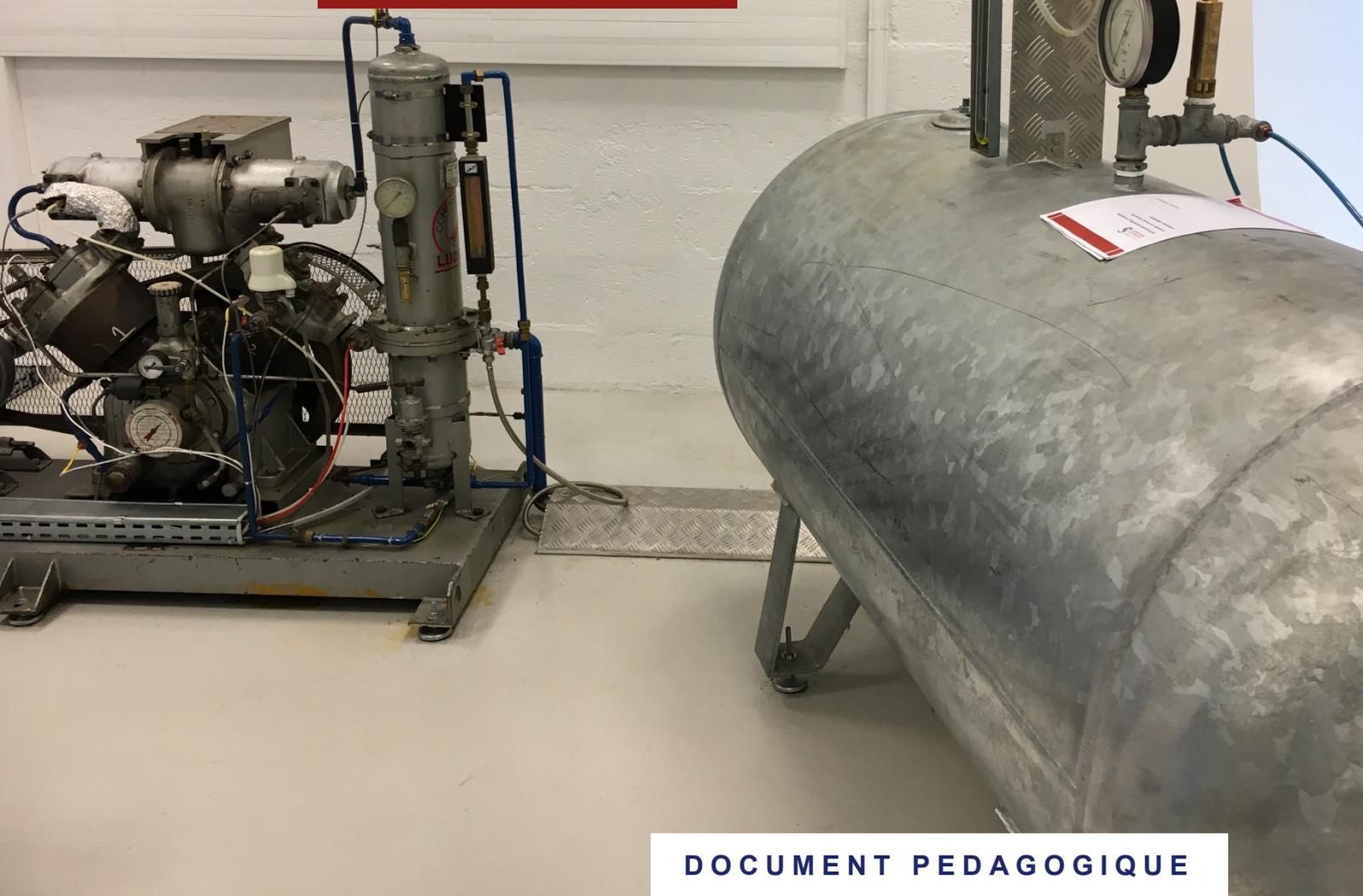


FONDEMENTS

ENERGETIQUES



DOCUMENT PEDAGOGIQUE

# TP Compresseur alternatif

PLATEFORME D'INGENIERIE EXPERIMENTALE  
CAMPUS DE ST CYR L'ECOLE – BATIMENT 10

## Table des matières

A.	Diagramme d'un compresseur à piston .....	2
1.	Compresseur à un étage .....	2
2.	Compresseur à plusieurs étages.....	3
B.	Débit d'un compresseur réel .....	3
C.	Travail de compression.....	3
D.	Rendements d'un compresseur.....	4
1.	Rendement isotherme.....	4
2.	Rendement isentropique .....	4
3.	Travail fourni au compresseur .....	5
E.	Description de l'installation.....	6
F.	Mode opératoire.....	7
1.	Mesure du débit .....	7
2.	Coefficient de remplissage du cylindre Basse Pression.....	8
3.	Etude du cylindre Haute Pression.....	8
G.	Calculs à effectuer .....	8
1.	Coefficient de remplissage du cylindre B.P. ....	8
2.	Cylindre H.P. ....	8
3.	Travail réel fourni à l'air .....	9
H.	Annexe : bilan d'énergie en système ouvert .....	10



## A. Diagramme d'un compresseur à piston

### 1. Compresseur à un étage

L'évolution théorique d'un fluide dans le cylindre d'un compresseur à piston est présentée sur la figure 1 en coordonnées P, V.

A'B : aspiration à  $P_1$

