

**BEG**

**PREPROC  
CCSIMOL**

**Batterie Froide à Eau Glacée :**

modélisation simplifiée en régime permanent dans l'optique d'un calcul des  
consommations d'énergie d'une installation de climatisation à air variable dans un  
bâtiment tertiaire

Mars 1999 - version 2.0

modules utilisés: **T\_ENTSAT, HEATEX**

Ecole des Mines de PARIS, Centre  
d'Energétique  
O. MORISOT, D. MARCHIO  
60 Bd St Michel 75272 PARIS Cedex 06  
FRANCE  
☎ 33 01 40 51 91 80  
Fax 33 01 46 34 24 91  
E-mail : morisot@cenerg.ensmp.fr

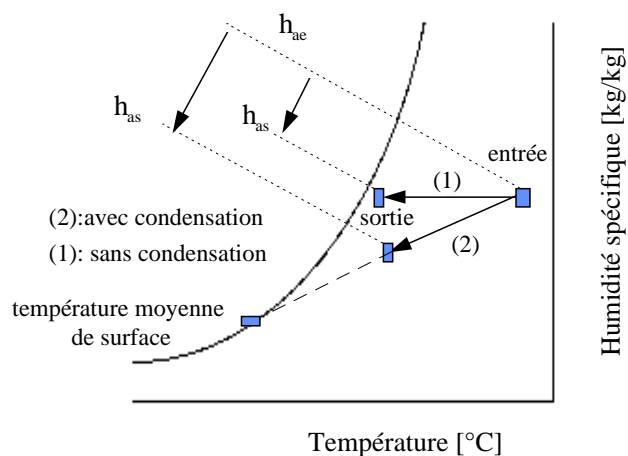
## 1. DOMAINE TECHNOLOGIQUE

### 1.1. domaine d'application

La batterie froide à eau glacée est le composant central des systèmes de climatisation classique de type centrales de traitement d'air, ventilo-convecteurs. La batterie froide est un échangeur de chaleur entre deux fluides, l'air (fluide secondaire) et généralement l'eau (fluide primaire). La batterie est constituée de plusieurs rangées de tubes reliés entre eux par des coudes afin de former des circuits de circulation de fluide. Le fluide primaire (eau) circule dans les tubes qui sont perpendiculaires à l'écoulement du fluide secondaire (air). Afin d'équilibrer les résistances thermiques côté air et côté eau, on augmente la surface d'échange côté air à l'aide d'ailettes.

Le modèle présenté ici s'applique aux batteries froides, ayant des ailettes plates ou circulaires, dites à contre-courants, c'est-à-dire composées d'au moins quatre rangs. En deçà de trois rangs de tubes, l'erreur introduite par l'hypothèse du contre-courant n'est plus négligeable. Le modèle serait adaptable pour tous autres types de configurations en introduisant l'expression de l'efficacité en fonction du nombre d'unités de transfert (NUT) correspondant, et en utilisant un facteur correctif par rapport à l'expression du  $\Delta h_{lm}$  à contre-courant. Cette adaptation possible est rendue inutile par le fait que en pratique, les échangeurs à eau glacée utilisés dans la climatisation de bâtiment sont dans leur immense majorité composé d'au moins 3 rangs. Cette affirmation n'est plus vraie lorsque l'on traite des batteries à eau chaudes.

L'évolution subie par l'air humide peut être représentée dans un diagramme de l'air humide.



**Evolution de l'air humide sur une batterie froide**

L'hypothèse de l'utilisation du composant en régime permanent se justifie par le couplage avec un modèle dynamique de bâtiment sur des pas de temps d'une heure. En effet, la constante de temps de la batterie froide, de l'ordre de quelques minutes, est négligeable devant celle du bâtiment, de l'ordre de l'heure et son fonctionnement sur des pas de temps d'une heure peut être considéré comme une succession de régimes quasi-permanents établis.

L'outil développé est destiné à modéliser le fonctionnement d'une batterie froide avec régulation sur le débit ou la température d'eau glacée fonctionnant dans une installation de conditionnement d'air à vitesse d'air variable. La modélisation est dite simplifiée, c'est-à-dire que le modèle identifie les caractéristiques de la batterie à partir d'un nombre minimum de points de fonctionnement (1 point nominal), ce point

pouvant être le point de dimensionnement. Le modèle prend en compte la variation des coefficients d'échange côté air et côté eau en fonction respectivement de la vitesse de l'air et de la vitesse de l'eau.

