

Avancement du projet CETI (suite)

S. BEGOT , S. DJETEL , F. LANZETTA , G. LAYES , P. NIKA

6^{ème} Journée Cogénération en France – CNAM Paris – 26 janvier 2012

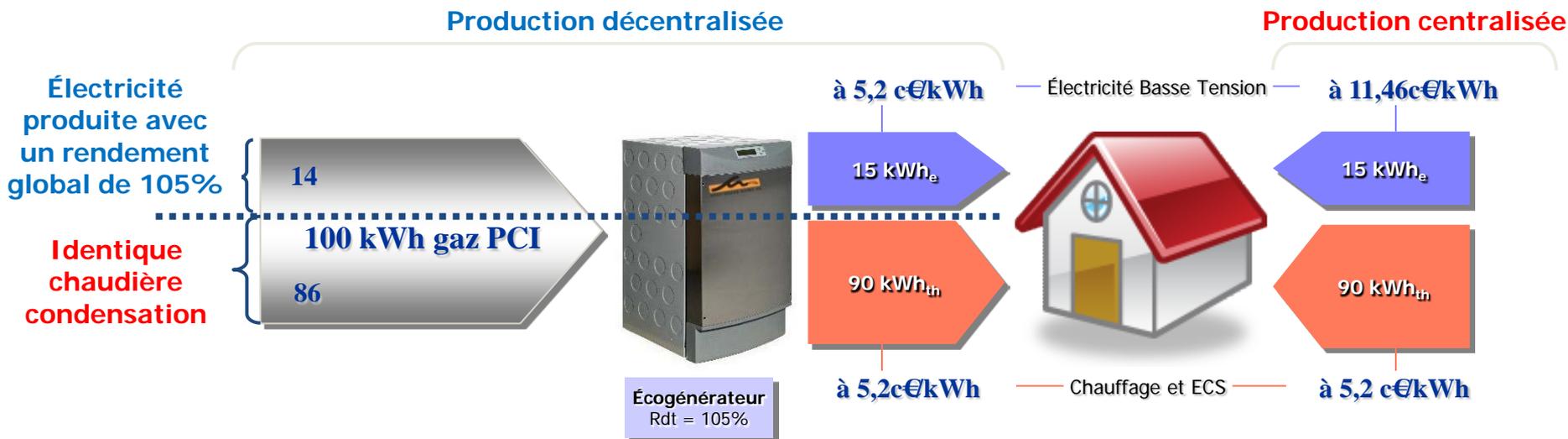
Objectif

Habitat individuel

Micro-cogénération = production simultanée de chaleur et d'électricité



Privilégier la production décentralisée



Ayant pour bénéfice une économie en énergie primaire importante (15 à 20%) toute la production de chaleur de l'Écogénérateur est valorisée

Plan

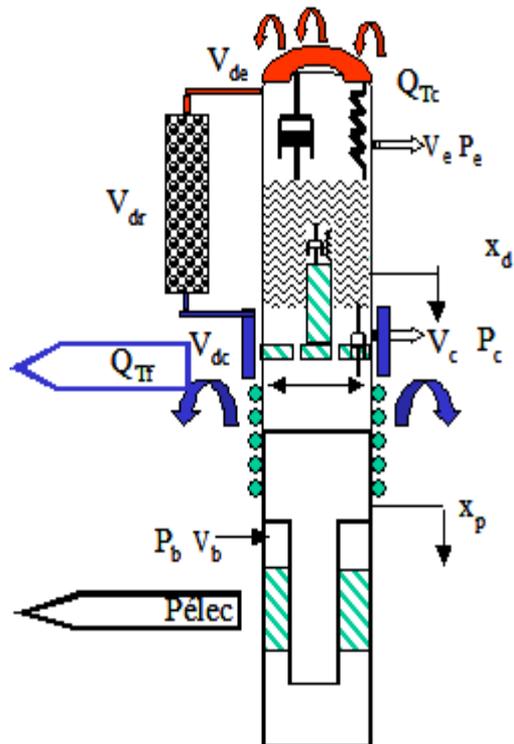
- 1 – Configuration initiale et points durs mis en évidence
- 2 – Modification de la conception mécanique et thermique
- 3 – Outils pour la compréhension des points durs

