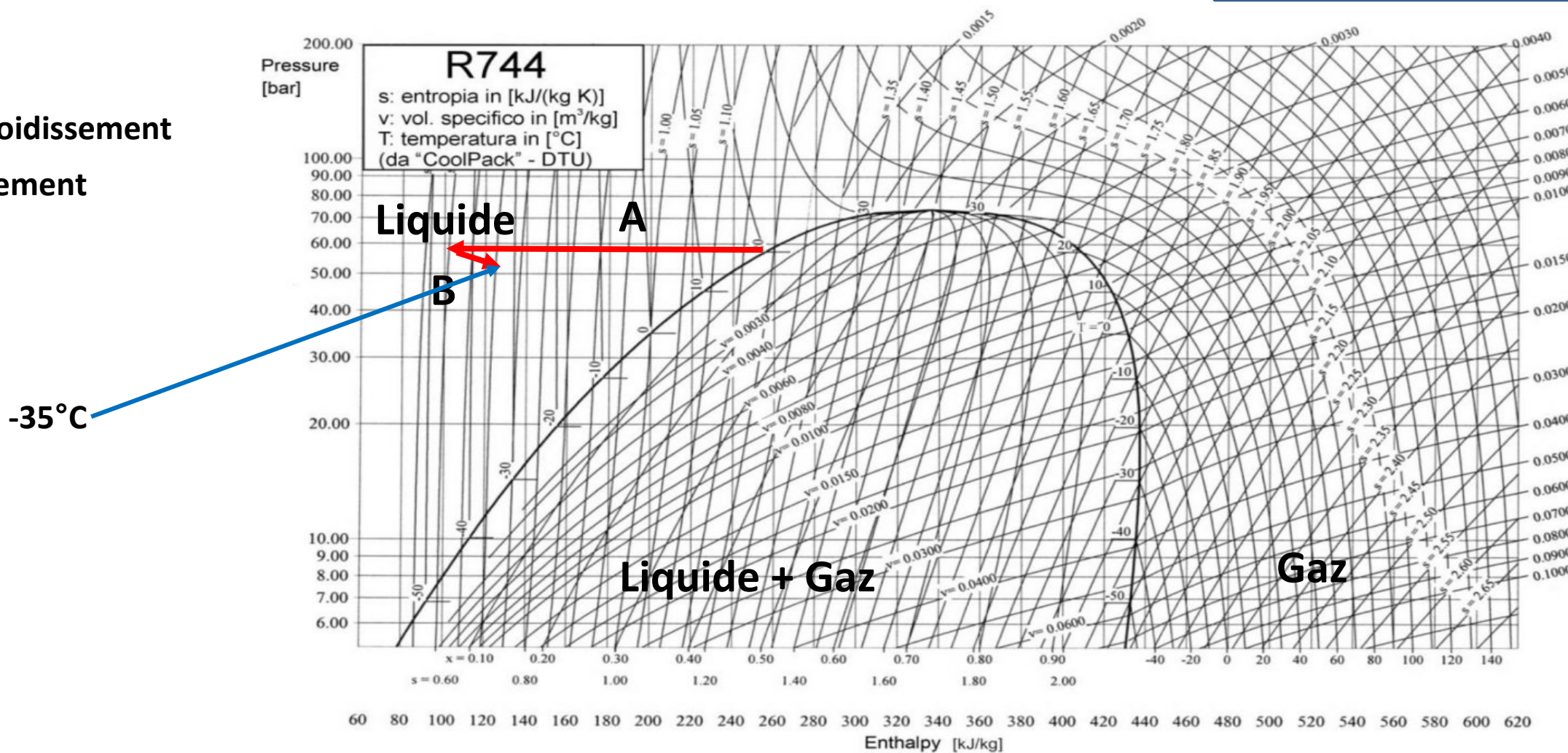
## Refroidissement par circulation de fluide en canal



Comment atteint-on le régime permanent en **monophasique liquide sous-refroidi** ?

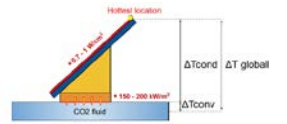
**A** : sous-refroidissement

**B** : Réchauffement



# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

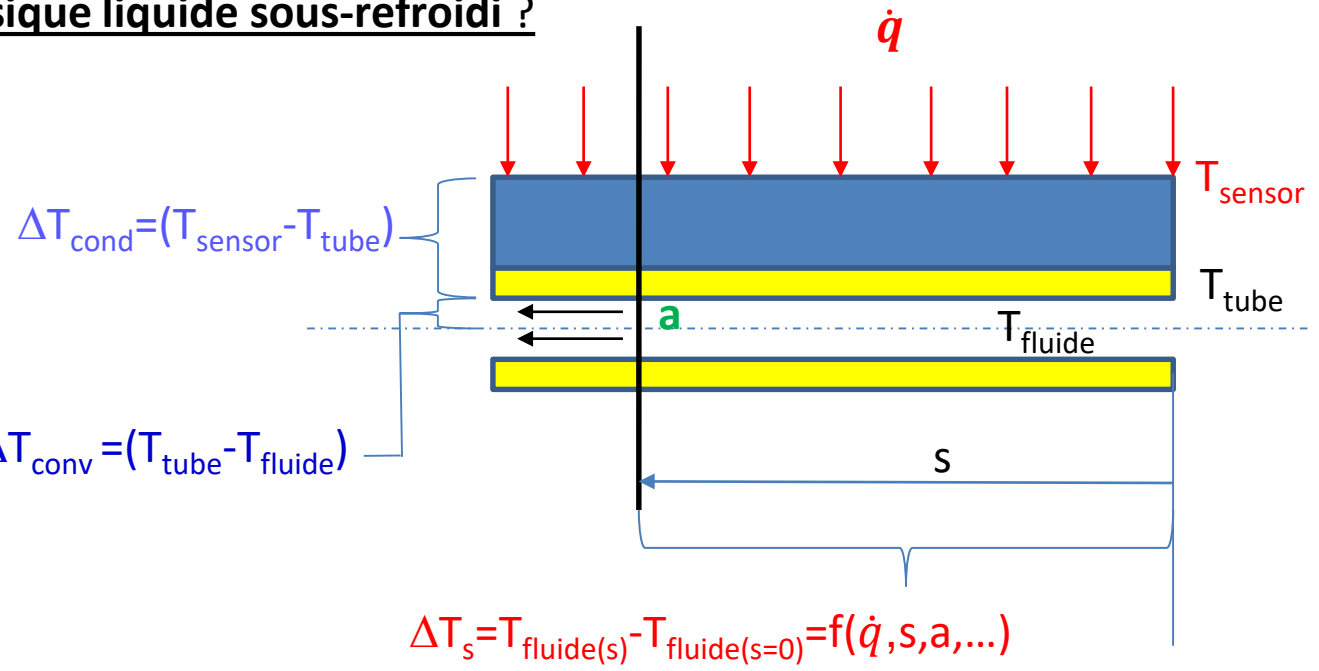
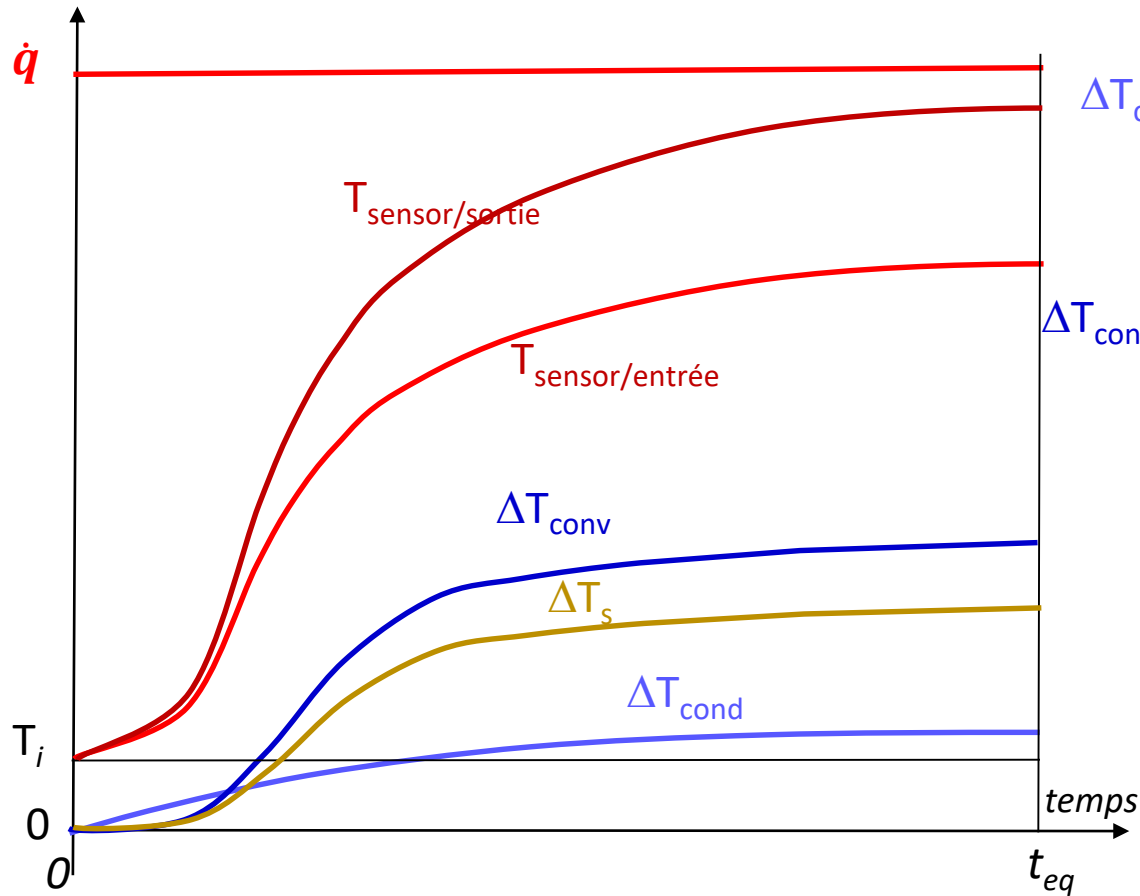
## Refroidissement par circulation de fluide en canal



$$\Delta T_{conv} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

Comment atteint-on le régime permanent en **monophasique liquide sous-refroidi** ?

À l'équilibre :  $\dot{q}_{entrant} = \dot{q}_{sortant}$



$$\Delta T_s = T_{fluide(s)} - T_{fluide(s=0)} = f(\dot{q}, s, a, \dots)$$

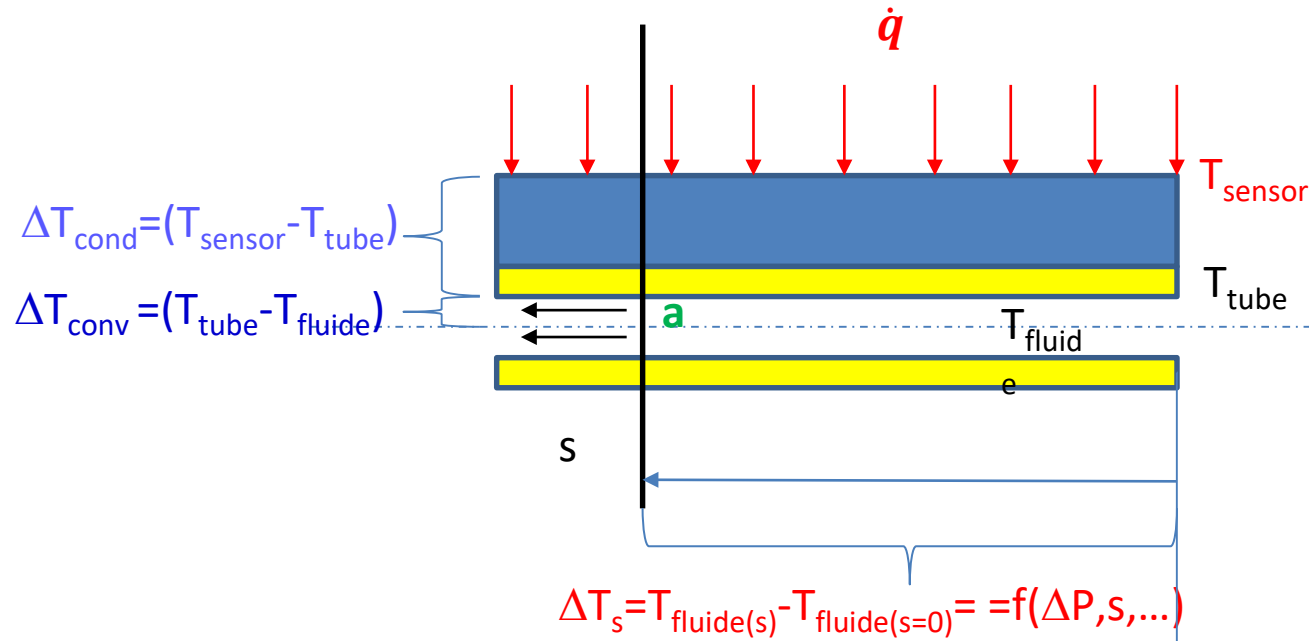
à  $t=0$   $T_{sensor} = T_i$  et  $\Sigma(\Delta T_i) = 0$   
 à  $t=t_{equilibre}$   $T_{sensor} = T_i + \Delta T_{cond} + \Delta T_{conv} + \Delta T_s$

# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal

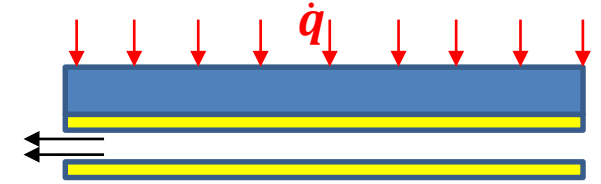
$$\Delta T_{\text{conv}} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

Comment atteint-on le régime permanent en évaporatif ? (cas condition saturation)



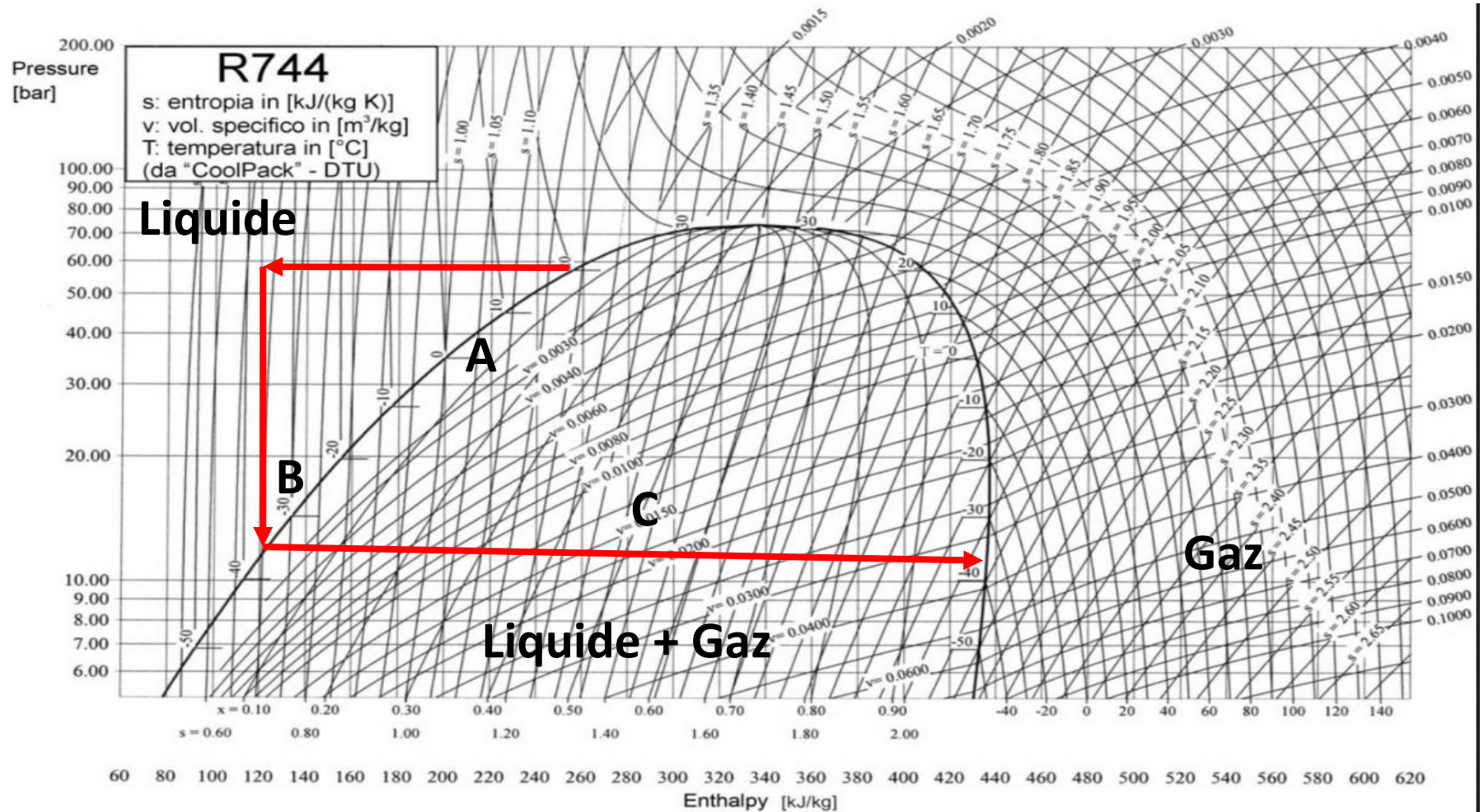
# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal



Comment atteint-on le régime permanent en **évaporatif** ? (*cas condition saturation*)

- A** : sous-refroidissement
- B** : Détente adiabatique
- C** : Vaporisation



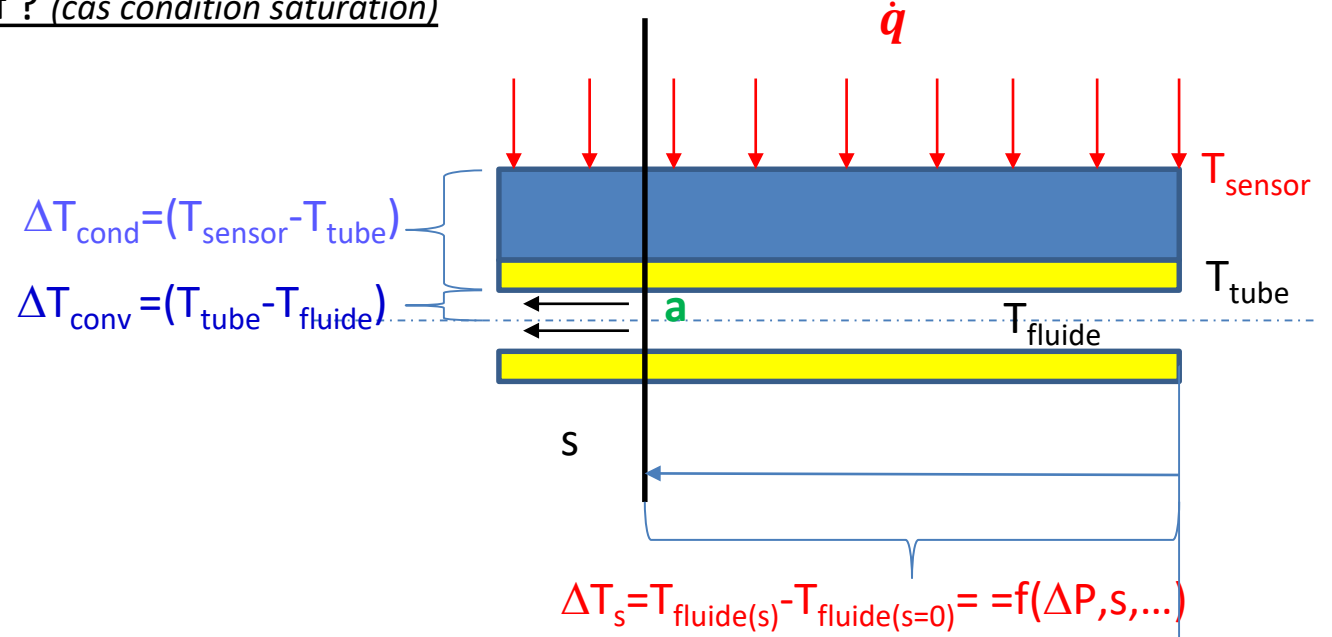
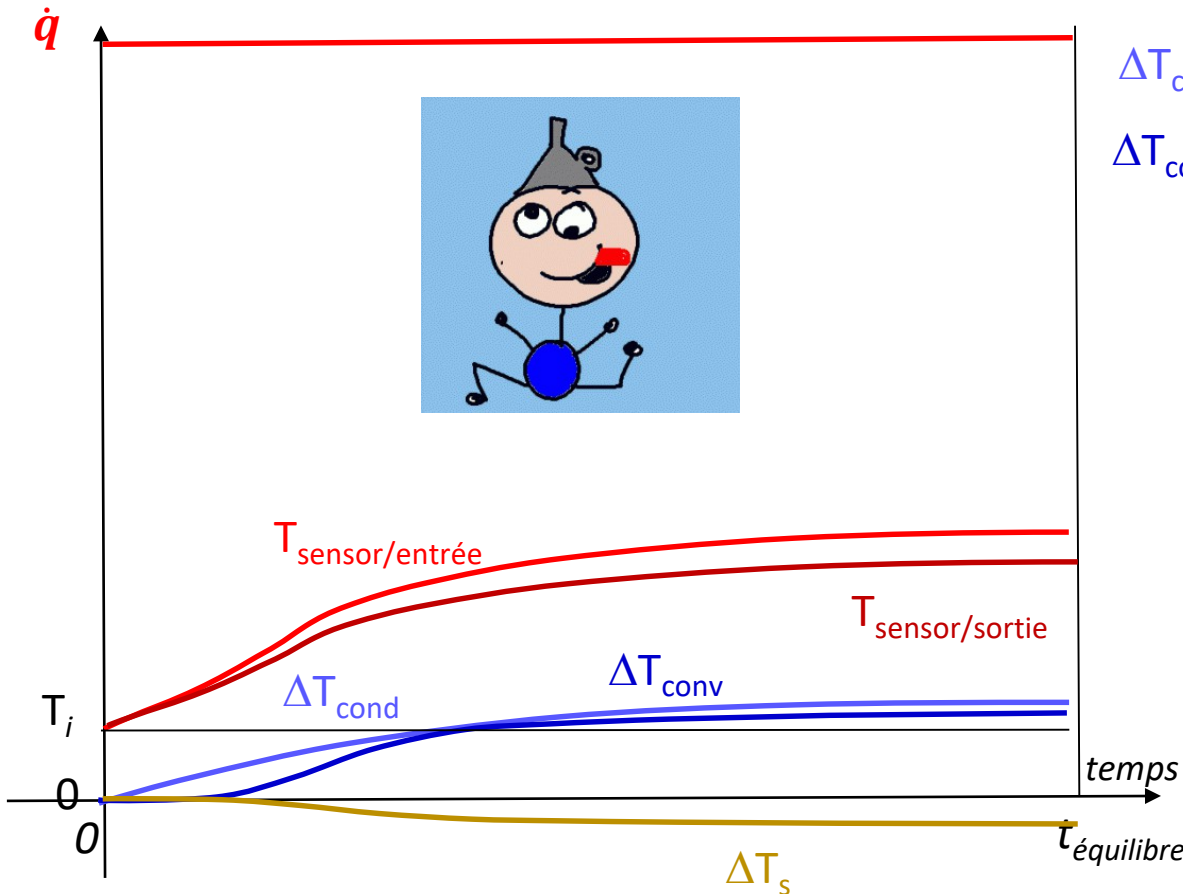
# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal

$$\Delta T_{\text{conv}} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

Comment atteint-on le régime permanent en **évaporatif** ? (cas condition saturation)

À l'équilibre :  $\dot{q}_{\text{entrant}} = \dot{q}_{\text{sortant}}$



à  $t=0$   $T_{\text{sensor}} = T_i$  et  $\sum(\Delta T_i) = 0$

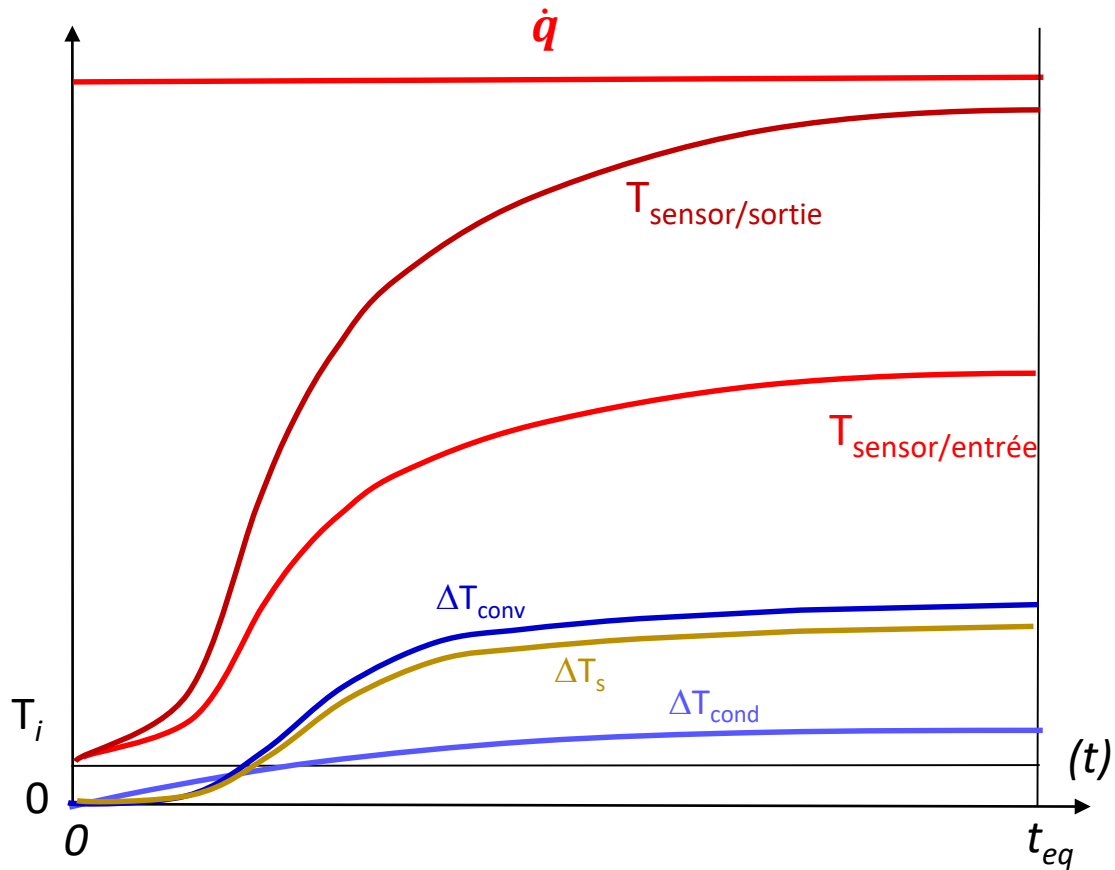
à  $t=t_{\text{équilibre}}$   $T_{\text{sensor}} = T_i + \Delta T_{\text{cond}} + \Delta T_{\text{conv}} - \Delta T_s$

