
L' air humide

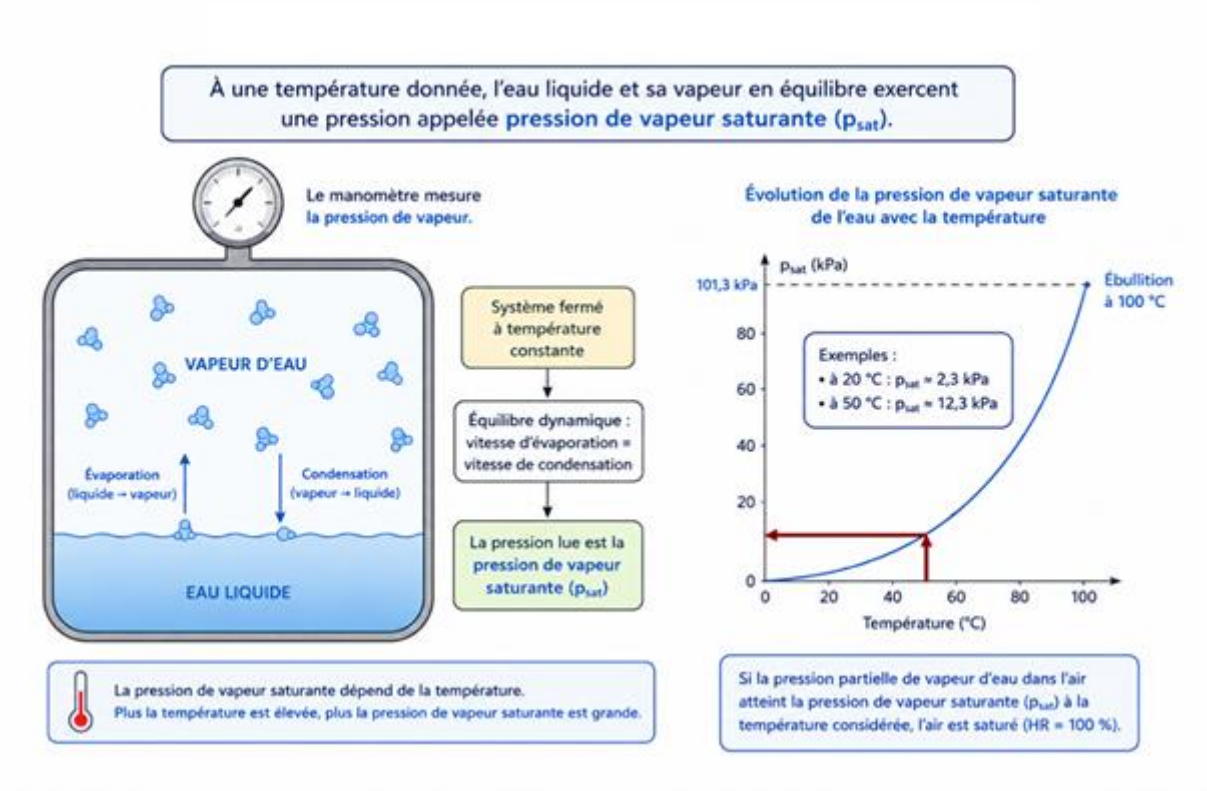
L'AIR HUMIDE

1 Pression de vapeur saturante de l'eau.

Pa pression de vapeur saturante est la pression exercée par la vapeur d'eau lorsqu'elle est en équilibre avec sa phase liquide à une température donnée.

La pression de vapeur saturante de l'eau dans l'air est fonction de la température.

T en °C	0	10	20	25	30	40	50	60	80	100
Ps en kPa	0,611	1,228	2,339	3,169	4,246	7,385	12,35	19,95	47,41	101,325



Entre 1°C et 100°C la pression de vapeur saturante de l'eau peut être estimée par l'équation d'ANTOINE.

$$log_{10}(p_s) = A - \frac{B}{C+T}$$

Avec :

T en °C ; p en mm de mercure ; A= 8,07131 ; B= 1730,63 et C= 233,426

On peut également utiliser la formule de Duprè entre -50°C et + 200°C.

$$p_s\,(T) = \exp\left[46{,}784 - \frac{6435}{T + 273{,}15} - 3{,}868\ln(T + 273{,}15)\right]$$

Avec : T en °C et p_s en mm de mercure.

La conversion en pascal s'effectue suivant : $p_{Pa} = p_{mmHg} \times 133{,}322$.

Une dernière relation permet d'obtenir un résultat directement en hPa.

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times T}{T + 243{,}5}\right]$$

Avec : T en °C et p_s h pa.

2 Humidité relative et absolue de l'air.

2.1 Humidité relative.

A température (T) lorsque la pression de vapeur d'eau dans l'air est inférieure ou égale à la pression de vapeur saturante on définit alors l'humidité relative HR.

$$\text{Pour}\quad p_v \le P_s\,(T) \qquad HR = \frac{p_v}{p_{s\,(T)}} \times 100$$

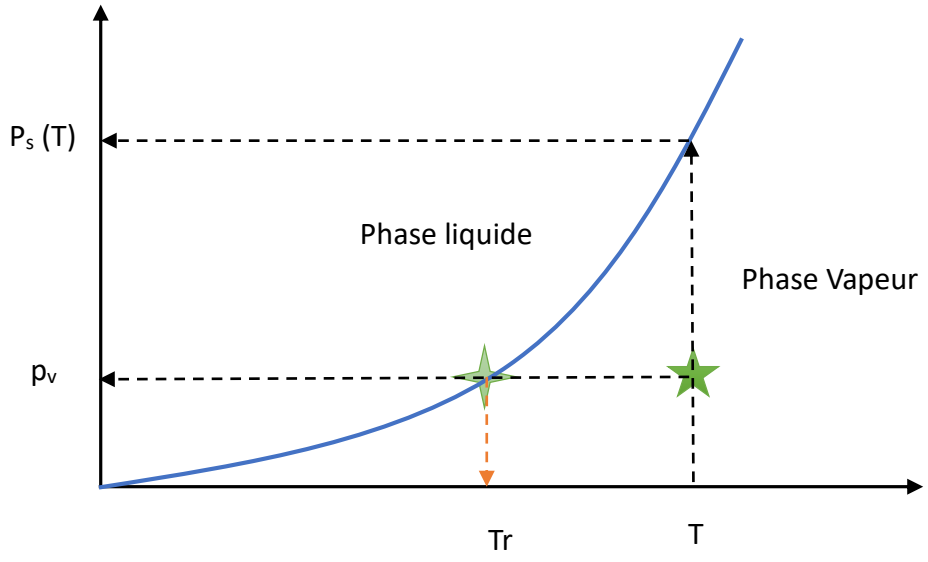


Diagramme de pression de vapeur d'eau en fonction de la température.

Si on refroidi l'air à pression constante son humidité relative va progressivement augmenter jusqu'à atteindre la courbe de saturation avec apparitions de première gouttes condensées. En ce point la température est appelé température de rosée (Tr).