Conclusion et perspectives

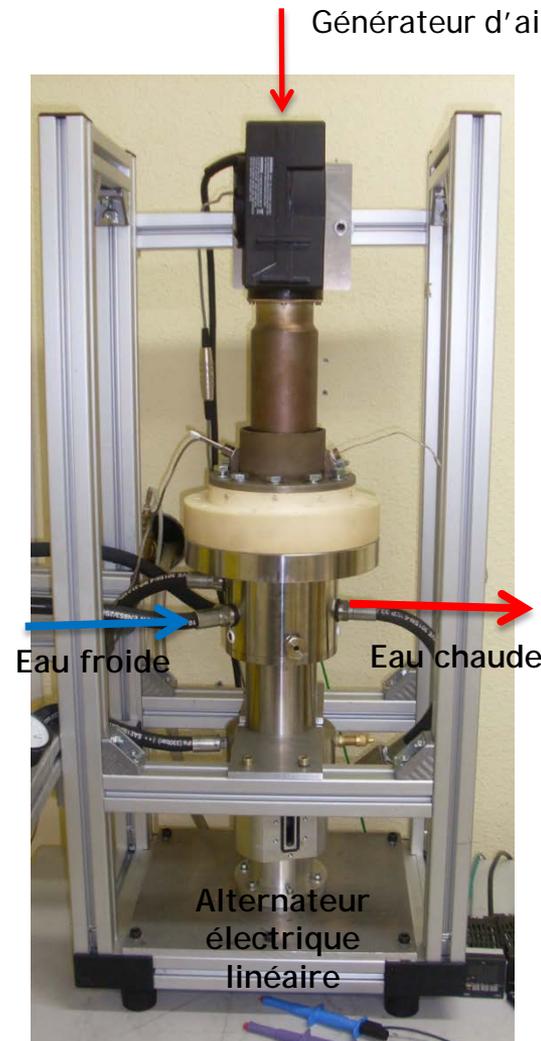
1 – Configuration initiale et points durs mis en évidence

