

THERMODYNAMIQUE

Module THERM 3

Semestre 3

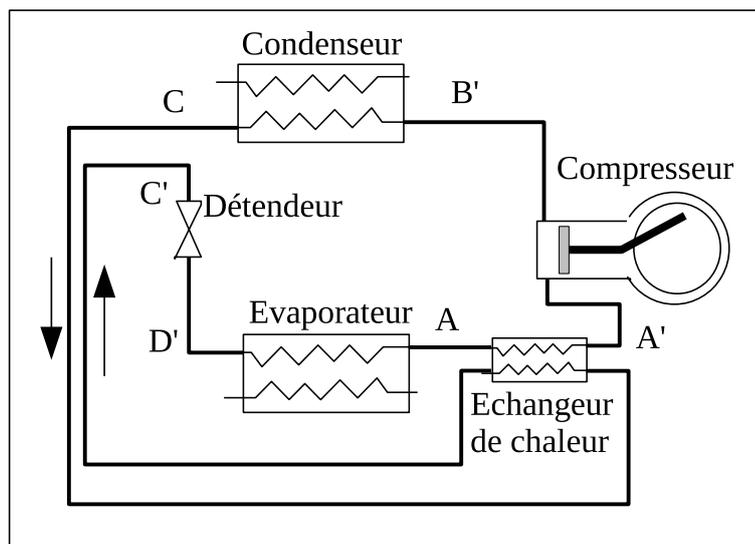


Table des matières

9	turbine à vapeur :	1
9.1	Introduction	1
9.1.1	Les installations industrielles à vapeur	1
9.1.2	Calculs d'énergie	4
9.1.3	Cycle de Hirn (Surchauffe de la vapeur)	5
9.1.4	Détente étagée (cycle avec resurchauffeur)	7
9.1.5	Turbine à contre-pression	9
9.1.6	Cycle à soutirage (ou à prélèvement)	10
10	Production de froid et Pompes à chaleur	13
10.1	Principe.	13
10.1.1	Machine frigorifique :	13
10.1.2	Pompe à chaleur	14
10.1.3	Efficacité frigorifique :	15
10.1.4	Coefficient de performance ou COP (Coefficient Of Performance)	15
10.2	Cycle de Carnot.	15
10.3	Le cycle de Rankine inversé sec.	17
10.4	Calculs d'énergie :	19
10.4.1	compresseur	19
10.4.2	Évaporateur	20
10.4.3	Rendement du compresseur par rapport à l'isentro- pique.	20
10.5	Échangeur de chaleur	20
10.5.1	Autres améliorations :	21
11	Conditionnement d'air	23
11.1	Proprietes de l'air humide	23
11.1.1	Mélange de gaz (Rappel)	23
11.1.2	Air humide - Définition	25
11.1.3	Paramètres caracterisant l'air humide	26

11.1.4	Température de rosée et température humide.	30
11.1.5	Hygromètres	32
11.2	Diagramme psychrométrique	35
11.2.1	Construction du diagramme	35
11.2.2	utilisation du diagramme	39
11.3	Procédés de traitement de l'air	41
11.3.1	Chauffage sans humidification	41
11.3.2	Refroidissement sans déshumidification	41
11.3.3	Refroidissement avec déshumidification	42
11.3.4	Humidification	42
11.3.5	Melange d'airs	47

Chapitre 9

Les cycles à turbine à vapeur :

9.1 Introduction

Il ne faut pas croire que la machine à vapeur est une technologie dépassée. Certes, on ne voit plus dans nos campagnes de trains à vapeur ni sur les fleuves américains de ces bateaux à vapeur qui font le charme de certains films mais les cycles utilisant la vapeur sont encore d'actualité car une grande partie de la production d'électricité est basée sur cette technique. En effet, les centrales thermiques comme les centrales nucléaires ne sont rien d'autres que d'immenses machines à vapeur, que la chaleur soit apportée par la fission de l'uranium, ou par la combustion de charbon, de pétrole ou de gaz, le principe général de ces centrales reste le même. C'est ce principe que nous allons examiner dans ce chapitre. Un film réalisé par EDF détaillant le fonctionnement d'une centrale nucléaire vous sera projeté. On se concentrera en particulier sur le passage qui décrit le fonctionnement de la boucle secondaire qui est l'objet de notre étude.

9.1.1 Les installations industrielles à vapeur

Ces installations sont en général constituées :

- D'une chaudière permettant de produire de la vapeur à haute température et à haute pression
- D'une turbine où la vapeur vient se détendre en cédant une partie de son énergie sous forme de travail. Le travail ainsi récupéré sur un arbre moteur est transmis aux alternateurs de manière à le convertir en énergie électrique. D'un condenseur où la vapeur est ramenée à l'état liquide à basse pression et basse température. A l'origine, les premières machines à vapeur ne possédaient pas de condenseur et la vapeur détendue était rejetée directement dans l'atmosphère ce qui donnait

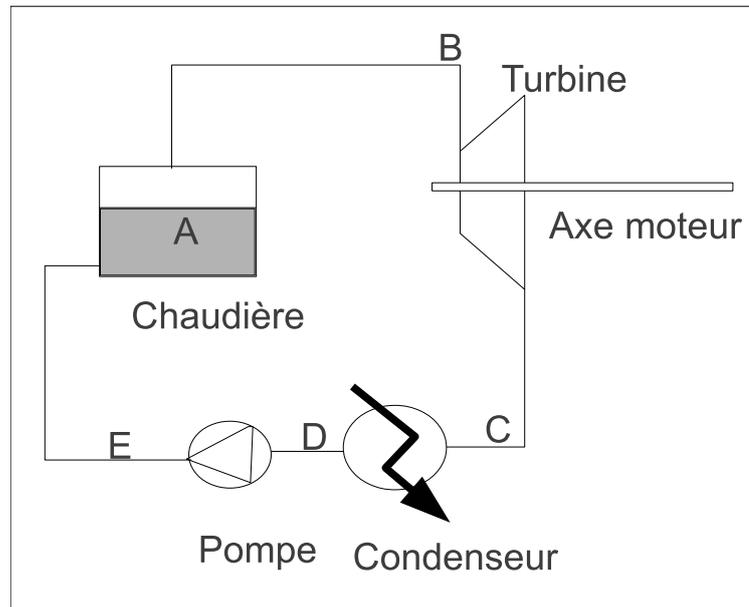


FIGURE 9.1 – Schéma de principe d'une machine à vapeur

ces jolis panaches de fumées blanches. L'idée du condenseur est due à Rankine qui donnera son nom au cycle thermodynamique décrit plus bas. L'intérêt du condenseur est de permettre une détente jusqu'à une pression inférieure à la pression atmosphérique ce qui augmente le travail récupéré

- D'une pompe refoulant le liquide condensé dans la chaudière pour que le cycle puisse recommencer.

L'eau circulant dans l'installation va décrire le cycle ABCDE représenté sur la figure ci contre.

Le point D et le point E sont très proches sur le diagramme car la pompe ne fait qu'augmenter la pression en fournissant un travail négligeable par rapport aux autres échanges d'énergie en jeu. En pratique, on ne considère que le cycle ABCD nommé cycle de Rankine.

Détaillons un peu :

- **point A** liquide saturé, haute pression haute température. C'est l'état de l'eau juste au point où elle va être vaporisée.
- **AB** vaporisation dans la chaudière
- **Point B** : Vapeur saturée, haute pression haute température
- **BC** Détente de la vapeur. On la considère généralement comme adiabatique et réversible. Si la vapeur entrante est saturée, le diagramme nous montre que la vapeur doit être partiellement liquéfiée à la sortie.

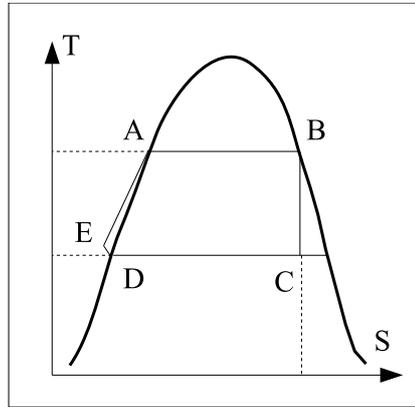


FIGURE 9.2 – Cycle de Rankine (diagramme entropique)

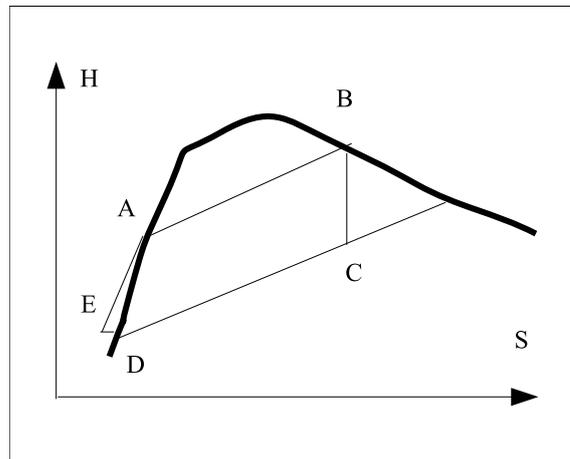


FIGURE 9.3 – cycle de Rankine (diagramme de Mollier)

- **Point C** vapeur détendue, ici c'est un mélange liquide vapeur contenant une grande proportion de vapeur, le tout à basse pression et à basse température.
- **CD** Condensation de la vapeur. La vapeur est transformée en liquide. Ce processus doit dégager de la chaleur. Le condenseur est généralement un échangeur de chaleur dans lequel un courant d'eau froide constituant un circuit distinct vient prendre la chaleur dégagée par la condensation pour l'évacuer dans le milieu ambiant.
- **Point D** liquide saturé froid à basse pression qui sera réinjecté dans la chaudière par l'intermédiaire de la pompe.
- **DE** Passage du liquide à travers la pompe. Ce processus nécessite peu d'énergie en comparaison des autres quantités d'énergie échangées. En effet, l'apport de chaleur est quasi nul dans cet appareil et l'apport de travail est trop faible (du fait de la très faible compressibilité du liquide) pour que la température varie de manière sensible. Dans la pratique, on néglige purement et simplement cette étape en assimilant le point E au point D.
- **point E** Le liquide comprimé mais à basse température introduit dans la chaudière.
- **EA (ou DA)** Le liquide se réchauffe dans la chaudière en passant de l'entrée jusqu'à l'endroit où il sera vaporisé soit en formant une bulle, soit en s'évaporant à la surface.

9.1.2 Calculs d'énergie

On a ici un fluide (l'eau) s'écoulant à travers les divers organes de la machine. Pour les calculs énergétiques, on aura donc recours à la forme du premier principe développée pour les écoulements stationnaires dans le chapitre 5.

9.1.2.1 Travail récupéré au niveau de la turbine.

Pour le passage dans la turbine, c'est à dire pour l'évolution BC, on a :

$$h_C - h_B + \frac{V_C^2}{2} - \frac{V_B^2}{2} = w_u + q$$

La détente dans la turbine sera supposée adiabatique et réversible (donc isentropique) et la variation d'énergie cinétique est négligée. Il reste donc :

$$w_u = h_C - h_B$$

Remarquons que ce travail massique utile est négatif, ce qui est bien conforme à ce qui est attendu puisqu'il agit d'un travail perdu pour la vapeur et donc gagné par le milieu extérieur c'est à dire ici l'alternateur.

La puissance sera alors donnée par $\dot{W} = \dot{m}w_u = \dot{m}(h_C - h_B)$ où \dot{m} est le débit de vapeur traversant la machine.

9.1.2.2 Chaleur fournie par la chaudière

De la même manière que précédemment, on écrit

$$h_B - h_E + \frac{V_B^2}{2} - \frac{V_E^2}{2} = w_u + q$$

Cette fois ci, c'est le travail utile qui est nul dans la chaudière. De même, la variation d'énergie cinétique est négligeable et il reste :

$$q = h_B - h_E \simeq h_B - h_D$$

La puissance calorifique reçue par l'eau dans la chaudière est alors :

$$\dot{Q} = \dot{m}q = \dot{m}(h_B - h_D)$$

9.1.2.3 rendement par rapport à l'isentropique dans la turbine :

Pour une comparer une détente adiabatique réelle (non réversible) à une détente idéale (réversible donc isentropique), prise comme référence, on définit le rendement par rapport à l'isentropique, comme le rapport $\rho_s = \frac{w_r}{w_s}$ où w_r est le travail récupéré au cours de la détente réelle et w_s est le travail qu'aurait produit une détente isentropique avec les mêmes conditions de départ et la même pression finale. Par définition ce rendement est forcément inférieur à 1 car c'est l'isentrope qui donne le travail maximal pour une pression finale donnée. Ceci peut être montré facilement. (voir exercices).

Note

Le terme de rendement est assez mal choisi et peut prêter à confusion car il ne s'agit pas ici d'une conversion d'énergie mais c'est le terme consacré et nous nous conformerons à l'usage.

9.1.3 Cycle de Hirn (Surchauffe de la vapeur)

9.1.3.1 Inconvénient du cycle de Rankine décrit précédemment :

La vapeur sortant de la chaudière étant saturée, on trouvera à la sortie de la turbine un mélange liquide-vapeur comme on peut le voir sur le diagramme.

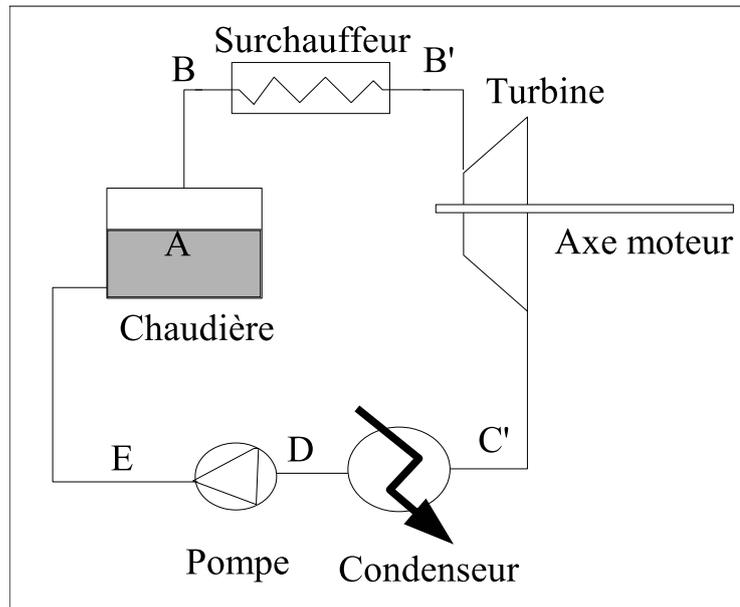


FIGURE 9.4 – Circuit vapeur avec surchauffeur

Une partie de la vapeur se condense au cours de la détente. Les gouttelettes de liquide formées sont fortement accélérées à l'intérieur de la turbine, ce qui a tendance à détériorer les pales de la turbine et à limiter le temps de fonctionnement de ces appareils.