B C : compression isentropique de  $P_1$  à  $P_2$

C D : refoulement à  $P_2$

DA' : détente isentropique des gaz restant dans l'espace mort.

Soient

$V_0$  = volume total du cylindre

$V_1$  = volume balayé par le piston

$V$  = volume du fluide aspiré

L'espace mort est:  $V_0 - V_1 = \varepsilon V_1$

L'espace mort relatif est:  $\varepsilon = (V_0 - V_1)/V_1$

Le coefficient de remplissage ou rendement volumétrique est :  $\lambda_0 = V/V_1$

Si l'on pose:  $x = V_0 - V/V_1 = \varepsilon + 1 - \lambda_0$

Alors :  $\lambda_0 = 1 + \varepsilon - x$

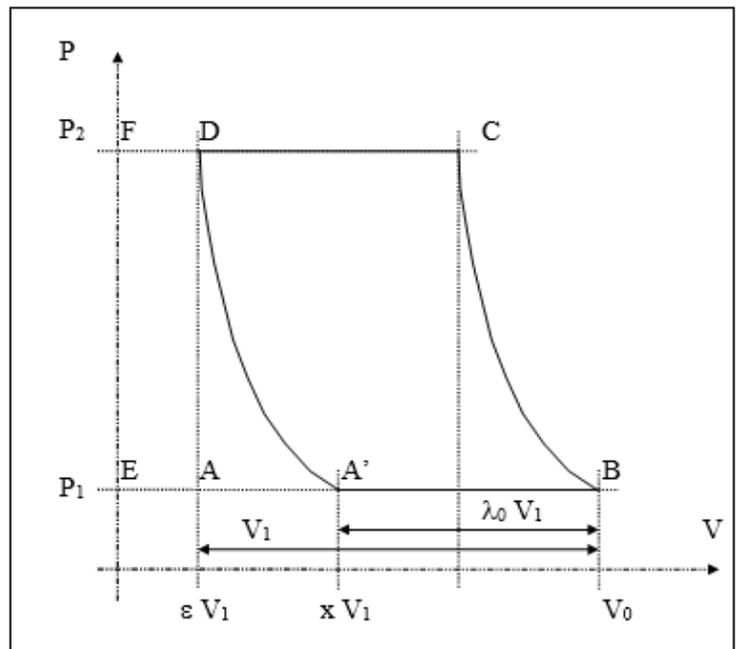


Figure 1 : Compresseur à un étage

La détente DA' est adiabatique :

$$P_1(xV_1)^\gamma = P_2(\varepsilon V_1)^\gamma$$

$$x = \varepsilon \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma}$$

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right]$$

## 2. Compresseur à plusieurs étages

L'accroissement du nombre d'étages avec refroidissement intermédiaire permet, en se rapprochant d'une compression isotherme, de diminuer le travail à fournir pour le même rapport de compression global (figure 2).

On montre que le travail fourni est minimum lorsque le rapport de compression est le même pour tous les étages.