1.1 - Configuration initiale: prototype de MSPL 100 W

Schéma du principe

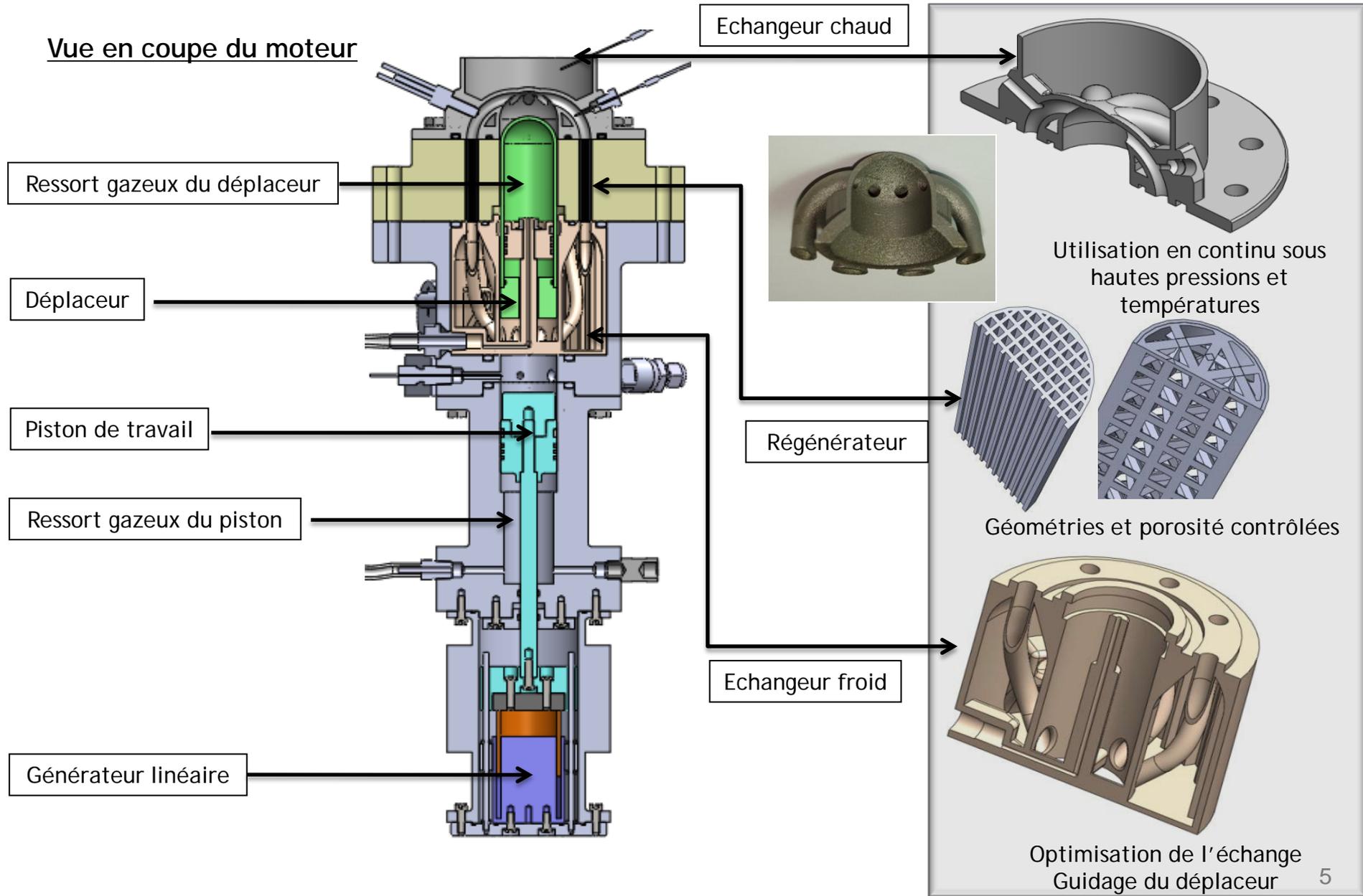


configuration Beta



Caractéristiques du moteur:

- puissance électrique 100 W
- puissance thermique 1000 W
- fréquence du piston 15 Hz
- Gaz de service: azote
- Sans lubrification
- Dimensions (mm): 56 x 220 x 220



1.2 - Points durs de la configuration initiale

Difficulté de concentration de la chaleur fournie vers le gaz de travail :

- transmission par conduction entre têtes chaude et froide

- transmission par rayonnement entre gaz chaud et froid via le déplaceur

- transfert de chaleur dans une partie seulement du gaz via les canaux

Pertes de charge dans les canaux/régénérateurs

2 – Modification de la conception mécanique et thermique

2.1 - Seconde configuration : prototype de MSPL 100 W

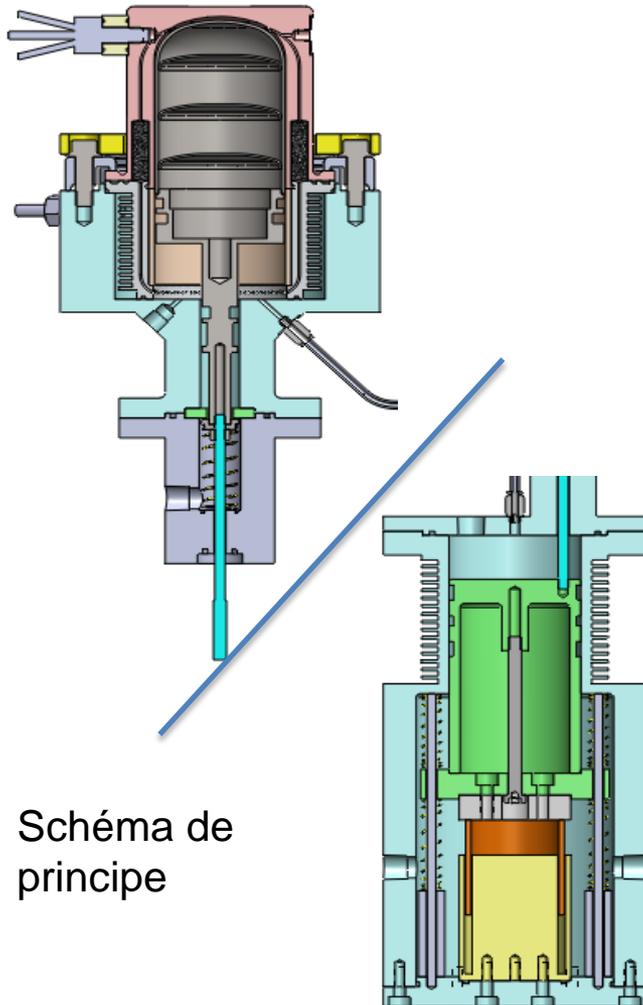


Schéma de principe

Etude d'éléments indépendants

Passage à une configuration Gamma pour favoriser la mesure des déplacements piston et déplaceur

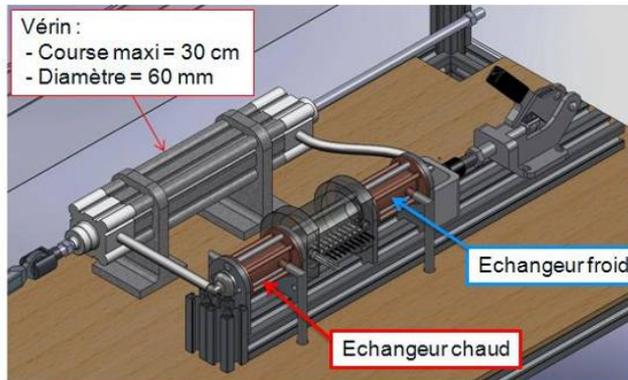
Modification de la jonction partie chaude/partie froide pour minimiser les pertes

Possibilité d'introduire des ressorts mécaniques pour contrebalancer les frottements