2.2 Température de rosée.

Pour des température courantes de -45°C à + 60°C on peut utiliser la formule de Magnus.

$$\gamma\,(T, HR) = \ln\left(\frac{HR}{100}\right) + \frac{a \times T}{b + T}$$

Où :

T = température en °C ;
HR = humidité relative ;
a= 17,62 et b= 243,12 °C

puis le point de rosée :

$$T_r = \frac{b \times \gamma(T, HR)}{a - \gamma(T, HR)}$$

Par exemple pour une température de 25°C et 60% d'humidité relative nous avons :

$$\gamma\,(T, HR) = \ln\left(\frac{HR}{100}\right) + \frac{a \times T}{b + T} \quad \rightarrow \gamma\,(T, HR) = \ln\left(\frac{60}{100}\right) + \frac{17{,}62 \times 25}{243{,}12 + 25} = 1{,}1321$$

Puis :

$$T_r = \frac{b \times \gamma(T, HR)}{a - \gamma(T, HR)} \quad \rightarrow \quad T_r = \frac{243{,}12 \times 1{,}1321}{17{,}62 - 1{,}1321} = 16{,}7\ °C$$

2.3 Humidité absolue.

L'humidité absolue ou rapport d'humidité est définie par la masse de vapeur d'eau dans un kilogramme d'air sec.

$$w = \frac{m_{Eau}}{m_{Air\ sec}}$$

Elle est obtenue à partir de la pression partielle de la vapeur d'eau.

$$w = 0{,}622 \times \frac{p_v}{P - p_v}$$

Avec : w en kg kg^{-1}, p pression atmosphérique en Pa et p_s en Pa.

On peut aussi exprimer l'humidité absolue par la quantité de vapeur d'eau contenue dans un certain volume d'air en général un mètre cube.

$$HA = \frac{216{,}7 \times p_v}{T + 273{,}15}$$

Avec : HA en g m^{-3} , p_s en h Pa et T en °C

Par exemple pour un air à 20°C et 60% d'humidité relative nous calculons :

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times T}{T + 243{,}5}\right]\ \rightarrow$$

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 20}{20 + 243{,}5}\right] \approx 23{,}37\ h\,Pa$$

$$HR = \frac{p_v}{p_{s\,(T)}} \times 100\ \rightarrow\ p_v = p_{s\,(T)} \times \frac{HR}{100}\ \rightarrow$$

$$p_v = 23{,}37 \times \frac{60}{100} \approx 14\ h\,Pa$$

$$HA = \frac{216{,}7\ \times\ p_v}{T + 273{,}15}\ \rightarrow\ HA = \frac{216{,}7\ \times\ 14}{T + 273{,}15} \approx 10{,}35\ g\ m^{-3}$$

et

$$w = 0{,}622\ \times \frac{p_v}{P - p_v}\ \rightarrow\ w = 0{,}622\ \times \frac{14}{1013{,}25 - 14}\ =\ 0{,}00874\ kg\ kg^{-1}$$

La relation entre p_v et w.

Considérons (1+w) kg d'air humide d'humidité absolue (w), de température (T) et de pression partielle (p_v,), la pression totale étant (p) et le volume (V).

Suivant la la loi des gaz parfait $p \times V = n \times R \times T$

Nous pouvons écrire :

$$p_{Air\ sec}\ \times V = 1\ \times \frac{R \times T}{M_{Air\ sec}}$$

$$p_v\ \times V = w\ \times \frac{R \times T}{M_{Eau}}$$

$$\rightarrow$$

$$p_{Air\ sec}\ \times M_{Air\ sec}\ = 1\ \times \frac{R \times T}{V}$$

$$p_v\ \times \frac{M_{Eau}}{w} = \frac{R \times T}{V}$$

On en déduit :

$$p_{Air\ sec}\ \times M_{Air\ sec}\ = p_v\ \times \frac{M_{Eau}}{w}\quad Avec\ \ p_{Air\ sec} = p - p_v$$

$$p - p_v\ \times M_{Air\ sec}\ = p_v\ \times \frac{M_{Eau}}{w}\quad \rightarrow\quad w = \frac{M_{Eau}}{M_{Air\ sec}} \times \frac{p_v}{p - p_v}$$

$$w = 0{,}622 \times \frac{p_v}{p - p_v}$$

M_{Eau} est la masse molaire moléculaire de l'eau soit 18 g mol^{-1}.

$M_{air\ sec}$ est la masse molaire moléculaire de l'air soit 28,96 g mol^{-1}.

A l'inverse on peut écrire :

$$p_v = \frac{p - p_v}{0{,}622 + w}$$

3 Masse volumique de l'air humide.

La masse volumique de l'air humide est défini suivant :

$$\rho_a = \frac{1+w}{V}$$

Considérons (1+w) kg d'air humide d'humidité absolue (w), de température (T) et de pression partielle (p_v,), la pression totale étant (p) et le volume (V).

Suivant la la loi des gaz parfait $p \times V = n \times R \times T$

Nous pouvons écrire

$$p_{Air\ sec} \times V = 1 \times \frac{R \times T}{M_{Air\ sec}} \qquad p_v \times V = w \times \frac{R \times T}{M_{Eau}} \longrightarrow 1 = \frac{p_{Air\ sec} \times M_{Air\ sec} \times V}{R \times T} \qquad w = \frac{p_v \times M_{Eau} \times V}{R \times T}$$

$$\text{Donc :} \quad 1 + w = \frac{p_{Air\ sec} \times M_{Air\ sec} \times V}{R \times T} + \frac{p_v \times M_{Eau} \times V}{R \times T}$$

$$1 + w = \frac{1 \times V}{R \times T} \times (p_{Air\ sec} \times M_{Air\ sec} + p_v \times M_{Eau})$$

$$\rho_a = \frac{1+w}{V} = \frac{1 \times V}{R \times T} \times (p_{Air\ sec} \times M_{Air\ sec} + p_v \times M_{Eau})/V$$

$$\rho_a = \frac{M_{Air\ sec}}{R \times T} \times \left(p_{Air\ sec} + \frac{M_{Eau}}{M_{Air\ sec}} \times p_v \right)$$

Comme

$$p_{Air\ sec} = p - p_v \quad et \quad \frac{M_{Eau}}{M_{Air\ sec}} = 0{,}622$$

$$\rho_a = \frac{M_{Air\ sec}}{R \times T} \times (p - p_v + 0{,}622 \times p_v)$$

Pour l'air sec dans les conditions de référence nous avons p_0 = 101325 Pa, T_0 = 273,15 K.