**La sortie du canal est plus froide que l'entrée !**

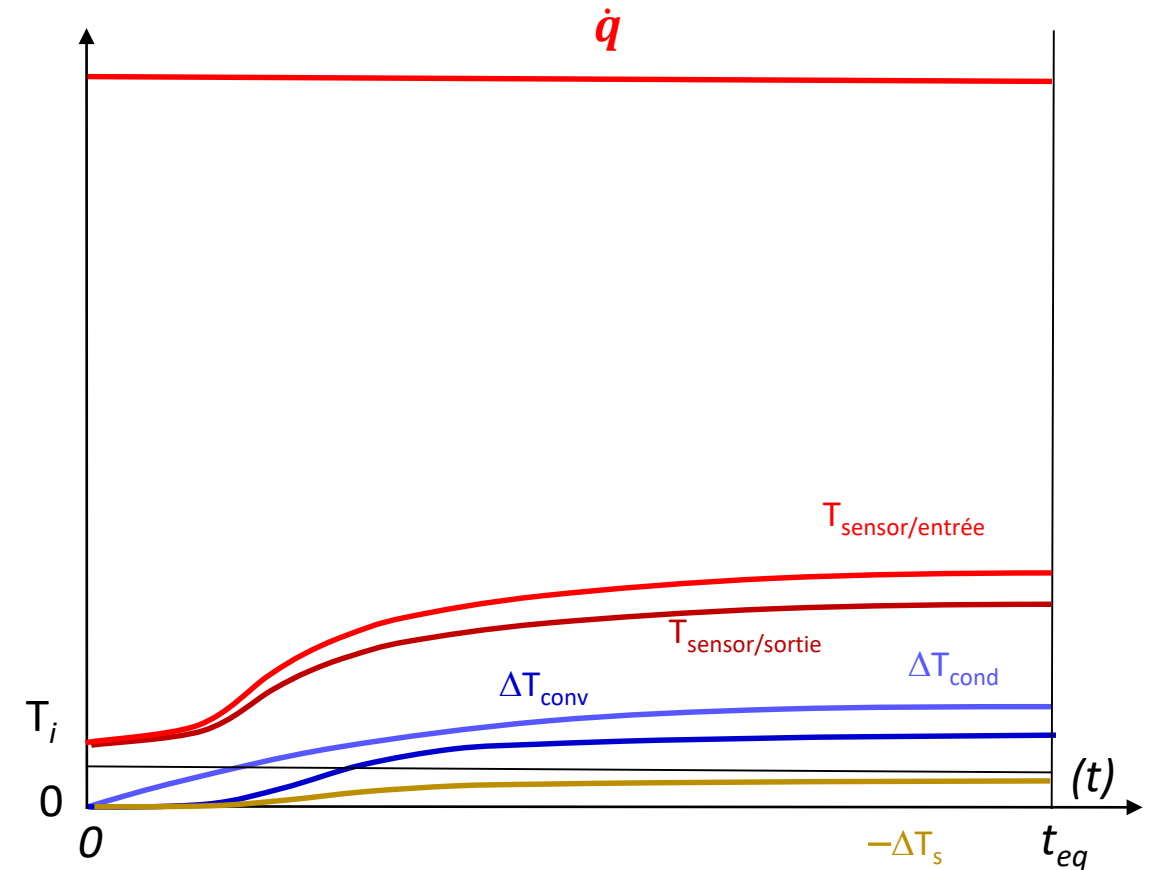
## Refroidissement par circulation de fluide en canal

Différence 100% liquide/évaporation ?

Liquide



Évaporation





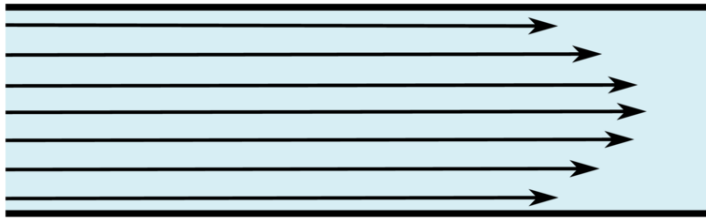
# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Refroidissement par circulation de fluide en canal

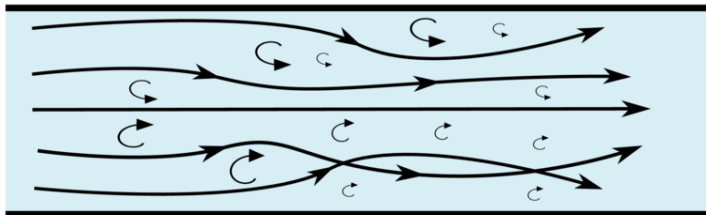
100% liquide :

Les régimes :

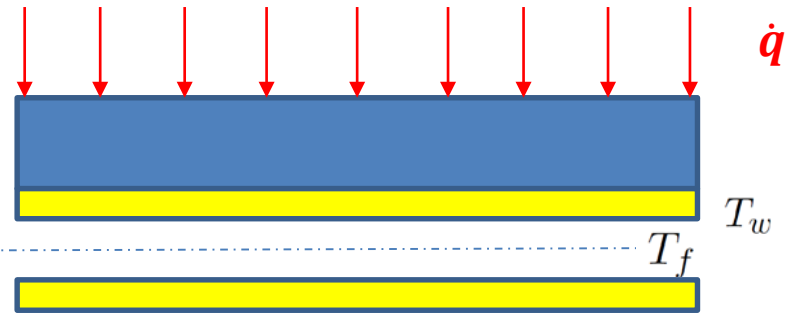
laminar flow



turbulent flow



Les transferts thermiques :



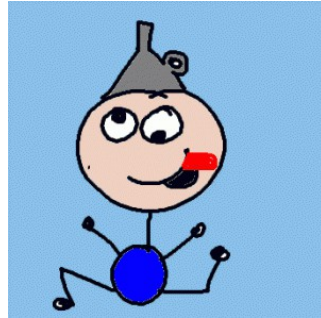
$$T_w - T_f = \frac{\dot{q}}{h_l}$$

# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

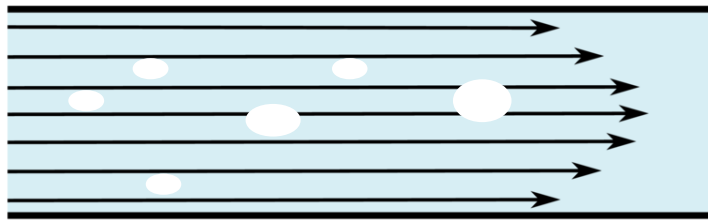
## Refroidissement par circulation de fluide en canal

Évaporatif :

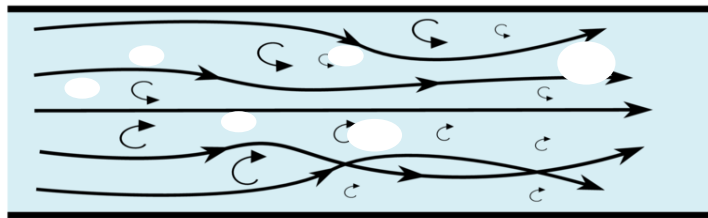
Les régimes :



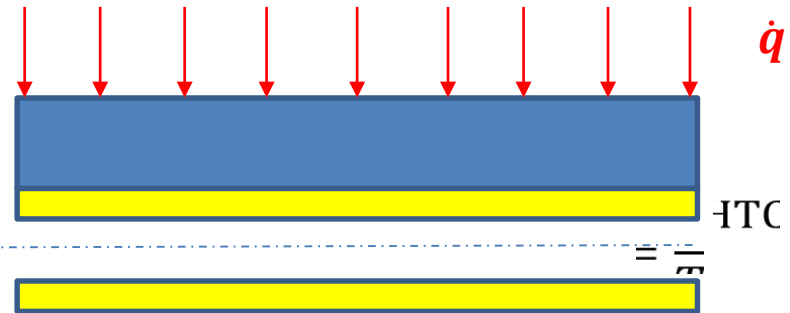
laminar flow



turbulent flow



Les transferts thermiques :



$$HTC = \frac{\dot{q}}{T_w - T}$$

HTC depend notamment de  $\dot{q}$

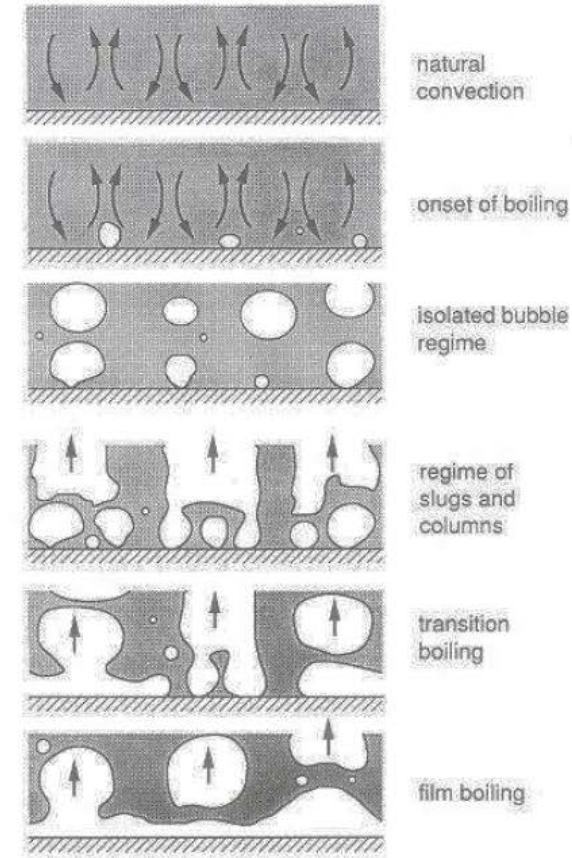
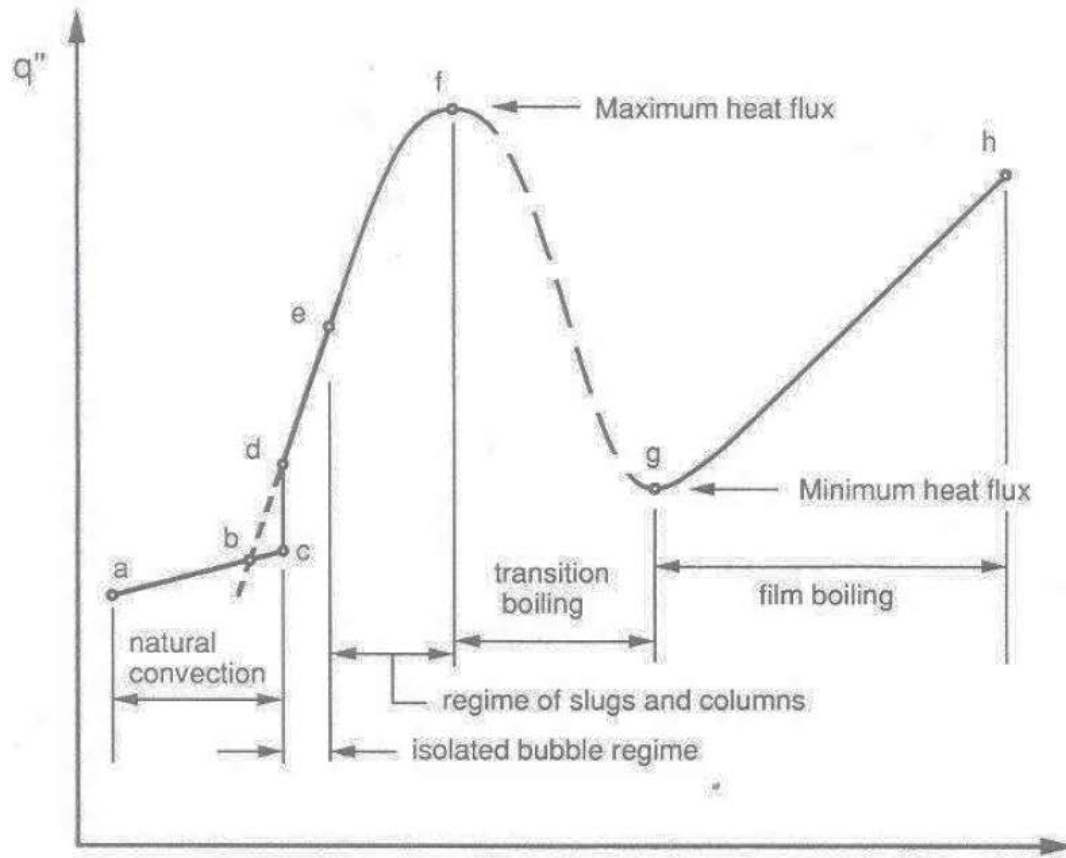
**L'apparition des bulles change complètement la problématique de transport et d'échange thermique (voir talk William)**

# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Valeurs typiques des coefficients d'échange

	alpha : $a$ [ W / m <sup>2</sup> K ]
Vapeurs condensées	6000 ... 22000
Eau en ébullition	1500 ... 80000
Convection forcé eau	1500 ... 11000
Convection naturelle eau	250 ... 1000
Fréon condensé	2200 ... 3500
Fréon évaporé	1500 ... 3900
Hydrocarbures condensées	1000 ... 3500
Hydrocarbures évaporés	850 ... 3000
Hydrocarbures liquides	500 .. 2000
Hydrocarbures gazeuses	25 ... 500
Huiles	100 ... 1000
Hydrogène	150 ... 350
Air comprimé	22 ... 500
Convection forcée air atmosphérique	25 ... 150
Convection naturelle air atmosphérique	3 ... 11

<http://www.pats.ch/formulaire/chaleur/chaleur4.aspx>



Courbe de Nukiyama

$$T_w - T_{sat}(P_l)$$

Contexte des études au LAPP

## Problématiques du refroidissement

- Aspects macroscopique
- **Comportement des fluides en évaporatif**
- Particularités des micro-canaux

La simulation avec FLUENT



Missions de mon stage M2 au LAPP :  
- État de l'art sur le refroidissement en micro-canaux avec du CO<sub>2</sub> diphasique  
- Simulation numérique avec Fluent

# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

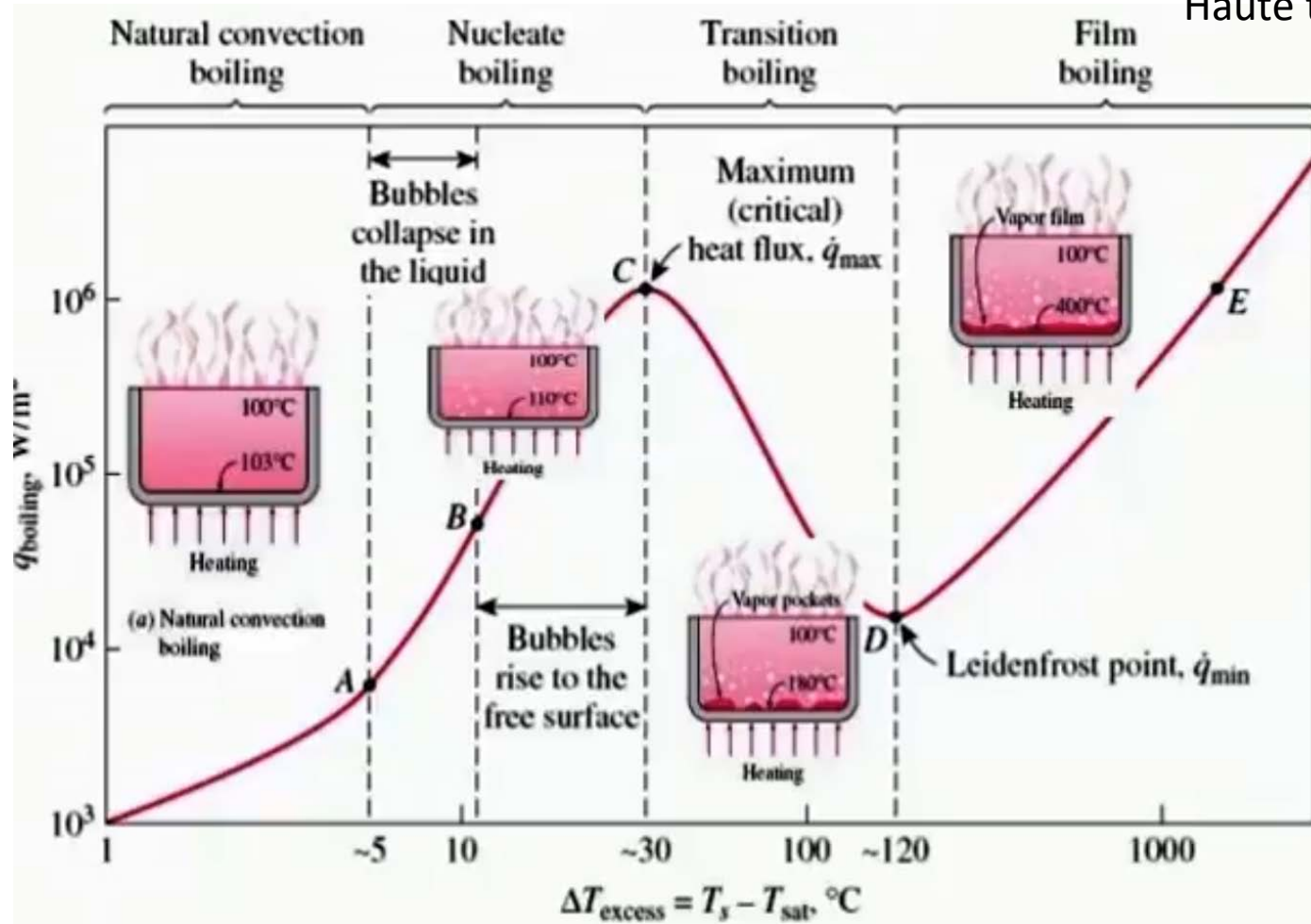
## Paramètres importants pour la modélisation

- Régimes d'écoulement
- Processus d'ébullition en canal et mécanismes de transfert de chaleur
- Spécificités des micro-canaux

# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Le processus d'ébullition en vase

Haute température -> transfert radiatif



- Boiling - 1
- Boiling - 2
- Boiling - 3

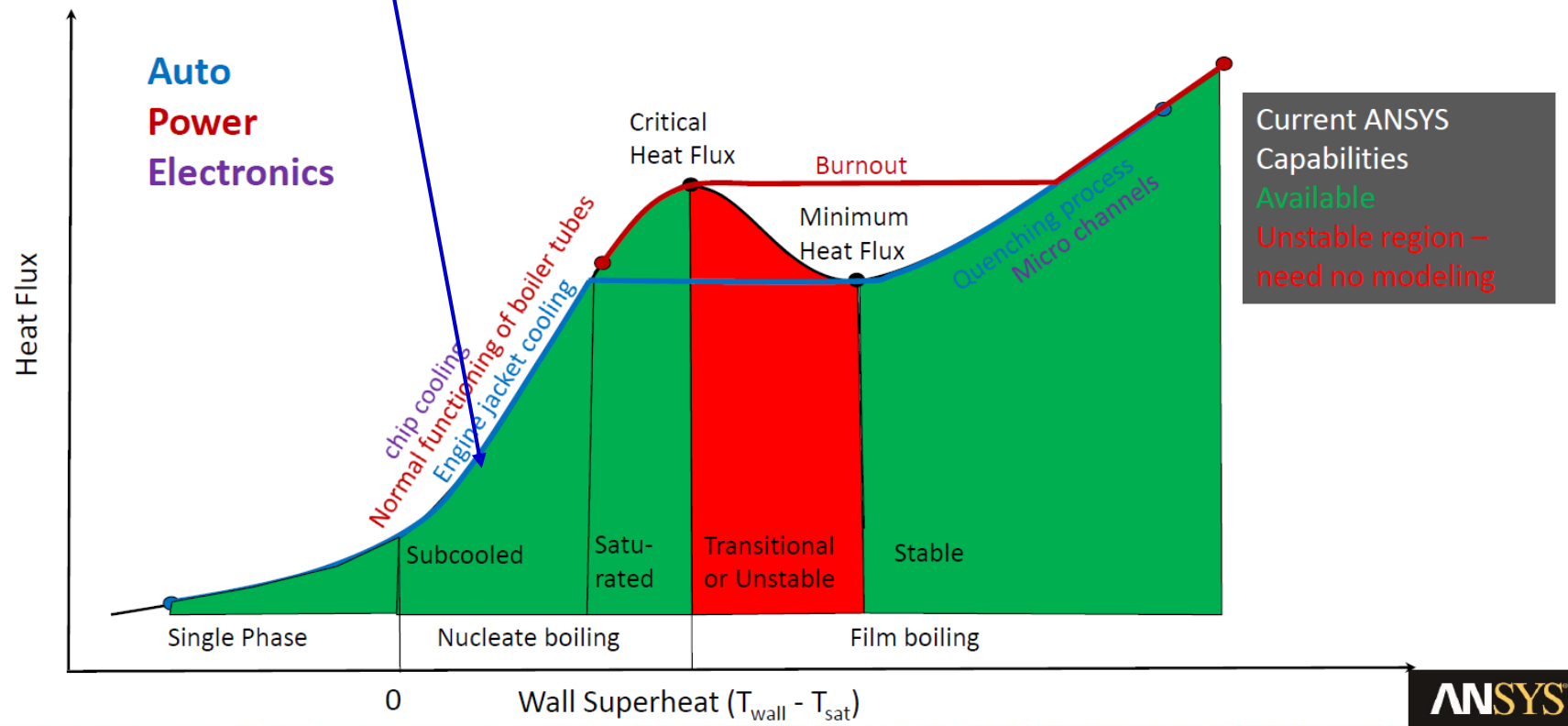
Nukiyama experiment

# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Le processus d'ébullition en vase – extension aux canaux

Ça se complexifie !

Si %vapeur < 5 à 8 % -> idem ébullition en vase



Partenariat avec l'industrie ?