3 – Outils pour la compréhension des points durs

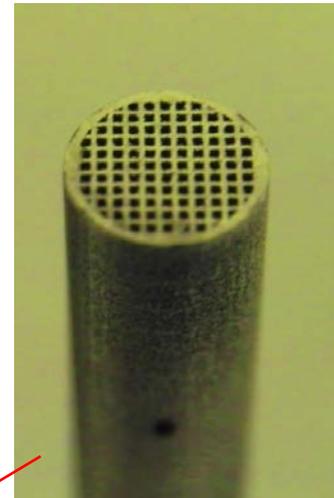
3.1 – Banc d'études des écoulements alternés

Principe

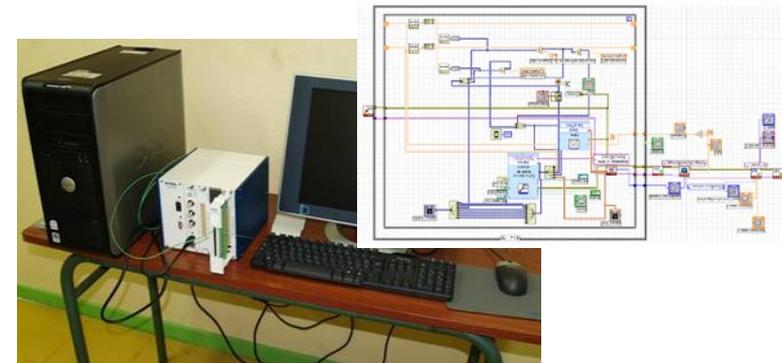
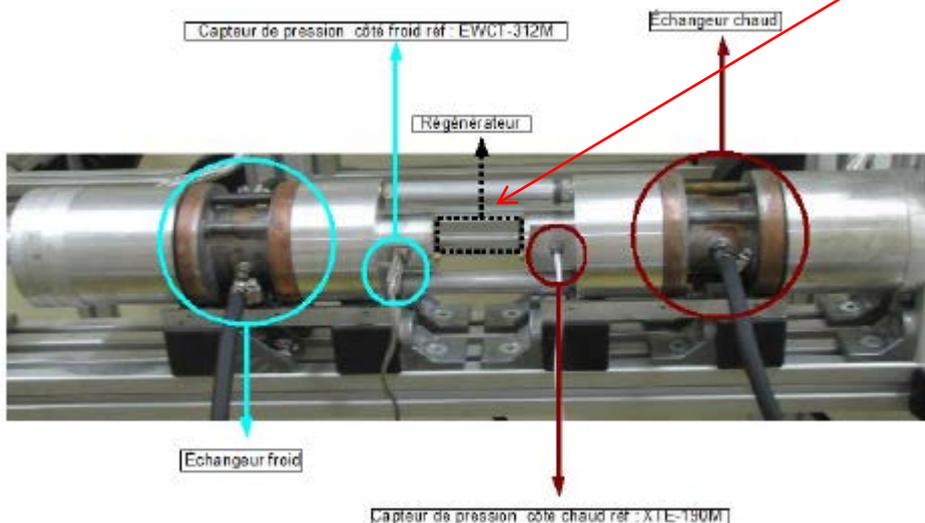


Echangeur chaud :
- circulation de liquide : 100 °C
- chauffage électrique : 400 °C

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



Différentes géométries de régénérateurs



Acquisition : logiciel Labview + carte National Instruments

3.1 - Banc d'études des écoulements alternés

Expérimentations sur régénérateurs

Mesures instationnaires :

- Variations de pression : entrée-sortie, interne
- Variation de température :
 - du gaz
 - de la matrice solide

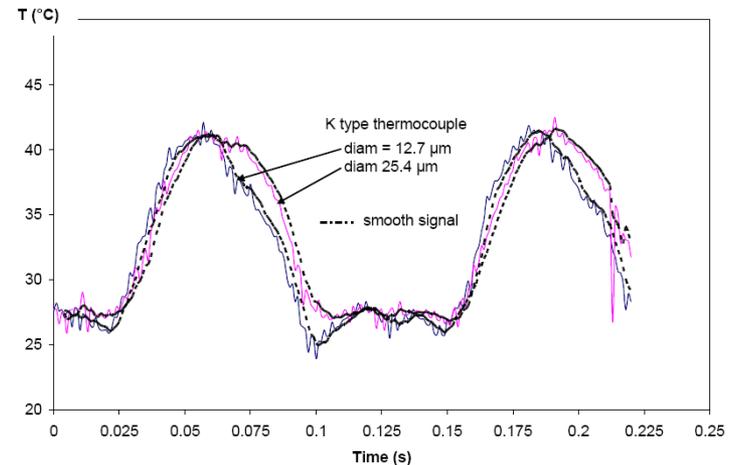
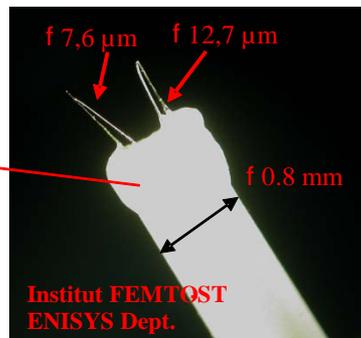
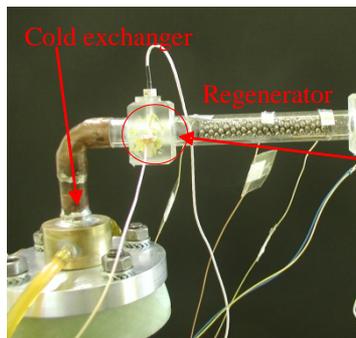
Mesures de températures :