9.1.3.2 Solution :

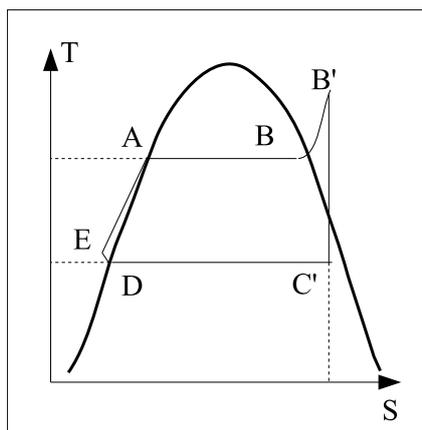


FIGURE 9.5 – cycle de Hirn (diagramme entropique)

Si l'on veut remédier à ce problème, on doit faire en sorte que le fluide sortant de la turbine soit de la vapeur surchauffée. La solution consiste à séparer la vapeur du liquide en sortie de chaudière et à la surchauffer. On intercale entre la sortie de la chaudière et l'entrée de la turbine un surchauffeur dans lequel la vapeur n'étant plus en contact avec le liquide peut être chauffée jusqu'à une température plus élevée alors que la pression restera sensiblement constante.

On peut ainsi, limiter voire sup-

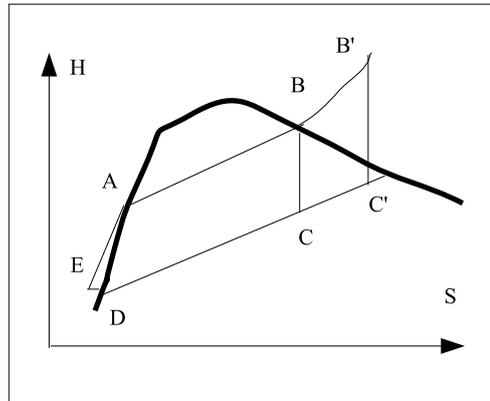


FIGURE 9.6 – Cycle de Hirn (diagramme de Mollier)

primer, si l'on mène la surchauffe assez loin, la condensation dans la turbine.

Un autre avantage de la surchauffe est que le travail récupéré dans la turbine sera plus important ce qui dans certains cas peut améliorer le rendement. En effet, on voit bien sur le diagramme que la variation d'enthalpie dans la turbine est plus importante avec une surchauffe pour une même baisse de pression.

Calcul du rendement :

Pour le calcul du rendement, il y a lieu de tenir compte de la chaleur reçue par la vapeur dans le surchauffeur. La quantité de chaleur apportée par la source chaude sera alors : $q_c = q_{chaudière} + q_{surchauffe} = h_B - h_D + h'_B - h_B = h'_B - h_D$

9.1.4 Détente étagée (cycle avec resurchauffeur)

Il peut être avantageux d'utiliser une turbine à deux corps. Les deux corps de turbine sont généralement couplés sur le même axe ce qui permet de récupérer toute la puissance mécanique sur un seul arbre moteur. La vapeur se détend une première fois dans le premier corps jusqu'à une pression intermédiaire. La vapeur sortant du premier corps est alors resurchauffée à cette pression intermédiaire puis est dirigée vers le deuxième corps de turbine où elle est détendue jusqu'à la pression finale.

Les avantages d'une telle installation, sont les suivants.

- Il est plus facile de cette façon d'obtenir un point final dans la zone de vapeur surchauffée ce qui garantit la longévité de la turbine.
- D'autre part, le travail récupéré est plus important, ce qui augmente la puissance récupérée pour le même débit de vapeur.

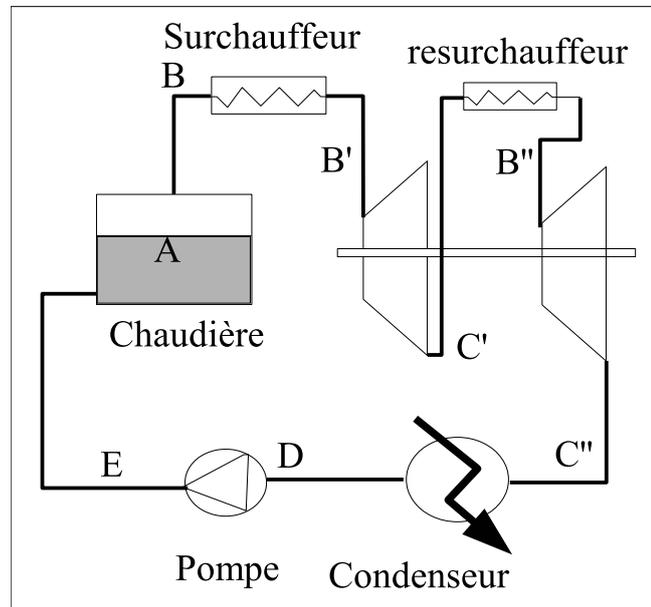


FIGURE 9.7 – Circuit avec resurchauffeur

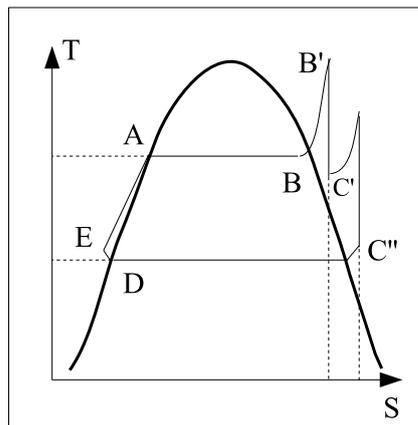


FIGURE 9.8 – Cycle de Hirn avec re-surchauffe (diagramme entropique)

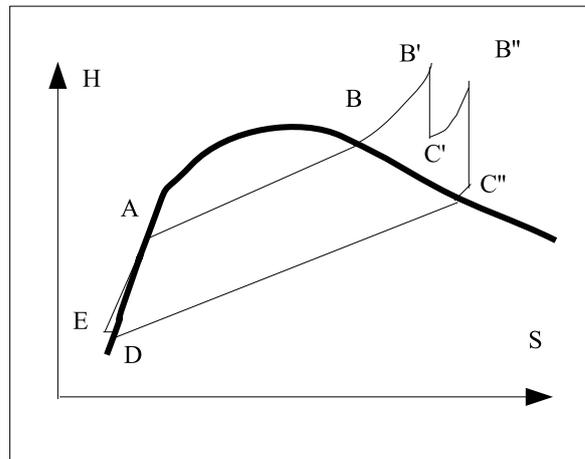


FIGURE 9.9 – Cycle de Hirn avec re-surchauffe (diagramme de Mollier)

- Ces avantages sont obtenus au prix d'une plus grande complexité de l'installation et d'un prix plus élevé.

9.1.5 Turbine à contre-pression

Le rendement peut être amélioré dans certains cas. Généralement, les turbines à vapeur fonctionnent avec une pression de condensation très faible (environ 0,1 bar) ce qui permet de récupérer plus de travail. (voir plus haut : utilité du condenseur). Mais dans ce cas, la chaleur récupérée au niveau condenseur est généralement inutilisable car la température de sortie de l'eau de refroidissement est alors trop basse (inférieure à 50°C). Dans un grand nombre de cas, la chaleur de condensation est simplement rejetée dans le milieu extérieur (voir par exemple les tours de refroidissement qui accompagnent souvent les centrales nucléaires.), ce qui représente un gâchis important du point de vue énergétique.

Dans les turbines à contre-pression, la détente est arrêtée à une pression supérieure (donc T supérieure) ce qui limite la quantité de travail récupérée ($h_C - h_B$) mais alors la quantité de chaleur rejetée au condenseur ($h_D - h_C''$) peut être utilisée par exemple pour chauffer des locaux ou des serres. Par exemple, si la détente est arrêtée à 1 bar, la température de condensation est de 100°C ce qui permet de distribuer de l'eau chaude à 90°C. Les quantités de chaleur ainsi récupérées peuvent être considérables.

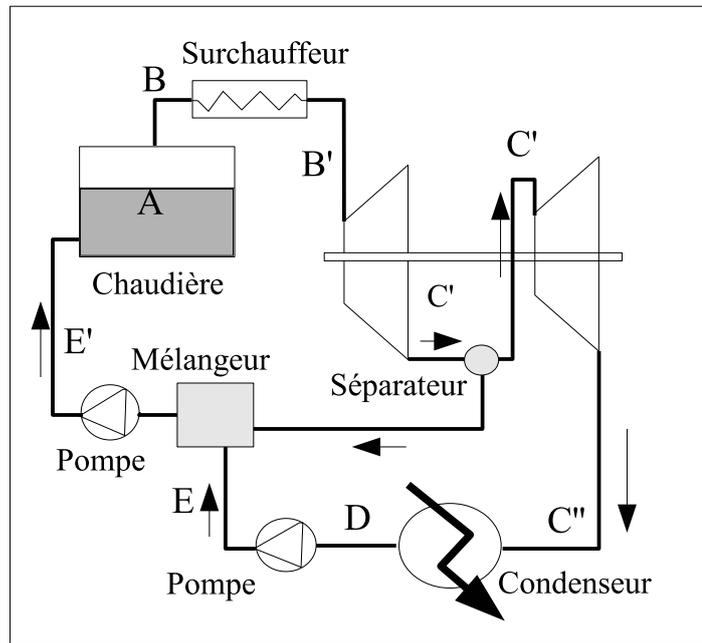


FIGURE 9.10 – Installation à soutirage

9.1.6 Cycle à soutirage (ou à prélèvement)

Dans certaines installations, on réalise une détente étagée comme ci-dessus pour le cycle à resurchauffe mais, ici une partie du flux de vapeur issu du premier corps de turbine est dérivé vers un mélangeur opérant à la pression intermédiaire, mélangeur dans lequel cette vapeur prélevée est mélangée au flux de liquide \dot{m}_2 provenant du condenseur. La vapeur se condense au contact du liquide froid provenant du condenseur, ce qui a pour effet de préchauffer ce liquide.

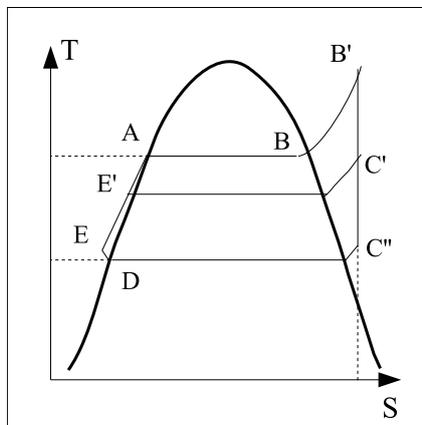


FIGURE 9.11 – Cycle à soutirage (diagramme entropique)

Le flux de vapeur soutiré \dot{m}_1 est calculé de telle sorte que la température finale du liquide soit précisément la température de saturation correspondant à la pression intermédiaire. On obtient donc en sortie du mélangeur un liquide saturé à la pression intermédiaire (et à la température intermédiaire) qui est ensuite injecté dans la chaudière. Le flux total de vapeur $\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ est ainsi reconstitué. L'intérêt de ce type

d'installation ne saute pas aux yeux. Pourtant, un tel dispositif permet d'augmenter sensiblement le rendement. En effet, grâce à la chaleur de condensation du flux prélevé qui est récupérée pour préchauffer l'eau sortant du condenseur, les irréversibilités dues au chauffage de cette eau sont réduites. L'étude d'un tel cycle est assez complexe et sera éventuellement vue en exercice ou avec un logiciel de simulation.

Chapitre 10

Production de froid et Pompes à chaleur

10.1 Principe.

10.1.1 Machine frigorifique :

Pour maintenir un corps à basse température, il suffit de le mettre en contact avec un autre corps dont la température lui est inférieure. La chaleur allant spontanément du corps dont la température est la plus élevée vers celui dont la température est la plus basse.

Il existe plusieurs méthodes pour obtenir ce corps intermédiaire à basse température. A titre documentaire, nous en énumérons quelques unes ci-dessous. Nous nous limiterons ensuite à une étude détaillée de la machine frigorifique la plus largement employée.

La plus connue et la plus utilisée des méthodes pour faire baisser la température est la détente d'un fluide. On a vu précédemment que la détente adiabatique d'un gaz abaissait sa température. De même pour la détente Joule-Thomson des gaz réels pourvu que la température soit inférieure au point d'inversion. De même, la détente d'un liquide saturé provoque une baisse de température puisqu'on suit alors la courbe de pression de vapeur. C'est cette dernière méthode qui est utilisée dans l'écrasante majorité des cas (voir plus bas). A noter que des machines frigorifiques à gaz ont aussi été industrialisées en particulier celles basées sur un cycle de Stirling. (On en trouve quelquefois intégrées à des caméras infrarouges pour le refroidissement du détecteur).

Une autre méthode consiste à utiliser l'effet Peltier. Il s'agit d'un phénomène irréversible couplant l'énergie électrique et l'énergie thermique. Un module à effet Peltier est une jonction entre deux matériaux (métaux, semi-

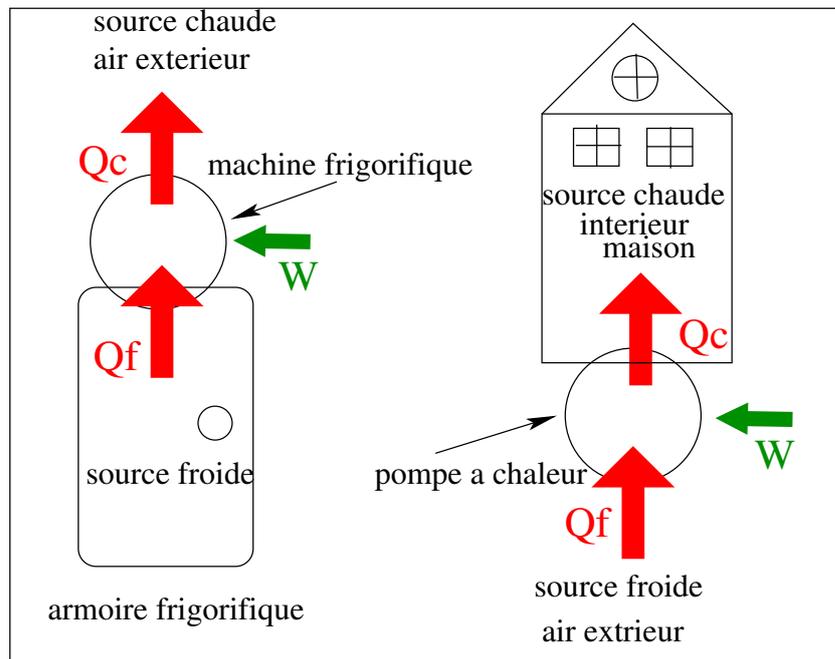


FIGURE 10.1 – Machine frigorifique (à gauche) et pompe à chaleur (à droite)

conducteurs) différents (tout comme un thermocouple). Lorsqu'on fait passer un courant dans cette jonction, on réalise un transfert de chaleur d'une face à l'autre du module. On peut ainsi abaisser la température d'une face du module. L'efficacité d'un tel dispositif est généralement très faible ce qui limite son champ d'application. Toutefois, un tel système pouvant être miniaturisé et contrôlé facilement, il existe des applications, notamment en électronique.

On peut citer aussi la désaimantation adiabatique qui peut permettre d'atteindre de très basses températures.

Dans la pratique, on utilise un fluide dont on fait varier la température et la pression par compression ou détente. Le fluide décrit un cycle entre une source chaude de température T_C (généralement le milieu ambiant) et une source froide de température T_F (généralement le milieu à refroidir).