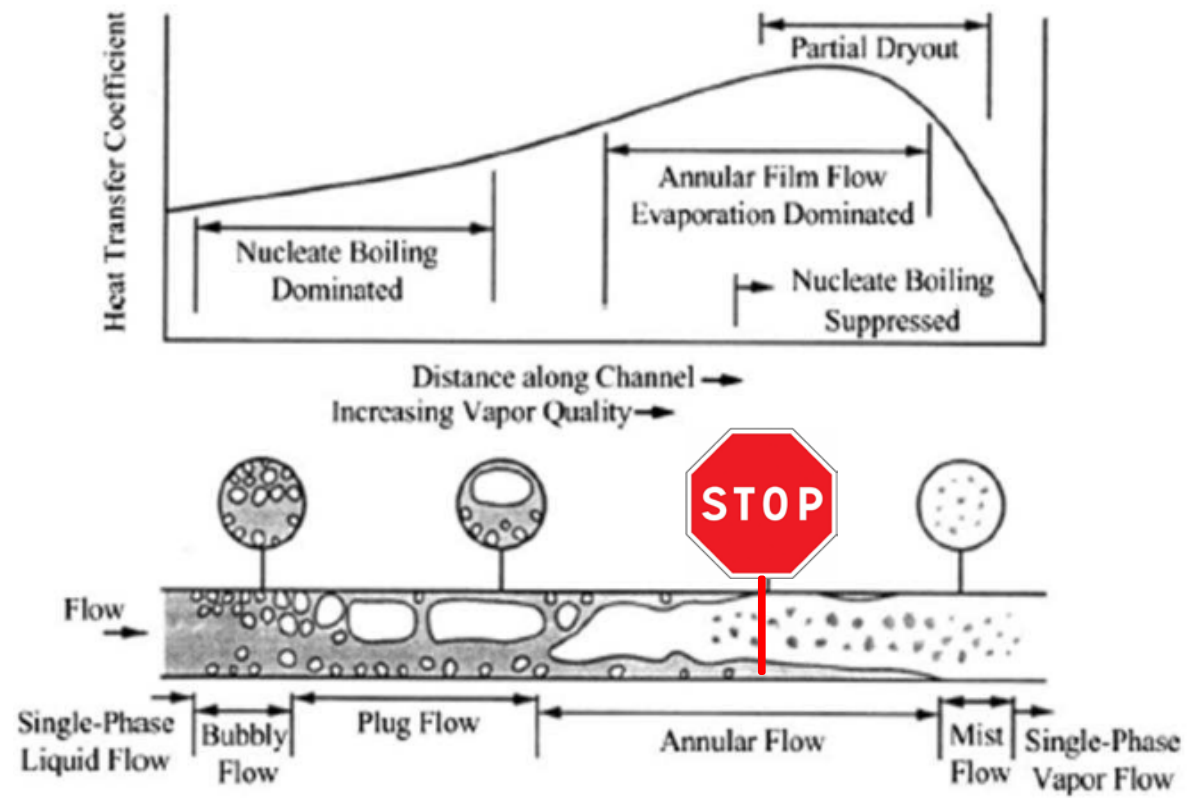
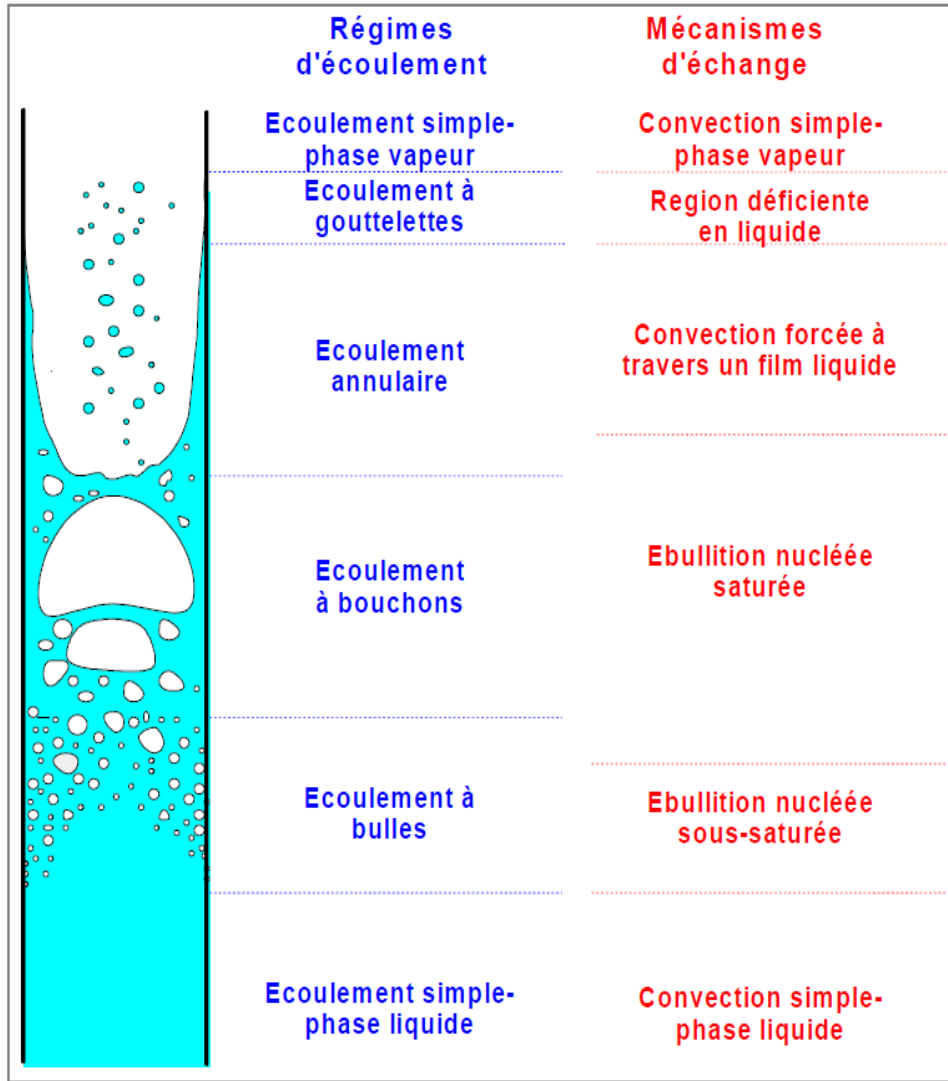
# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Régimes d'écoulement

$$\Delta T_{fl} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$

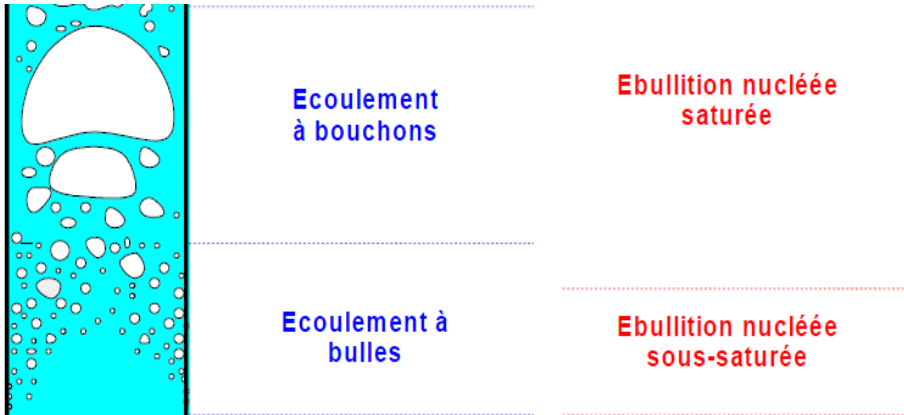
<https://www.youtube.com/watch?v=D6tvQwyikNM>

<https://www.youtube.com/watch?v=E6vHrAYEhso>



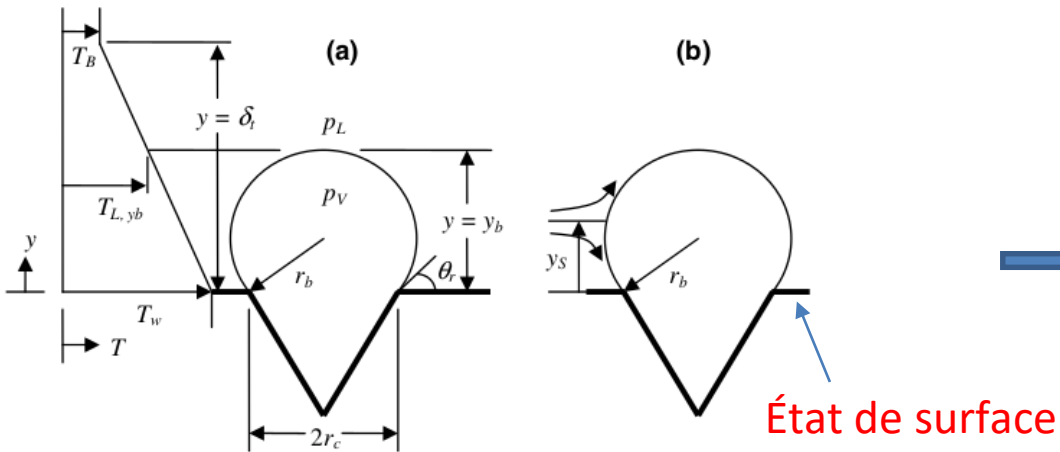
# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Démarrage de l'ébullition nucléée



L'équilibre conditionnant la libération des bulles dépend de :

- La tension de surface liquide/gaz
- La taille de la bulle et sa flottabilité (effets de gravité)
- La température
- Le champ de vitesse autour de la bulle

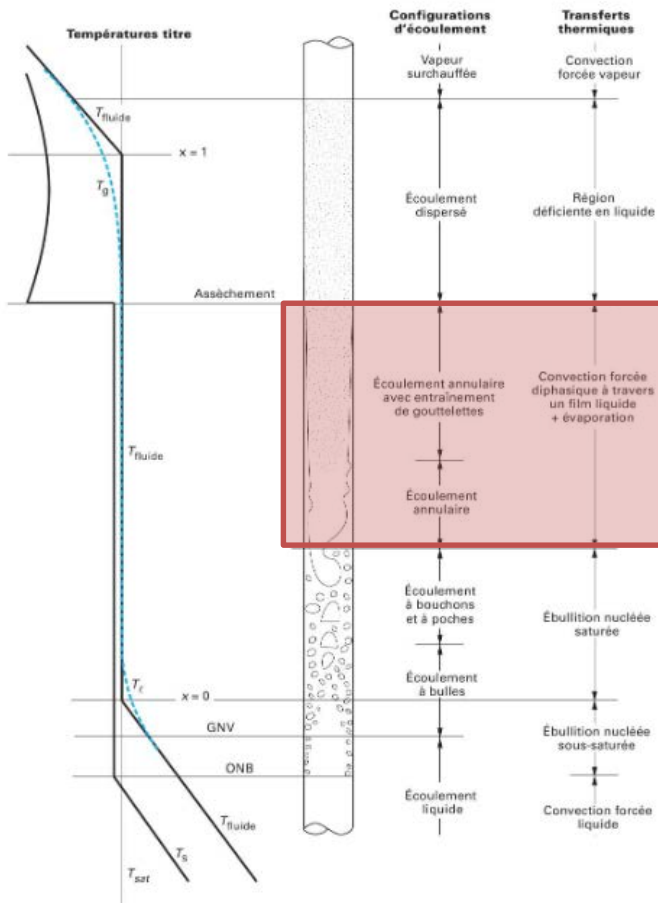


- Surchauffe de paroi/liquide avant libération des bulles
- La libération des premières bulles crée des turbulences qui favorisent le détachement des autres bulles

Développement des bulles à la surface du canal

# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Compréhension de l'évaporation convective



En régime annulaire :

- HTC plus faible, mais convection forcée plus importante
- La chaleur est conduite à travers le liquide, qui s'évapore au niveau de l'interface liquide/vapeur

# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Ébullition nucléée vs Évaporation convective

Apparition des premières bulles



Augmentation du nombre de bulles et du % de gaz



Augmentation vitesse fluide



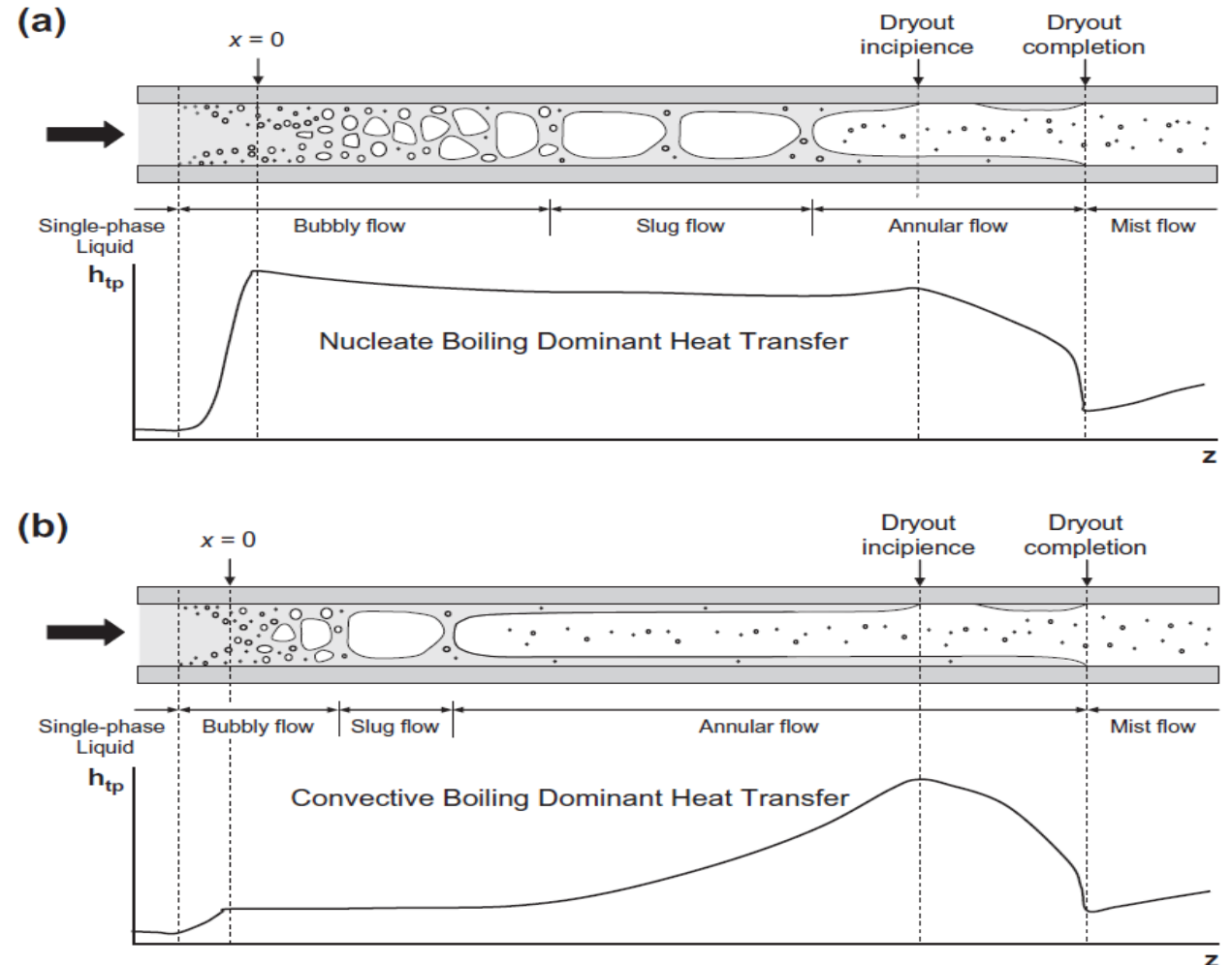
Formation couche mince de liquide à la paroi



Évaporation convective prédominante/nucléation

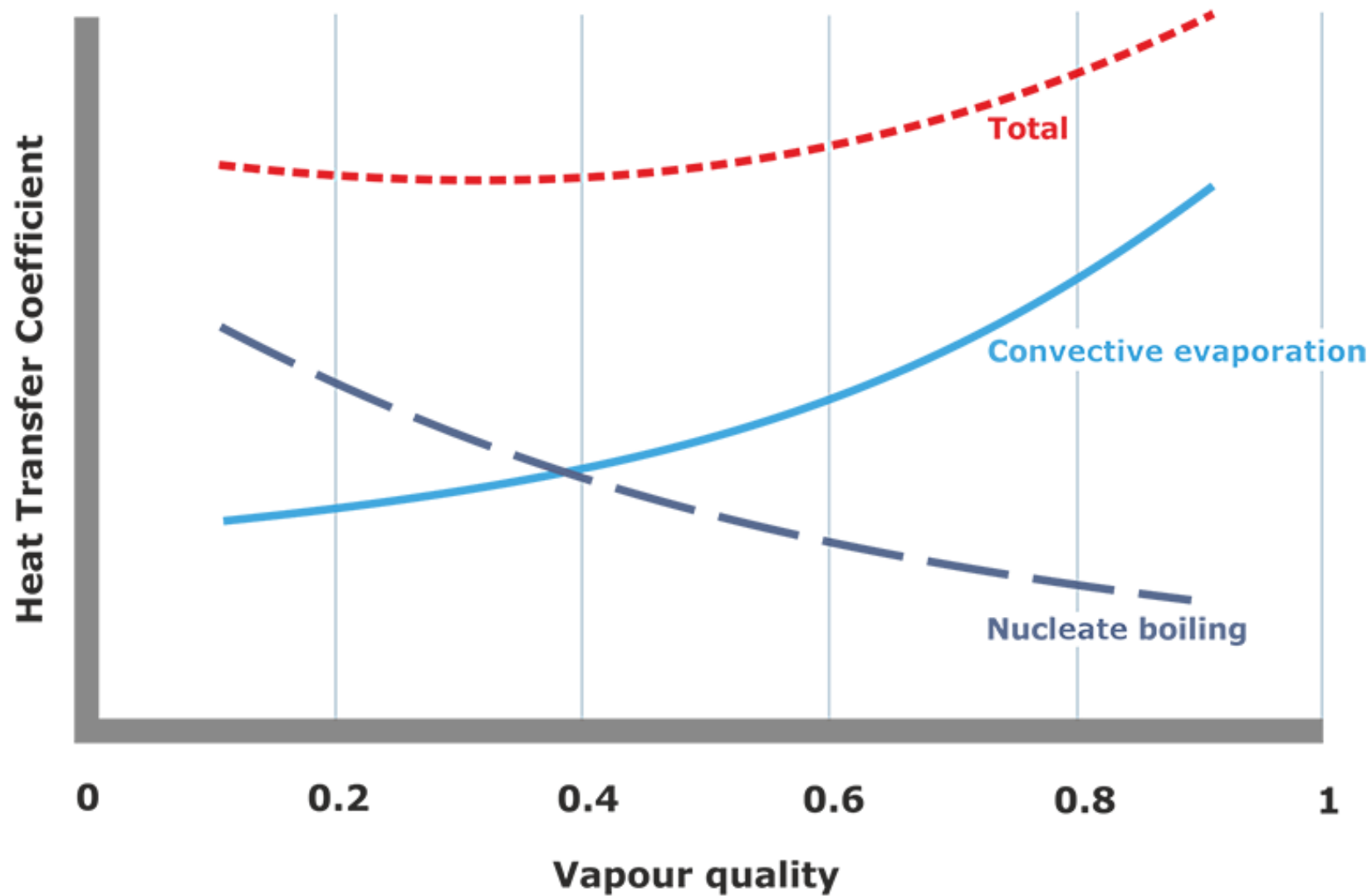
➤ Échelle du HTC ?

➤ Évolution de l'écoulement ?



# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Contribution des deux régimes

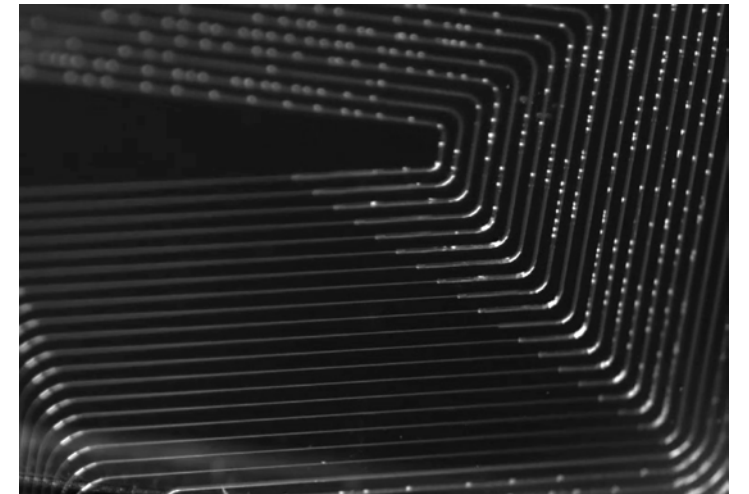


Contexte des études au LAPP

## Problématiques du refroidissement

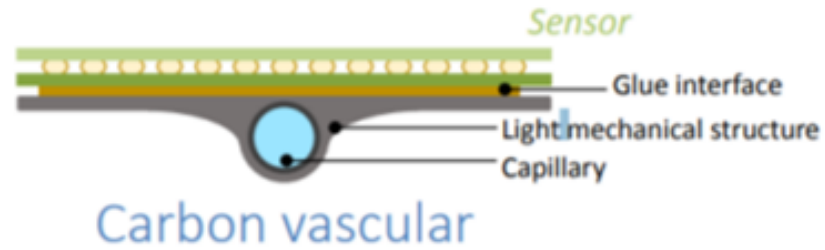
- Aspects macroscopique
- Comportement des fluides en évaporatif
- Particularités des micro-canaux

La simulation avec FLUENT



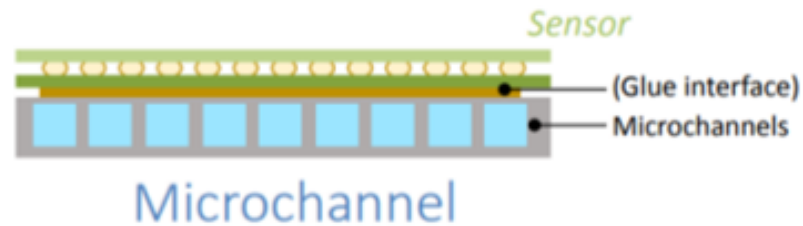
# Problématiques du refroidissement – Particularités des micro-canaux

## Mini-canaux vs Micro-canaux



**Pixel ITk**

Tubes de refroidissement  
+ Structure mécanique  
+ Interfaces thermiques



**Micro-canaux aujourd'hui**

Micro-canaux intégrés  
dans la structure mécanique  
+ Interfaces thermiques

Particularité physique : forces interfaciales prépondérantes sur la gravité

# Problématiques du refroidissement – Particularités des micro-canaux

## Mini-canaux vs Micro-canaux

### Avantages micro-canaux

#### Général.....

- Possibilité formes optimisées (fabrication additive)
- Plus grandes surfaces d'échanges à volume donné  
-> diminution de la densité de puissance thermique
- HTC plus grand

### Inconvénients micro-canaux

- Instabilités rendant le comportement plus difficile à maîtriser et à simuler

#### Cas du substrat silicium.....

- Compacité, moins d'interfaces, bonne conductivité -> diminue gradient conductif
- Bonne résistance mécanique, purement élastique
- Pas de dilatation différentielle / sensors + FEchips
- Cher et fabrication tributaire de batchs
- Comportement fragile

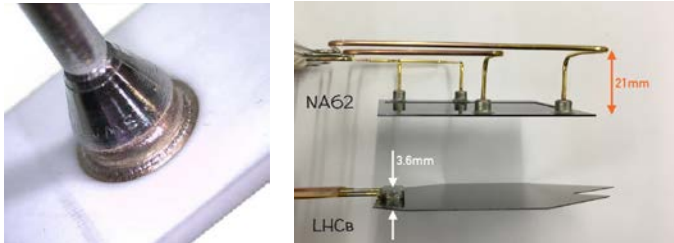


# Micro-structured (Silicon?) cold plate

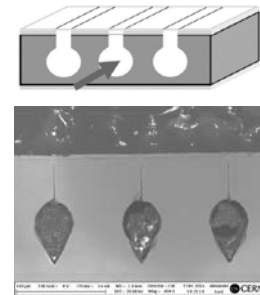
## Main challenges

### Reliable miniaturized hydraulic connectors

metal connectors soldered (Ti/Ni/Au) on silicon and ceramic



CMOS-compatible processes

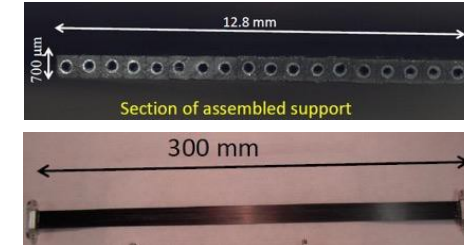


### Alternative fabrication technologies

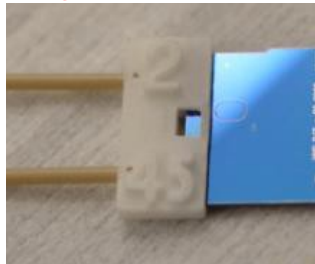
Cold plates in 3D printed ceramic



Ultra-thin polymer pipes in carbon/graphite matrices



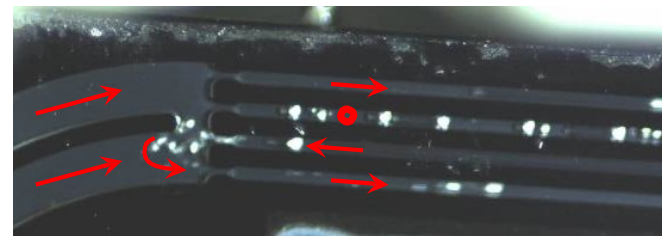
3D printed polymer glued on silicon



3D printed ceramic soldering?