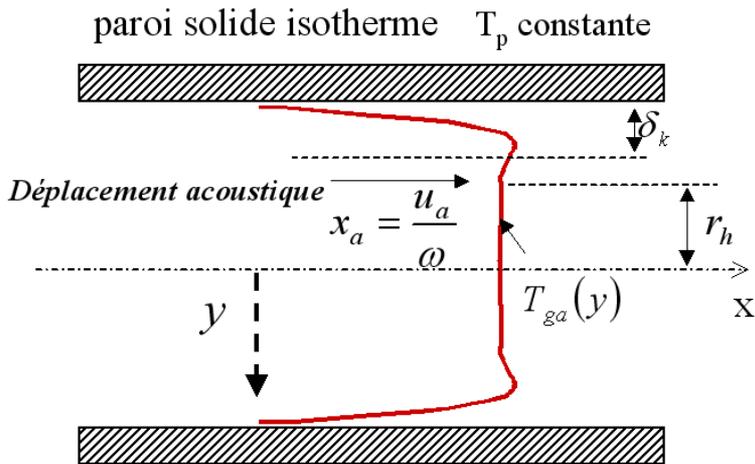
- Microthermocouples : diamètres = 25,4 μm ; 12,7 μm ; 7,6 μm ; ~~1,27 μm ; 0,5 μm~~
- Mesures prospectives : thermoanémomètres pour mesures locales, couplées vitesse/température fil chaud

Objectifs =

Lois d'échange thermique en fonction de la vitesse de rotation :

- pertes de charge (\square) = ?
- coeff. échange thermique (\square) = ?
- frottements (\square) = ?





→ **épaisseur de la couche limite cinématique**

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

→ **épaisseur de la couche limite thermique**

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2k_g}{\omega \bar{\rho}_g c_{pg}}} = \frac{\delta_v}{\sqrt{\text{Pr}}} \quad \begin{array}{l} \mu \text{ la viscosité dynamique} \\ k_g \text{ la conductivité thermique} \end{array}$$

Nombre de Prandtl du fluide :

$$\text{Pr} = \frac{c_{pg} \mu}{k_g}$$

→ **Nombre de Womersley (Wo) /Stokes (S)**

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

ou

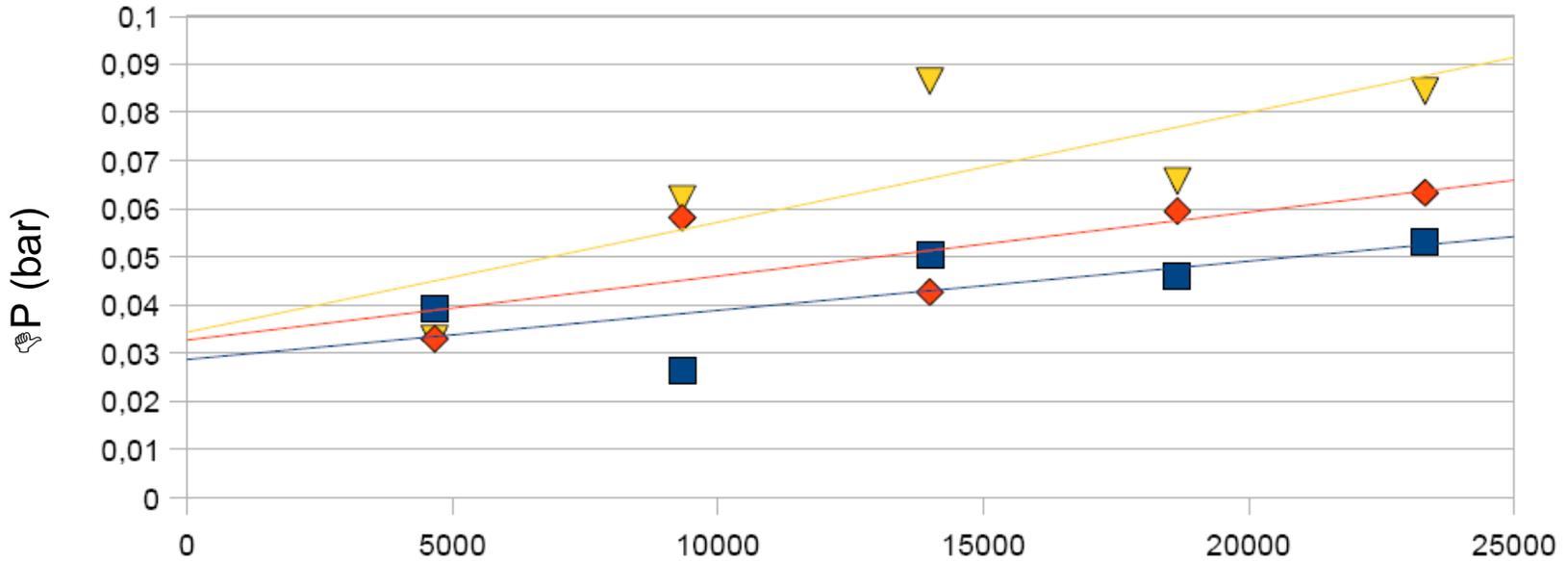
$$Re_\omega = \frac{\rho_g \omega d_h^2}{\mu} = 16 Wo^2$$