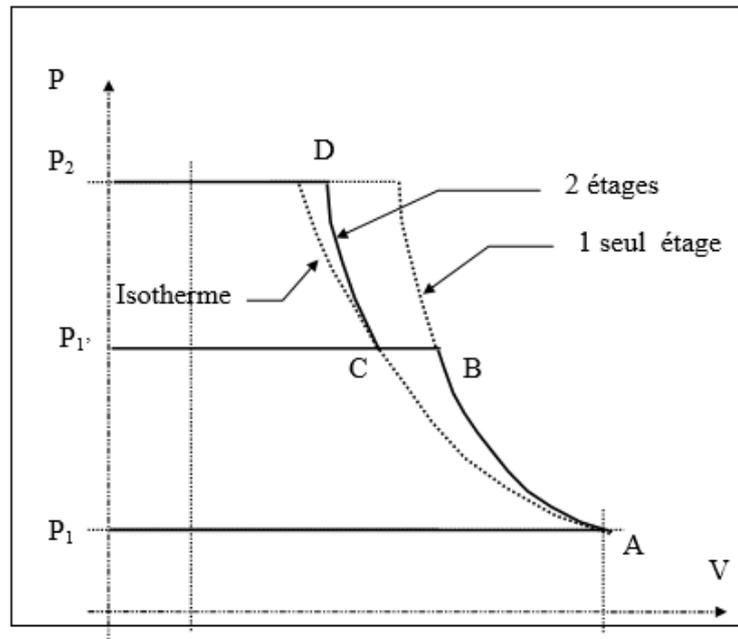


Figure 2 : Compresseur à plusieurs étages

### B. Débit d'un compresseur réel

Théoriquement le compresseur admet le volume  $V_1$ . En réalité, par suite de la détente des gaz compris dans l'espace mort, il aspire un volume :

$$V = \lambda_0 V_1$$

Le volume effectivement débité (rapporté aux mêmes conditions de pression et de température) est plus faible que le volume précédent par suite des différentes pertes (fuites, pertes de charge au niveau des clapets, réchauffage des gaz sur les parois ...) et de l'humidité du gaz à comprimer.

### C. Travail de compression

En supposant les chaleurs spécifiques du gaz constantes et en considérant que la compression BC et la détente DA' sont des évolutions réversibles, le travail absorbé par le compresseur au cours du cycle (figure 1) est représenté par l'aire A'BCD.

$$\text{Aire A'BCD} = \text{aire EBCF} - \text{aire EA'DF}$$

La présence de l'espace mort qui réduit le volume gazeux refoulé à chaque coup de piston a également pour conséquence de réduire le travail absorbé.

Chacune des deux aires représente le travail d'un cycle de compression théorique.

Pour le cycle EBCF :

Aspiration :

$$W_{FE} = 0$$

$$W_{EB} = -P_t V_B$$

Compression :

$$W_{BC} = - \int_{V_B}^{V_C} P dV$$

Refoulement :

$$W_{CF} = P_2 V_C$$

Travail total absorbé par le gaz :

$$W_{EBCF} = P_2 V_C - \int_{V_B}^{V_C} P dV - P_1 V_B$$

$$W_{EA'DF} = P_2 V_D - \int_{V_{A'}}^{V_D} P dV - P_1 V_{A'}$$

Dans le cas où la compression BC et la détente DA' sont adiabatiques réversibles, le travail absorbé par le compresseur pour un cycle (J/cycle) est donc :

$$W_{A'BCD} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 V_1 \lambda_0 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \text{pour } \gamma = 1,4$$

## D. Rendements d'un compresseur

Le travail massique (J/kg d'air)  $W = \int_{P_1}^{P_2} v dp$  fourni au gaz est minimum lors d'une compression isotherme.