Le fluide reçoit au cours du cycle un travail W et retire la quantité de chaleur Q_F à la source froide et restitue la quantité de chaleur Q_C à la source chaude.

10.1.2 Pompe à chaleur

Le principe de la machine est le même. Mais la machine est regardée cette fois-ci du côté de la source chaude. C'est ici la quantité de chaleur Q_C

fournie à la source chaude qui nous intéresse. La différence entre machine frigorifique et pompe à chaleur tient uniquement à l'utilisation de la machine comme illustré sur la figure 10.1. Ici, la quantité de chaleur Q_F est extraite de la source froide qui est généralement le milieu ambiant (air extérieur, eau d'un fleuve ou d'un lac) et la quantité de chaleur Q_C est fournie à la source chaude qui est généralement un bâtiment à chauffer. Tout se passe comme si on puisait la chaleur dans la source froide pour la « monter » vers la source chaude d'où le nom de pompe à chaleur.

10.1.3 Efficacité frigorifique :

On appelle efficacité frigorifique, le rapport

$$\varepsilon_f = \frac{Q_F}{W}$$

de la chaleur retirée de la source froide au travail reçu par le fluide au cours du cycle. Ce paramètre constitue bien une mesure de l'efficacité de la machine puisque la quantité de chaleur Q_F est bien l'effet frigorifique recherché tandis que le travail est le « prix à payer » énergétiquement pour obtenir ce résultat.

10.1.4 Coefficient de performance ou COP (Coefficient Of Performance)

Le COP est défini comme le rapport de la quantité de chaleur rejetée vers la source chaude au travail reçu par le fluide au cours du cycle soit :

$$\varepsilon_c = \frac{Q_C}{W}$$

Ici, c'est l'apport de chaleur à la source chaude qui est l'effet recherché.

Contrairement au rendement défini précédemment pour les moteurs, l'efficacité frigorifique et le COP peuvent être supérieurs à 1 car ils ne concernent pas une transformation d'énergie mais un déplacement d'énergie de la source froide vers la source chaude.

10.2 Cycle de Carnot.

Le cycle de Carnot a un intérêt surtout théorique. Il représente la machine la plus efficace fonctionnant entre deux sources de chaleur de températures fixées T_C et T_F . (Théorème de Carnot)

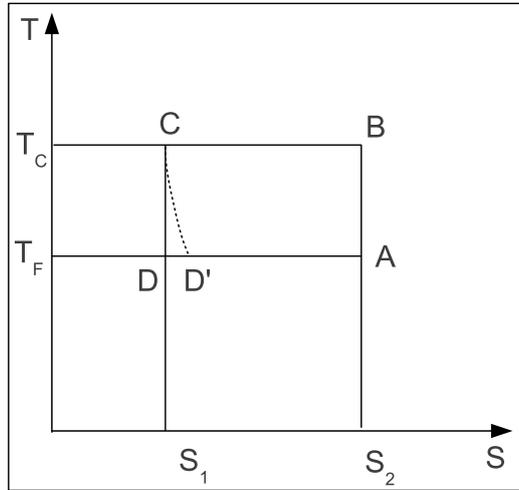


FIGURE 10.2 – Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est constitué de 2 isothermes réversibles (échanges de chaleur avec les sources) et de deux adiabatiques réversibles (une compression pour augmenter la température, une détente pour baisser la température au niveau de la température de la source froide). La figure 10.2 représente le tracé du cycle sur un diagramme entropique. Il apparaît sur ce diagramme comme un rectangle puisque sur chaque transformation, soit la température, soit l'entropie est constante).

Il est facile de calculer l'efficacité frigorifique d'un tel cycle :

$$\varepsilon_f = \frac{T_F}{T_C - T_F}$$

et son COP si la machine est une pompe à chaleur :

$$\varepsilon_c = \frac{T_C}{T_C - T_F}$$

Exercice : Le démontrer

Remarques :

- On peut remarquer que l'efficacité frigorifique et le COP sont d'autant plus élevés que les températures des sources sont proches. A la limite, ils deviennent infinis si les températures des sources sont identiques, mais dans ce cas, l'intérêt de la machine devient nul. A l'inverse, si les températures des sources sont trop distantes l'efficacité frigorifique et le COP sont faibles. Dans la pratique, on n'utilise une pompe à chaleur qu'à la mi-saison, lorsque les températures extérieures ne sont pas trop basses. Dans les années 80-90, le système PERCHE (Pompe à Chaleur en Relève de Chaudière Existante) promu par EDF en vue d'économies d'énergie, associait à une pompe à chaleur, une chaudière au Fuel qui démarrait automatiquement par grand froid c'est à dire lorsque la pompe à chaleur devenait moins performante. De même si l'on désire descendre à de très basses températures on procédera par étapes et on utilisera un cycle à compression étagée. (voir plus bas).
- On peut aussi remarquer que si l'on cherche à atteindre de très basses températures, l'efficacité frigorifique baisse considérablement et tend

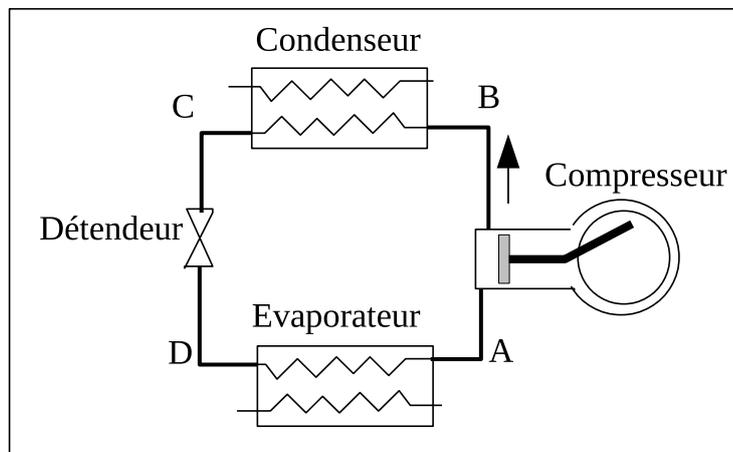


FIGURE 10.3 – Schéma de principe du circuit frigorifique

même vers zéro si l'on cherche à atteindre le zéro absolu. Il est donc impossible de refroidir un corps jusqu'à la température du zéro absolu par un tel procédé. On y voit une preuve de l'impossibilité d'atteindre le zéro absolu.

- Le cycle de Carnot n'est pas utilisé dans la pratique pour les machines frigorifiques comme pour les moteurs et pour les mêmes raisons. Il est difficile de récupérer le travail de détente. Cela mettrait en jeu une mécanique trop compliquée. On lui préférera le cycle de Rankine inversé et ses dérivés décrits ci-après. Ces cycles sont des cycles à changement de phase où la détente isentropique du cycle de Carnot est remplacée par une détente par laminage du fluide. Une telle détente très irréversible, est représentée en pointillés sur le diagramme. Au point D' en fin de détente l'entropie est supérieure à celle du point D car la détente est adiabatique mais irréversible.

10.3 Le cycle de Rankine inversé sec.

C'est un cycle à changement de phase. Comme pour les cycles des turbines à vapeur, ce type de cycle présente l'avantage d'utiliser la chaleur latente de vaporisation ce qui permet des grandes quantités de chaleurs échangées par unité de masse de fluide. Il en résulte des machines moins volumineuses et des débits de fluide moindres.

Constitution de la machine.

Précisons un peu. Le fluide dont nous parlons (que nous appellerons fluide frigorigène) circule en circuit fermé dans une boucle constituée des éléments

suivants :

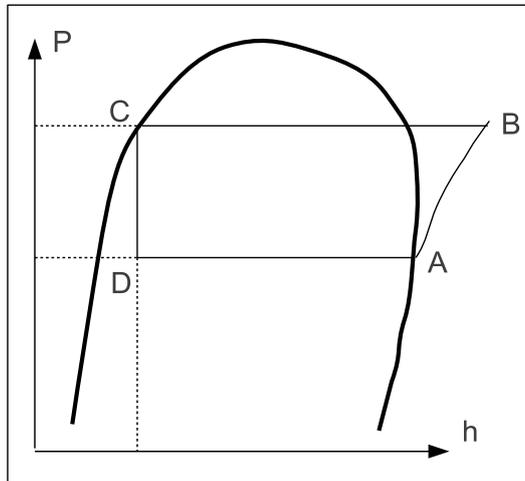


FIGURE 10.4 – Cycle de Rankine inversé sec (diagramme enthalpique)

Un compresseur, Un échangeur de chaleur en contact avec la source chaude dénommé condenseur. Un détendeur qui est le plus souvent une vanne à pointeau ou un petit tube capillaire, Un autre échangeur de chaleur en contact avec la source froide dénommé évaporateur. L'ensemble est schématisé sur la figure 10.3.

Dans ce qui suit, on décrit l'évolution du fluide dans les différents organes de la machine en précisant à chaque étape l'état du fluide entre deux transformations. Le cycle correspondant sera tracé sur le diagramme $\log P$ - h (figure 10.4).

On commencera pour fixer les idées à la sortie de l'évaporateur. Le fluide est alors à l'état de vapeur.

- **État A** : on est en présence de vapeur de fluide frigorigène sous basse pression et à basse température et généralement assez proche de la saturation.
- **AB** : Compression de la vapeur dans le compresseur. La compression est généralement considérée comme adiabatique et réversible. Sur le diagramme on suivra donc une ligne isentrope (entropie constante).
- **État B** : La vapeur ayant été comprimée, elle est maintenant à une pression élevée mais sa température a aussi augmenté ce qui ne devrait pas nous étonner étant donné ce qu'on sait des compressions adiabatiques des gaz. De plus, un coup d'œil sur le diagramme nous permet de voir que cette vapeur est surchauffée.
- **BC**. La vapeur entre dans le condenseur où elle cédera sa chaleur à la source chaude. Cet échange de chaleur a pour effet dans un premier temps de baisser la température du fluide de manière isobare mais dès que la température de saturation est atteinte, le fluide commence à se condenser. A la sortie du condenseur, on récupère donc un liquide.
- **État C** : Le fluide est généralement à l'état de liquide saturé sous haute pression et à la température de saturation correspondante.
- **CD** : La pression du fluide baisse au passage par le détendeur de même que la température. La détente est généralement considérée

comme isenthalpique (enthalpie constante) pour des raisons qui seront précisées ci-dessous :

note : Aucun travail utile n'est échangé lors de cette évolution. Les échanges de chaleur de même que la variation d'énergie cinétique sont négligeables. L'application du premier principe à cet écoulement se réduit alors à $\Delta h = 0$. Il s'agit ici d'une détente très irréversible du fait de l'action des forces de frottement qui dissipent de l'énergie et s'opposent à l'augmentation de l'énergie cinétique. On a ici une situation similaire à celle décrite pour la détente Joule-Thomson pour les gaz. (voir chapitre 3, module THERMa semestre 1).

- **État D** : En examinant le diagramme, on voit que le résultat de la détente donne un point dans la zone liquide-vapeur. Le liquide s'est donc partiellement vaporisé. Toutefois, la fraction de vapeur est assez faible et le mélange est majoritairement liquide.
- **DA** : Le mélange est entièrement vaporisé au passage à travers l'évaporateur sous l'effet de la chaleur qu'il reçoit de la source froide. En effet la détente abaisse suffisamment la température du fluide pour que celle-ci soit inférieure à celle de la source froide. La chaleur passe donc spontanément vers le fluide dont la température est plus basse. C'est dans l'évaporateur que l'effet frigorifique recherché est obtenu.
- **État A**. Le fluide est entièrement vaporisé et le cycle peut recommencer.

10.4 Calculs d'énergie :

Pour les calculs énergétiques on procédera de la même manière que pour les cycles à vapeur (voir cours du module THERMb semestre 2) et on appliquera le premier principe à l'écoulement de fluide à travers chacun des organes.

10.4.1 compresseur

Par exemple, le travail utile fourni par le compresseur sera donné par : $h_B - h_A + e_{cB} - e_{cA} = w_u + q$ ce qui donne, puisque la variation d'énergie cinétique et la quantité de chaleur échangée sont négligeables : $w_u = h_B - h_A$ ou encore la puissance utile : $\dot{W}_u = \dot{m}(h_B - h_A)$ où \dot{m} est le débit massique de fluide frigorigène.

10.4.2 Évaporateur

De même pour l'évaporateur, la quantité de chaleur retirée à la source froide se réduira à $q = h_A - h_D$ puisqu'ici c'est le travail utile qui est nul car aucune pièce mécanique n'est mise en mouvement dans l'évaporateur et ses parois sont fixes. La puissance frigorifique sera obtenue de même en multipliant cette quantité de chaleur par le débit massique.

10.4.3 Rendement du compresseur par rapport à l'isentropique.

Afin de comparer la machine réelle à la machine idéalisée par le cycle décrit plus haut, on introduit quelquefois un rendement par rapport à l'isentropique comme dans le cas des turbines. Il est défini comme : $\rho_s = \frac{W_s}{W_r}$ où W_r est le travail réel et W_s le travail pour l'évolution isentropique ayant le même point de départ et ayant la même pression finale. Ce qui donnerait :

$$\rho_s = \frac{h_B - h_A}{h_{B'} - h_A}$$

On a supposé ici que les deux évolutions étaient adiabatiques, l'évolution réelle étant irréversible. Le point B' représentant l'état final pour la transformation réelle et le point B celui de la transformation isentropique. La quantité ρ_s est forcément inférieure à 1. Le même genre de remarques que pour le rendement des turbines s'applique ici. (Voir THERMb semestre 2).

10.5 Échangeur de chaleur

On peut améliorer l'efficacité frigorifique du cycle et augmenter la puissance frigorifique en sous refroidissant le liquide sortant du condenseur. Le point représentatif du fluide à l'entrée du détendeur (point C') est décalé dans la zone du liquide sous refroidi, ce qui a pour conséquence comme on le voit sur le diagramme que le point représentant le fluide en sortie du détendeur est plus proche de l'état de liquide saturé (figure 10.6). Il en résulte que la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation est alors plus grande. D'où une puissance frigorifique plus grande.