### Boiling dynamic control

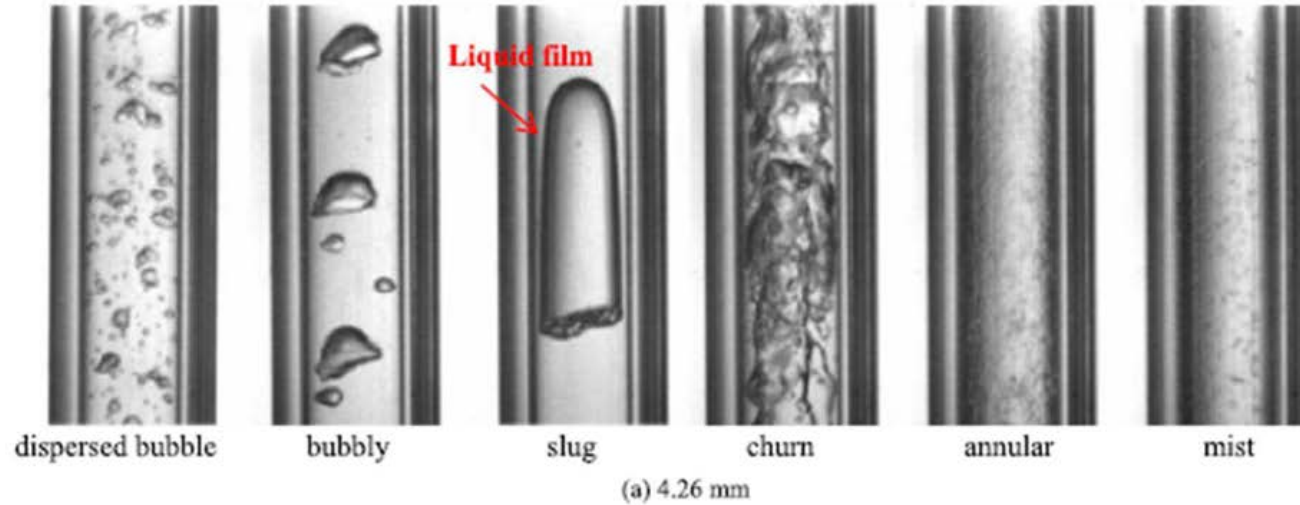


- Flow instabilities
- Delayed boiling (superheated liquid)
- Excess of pressure drop
- Reliable  $\Delta p$ , HTC and dry-out forecast
- Design adapted to different working points

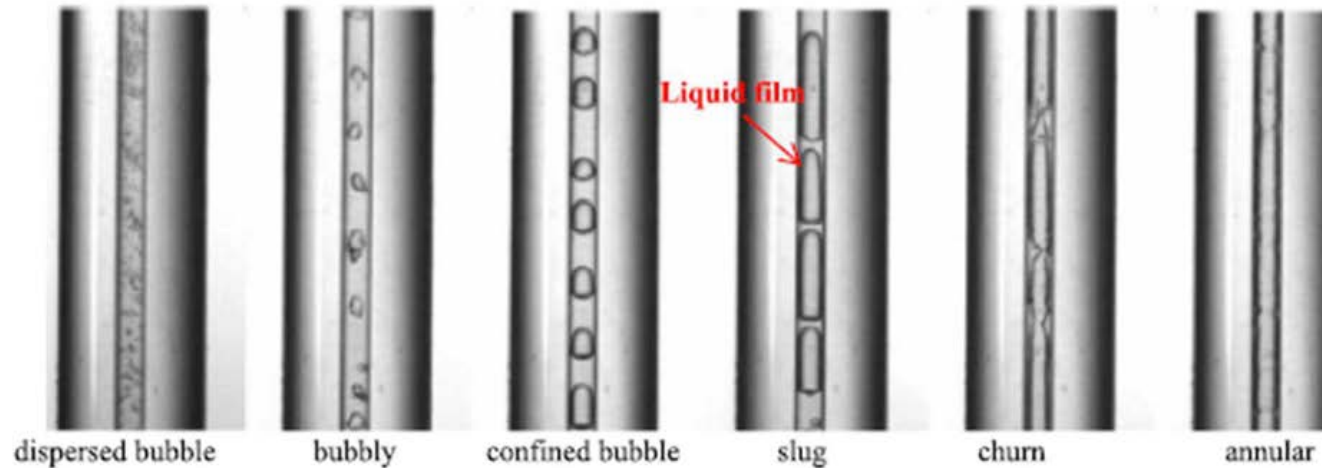
# Problématiques du refroidissement – Particularités des micro-canaux

## Régimes d'écoulement

Macro-canaux



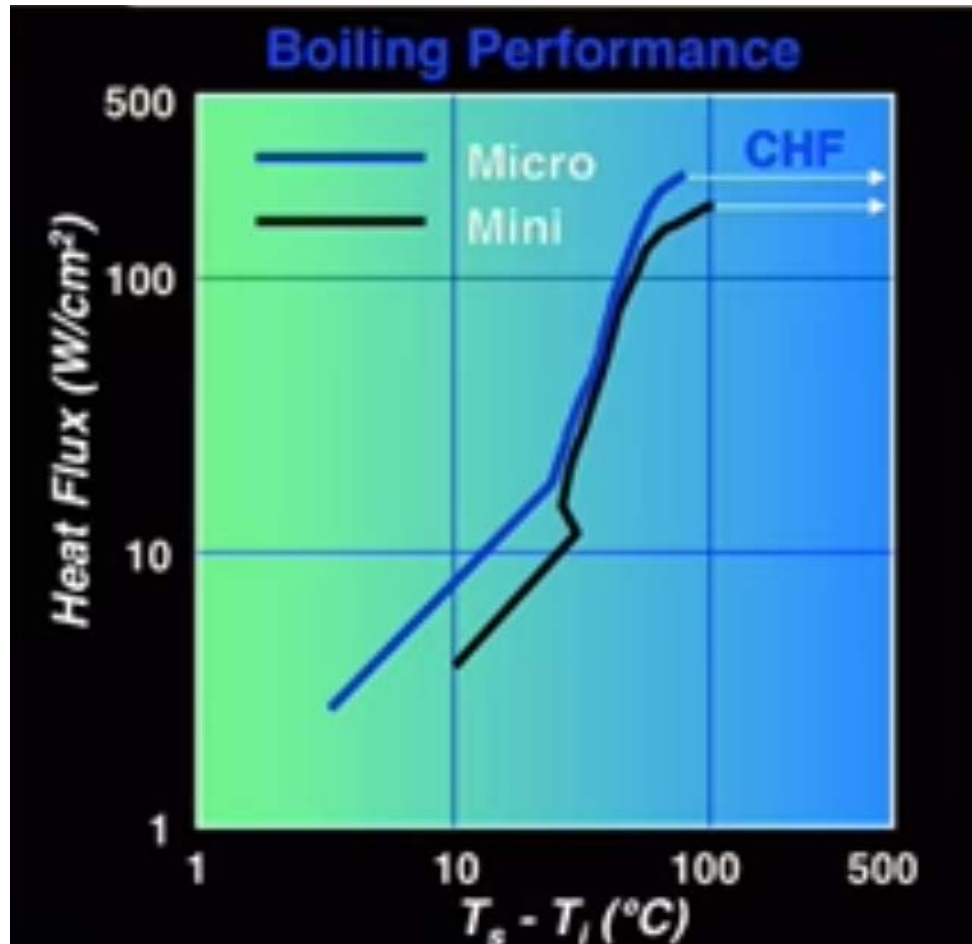
Micro-canaux



- État de surface
- Diamètre des bulles
- Tension de surface / gravité

# Problématiques du refroidissement – Particularités des micro-canaux

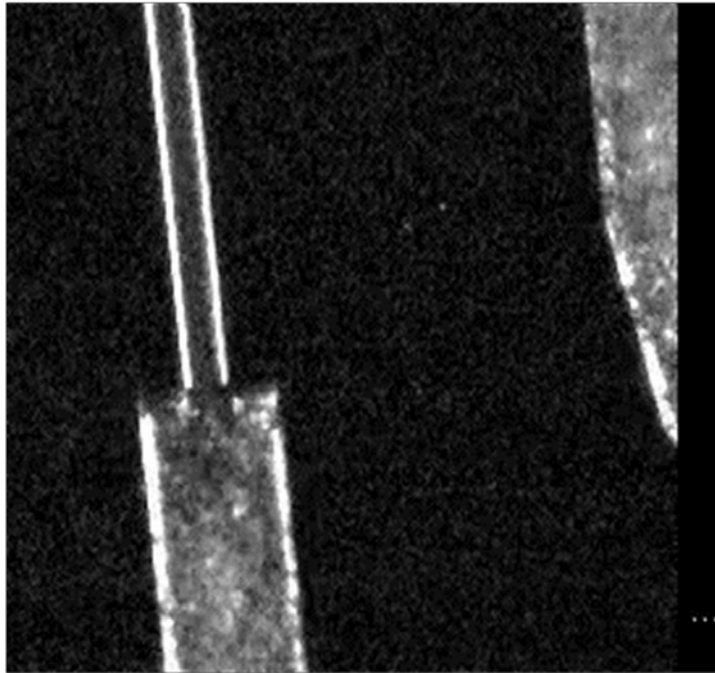
## Mini-canaux vs Micro-canaux – effet de la chute de pression



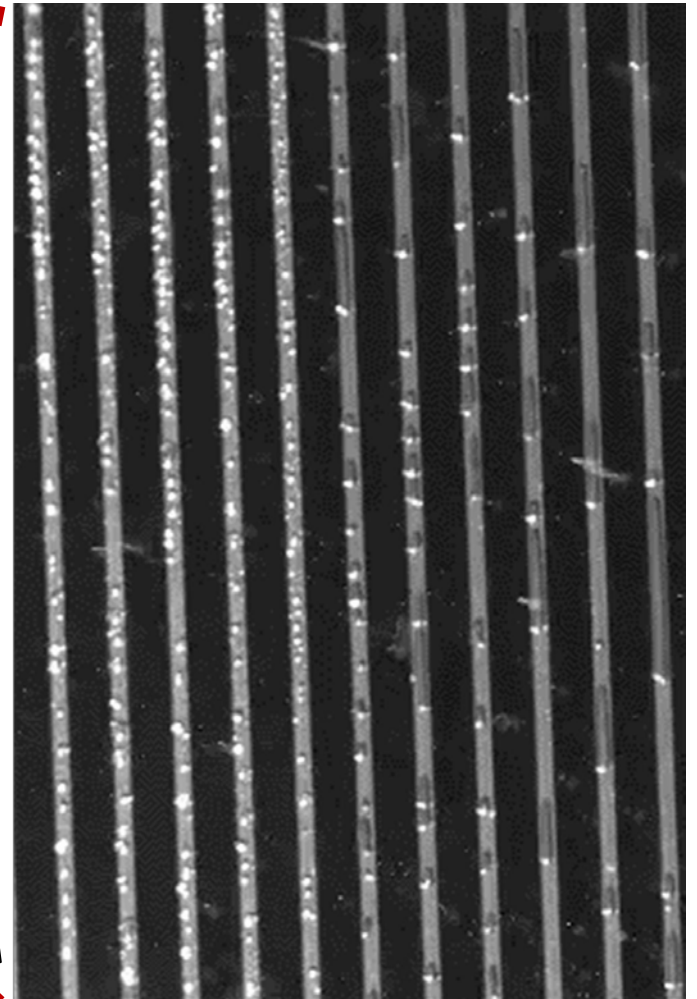
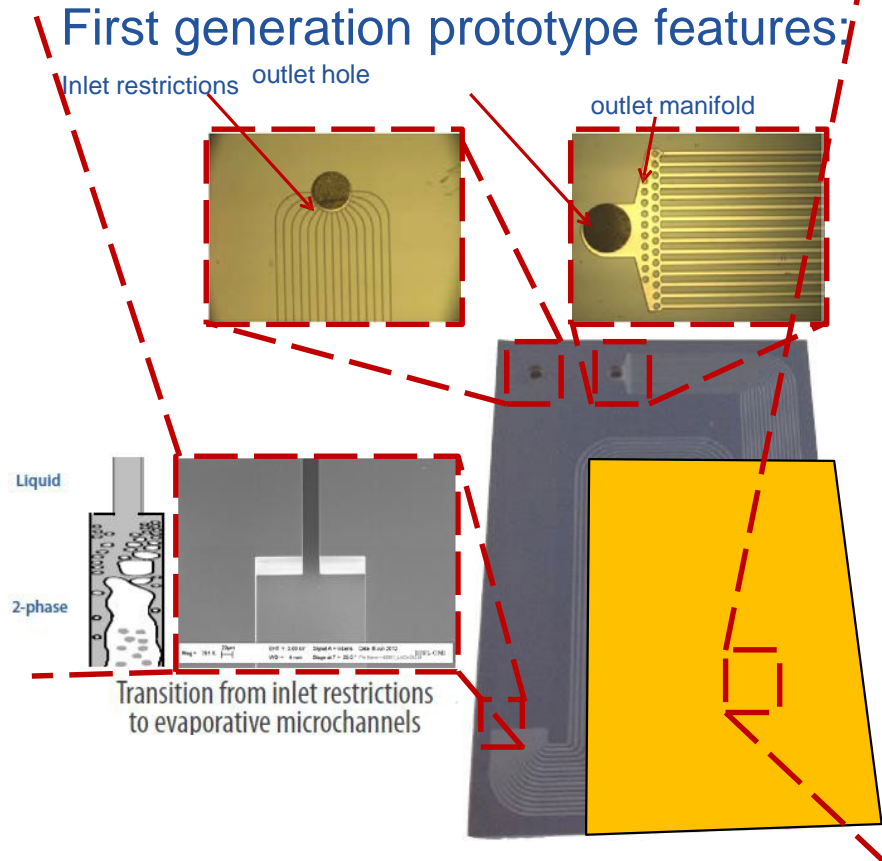
Mini: 2.50 mm 0.07 m/s inlet velocity  
Micro: 0.51 mm 0.31 m/s inlet velocity

# (Preliminary) CO<sub>2</sub> boiling features at the microscale

**Note:** the flow pattern is “bubbly” for a large portion, and even towards the end of the channel (moving up in the movie), it is still “slug”

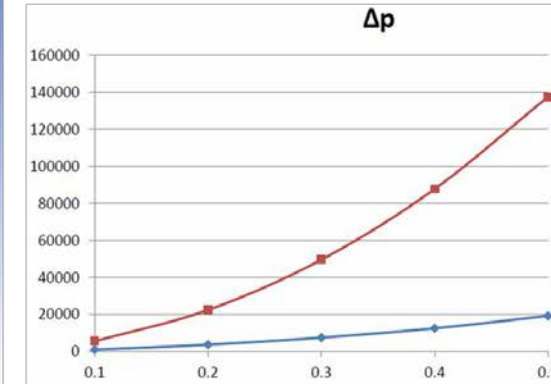
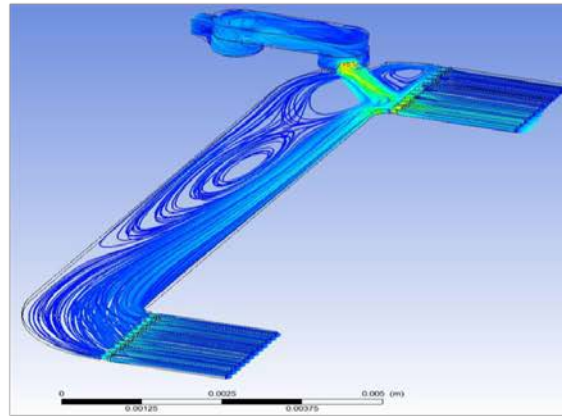
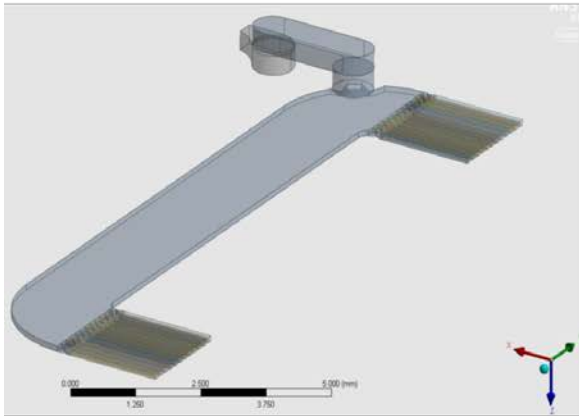


**Note:** if the subcooling in the restriction is not excessive the backward facing step induces flash boiling at the entrance of the channel

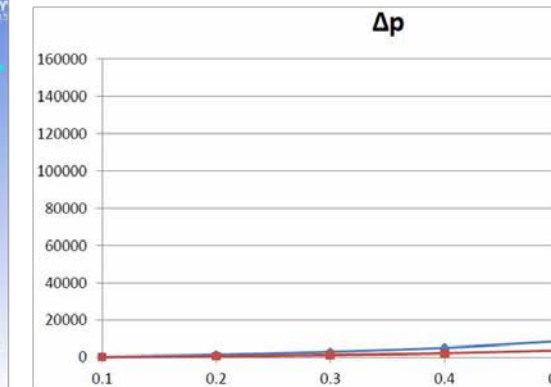
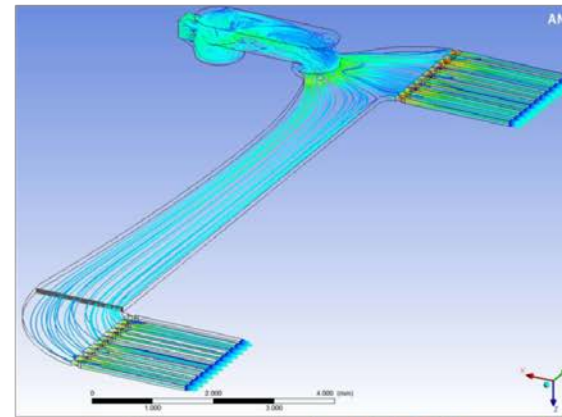
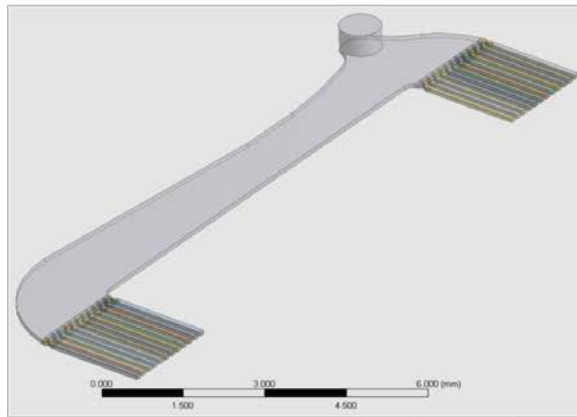


# Micro-fluidic design → fluid mechanics design

## Poor distribution manifold design



## Correct distribution manifold design



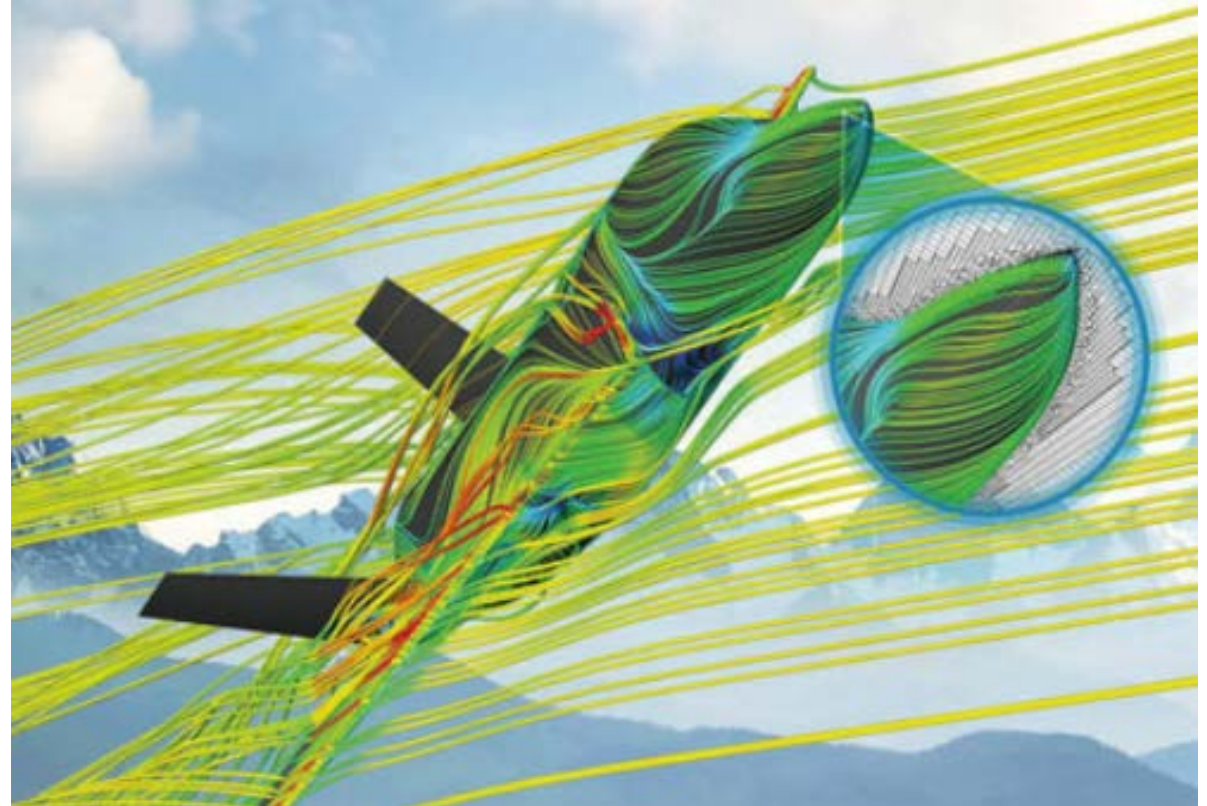
(low-drag five-digit symmetric NACA profile 23021)

## Contexte des études au LAPP

### Problématiques du refroidissement

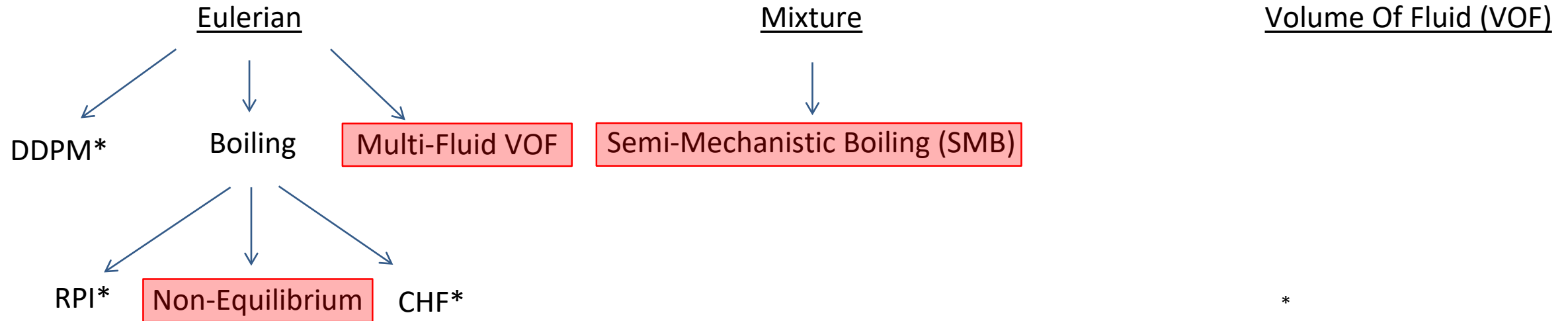
- Aspects macroscopique
- Comportement des fluides en évaporatif
- Particularités micro-canaux

# La simulation avec FLUENT



# La simulation avec FLUENT

## Modèles multiphasiques : approche Euler-Euler



\*  
DDPM : Dense Discrete Phase Model  
RPI : Rensselaer Polytechnic Institute  
CHF : Critical Heat Flux

- Mises à jour régulières de Fluent
- Intégration de nouveaux modèles de changement de phase (le SMB est le plus récent)
- Objectif : avoir des modèles les mieux adaptés aux multiples applications possibles

# La simulation avec FLUENT

## Modèles multiphasiques : approche Euler-Euler

➤ Eulerian models :

- pression partagée par les phases
- équations de moment et de continuité indépendantes pour chaque phase
- traite des écoulements séparés ou dispersés

➤ Mixture models :

- modèle eulérien "simplifié"
- différentes phases considérées comme un mélange
- équations résolues pour ce mélange

➤ VOF model :

- méthode de capture d'interface
- équation de continuité commune aux différentes phases
- adapté pour des écoulements séparés



dispersed bubble

Écoulement dispersé



annular

Écoulement séparé



# La simulation avec FLUENT

## Particularités des modèles multiphasiques étudiés

### ➤ Modèle Eulerian Multi-Fluid VOF

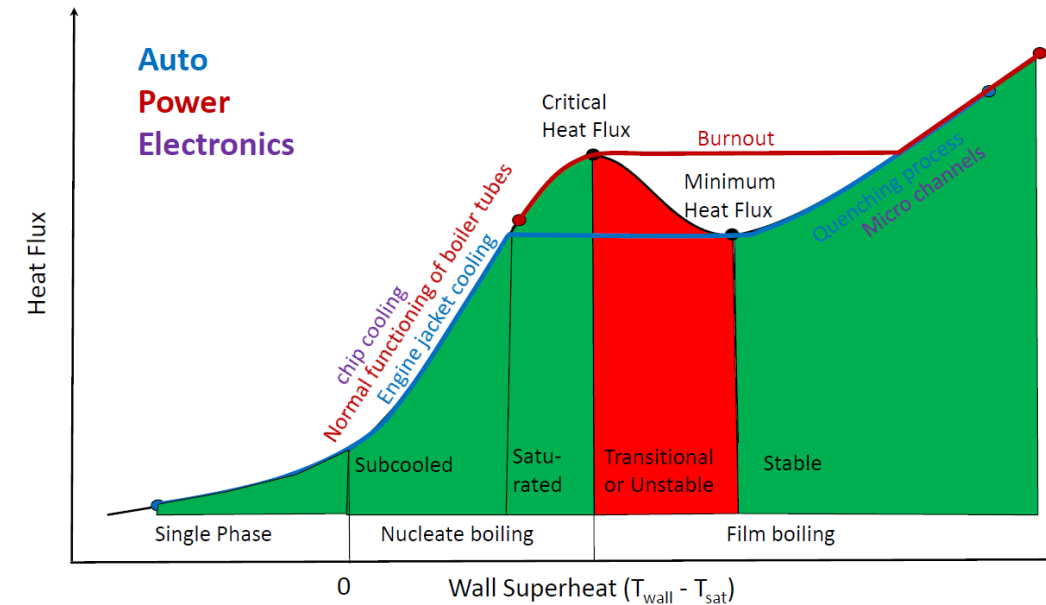
- Couplage des modèles Eulerian et VOF : phases indépendantes et tout type d'écoulement
- Traite tout type d'interface

### ➤ Modèle Eulerian Non-Equilibrium Boiling

- Modélisation du départ de l'ébullition nucléée/de l'ébullition sous-refroidie
- Calcul de la température de la vapeur
- Flux de chaleur total = convectif (phase liquide) + quenching + évaporatif + convectif (phase vapeur) + flux (autres gaz)

### ➤ Modèle (Mixture) Semi-Mechanistic Boiling

- Modélisation de l'ébullition nucléée sous-refroidie

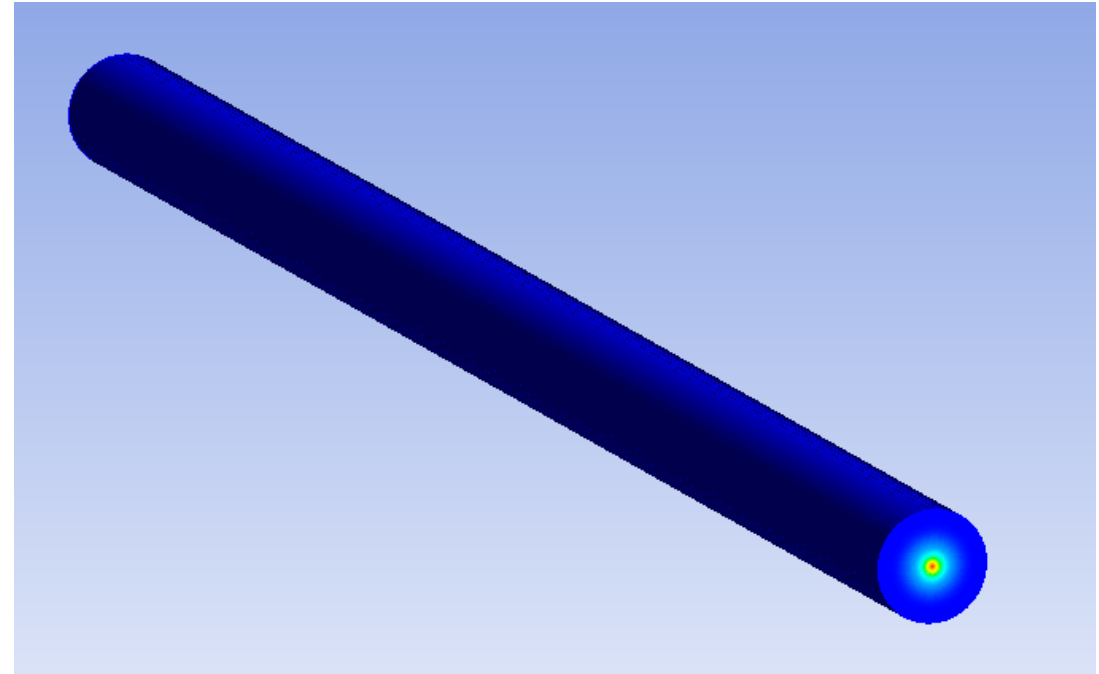


# La simulation avec FLUENT

## Hypothèses et simplifications

- Pour toutes les simulations effectuées :
  - Modèle 2D (plan puis axisymétrique)
  - **Bulles** parfaitement sphériques, de diamètre constant
  - Flux thermique uniforme sur la paroi
  - **Rugosité** du micro-canal négligée
  - Paramètres numériques à adapter