$$p_0 \times V = n \times R \times T_0$$

$$p_0 \times V = \frac{m}{M_{Air\ sec}} \times R \times T_0$$

$$\rho_0 = \frac{m}{V} = \frac{p_0 \times M_{Air\ sec}}{R \times T_0}$$

$$p_0 = \frac{\rho_0}{M_{Air\ sec}} \times R \times T_0 \quad \rightarrow \quad \frac{M_{Air\ sec}}{R} = \frac{\rho_0 \times T_0}{p_0}$$

$$\rho = \rho_0 \times \frac{T_0}{T} \times \frac{p - (1 - 0{,}622) \times p_v}{p_0}$$

$$\rho = \rho_0 \times \frac{T_0}{T} \times \frac{p}{p_0} \times \frac{0{,}622 \times (1+w)}{0{,}622 + w}$$

Par exemple pour de l'air à 20°C et 60% d'humidité relative.
On détermine la masse volumique de l'air sec dans les conditions NSTP :

P= 101325 Pa ; $M_{Air\ sec} = 28{,}965\ 10^{-3}\ \ kg\ mol^{-1}$; R= 8,314462 J mol^{-1} K^{-1} ; T=0°C.

$$\rho_0 = \frac{p_0 \times M_{Air\ sec}}{R \times T_0} = \frac{101325 \times 28{,}965\ 10^{-3}}{8{,}314462 \times 273{,}15} = 1{,}292\ kg\ m^{-3}$$

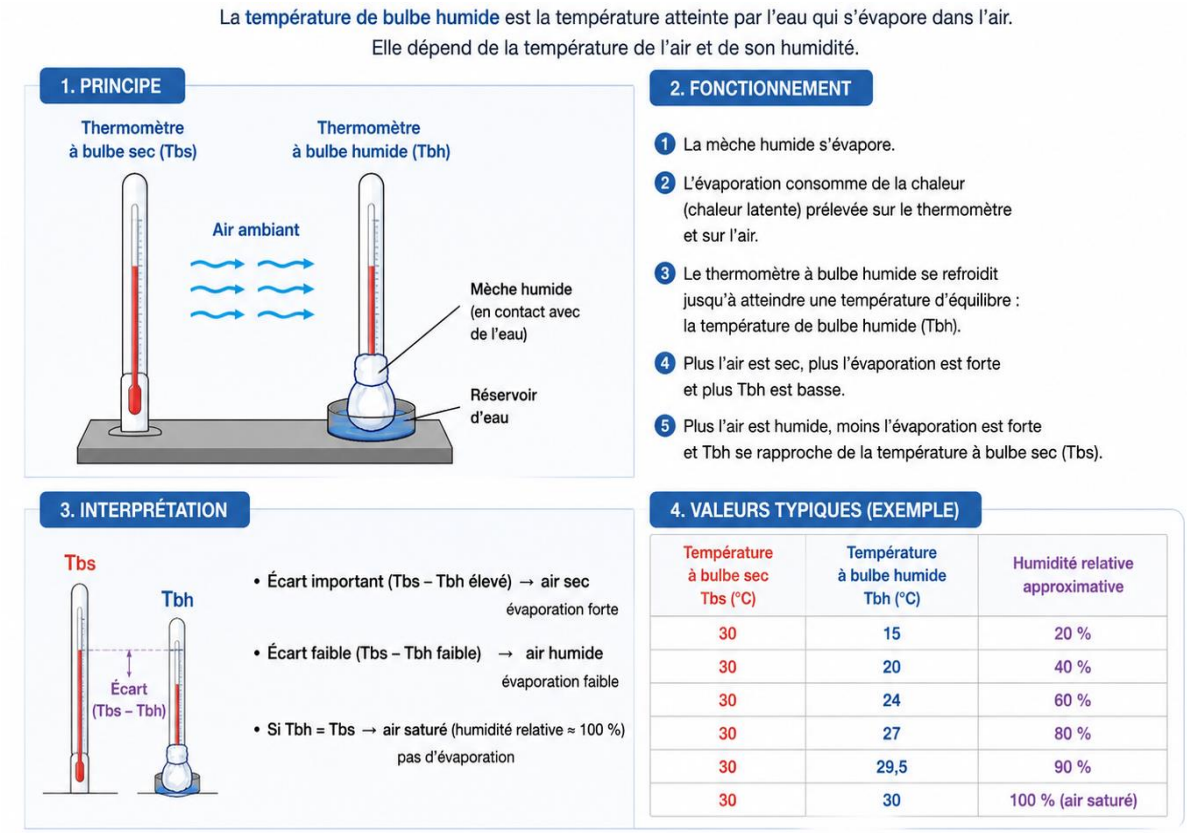
De l'exemple précédent nous en tirons l'humidité absolue à 20°C sous 101325 Pa et une humidité relative de 60% soit w= 0,00874 $kg\ kg^{-1}$.

$$\rho = \rho_0 \times \frac{T_0}{T} \times \frac{p}{p_0} \times \frac{0{,}622 \times (1+w)}{0{,}622 + w}$$

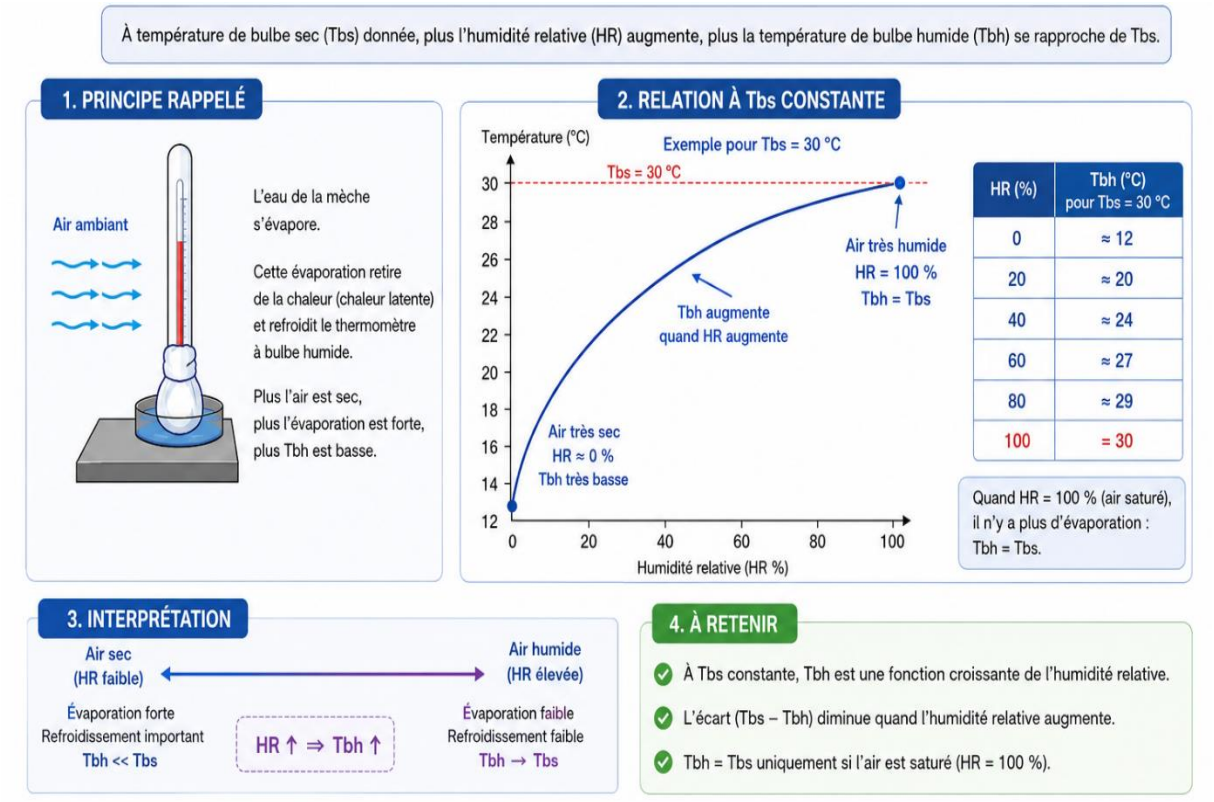
$$\rho = 1{,}292 \times \frac{273{,}15}{298{,}15} \times \frac{101325}{10325} \times \frac{0{,}622 \times (1+0{,}00874)}{0{,}622 + 0{,}00874} = 1{,}197\ kg\ m^{-3}$$