### 1. Rendement isotherme

$$\eta_\theta = \frac{w_\theta}{w_i} : \text{avec } w_\theta \simeq r_{air} \cdot T_{(adm.H.P.)} \cdot \ln \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]$$

$w_\theta$  : Travail massique nécessaire pour effectuer une compression isotherme

$w_i$  : Travail massique indiqué du compresseur (travail fourni à 1kg d'air par le piston)

### 2. Rendement isentropique

$$\eta_s = \frac{w_s}{w_i}$$

$w_s$  : travail massique nécessaire pour effectuer une compression isentropique

### 3. Travail fourni au compresseur

Le travail fourni sur l'arbre du compresseur est supérieur au travail indiqué par suite des pertes mécaniques.

$$W = \frac{W_i}{\eta_m}$$



$\eta_m$  : rendement mécanique compris entre 0,8 et 0,95

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique ; pour avoir le rendement global de l'installation on doit tenir compte des pertes électriques et des pertes de transmission (transmission par courroies, pertes d'environ 30%).

## E. Description de l'installation

Le compresseur est bi-étagé. Un refroidissement est assuré en cours de compression pour chaque cylindre, entre la sortie du cylindre BP et l'entrée du cylindre HP et avant l'entrée dans le réservoir.

Les caractéristiques principales (données constructeur) sont :

Compresseur LUCHARD :	Type MOM 10/80
Vitesse de rotation :	500 tr/mn
Débit réel : d'admission)	44 m <sup>3</sup> /h (aux conditions
Pression d'utilisation :	12 bars
Puissance absorbée :	7 ch
Puissance du moteur électrique :	10 ch

Le compresseur aspire dans l'atmosphère et refoule dans un réservoir de 1500 litres. Le schéma de l'installation est présenté sur la figure 3.

La mesure des températures s'effectue par des sondes à résistances ; 4 sondes pour le circuit gaz et 5 sondes pour le circuit eau.

Les pressions sortie 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> étage sont données par des manomètres à aiguille.

