

Amélioration de l'efficacité énergétique des machines Thermoacoustiques

Ph NIKA

Département ENISYS/FEMTO-ST Belfort

CNRS/ Université de Franche-Comté

FEMTO-ST



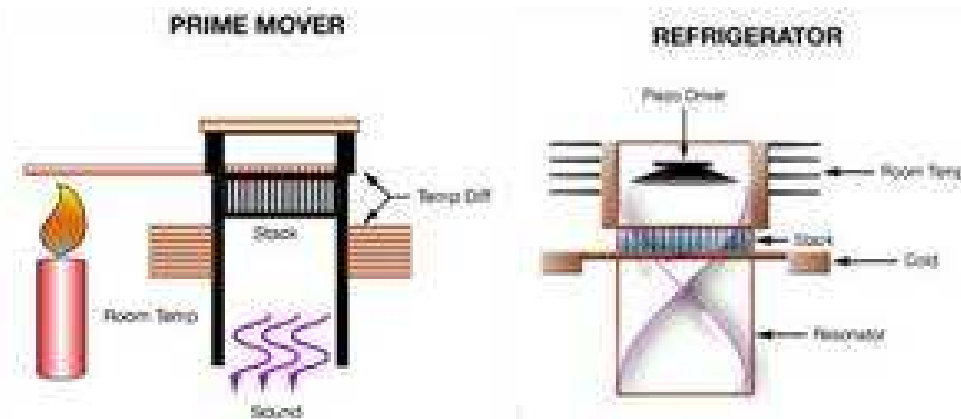
cultiver
l'innovation,
de la recherche
fondamentale
au partenariat
industriel



Qu'est ce que la thermoacoustique ?

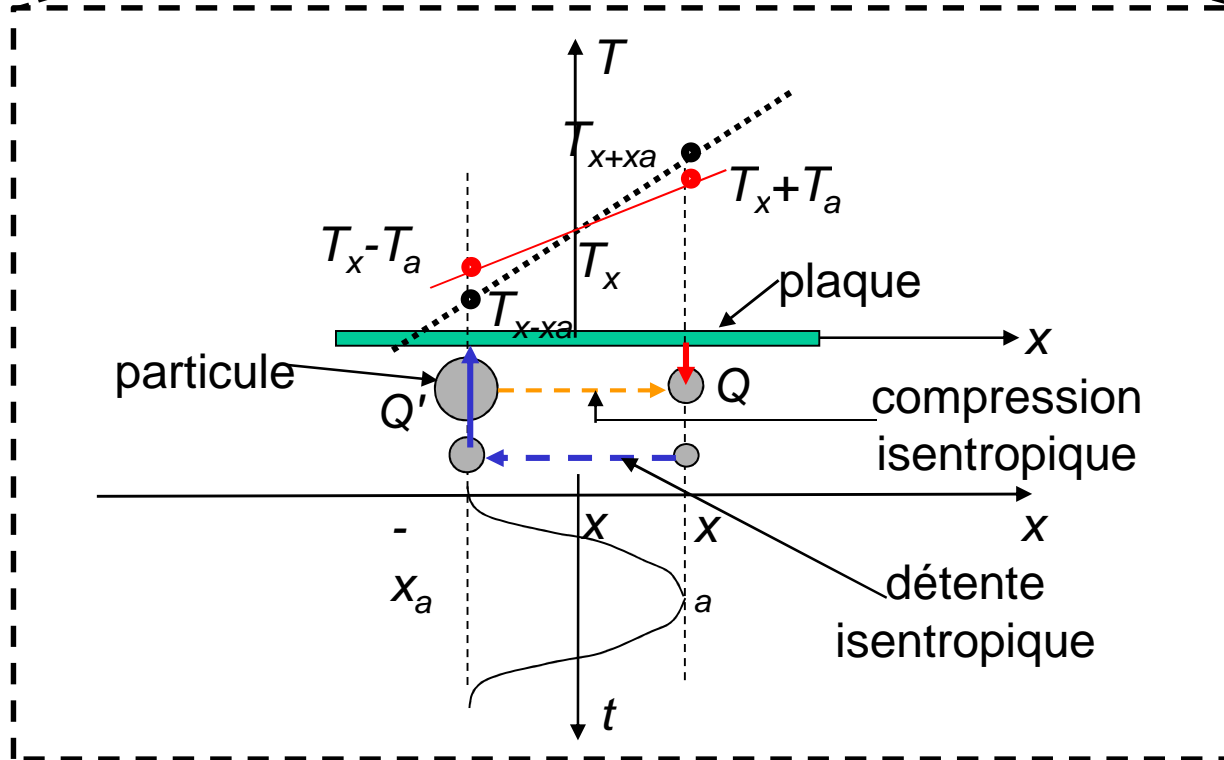
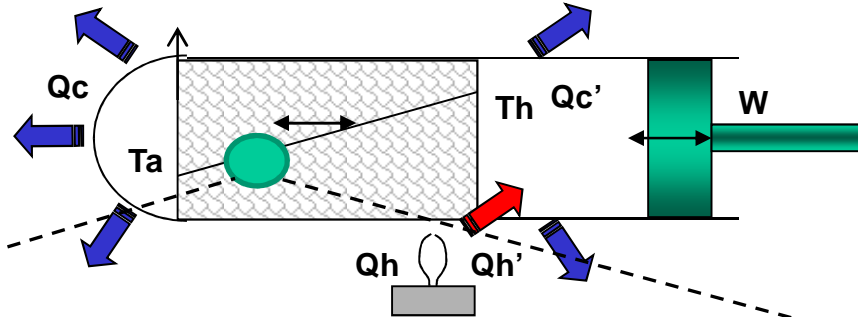
L'effet thermoacoustique résulte de l'interaction thermique entre un fluide en oscillation sous l'effet d'une « onde acoustique » (amplitude de pression et de vitesse) et une paroi solide comportant un gradient thermique ; il se traduit par le transport de chaleur dans les couches limites de fluide voisines de la paroi parallèlement à celle ci et dans une direction qui dépend de l'intensité du gradient thermique de paroi.

chaleur ↔ « énergie sonore » ↔ { pression
électricité
froid



La conversion thermoacoustique de la chaleur

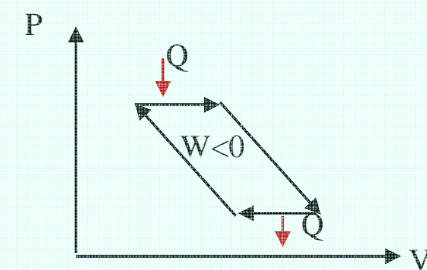
Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique



$$\text{si } \frac{\partial T_x}{\partial x} > \Delta_{acou}$$

$$\Delta_{acou} = \frac{|p_a|}{\bar{\rho}_{gx} c_p \frac{|u_a|}{\omega}}$$

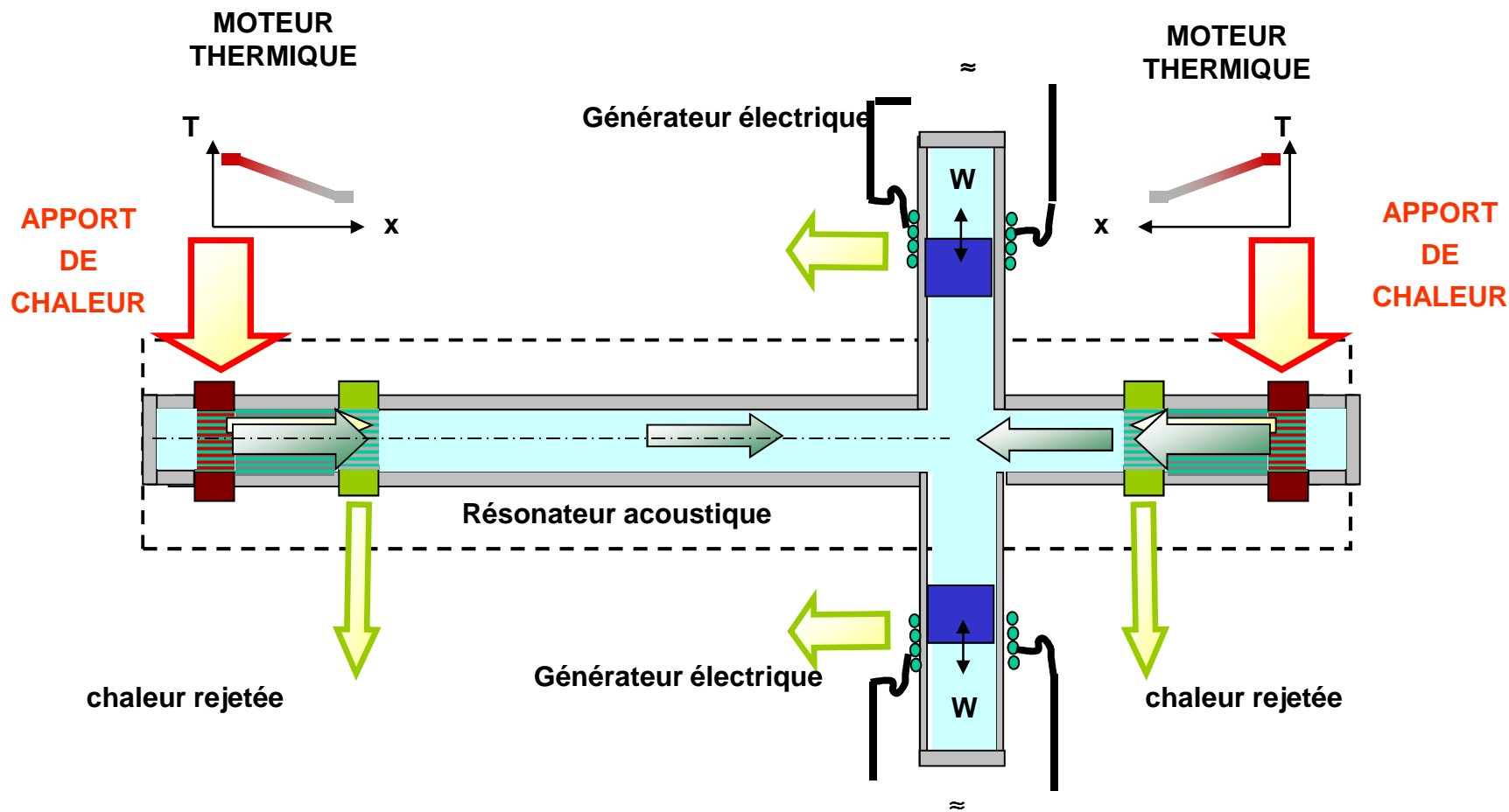
Réalisation d'un cycle thermodynamique moteur



- Un minimum de parties mobiles (1 piston ou Haut Parleur) et pas d'étanchéités dynamiques
- Pas de fluide toxique ou à effet de serre
- Fabrication simple et maintenance minimale
- Utilisation de source d'énergie externes variées
- Possibilité de générer de l'électricité avec un alternateur linéaire (ou autre) ou de pomper de la chaleur
- Dimensions et gammes de puissance très variées (miniatures à grandes tailles)

Moteur Onde stationnaire

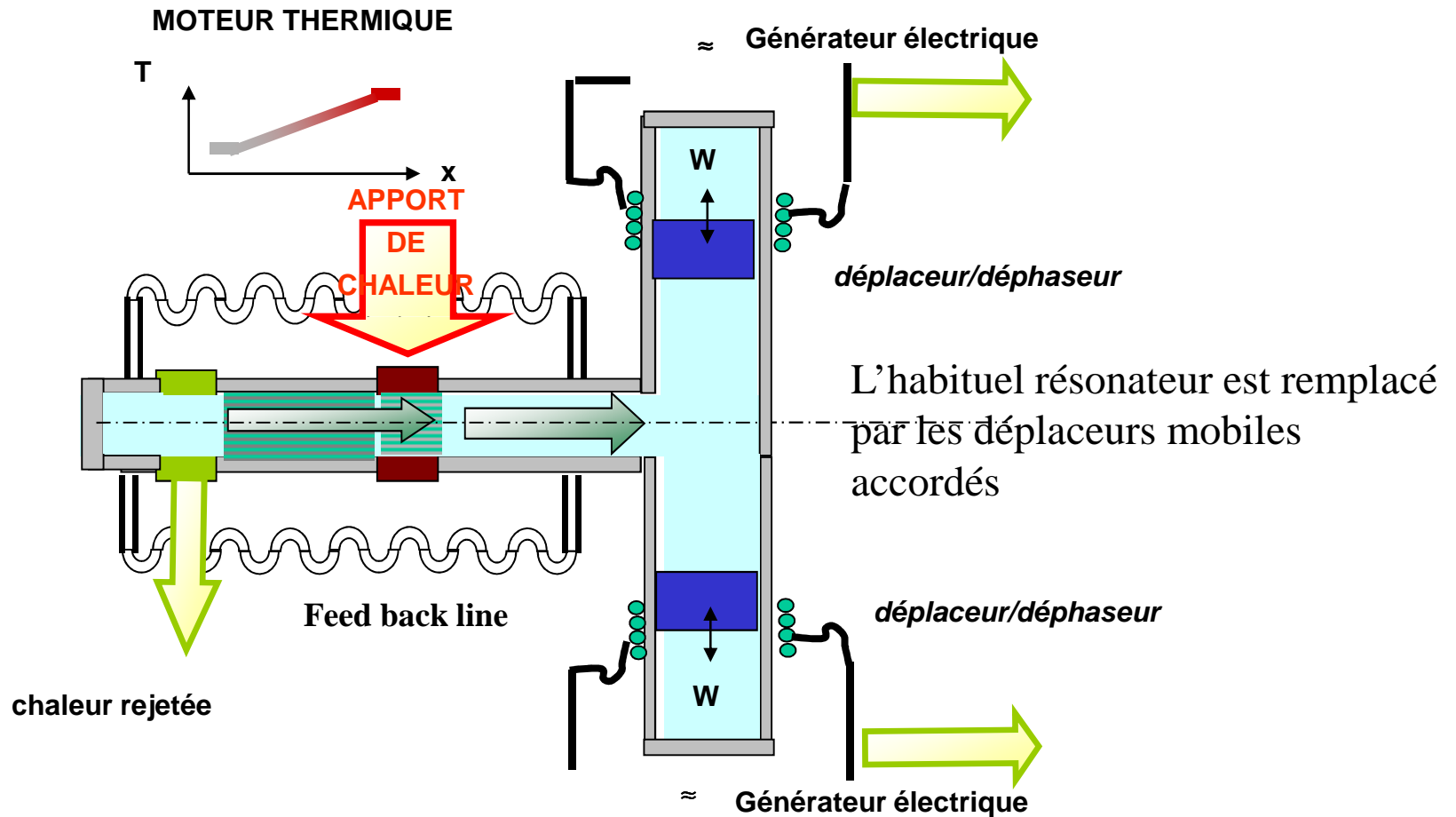
Onde stationnaire : phase Pression-débit $\rightarrow 90^\circ$



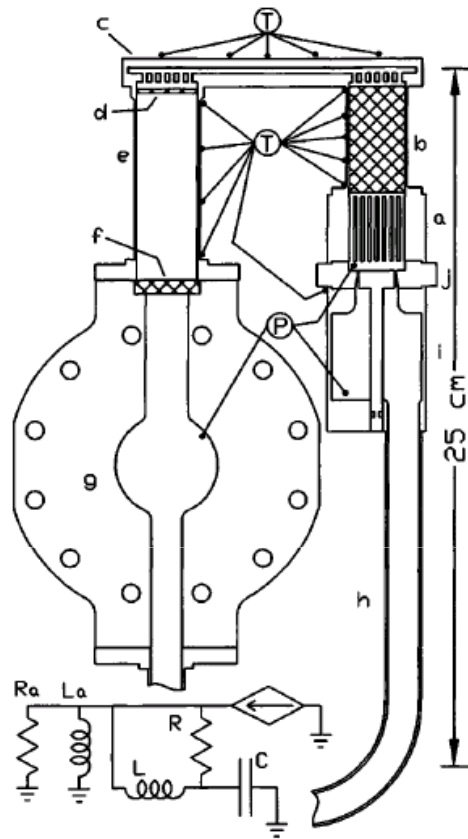
Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique

Machine TASHE: Thermoacoustic Stirling Heat Engine

Onde progressive: phase Pression-débit $\rightarrow 0^\circ$



Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique



Franche

Générateur électrique NASA-Los Alamos laboratory

Type Stirling Thermoacoustique
 Hélium 55 bars $p_a/p_0 = 0,065$
 120 Hz, 650°C/30°C
 Puissance = 39 W_{elec},
 Efficacité globale = 0,18