4 Température de bulbe humide (Tbh).

La température de bulbe humide permet d'évaluer l'humidité relative de l'air.
C'est la température affichée d'un thermomètre entouré d'une mèche humide et comparée avec celle d'un thermomètre sans mèche.



Relation entre humidité relative et (Tbh).



4.1 Psychromètrie et calcul de l'humidité relative à partir de la température de l'air (T), de la température du bulbe humide (Tbh) et de la pression (p).

Calcul de la pression de vapeur saturante à la température de l'air.

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times T}{T + 243{,}5}\right]$$

Avec : T en °C et p_s hpa.

Calcul de la pression de vapeur saturante à la température du bulbe humide.

$$p_s\,(Tbh) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times T}{T + 243{,}5}\right]$$

Avec : T en °C et p_s hpa.

Calcul de la constante psychromètrique.

$$\gamma\ \approx 0{,}000666\ \times\ (1 + 0{,}00115\ \times Tbh)$$

Calcul de la pression de vapeur.

$$p_v = p_s\,(Tbh) - \gamma \times p \times (T - Tbh)$$

Avec : T et Tbh en °C et p en hpa.

Enfin calcul de l'humidité relative.

$$HR = \frac{p_v}{p_{s\,(T)}} \times 100$$

Par exemple pour de l'air à 20°C pour une pression P= 1025 hPa et une température de bulbe humide de 15°C on obtient les résultats suivants :

$p_s\,(T) = 23{,}37\ hPa$; $p_s\,(Tbh)$=17,04 hPa ; $\gamma = 0{,}000671$; p_v = 13,60 hPa et HR = 58,2%

4.2 Calcul de la température de bulbe humide connaissant l'humidité relative, la pression et la température de l'air.

Pour une pression proche de la pression atmosphérique on peut utiliser l'expression empirique de Stull.

$$Tbh \approx T \times \arctan(0{,}151977 \times HR + 8{,}313659) + \arctan(T + HR) - \arctan(HR - 1{,}676331) + 0{,}00391838 \times HR \times \frac{3}{2} \times artan(0{,}0231)$$

Dans le cas ou la pression est plus éloignée de la pression atmosphérique on a recours à un algorithme de résolution numérique de type Newton-Raphon.

Calcul de la pression de vapeur saturante.

$$p_s\,(T) = 6{,}112 \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times T}{T + 243{,}5}\right]$$

Avec : T en °C et p_s hpa.

Calcul de la pression de vapeur.

$$HR = \frac{p_v}{p_{s\,(T)}} \times 100 \quad \rightarrow \quad p_v = HR \times \frac{p_{s\,(T)}}{100}$$

Calcul de la constante psychromètrique.

$$\gamma \approx 0{,}000666 \times p$$

Avec : p en hpa.

La température de bulbe humide est alors solution de :

$$f(Tw) = p_s\,(Tw) - \gamma \times (T - Tw) - p_v = 0$$

Algorithme numérique de Newton-Raphon.

Initialisation

Tw= T

Boucle

Calculer

psTw = $p_s\,(Tw)$

$\mathrm{f} = \mathrm{psTw} - \gamma \times (\mathrm{T} - \mathrm{Tw}) - \mathrm{p_v}$

Calculer la dérivée

h=0.001

df = [f(Tw+h)- f(Tw))] / h

Mettre à jour

Tw= Tw – f/df

Arrêt de la boucle Lorsque = $|f| < 0.001$

Tbh = Tw

A la température de 30°C sous 950 hPa de pression et une humidité relative de 60% la température de bulbe humide est ainsi évalué à 24°C.

5 Enthalpie de l'air humide.

L'enthalpie de l'air humide est la quantité totale d'énergie contenue dans un mélange d'air et de vapeur d'eau. Elle prend en compte :

- la chaleur sensible de l'air sec ;
- la chaleur sensible de la vapeur d'eau ;
- la chaleur latente associée à la vapeur d'eau.

L'énergie spécifique de l'air humide rapportée à 1 kg d'air sec s'exprime généralement par :

$$h = 1{,}005 \times T + w\,(2501 + 1{,}86 \times T)$$

Où :

h : enthalpie de l'air humide en kJ kg^{-1} d'air sec.

T : Température de l'air en °C.

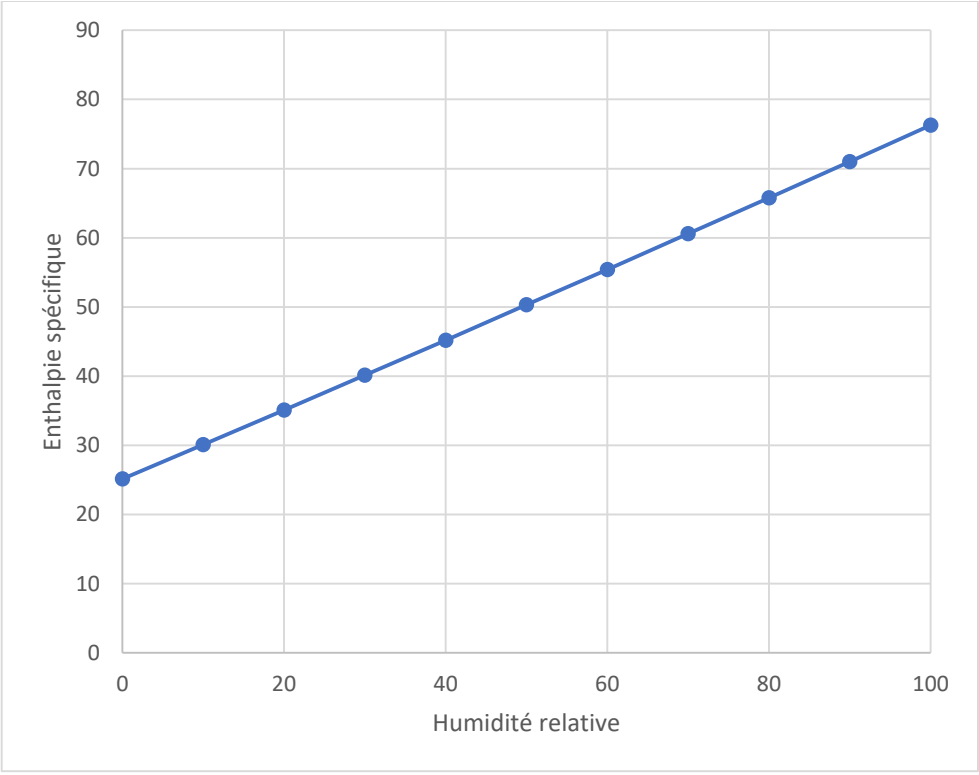
w : rapport d'humidité en kg de vapeur d'eau par kg d'air sec.

