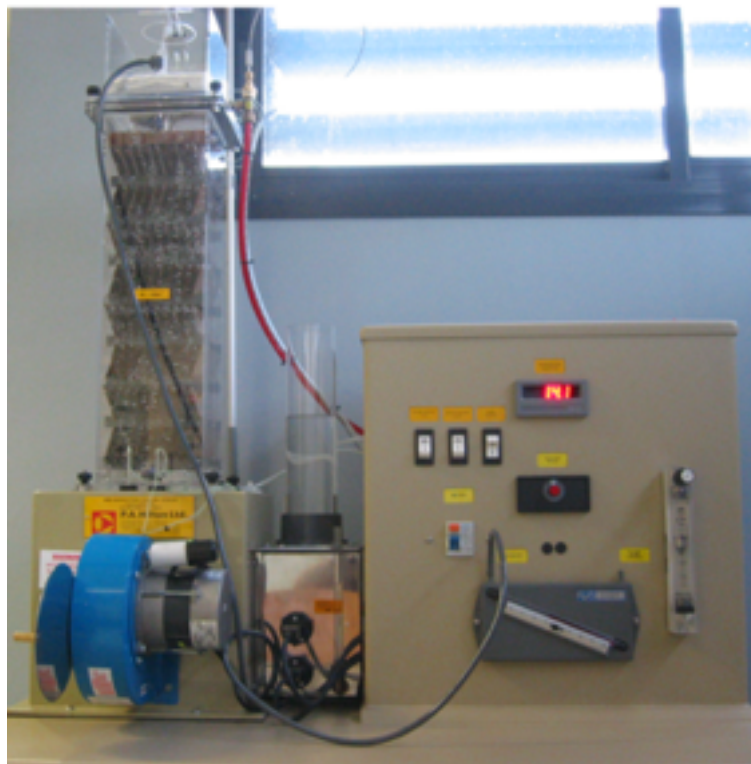


TOUR DE REFROIDISSEMENT



Tour de refroidissement :

Une tour de refroidissement est une installation permettant d'évacuer de la chaleur vers l'air extérieur. La figure 1 donne un schéma de principe de ce type d'installation.

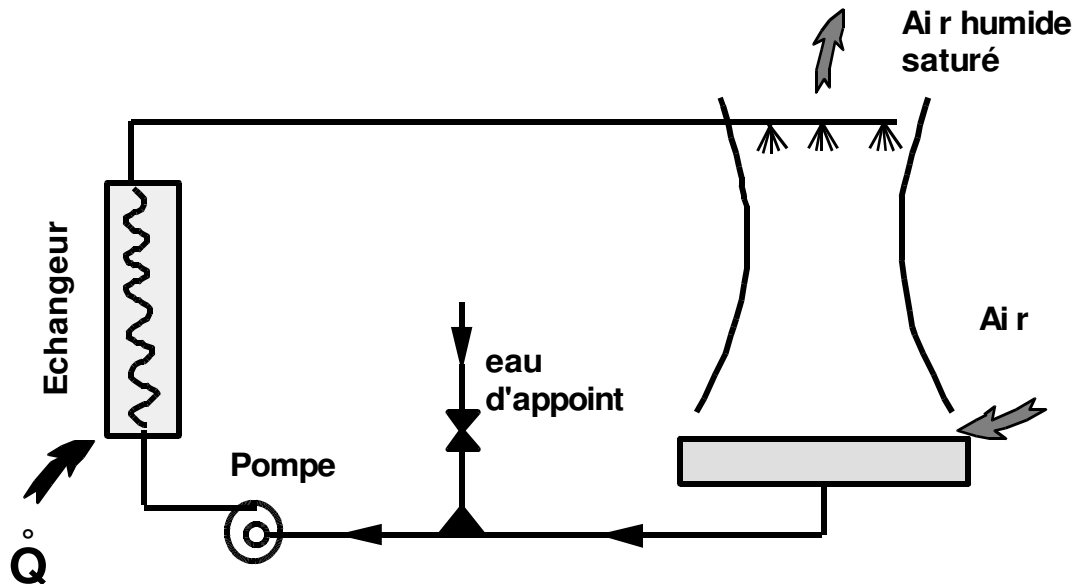


Fig. 1 : schéma de principe d'une tour de refroidissement

Dans ce type d'installation, le flux de chaleur $\dot{Q}$ qui doit être évacuée au niveau de l'échangeur est transférée à un circuit d'eau. L'eau est ensuite pulvérisée dans un écoulement à contre courant d'air atmosphérique (non-saturé) où elle se refroidit par évaporation partielle. L'air rejeté en sortie de tour est à l'état d'air saturé et à une température supérieure à celle de l'air admis. L'eau ainsi refroidie retourne au condenseur par l'intermédiaire d'une pompe et un faible complément d'eau est nécessaire pour compenser l'évaporation dans la tour. L'écoulement d'air au sein de la tour peut être obtenu par convection libre ou forcée (à l'aide de ventilateur par exemple).

ment d'air au sein de la tour peut être obtenu par convection libre ou forcée (à l'aide de ventilateur par exemple).