L'exergie représente l'aptitude d'un système à produire du travail, du fait de son déséquilibre thermique par rapport à la température ambiante T_0 ; elle désigne donc le travail maximum qui peut être extrait d'un système lorsqu'il se met à l'équilibre thermodynamique avec son environnement.

le bilan exergétique global d'un système thermodynamique, s'écrit:

$$\sum_k \delta \dot{W}_{eff} + \sum_i \Theta_i \delta \dot{Q}_i + \sum_j ex_{tj} \dot{m}_j - A\dot{n} = \frac{dJ_t}{dt} = 0 \quad (\text{régime permanent})$$

Puissance mécanique/électrique : $\delta \dot{W}_{eff}$

Co.Puissance chaleur : $\Theta_i \delta \dot{Q}_i$

Facteur de carnot : $\Theta_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$

Exergie totale massique : $ex_{tj} = h_{tj} - T_0 s_j = u_{tj} + P_j v_j - T_0 s_j$

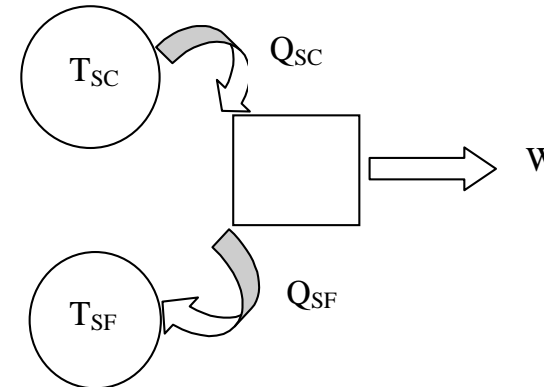
Anergie ou perte exergétique : $A\dot{n} = T_0 \frac{\delta S^*}{dt}$ (exergie détruite au cours d'une transformation)

Co-énergie totale du système : $J_t = U_t + P_0 V - T_0 S$

Cas du Moteur $T_{SC} > T_{SF} = T_0$, $\Theta_{SF} = 0$

bilan énergétique : $Q_{SF} + Q_{SC} + W = 0$

bilan exergétique : $\Theta_{SC} Q_{SC} + W - An = 0$



Avec le rendement maximum de Carnot : $\eta_{Carnot} = \Theta_{SC} = 1 - \frac{T_0}{T_{SC}}$

Dans le cas d'un moteur, l'exergie utile : $Ex_u = W_{rev} < 0$ et l'exergie consommée : $Ex_c = \Theta_{SC} Q_{SC}$

→ Dans le cas général ou $An > 0$, les rendements énergétiques et exégétiques s'écrivent:

$$\eta_{en} = \frac{|W|}{Q_{sc}} = \eta_{Carnot} - \frac{An}{Q_{sc}} = \Theta_{SC} \left(1 - \frac{An}{\Theta_{SC} Q_{SC}} \right)$$

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex_u|}{Ex_c} = \frac{|W|}{\Theta_{SC} Q_{SC}} = 1 - \frac{An}{\Theta_{SC} Q_{SC}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{en}}{\eta_{Carnot}}$$

→ Si le moteur est moteur réversible thermodynamiquement, on a évidemment : $An = 0$

Les deux rendements deviennent simplement :

$$\eta_{en} = \frac{|W|}{Q_{sc}} = \eta_{Carnot} = \Theta_{SC} = 1 - \frac{T_0}{T_{SC}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex_u|}{Ex_c} = \frac{|W|}{\Theta_{SC} Q_{SC}} = 1$$

Un moteur « réversible » transforme donc intégralement l'exergie consommée Ex_c en exergie utile Ex_u (mécanique)

Performances actuelles :

- * La Penn State University (USA) a développé un réfrigérateur thermoacoustique à ondes progressives pour les "ice cream" qui a atteint **19%** du rendement de Carnot
- * ECN (Nederland) un réfrigérateur à ondes progressives qui a atteint **25%** du rendement de Carnot

Pour des systèmes Moteur + refroidisseur :

- LANL (USA) **1.2 %** du rendement de Carnot
- Nagoya (Japan) **0.7 %** du rendement de Carnot
- CAS (China) **2.8 %** du rendement de Carnot

Pour des systèmes Moteur + pompe à chaleur : **n'existent pas**

Objectifs à poursuivre :

$$\eta_{ex} = 40\%$$

Possible : Le générateur thermoacoustique haute température construit par le LANL (USA) a obtenu en 1999 une efficacité de 30%, correspondant à **41%** du rendement de Carnot

Comment augmenter la puissance des machines thermoacoustiques

Imaginons un système thermoacoustique avec de l'hélium à une pression moyenne de 25 bars, un diamètre du système de 10 cm avec un Drive Ratio de 5%.

La puissance acoustique produite est de :

$$\langle \dot{W} \rangle = \frac{p_a^2 S}{\bar{\rho}_{g0} c} = DR^2 \bar{p}_0 S \sqrt{\frac{rT}{\gamma}} = 30 \text{ kW}$$

Ce qui correspond à un niveau acoustique de :

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p_a^2}{p_{ref}^2} \right) = 10 \log \left(\frac{DR^2 \bar{p}_0^2}{(210^{-5})^2} \right) = 196 \text{ dB}$$

C'est de l'ordre de grandeur du champ acoustique généré par un réacteur d'avion ! (mais ici enfermé dans un tube)

Comment augmenter la puissance des machines thermoacoustiques

- Augmentation de la pression du gaz de travail : pb étanchéités, sécurité
- Drive ratio élevé, amplitude de pression maximale dans le système (= bon facteur de qualité du circuit acoustique)
- Pression et vitesse en phase sur une grande longueur de régénérateur : conditions sur le circuit acoustiques et adaptation de la charge (*étude du couplage**)
- Réduction des phénomènes de streaming et des turbulences**: fluides présentant une viscosité minimale (mélanges hélium xénon)
- Conduction thermique axiale réduite pour un gradient thermique donné (matériaux)
- Conception optimale des échangeurs chauds et froid : fluide alterné**
- Optimisation *du Stack/régénérateur (position, diamètre des pores)selon le taux d'onde progressive et la fréquence*
- Réduction de taille du système : suppression *ou optimisation du résonateur, augmentation de la fréquence*
- Systèmes avec cascades de régénérateurs (amplificateurs) et de stack (générateurs)
- *Conception des générateurs électriques linéaires : contrôle ,commande**

**Points intéressants les recherches d' ENISYS*

Analyse des pertes dans un convertisseur thermoacoustique (rendement maximal)

Pourquoi $An \neq 0$

Pertes thermiques classiques

- Pertes par irréversibilités thermiques (transferts thermiques) et dégradations diverses
- Pertes thermiques vers l'extérieur par défaut d'isolation thermique
- Pertes par conduction thermique entre les parties chaudes et froides du système

Pertes fluidiques classiques

- pertes par génération de « turbulences »
- effet du « blocage ratio » du stack et des échangeurs : réflexions d'ondes, porosité
- effet des coudes, changements de section, vortex, jets
- création d'ondes de choc pour les amplitudes importantes de la pression

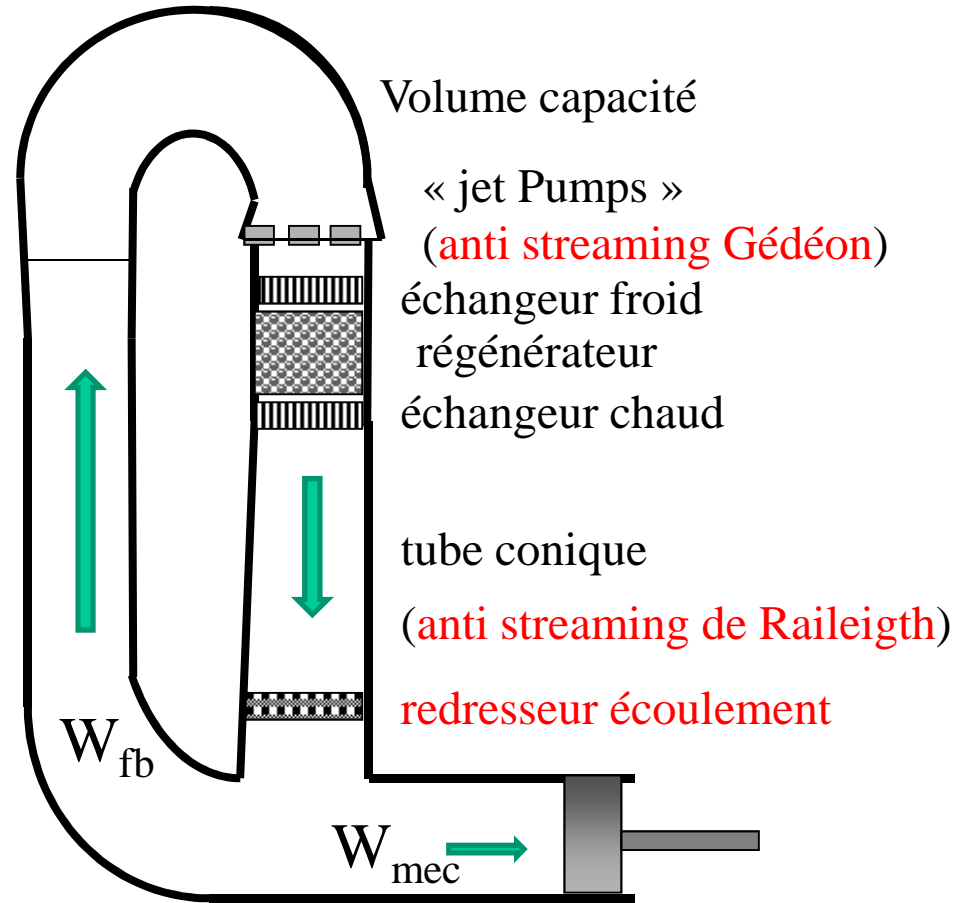
Pertes de l'énergie acoustique dans les conduits

- Pertes par inadaptation de la phase entre la pression et le débit acoustique du fluide
- Facteur de qualité « Q » du résonateur insuffisant (état des surfaces)
- Pertes dues à la présence d'ondes radiales ou dans la direction transverse, ou a la forme (non plane) de l'onde
- Mauvaise adaptation des impédances acoustiques des tronçons raccordés
- Pertes dues au couplage des vibrations avec la structure du systèmes

Pertes dues aux non linéarités des phénomènes

- Pertes dues aux phénomènes non linéaires (à fortes amplitude de la pression)
- Pertes par les divers phénomènes de « streaming »
- Pertes dues à la présence d'harmoniques

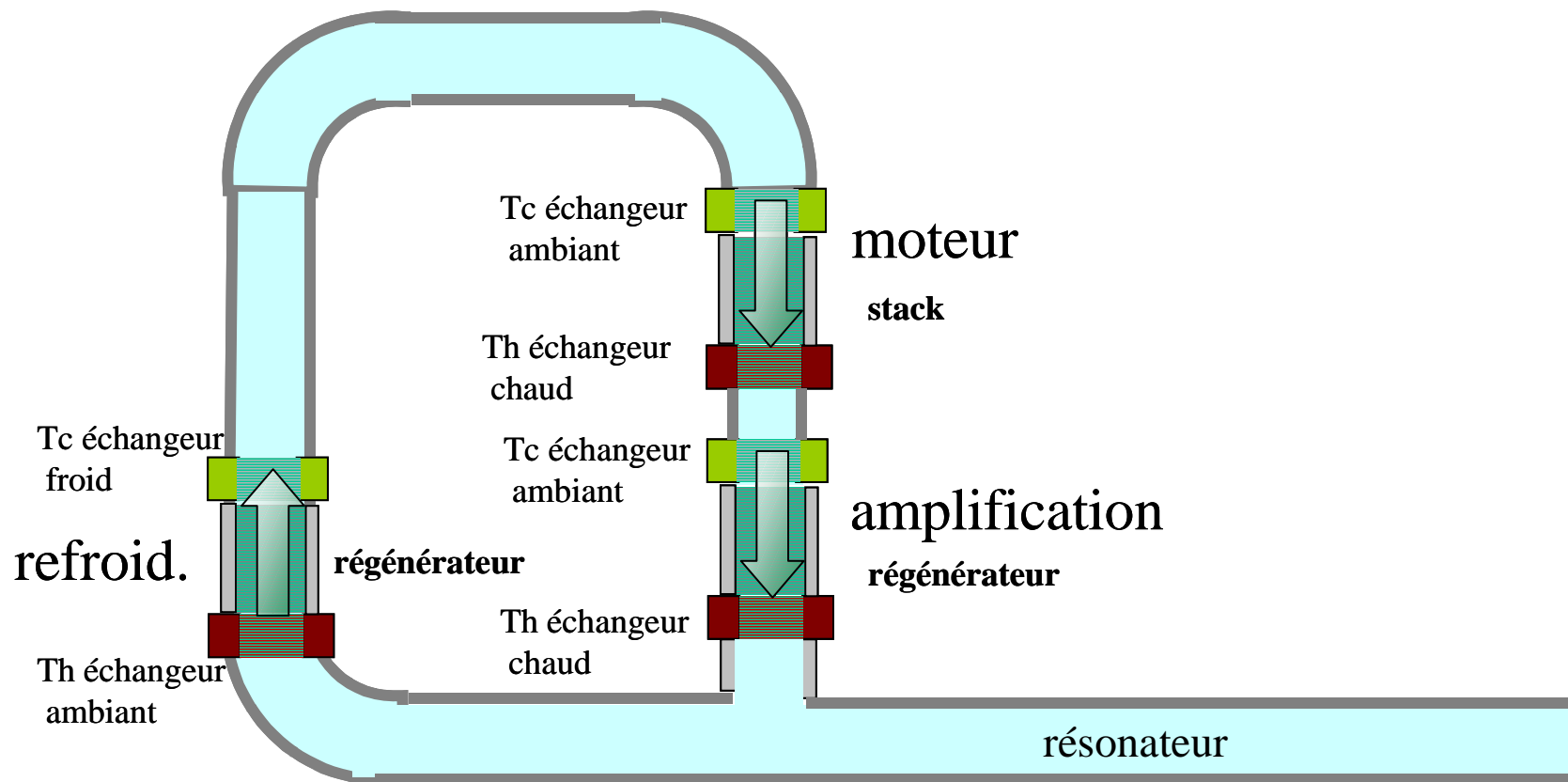
Ligne de retour



Réglage Phase P/u
charge

Moteur ondes mixtes stationnaire et progressive Swift-Backhaus

Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique



Pertes de l'énergie dans le stack

- Pertes par relaxation thermique de l'énergie acoustique
- Pertes par dissipation visqueuse de l'énergie acoustique du fluide

Calcul de la puissance acoustique :

$$\langle \dot{W}_x \rangle = \frac{1}{2} \int_S \Re[p_1 \tilde{u}_1] dS = \frac{S}{2} \Re[p_1 \tilde{u}_1] = \frac{S}{2} \Re[p_a \tilde{u}_a] = S |p_a| |\bar{u}_a| \cos(p_a, \bar{u}_a)$$

Variation de la puissance acoustique :

$$\frac{d\langle \dot{W}_x \rangle}{dx} = + \frac{1}{\bar{T}_{gx}} \frac{dT_{gx}}{dx} \Re[G_0] \langle \dot{W}_x \rangle + \frac{S}{2\bar{T}_{gx}} \frac{dT_{gx}}{dx} \Im[-G_0] \Im[\tilde{p}_a \bar{u}_a] - \frac{1}{2r_T} S |p_a|^2 - \frac{r_u}{2} S |\bar{u}_a|^2$$