1,005 : capacité thermique massique de l'air en kJ kg^{-1} K^{-1}.

1,86 : capacité thermique massique de la vapeur d'eau en kJ kg^{-1} K^{-1}.

2501 : chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C en kJ kg^{-1}.

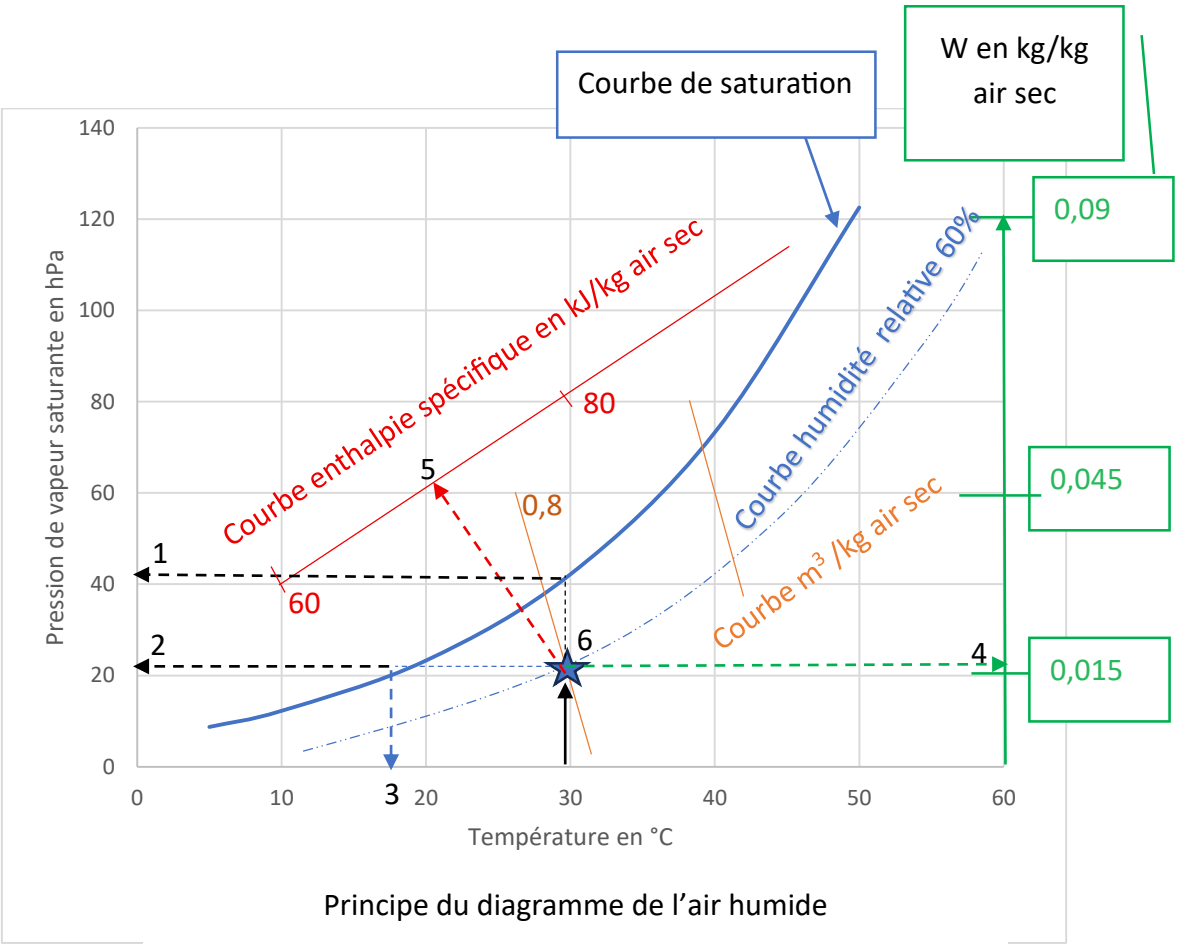
A température constante plus l'air contient de vapeur d'eau plus l'enthalpie spécifique est élevée.



Enthalpie spécifique de l'air à 25°C sous 1013,25 hPa en fonction de son humidité relative.

6 Diagramme de l'air humide.

La base d'un diagramme de l'air humide est la courbe de saturation affichant la pression de vapeur saturante en fonction de la température.
Cette courbe pour plus de précision peut être tracée pour une plage déterminée de température. Par exemple entre 5 et 50°C.



Principe du diagramme de l'air humide

Sur le même graphe l'échelle des humidités absolue peut être tracée sur l'axe des ordonnées.

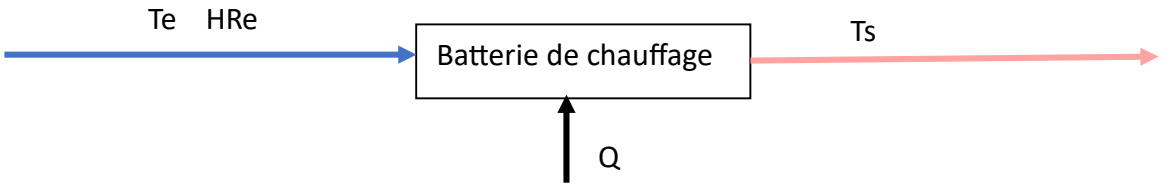
Le diagramme est en général complété par une courbe d'enthalpie spécifique un faisceau de courbes d'humidité relative et de courbes iso volumes spécifiques.
Par exemple pour une température de 30°C et 60% d'humidité relative, au point étoile, nous pouvons lire :

1- la pression de vapeur saturante ≈ 42 hPa ;
2- la pression partielle de vapeur d'eau ≈ 25,5 hPa ;
3- la température de rosée de l'air humide ≈18 °C ;
4- le rapport d'humidité absolue ≈ 0,016 kg kg^{-1} d'air sec ;
5- l'enthalpie spécifique ≈ 71 kJ kg-1 d'air sec.