Un moyen d'obtenir ce résultat consiste à insérer dans le circuit, un échangeur de chaleur, comme indiqué sur la figure 10.5. Par ce biais, le liquide (chaud) sortant du condenseur est mis en contact thermique avec la vapeur froide issue de l'évaporateur. Ainsi, le liquide se sous refroidit tandis que la vapeur se surchauffe dans ce petit échangeur. Dans ces conditions, la quantité

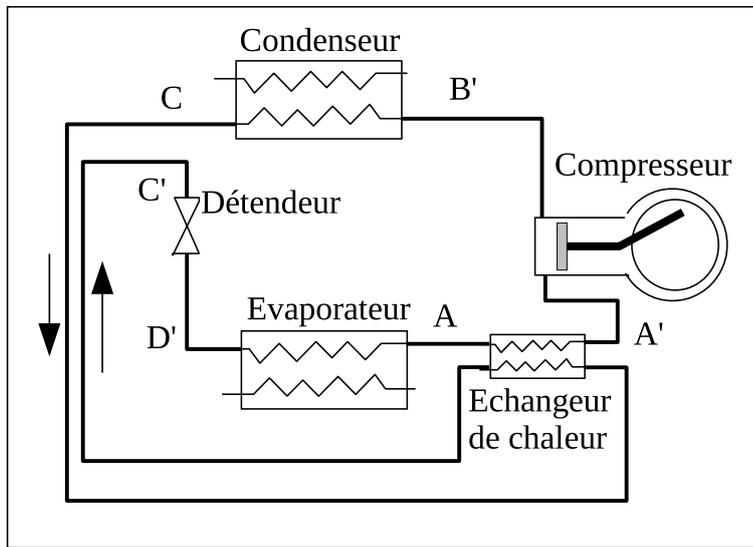


FIGURE 10.5 – Machine frigorifique avec échangeur de chaleur

de chaleur retirée à la source froide (effet frigorifique) devient : $q = h_A - h_{D'}$ plutôt que $h_A - h_D$ tandis que le travail de compression $h_{B'} - h_A \simeq h_B - h_A$ reste sensiblement le même comme on le voit sur le diagramme (figure 10.6). Il en résulte une augmentation de l'efficacité frigorifique. De même, le COP de la machine vue comme une pompe à chaleur est augmenté car la quantité de chaleur cédée à la source chaude devient $h_C - h_{B'}$ plutôt que $h_C - h_B$

10.5.1 Autres améliorations :

Il existe d'autres améliorations, notamment des cycles avec compressions étagées et soutirages similaires aux améliorations signalées pour les cycles à turbines. Nous étudierons ces améliorations au travers d'exercices et de travaux dirigés avec les logiciels.

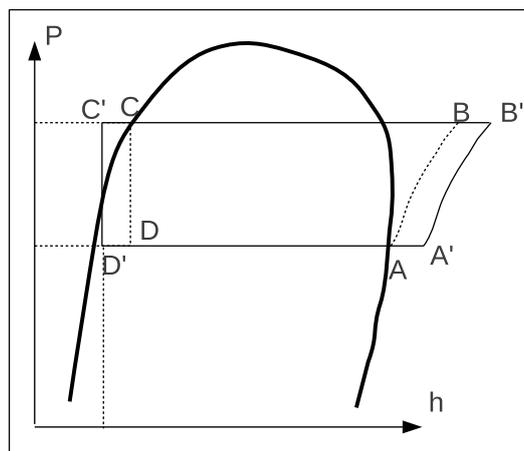


FIGURE 10.6 – Cycle frigorifique avec échangeur

22 *CHAPITRE 10. PRODUCTION DE FROID ET POMPES À CHALEUR*

Chapitre 11

Conditionnement d'air

11.1 Propriétés de l'air humide

11.1.1 Mélange de gaz (Rappel)

Soit un mélange de 2 gaz parfaits A et B. Le mélange se comporte comme un gaz parfait unique :

$$PV = nRT = (n_A + n_B) RT = n_A RT + n_B RT$$

avec n_A le nombre de moles du gaz A et n_B le nombre de moles de gaz B dans le mélange. $n = n_A + n_B$ est le nombre total de moles de gaz dans le mélange.

Pressions partielles : On appelle pressions partielles du constituant A dans le mélange, la quantité : $P_A = \frac{n_A RT}{V}$

C'est la pression que le gaz aurait s'il était tout seul à occuper le volume total du mélange.

On a de même : $P_B = \frac{n_B RT}{V}$

Remarque : Ce comportement simple est dû au fait que les gaz parfaits sont très peu denses et que la seule énergie intervenant est l'énergie cinétique des molécules. Il n'y a pas d'interaction entre les molécules en dehors des chocs parfaitement élastiques. De ce fait, les molécules sont très distantes les unes des autres et chaque gaz se comporte de la même manière qu'en l'absence de l'autre.

Fractions molaires : On appelle fraction molaire du constituant A dans le mélange, la quantité :

$$x_A = \frac{n_A}{n} = \frac{n_A}{n_A + n_B}$$

de même :

$$x_B = \frac{n_B}{n} = \frac{n_B}{n_A + n_B}$$

Relations entre ces différents paramètres :

Il est évident que $x_A + x_B = 1$

Les fractions molaires expriment les proportions de chaque gaz dans le mélange. La pression totale exercée par le mélange est égale à la somme des pressions partielles. Soit :

$$P = P_A + P_B$$

D'autre part, il est facile de montrer que :

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{x_A}{x_B}$$

Règle des phases : Avant de définir la règle des phases, examinons le cas de plusieurs types de systèmes. Nous avons vu que pour un gaz parfait, l'équation d'état lie 3 paramètres ce qui a pour conséquence que 2 paramètres seulement sont indépendants. Un seul paramètre ne suffit pas dans ce cas à fixer l'état du système ; il est nécessaire d'en fixer 2 pour définir l'état du système et le troisième s'en déduit par l'équation d'état. On dit qu'un tel système est di-variant ou que sa variance vaut 2.

Dans le cas d'un équilibre liquide-vapeur d'un corps pur, nous avons vu qu'un seul paramètre permet de fixer l'état du système. Il suffit de fixer la température par exemple, la pression se déduit de la courbe de pression de vapeur saturante. Dans un tel cas, on dit que la variance vaut 1 ou que le système est mono-variant. Dans le cas d'un mélange de 2 gaz parfaits, il faut fixer 3 paramètres pour connaître l'état du système :

Définition : on appelle variance d'un système, le nombre de paramètres indépendants nécessaire et suffisant pour définir l'état du système. Cette notion est comparable à celle de degré de liberté en mécanique.

Règle des phases. La variance d'un système est donnée par l'équation suivante :

$$v = c + 2 - \varphi$$

où c est le nombre de constituants chimiquement différents et φ est le nombre de phases. Une phase est un état continu et homogène de la matière. exemples :

- un mélange de gaz ne constitue qu'une seule phase
- un mélange liquide ne constitue qu'une seule phase
- un équilibre liquide vapeur constitue un système à 2 phases
- un solide peut comporter plusieurs phases.

On vérifiera que pour les exemples donnés au début de cette remarque la variance vaut respectivement 2, 1 et 3.

11.1.2 Air humide - Définition

11.1.2.1 Air sec :

On appellera air sec un air ne contenant pas de vapeur d'eau. L'air sec est un mélange de gaz dans des proportions connues et invariables. (on supposera cet air non pollué par des fumées). La composition de l'air sec est : environ 78 % d'azote et 21 % d'oxygène. D'autres gaz (gaz rares, CO_2 ... etc...) entrent dans la composition dans de très petites proportions. Ces pourcentages s'entendent comme fractions molaires non comme pourcentages en masse.

11.1.2.2 Air humide :

L'air qui nous entoure est généralement humide dans des proportions variables bien que toujours très petites, c'est à dire qu'il contient une petite quantité de vapeur d'eau sous faible pression partielle.

- L'air sec est loin de son point critique et sera assimilé au gaz parfait.
- La vapeur d'eau est sous très faible pression partielle (qq millibars) et sera ainsi assimilée à un gaz parfait bien que proche de la saturation.
- La figure 11.1 précise la zone du diagramme de phases correspondant à l'air à l'eau dans les conditions ambiantes

11.1.2.3 Air saturé :

La quantité de vapeur d'eau présente dans l'air humide (ou encore sa pression partielle) varie de 0 à une valeur maximum dépendant de la température. On dit que l'air est saturé lorsque la pression partielle de la vapeur

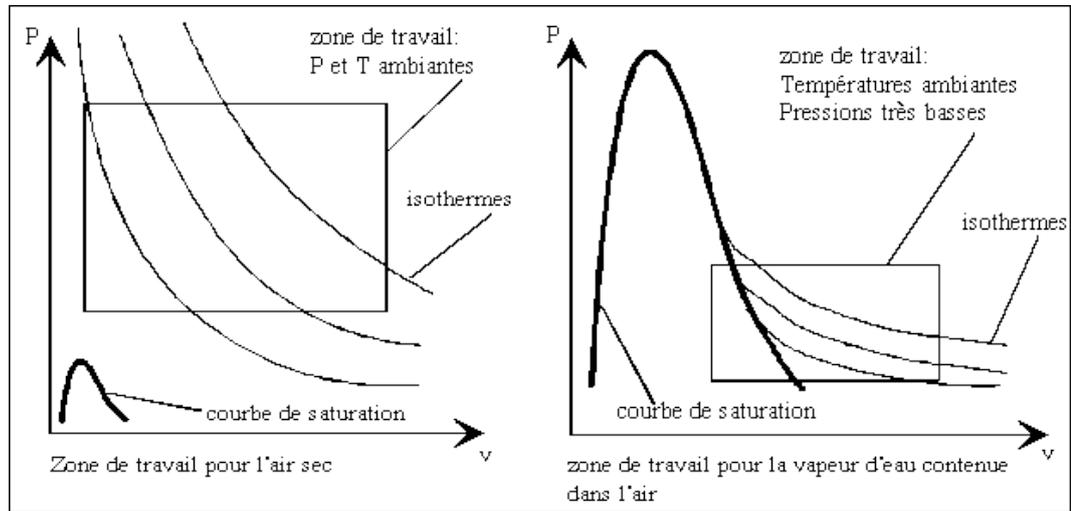


FIGURE 11.1 – Diagrammes de phases air et eau

d'eau est égale à la pression de vapeur saturante correspondant à la température T de l'air humide. Cet état représente la limite supérieure de la quantité de vapeur d'eau pouvant être présente dans l'air à cette température. Toute quantité d'eau rajoutée en maintenant la température ne peut l'être que sous forme liquide.

En effet on voit bien sur le diagramme des phases présenté sur la figure 11.2 que si l'on est à la température T_0 la pression de la vapeur d'eau ne peut dépasser $P_{vs}(T_0)$. A une pression supérieure, l'eau ne peut être qu'à l'état liquide.

11.1.3 Paramètres caractérisant l'air humide

11.1.3.1 Définitions

- **degré hygrométrique ou humidité relative :**

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}(T)}$$

où P_v est la pression partielle de la vapeur d'eau dans le mélange d'air humide. $P(T)$ est la pression de vapeur saturante de l'eau à la température T du mélange.

remarque : φ varie entre 0 et 1

- **teneur en vapeur d'eau ou humidité absolue :** η

Cette grandeur est aussi appelée humidité spécifique, notamment dans

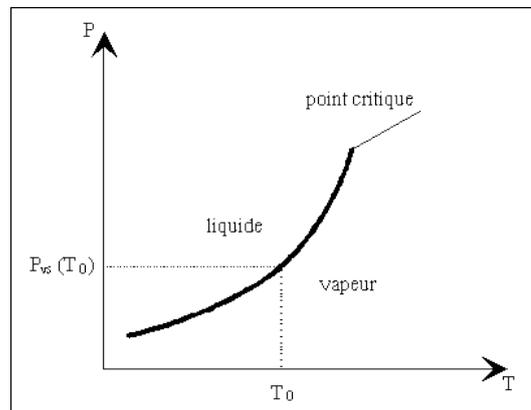


FIGURE 11.2 – Diagrammes de phases de l'eau en variables P,T

les ouvrages en anglais. Par définition :

$$\eta = \frac{m_e}{m_a}$$

où m_e est la masse d'eau dans le mélange et m_a la masse d'air sec dans le mélange. η est généralement très petit ($< 0,1$)

— **taux de saturation** : ψ

Cette grandeur ne sera pas utilisée par la suite dans ce cours, elle est donnée ici à titre documentaire. Par définition :

$$\psi = \frac{\eta}{\eta_s}$$

avec : η =humidité absolue à P,T et η_s =humidité absolue pour l'air saturé à P,T.

— **enthalpie du mélange H** :

Rappel : l'enthalpie est un paramètre extensif. L'enthalpie d'un mélange air eau sera donc la somme des enthalpies de l'air et de l'eau soit :

$$H = H_a + H_e$$

— **unité d'air humide** :

Par définition, c'est une quantité d'air humide contenant 1 Kg d'air sec.

— **enthalpie par Kg d'air sec** :

C'est par définition l'enthalpie de l'unité d'air humide soit :

$$h = \frac{\dot{H}}{m_a} = \frac{H_a + H_e}{m_a} = \frac{m_a h_a + m_e h_e}{m_a} = h_a + \frac{m_e}{m_a} h_e = h_a + \eta h_e$$

où h_a, h_e sont respectivement l'enthalpie massique de l'air sec et de la vapeur d'eau

- **température de rosée** T_r : c'est la température de saturation correspondant à la pression partielle de la vapeur d'eau.
- **température humide** T_h : c'est la température indiquée par un thermomètre entouré d'une gaze humide placée dans un écoulement d'air.

Nous reviendrons en détail sur la signification de ces 2 températures.

11.1.3.2 Relations entre les paramètres

11.1.3.2.1 Mélange non saturé : Dans ce cas l'eau est présente uniquement sous forme de vapeur dans l'air.

On a :

$$m_v = \frac{M_v P_v V}{RT} \quad \text{et} \quad m_a = \frac{M_a P_a V}{RT}$$

où $M_a=29\text{g/mol}$ et $M_v=18\text{g/mol}$ sont respectivement les masses molaires de l'air et de l'eau

soit :

$$\eta = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} = \frac{18 P_v}{29 P_a}$$

ou encore, P étant la pression totale :

$$\eta = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

on peut alors aisément exprimer le degré hygrométrique en fonction de l'humidité absolue

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}(T)}$$

soit :

$$\varphi = \frac{P}{P_{vs}(T)} \cdot \frac{\eta}{0,622 + \eta}$$

L'enthalpie de l'unité d'air humide s'écrit ici :

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \eta h_v$$

soit finalement :

$$h = h_a + \eta h_v$$

L'enthalpie massique de l'air sec ne peut pas être déterminée de manière absolue. Elle n'est définie qu'à une constante près (voir premier principe). On est donc conduit à fixer de manière arbitraire l'enthalpie d'un état de référence qui doit être précisé :

On peut alors écrire pour l'air sec : $h_a(T) - h_a(T_0) = c_{pa} (T - T_0)$

Il est commode de prendre comme état de référence pour l'air sec : $T_0 = 0^\circ\text{C}$ et $h_a(T_0) = 0$

De même l'enthalpie massique de la vapeur est déterminée en fonction d'un état de référence choisi de manière arbitraire :

On peut écrire :

$$h_{vap}(T) - h_{liq}(T_0) = h_{vap}(T) - h_{vap}(T_0) + h_{vap}(T_0) - h_{liq}(T_0) = c_{pv} (T - T_0) + L_v (T_0)$$

en prenant pour état de référence l'eau liquide à $T_0 = 0^\circ\text{C}$ et $h_{liq}(T_0) = 0$

$L_v (T_0)$ est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température de référence.

On peut alors écrire :, de manière simplifiée :

$$h_{vap}(t) = c_{pv} t + L_v (0^\circ\text{C}) = c_{pv} t + L$$

$$h_a(t) = c_{pa} t$$

Ici t est la température exprimée en degrés Celsius qui correspond bien à $T - T_0$ avec les états de référence précisés ci-dessus.