Source/puits

Relaxation
thermique

Dégradations
visqueuses

Analyse des pertes dans le stack

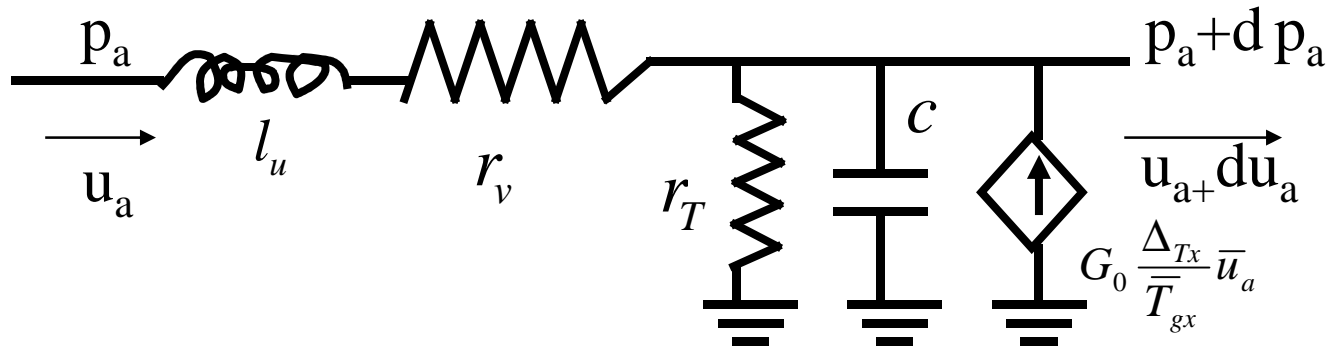
Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique

$$\bar{u}_a = -\frac{1}{(r_u + j\omega l_u)} \frac{\partial p_a}{\partial x}$$

$$r_v = \omega \bar{\rho}_{gx} \frac{\Im[-g_0(s^g)]}{|1 - g_0(s^g)|^2}$$

Résistance visqueuse et Inductance

$$l_u = \bar{\rho}_{gx} \frac{1 - \Re[g_0(s^g)]}{|1 - g_0(s^g)|^2}$$



$$\frac{d\bar{u}_a}{dx} = -\left(j\omega c + \frac{1}{r_t}\right) p_a + G_0 \frac{\Delta T_x}{T_{gx}} \bar{u}_a$$

$$c = \frac{1}{\rho_0} \left(1 + (\gamma - 1) \Re[g_0(s^g \sqrt{Pr})]\right)$$

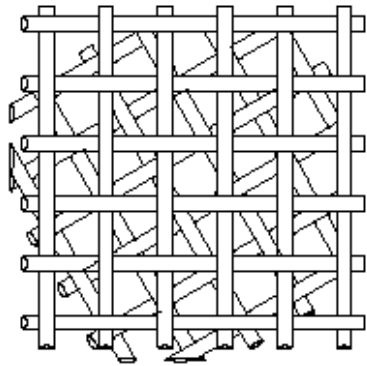
capacitance

$$\frac{1}{r_t} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\omega}{p_0} \Im[-g_0(s^g \sqrt{Pr})]$$

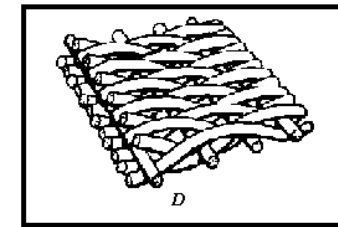
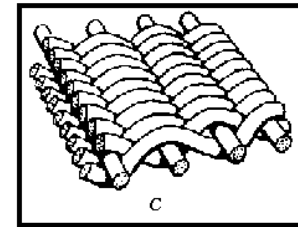
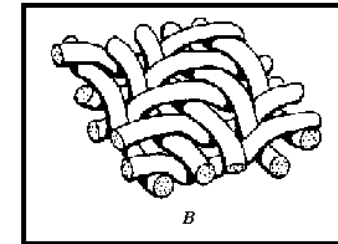
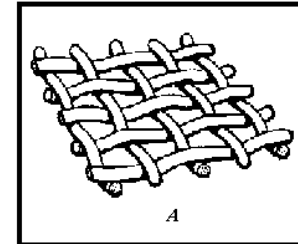
Résistance de relaxation

$$G_0 = \frac{(g_0(s^g) - g_0(s^g \sqrt{Pr}))}{(Pr - 1)(1 - g_0(s^g))}$$

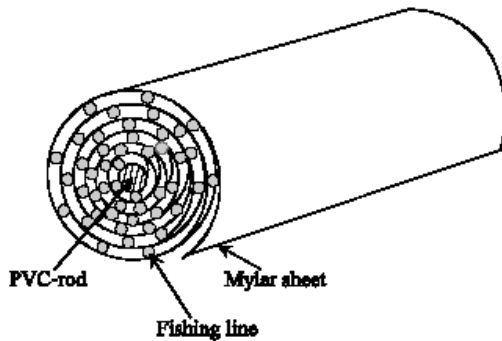
terme source/puits



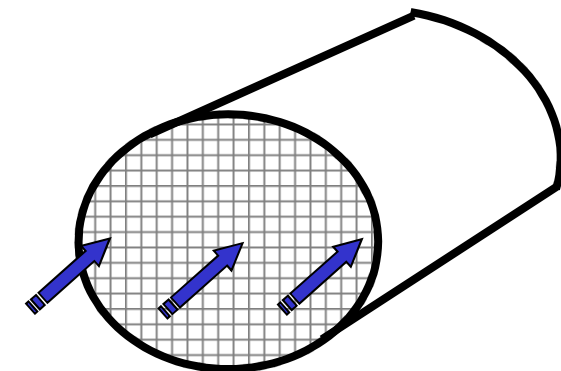
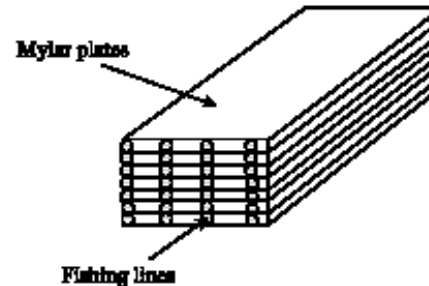
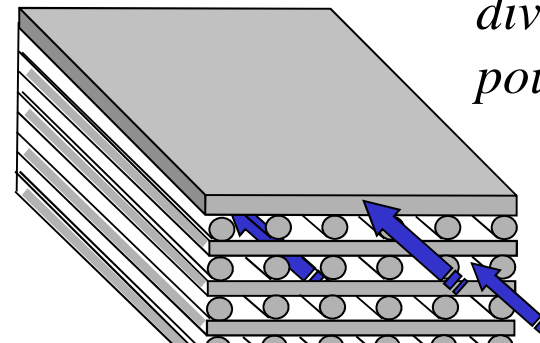
empilement de grilles métalliques fines pour réaliser les régénérateurs



diverses structures de grilles pour régénérateur

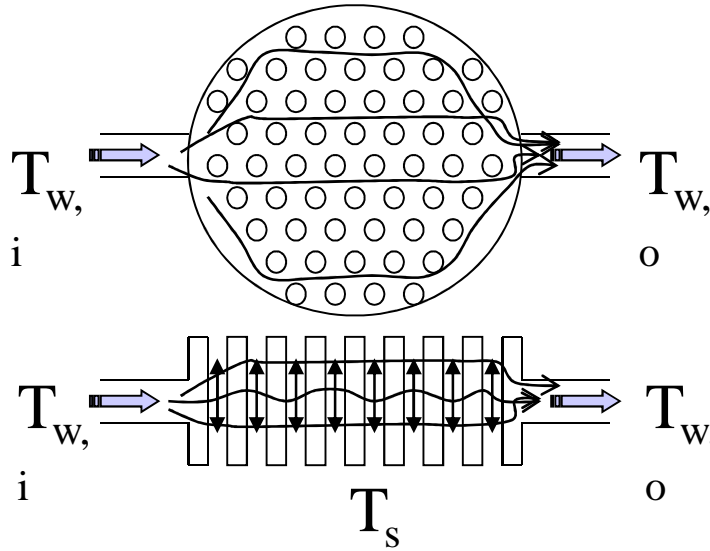


stacks enroulés ou à plaques

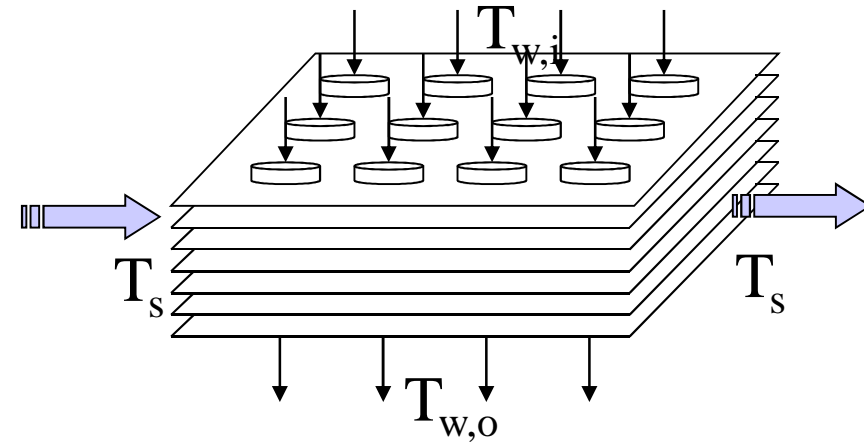


structure céramique

Les échangeurs enveloppe-tubes

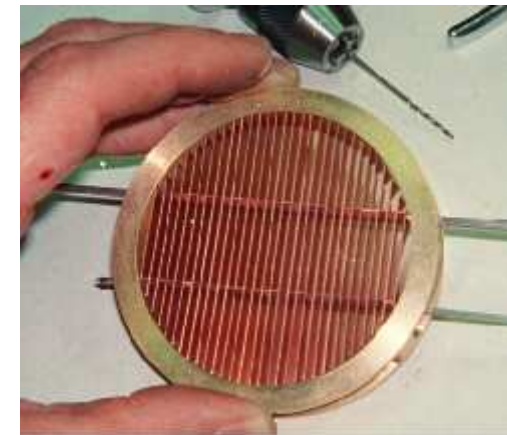
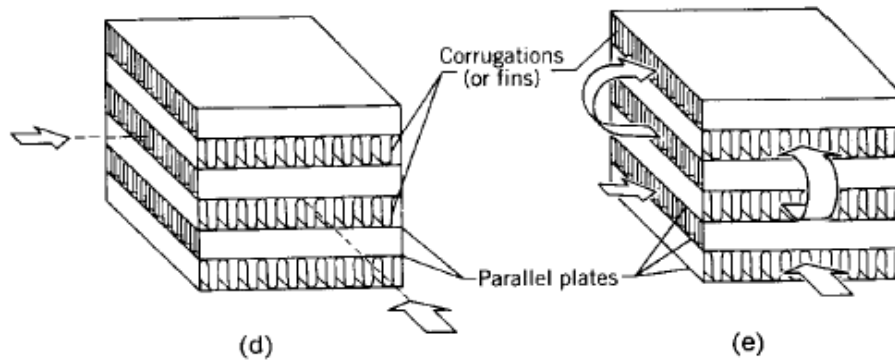


Les échangeurs tubes-plaques

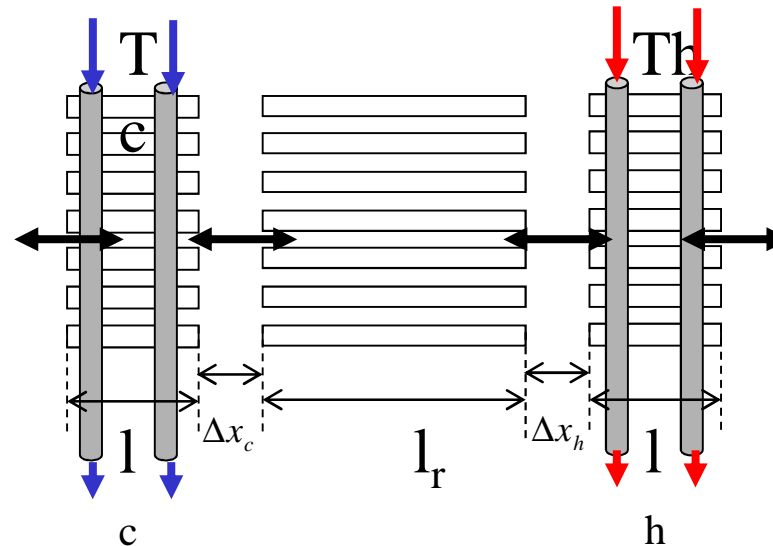


échangeur de type conductif pour faibles puissances

Les échangeurs compacts



Difficulté : Échangeurs thermiques en régime écoulement alterné !



- écoulements non stationnaires
- zones d'entrée prédominantes
- géométries complexes
- interaction avec les éléments voisins (effet navette)
- créations de turbulences, de jets, streaming,...

➔ Ratio du déplacement du gaz « $2\bar{x}_a$ » à la longueur de l'échangeur L : $\Lambda_L = \frac{2\bar{x}_a}{L}$

➔ Diamètre hydraulique des canaux : $d_h = \frac{4S_p}{p} = 4r_h$ *S_p la section libre de passage du fluide*
p le périmètre du canal
r_h le rayon hydraulique

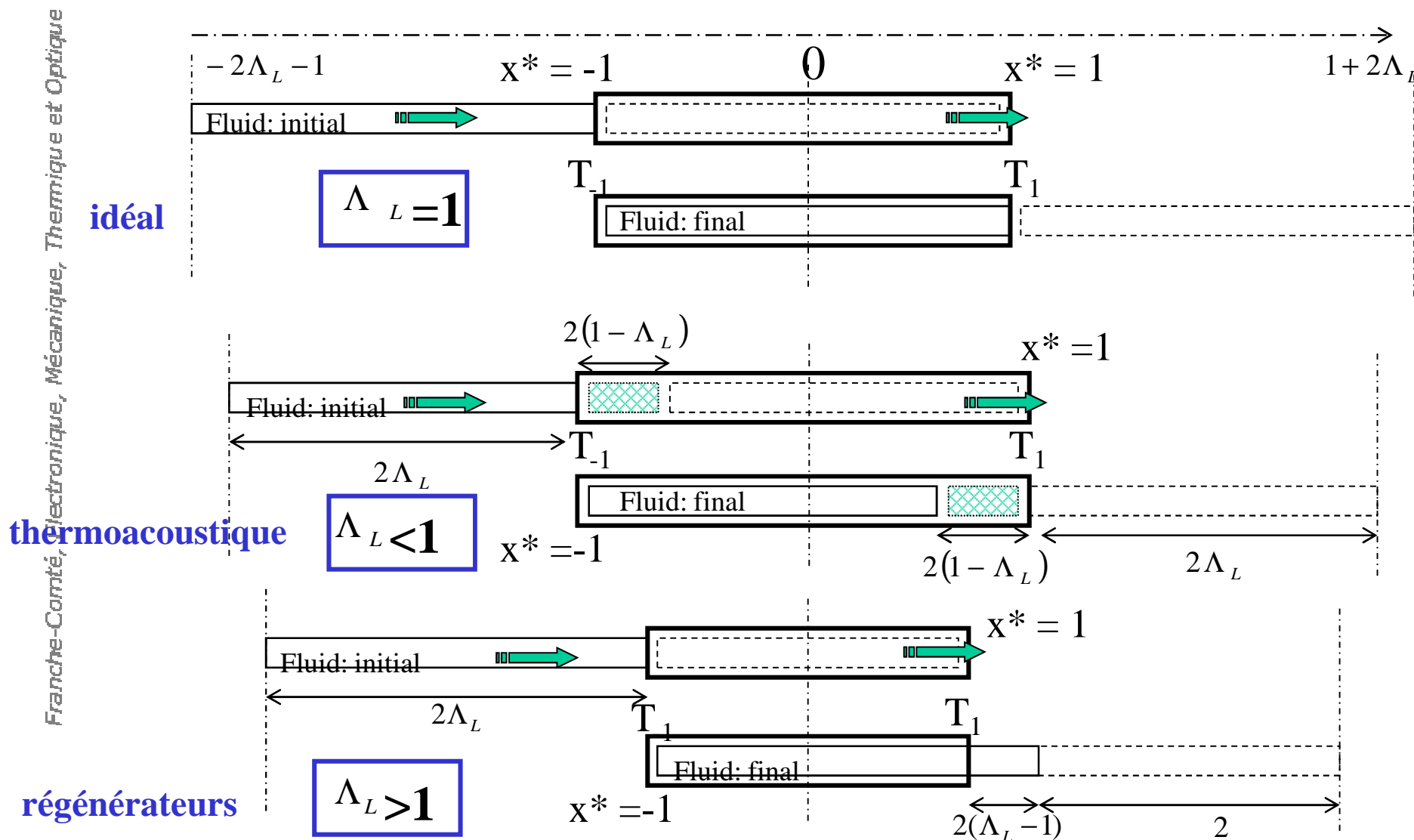
➔ ratio relatif du déplacement au diamètre hydraulique du canal : $A_0 = \frac{2x_{\max}}{d_h}$

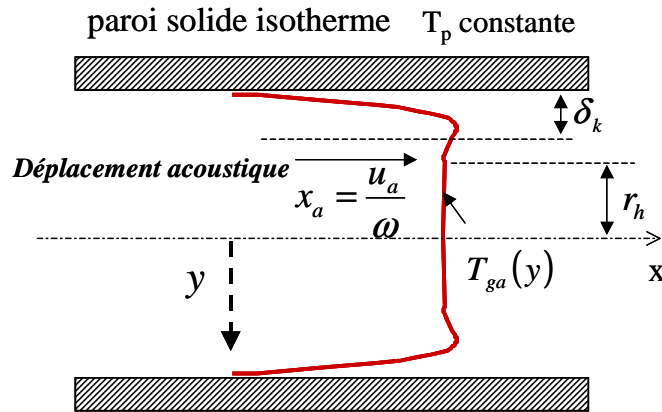
➔ Ratio relatif de la longueur au diamètre hydraulique du canal : $X = \frac{L}{d_h}$