6- $1/\rho \approx 0{,}8\ m^3\ kg^{-1}$

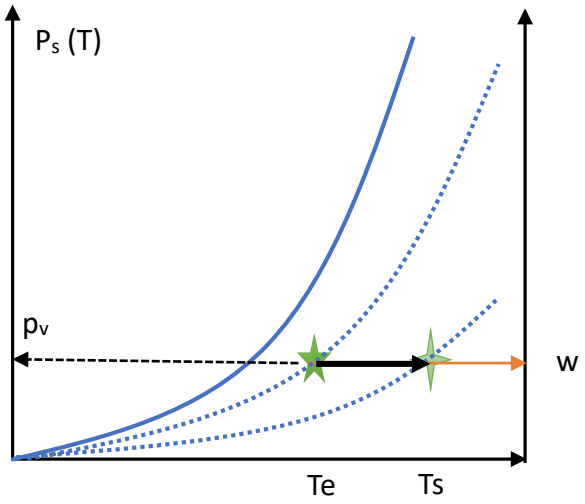
7 Les transformations du système air-vapeur d'eau.

7.1 Echauffement à pression constante.



Envisageons le chauffage d'un air humide à 65% de 25°C à 50°C sous une pression constante de 1013,25 hPa.

Dans ce cas, sans injection d'eau, l'humidité absolue de l'air lors de cette transformation reste constante.



Pression de vapeur saturante à 25°C

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 25}{25 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s\,(T) = 31{,}67\ hPa$$

$$p_v = \ 65 \times \frac{31{,}67}{100} = \ \ 20{,}58\ hPa$$

$$w = 0{,}622\ \times \frac{20{,}58}{1013{,}25 - 20{,}58}$$

$$w = 0{,}0129\ kg/kg$$

Pression de vapeur saturante à 50°C :

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 50}{50 + 243{,}5}\right] \approx 124\ hPa$$

Humidité relative après chauffage :

$$HR = \frac{20{,}58}{124} \times 100\ \approx\ \ 16{,}6\ \%$$

Enthalpie spécifique de l'air avant chauffage :

$$h1 = 1{,}005\ \times 25 + 0{,}0129\ (2501 + 1{,}86\ \times 25) \approx 58\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

Enthalpie spécifique de l'air après chauffage :

$$h2 = 1{,}005\ \times 50 + 0{,}0129\ (2501 + 1{,}86\ \times 50) \approx\ 91\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

La variation d'enthalpie spécifique est donc de :

$$\Delta h = h2\text{-}h2\ =\ 91\text{-}58\ \approx 33\ kg^{-1}\ air\ sec$$

Masse d'air sec contenue dans 1 m^3.

A 25°C et 65% HR la masse d'air est d'environ

$$\frac{M_{Eau}}{M_{Air\ sec}} = 0{,}622$$

$$\rho_0 = \frac{p_0 \times M_{Air\ sec}}{R \times T_0} = \frac{101325 \times 28{,}965\ 10^{-3}}{8{,}314462 \times 273{,}15} = 1{,}292\ \text{kg d'airsec m}^{-3}$$

$$\rho = 1{,}292 \times \frac{273{,}15}{50 + 273{,}15} \times \frac{1013{,}25}{1013{,}25} \times \frac{0{,}622 \times (1 + 0{,}0129)}{0{,}622 + 0{,}0129}$$

$$\approx 1{,}17\ 1{,}292\ \text{kg d'airsec m}^{-3}$$

Energie à fournir pour chauffer 1 m^3.

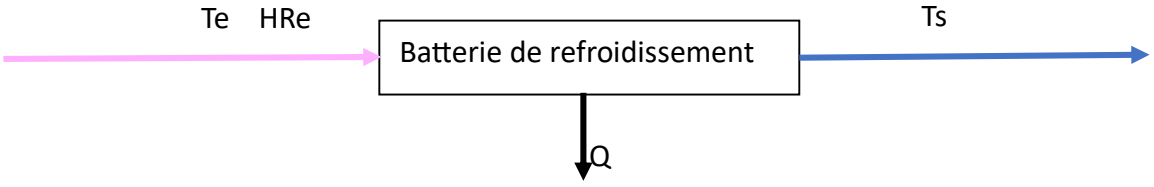
$$Q = m_{Air_sec} \times \Delta h \quad \rightarrow \quad Q = 1{,}17 \times 33 = 38{,}6\ \text{kJ m}^{-3}\ \text{d'air humide}$$

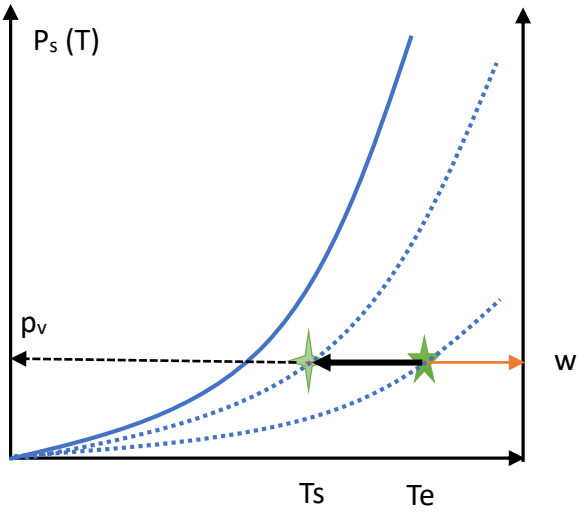
7.2 Refroidissement à pression constante.

72.1 Sans condensation.

C'est l'inverse du problème présenté en 7.1. L'humidité absolue et la pression de vapeur partielle de l'eau restent constantes. La pression de vapeur saturante ainsi que l'enthalpie spécifique diminuent et l'humidité relative augmente.

Envisageons le refroidissement d'un air humide à 30% de 30°C à 20°C sous une pression constante de 1013,25 hPa.