- **Première approche du problème**

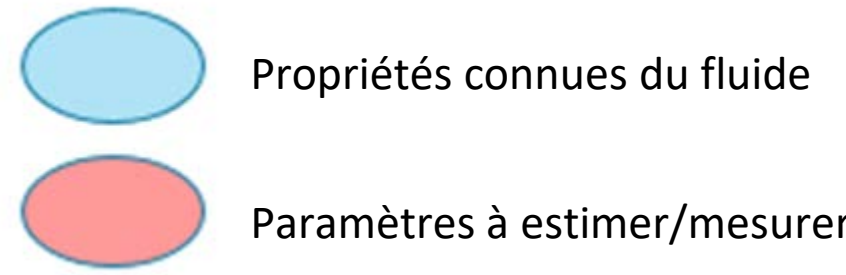


Titre en vapeur (2D axisymmetric)

# La simulation avec FLUENT

## Fréquence d'évaporation

- Coefficient à fixer : modèle de transfert de masse "Evaporation-Condensation"  
Modèles Multi-Fluid VOF et Semi-Mechanistic Boiling

$$coef f = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} L \left( \frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)$$


Fréquence d'évaporation ( $s^{-1}$ )

- Coefficient crucial pour le comportement de l'écoulement dont on ne peut qu'estimer un ordre de grandeur
- Il doit être ajusté avec des **données expérimentales**

# La simulation avec FLUENT

## Études numériques

Modèle 2D Plan

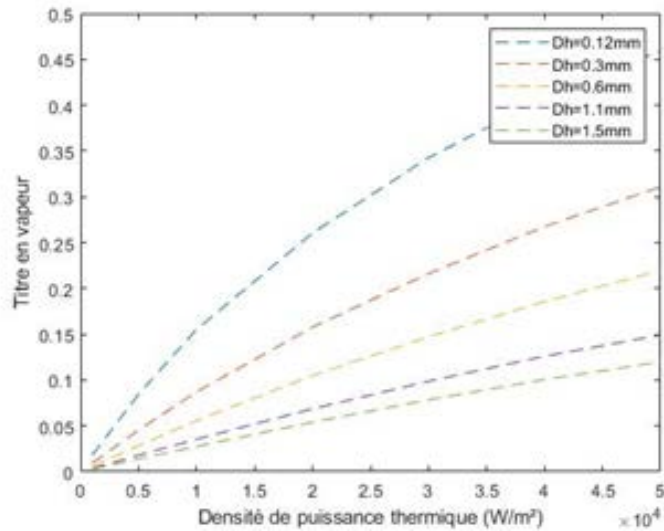
Paramètres de sortie étudiés : chute de pression, titre en vapeur, différentes températures en jeu, HTC

<b>Vitesse massique (<math>\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \text{s}^{-1}</math>)</b>	[200 ; 5000]
<b>Flux thermique (<math>\text{W}/\text{m}^2</math>)</b>	[0 ; 50 000]
<b>Température de saturation (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	[-35 ; 15]
<b>Diamètre hydraulique (mm)</b>	[0,12 ; 1,5]
<b>Evaporation frequency (<math>\text{s}^{-1}</math>)</b>	[0,1 ; 1000]

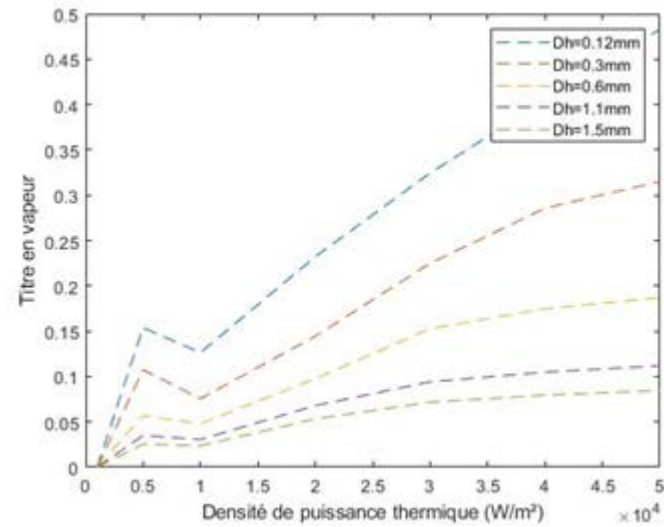
# La simulation avec FLUENT

## Influence du diamètre

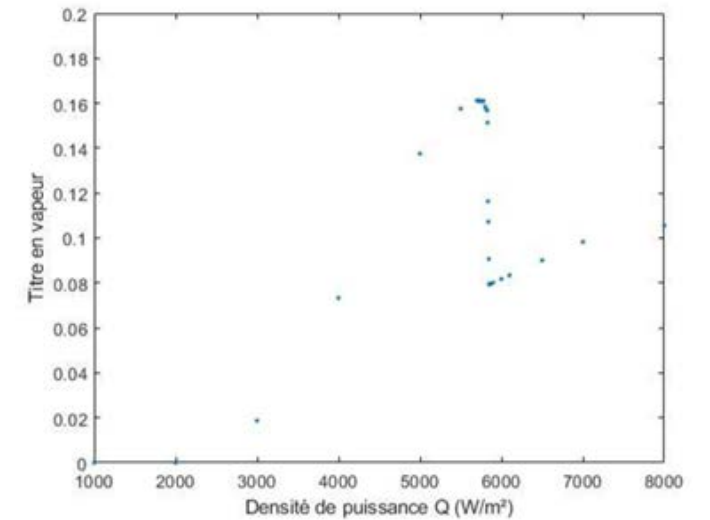
- Évolution du titre en fonction du flux thermique imposé
- Phénomène non-linéaire entre 0 et 10kW/m<sup>2</sup> : titre et chute de pression
- Au-delà : résultats semblables



Multi-Fluid VOF



Non-Equilibrium Boiling



Diamètre : 0.12 mm

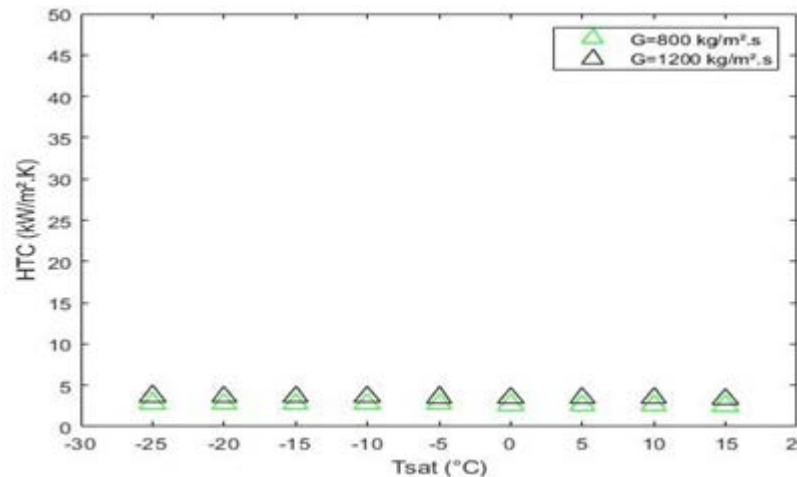
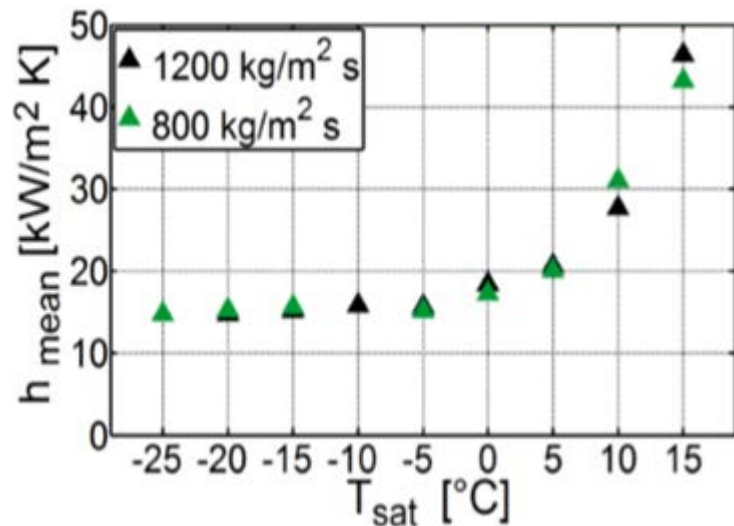
# La simulation avec FLUENT

## Résultats

- Comportements du Multi-Fluid VOF model et du SMB quasi identiques
- Non-Equilibrium model différencie la température de chaque phase et présente une instabilité
- La **fréquence d'évaporation** est un paramètre primordial
- Les comportements des différents modèles sont probablement trop réguliers

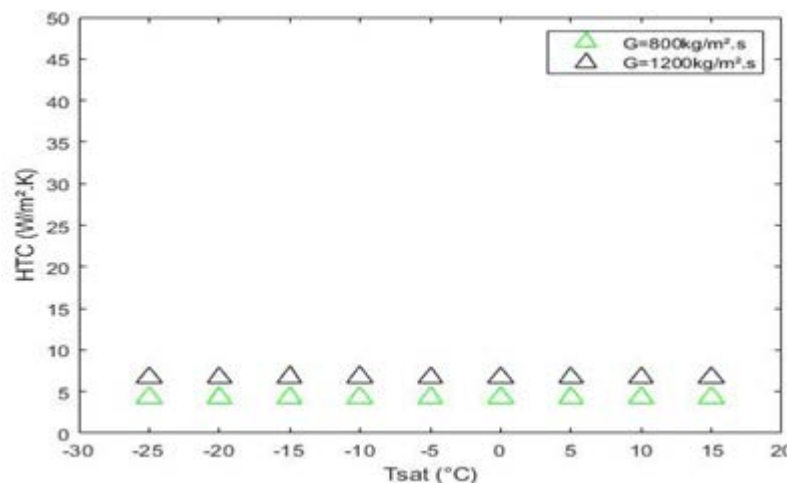
# La simulation avec FLUENT

## Comparaison données expérimentales – Résultats numériques



HTC Multi-Fluid VOF

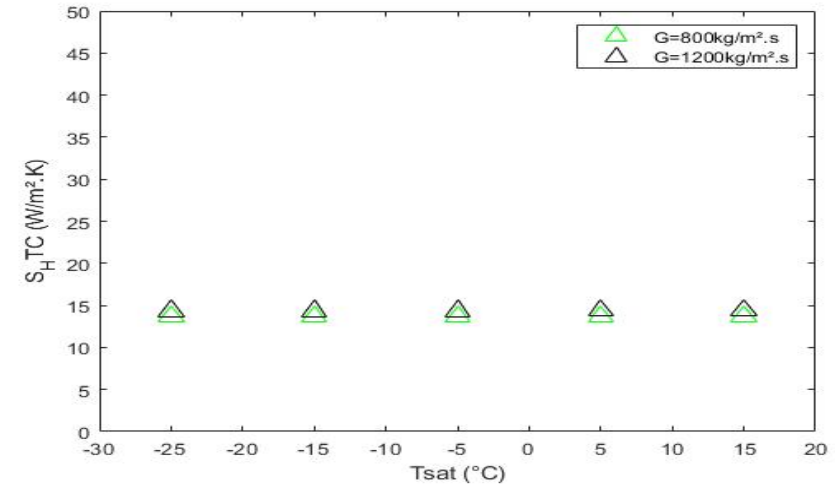
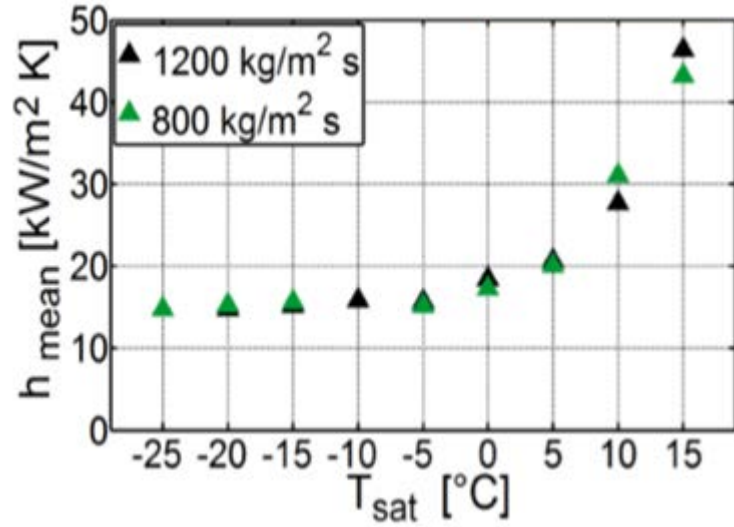
- Il semble important de mettre en place une modélisation plus précise
- Derniers résultats de mon rapport de stage



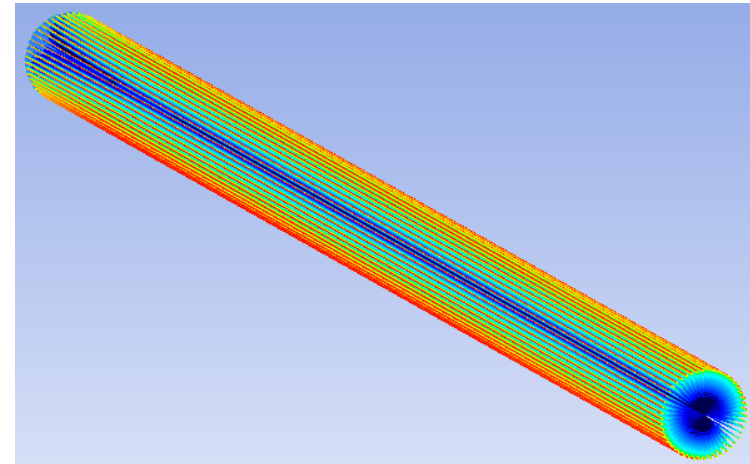
HTC Non-Equilibrium boiling

# La simulation avec FLUENT

## Comparaison données expérimentales – Résultats numériques



### Non-Equilibrium Boiling Model, Axisymmetric



- Progrès important : maintenant il faut essayer de corriger le modèle pour retrouver l'augmentation du HTC



# La simulation avec FLUENT

## HTC avec Fluent : influence du maillage

Surface HTC :  $h = \frac{Q_{th}}{T_{paroi} - T_{référence}}$

➤ 2 coefficients distincts :

Wall Adjacent HTC :  $h = \frac{Q_{th}}{T_{paroi} - T_{adjacent}}$

Couche adjacente de fluide

25 microns

Couche adjacente de fluide

Couche adjacente de fluide

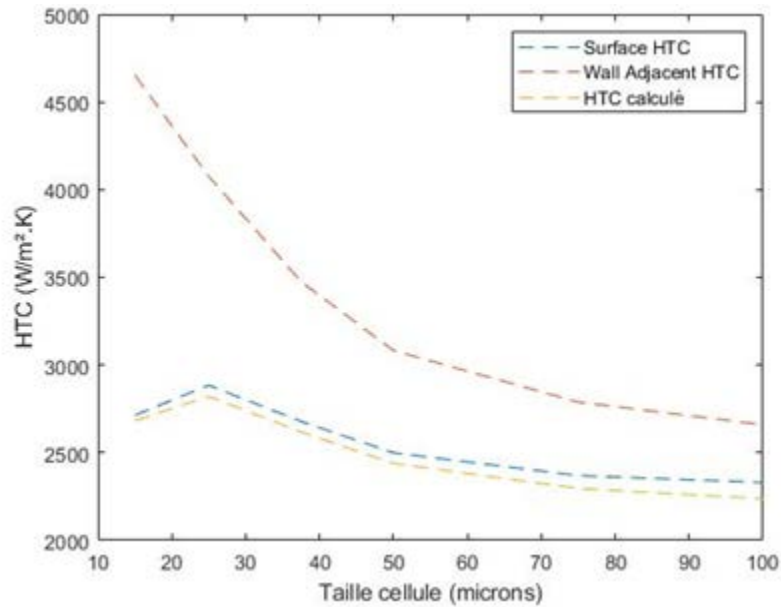
75 microns

Couche adjacente de fluide

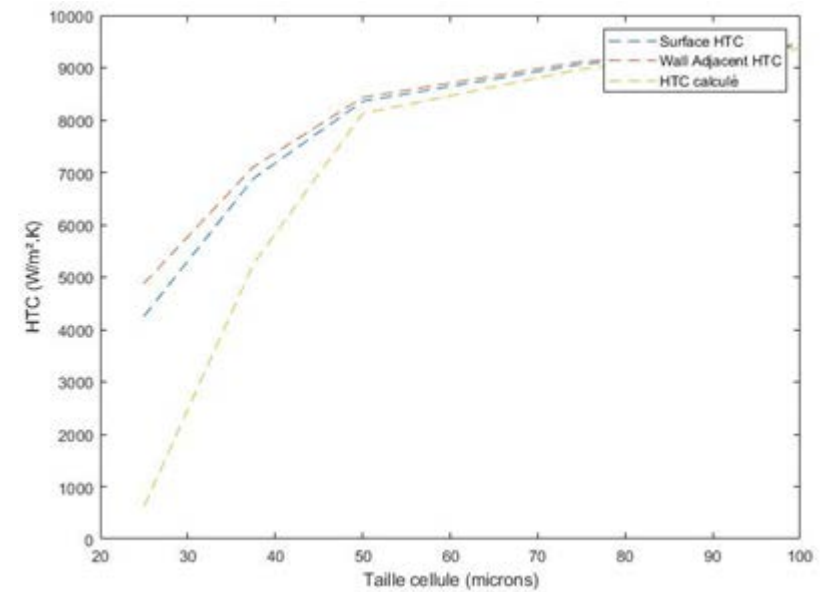
# La simulation avec FLUENT

## HTC avec Fluent : influence du maillage

- Les modèles se comportent différemment vis-à-vis de la taille des cellules
- Le HTC calculé par Fluent est dépendant du maillage : il s'agit d'un résultat indicatif



Multi-Fluid VOF



Non-Equilibrium Boiling

# La simulation avec FLUENT

## Limites et perspectives

- Limites physiques : diamètre des bulles, caractéristiques géométriques des canaux et inhomogénéités
- Limites numériques : maillage, paramètres des modèles (corrélations, théorie sur laquelle ils reposent), fréquence d'évaporation, paramètres de sortie (HTC)
- Limite d'étude : besoin de résultats expérimentaux pour pouvoir vérifier, améliorer et valider les simulations numériques

## CONCLUSION

### La suite ?

- Valider et recalibrer les premiers modèles de simulation à partir des résultats expérimentaux en micro-canal simple
- Nouveau stage et thèse en 2021-2023
  - Extension des études aux multi-micro-canaux
- Collaboration étendue avec labos fluidique
- Plus long terme collaboration sur fabrication additive

Merci de votre attention

## Les micro-canaux en mono phase

Que se passe-t-il quand on diminue la section de passage du fluide ?

Augmentation du nombre de Knudsen



(Equations de Navier-Stokes toujours valides)

$$Kn = \frac{\lambda}{D_h}$$

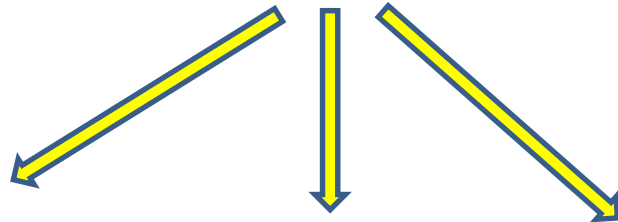
Libre parcours moyen



Valeurs typiques  $10^{-3}$  à  $10^{-1}$

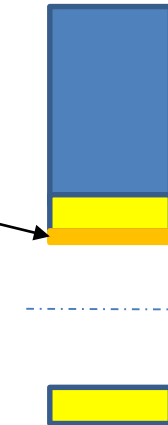
Diamètre hydraulique

Déséquilibre thermodynamique local dans la couche de Knudsen



Glissement

Saut de température



# Problématiques du refroidissement – Comportement fluide en évaporatif

## Ébullition nucléée vs Ébullition convective

### Ébullition nucléée

- HTC élevé
- $\Delta P$  élevé -> problématique pour les micro-canaux

### Premières phases de développement des bulles :

Initiation bulle sur paroi surchauffée

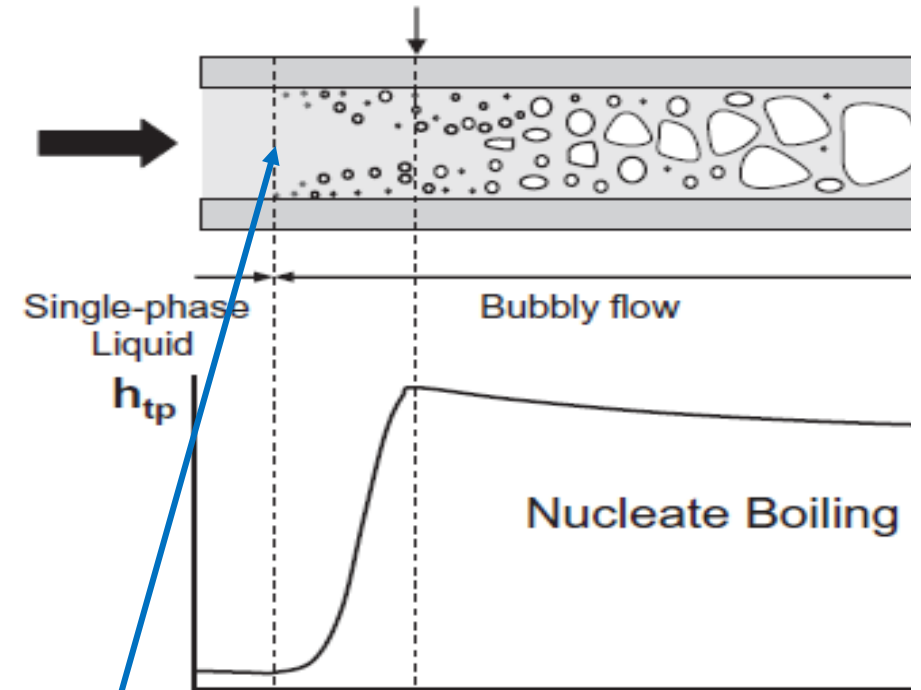


Détachement bulle qui migre vers le liquide sous-refroidi



Re-condensation

Inhomogénéité de température

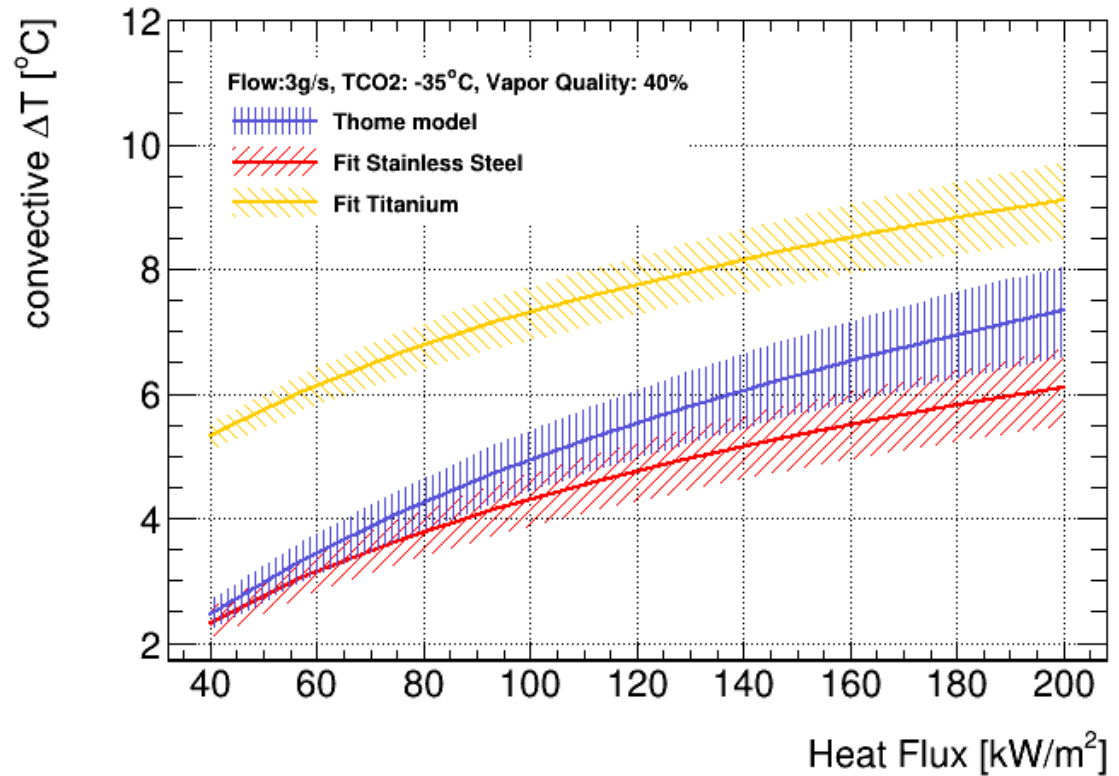
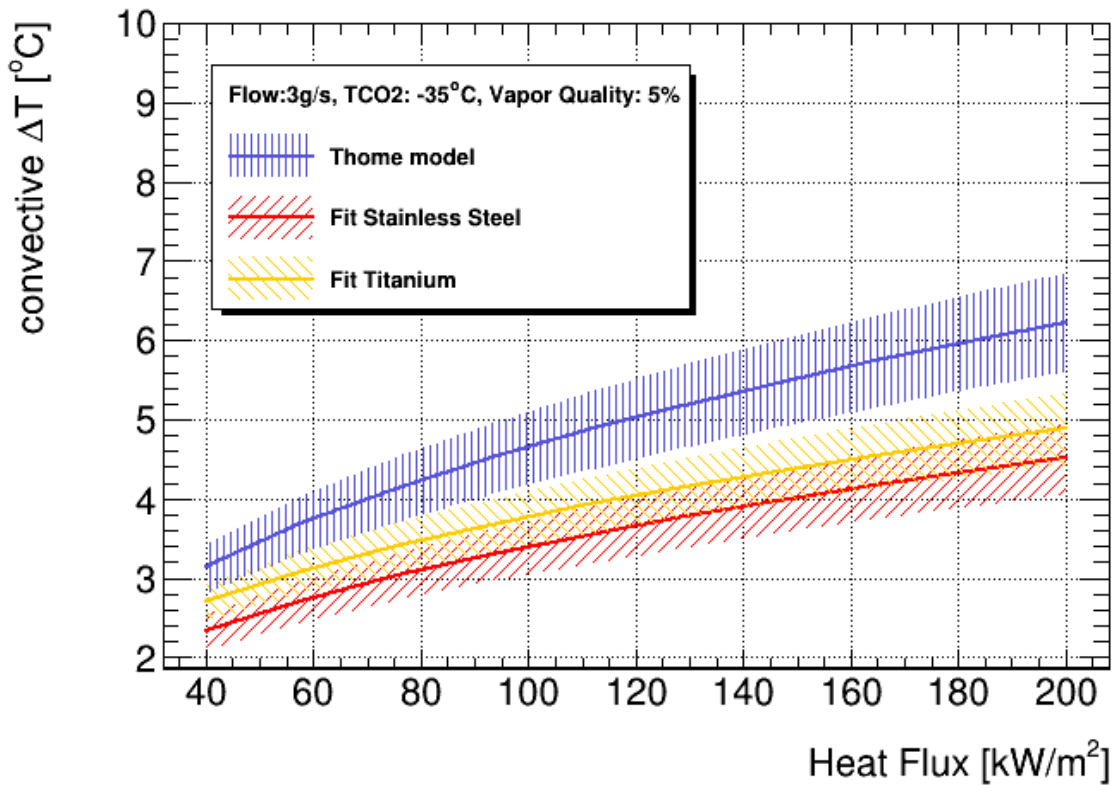