Installation expérimentale :

L'installation est une colonne de refroidissement Hilton (0,15x0,15x0,6 m³) qui a été conçue pour donner des caractéristiques proches des tours de refroidissement industrielles. La figure 2 donne un schéma détaillé de cette installation.

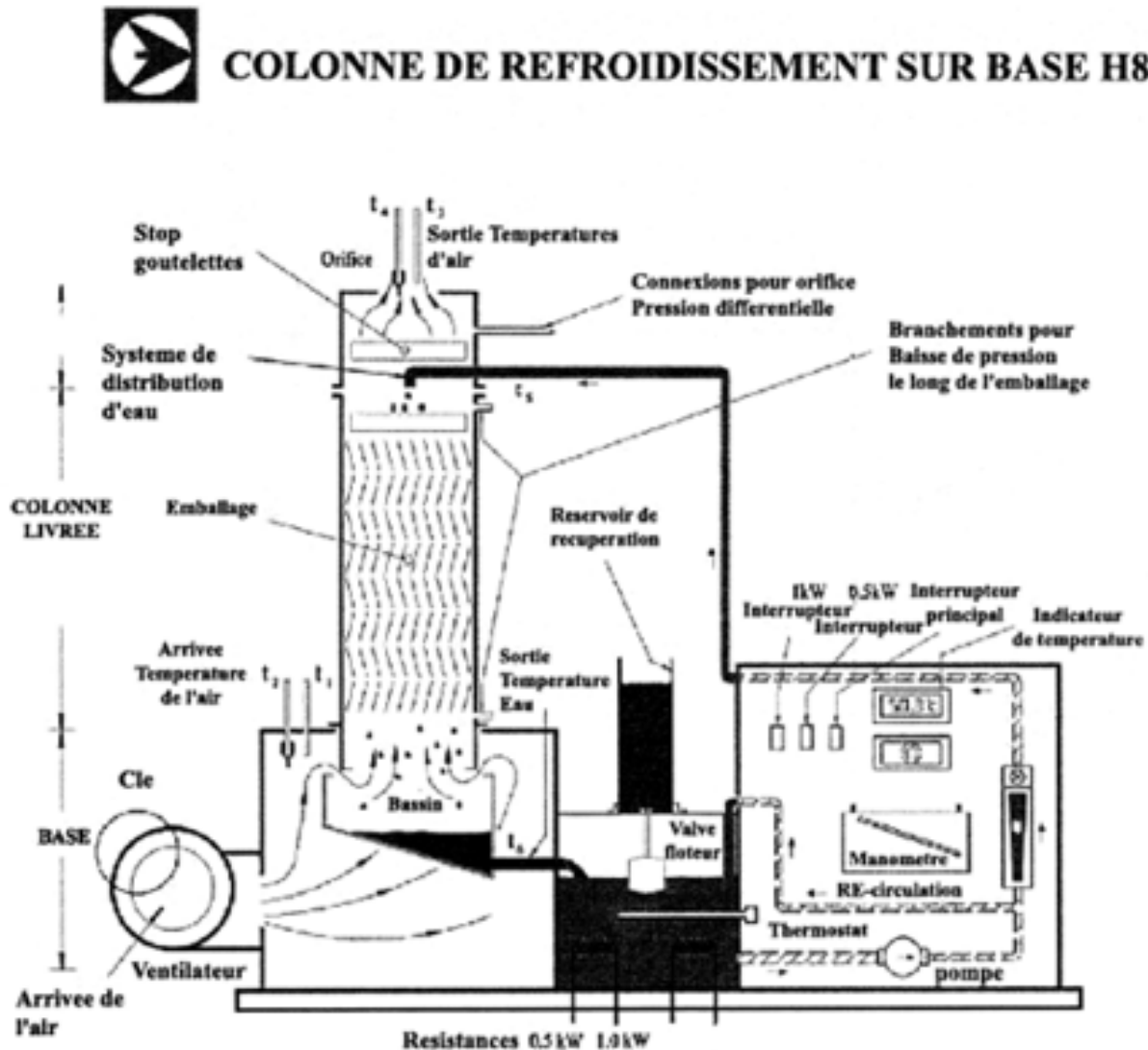


Fig.2 Schéma détaillé de la tour de refroidissement expérimentale

Dans cette installation la charge de chauffage à évacuer $\dot{Q}$ est simulée par des résistances chauffantes.