Pression de vapeur saturante à 30°C

$$p_s(T) = 6{,}112 \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 30}{30 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s(T) = 42{,}45\ hPa$$

$$p_v = 30 \times \frac{42{,}45}{100} = 12{,}73\ hPa$$

$$w = 0{,}622 \times \frac{12{,}73}{1013{,}25 - 12{,}73}$$

$$w = 0{,}0079\ kg/kg$$

Pression de vapeur saturante à 20°C :

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 20}{20 + 243{,}5}\right] \approx 23{,}37\ hPa$$

Humidité relative après chauffage :

$$HR = \frac{17{,}73}{23{,}37} \times 100\ \approx\ 75{,}86\ \%$$

Enthalpie spécifique de l'air avant refroidissement :

$$h1 = 1{,}005\ \times 30 + 0{,}0079\ (2501 + 1{,}86\ \times 30) \approx 50{,}39\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

Enthalpie spécifique de l'air après refroidissement:

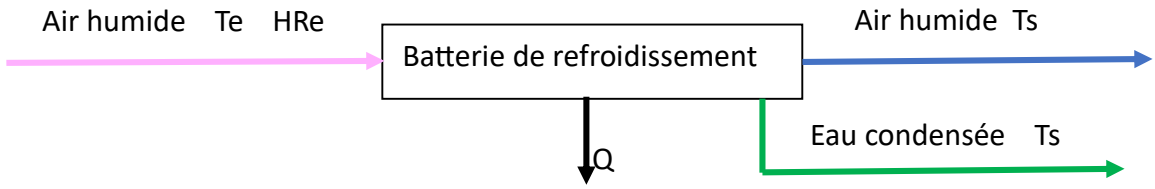
$$h2 = 1{,}005\ \times 20 + 0{,}0079\ (2501 + 1{,}86\ \times 20) \approx\ 31{,}1\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

La variation d'enthalpie spécifique est donc de :

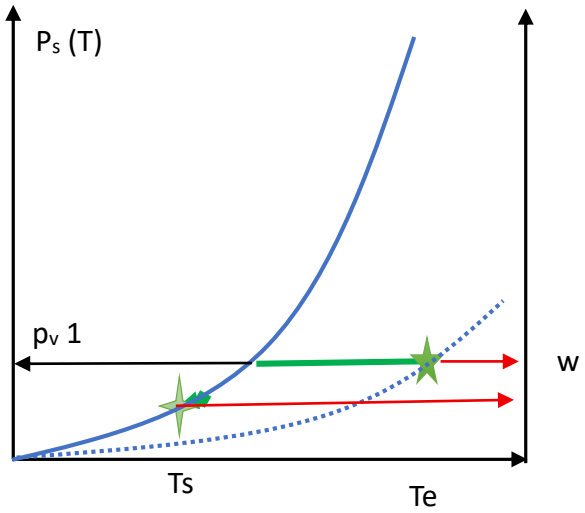
$$\Delta h = h2\text{-}h1\ =\ 50{,}39\text{-}31{,}1 \approx 19{,}29\ \text{kg}^{-1}\ \text{air sec}$$

7.2.2 Avec condensation.

Envisageons le refroidissement d'un air humide à 40% de 35°C à 10°C sous une pression constante de 1013,25 hPa.



Lors d'un refroidissement il peut se produire une condensation avec diminution de l'humidité absolue si la température finale est inférieure à la température de rosée.



Pression de vapeur saturante à 30°C

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 35}{35 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s\,(T) = 56{,}31\ hPa$$

$$p_v = \ 40 \times \frac{56{,}31}{100} = \ \ 15{,}84\ hPa$$

$$w = 0{,}622\ \times \frac{15{,}84}{1013{,}25 - 15{,}84}$$

$$w \approx 0{,}00987\ kg\ kg^{-1} d'airsec$$

Enthalpie spécifique de l'air avant refroidissement :

$$h1 = 1{,}005 \times 35 + 0{,}00987\,(2501 + 1{,}86 \times 35) \approx 71{,}46\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

Point de rosée.

$$\gamma = ln\left(\frac{HR}{100}\right) + \frac{17{,}625 \times T}{243{,}04 + T}$$

Pour T= 35 °C et HR = 40%.

$$\gamma = ln\left(\frac{40}{100}\right) + \frac{17{,}625 \times 35}{243{,}04 + 35} = 1{,}303$$

$$T_{rosée} = \frac{243{,}04 \times \gamma}{17{,}625 - \gamma} = \frac{243{,}04 \times 1{,}303}{17{,}625 - 1{,}303} = 19{,}4\ °C$$

Lors du refroidissement la température passe sans condensation jusqu'à 19,4 °C puis avec condensation de 19,4 °C à 10°C.

Pression de vapeur saturante à 10°C

$$p_s\,(T) = 6{,}112 \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 10}{10 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s\,(T) = 12{,}27\ hPa$$

$$w = 0{,}622 \times \frac{12{,}27}{1013{,}25 - 12{,}27}$$

$$w \approx 0{,}00762\ kg\ kg^{-1} d'airsec$$

Eau condensée.

$$\Delta w = 0{,}00987 - 0{,}00762 = 0{,}00225 \text{ kg kg}^{-1} \text{ d'air sec}$$

Enthalpie finale.

$$h2 = 1{,}005 \times 10 + 0{,}00762\,(2501 + 1{,}86 \times 10) \approx 29{,}25\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

La variation d'enthalpie spécifique est donc de :

$$\Delta h = h1 - h2 = 71{,}46 - 29{,}25 \approx 42{,}21\ kJ \text{ kg}^{-1} \text{ air sec}$$

Cette énergie est absorbée par la batterie froide en deux temps.

Refroidissement sensible de 35°C à 19,4 °C.

$$Q1 = 1{,}02 \times (35 - 19{,}4) = 15{,}912 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Suivi d'un refroidissement et de la condensation de l'eau.

$$Q2 = 1{,}02 \times (19{,}4 - 10) + (0{,}0225 \times \Delta Hv)$$

ΔHv est l'enthalpie d'évaporation de l'eau et peur être calculée approximativement par la corrélation:

$$\Delta H_{vap}\,(T) = \Delta H_{vap}(Tb) \times \left(\frac{1 - T/T_c}{1 - T_b/T_c}\right)^{0,38}$$

Où :
T : température en K,
Tb : température normale d'ébullition soit 373,15 K,
Tc : température critique de l'eau soit 647,096 K,
ΔH_{vap} (Tb) =40,66 kJ mol^{-1}.

$$\Delta H_{vap}\,(T) = 40,66 \times \left(\frac{1 - 10/647,096}{1 - 373,15/647,096}\right)^{0,38} = 44,6\ kJ\ mol^{-1}$$

La masse molaire moléculaire de l'eau étant de 18 g mol^{-1} nous avons :

$$\Delta H_{vap}\,(T) = \frac{44,6 \times 1000}{18} = 2477\ \ kJ\ kg^{-1}$$

Nous pouvons comparer le résultat avec celui donné par la relation

$$\Delta H_{vap}\,(T) = 2500,9 - 2,36\ \times T$$
$$\Delta H_{vap}\,(T) = 2500,9 - 2,36\ \times 10 = 2476,9\ kJ\ kg^{-1}$$

Donc Q2 = 1,02 × (19,4 – 10) +(0,0225 ×2477)= 15,16 kJ kg^{-1}

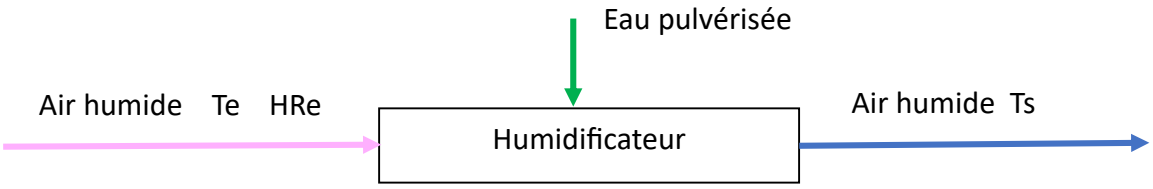
En résumé nous pouvons établir un tableau d'état du système.