→ **Nombre de Reynolds : lequel ?**

$$Re_h = \frac{\rho_g u d_h}{\mu_g} \quad Re_a = \frac{\bar{\rho} u_a d_h}{\mu} \quad Re_h = \frac{\bar{\rho} |\bar{u}_a| d_h}{\mu} \quad Re_{\max} = \frac{\bar{\rho} u_{\max} d_h}{\mu}$$

3 régénérateurs testés

☞ $P = f(Re)$



$$Re_h = \frac{\rho_g u d_h}{\mu_g}$$

3.2 - Étude de la compressibilité des gaz: ressort gazeux

Modèle actuel de la machine Stirling à pistons libres

- Loi régissant la dynamique du Stirling

$$[\ddot{y}] = \begin{bmatrix} \ddot{y}_p \\ \ddot{y}_d \end{bmatrix} = [K][y] + [D][\dot{y}]$$

- Matrice de raideur du ressort

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{pp} & K_{pd} \\ K_{dp} & K_{dd} \end{bmatrix}$$

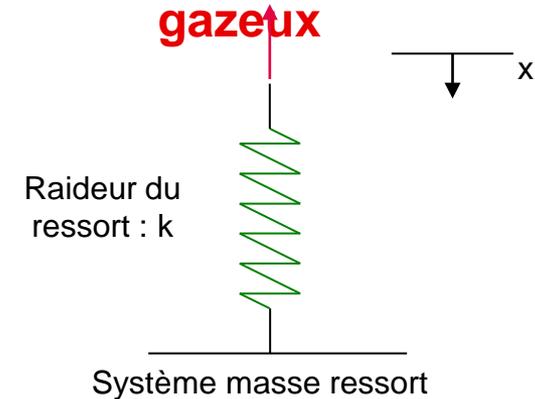
- Terme de la matrice mise en jeu

$$K_{pp} = \frac{-A_p^2 \cdot P_i}{m_p \cdot T_c \cdot S} - \frac{k_p}{m_p}$$

$$K_{dd} = \frac{A_r \cdot P_i}{m_d \cdot S} \left(\frac{A_d - A_r}{T_c} - \frac{A_d}{T_k} \right) - \frac{k_d}{m_d}$$

Terme définissant l'effet ressort du gaz

Détermination théorique du ressort gazeux



Coefficient équivalent de raideur d'un gaz

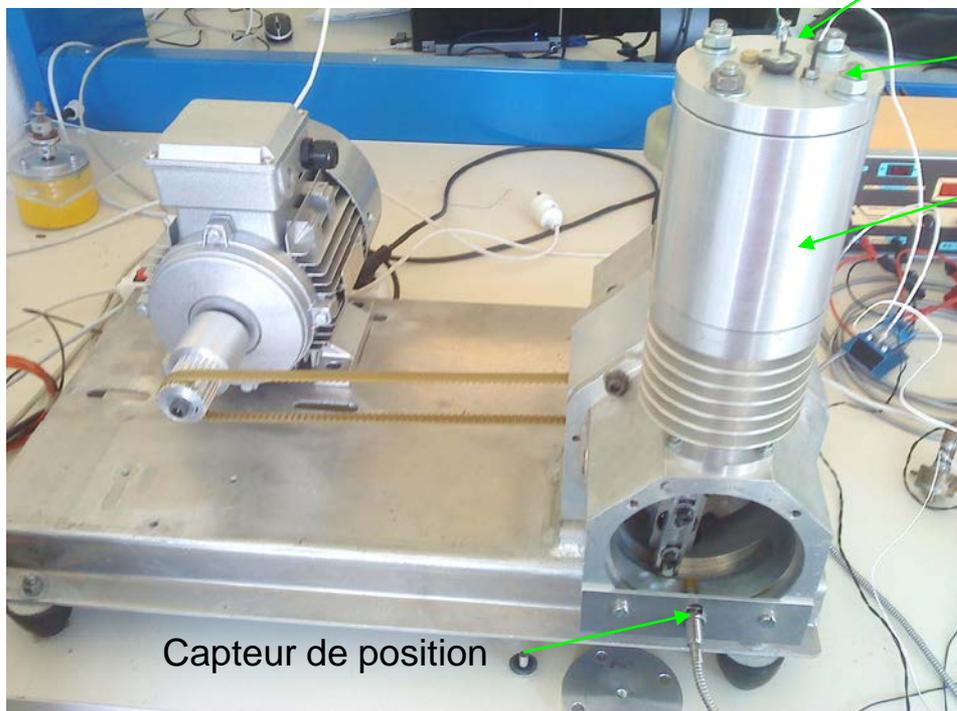
Hypothèse d'une compression adiabatique.
Equation issue d'un développement limité d'ordre 1