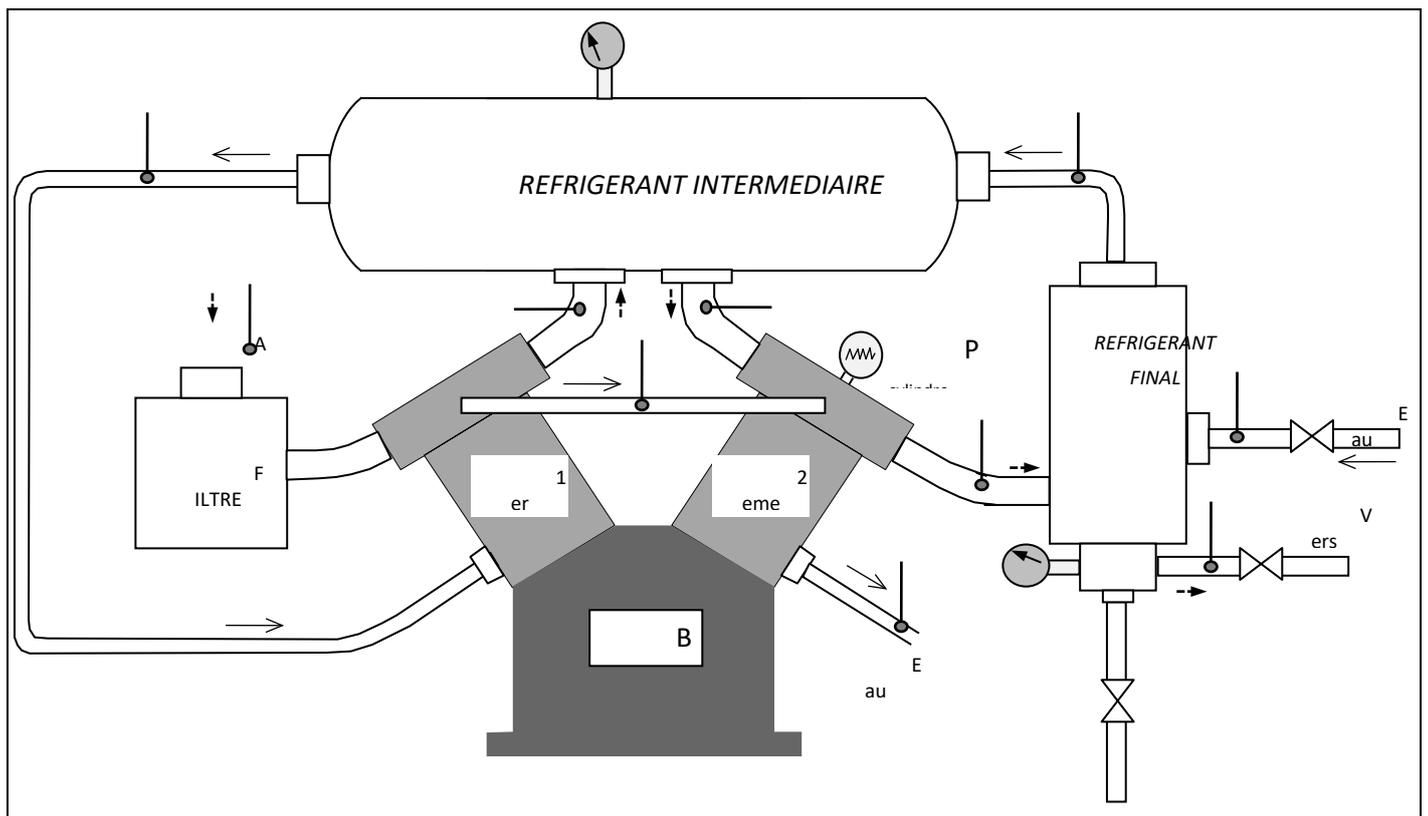


Figure 3 : Schéma de l'installation

## F. Mode opératoire

### 1. Mesure du débit

Les mesures de débit s'effectuent à pression de réservoir  $P_r$  constante. Pour maintenir la pression constante dans le réservoir on équilibre le débit masse entrant par un débit de fuite à travers une tuyère. Le réglage du débit de fuite se fait à l'aide des robinets 2 et 3 (fig 4).

7

Avant toute mesure attendre au moins 5 minutes pour que la pression soit stabilisée dans le réservoir.

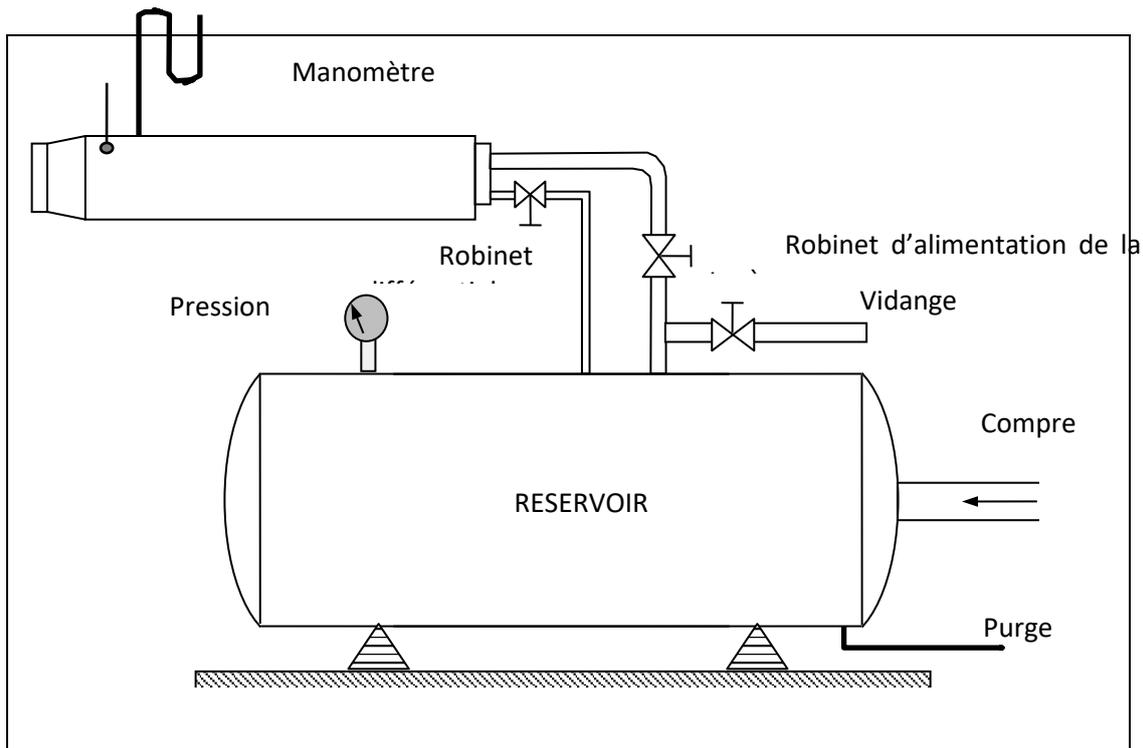


Figure 4 : Mesure du débit

Le débit horaire volumique est donné par :

$$Q_{V0} = 26,4T_a \sqrt{\frac{\Delta h}{T_1 \Delta H_a}}$$

$\Delta h$  : dénivellation dans le tube en U (cm d'eau)