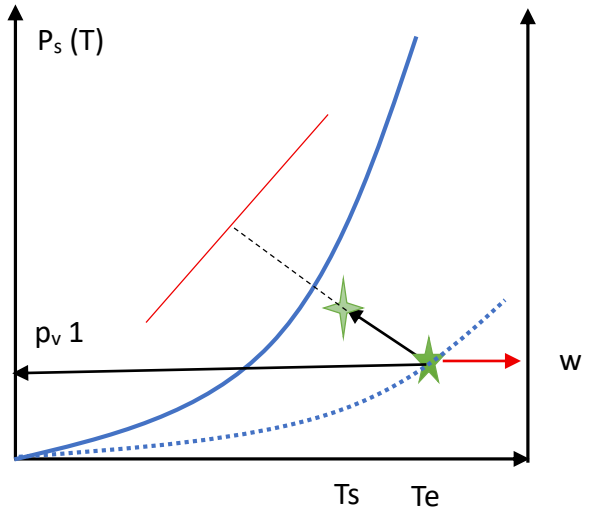
Grandeur	Etat initial	Etat final
Température	35 °C	10 °C
HR	40%	100%
Humidité spécifique	0,00987 kg kg^{-1} d'air sec	0,00762 kg kg^{-1} d'air sec
Point de rosée	19,4 °C	10 °C
Enthalpie	76,46 kJ kg^{-1} d'air sec	29,25 kJ kg^{-1} d'air sec
Eau condensée		0,00225 kg kg^{-1} d'air sec
Energie absorbée		31 kJ kg^{-1} d'air sec

7.2.3 Humidification adiabatique de l'air.

L'humidification se faisant par évaporation adiabatique (sans apport de chaleur externe, comme avec un humidificateur par pulvérisation d'eau), la température de l'air diminue pendant que son humidité relative augmente. L'énergie absorbée par la simple évaporation de l'eau provoque la baisse de température du système l'enthalpie restant pratiquement constante.

Imaginons comme conditions initiale de l'air à 35°C et 15% HR sous 1013,25 hPa que l'on humidifie par pulvérisation d'eau de façon à obtenir une humidité relative de 70%.





Pression de vapeur saturante à 35°C

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 35}{35 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s\,(T) = 56{,}31\ hPa$$

$$p_v = \ 15 \times \frac{56{,}31}{100} = \ \ 8{,}54 hPa$$

$$w = 0{,}622\ \times \frac{8{,}45}{1013{,}25 - 8{,}45}$$

$$w \approx 0{,}00522\ kg\ kg^{-1} d'airsec$$

Enthalpie spécifique de l'air :

$$h1 = 1{,}005\ \times 35 + 0{,}00522\ (2501 + 1{,}86\ \times 35) \approx 48{,}59\ kJ\ kg^{-1}\ air\ sec$$

En imposant une humidité relative de 70% on recherche la température telle que l'enthalpie reste égale à celle de l'état initial.

$$48{,}59 = 1{,}005\ \times T + w\ (2501 + 1{,}88\ \times T)$$

Pour résoudre ce problème on peut utiliser la lecture d'un diagramme d'air humide ou utiliser des méthodes numérique de type algorithmique numérique de type Newton-Raphon ou dichotomique.

Exposons la méthode par dichrotomie

Entrées :

T1 = 35 °C
HR1 = 0.15
HR2 = 0.70
P = 101.325 kPa
Calculer w1
Calculer h1
Choisir Tmin = 15
Choisir Tmax = 25
Tant que (Tmax - Tmin > 0.01)
T = (Tmin + Tmax)/2
Calculer Pws(T)
Calculer w(T)
Calculer h(T)
Si h(T) > h1
Tmax = T
Sinon
Tmin = T
Fin
Température finale = (Tmin + Tmax)/2

Nous obtenons une température de 21,5°C.

Pression de vapeur saturante à 21,5°C.

$$p_s\,(T) = 6{,}112\ \times \exp\left[\frac{17{,}67 \times 21{,}5}{21{,}5 + 243{,}5}\right]$$

$$p_s\,(T) = 25{,}63\ hPa$$

$$p_v = \ 70 \times \frac{25{,}63}{100} = \quad 17{,}94\ hPa$$

$$w = 0{,}622\ \times \frac{17{,}94}{1013{,}25 - 17{,}94}$$

$$w \approx 0{,}0112\ kg\ kg^{-1} d'airsec$$

Eau ajoutée :

$$\Delta\,\mathrm{w} = 0{,}0112 - 0{,}00522 = 0{,}00598\ kg\ kg^{-1} d'airsec$$

Bibliographie

[1] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta, USA, édition la plus récente. Chapitre « Psychrometrics ».

[2] Hyland, R. W., & Wexler, A. (1983). « Formulations for the Thermodynamic Properties of Dry Air from 173.15 K to 473.15 K, and of Saturated Moist Air from 173.15 K to 372.15 K, at Pressures to 5 MPa ». *ASHRAE Transactions*, **89**(2A), 520–535.

[3] Hyland, R. W., & Wexler, A. (1983). « Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O ». *ASHRAE Transactions*, **89**(2A), 500–519.

[4] Herrmann, S., Kretzschmar, H.-J., & Gatley, D. P. (2009). « Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice ». *HVAC&R Research*, **15**(5), 961–986.

[5] Bird, R. B., Stewart, W. E., & Lightfoot, E. N. (2007). *Phénomènes de transport* (ou *Transport Phenomena*, 2e éd.). John Wiley & Sons.

[6] Perry, R. H., & Green, D. W. (Eds.). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9e édition. McGraw-Hill.

[7] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. *Principes de thermodynamique pour l'ingénieur* (ou édition anglaise *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*). John Wiley & Sons.

[8] Kuehn, T. H., Ramsey, J. W., & Threlkeld, J. L. *Thermal Environmental Engineering*. Prentice Hall.

[9] IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam). *Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance*.

Références francophones

[10] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. *Transferts thermiques*. De Boeck Supérieur (traduction française).

[11] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. *Thermodynamique – Une approche pragmatique*. De Boeck Supérieur.

[12] Sacadura, J.-F. (coord.). *Initiation aux transferts thermiques*. Lavoisier – Tec & Doc.

[13] Petit, J.-P., & Bontoux, L. *Thermodynamique – Cours et exercices corrigés*. Dunod.

[14] Allard, F. (coord.). *Ventilation naturelle et mécanique des bâtiments*. CSTB.

Normes

- **NF EN ISO 5167** – Mesurage du débit des fluides dans les conduites.
- **ISO 5801** – Essais aérauliques des ventilateurs.
- **ASHRAE Standard 41.6** – Méthodes de mesure des propriétés psychrométriques.