On obtient finalement :

$$h = c_{pa} t + \eta (c_{pv} t + L)$$

soit

$$h = 0,24t + \eta (0,46t + 597)$$

avec t en $^\circ\text{C}$ et h en Kcal/ kg a.s compte tenu des valeurs des chaleurs massiques et de la chaleur latente : $c_{pa} = 0,24 \text{ Kcal.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $c_{pv} = 0,46 \text{ Kcal.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $L_v(0) = 597 \text{ Kcal.Kg}^{-1}$

t = température en $^\circ\text{C}$

L = chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C

11.1.3.2.2 Mélange contenant des gouttelettes de liquide (brouillard).

Dans ce cas on a de la vapeur d'eau dans l'air dans des proportions correspondant à la saturation. L'excédent d'eau est sous forme de gouttelettes liquides en suspension dans l'air.

— - **humidité absolue** :

On a :

$$\eta = \frac{m_v + m_l}{m_a} = \eta_s + \frac{m_l}{m_a}$$

en posant :

$$\eta_s = \frac{m_v}{m_a}$$

l'humidité absolue correspondant à la saturation
et où m_v et m_l sont respectivement les masses d'eau sous forme de
vapeur et de liquide.

— **enthalpie :**

l'enthalpie du brouillard s'écrit :

$$h = h_a + \frac{H_e}{m_a} = h_a + \frac{m_v h_v + m_l h_l}{m_a} = h_a + \eta_s h_v + \frac{m_l}{m_a} h_l = h_a + \eta_s h_v + (\eta - \eta_s) h_l$$

ou encore :

$$h = c_{p_a} t + \eta (c_{p_v} t + L) + (\eta - \eta_s) c_{p_l} t$$

Soit :

$$h = 0,24t + \eta (0,46t + 597) + (\eta - \eta_s) t$$

avec h en Kcal/Kg a.s. et t en °C

11.1.4 Température de rosée et température humide.

La mesure de chacune de ces deux températures permet de caractériser l'état de l'air humide. Il importe de bien comprendre à quoi elles correspondent.

11.1.4.1 Température de rosée

Soit une quantité d'air humide non saturé sous la pression P et à la température T . Supposons que cet air est refroidi à pression constante sans changer sa composition jusqu'à une température T_1 . La pression et la composition étant constantes, la pression partielle de la vapeur d'eau reste constante ($P_v = x_v P$, avec x_v la fraction molaire de vapeur d'eau). Par contre, le degré hygrométrique, φ , augmente puisque la pression de vapeur saturante est dépendante de la température.

En effet si T augmente alors $P_{vs}(T)$ augmente.

Ici $T_1 < T$ donc $P_{vs}(T_1) < P_{vs}(T)$ donc :

$$\varphi_1 = \frac{P_v}{P_{vs}(T_1)} > \varphi = \frac{P_v}{P_{vs}(T)}$$

Si l'on continue de refroidir l'air jusqu'à la température T_r telle que $P_v = P_{vs}(T_r)$, on atteint la saturation et $\varphi = 1$

A cette température, l'air ne peut pas contenir une quantité de vapeur plus importante. On dit qu'il est **saturé en vapeur d'eau**. Tout refroidissement supplémentaire provoque la condensation d'une partie de la vapeur

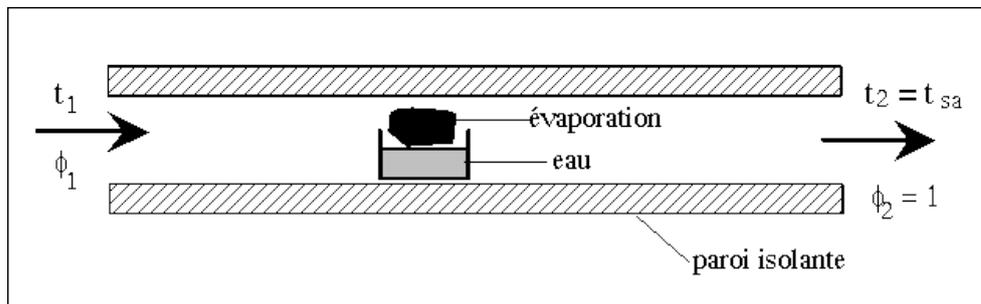


FIGURE 11.3 – Température de saturation adiabatique

contenue dans l'air. En effet, aux températures inférieures à T_r , la quantité maximale de vapeur d'eau correspond à une pression partielle inférieure. La différence est transformée en liquide. Un tel phénomène est observé couramment. Par exemple la buée sur les vitres en hiver est due au fait que l'air en contact avec la surface froide des vitres se refroidit à une température inférieure à la température de rosée de l'air contenu dans la pièce. De même, le phénomène de la rosée du matin a donné son nom à cette température. Le dépôt de la rosée est provoqué par le refroidissement de l'air au contact de la terre qui s'est refroidie pendant la nuit.

11.1.4.2 Température humide

Lorsqu'un thermomètre est placé dans l'air ambiant, il se met en équilibre thermique avec lui et indique la température de l'air. Cette température sera appelée température sèche par opposition à la température humide que nous allons définir :

Température de saturation adiabatique. Il s'agit de la définition théorique de la température humide : soit une petite masse d'eau placée dans un écoulement d'air, l'ensemble étant isolé de toute influence thermique extérieure :

On supposera que la température de l'eau est \leq à celle de l'air entrant. La température de l'air entrant est t_1 . C'est la température sèche. A son passage au voisinage de l'eau, l'air se sature en vapeur d'eau : une partie de l'eau est évaporée dans l'air. Une telle évaporation nécessite une certaine quantité de chaleur qui est prise en partie sur les couches supérieures de l'eau et en partie sur l'air. La température baisse jusqu'à atteindre une valeur limite T_{sa} . La température de l'eau ainsi que celle de l'air sont alors toutes deux égales à cette valeur. A cet instant, les échanges sont équilibrés. La saturation de l'air à cette température nécessite moins d'évaporation et la totalité de la chaleur

latente est prise sur l'air humide de départ. Ce point d'équilibre sera d'autant plus vite atteint que le débit d'air sera plus grand mais sa valeur T_{sa} sera toujours la même et ne dépendra que de l'état de l'air entrant (défini par sa pression, sa température et son humidité).

Mesure de la température humide En pratique, on mesure la température T_h à l'aide d'un thermomètre humide. Il s'agit d'un thermomètre entouré d'un chiffon humide dont l'extrémité trempe dans un bac rempli d'eau. L'ensemble est placé dans un écoulement d'air dont on veut déterminer les caractéristiques. L'eau imbibant le chiffon est vite évaporée et on atteint une température très voisine de T_{sa} . L'eau évaporée sur le chiffon est remplacée par ascension capillaire de l'eau dans le chiffon. La différence entre T_h et T_{sa} est due au fait que le thermomètre humide n'est pas totalement isolé du milieu extérieur. Mais l'influence du milieu extérieur (due essentiellement au rayonnement) est négligeable vis à vis des échanges par chaleur latente mis en jeu dans le processus.

En pratique on admettra $T_h = T_{sa}$.

La mesure de T_h ou de T_r permet de connaître l'humidité de l'air comme nous le verrons dans le paragraphe suivant.

11.1.5 Hygromètres

Les hygromètres sont des appareils permettant de mesurer l'humidité de l'air. Il en existe plusieurs sortes :

11.1.5.1 Hygromètre à cheveu

Les cheveux humains voient leur longueur varier en fonction de l'humidité de l'air. Ces hygromètres sont peu précis mais leur avantage est de permettre une lecture directe. On peut améliorer la précision en utilisant d'autres types de fibres.

11.1.5.2 Hygromètre à température de rosée

Le principe consiste à refroidir une surface en contact avec l'air et à mesurer la température de la paroi pour laquelle la condensation apparaît. Cette température est assimilée à la température de rosée de l'air ambiant, T_r .

On peut calculer l'humidité absolue de l'air en écrivant que l'air est saturé à la température T_r :

$$\text{soit : } P_v = P_{vs}(T_r)$$

où $P_{vs}(T_r)$ est déterminé par la table de saturation de l'eau. On peut alors en déduire l'humidité absolue :

$$\eta = \frac{M_e}{M_a} \cdot \frac{P_{vs}(T_r)}{P - P_{vs}(T_r)}$$

et le degré hygrométrique

$$\varphi = \frac{P_{vs}(T_r)}{P_{vs}(T)}$$

où T est la température sèche de l'air.

Exercice : Calculer les humidités absolue et relative d'un air dont on a mesuré $T = 25^\circ\text{C}$ $T_r = 15^\circ\text{C}$ sous une pression de 1 bar.

La table donne : $P_{vs}(T_r) = 0,01704$ bar et $P_{vs}(T) = 0,03167$ bar

d'où $\varphi = \frac{P_{vs}(T_r)}{P_{vs}(T)} = 0,538$ soit 53,8%

On peut immédiatement en tirer :

$$\eta = \frac{M_e}{M_a} \cdot \frac{P_{vs}(T_r)}{P - P_{vs}(T_r)} = 0,0108 \text{ Kg/Kg a.s.}$$

soit environ 10g de vapeur d'eau pour 1 Kg d'air sec.

Nous verrons par la suite que l'utilisation du diagramme de l'air humide permet de simplifier ces calculs.

Ce type d'hygromètre est assez peu utilisé en raison de la difficulté de noter avec précision la température où apparaît la condensation.

11.1.5.3 Hygromètre à 2 thermomètres

Le principe consiste à mesurer simultanément la température sèche et la température humide de l'air dont on recherche les caractéristiques. Deux thermomètres, l'un sec, l'autre humide sont placés dans un écoulement de l'air dont on veut mesurer le degré d'humidité. Connaissant les deux températures et la pression totale, il est possible de calculer le degré hygrométrique en faisant le raisonnement suivant :

Les calculs sont rapportés à la surface d'évaporation unitaire de 1m^2 et à un temps unitaire donné (par exemple 1 heure).

Soit Δm , la masse d'eau évaporée par heure et par m^2 de surface d'évaporation et m_a la masse d'air sec entrant en contact avec la surface par heure et par m^2 de surface.

La quantité d'eau absorbée par l'air (par Kg d'air sec par heure et par m^2 de surface d'échange) sera égale à la différence des humidités absolues avant et après saturation.

Soit :

$$\frac{\Delta m}{m_a} = \eta_s(T_h) - \eta(T_s)$$

La chaleur cédée par l'air humide initial pour son passage de la température T_s à la température T_h est :

$$Q_1 = (m_a c_{p_a} + m_v c_{p_v})(t_h - t_s) = m_a (c_{p_a} + \eta c_{p_v})(t_h - t_s)$$

$$Q_1 = \frac{\Delta m}{\eta_s - \eta} (c_{p_a} + \eta c_{p_v})(t_h - t_s)$$

Q_1 est < 0 car perdue par l'air.

Cette quantité de chaleur est égale (en valeur absolue) à celle qui est nécessaire pour vaporiser Δm Kg d'eau :

$$Q_2 = \Delta m L_v$$

où L_v est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température T_h .

Q_2 est > 0 car reçue par l'eau pour se vaporiser.

Au total $Q_1 + Q_2 = 0$ puisque le processus est adiabatique.

soit :

$$\frac{1}{\eta_s - \eta} (c_{p_a} + \eta c_{p_v})(t_h - t_s) + L_v = 0$$

d'où l'on peut tirer

$$\eta = \frac{L_v \eta_s - c_{p_a}(t_s - t_h)}{L_v - c_{p_v}(t_s - t_h)}$$

Récapitulons les différentes étapes nécessaires au calcul de η , une fois connues les 2 températures (sèche et humide) :

— déterminer $P_{vs}(T_h)$ et $L_v(T_h)$ à l'aide de la table de saturation de vapeur d'eau.

— ce qui permet de calculer : $\eta = \frac{M_e}{M_a} \cdot \frac{P_{vs}(T_h)}{P - P_{vs}(T_h)}$

— on peut alors calculer

$$\eta = \frac{L_v \eta_s - c_{p_a}(t_s - t_h)}{L_v - c_{p_v}(t_s - t_h)}$$

— on peut alors en tirer :

$$P_v = \frac{\eta \cdot P}{\left[\frac{M_e}{M_a} + \eta \right]}$$

— on déterminera $P(T)$ sur la table de saturation puis on en déduira le degré hygrométrique :

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}(T)} = \frac{\eta \cdot P}{\left[\frac{M_e}{M_a} + \eta \right] \cdot P_{vs}(T)}$$

Exercice Calculer le degré hygrométrique φ d'un air dont on a déterminé $T_s = 25^\circ\text{C}$ et $T_r = 15^\circ\text{C}$ sous une pression de 1 bar.

Les tables de saturation de la vapeur d'eau donnent :

$P_{vs}(T_h) = 0,01704 \text{ bar}$, $P_{vs}(T) = 0,03167 \text{ bar}$ et $L(T_h) = 588,9 \text{ Kcal/Kg}$

On peut alors calculer :

$$\eta_s = \frac{M_e}{M_a} \cdot \frac{P_{vs}(T_h)}{P - P_{vs}(T_h)} = 0,0108 \text{ Kg/Kg a.s.}$$

puis :

$$\eta = \frac{L_v \eta_s - c_{pa}(t_s - t_h)}{L_v - c_{pv}(t_s - t_h)} = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/Kg a.s.}$$

$$P = \frac{\eta \cdot P}{\left[\frac{M_e}{M_a} + \eta \right]} = 0,0106 \text{ bar}$$

puis

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}(T)} = 0,335$$

soit 33,5% d'humidité relative.

Ces calculs on le voit sont assez fastidieux. Nous verrons comment l'utilisation du diagramme de l'air humide permet de déterminer très simplement et très rapidement les caractéristiques de l'air humide.

11.1.5.4 autres hygromètres

Il existe d'autres types d'hygromètres. La tendance actuelle est au développement d'instruments électroniques dont la plupart sont basés sur une mesure de capacité électrique.

11.2 Diagramme psychrométrique

Ou encore diagramme de l'air humide. Il en existe plusieurs types. Le plus utilisé est le diagramme (h, η) que nous décrivons ci-dessous :

11.2.1 Construction du diagramme

On porte en abscisse les enthalpies par Kg d'air sec et en ordonnée les humidités absolues η . Le tracé des courbes isoparamétriques est obtenu à l'aide des calculs effectués précédemment.

Le diagramme est tracé pour une pression totale déterminée : généralement la pression atmosphérique. En effet, l'air humide étant un système à 3

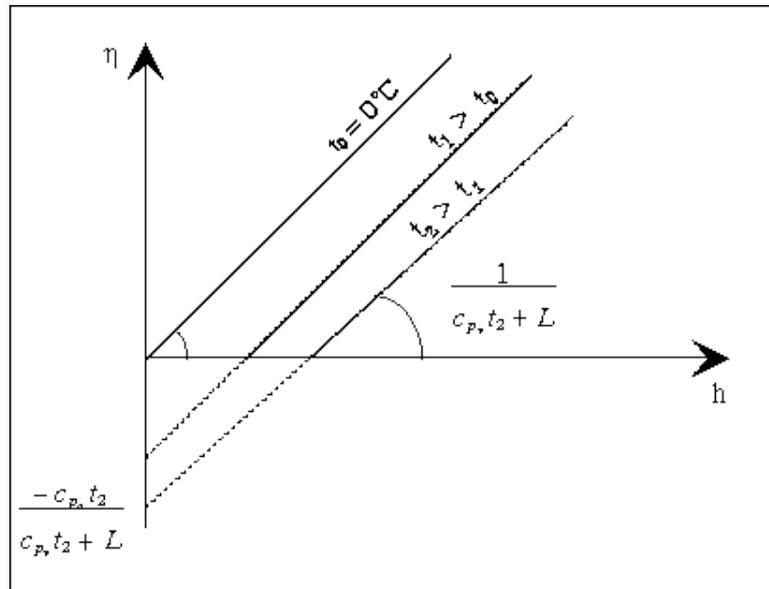


FIGURE 11.4 – construction du diagramme 1

paramètres indépendants comme il est rappelé ci dessus, il est nécessaire de fixer la pression pour obtenir un diagramme dans le plan. Cette restriction n'est pas très gênante car pour la plupart des applications (climatisation), la pression reste de l'ordre de la pression atmosphérique. Pour d'autres applications telles que la déshydratation de l'air comprimé, on ne pourra pas utiliser le diagramme décrit ici.