Liaison → $A_0 = \Lambda_L X$

Importance du ratio de déplacement : fluide résiduel ou passage rapide

$$\Lambda_L = \frac{2\bar{x}_a}{L}$$





➔ épaisseur de la couche limite thermique

$$\delta_k = \sqrt{2k_g / \omega \bar{\rho}_g c_{pg}} = \delta_v / \sqrt{\text{Pr}}$$

μ la viscosité dynamique du gaz,

k_g la conductivité thermique du gaz

➔ épaisseur de la couche limite cinématique

$$\delta_v = \sqrt{2\mu / \omega \bar{\rho}_g}$$

le nombre de Prandtl du fluide : $\text{Pr} = \frac{c_{pg} \mu}{k_g}$

➔ Nombre de Womersley/Stokes

$$Wo = s = \sqrt{\frac{\rho_g \omega r_h^2}{\mu}} = \sqrt{2} \frac{r_h}{\delta_v} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{\text{Pr}}} \frac{r_h}{\delta_k} \text{ ou}$$

$$\text{Re}_\omega = \frac{\rho_g \omega d_h^2}{\mu} = 16 \text{Wo}^2$$

➔ Un Nombres de Reynolds : lequel ?

$$\text{Re}_h = \frac{\rho_g u d_h}{\mu_g} \quad \text{Re}_a = \frac{\bar{\rho} u_a d_h}{\mu} \quad \text{Re}_h = \frac{\bar{\rho} |\bar{u}_a| d_h}{\mu} \quad \text{Re}_{\max} = \frac{\bar{\rho} u_{\max} d_h}{\mu}$$

$$\text{Liaison} \rightarrow A_0 = \frac{2x_{\max}}{d_h} = 2 \frac{\text{Re}_{\max}}{\text{Re}_\omega}$$

➔ **Coefficient de frottement visqueux : variable dans le temps !**

$$C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho_f \bar{u}^2} = \frac{\mu \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{\text{paroi}}}{\frac{1}{2}\rho_f \bar{u}^2} \quad \langle \bar{u} \rangle = 0 \quad \Rightarrow C_f(t) \rightarrow \infty \quad \langle C_f \rangle = \frac{1}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{\omega}} C_f(t) dt$$

vitesse moyenne débitante

Différence de pression ou perte de charge ??

$$\Delta P = 4C_f \frac{L}{d_h} \frac{1}{2} \rho_f \bar{u}^2$$

Retour aux sources : Équation de quantité de mouvement

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = -\frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial^2 y} \Rightarrow \Delta p = \int_L \rho_g \left(\nu \frac{\partial^2 u}{\partial^2 y} - \frac{\partial u}{\partial t} - u \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx$$

Effets visqueux + accélération + effets d'inertie

avec

Validité des modèles en écoulements alternés : calcul de la différence de pression

➔ La formulation classique ne tient compte que des effets visqueux !

En fait la contrainte à la paroi : $\Re \left[\frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{paroi} \right] = \Re[G_1] \Re[\bar{u}] + \frac{1}{\omega} \Im[G_1] \Re \left[\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \right]$

(oscillation sinus)

Variation
temporelle

Il en découle :

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{2\mu}{d_h^2} \operatorname{Re}_{dh} \Re[C_f] \bar{u} + \rho_s \left(1 + \frac{\operatorname{Re}_{dh} \Im[C_f]}{8Wom^2} \right) \frac{\partial \bar{u}}{\partial t}$$

➔ Introduction d'un coefficient de frottement complexe (phase)

nombre de Womersley : $Wom = \sqrt{\frac{\rho_s \omega r_h^2}{\mu}}$

➔ Coefficient de convection thermique :

$$h_b = k_f \frac{\partial T_g}{\partial y} \Big|_{paroi} \quad \bar{T}_b \quad \text{température de mélange du fluide} \quad \bar{T}_b = \frac{1}{S\bar{u}} \int T_g u dS = \frac{\int T_g u dS}{\int u dS}$$

$$\langle \bar{T}_b(t) \rangle \rightarrow 0 \Rightarrow h_b(t) \rightarrow \infty$$

Avec la Loi linéaire classique : $\varphi_p = k \frac{\partial T_g}{\partial r} \Big|_{paroi}$ Flux réécrit: $\varphi_p = \frac{k}{d_h} Nu_b (T_w - \bar{T}_b)$

➔ En fait dans la définition classique il n'existe pas de déphasage entre températures et flux thermique : il est supposé nul !

Validité des modèles en écoulements alternés : densité de flux thermique

Amplitudes Température locale et moyenne

$$\bar{T}_{ga} = \frac{P_a}{\rho_g c_g} \hat{g} e^{j\omega t} - \frac{u_0 \Delta_{Tx}}{j\omega} \hat{h} e^{j\omega t}$$

(voir thermoacoustique linéaire)

$$T_{ga} = \frac{P_a}{\rho_g c_g} \hat{f}_{1r} e^{j\omega t} - \frac{u_0 \Delta_{Tx}}{j\omega} \hat{f}_{2r} e^{j\omega t}$$

Δ_{Tx} Gradient de température de paroi

flux thermique à la paroi :
(oscillation sinus)

$$\Re \left[\frac{\partial T_{ga}}{\partial r} \Big|_{paroi} \right] = \Re \left[\frac{\hat{f}'_{2p}}{\hat{h}} \right] \Re [\bar{T}_{ga}] + \frac{1}{\omega} \Im \left[\frac{\hat{f}'_{2p}}{\hat{h}} \right] \Re \left[\frac{\partial \bar{T}_g}{\partial t} \right]$$

↙ Variation temporelle

➔ **Expression modifiée du flux thermique :**

$$\varphi_p = \frac{k}{d_h} \left(\Re[Nu_i] \Re[T_w - \bar{T}_b] - \Im[Nu_i] \frac{\partial}{\partial \omega} \Re[\bar{T}_b] \right)$$

Introduction d'un nombre de Nusselt complexe (phase)

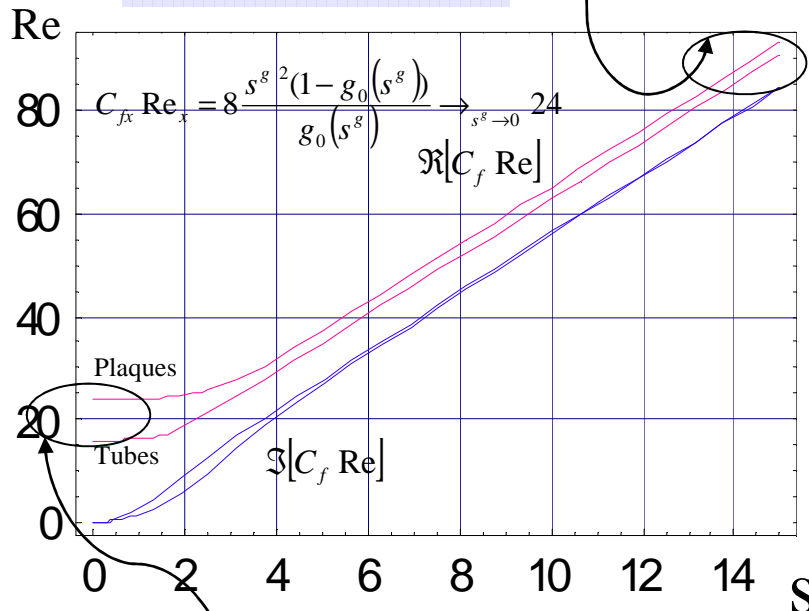
Applications : Variations du coefficient de frottement et d'échange thermique en écoulement oscillant établi

Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique

Définitions adoptées :

$$C_{fx} = -\frac{2e}{Re_x} \frac{\partial |u_a| / \partial y |_{e/2}}{|\bar{u}_a| / 2} \quad h = k_g \frac{\partial T_{ga} / \partial y |_{e/2}}{(T_{ga} - T_{ta|e/2})}$$

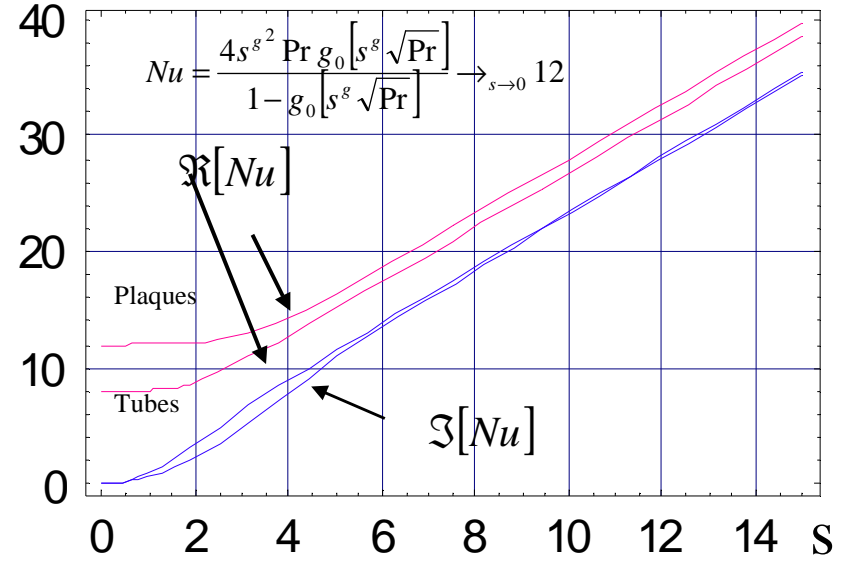
Déphasage proche de $\pi/4$



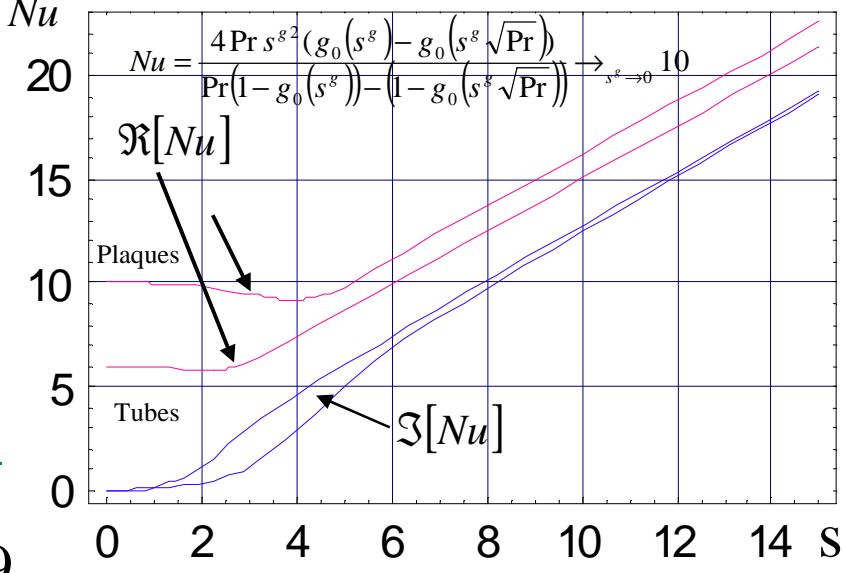
Déphasage proche de 0

$$s = \sqrt{\frac{\omega \rho g_0 e^2}{4\mu}}$$

Effet de la variation de pression seule



Effet d'advection seul



Ch Walter, H.D. Kuhl, Th Pfeffer, S. Schulz, Influence of developing flow on the heat transfer in laminar oscillating pipe flow, Forsch ingenieurwes, (64), 1998, 55-63

Résolution numérique des équations + méthode de moindres carrés pour retrouver le flux :

$$\varphi_p = \frac{k}{d_h} \left(\Re[Nu_i] \Re[T_w - \bar{T}_b] - \Im[Nu_i] \frac{\partial}{\partial \omega t} \Re[\bar{T}_b] \right)$$

➔ Nombre Nusselt local (basé sur T_m):

$$|Nu_m| = 5,78 + 0,238 \cdot 10^{-3} Re_\omega^{1,396} \lambda^{-0,372} + 0,0296 \left| \frac{\bar{Re}}{Re_{max}} \right|^{0,905} \lambda^{-0,857} Re_\omega^{0,568} \quad \lambda = \frac{x}{L} \Lambda = x / \Delta x_{max}$$

$$Arg(Nu_m) = -0,758 \lambda^{-0,235} Re_\omega^{0,493} \text{ en deg rés}$$

Nota : la valeur 5,78 est celle d'un écoulement laminaire « piston » (profil de vitesse plat) :

➔ Nombre Nusselt moyen sur L (basé sur T_m) :

$$|\bar{Nu}_m| = 5,78 + 0,00918 Re_\omega^{0,969} \Lambda^{-0,367} + 0,178 \left| \frac{\bar{Re}}{Re_{max}} \right|^{0,951} \Lambda^{-0,703} Re_\omega^{0,526} \quad \Lambda = L / \Delta x_{max}$$

$$Arg(\bar{Nu}_m) = -0,0308 Re_\omega \text{ en deg rés}$$

Etude des Spécificités Intrinsèques d'un Micro Cogénérateur Electro Thermique Intégré =ESIMCETI

Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique

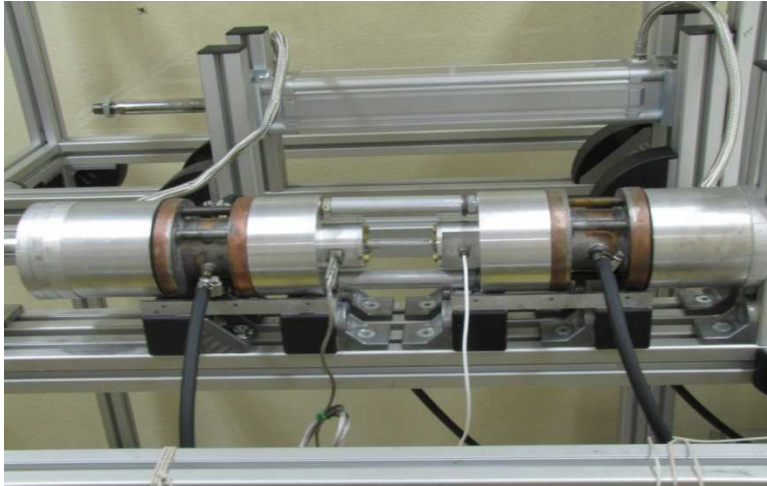
Banc d'essais réalisé au dépt ENISYS



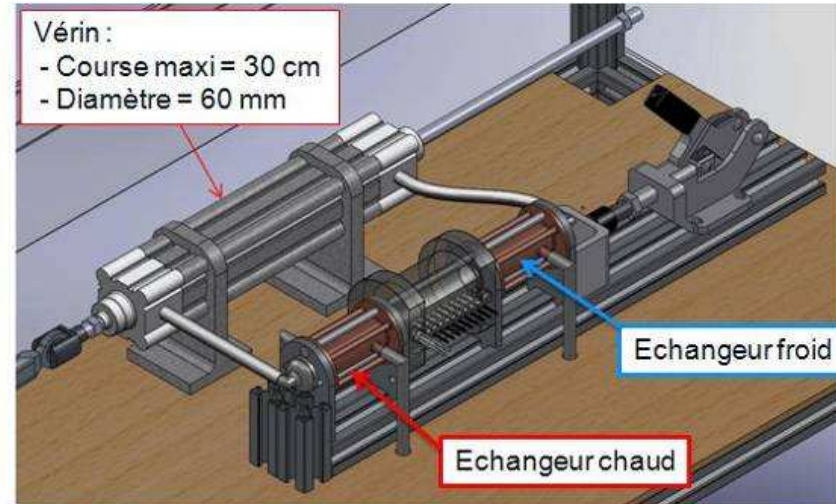
Entraînement mécanique de type bielle-manivelle + moteur électrique

Objectifs du projet :

- 1/ mesurer les différences de pression en régime alterné
- 2/ mesurer les températures de fluide en régime alterné
- 3 /établir des corrélations de transferts thermiques et de frottement en régime alterné.