# Problématiques du refroidissement – Aspects macroscopiques

## Conséquences sur les gradients dans le fluide

ATLAS ITK /Pierre Barroca – CO2 ébullition / mini-canaux :

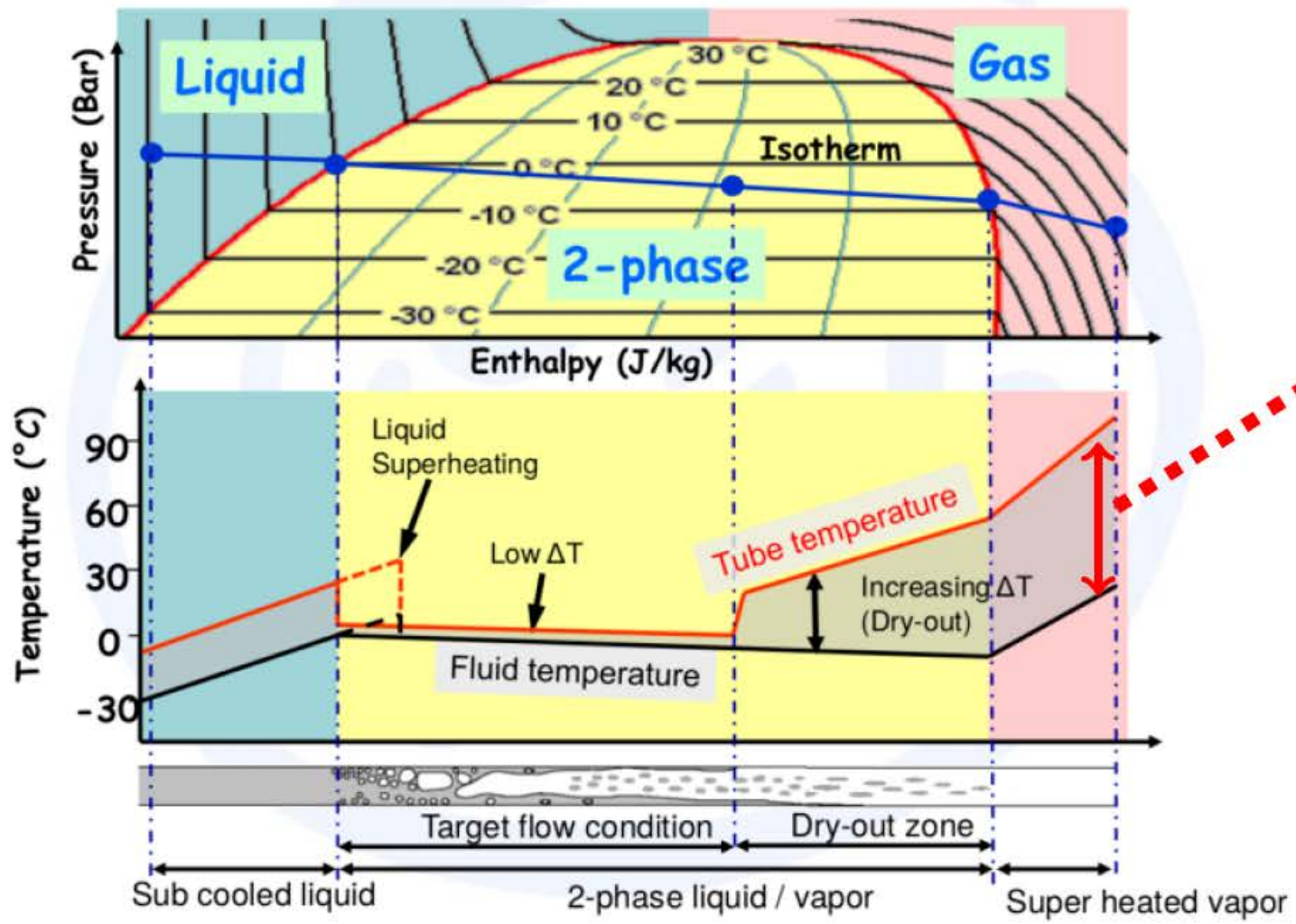
$$\Delta T_{fl} = \frac{\dot{q}}{HTC}$$





# Problématiques du refroidissement – Comportement des fluides en évaporatif

## Le process d'évaporation

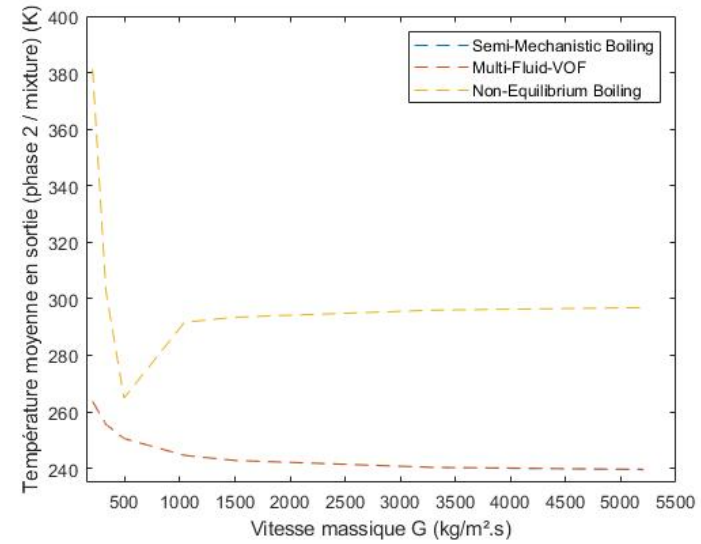
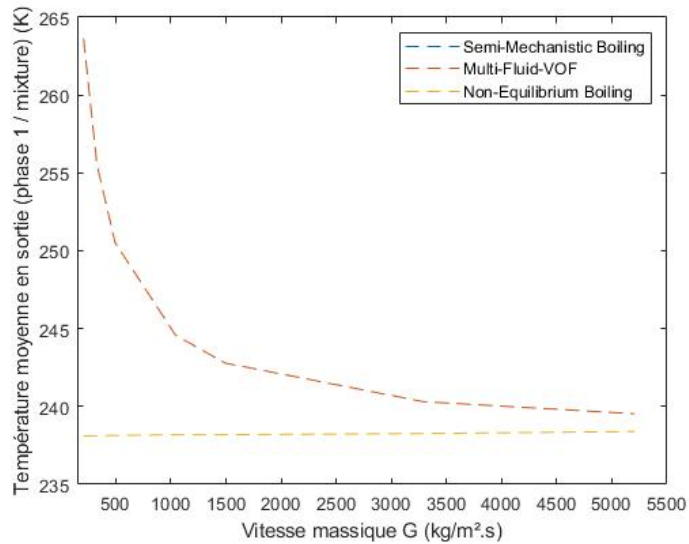
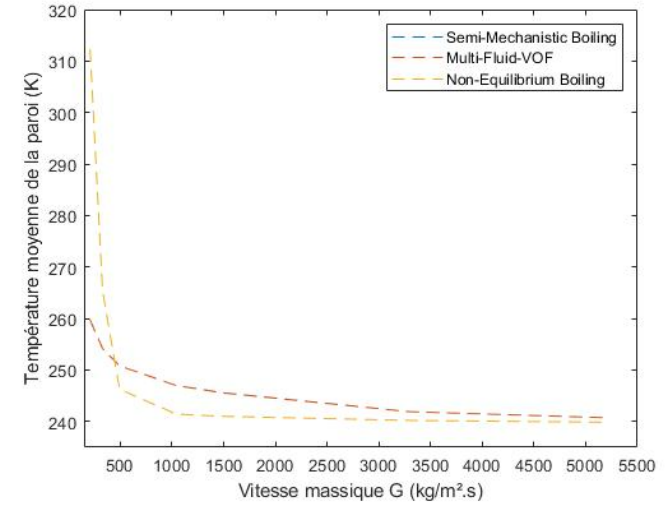
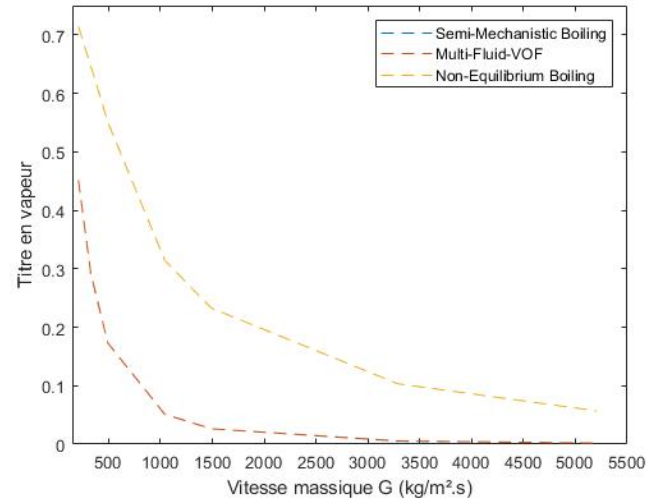
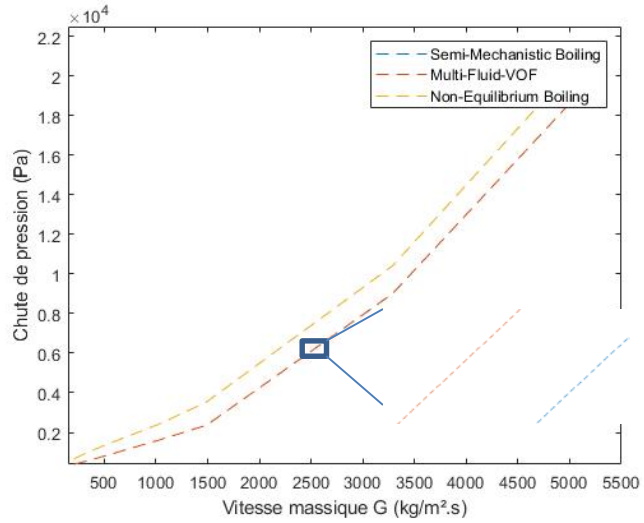


$$\Delta T_{\text{conv}} = \frac{\text{Tube heat flux}}{\text{CO}_2 \text{ HTC}}$$

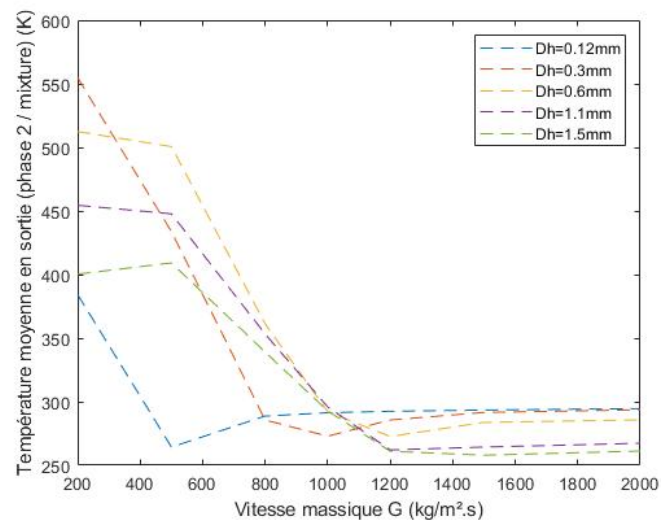
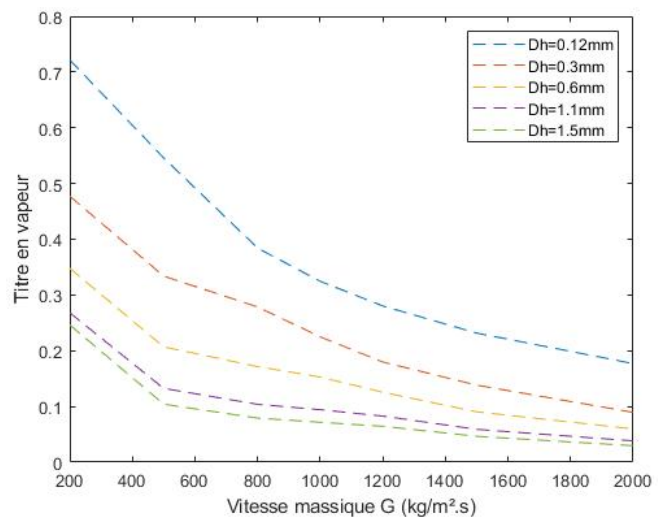
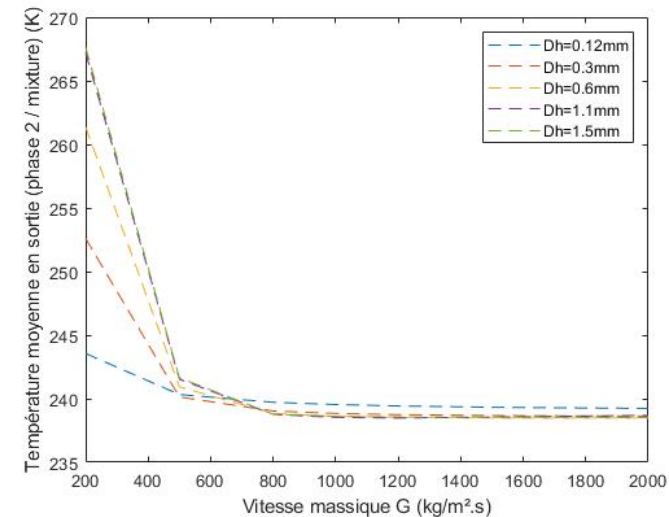
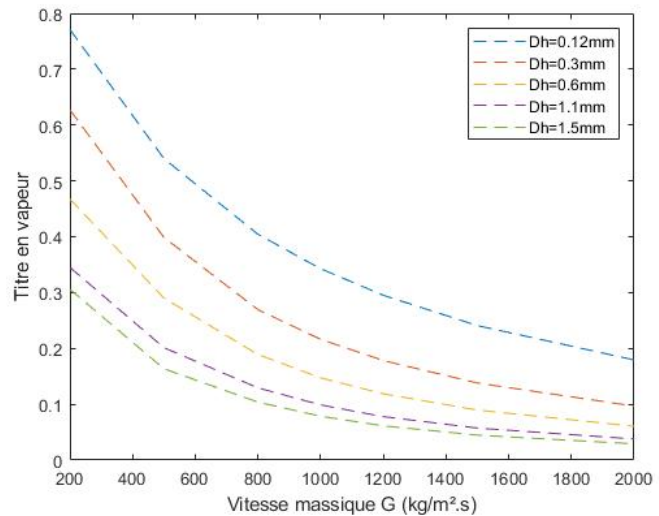
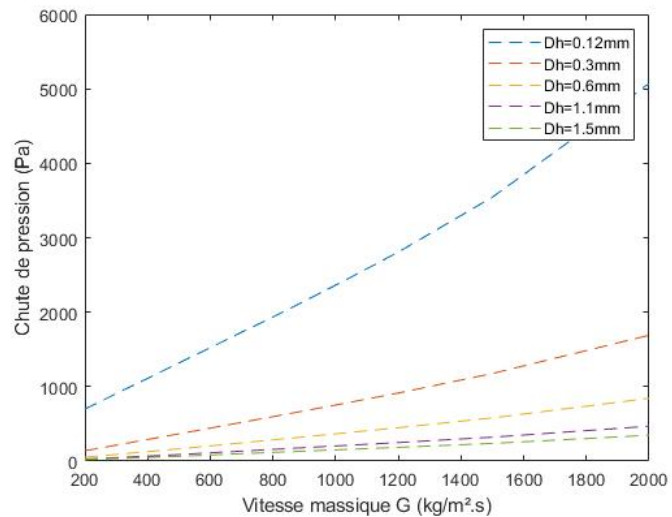
**Tube heat-up**

Wet tube walls to avoid **dry-out**

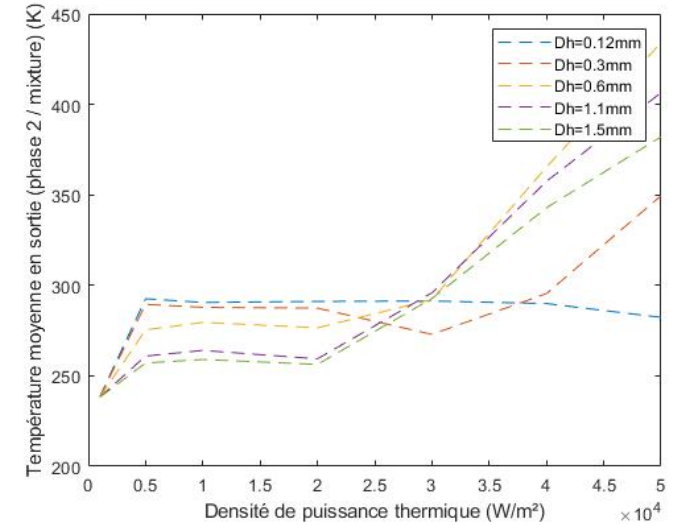
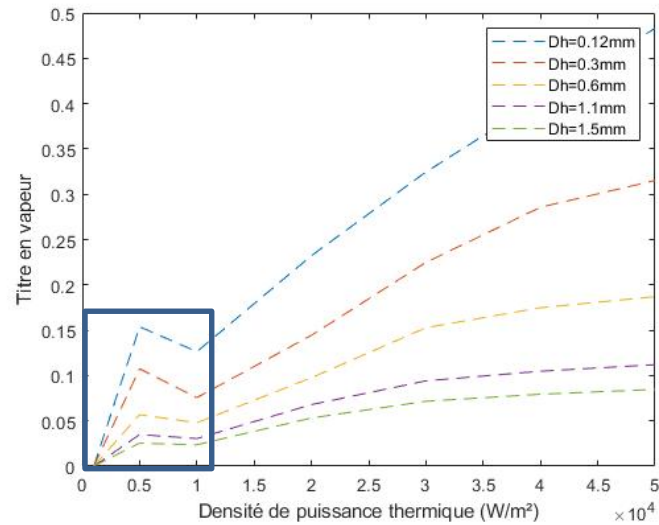
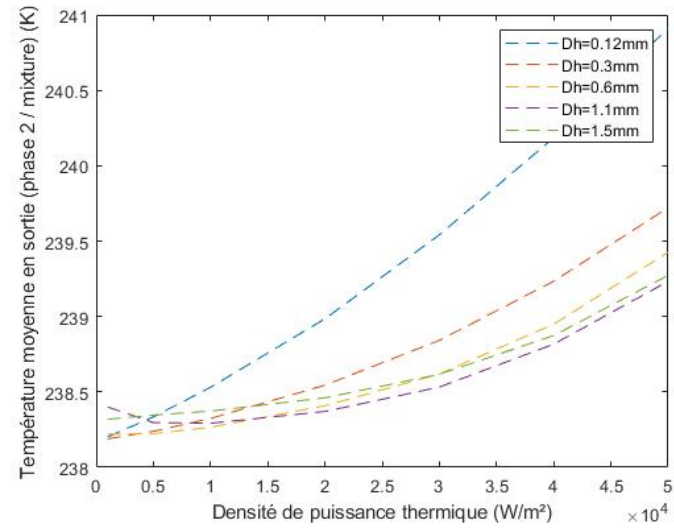
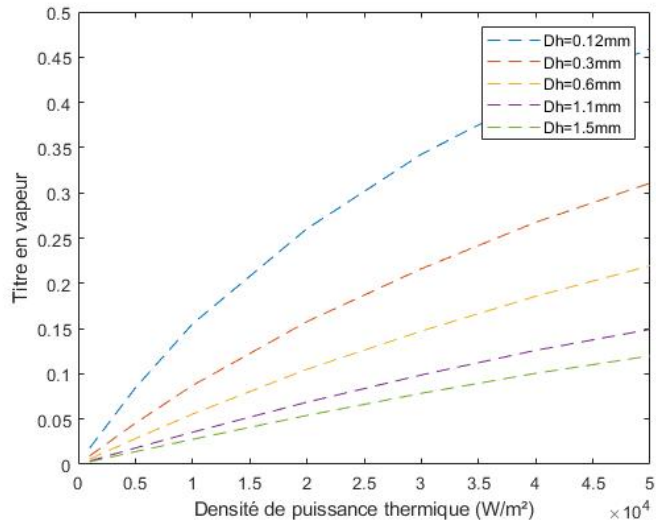
More power consumption → increase of mass flow



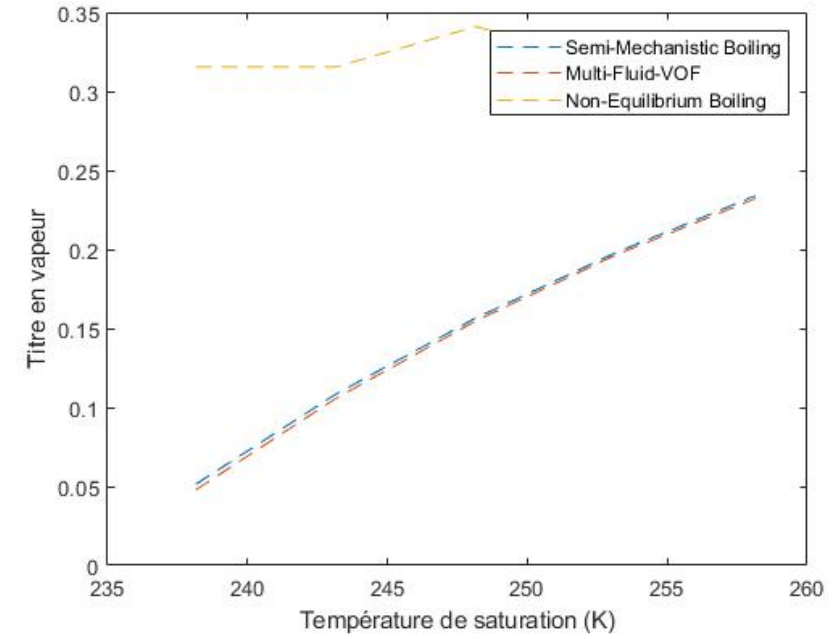
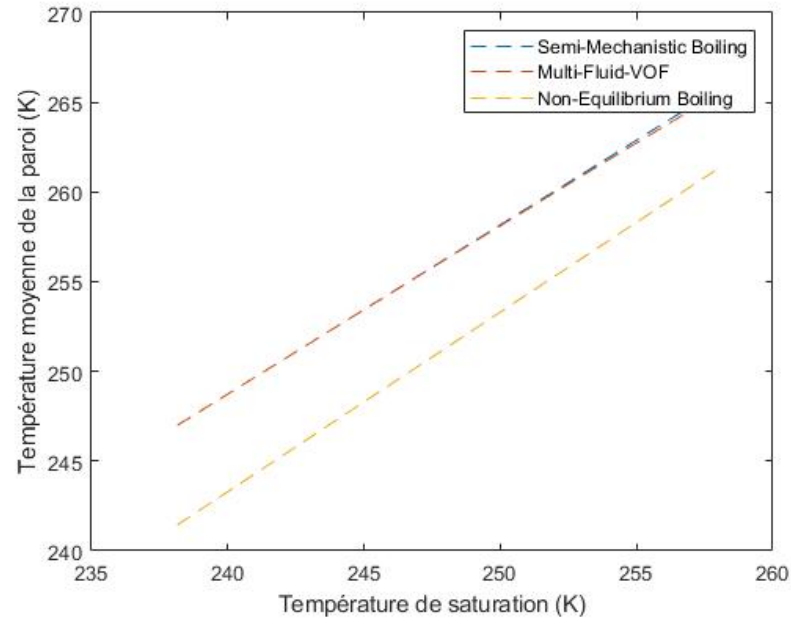
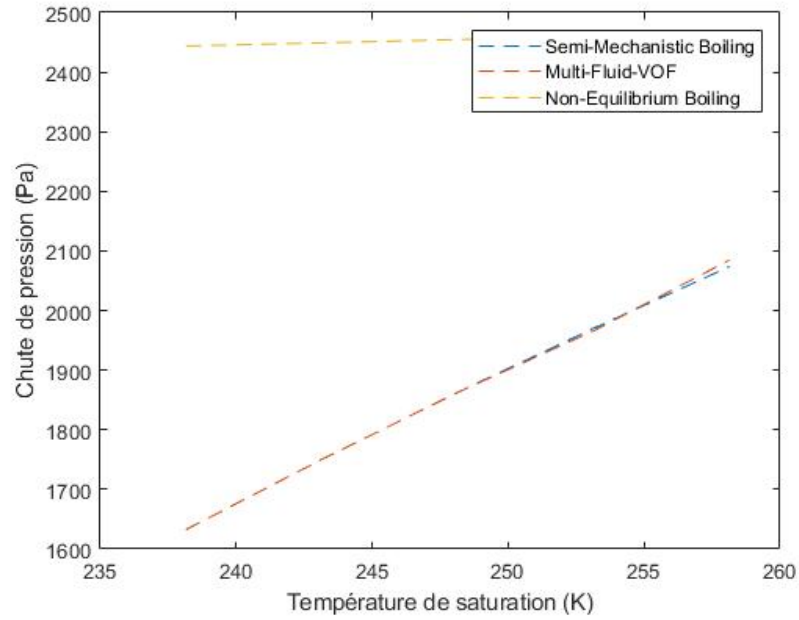
# Vitesse massique (différents diamètres)