11.2.1.1 Air non saturé

Dans ce cas l'enthalpie est donnée par :

$$h = c_{p_a} t + \eta (c_{p_v} t + L)$$

ou encore :

$$h = \frac{1}{c_{p_v} t + L} \cdot \eta + \frac{c_{p_a} t}{c_{p_v} t + L}$$

Soit pour une température donnée fixe : $h = A \cdot \eta + B$

Les isothermes sont donc des droites obliques de pente

$$\frac{1}{c_{p_v} t + L}$$

et d'ordonnée à l'origine :

$$\frac{c_{p_a} t}{c_{p_v} t + L}$$

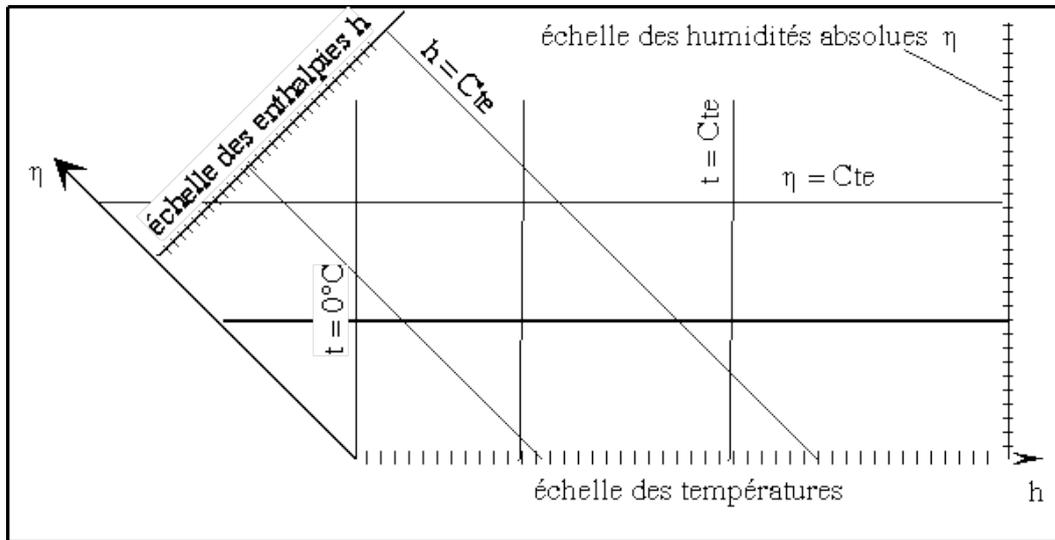


FIGURE 11.5 – construction du diagramme-étape2

Le diagramme est tracé pour une pression totale déterminée : généralement la pression atmosphérique.

Plus la température augmente, plus la pente est faible mais le terme étant petit devant L , les isothermes sont presque parallèles du moins dans un domaine de températures réduit aux alentours de la température ambiante. voir figure 11.4

On convient, pour la commodité de lecture, d'utiliser pour h un axe oblique tel que l'isotherme $t = 0^\circ C$ soit verticale.

On obtient alors le schéma de la figure 11.5 :

- L'échelle des η est généralement reportée à droite du diagramme et l'échelle des h est reportée en haut sur une perpendiculaire aux droites $h = cte$.

Après avoir tracé cette première trame, on trace les courbe à $\varphi = cte$ de la manière suivante :

Pour une valeur de φ donnée, on fait varier la température sèche et pour chaque température on détermine $P_v = \varphi \cdot P_{vs}(T)$ puis on calcule la valeur de

$$\eta = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

P ayant une valeur connue fixe pour tout le diagramme, connaissant T et η , on peut placer le point sur le diagramme à l'intersection des courbes correspondantes. On obtient ainsi une courbe $\varphi = cte$. On procède de la même manière pour chaque valeur de φ et on obtient un réseau ayant la forme donnée sur la figure :11.6.

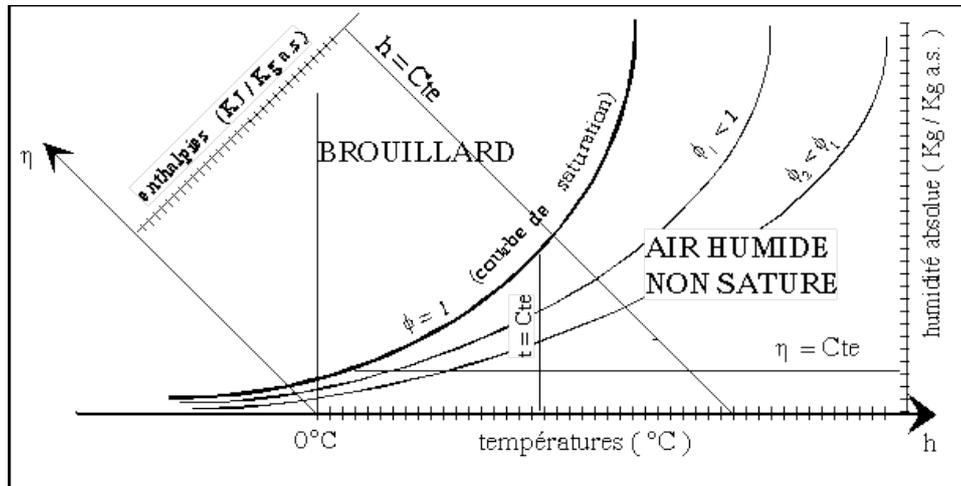


FIGURE 11.6 – Construction du diagramme- étape 3

La courbe $\varphi = 1$ est appelée courbe de saturation, elle partage le plan en deux parties. La partie située en dessous de la courbe représente les états de l'air humide non saturé en vapeur d'eau. La partie au dessus représente les états correspondant à un brouillard. Dans ce cas, l'air est saturé en vapeur d'eau et contient des gouttelettes d'eau liquide en suspension.

11.2.1.2 Zone de brouillard

Les isothermes dans cette zone peuvent être déterminées en écrivant :

$$h = h_s + (\eta - \eta_s) c_{pL} t$$

où h_s et η_s sont l'enthalpie et l'humidité absolue correspondant à l'air saturé à la même température.

On obtient encore un réseau de droites de pentes :

$$\frac{\eta - \eta_s}{h - h_s} = \frac{1}{c_{pL} t}$$

pour $t = 0^\circ C$, la pente est infinie : l'isotherme correspondante sera parallèle à l'axe des η . Les isothermes dans cette partie du diagramme sont nommées isothermes de brume.

On note sur la figure 11.7 que les isothermes présentent une réfraction (changement de pente) au passage par la courbe de saturation.

Signalons que le prolongement des isothermes de brume dans la zone non saturée correspond à une température humide constante et égale à la température de l'isotherme de brume.

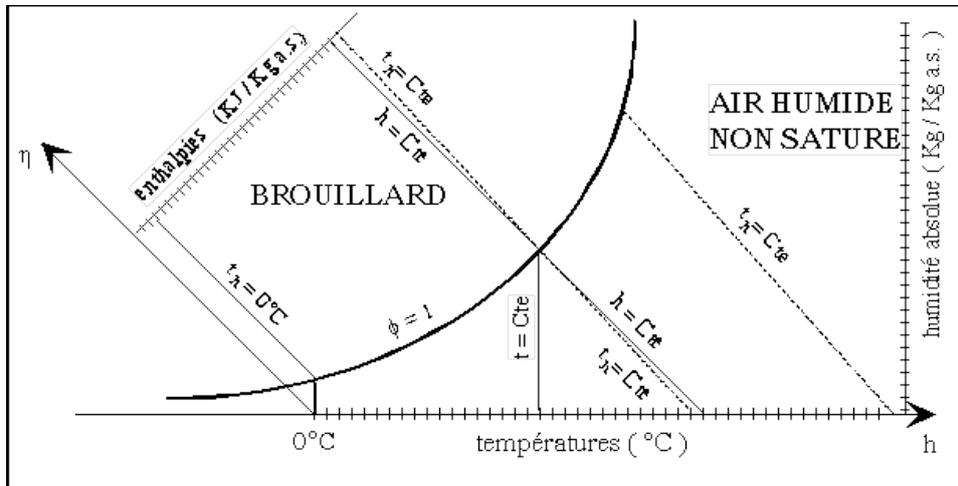


FIGURE 11.7 – Construction du diagramme- étape 4

11.2.2 utilisation du diagramme

Pour placer un point sur le diagramme, il suffit de connaître deux paramètres puisque le 3^e, la pression est fixe pour tout le diagramme. Par exemple, connaissant la température sèche et la température humide, il suffit de placer le point à l'intersection de l'isotherme correspondant à la température sèche et de la courbe $T_h = Cte$ correspondant à la température humide.

Exemples : Reprenons les deux exemples calculés au paragraphe 5 (voir figure 11.8)

Exemple 1 :

$T_h = 15^\circ C$ et $T_s = 25^\circ C$. Après avoir placé le point à l'intersection des deux droites on lit à droite sur l'échelle $\eta = 0,0067 Kg/Kg a.s.$. Le point représentatif de l'état de l'air humide est situé entre les courbes : $\varphi = 30\%$ et $\varphi = 40\%$. On lit environ $\varphi = 33\%$. Enfin, on peut lire sur l'échelle des enthalpies : $h = 42,1 KJ/Kg a.s.$

on vérifie bien que ces valeurs sont proches de celles calculées au paragraphe 11.1.5.

Exemple 2 : $T_r = 15^\circ C$ et $T_s = 25^\circ C$. Il suffit de tracer l'horizontale ($\eta = Cte$) passant par le point ($\varphi = 1, T = 15^\circ C$).

L'intersection avec l'isotherme ($T = 25^\circ C$) donne le point. On peut alors déterminer : $\eta = 0,0107 Kg/Kg a.s.$ $T_h = 18^\circ C$ et $\varphi = 54\%$

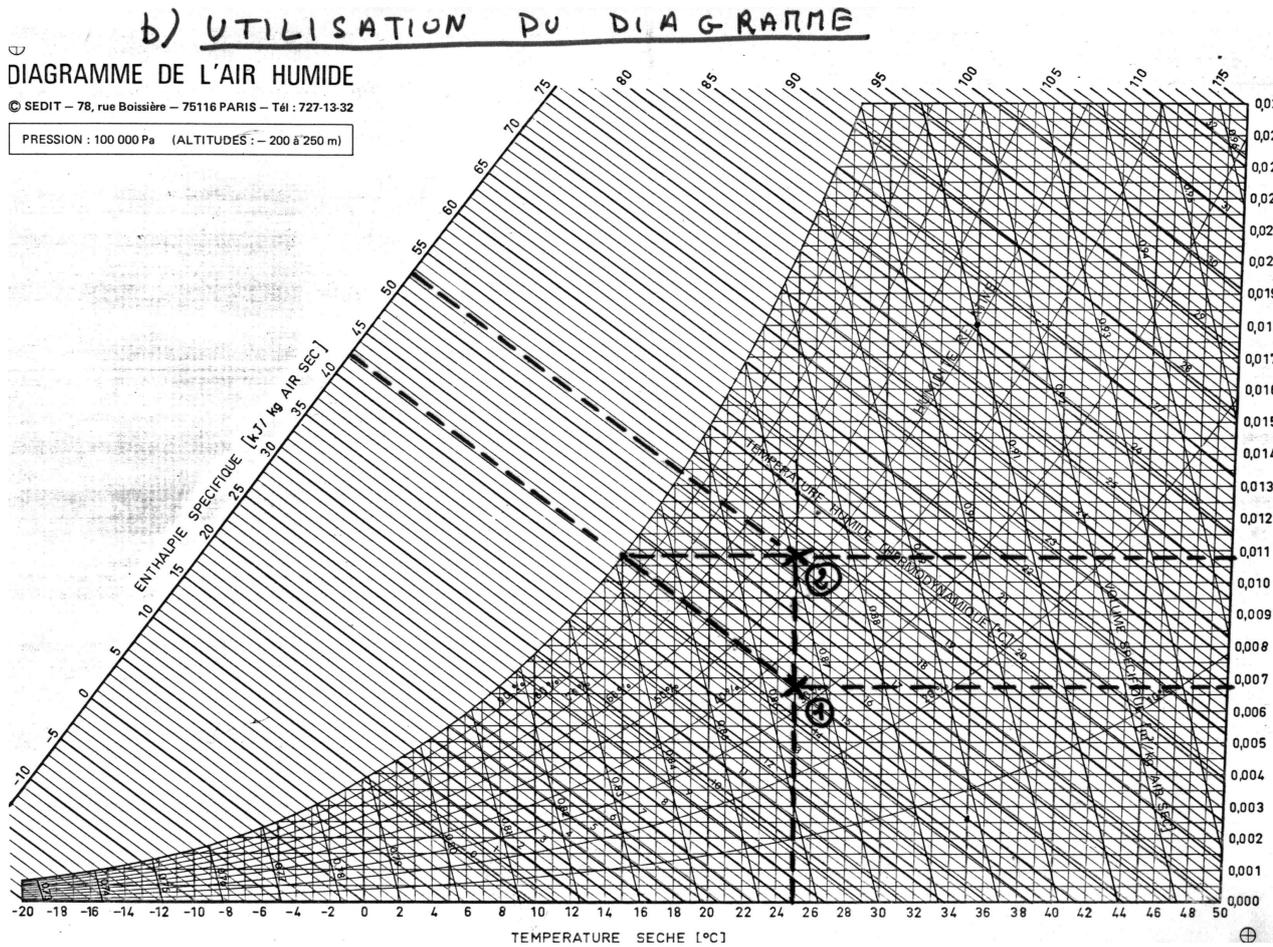


FIGURE 11.8 – Utilisation du diagramme : exemples

On vérifie encore une fois que ces valeurs sont en accord avec celles calculées au paragraphe 11.1.5.

Remarques :

- Les isothermes dans la région non saturée sont pratiquement des droites verticales. Certains diagrammes utilisent un réseau d'isothermes verticales ce qui introduit une erreur assez faible.
- Dans le domaine où l'on travaille, $\eta - \eta_s$ est très petit et les isothermes de brume ne s'écartent que très peu des isenthalpes. Certains diagrammes ne représentent pas les courbes à $T_h = cte$. Elles sont alors assimilées aux droites à $h = cte$. La valeur de T_h étant indiquée par

la température du point situé sur la courbe de saturation où $T_h = T_s$. L'erreur introduite par cette approximation est assez faible comme on peut le vérifier sur le diagramme.