$\Delta H_a$  : hauteur de la colonne d'eau (cm) créant une pression égale à la pression atmosphérique

$T_a$  : température ambiante (°K)

$T_1$  : température à l'aval de la tuyère (°K)

$Q_{V0}$  : débit volumique (m<sup>3</sup>/heure)

## 2. Coefficient de remplissage du cylindre Basse Pression

$$\lambda_0 = \frac{V}{V_1} = \frac{\dot{q}}{\frac{\pi D^2 C N}{4} \frac{1}{V_0}} = \frac{4 \cdot q_{V0}}{\pi D^2 C N}$$



$q_{V0}$  : débit volumique (m<sup>3</sup>/sec)

$N$  : vitesse de rotation (tr/sec)

$V_0$  : volume massique à l'aspiration

Pour le cylindre basse pression alésage  $D = 150$  mm et course du piston  $C = 95$  mm

## 3. Etude du cylindre Haute Pression

Le cylindre haute pression est équipé d'un capteur à jauges de contrainte mesurant la pression dans le cylindre et d'un capteur inductif mesurant le déplacement du piston.

Une carte d'acquisition des signaux délivrés permet de visualiser sur l'écran d'un ordinateur les évolutions  $p = p(t)$  et  $V = V(t)$ .

Un programme de calcul fournit le diagramme  $p = f(V)$  et la valeur de  $\int V dp$  (J/cycle) à partir de l'étalonnage du capteur de pression et du capteur de déplacement. Cette valeur représenterait le travail indiqué  $W_{\text{rév}}$  si les évolutions étaient réversibles.

Pour ce cylindre  $C = 95$  mm et  $D = 80$  mm (espace mort relatif:  $\varepsilon = 3\%$ )

Le débit d'eau de refroidissement est réglé à environ 300 l/h. Sa mesure s'effectue par un rotamètre.

### **Remarque importante :**

**La température de l'air en sortie du 2ème étage (H.P.) ne doit pas dépasser 140°C pour des raisons de sécurité de l'installation.**

## G. Calculs à effectuer

### 1. Coefficient de remplissage du cylindre B.P.

On effectuera les mesures pour 3 valeurs de pression dans le réservoir  $p_r = 3 - 6 - 8,5$  bar.

A partir de la mesure de débit d'air, calculer le coefficient de remplissage et tracer son évolution en fonction de la pression du réservoir  $p_r$ .

### 2. Cylindre H.P.

Pour  $p_r = 8,5$  bar :

- 2.1. Effectuer (schéma de l'installation) :
- un relevé des pressions du circuit d'air entrée et sortie du cylindre haute pression.
  - un relevé des températures des circuits eau et air.
- 2.2. En cliquant sur l'icône « Travail du cycle » noter la valeur du travail indiqué  $W_{irév}$  (on prendra au moins 10 mesures et on effectuera une moyenne).
- 2.3. A partir de la valeur du débit massique à l'admission calculer la masse d'air admise par cycle (par tour). Déduire le travail massique qui serait fourni à l'air si toutes les évolutions étaient réversibles  $W_{irév}$ .
- 2.4. Calculer le travail massique isotherme et le travail massique isentropique pour les mêmes valeurs de pression entrée et sortie du cylindre.
- 2.5. Quelles sont les raisons pour lesquelles si on calculait les rendements isotherme  $\eta_\theta$  et isentropique  $\eta_s$  les valeurs trouvées ne seraient pas réalistes ?