# Flux thermique (différents diamètres)



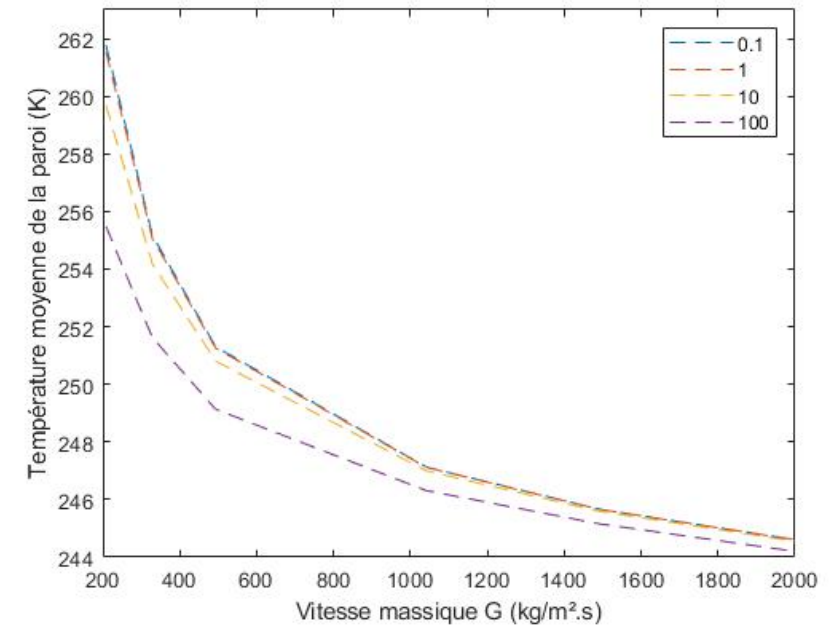
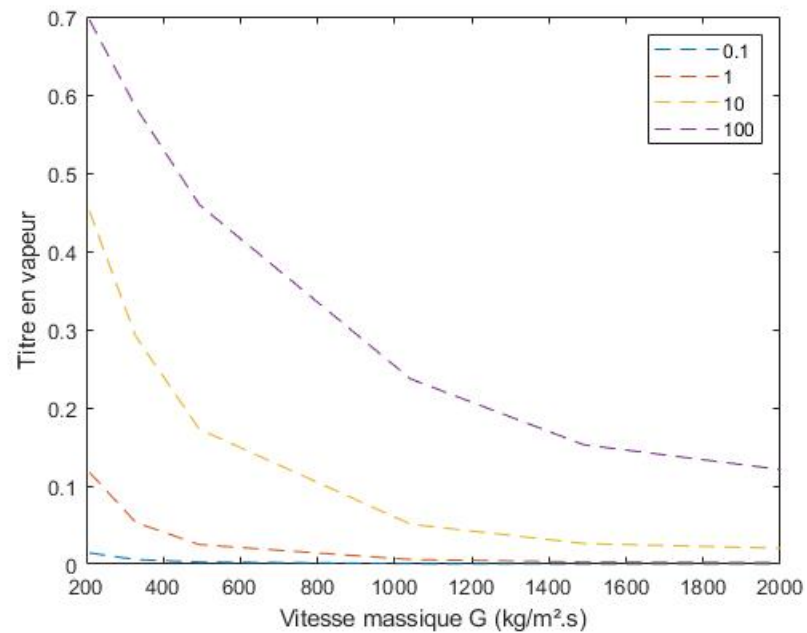
# Température de saturation



# Evaporation frequency : influence sur la modélisation

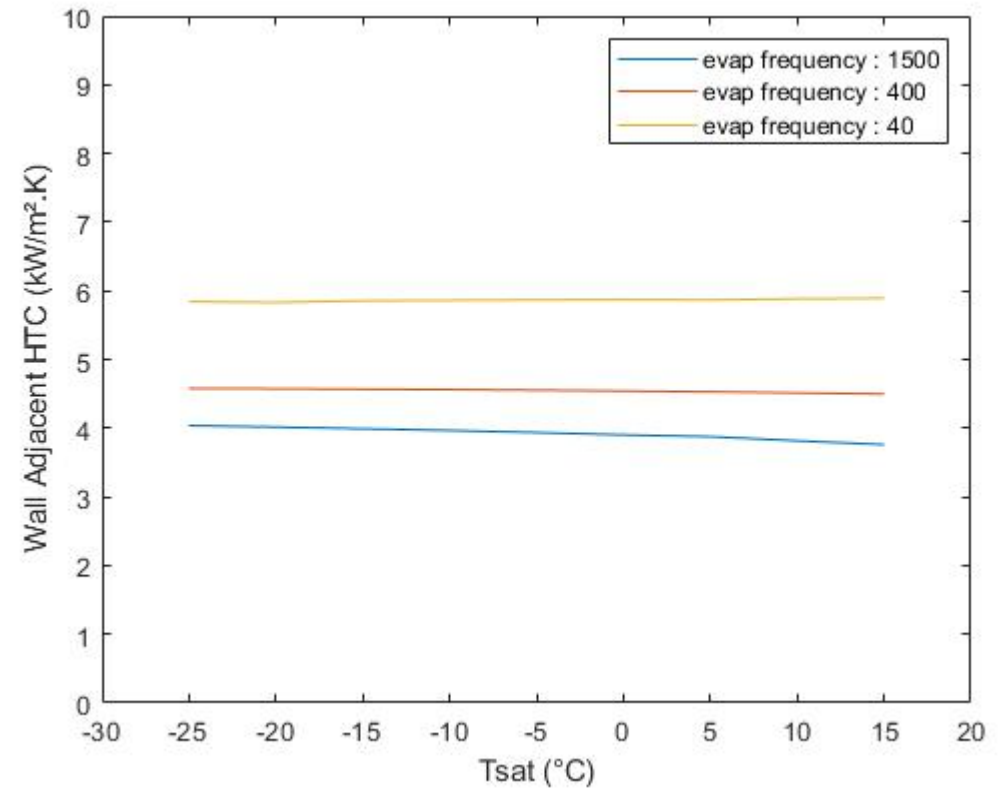
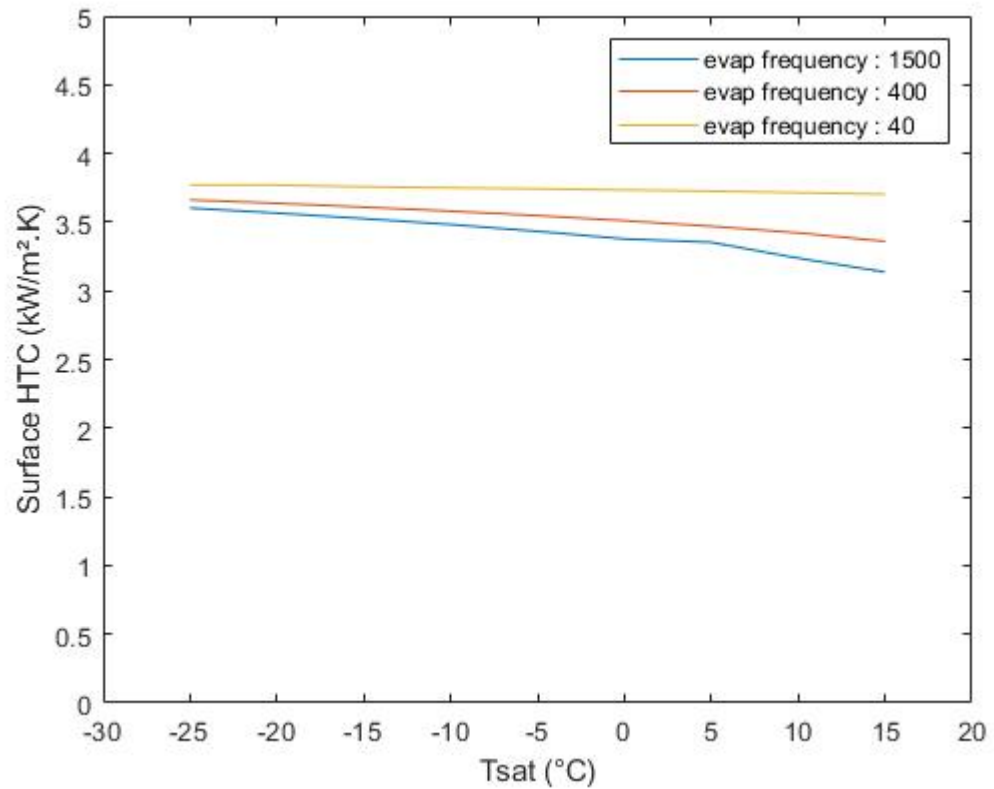
Paramètre des modèles Multi-Fluid VOF et Semi-Mechanistic Boiling

Fort impact sur le titre en vapeur



# HTC en fonction de la fréquence d'évaporation

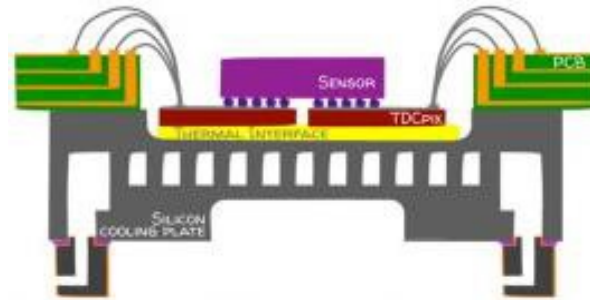
- Multi-Fluid VOF



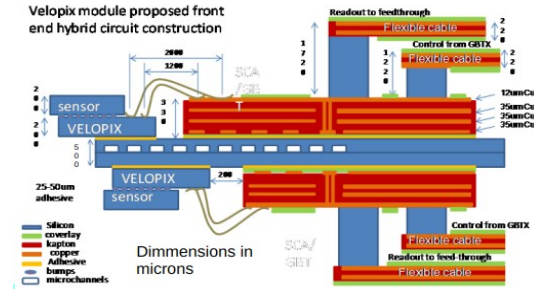
# Aggressive evaporator design: micro-structured Si cold plate



## NA62-GTK (liquid FC72)



## LHCb-Velo (Boiling CO<sub>2</sub>)



## Original idea (liquid H<sub>2</sub>O)

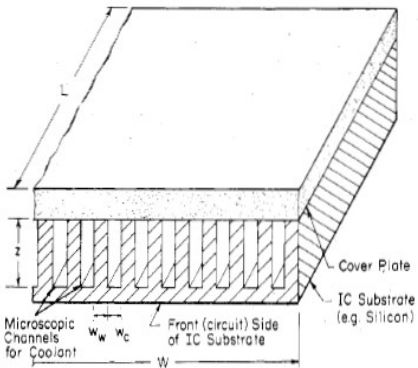
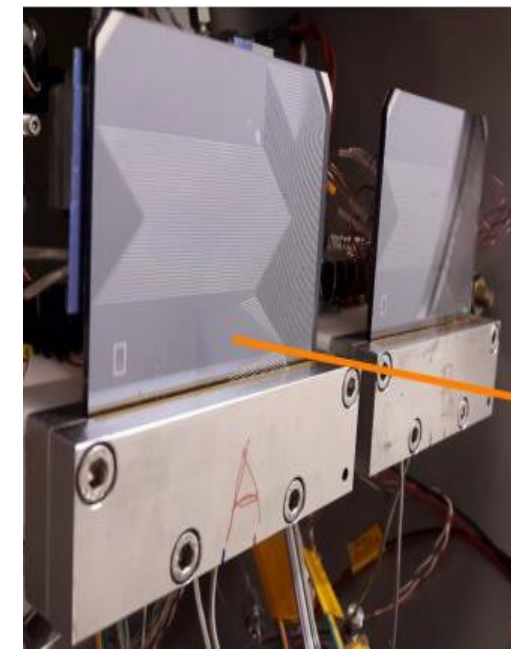


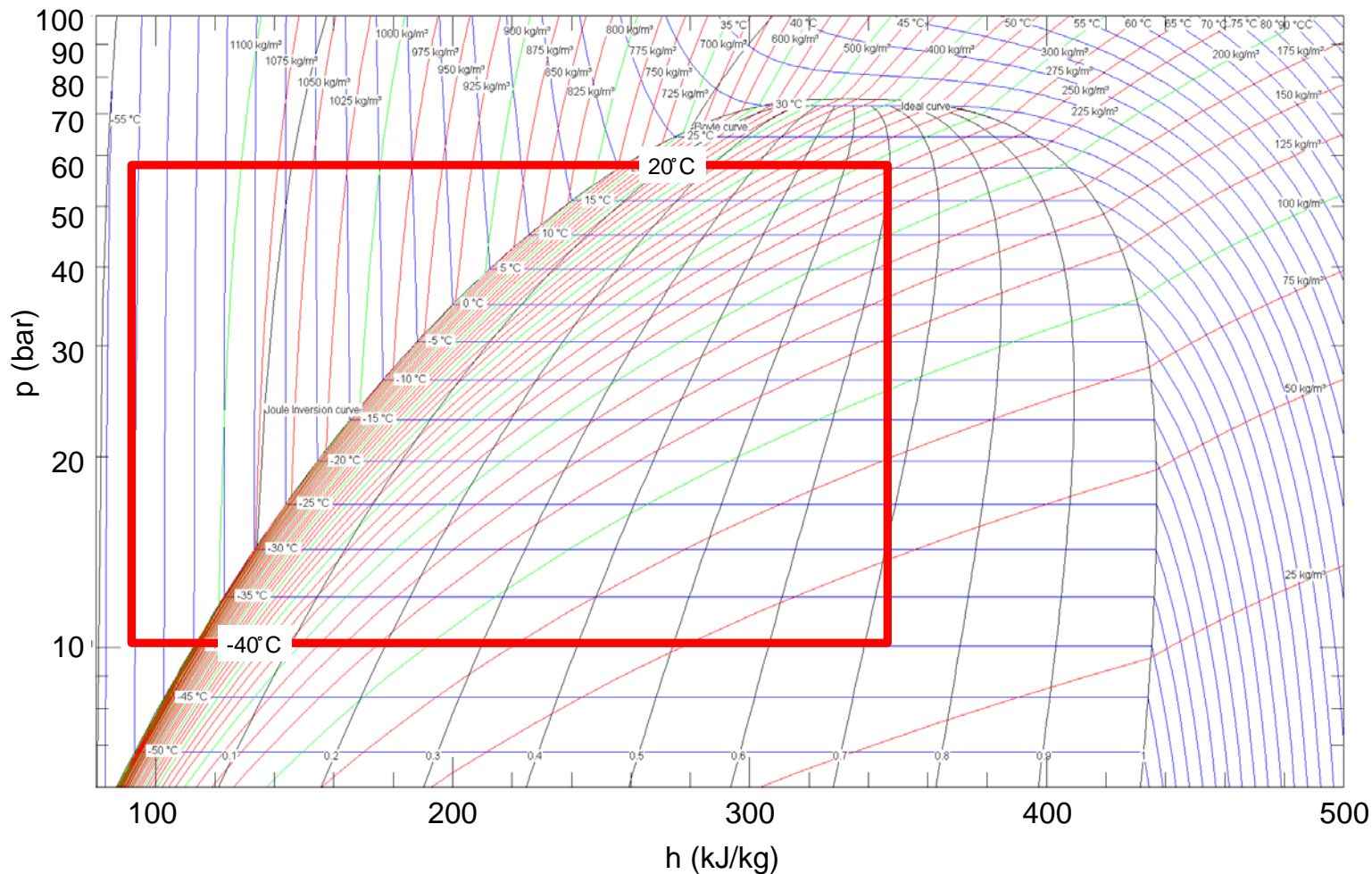
Fig. 1. Schematic view of the compact heat sink incorporated into an integrated circuit chip. For a 1 cm<sup>2</sup> silicon IC using a water coolant, the optimum dimensions are approximately  $w_w = w_c = 57 \mu\text{m}$  and  $z = 365 \mu\text{m}$ .





# Refrigerant choice: CO<sub>2</sub> (R744)

Historique : CFC, HCFC, HFC, CO<sub>2</sub>



comparison with “good old HFC”

		R744	R134A	R404A
<b>+20°C</b>	$p_R$	0.82	0.15	0.31
	$\rho_g/\rho_l$	0.25	0.023	0.052
	$\mu_{l-sat}$ ( $\mu Pa \cdot s$ )	93	222	137
	$\sigma$ (mN/m)	1.25	8.92	5.03
	$h_{gl}$ (kJ/kg)	152	148.4	148.4
<b>-20°C</b>	$p_R$	0.28	0.03	0.09
	$\rho_g/\rho_l$	0.05	0.005	0.012
	$\mu_{l-sat}$ ( $\mu Pa \cdot s$ )	140	360	237
	$\sigma$ (mN/m)	8.63	14.62	10.2
	$h_{gl}$ (kJ/kg)	282.4	212.9	183.8
<b>-40°C</b>	$p_R$	0.14	0.018	0.04
	$\rho_g/\rho_l$	0.023	0.002	0.005
	$\mu_{l-sat}$ ( $\mu Pa \cdot s$ )	197	(435)	315
	$\sigma$ (mN/m)	13.06	17.29	198.2
	$h_{gl}$ (kJ/kg)	322.4	225.9	198.2

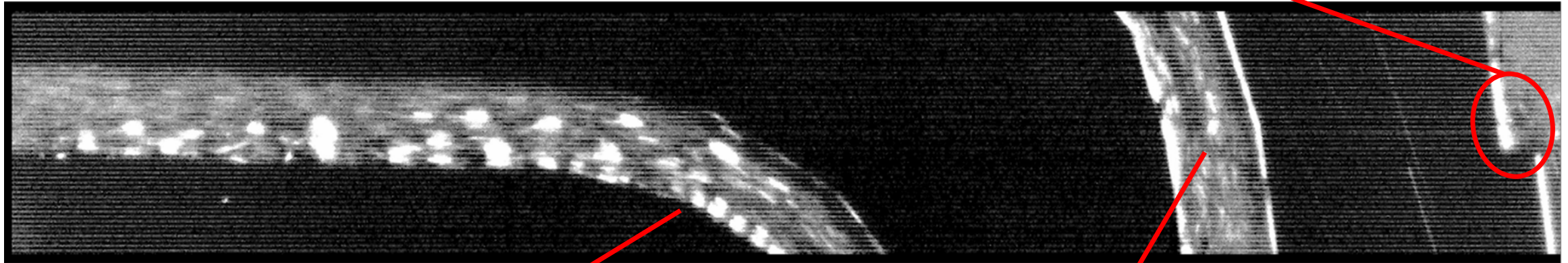
# Refrigerant choice: CO<sub>2</sub> (R744)

- Low pressure drops in pipes and heat exchangers
- High heat transfer in evaporators and condensers
- High volumetric cooling capacities
- Dielectric fluid
- Nonflammable, low toxicity
- Rad hard stable molecule
- GWP=1 😊 ( )
- Very low-cost, widely available, no phase-out

(ATLAS + CMS in 2024: > 6 tons charge)

# (Preliminary) CO<sub>2</sub> boiling features at the microscale

Recirculation zone at the backward facing step and boiling starting from the emerging jet

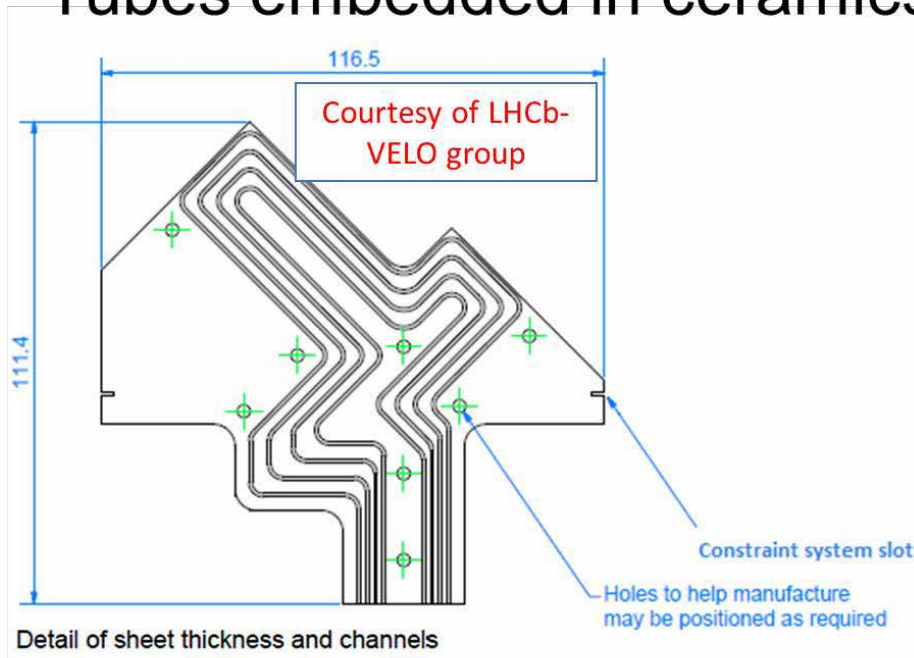


Effect of the bend on bubble detachment

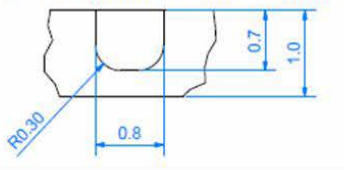
bubbles form before the bend from the emerging jet

# Specific developments by the LHCb Velo group

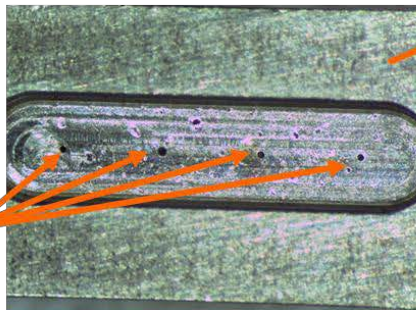
## Tubes embedded in ceramics (“PLAN B”)



Detail of sheet thickness and channels

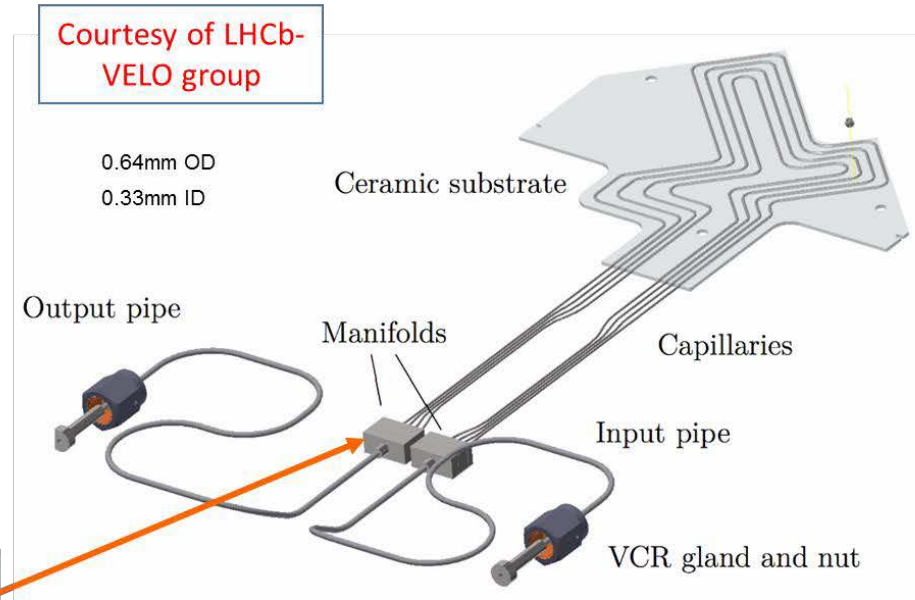


Orifices (136 +/- 8 μm) in the input trigger the boiling of the CO<sub>2</sub> and prevent instabilities among the channels



Courtesy of LHCb VELO group

Tubes are fixed in the trenches on the ceramic with glue previously applied by robot (122-39 (SD) – 3.5 W/mK)

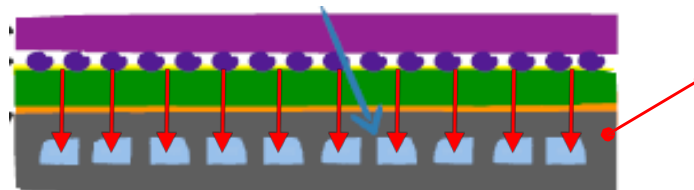
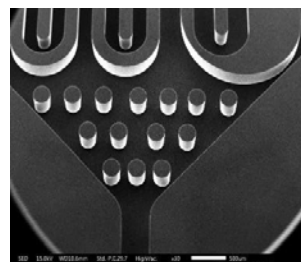
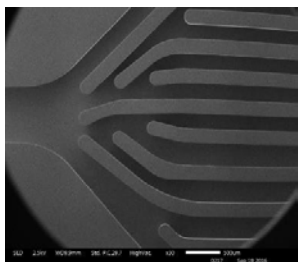
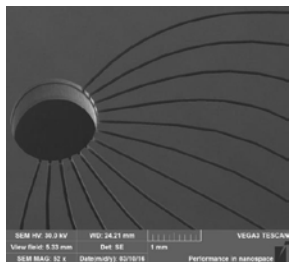