11.3 Procédés de traitement de l'air.

Nous allons suivre sur le diagramme psychrométrique, l'évolution de l'air dans les différentes transformations envisageables. On ne considérera que des transformations où la pression totale reste constante et voisine de la pression atmosphérique. La pression étant fixée, 2 *paramètres* suffisent à déterminer l'état de l'air.

11.3.1 Chauffage sans humidification

Dans ce cas, la composition de l'air reste constante ($\eta = \text{Cte}$) et seule la chaleur apportée va faire varier l'état de l'air. On peut lire directement la chaleur apportée sur l'échelle des enthalpies.

Exemple : Soit un air dont on a mesuré les températures : $T_s = 25^\circ\text{C}$ et $T_h = 20^\circ\text{C}$ (*ETAT A*). Quelle quantité de chaleur (par Kg d'air sec) est nécessaire pour chauffer cet air jusqu'à 35°C (*ETAT B*) ?

On commence par placer le point *A* sur le diagramme à l'intersection de l'isotherme (verticale) 25°C et la droite $T_h = 20^\circ\text{C}$ (oblique).

On lit : $\eta = 0,0128$ Kg/Kg a.s. (Kg de vapeur d'eau par Kg d'air sec) et $h_A = 58$ KJ/Kg a.s. (KJ par Kg d'air sec). L'évolution se fait à $\eta = \text{Cte}$; le point *B* est à l'intersection de cette horizontale et de l'isotherme 35°C . On lit : $h_B = 68$ KJ/Kg a.s.

On en déduit : $q = h_B - h_A = 10$ KJ/Kg a.s. - remarquons que bien que la quantité d'eau contenue dans l'air n'ait pas varié, l'humidité relative a diminué de 63 % à 36 %. On s'est éloigné de la saturation.

11.3.2 Refroidissement sans déshumidification

Il s'agit de l'évolution inverse de celle qu'on vient de décrire. L'air est refroidi à humidité absolue constante ($\eta = \text{Cte}$). Dans l'exemple précédent, si le refroidissement est poussé plus bas on atteint la saturation au point *A'* pour une température de $14,8^\circ\text{C}$ égale à la température de rosée. L'air est alors saturé en vapeur d'eau : on ne peut pas rajouter de vapeur d'eau en restant à la même température et tout refroidissement supplémentaire

provoquera la condensation d'une partie de la vapeur contenue dans l'air. On peut calculer la quantité de chaleur retirée à l'air.

$$Q' = h_B - h_A = 68 - 50,5 = 17,5 \text{ KJ/Kg a.s.}$$

11.3.3 Refroidissement avec déshumidification

Reprenons l'exemple précédent. Si l'on refroidit en dessous de la température de rosée, une partie de la vapeur se condense de manière à ce que l'air reste saturé en vapeur d'eau à la température qui lui est imposée. Supposons que les gouttelettes d'eau liquide formées par la condensation sont éliminées, ce qui est généralement le cas lorsque l'air est mis en contact avec une surface froide comme par exemple les tubes d'une batterie de refroidissement. Dans ce cas, il ne subsiste que de l'air saturé en vapeur d'eau. L'humidité absolue η diminue alors que l'humidité relative φ reste constante et égale à 1.

Exemple : Partant du point B , on arrête le refroidissement à la température de 10°C . Le point C représentatif de l'état final sera à l'intersection de la courbe de saturation et de l'isotherme 10°C . La quantité de chaleur enlevée sera $Q_{BC} = 68 - 29,5 = 38,5 \text{ KJ/Kg a.s.}$ L'humidité absolue n'est plus que de $h_C = 0,0077$. On a donc enlevé : $h_C - h_B = 0,0077 - 0,0128 = 0,0051 \text{ Kg/Kg a.s.}$ soit $5,1 \text{ g d'eau par Kg d'air sec}$

11.3.4 Humidification

De nombreuses possibilités sont offertes suivant la technique employée et l'effet recherché. Nous écrirons les équations générales régissant le procédé puis nous examinerons quelques exemples.

Supposons que dans un flux d'air (état initial A), nous injectons une certaine quantité d'eau par kg d'air sec pour obtenir en sortie un flux d'air humidifié (état final B). La quantité d'eau rajoutée Δm_e est donnée par :

$$\frac{\Delta m_e}{m_a} = \eta_B - \eta_A$$

La variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie est due uniquement à l'eau rajoutée. on peut alors écrire :

$$h_B - h_A = \frac{H_B - H_A}{m_a} = \frac{(m_{eB} - m_{eA})h_e}{m_a} = (\eta_B - \eta_A)h_e \quad (11.1)$$

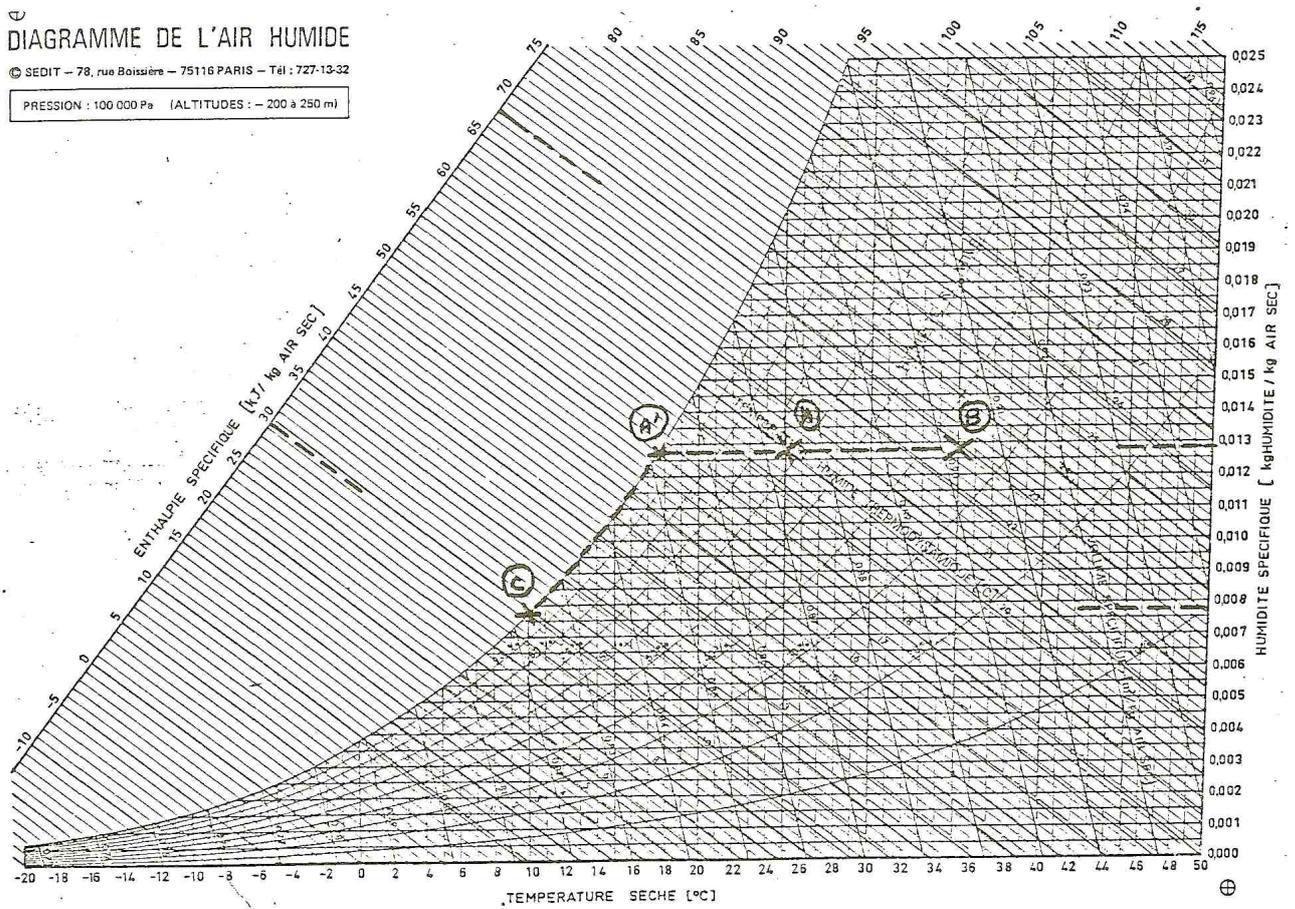


FIGURE 11.9 – Chauffage et refroidissement (avec et sans deshumidification)

où h_e est l'enthalpie massique de l'eau injectée. L'augmentation d'enthalpie est égale à l'enthalpie massique de l'eau injectée multipliée par la masse de cette eau rajoutée. L'injection d'eau sous forme liquide aura des effets assez différents de l'injection de vapeur car la valeur de h_e est très différente dans les deux cas. Voyons quelques exemples :

11.3.4.1 Exemple 1 : saturation adiabatique

On pulvérise de l'eau à une température égale à la température humide de l'air. Dans ce cas, la température de l'air diminue mais la température humide devrait rester constante car l'eau rajoutée est immédiatement vaporisée. Dans cet exemple illustré par la figure 11.10, au départ l'air est à $T = 22^\circ\text{C}$ et $T_h = 17^\circ\text{C}$ (état A). On pulvérise de l'eau jusqu'à la saturation. Le point final de l'évolution est situé à l'intersection de la courbe de saturation ($\varphi = 1$) et de la courbe ($T_h = 17^\circ\text{C}$). On peut lire sur le diagramme : $\eta_A = 0,0105$ $\eta_B = 0,0125$. L'humidité absolue a augmenté de : $\eta_B - \eta_A = 0,0125 - 0,0105 = 0,002\text{Kg/Kg a.s.}$ soit 2 g par Kg d'air sec.

- l'enthalpie par Kg d'air sec a augmenté de $h_B - h_A = 48,3 - 48,2$ soit 0,1 KJ/Kg a.s. Ce qui est négligeable. on considère en général que la pulvérisation d'eau à basse température se fait à enthalpie constante.
- l'humidité relative passe de 62 à 100 %

11.3.4.2 Exemple 2 : injection de vapeur sous pression

Supposons qu'on injecte dans un air de caractéristiques $T_s = 24^\circ\text{C}$ $T_h = 17^\circ\text{C}$ (point C), 5 g par Kg d'air sec de vapeur d'eau saturante sous 1,6 bars absolus. L'augmentation de l'humidité absolue est : $\Delta h = h_D - h_C$. L'augmentation d'enthalpie de l'unité d'air humide est uniquement due à la vapeur injectée. On a donc comme prévu avec l'équation 11.1 :

$$h_D - h_C = \Delta\eta \cdot h_v$$

où h_v est l'enthalpie massique de la vapeur injectée. h_v peut être déterminée par la table de vapeur de l'eau : ici $h_v = 643,7$ Kcal/kg ce qui donne : $\Delta h = 0,005 \cdot 643,7 = 3,228$ Kcal/Kg a.s. soit 13,5 KJ/Kg a.s.

On lit sur le diagramme pour le point C : $h_C = 0,0094$ et $h_C = 48$ KJ/Kg a.s.

Le point D est obtenu à l'intersection de la droite ($h = h_C + \Delta h = 0,0144$) et de la droite ($h = h_C + \Delta h = 61,5$ KJ/Kg a.s.). voir figure 11.10

On peut alors déterminer : $T_s = 24,7^\circ\text{C}$, $T_h = 20,8^\circ\text{C}$ et $\varphi = 73\%$ au point D.