### 3. Travail réel fourni à l'air

Pour la même pression du réservoir  $p_r = 8.5$  bar, à l'aide du bilan d'énergie en système ouvert appliqué aux circuits d'eau et d'air, connaissant le débit massique de ces fluides, en supposant que les quantités de chaleur perdues par l'air sont totalement acquises par l'eau dans l'échangeur et chaque cylindre :

- 3.1. Calculer le travail massique de compression du premier et du deuxième étage.
- 3.2. Comparer cette deuxième valeur à celle calculée en §2 Cylindre H.P.
- 3.3. Calculer les rendements isotherme et isentropique du deuxième étage.

### Comparaison entre une machine à flux continu et une machine alternative

Lors du fonctionnement de la turbine à gaz des mesures de température et de pression de part et d'autre du compresseur dynamique ont donné les valeurs :

Pression entrée compresseur :  $p_1 = 1$  bar  
 Température entrée compresseur :  $T_1 = 20$  C  
 Pression sortie compresseur :  $p_2 = 3,10$  bar  
 Température sortie compresseur :  $T_2 = 176$  C

- 3.4. Calculer le rendement isentropique de ce compresseur supposé adiabatique et le travail massique absorbé.

## H. Annexe : bilan d'énergie en système ouvert

Soit la section 1 à l'entrée d'une machine et la section 2 à la sortie de la machine. Une masse  $m$  de fluide circule dans la machine, et on suit cette masse (système thermodynamique) au cours du temps. Pendant une durée  $\Delta t$ , ce fluide échange avec l'extérieur un travail total  $W$  et une quantité de chaleur  $Q$ .

Le premier principe (conservation de l'énergie) écrit pour ce système thermodynamique (masse de fluide) donne :

$$[W + Q]_t^{t+\Delta t} = \left[ \Delta U + \Delta \frac{V^2}{2} + \Delta gz + \Delta \dots \right]_t^{t+\Delta t}$$

Le travail des forces extérieures se décompose en deux parties :

\*Le travail échangé sur l'arbre de la machine  $W_R$

\*Le travail des forces de pression sur les sections d'entrée et de sortie de la machine (travail de transvasement).

$$W = W_R + p_1 V_1 - p_2 V_2$$

D'où

$$[W_R + Q]_t^{t+\Delta t} = \left[ \Delta H + m \Delta \frac{V^2}{2} + m \Delta gz + \Delta \dots \right]_t^{t+\Delta t}$$

Ou encore :

$$W_R + Q = H_2 - H_1 + m \frac{V_2^2 + V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) + \dots$$

### **Applications :**

#### Machines à fluides compressibles

\* $mg\Delta z$  est toujours négligeable.

\* $\Delta \frac{V^2}{2}$  est toujours faible.

\*Les variations des autres énergies (électriques, magnétiques...) sont nulles

$$W_R + Q = H_2 - H_1$$

Si le fluide est un gaz parfait à chaleurs massiques constantes :  $H_2 - H_1 = C_p(T_2 - T_1)$

\*Compresseur ou turbine adiabatique :  $W_R = H_2 - H_1$

\*Compresseur isotherme :  $W_R = -Q$

\*Ecoulement dans un tube (échangeur de chaleur) :  $Q = H_2 - H_1$

\*Vanne de laminage :  $H_2 - H_1 = 0$

#### **Remarques :**

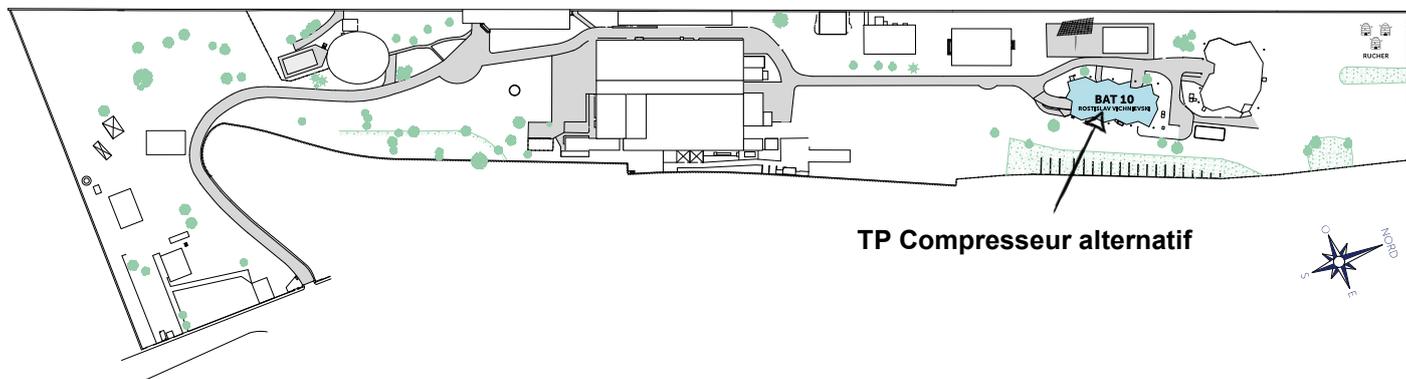
1. On peut utiliser les grandeurs  $Q$  ;  $W$  ;  $H$  ; ... ou des grandeurs massiques (rapportées à l'unité de masse de fluide) :  $q = \frac{Q}{m}$  ;  $w = \frac{W}{m}$  ;  $h = \frac{H}{m}$  ; ...