$$k_{eq} = \gamma \frac{A_j^2}{V_j} P_j$$

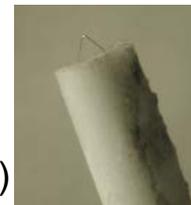
But :

- déterminer expérimentalement k_{eq} : type de la compression, prise en compte des effets visqueux, ...
- trouver une loi empirique pour k_{eq}

Banc expérimental



Microthermocouple (12.7 μ m) :
Fréquence de coupure = 16 Hz
température du gaz (couche limite)



Capteur de pression

Chambre du piston

Différentes chambres de compression → rapport géométrique de compression variable



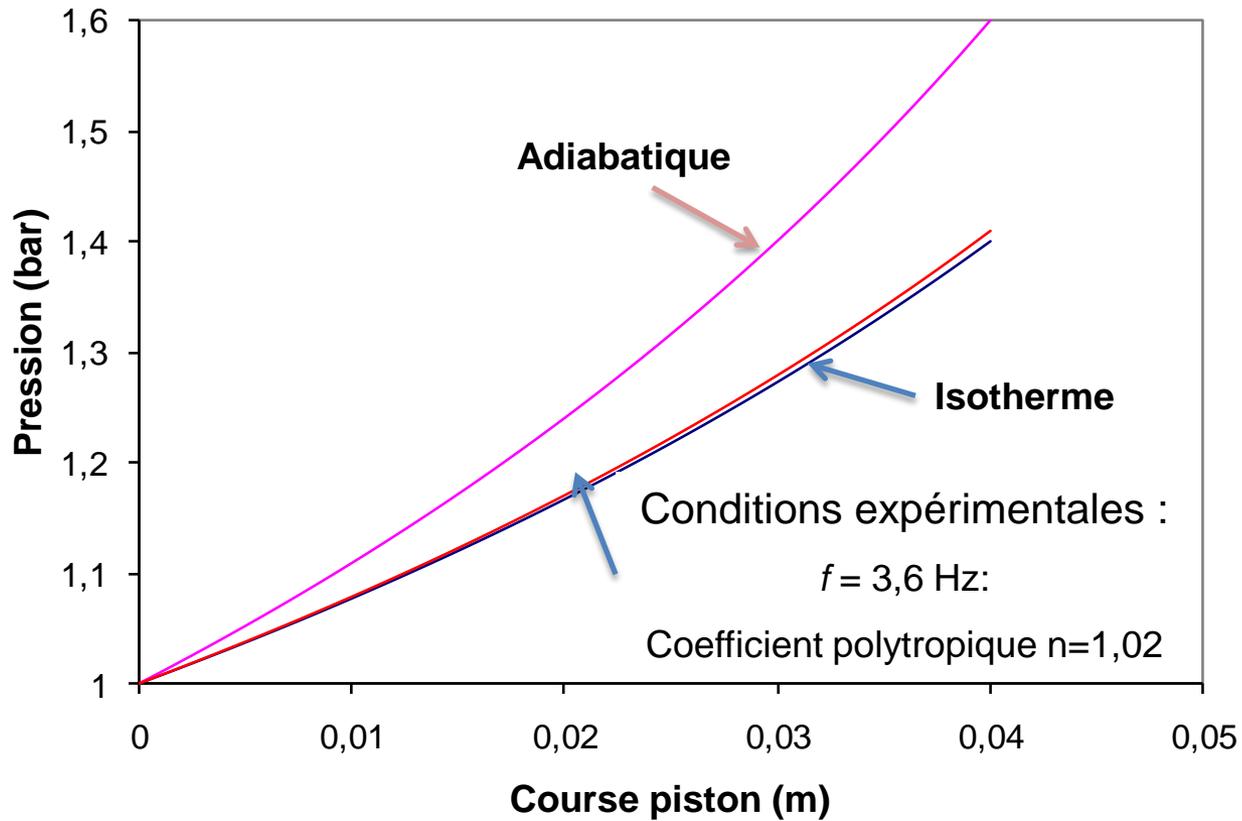
H = 100 mm
D = 40 mm

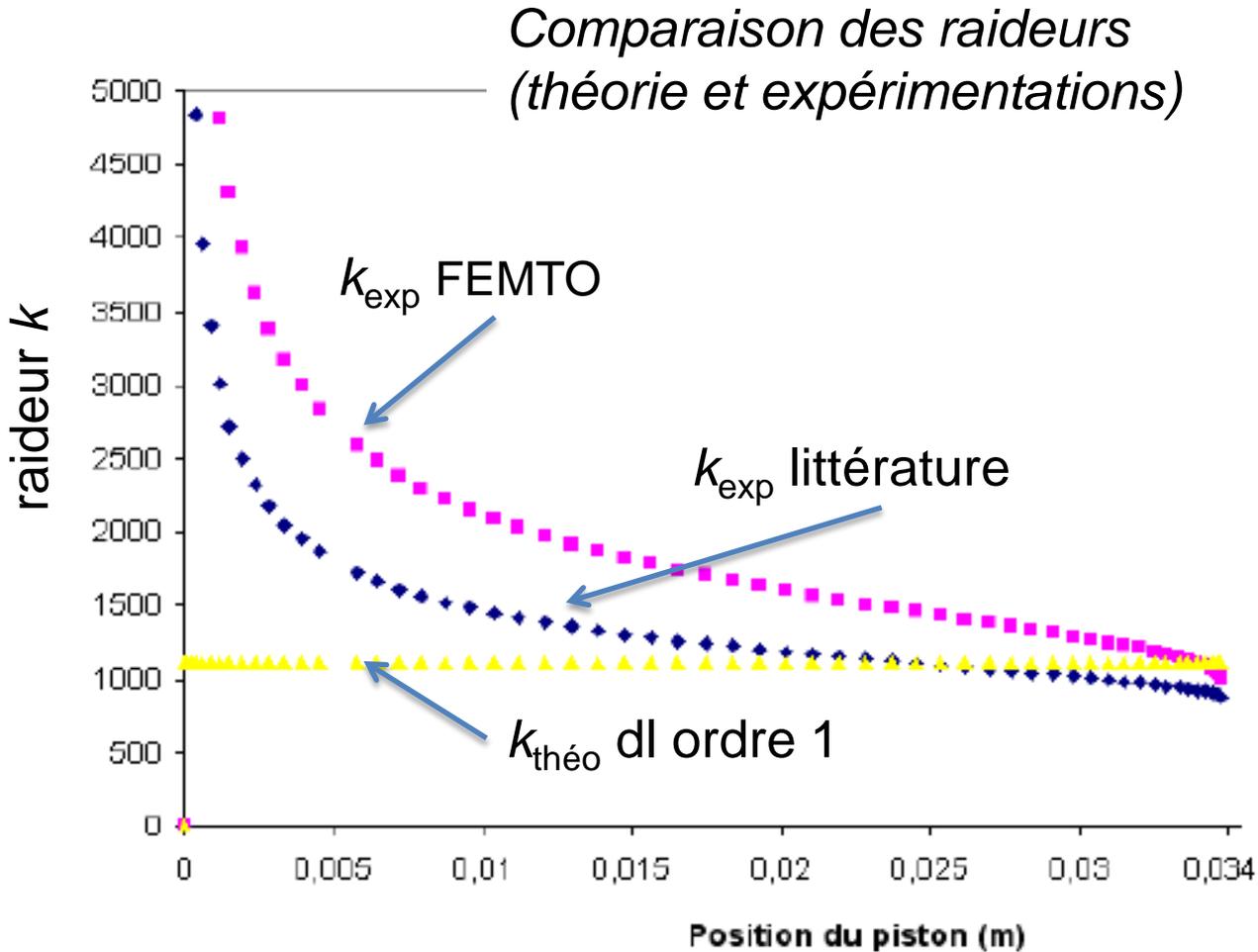
H = 80 mm
D = 40 mm

H = 100 mm
D = 40 mm

H = 40 mm
D = 40 mm

Pression = f(course piston)





Conclusion et perspectives

- Design mécanique de deux machines à pistons libres
- Réalisations de pièces complexes
- Développements de modèles thermo-mécaniques
- Développements de moyens métrologiques spécifiques
 $P(t)$, $V(t)$, $T(t)$, $\text{flux}(t)$
- Étude d'écoulements oscillants : lois(t, \square)