En pratique, outre le fait de la rapidité et de la maniabilité du modèle, il est plus robuste d'utiliser un modèle à un point que de réaliser des interpolations trop lointaines entre données de performances, voire des extrapolations toujours déconseillées. Ceci est notamment dû au fonctionnement fortement non linéaire de la batterie froide.

La programmation du modèle est réalisée de façon à supprimer toute itération afin de rendre le modèle utilisable, pour des pas de temps d'une heure sur une année, par des logiciels de calcul de consommations d'énergie de systèmes de climatisation couplés avec des modèles de bâtiment.

La modélisation de la batterie froide s'inspire du modèle simplifié CCSIM de l'HVAC2 Toolkit de l'ASHRAE [HVAC2 TOOLKIT, 1993] en apportant les modifications suivantes :

- CCSIM est applicable pour de faibles variations de vitesse d'air autour du point de fonctionnement alors que le modèle décrit peut être utilisé sur une large gamme de vitesse d'air sans complexifier les données d'entrées,
- de la même façon, en cas de régulation par débit d'eau, CCSIM applicable pour de faibles variations du débit d'eau autour du point de fonctionnement, alors que CCSIMOL prend en compte l'influence de la variation sur le coefficient d'échange côté eau,
- CCSIM utilise des itérations qui rendent son utilisation difficile et coûteuse en temps de calcul au sein de méthodes couplant calcul des systèmes et modèle de bâtiment pour des périodes conséquentes (une année) avec des pas de temps relativement courts (1 heure). Le modèle a été spécifiquement réalisé pour être très économe en temps de calcul, sans pour autant perdre en précision.

Ainsi, le modèle CCSIMOL est un modèle de représentation physique des performances (modèle de connaissance), incluant des hypothèses de simplification des phénomènes dont l'impact sur la précision des calculs a été étudié.

## **1.2. restriction du modèle**

- ne sont pris en compte que les batteries à ailettes d'au moins 4 rangs, assimilables à des batteries à courants croisés,

pour une batterie de trois rangs, le modèle introduit une erreur de quelques pour-cent difficile à dissocier de la précision intrinsèque du modèle. Pour des batteries d'un nombre de rangs inférieur, l'erreur introduite est beaucoup plus importante (de l'ordre de la dizaine de pour-cent) et le modèle n'est plus applicable sans l'introduction d'un facteur correctif pour l'expression de la différence moyenne logarithmique enthalpique.

- ne sont pas prises en compte les ailettes particulières de type persiennées ou gaufrées, voire les deux simultanément,

il est possible d'utiliser le modèle pour de telles batteries en faisant l'hypothèse que les caractéristiques des coefficients d'échange côté air sont multipliés par un coefficient constant indépendant de la vitesse. D'ailleurs le modèle a été testé avec succès sur une batterie tubes-ailerres gaufrées. Le modèle est rigoureusement adaptable à ce type de batteries en introduisant les corrélations correspondantes.

- ne sont pas pris en compte les tubes dits à hautes performances (rainurés),

il est possible d'utiliser le modèle pour de telles batteries en faisant l'hypothèse que les caractéristiques des coefficients d'échange côté eau sont multipliés par un coefficient constant indépendant de la vitesse. Le modèle est rigoureusement adaptable à ce type de batteries en introduisant les corrélations correspondantes.