Cellule d'essai entourée des échangeurs



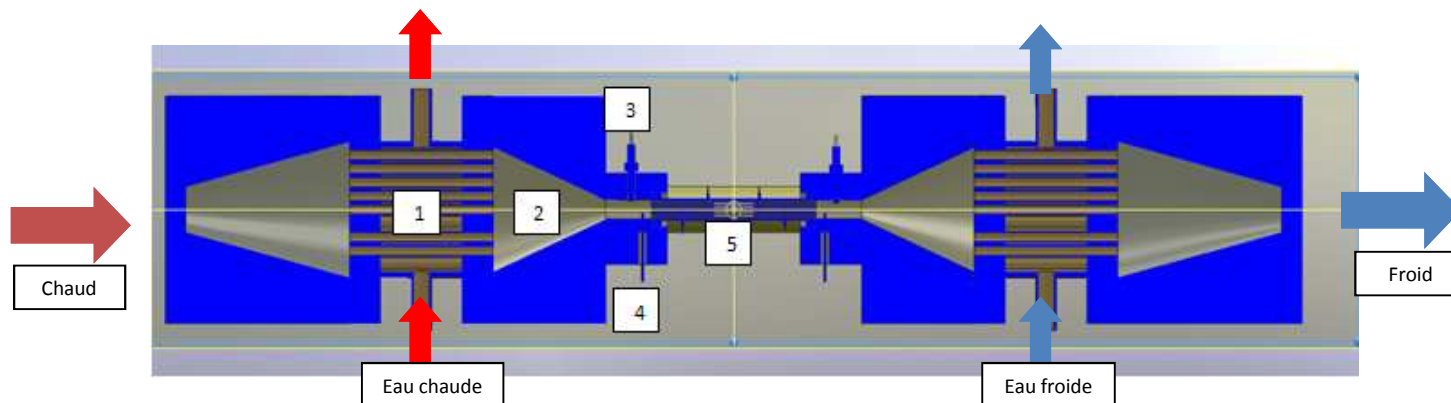
Vérin :
- Course maxi = 30 cm
- Diamètre = 60 mm

Echangeur chaud

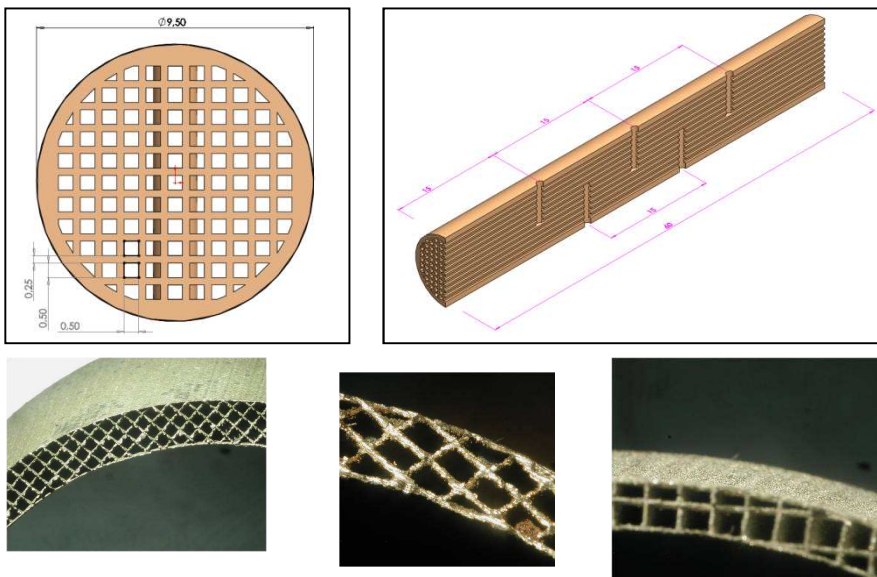
Echangeur froid

Echangeur chaud :
- circulation de liquide : 100 °C
- chauffage électrique : 400 °C

Echangeur froid :
- circulation de liquide : - 10 °C mini

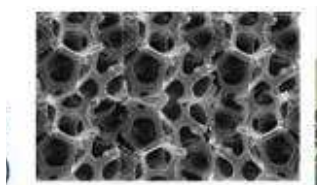


Régénérateurs à canaux métalliques (fusion laser de poudres chrome cobalt)



**Echangeurs
chaud/froid**

Régénérateurs mousses métalliques



Pompes à chaleur et réfrigérateurs



moteurs



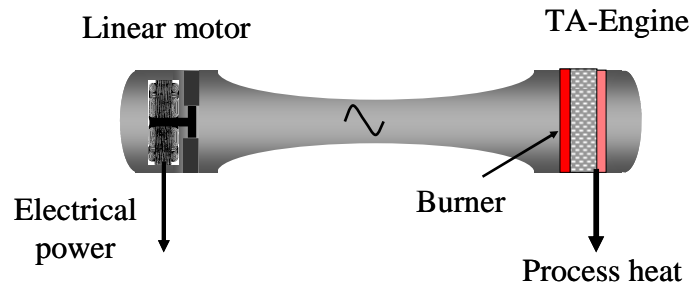
Résonateurs acoustiques



Échangeurs de chaleur



Beneficiary Number *	Beneficiary name	Beneficiary short name	Country
1(coordinator)	Energy research Centre of the Netherlands	ECN	Netherlands
2	CNRS	CNRS	France
3	School of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering University of Manchester	UNIMAN	United Kingdom
4	Aster Thermoakoestische Systemen	Aster	Netherlands
5	Department of Civil Engineering University of Messina	UNIME	Italy
6	HEKYOM	HEKYOM	France
7	Nuclear Research & consultancy Group	NRG	Netherlands



Objectifs de la tache WP5 CNRS/ECN :

1/ mesurer l'écoulement moyen et le champ de vitesse acoustique en présence de **streaming de Rayleigh** dans le buffer tube d'un pulse tube

2 / Valider les modèles de calcul CFD numérique .

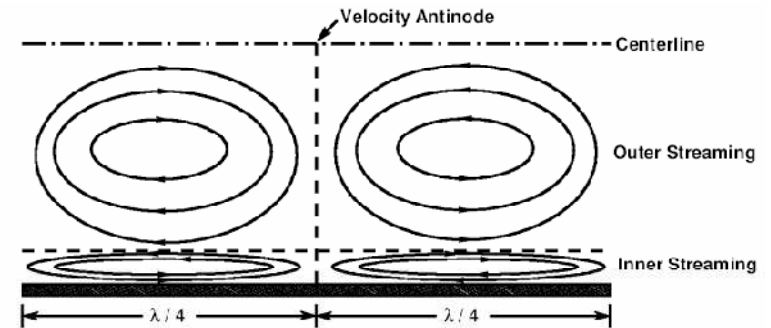
Le "Streaming":

- Un écoulement secondaire correspondant à la superposition d'un débit massique de fluide à l'écoulement oscillant (premier ordre)
- La cause se situe aux niveau d'effets dans les couches limites proches de la paroi
- Généralement néfaste car génère des mouvements convectifs de fluide entre zone chaude et zone froide

La non linéarité des phénomènes est jugée selon la valeur d'un **Nombre de Reynolds** dit « non linéaire » :

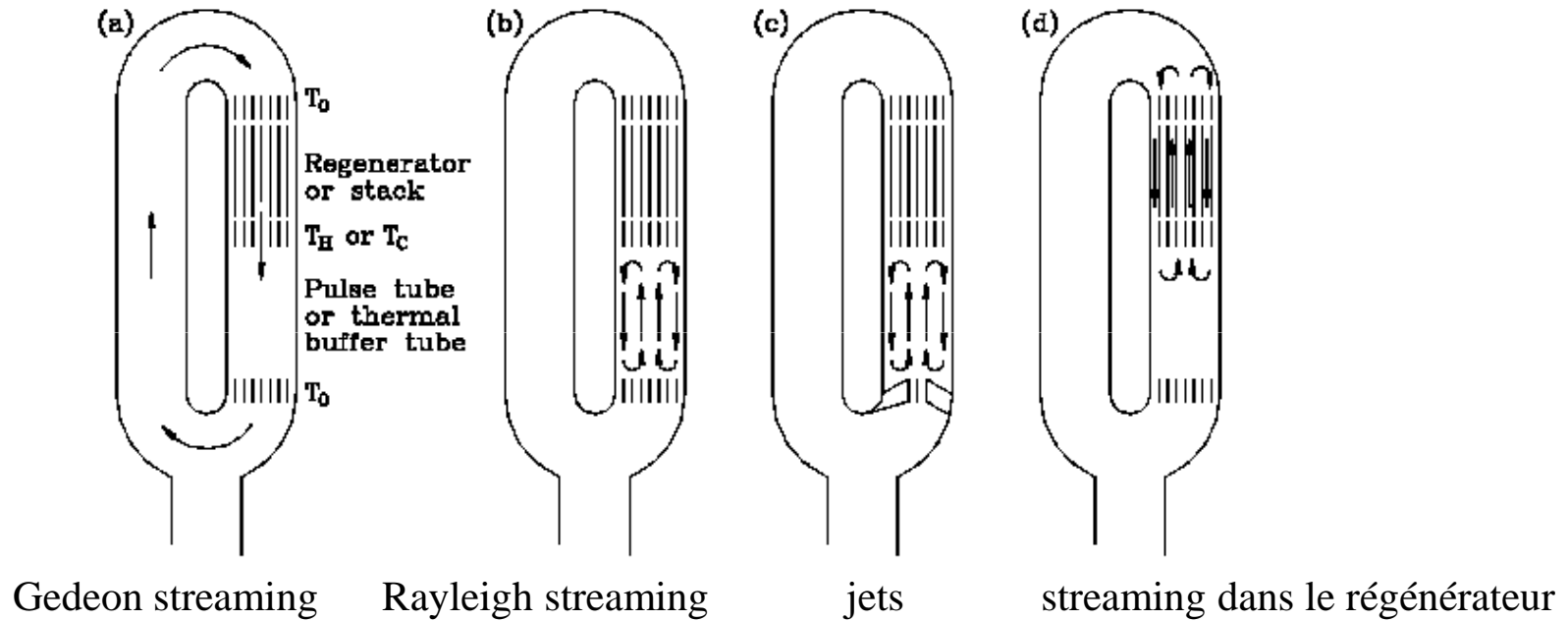
$$Re_{NL} = \left(\frac{\bar{u}_a}{c} \right)^2 \left(\frac{d_h}{2\delta_v} \right)^2$$

$$\delta_v = \sqrt{2\mu / \omega \bar{\rho}_g}$$

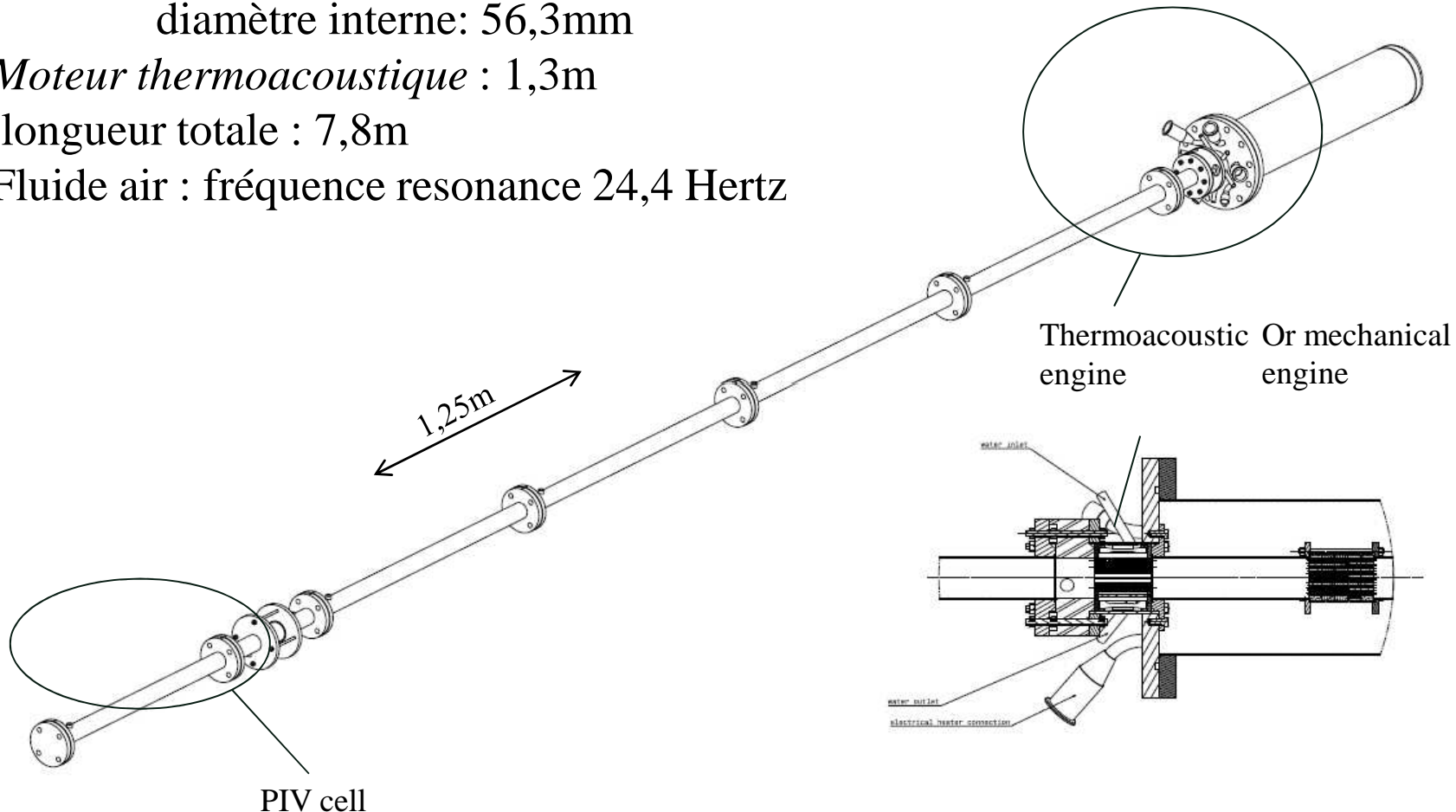


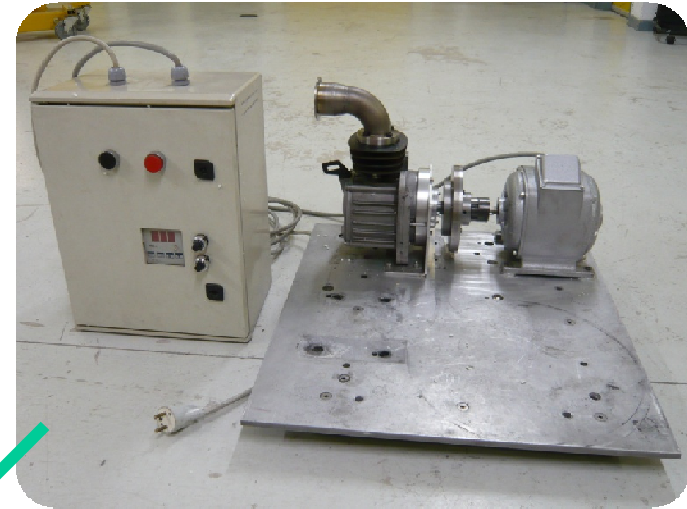
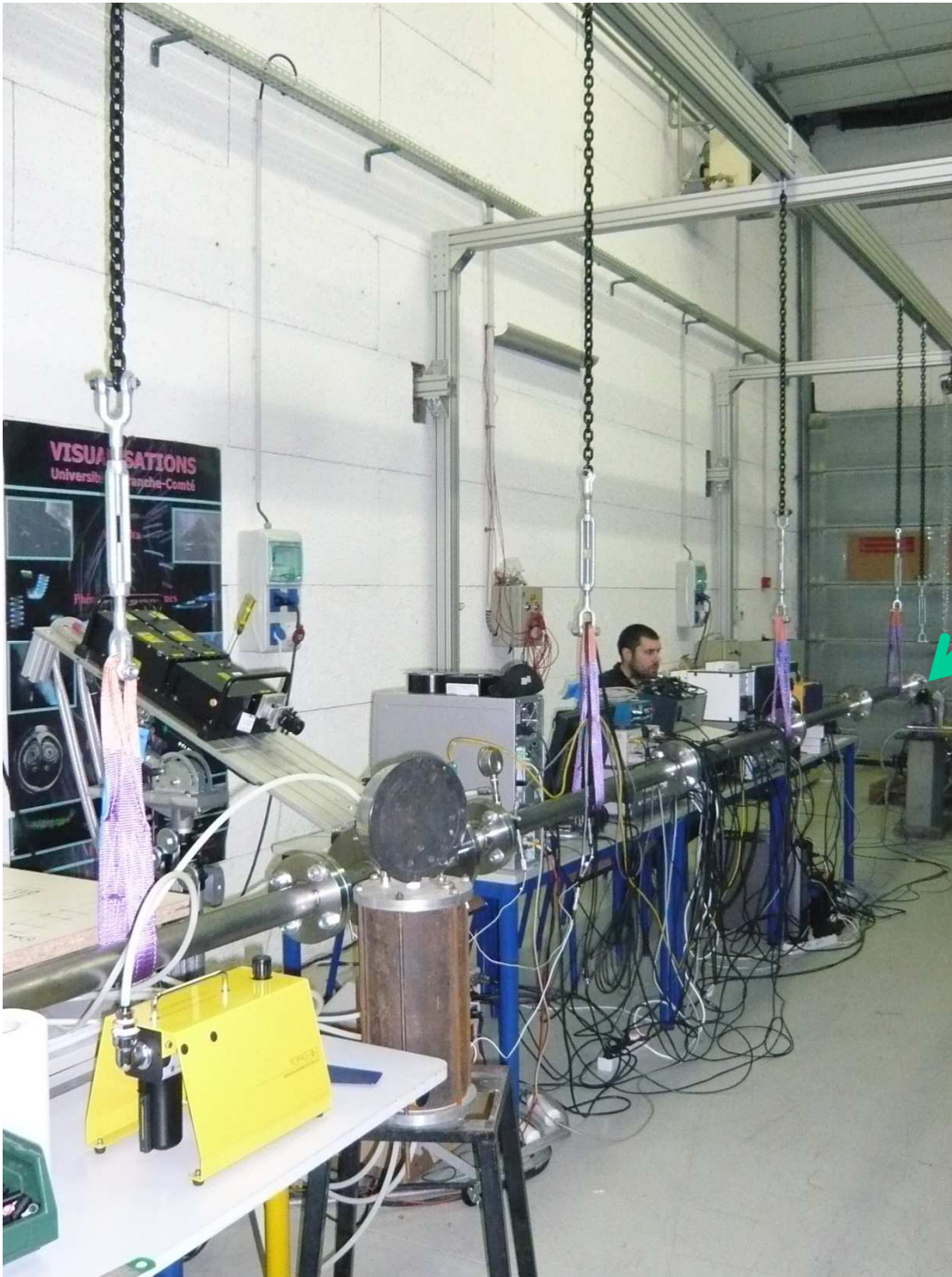
On considère que si $Re_{NL} \ll 1$ le phénomène de streaming est faible et dans le cas contraire $Re_{NL} > 1$ le phénomène de streaming est fort.