Aluminium Nitride (Shapal):

- ◆ Machinable ceramic
- ◆ Thermal expansion coefficient:  $4.8 \times 10^{-6}$
- ◆ Thermal conductivity: 92 W/m°C

# Micro-structured Silicon cold plate

## ANNECY lapp structures exemples

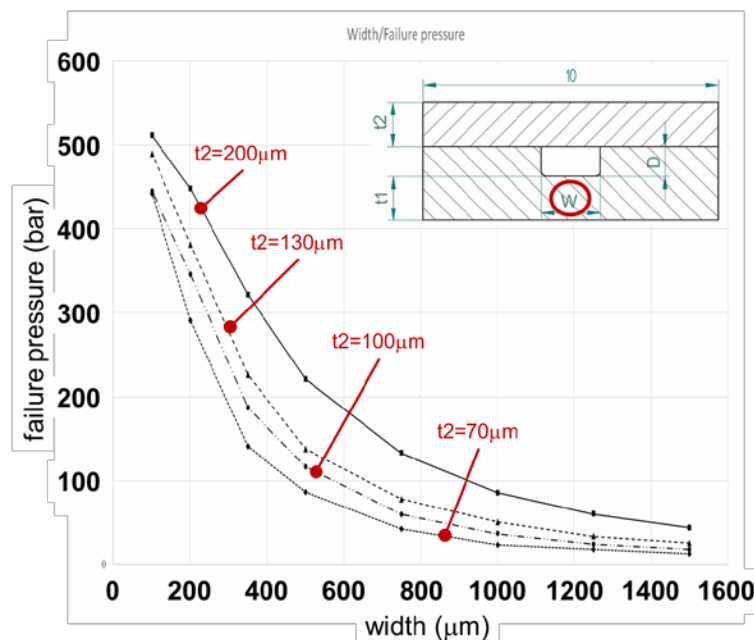


Wafer-level etching + fusion bonding:

- Si-Si (hydrophobic bonding)
- Si-O-Si (hydrophilic bonding)

### Pro

- High mechanical resistance
- Pure elastic material (no fatigue)
- Very thin cold plates possible
- Well established MEMS technology
- Extreme geometrical accuracy
- Complex shapes
- Good thermal conductivity ( $>150 \text{ W/mK}$ )
- Same CTE of chip and sensor

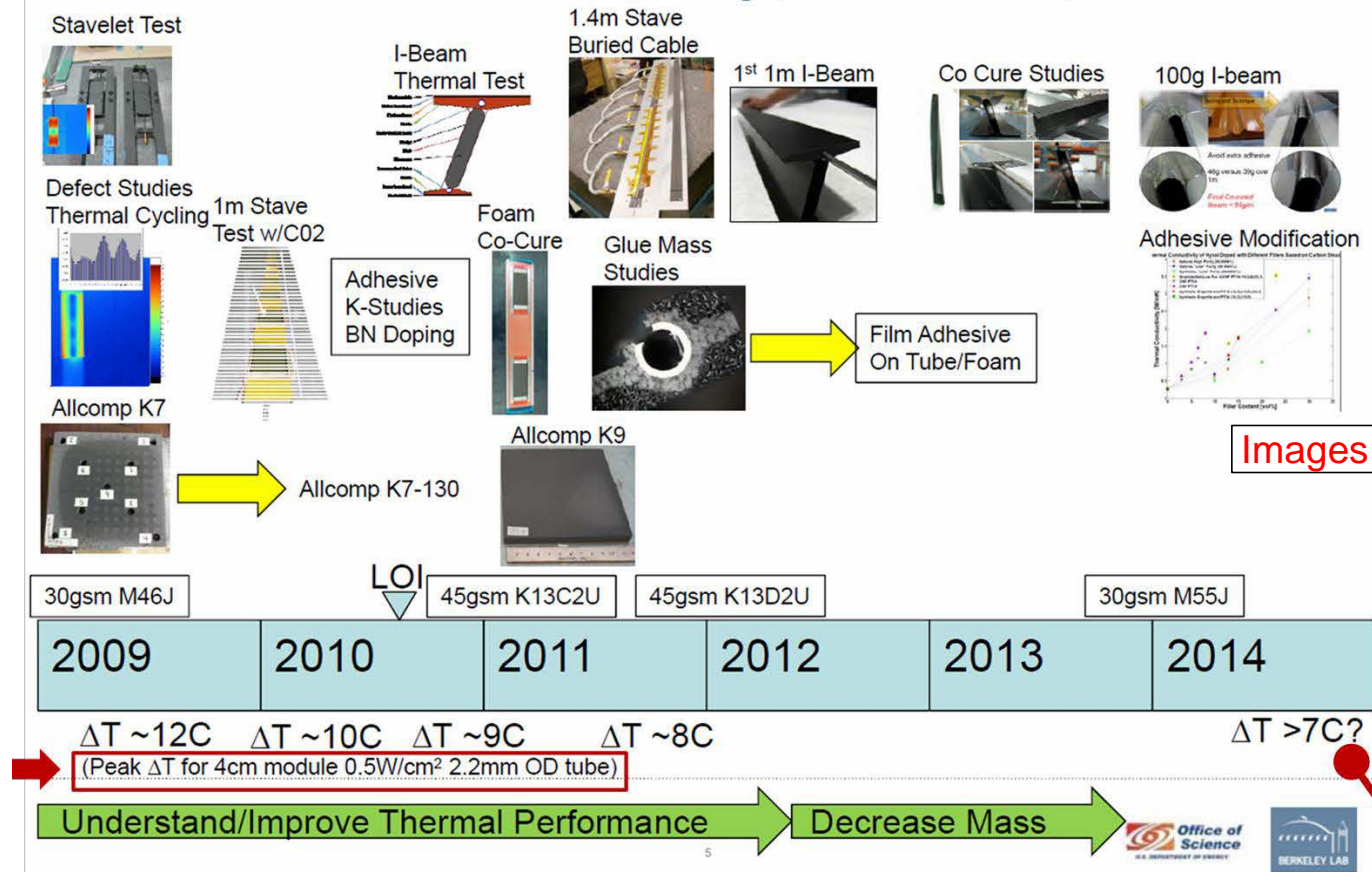


### Drawbacks:

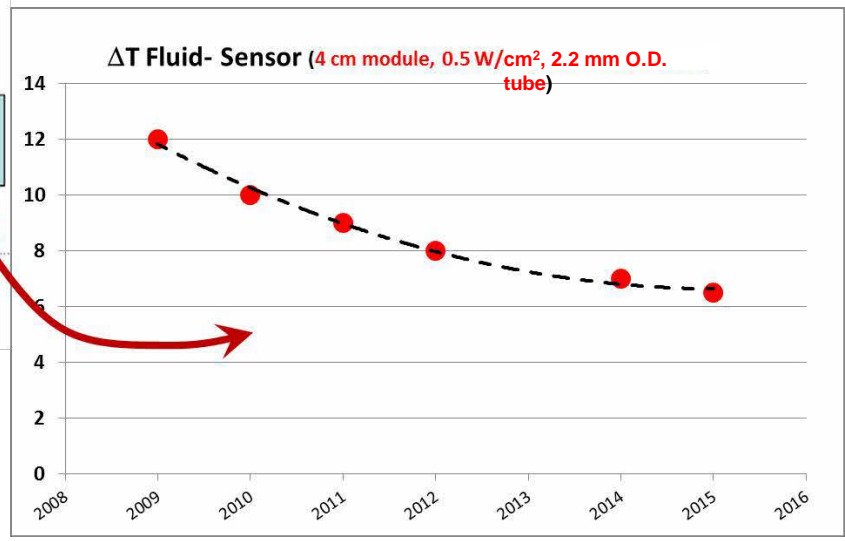
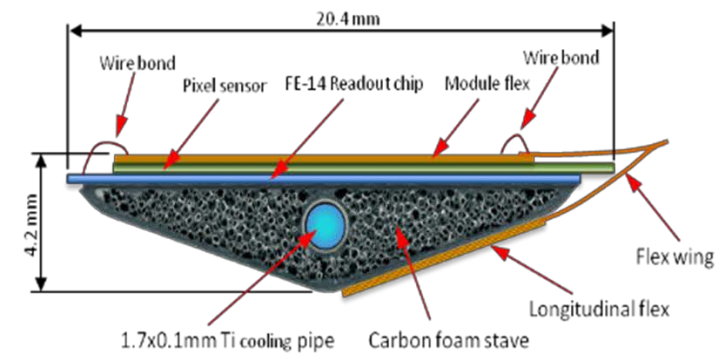
- expensive process
- brittle fracture
- size limitation

# Standard design of the evaporator

## Timeline Pixel Prototype Development



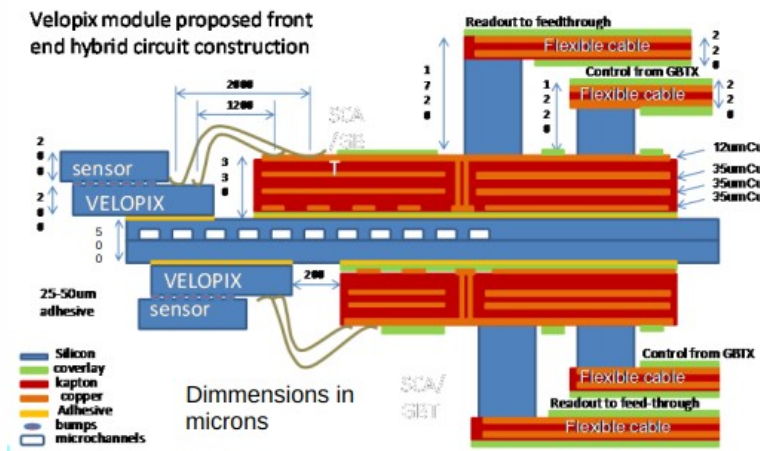
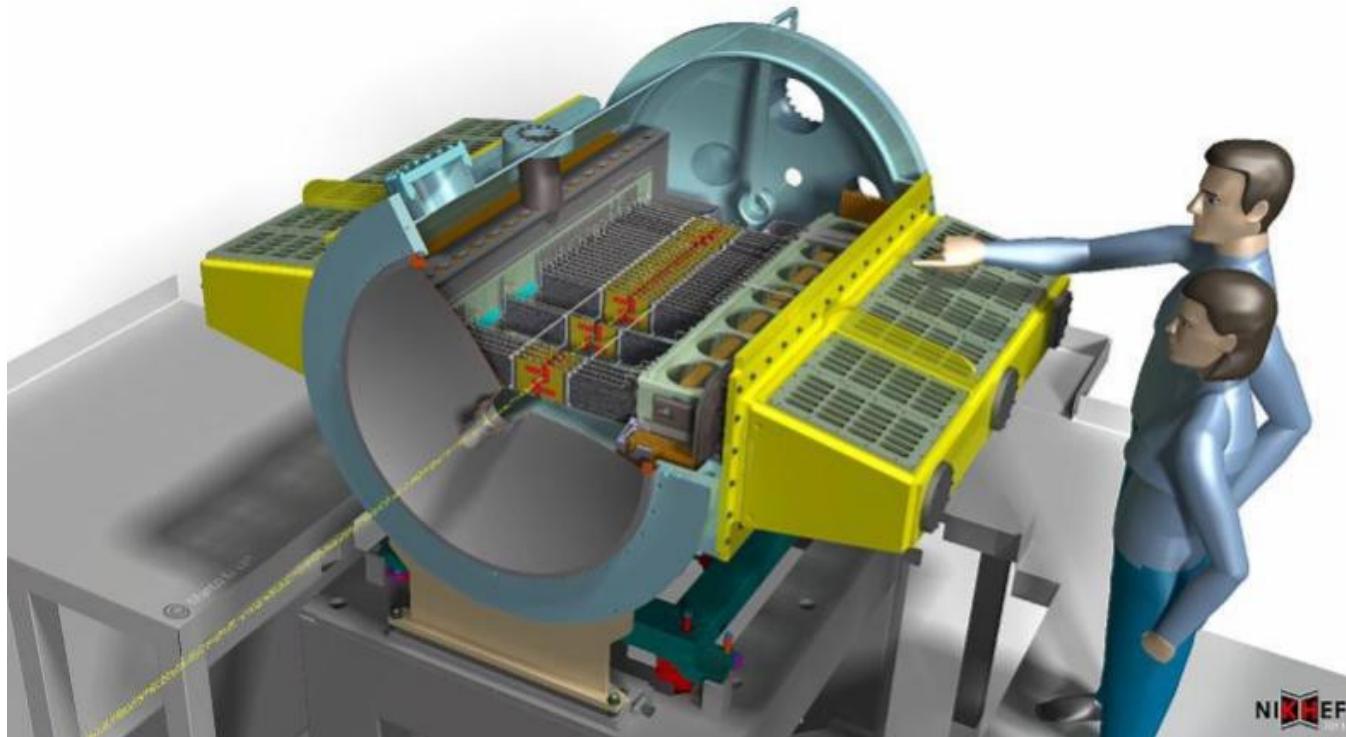
Images courtesy of E. Anderssen (LBNL)



# LHCb Velo upgrade: first operating CO<sub>2</sub> microchannels (2020)



While we continue the R&D, the new LHCb Velo detector spun-off the technology and engineered the first silicon micro-structured coldplate, to enter in operation in 2020



- 52 cold plates
- ~2 kW max power dissipation
- In high vacuum

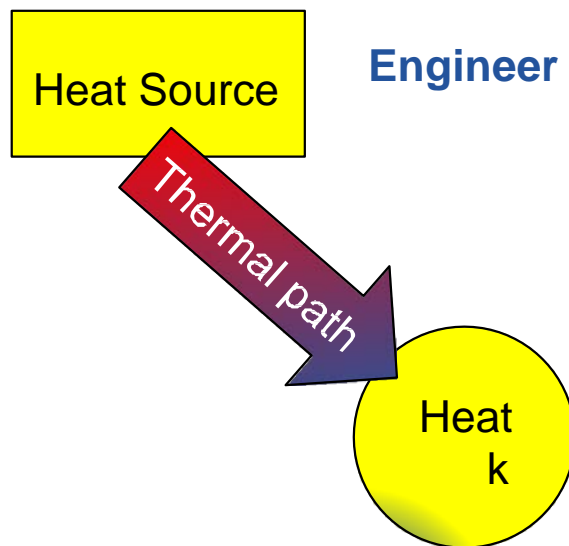
Source: The LHCb Collaboration, *LHCb VELO Upgrade Technical Design Report*, CERN/LHCC 2013-021, Nov 2013



# Thermal management of electronics

## Explosion of micro- and nano-technologies

- More efficient ->reducing power consumption
- More functionalities, more speed, more “intelligence” in the chips, -> increasing the power consumption



**Engineer questions:** Amount of heat produced by the Source?  
Max temperature of the Heat Source?  
Type of Heat Sink? Temperature of the Heat Sink? Position of the Heat Source?  
Heat Source / Heat Sink interface?  
Space available?  
Material issues?  
Environmental issues?  
Cost issues?  
Reliability?  
Lifespan?

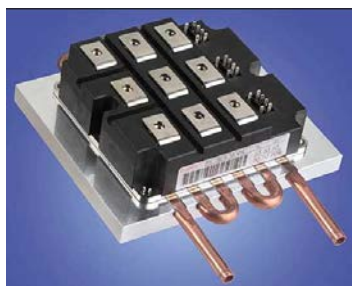


# Thermal management of electronics

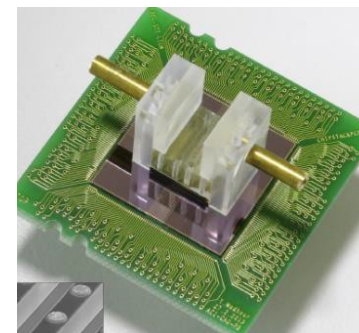
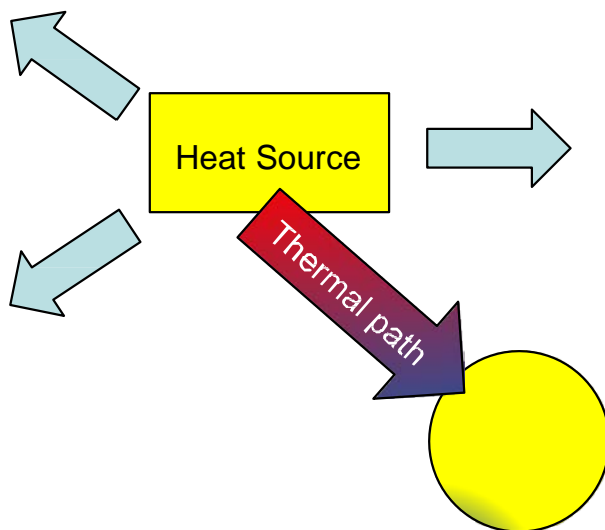
## Thermal management solutions



Direct air cooling  
(forced convection)



Pipe-flow cooling  
(1- or 2-phase)



Micro-channel cooling  
(1- or 2-phase)

Or other innovative techniques, e.g.  
direct spray, pool boiling, etc...

# Specific developments by the LHCb Velo group

## Requirements:

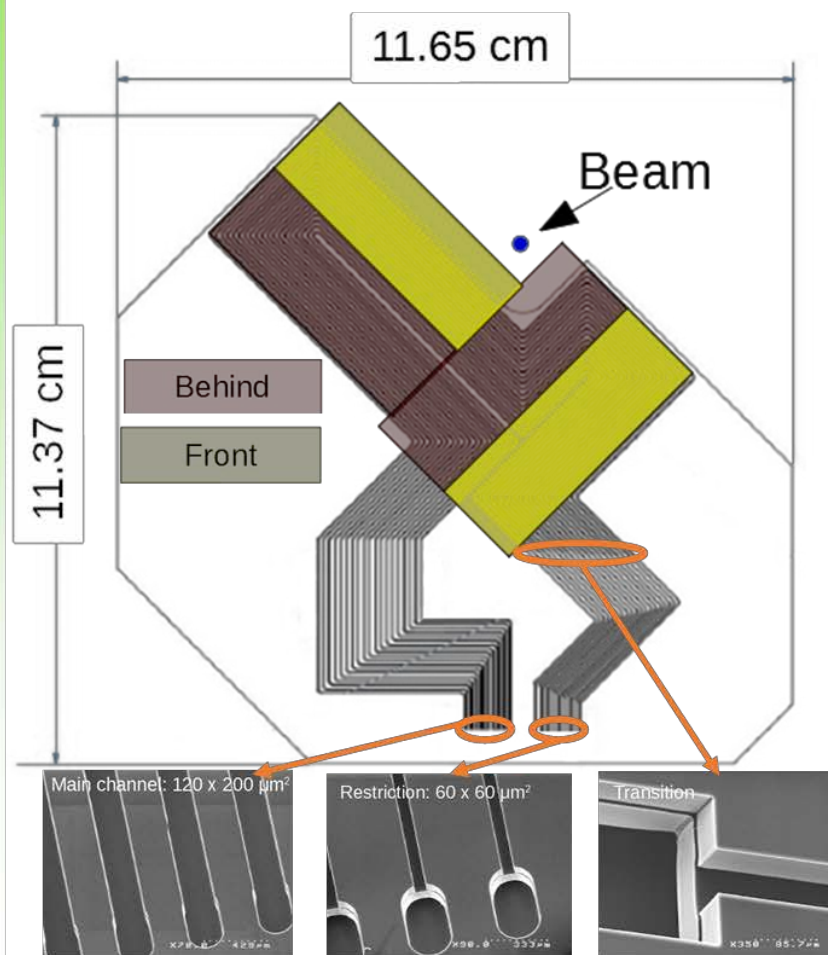
- Maximum detector temperature – 20°C to prevent radiation damage
- Low material budget
- ~30W power dissipation per module

Race track like layout (500 μm silicon plate)

Restrictions (60 x 60 μm<sup>2</sup>) to ensure even flow distribution and prevent flow instabilities

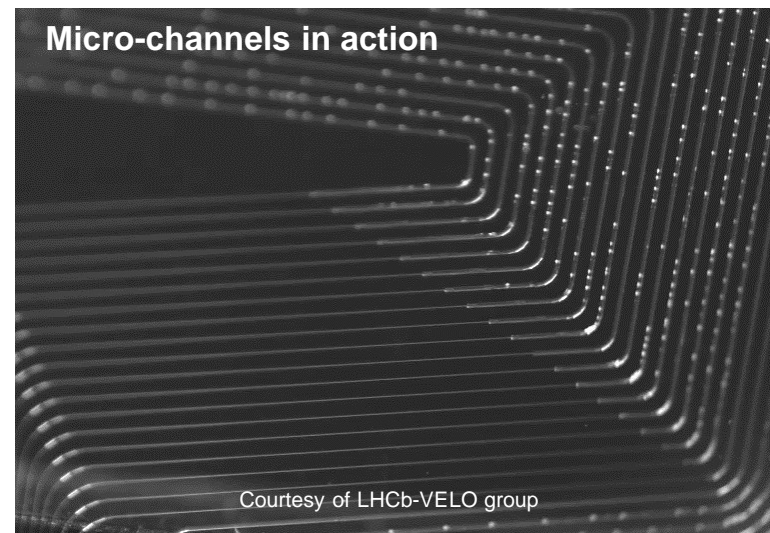
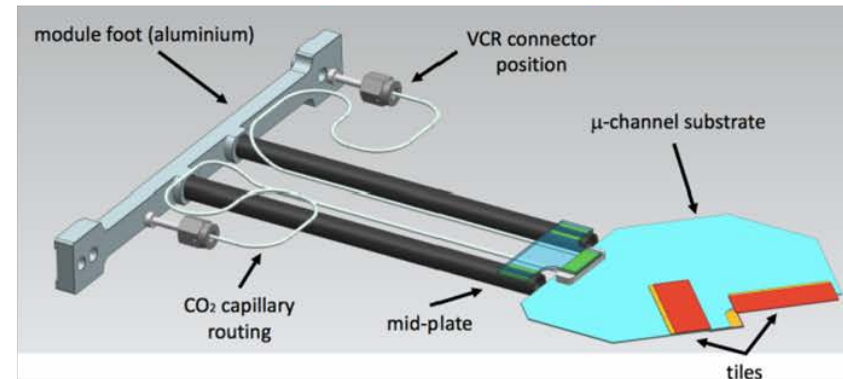
Power dissipation on the main channels (120 x 200 μm<sup>2</sup>)

19 channels with approximately same total length (~30 cm)



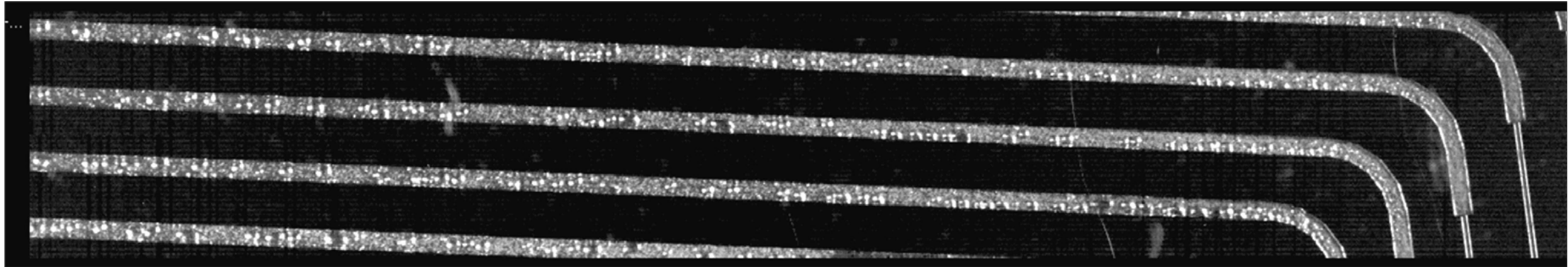
Courtesy of LHCb-VELO group

Courtesy of LHCb VELO-group



Courtesy of LHCb-VELO group

# (Preliminary) CO<sub>2</sub> boiling features at the microscale



## Note

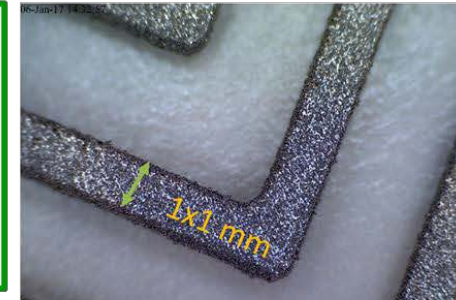
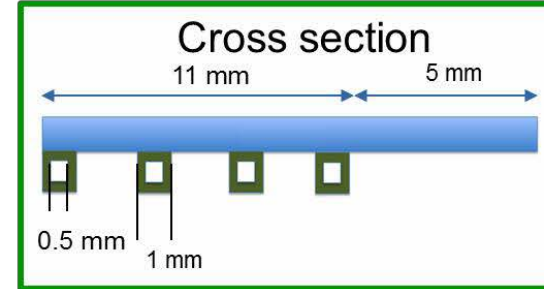
- Effect of the bend on the bubble formation
- Long extension of bubbly regime
- Extremely reduced bubble size (channel width = 200  $\mu$ m <- room temperature flow)  
Bigger bubbles when the temperature drops

# Specific developments by the LHCb Velo group

## Ti 3D printing (“PLAN C”)

### Key features:

- ✓ Low mass overall
- ✓ Material: grade 2 Ti
- ✓ Easier to handle (compared to Si)
- ✓ Restrictions can be integrated in the inlet
- ✓ (0.35 mm x 0.35 mm x 40 mm)
- ✓ Easy to integrate with the cooling plant
  
- ✓ Production:
- ✓ Cheap (~250 EUR excluding welding)
- ✓ Fast turnaround for design changes
  - ✓ few weeks
- ✓ Fast production:
  - ✓ 25/batch, 1 batch/ few days



Courtesy of LHCb- VELO group