Circuit d'eau :

L'eau chauffée par les résistances chauffantes de puissances 0,5 kW, 1 kW ou 1,5 kW est pompée du réservoir de charge (3 litres) vers le sommet de la colonne. La régulation et le choix du débit d'eau se fait au moyen de la vanne automatique et du débitmètre à flotteur. L'eau est alors uniformément distribuée sur l'étage de garnissage supérieur et se répand en fines pellicules d'eau sur les plateaux inférieurs pour augmenter la surface d'échange avec l'écoulement d'air. L'eau refroidie chute des étages inférieurs vers une cuvette réceptrice puis dans le réservoir de charge. À cause de l'évaporation, le niveau dans le réservoir baisse. Cela provoque l'ouverture d'une vanne à pointeau associée à un flotteur qui permet de conserver un niveau constant par un apport d'eau provenant du réservoir de compensation.

Circuit d'air :

L'air atmosphérique pénètre dans le ventilateur et passe dans la tour de refroidissement. Au sommet de la colonne un récupérateur de gouttelettes piège la plupart des gouttelettes entraînées par l'air. Le débit d'air peut être ajusté par le réglage d'une plaque pivotante en entrée du ventilateur. Le débit d'air peut être estimé en sortie au moyen d'un orifice en paroi mince de 80 mm de diamètre, préalablement calibré.

Mesure de la température et de l'humidité relative :

La température de l'eau est mesurée par deux thermocouples situés en entrée (sommet de la colonne) et en sortie de celle-ci (cuvette réceptrice) permettant de déterminer la puissance thermique évacuée par la tour.

Pour l'air la méthode des deux températures est utilisée pour connaître à la fois la température de l'écoulement et l'humidité relative. On a donc disposé deux thermocouples au niveau de l'entrée d'air et deux autres en sortie. Le thermocouple simple donne la température réelle de l'écoulement d'air (dite température sèche). Le second thermocouple est enrobé de coton humidifié en permanence par un petit réservoir rempli d'eau) et donne la température humide.

Les températures sont relevées sur l'indicateur six points, directement en °C.

Données et informations utiles :

Mesure du débit d'air :

Le débit d'air $\dot{m}_a$ est donnée par la loi d'étalonnage de l'orifice de sortie de la colonne :

$$\dot{m}_a = 0,0135 \sqrt{\frac{\Delta h}{v_m}}$$

où Δh est la déviation du manomètre en mm de H₂O et v_m le volume massique du mélange air sec et vapeur d'eau. Ce volume massique est défini comme :

$$v_m = v_a + x v_v$$

où v_a et v_v sont respectivement les volumes massiques de l'air sec et de la vapeur d'eau et x l'humidité absolue. Pour l'air sec, on prendra $\mathcal{M}_a = 29 \text{ g.mol}^{-1}$ pour la masse molaire et $\gamma_a = 1.40$ pour l'exposant isentropique. Pour la vapeur d'eau, on prendra $\mathcal{M}_v = 18 \text{ g.mol}^{-1}$ pour la masse molaire et $\gamma_v = 1.33$ pour l'exposant isentropique.

Mesure du débit d'eau :

Le débit d'eau $\dot{m}_e$ se lit directement sur le débitmètre à flotteur en g.s⁻¹.

Mesure de la pression :

Les pressions en bas et en haut de la colonne se mesurent directement par rapport à la pression atmosphérique en mm de H₂O. Le bouchon de protection doit naturellement être enlevé pour obtenir la référence de la pression atmosphérique. On positionne l'autre extrémité soit à la prise de pression en bas de colonne (P_E , Δh_E) soit en haut de colonne (P_S , Δh_S).

Puissance de chauffe (charge de refroidissement) :

Elle se sélectionne directement. On peut obtenir trois puissances de chauffe : 0,5 kW, 1kW et 1,5 kW. De plus, la pompe délivre une puissance d'environ 100 W.

Mesure de l'humidité :

La mesure de l'humidité est basée sur la méthode des deux thermomètres et le concepteur fournit la formule suivante :

$$P_v(t_s) = P_{sat}(t_w) - 6,666.10^{-4}P(t_w - t_s) \text{ ou } \phi_v = \frac{P_{sat}(t_w)}{P} - 6,666.10^{-4}(t_s - t_w)$$

où P_v est la pression partielle de vapeur d'eau, P_{sat} la pression de vapeur saturante, P la pression mesurée, t_s la température exprimée en °C au thermomètre sec, t_w la température exprimée en °C au thermomètre mouillé et ϕ_v la fraction molaire de vapeur d'eau.