Streaming types :

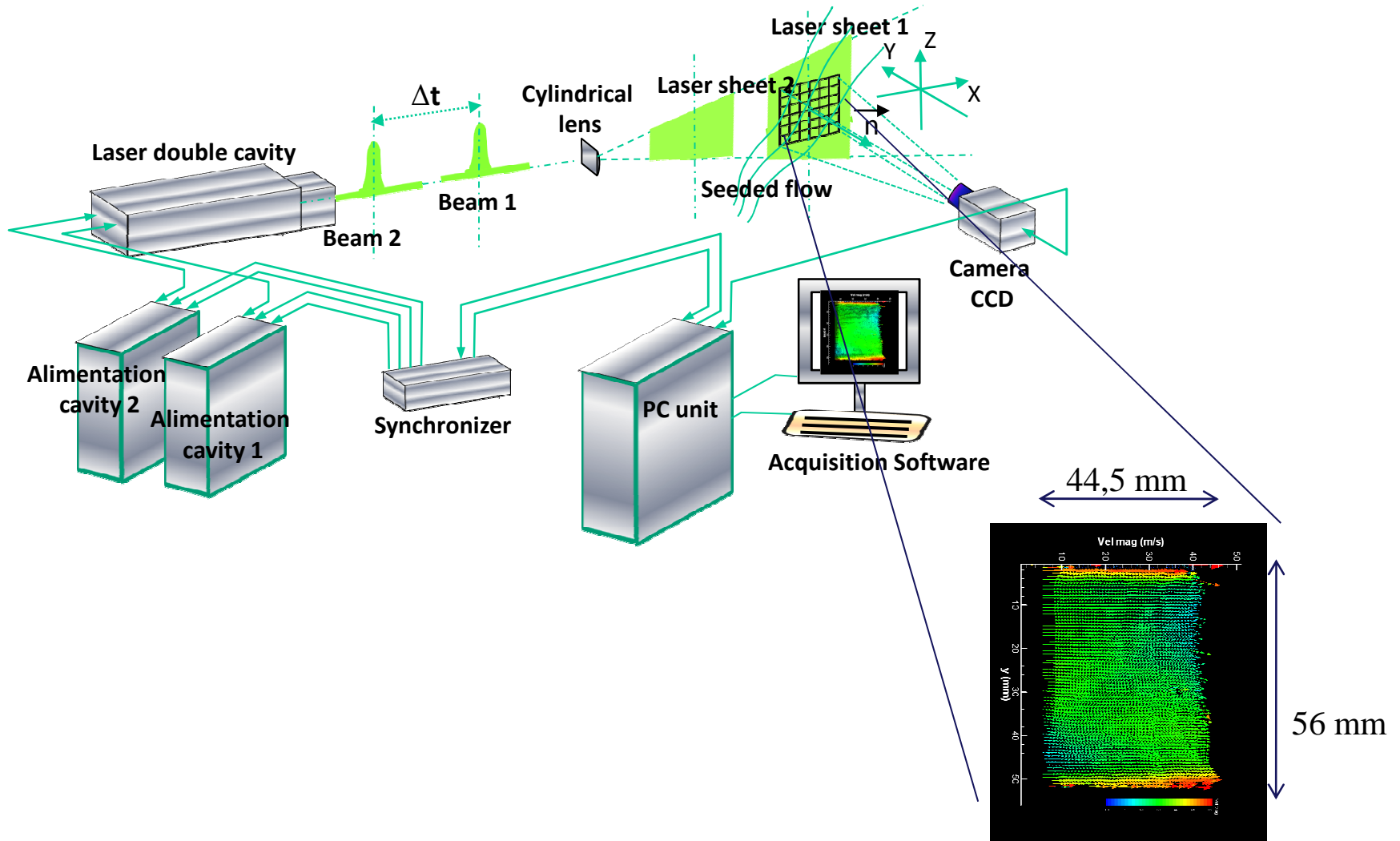


Resonateur en tube d'acier : 6,5m
diamètre interne: 56,3mm
Moteur thermoacoustique : 1,3m
longueur totale : 7,8m
Fluide air : fréquence resonance 24,4 Hertz

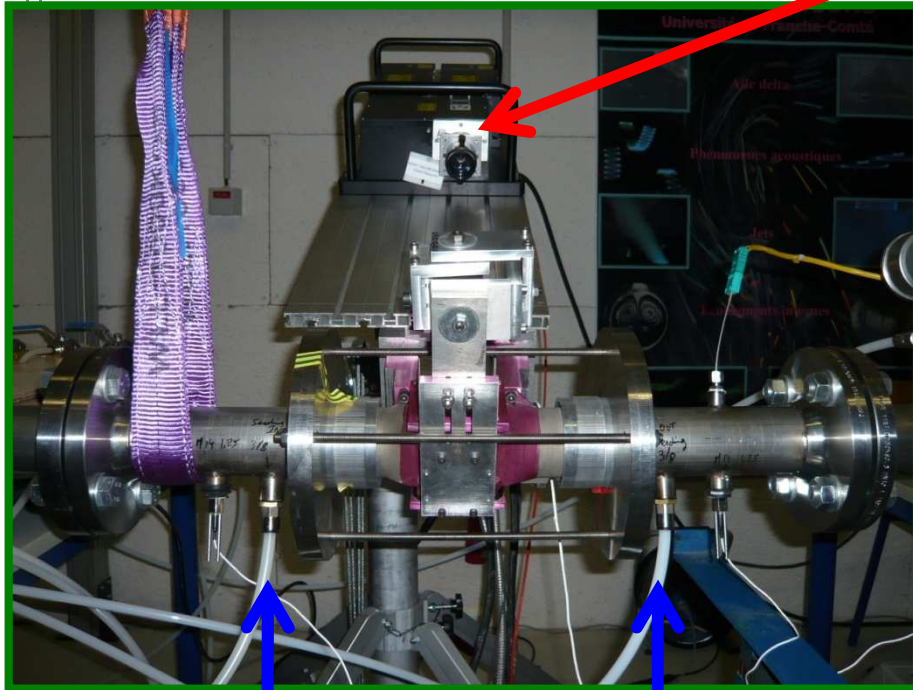
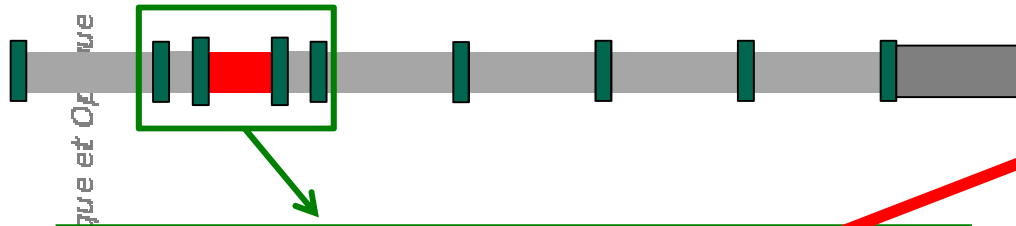




- Piston diameter: 48 mm,
- Frequency range: 5-90 Hz,
- Piston stroke: 40 mm.