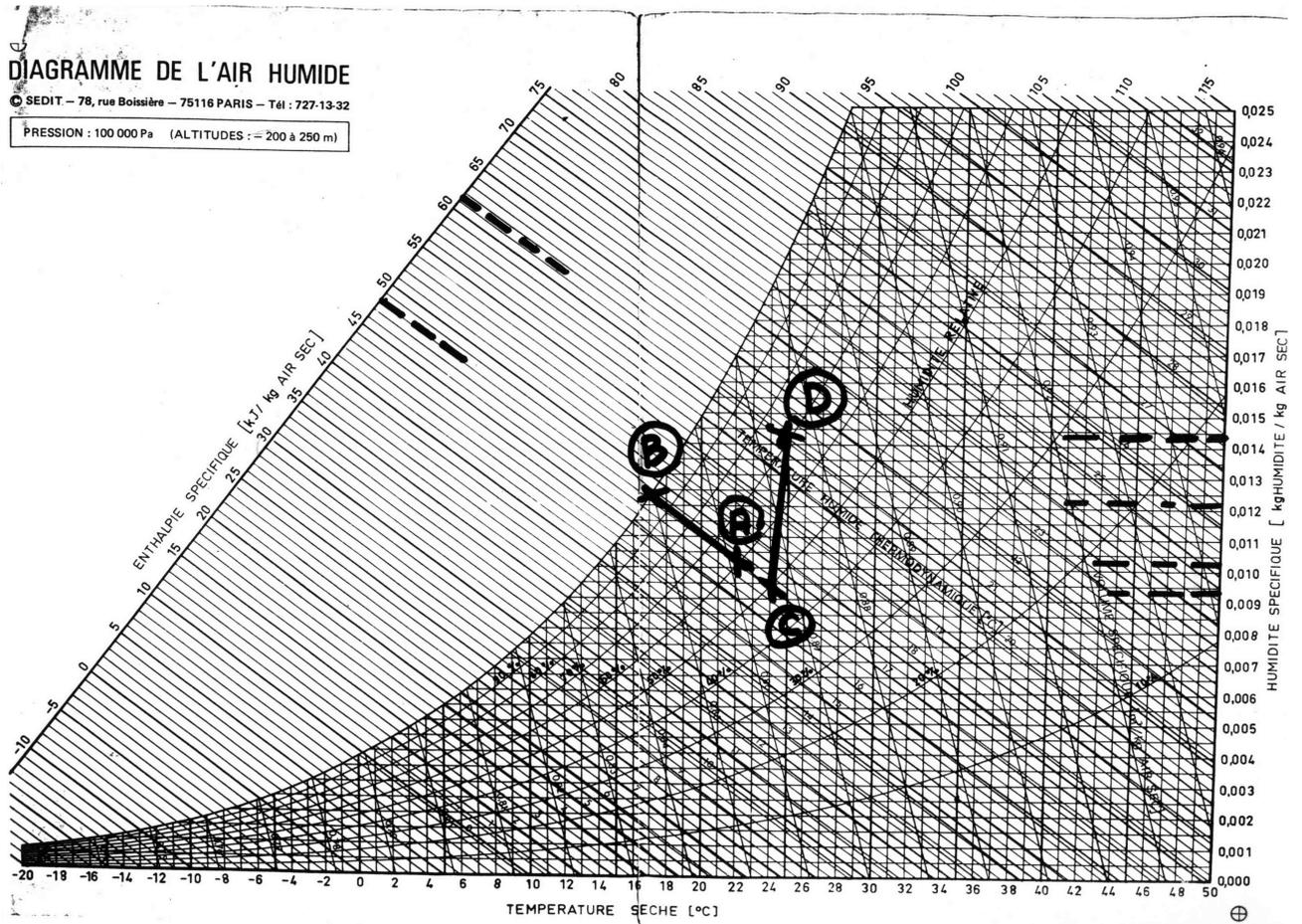


FIGURE 11.10 – Exemples humidification

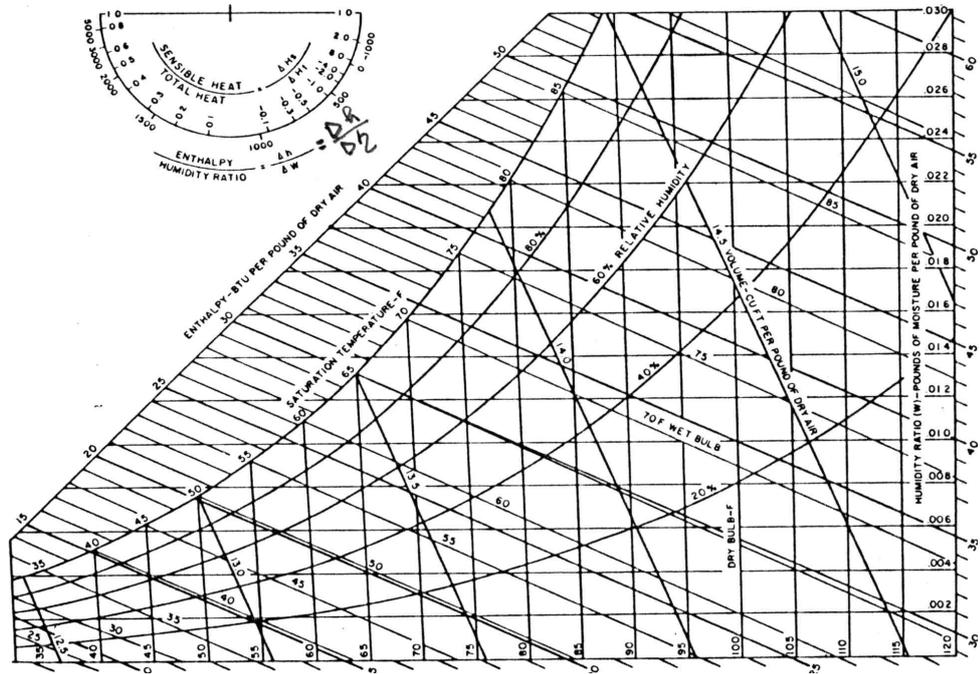


FIGURE 11.11 – Diagrammes avec pentes (droites d’humidification)

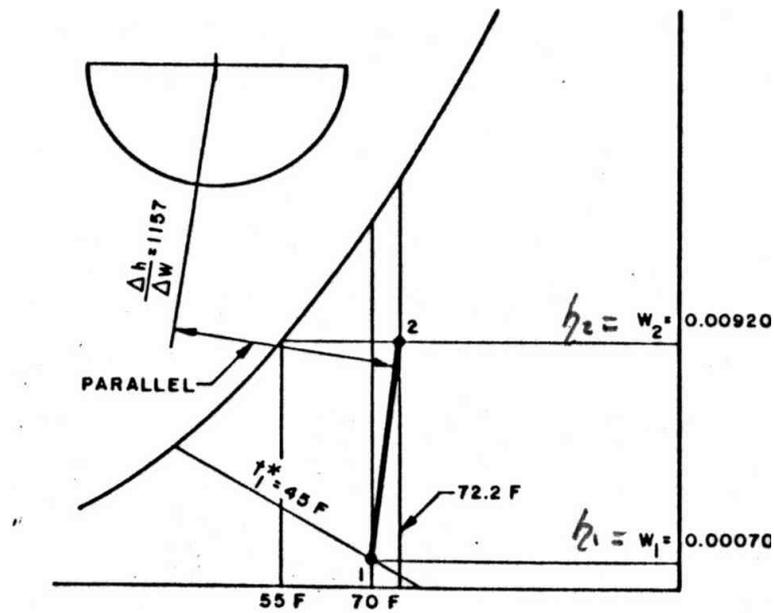


FIGURE 11.12 – Diagramme avec pentes : utilisation

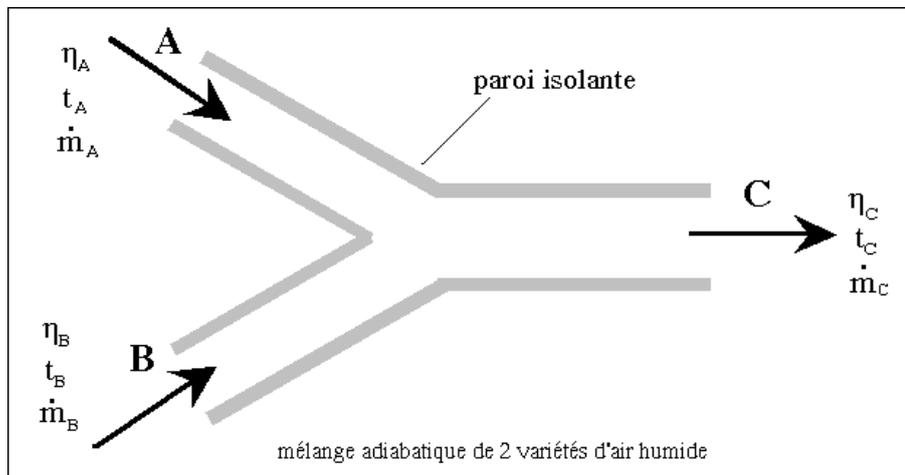


FIGURE 11.13 – Mélange adiabatique de deux variétés d'air

Remarques

- Les tables utilisées doivent avoir le même point de référence : $h = 0$ pour l'eau liquide à 0°C .
- L'équation 11.1 peut aussi écrire :

$$\frac{\Delta h}{\Delta \eta} = h_L$$

pour la pulvérisation d'eau liquide mais dans ce cas, h_L (enthalpie massique de l'eau) étant très petit, Δh est aussi très petit comme on l'a vu sur l'Exemple 1. Ce qui permet de justifier l'hypothèse d'une transformation à enthalpie constante qui est très souvent utilisée.

- Certains diagrammes présentent dans un coin un dessin annexe permettant de déterminer la pente d'une évolution correspondant à l'introduction d'eau ou de vapeur ayant une enthalpie déterminée. Il s'agit d'un cercle ou d'un demi-cercle dont chacun des rayons est associé à une valeur de $\frac{\Delta h}{\Delta \eta}$ par une graduation du cercle. On peut ainsi rapidement déterminer quelle doit être l'enthalpie de l'eau (ou de la vapeur) à injecter en repérant le rayon qui est parallèle à l'évolution recherchée. (voir figures 11.11 et 11.12).

11.3.5 Mélange d'airs

Les installations de traitement de l'air et de climatisation font souvent appel à des mélanges d'airs dont l'humidité et la température peuvent être différents.

11.3.5.1 Mélange d'air adiabatique

On considère deux variétés d'air A et B qui se mélangent dans un conduit isolé donc sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. On cherche à calculer les caractéristiques de la variété d'air C qui ressort du mélange. Il va de soi que ces caractéristiques vont dépendre du débit de chaque variété ou plutôt du rapport de ces débits.

On peut écrire l'équation de conservation de la masse :

— Pour l'ensemble du flux : $\dot{m}_A + \dot{m}_B = \dot{m}_C$

— Pour l'eau : $\dot{m}_{e_A} + \dot{m}_{e_B} = \dot{m}_{e_C}$

— Pour l'air : $\dot{m}_{a_A} + \dot{m}_{a_B} = \dot{m}_{a_C}$

soit en remarquant que $\dot{m}_e = \eta \dot{m}_a$ et en combinant les deux équations :

$$\eta_A \dot{m}_{a_A} + \eta_B \dot{m}_{a_B} = \eta_C \dot{m}_{a_C} = \eta_C (\dot{m}_{a_A} + \dot{m}_{a_B}) \quad (11.2)$$

ou encore :

$$\dot{m}_{a_A} (\eta_A - \eta_C) + \dot{m}_{a_B} (\eta_B - \eta_C) = 0$$

soit :

$$\frac{\dot{m}_{a_A}}{\dot{m}_{a_B}} = \frac{\eta_B - \eta_C}{\eta_C - \eta_A}$$

de même pour l'équation de conservation de l'énergie :

$$\dot{m}_{a_A} h_A + \dot{m}_{a_B} h_B = \dot{m}_{a_C} h_C = (\dot{m}_{a_A} + \dot{m}_{a_B}) h_C \quad (11.3)$$

soit :

$$\frac{\dot{m}_{a_A}}{\dot{m}_{a_B}} = \frac{h_B - h_C}{h_C - h_A}$$

On en déduit :

$$\frac{\eta_B - \eta_C}{\eta_C - \eta_A} = \frac{h_B - h_C}{h_C - h_A}$$

Les équations 11.2 et 11.3 définissent le point C représentant l'état du mélange sur le diagramme comme le barycentre des points A et B affectés respectivement des coefficients \dot{m}_{a_A} et \dot{m}_{a_B}

Autrement dit le point C est sur le segment AB et tel que le rapport $\frac{AC}{BC}$ est égal au rapport des débits massiques d'air sec.

Le point C sera plus proche du point correspondant au débit le plus grand.

Nous allons en donner deux exemples :

11.3.5.2 Exemple 1 :

On mélange deux flux d'air A et B dans un rapport de débit $\frac{\dot{m}_{aA}}{\dot{m}_{aB}} = \frac{3}{5}$

L'air A est tel que $T_s = 17,5^\circ\text{C}$ $T_h = 13^\circ\text{C}$

L'air B est tel que $T_s = 37^\circ\text{C}$ $T_h = 24,7^\circ\text{C}$

— on place les deux points A et B sur le diagramme

— on divise le segment formé en $5 + 3 = 8$ pas égaux.

— on obtient alors un point C à 3 pas du point B

Ce qui donne : $T_s = 30^\circ\text{C}$ $T_h = 21^\circ\text{C}$.

On aurait aussi pu utiliser les formules 11.2 et 11.3 pour obtenir le même résultat. Le point C doit être sur le segment AB.

11.3.5.3 Exemple 2 :

On mélange deux variétés d'air A et B avec 2 débits égaux.

A : $T_s = 2^\circ\text{C}$ $T_h = 0^\circ\text{C}$

B : $T_s = 28,5^\circ\text{C}$ $T_h = 27^\circ\text{C}$

Le point C représentant le mélange est dans la zone de brouillard, il y a donc eu condensation d'une partie de la vapeur qui reste alors sous forme de gouttelettes d'eau dans l'air. On peut calculer la quantité d'eau condensée en faisant le raisonnement suivant : l'air C est constitué d'un mélange d'air saturé à la température T_C et de gouttelettes d'eau à la même température.

Si l'on considère uniquement l'air saturé à cette température, il est représenté sur le diagramme par le point C' ($\varphi = 1$, $T = T_C$).

Ici $T_C = 16,8^\circ\text{C}$

La quantité d'eau sous forme liquide dans le mélange est donc :

$(\eta_C - \eta_{C'}) = 0,0128 - 0,0122 = 0,0006 \text{ Kg / Kg a.s.}$ Soit $0,6 \text{ g / Kg a.s.}$

On peut aussi remarquer qu'étant donnée la courbure des lignes à $\varphi = \text{cte}$, le mélange de 2 flux d'air ayant la même humidité relative à des températures différentes donnera un mélange dont l'humidité relative sera supérieure.

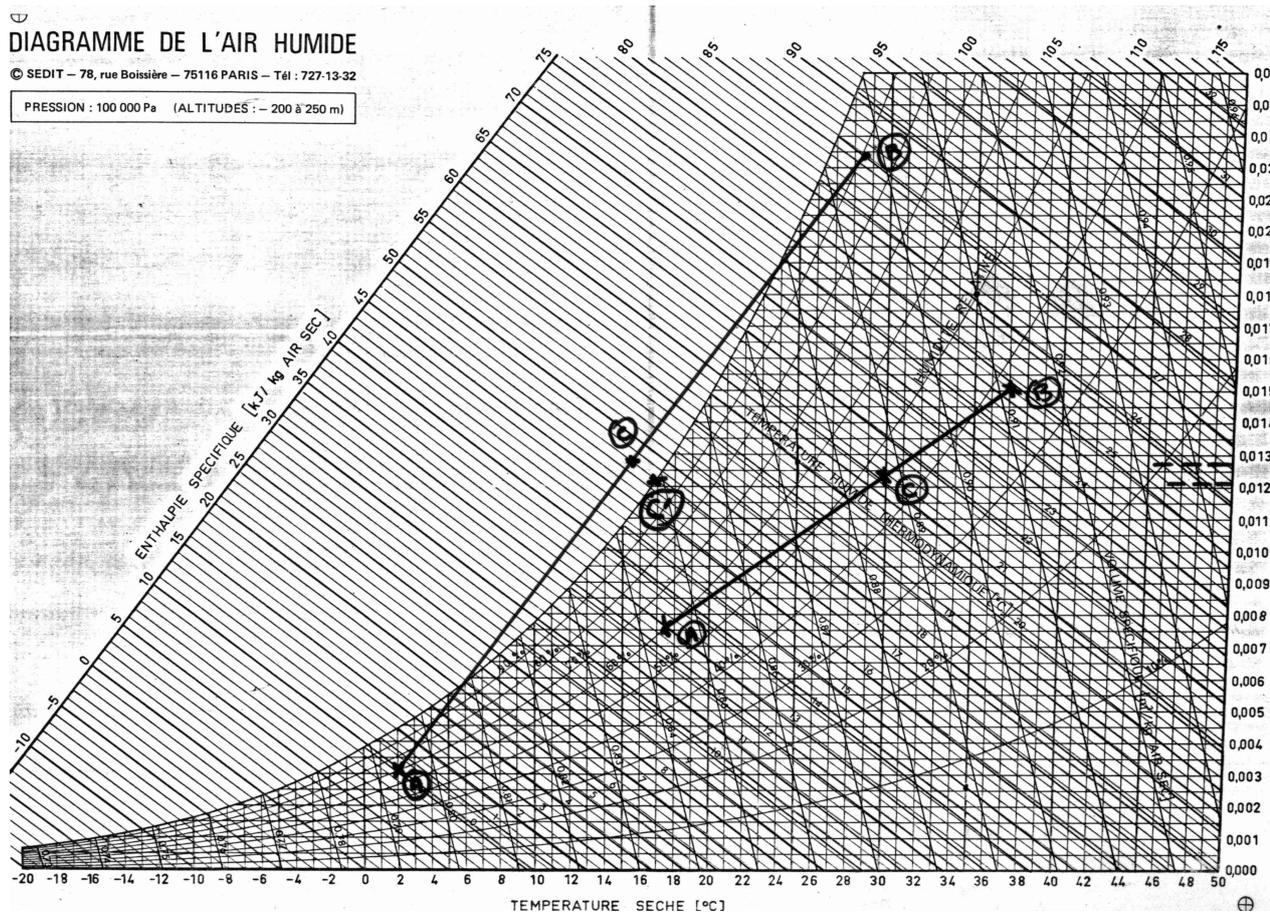


FIGURE 11.14 – Mélanges d'air - exemples