Propriétés et modèles thermodynamiques :

- L'humidité absolue x est définie comme :

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\phi_v}{1 - \phi_v} \frac{\mathcal{M}_v}{\mathcal{M}_a} \text{ (kg d'eau par kg d'air)}$$

où m_v et m_a sont respectivement les masses de vapeur d'eau et d'air et $\mathcal{M}_v$ et $\mathcal{M}_a$ sont respectivement les masses molaires de l'eau et de l'air. Pour l'air sec, on prendra $\mathcal{M}_a = 29 \text{ g.mol}^{-1}$ pour la masse molaire et $\gamma_a = 1.40$ pour l'exposant isentropique. Pour la vapeur d'eau, on prendra $\mathcal{M}_v = 18 \text{ g.mol}^{-1}$ et $\gamma_v = 1.33$

- L'humidité relative (ou degré hygrométrique) ψ est définie comme :

$$\psi = \frac{P_v}{P_{sat}}$$

- L'air étant assimilable à un gaz parfait son enthalpie massique h_a est donnée par :

$$h_a = C_{p_a} t$$

où $C_{p_a} = 1,005 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ est la chaleur massique à pression constante et t la température exprimée en °C.

- Pour l'eau liquide l'enthalpie massique s'exprime comme :

$$h_L = C_{p_L} t$$

où $C_{p_L} = 4,185 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ est la chaleur massique à pression constante et t la température exprimée en °C.

- Pour la vapeur d'eau, on utilisera :

$$h_v = L_0 + C_{p_v} t$$

où $L_0 = 2501,3 \text{ kJ.kg}^{-1}$ est la chaleur latente de l'eau à 0°C , $C_{p_v} = 1,820 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ la chaleur massique à pression constante et t la température exprimée en $^\circ\text{C}$.

La pression de vapeur saturante peut être déterminée via :

$$P_{sat}(T) = P_{sat}(T_0)e^{-\frac{L_0}{r_e}\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{273}\right)}$$

où $P_{sat}(T_0) = 611,3 \text{ Pa}$ est la pression de vapeur saturante à 0°C , $r_e = \frac{R}{\mathcal{M}_e}$ où R est la constante des gaz parfaits et T la température exprimée en K.

- Pour l'air humide, on peut définir une enthalpie par unité de masse d'air sec selon :

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + xh_v$$

Remarque : les températures sont utilisées en $^\circ\text{C}$ lorsque « t » est écrit en minuscule et en K lorsque « T » est écrit en majuscule. On constate dans les formules de l'enthalpie que les températures sont utilisées en $^\circ\text{C}$ alors que les coefficients C_p et C_l sont en $\text{kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$. Il est rappelé que ces formules sont écrites pour des différences de températures. Par conséquent, la différence de température est implicite lorsque la température est écrite en $^\circ\text{C}$.

Mesures sur l'installation :

La tour de refroidissement permet d'étudier l'influence de la charge de refroidissement, du débit d'eau et du débit d'air sur l'efficacité ϵ de la colonne. Cette efficacité est définie comme :

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{liq}}{(\dot{Q}_{liq})_{max}}$$

où $\dot{Q}_{liq}$ est la puissance de refroidissement de l'eau liquide et $(\dot{Q}_{liq})_{max}$ la puissance thermique maximale.

Précisions importantes :

- 1) *Toujours remplir d'eau distillée le réservoir de compensation avant que le niveau d'eau ne chute au-dessous de 5 cm.*
- 2) *S'assurer que les deux mini réservoirs des capteurs de température mouillée soient bien remplis d'eau distillée. Prévenir l'encadrant au besoin.*
- 3) *La température de l'eau de compensation relevée à l'aide d'un thermomètre indépendant du système. On la notera T_7 .*
- 4) *Lors des changements des conditions d'expériences (chauffage, débit d'air,...) pour obtenir un régime permanent il est nécessaire d'attendre plusieurs minute.*

Le tableau suivant donne un récapitulatif des différentes données qui peuvent être mesurées :

Reference de l'expérience		
thermomètre sec (entrée d'air)	T_1 (°C)	
thermomètre mouillé (entrée d'air)	T_{2w} (°C)	
thermomètre sec (sortie d'air)	T_3 (°C)	
thermomètre mouillé (sortie d'air)	T_{4w} (°C)	
température de l'eau en entrée	T_5 (°C)	
température de l'eau en sortie	T_6 (°C)	
température de l'eau d'appoint)	T_7 (°C)	
différentiel de l'orifice (pression relative en sortie de colonne)	Δh_s (mm H ₂ O)	
pression relative en entrée de colonne	Δh_e (mm H ₂ O)	
débit d'eau	$\dot{m}_e$ (g.s ⁻¹)	
masse d'eau introduite dans l'expérience (compensation)	m_e (kg)	
intervalle de temps de l'expérience	θ (s)	
perte de charge (chute de pression dans la colonne)	ΔP (mm H ₂ O)	
charge de refroidissement	Q (kW)	