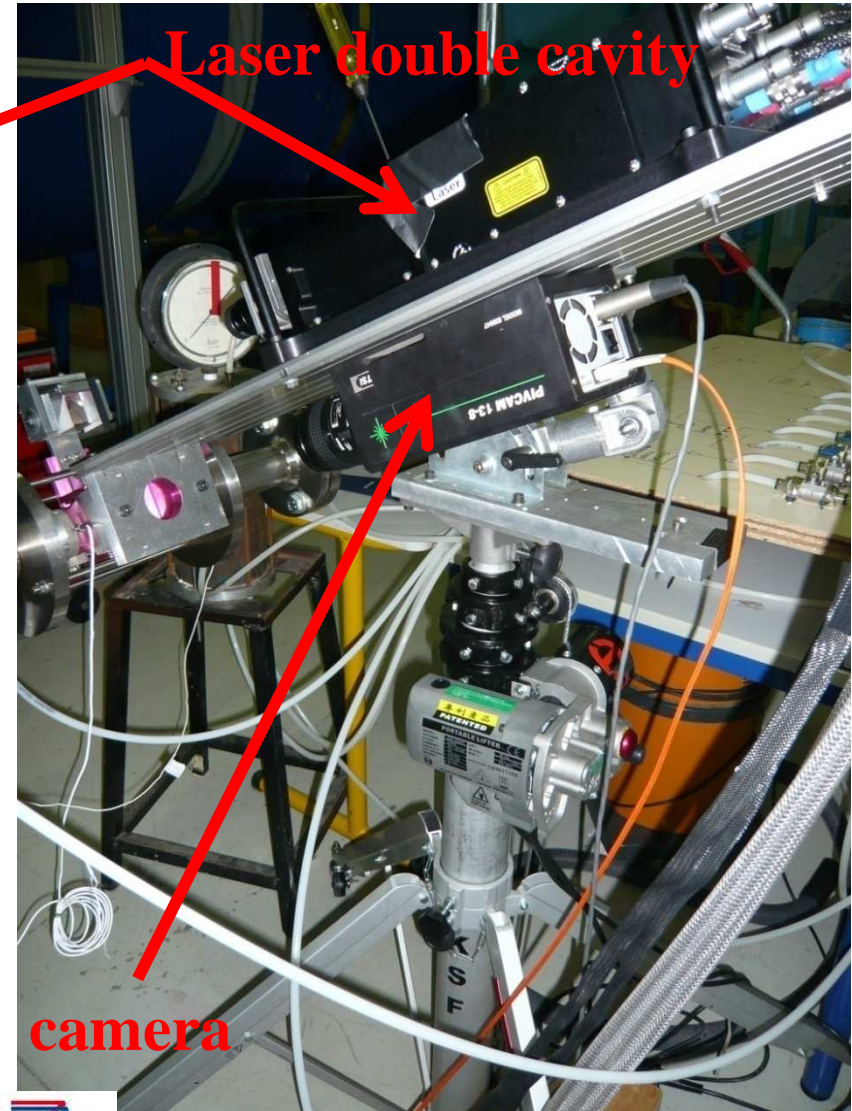


PIV setup



Seeding
inlet

Seeding
outlet

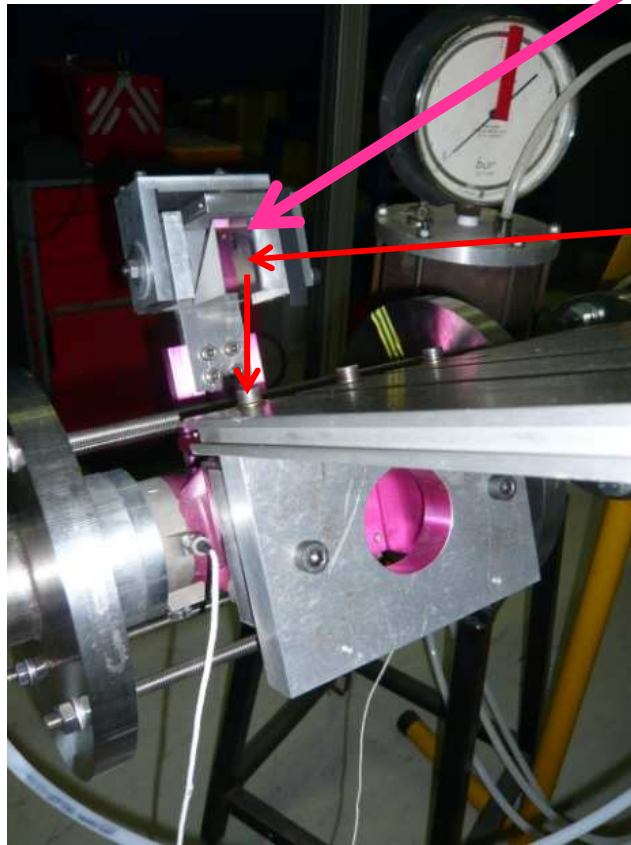


camera

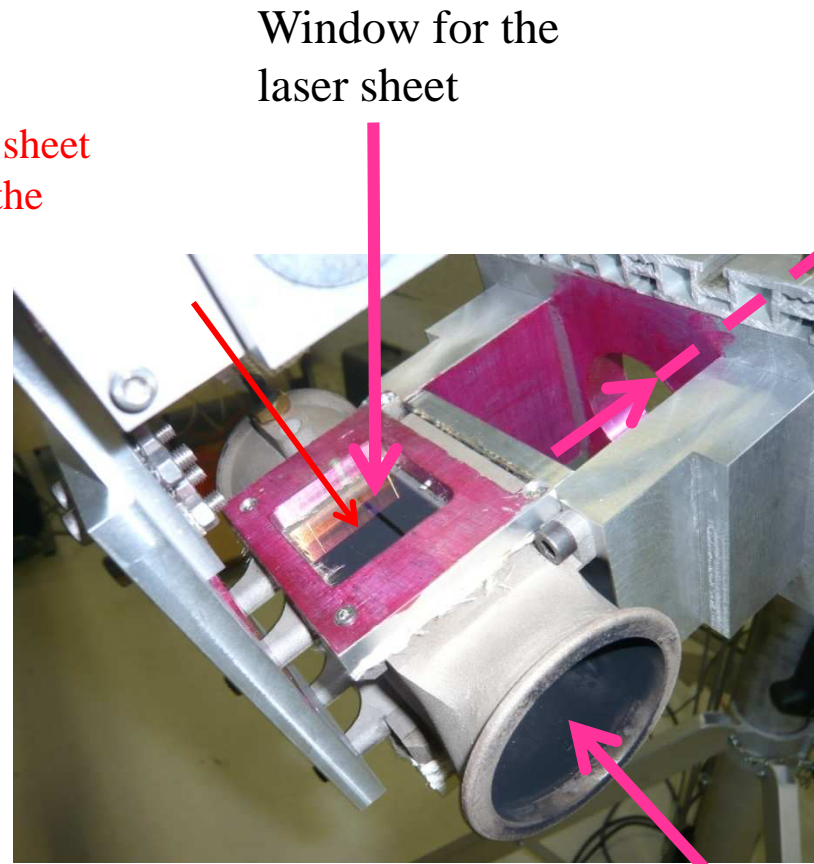
Département ENISYS

PIV cell

Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique



Prism
Laser sheet from the laser



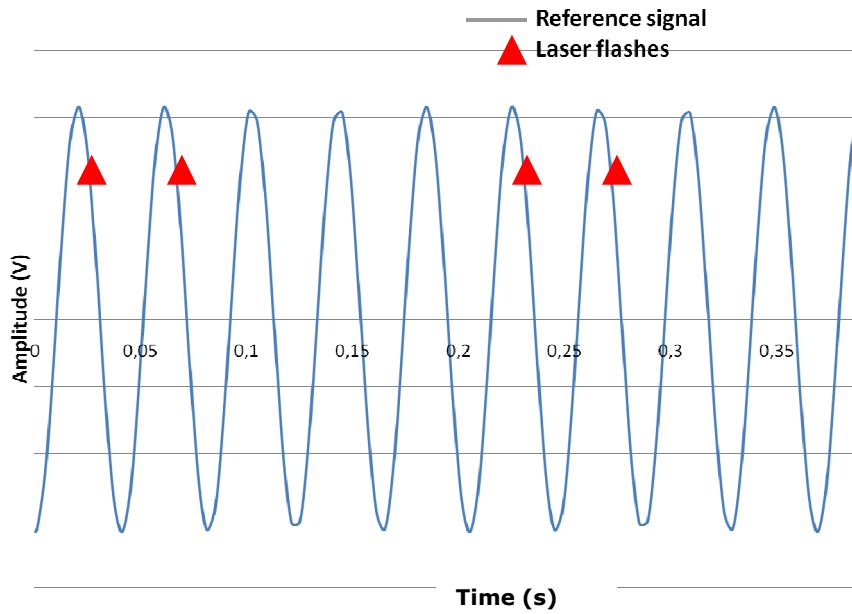
Window for the laser sheet

To the camera

Gaz flow

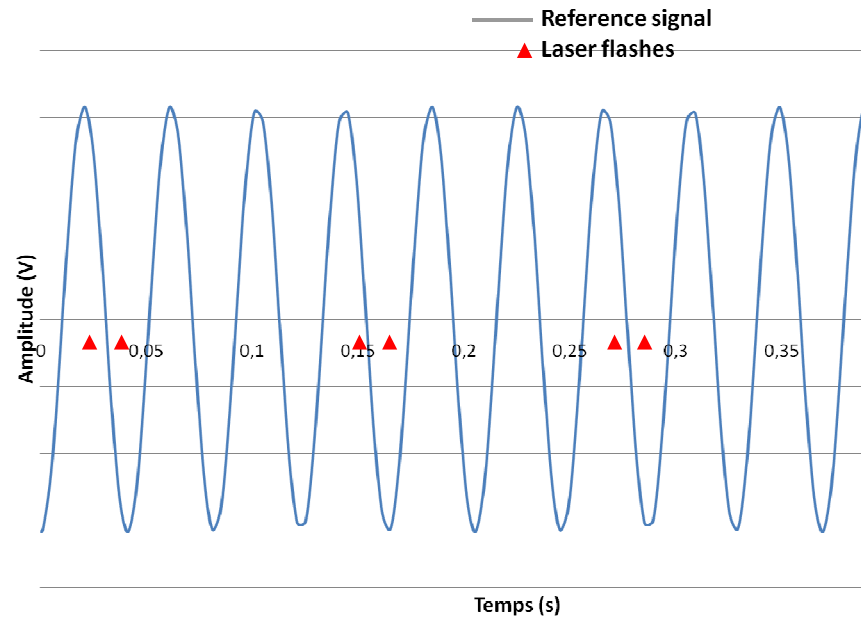
Method n°1

$$\Delta t = 1/f_{res}$$



Method n°2

$$\Delta t = 25\mu s$$



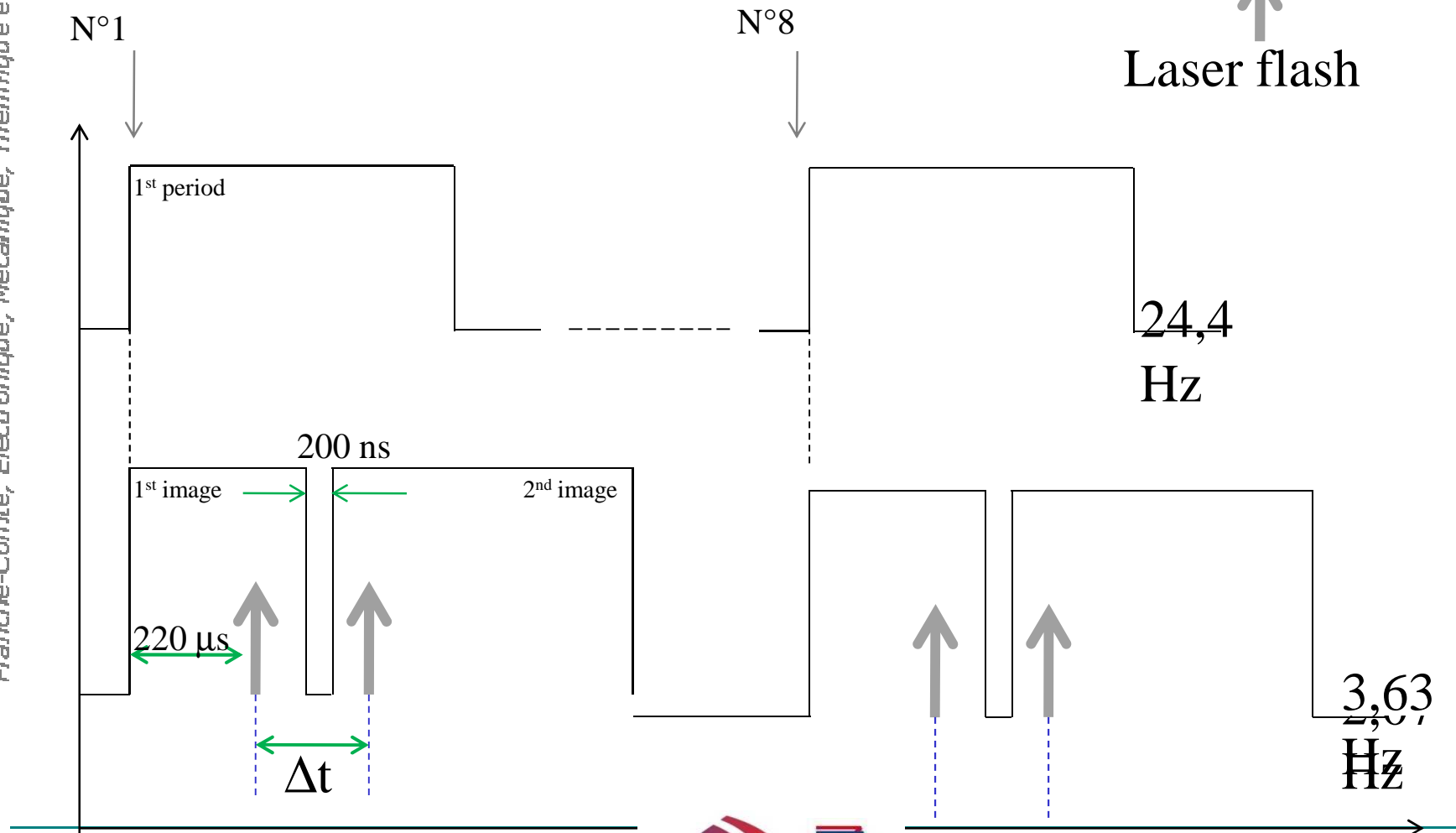
Method n°2 : $\Delta t = 25\mu s$

N°1

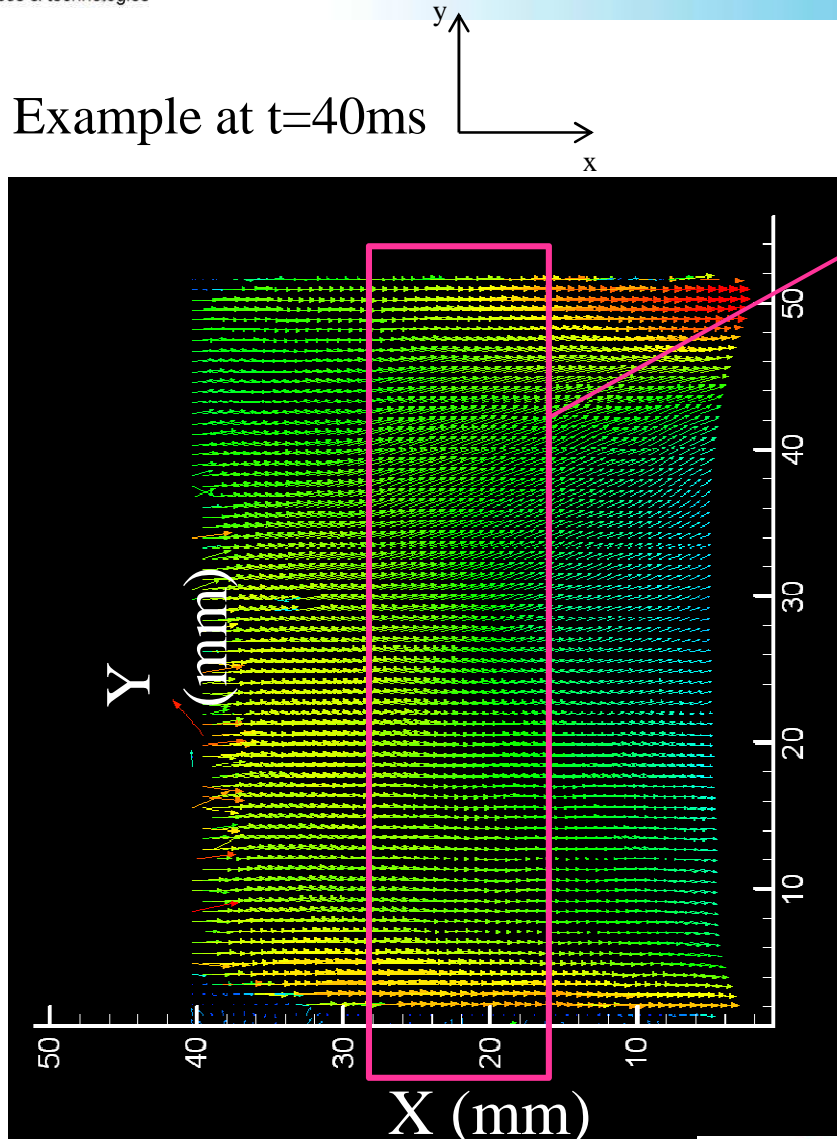
N°8

$f_{res} = 24,4\text{Hz}$

Laser flash



Example at $t=40\text{ms}$



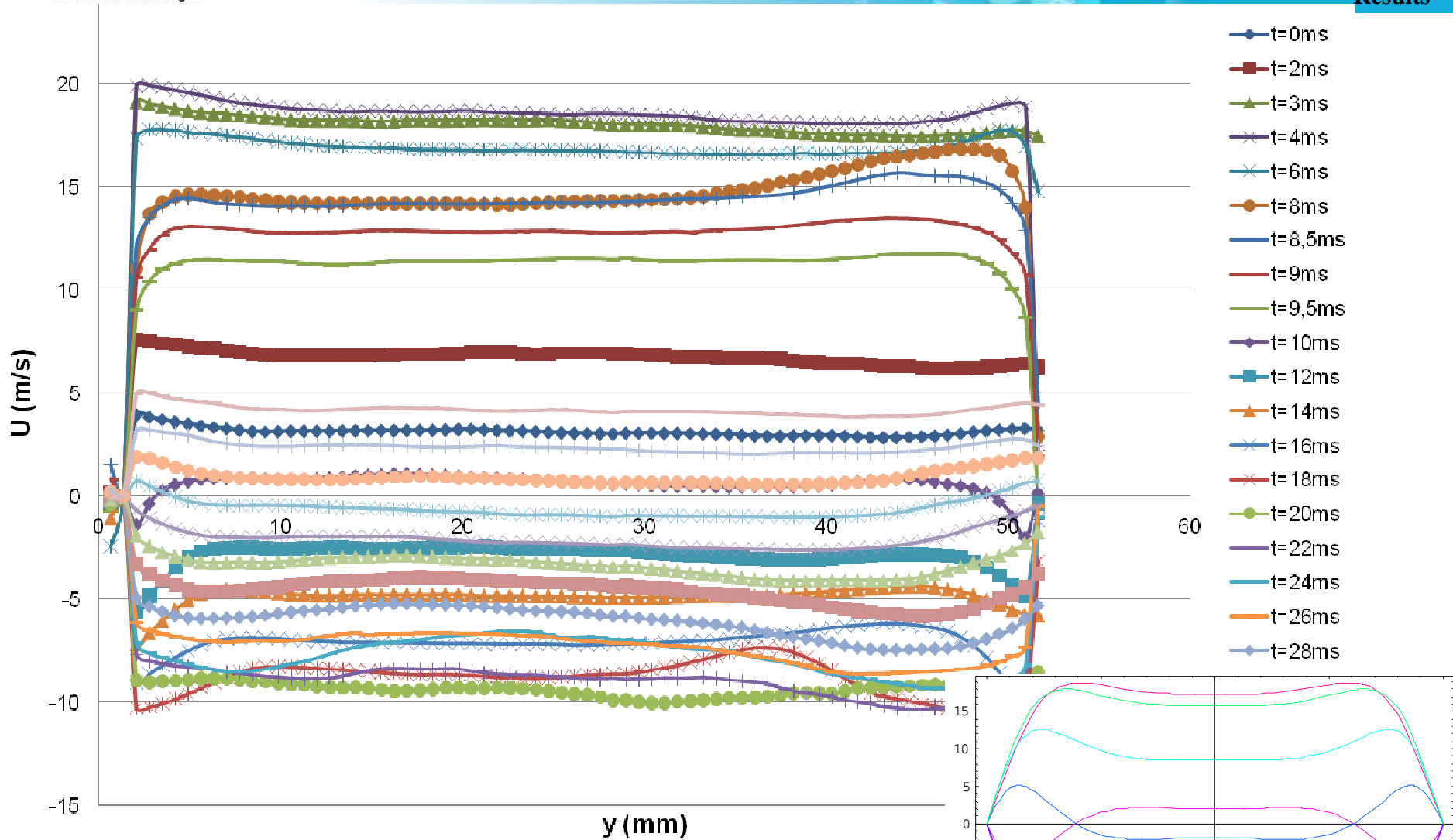
X between 15
and 25 mm

-Extraction of a velocity
profile from this area.

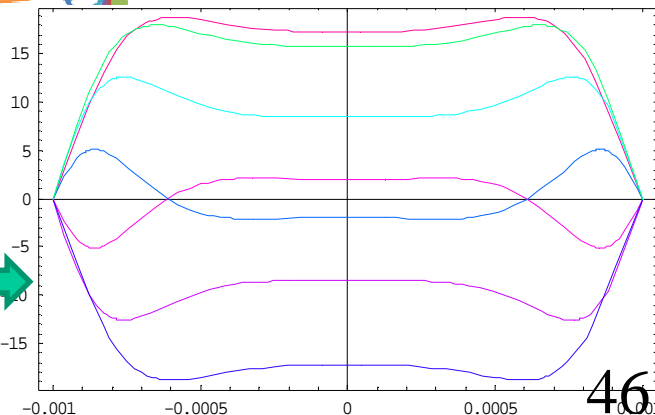
-Average of the velocity values
on the profile (along y) >>