2. Dans les machines, on utilise plutôt des débits massiques et des puissances, alors :

$$\dot{Q} = \dot{m}.q \quad \text{et} \quad P = \dot{m}.w$$

# SORBONNE UNIVERSITE

Faculté des Sciences et Ingénierie  
Plateforme d'Ingénierie Expérimentale  
Campus de Saint-Cyr-l'École  
2 Place de la Gare de Ceinture  
78210 SAINT CYR L'ECOLE



*Campus de St Cyr - Sorbonne Université*

## REJOINDRE LA PLATEFORME

Accès en **train**, arrêt Saint Cyr :

Depuis Montparnasse, ligne N

Depuis La Défense, ligne U

Depuis Saint Michel ND, RER C

Prévoir ensuite 10 mn de **marche**

Accès en **voiture** :

Coordonnées GPS

N 48.80217°

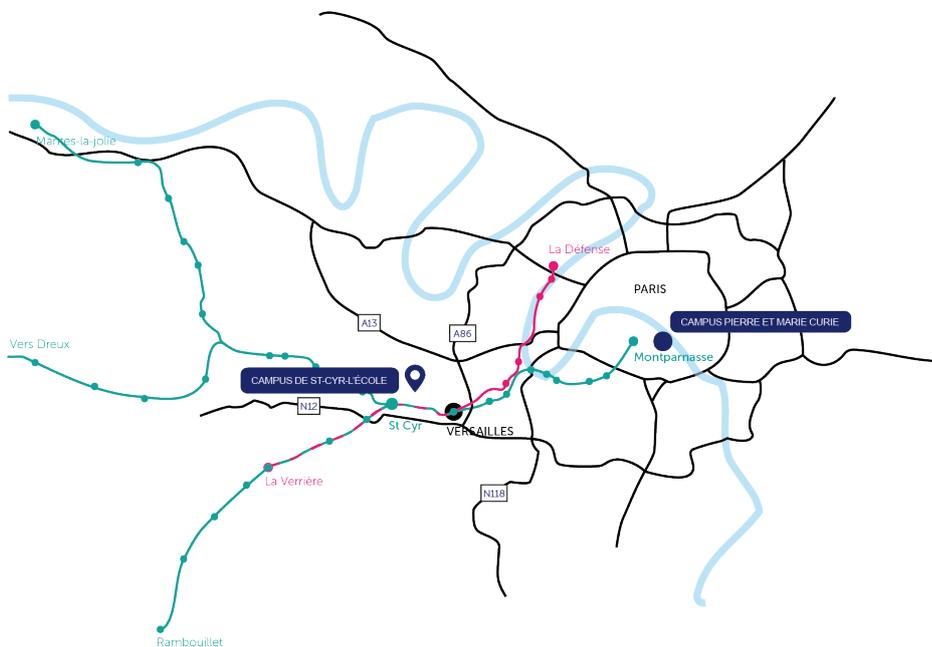
E 2.07639

Accueil campus

01.44.27.95.64

Informations et réservations TP

01.44.27.95.22



→ [www.sorbonne-plateforme-ingenierie-experimentale.fr](http://www.sorbonne-plateforme-ingenierie-experimentale.fr)