temporal variation of speed
average of the velocity
profiles over time >>

streaming velocity profile



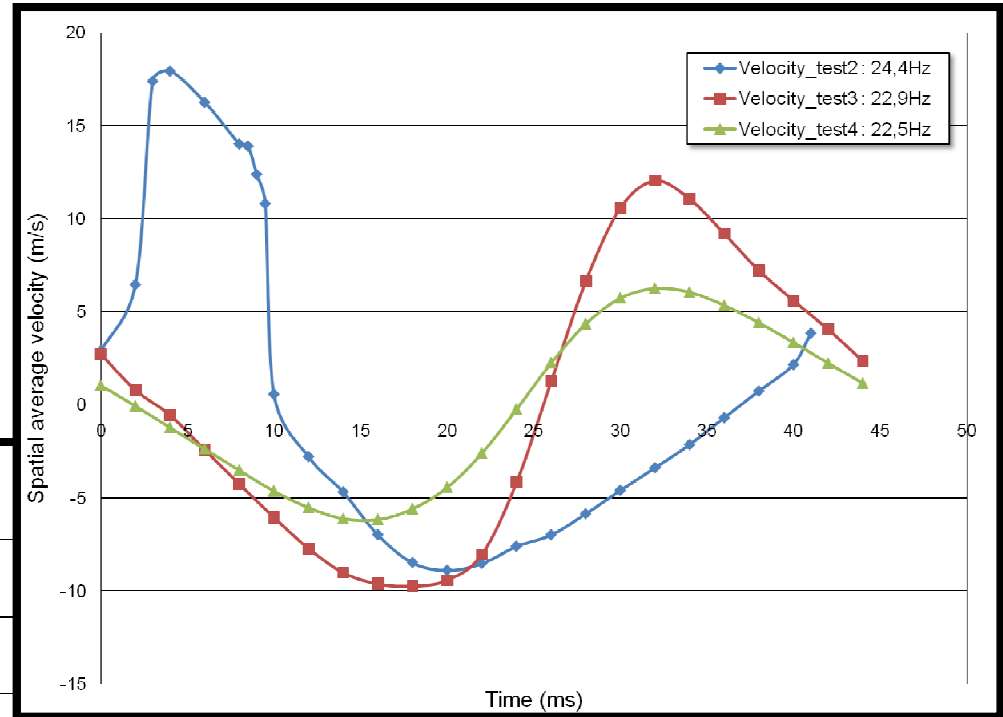
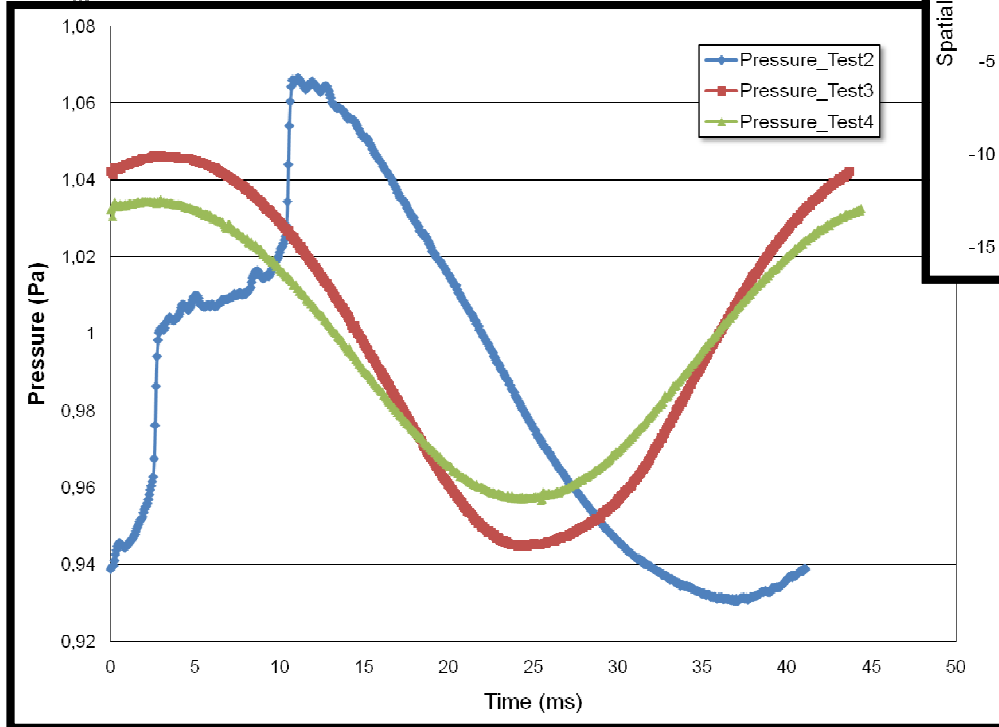
Issues de calculs théoriques



Acoustique, Thermique et Optique

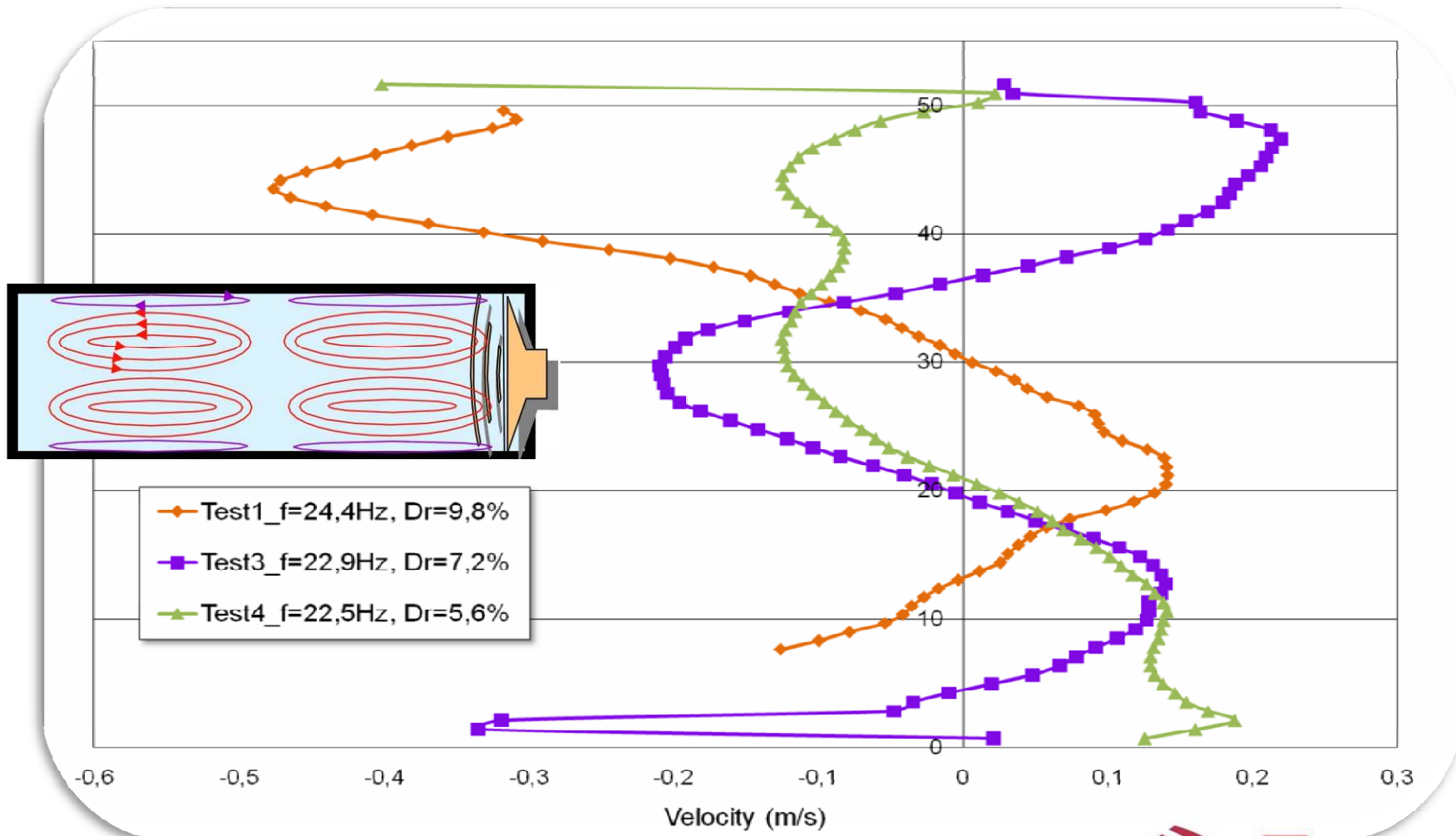
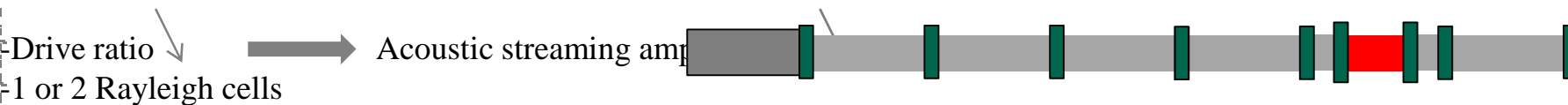
	Test2	Test3	Test4
P_m abs. (bar)	0,9863	0,9983	0,9973
P_1 (mbar)	96,2	72	55,4
P_1/P_m (%)	9,7	7,21	5,6
P_{atm} (bar)	0,978	0,978	0,978
T_m (°C)	21	23	23
L (m)	7,13	7,13	7,13
T (period in s)	0,041	0,0436	0,0444
f (Hz)	24,4	22,9	22,5
Engine type	Mechanical	Mechanical	Mechanical

Pressure



Velocity

Franche-Comté, Electronique, Mécanique, Thermique et Optique



Amélioration de l'efficacité énergétique des machines Thermoacoustiques

Merci pour votre attention

Expression de la puissance thermoacoustique générée

Ondes stationnaires ou progressives

→ Pour une onde stationnaire pure: déclenchement de la conversion thermoacoustique de l'énergie thermique-mécanique

$$\langle \dot{W} \rangle \approx \frac{1}{4} \Pi \delta_x \Delta x \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \frac{\omega}{p_0} |p_a|^2 \left(\frac{\Delta T_x}{\Delta_{crit}} - 1 \right) - \frac{r_u}{2} \Delta x S |\bar{u}_a|^2$$

Source/puits

Dégradations visqueuses

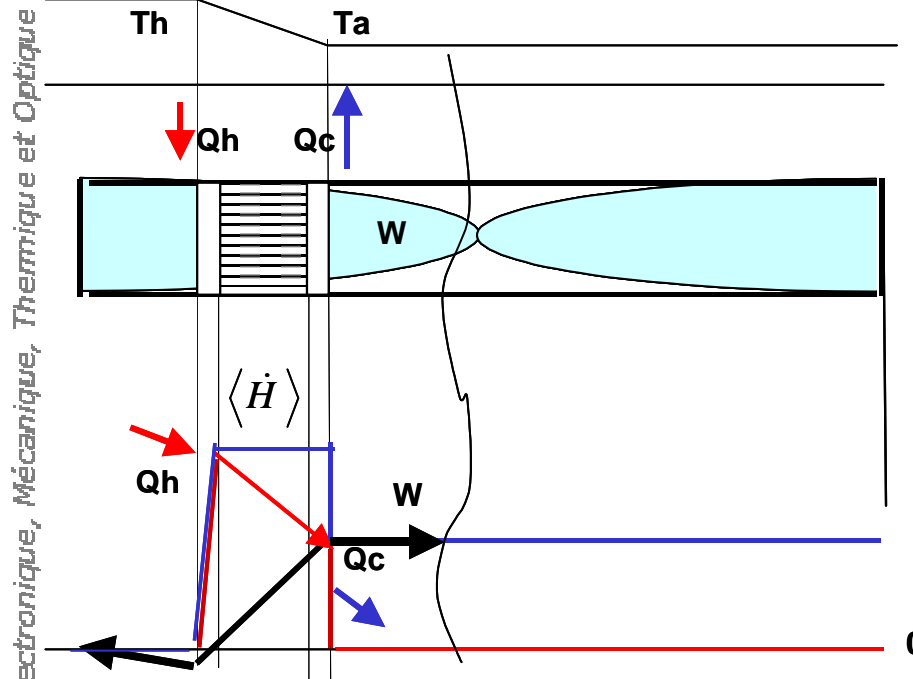
$$\Delta_{crit} = \frac{\gamma-1}{\gamma} c \omega \bar{T}_g \tan\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right)$$

→ Pour une onde progressive pure : renforcement ou atténuation des ondes selon le gradient thermique du régénérateur

$$\Delta \langle \dot{W} \rangle = \langle \dot{W}_s \rangle - \langle \dot{W}_e \rangle \approx \frac{T_{re,h}}{T_{re,c}} \langle \dot{W}_e \rangle - \frac{r_u}{2} S \Delta x |\bar{u}_a|^2 - \frac{1}{2r_T} S \Delta x |p_a|^2$$

Relaxation thermique

amplification thermique



$$Q'_c = W_{\text{feed back}}$$

$$Q'_h = W_{\text{sortie rég}}$$

$$\langle \dot{H} \rangle = Q_c + W_0 = Q_h + W_{\text{sortie rég}}$$

$$W = W_0 - W_{\text{feed back}}$$

rendement du moteur

$$\eta_{en} = W / Q_h$$

- énergie mécanique
- flux de chaleur
- flux enthalpique

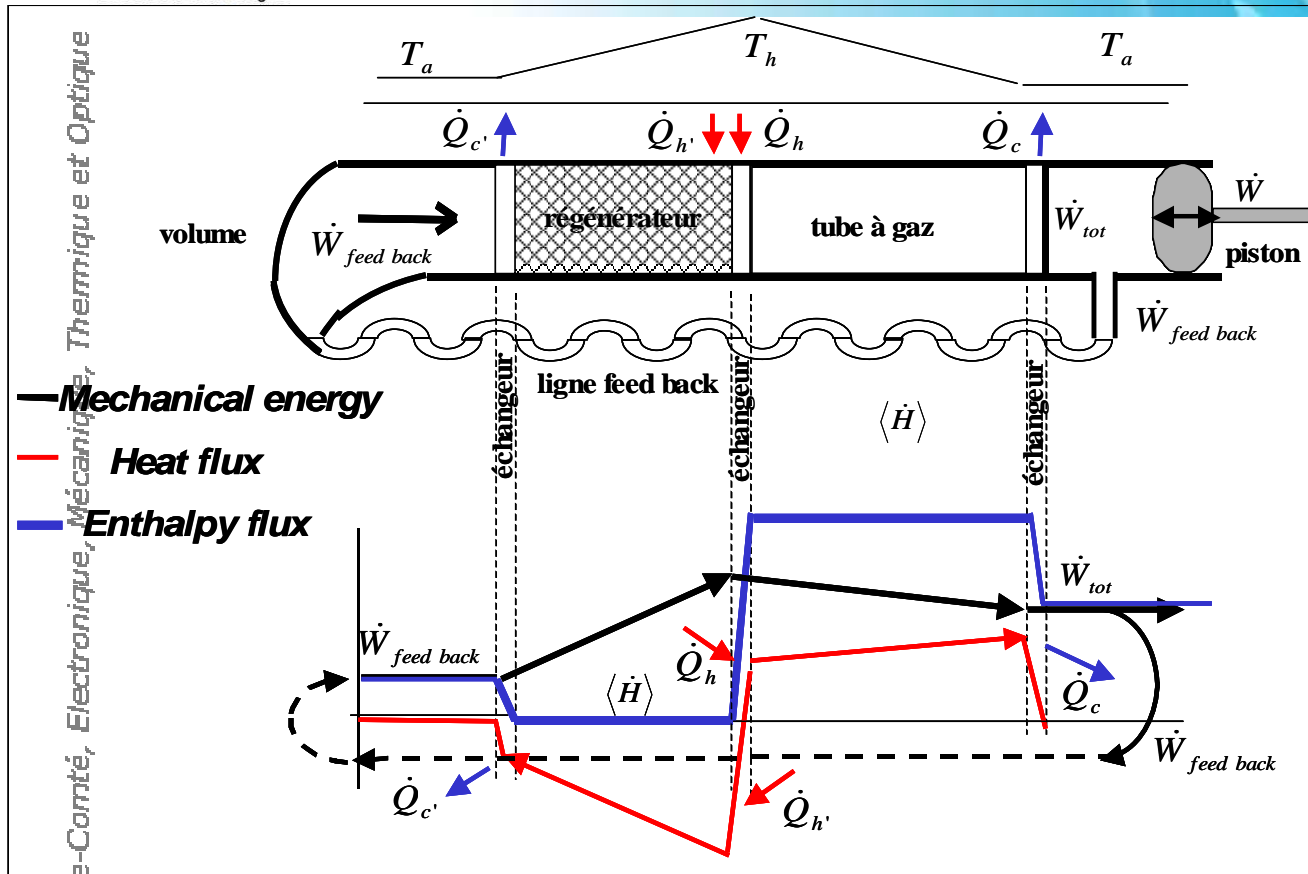
$$\frac{\dot{Q}'_h + \dot{Q}_h}{T_h} + \frac{\dot{Q}'_c}{T_c} = 0 \Rightarrow \dot{Q}'_h = -\frac{T_h}{T_c} \dot{Q}'_c - \dot{Q}_h$$

$$Q_{SF} + Q_{SC} + W = 0$$

$$\Theta_{SC} Q_{SC} + W - An = 0$$

$$\Theta_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right)$$

Moteur ondes mixtes stationnaire et progressive Swift-Backhaus



$$\dot{Q}'_c = -\dot{W}_{feed\ back}$$

$$\dot{Q}'_h = -\dot{W}_{sortie\ rég}$$

$$\langle \dot{H} \rangle = \dot{Q}_c + \dot{W}_{tot} = \dot{Q}_h + \dot{W}_{sortie\ rég}$$

$$W = W_{tot} - W_{feed\ back}$$

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_h + \dot{Q}'_h}$$

$$\eta_{ex} = \eta_{en} / \eta_{carnot} = \frac{\Delta \langle \dot{W} \rangle}{\left(1 - \frac{T_a}{T_h}\right) \dot{Q}_h}$$

$$\frac{\dot{Q}'_h + \dot{Q}_h}{T_h} + \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}'_c}{T_c} = 0 \Rightarrow \dot{Q}'_h = -\frac{T_h}{T_c} (\dot{Q}_c + \dot{Q}'_c) - \dot{Q}_h$$