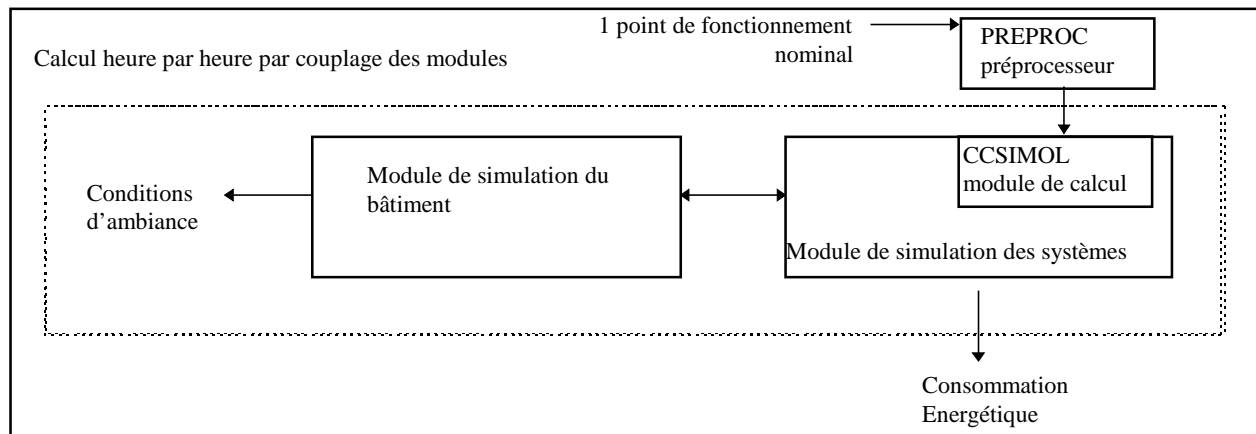
## 2. MODELE DEVELOPPE PAR

**Nom** : Olivier MORISOT  
Dominique MARCHIO  
**Organisation** : Ecole des Mines de PARIS, Centre d'Energétique  
60 bd Saint Michel 75272 PARIS Cedex 06  
tel: 01 40 51 90 80 fax: 01 46 34 24 91 morisot@cenerg.ensmp.fr

## 3. DESCRIPTION GENERALE

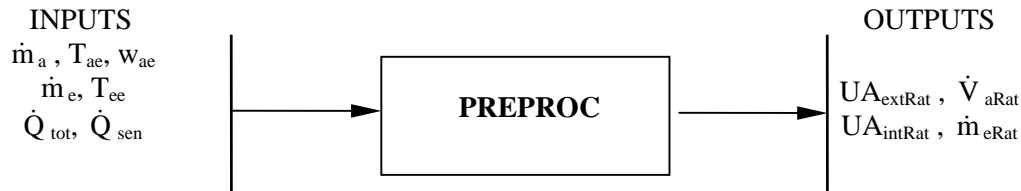
### 3.1. modélisation

Le modèle de la batterie froide est scindé en deux modules distincts qui s'insèrent de la façon suivante dans la méthode générale de détermination des consommations des bâtiments climatisés :



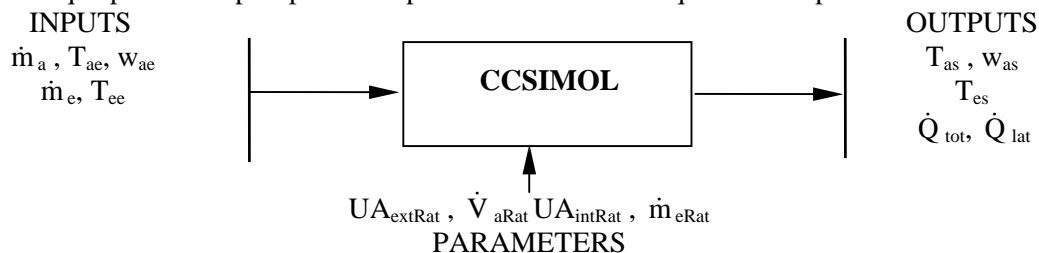
#### 3.1.1. paramétrage

Le premier module PREPROC permet l'identification des caractéristiques de la batterie froide à partir d'un point de fonctionnement nominal. Ce module n'est utilisé qu'une fois pour l'identification des paramètres de la batterie.



#### 3.1.2. modélisation

Le second module CCSIMOL détermine les conditions de sorties des fluides ainsi que les puissances fournies à chaque pas de temps à partir des paramètres caractéristiques établis par PREPROC.



Le module calcule la température de l'eau et de l'air et l'humidité à la sortie de la batterie, ainsi que la capacité de refroidissement et de déshumidification. Le modèle permet ainsi de déterminer la surconsommation due à la condensation pour un système régulé en température seulement.

### **3.2. hypothèses simplificatrices**

Le flux d'air à travers une section de la batterie, perpendiculairement à la direction de l'écoulement, est supposé uniforme en vitesse, température et humidité spécifique. Les simplifications par rapport à un modèle de batterie froide plus détaillé viennent de la détermination des coefficients de transfert de chaleur pour la batterie, ainsi que de la modélisation d'un échange avec la surface côté air partiellement mouillée.

#### **3.2.1. méthode de représentation locale des échanges de chaleur et de matière**

La méthode de [THRELKELD, 1970] de représentation des échanges air humide, eau glacée est utilisée. Le principe de cette méthode revient à agréger les deux forces thermodynamiques de l'échange (gradient de température pour l'échange de chaleur et gradient de concentration d'humidité pour l'échange de matière) en un gradient enthalpique. Une enthalpie fictive représentant l'eau glacée est donc utilisée. Les hypothèses nécessaires à l'utilisation de cette méthode sont:

- d'une part, une valeur de la fonction de LEWIS proche de l'unité, ce qui est expérimentalement vérifié pour l'air humide pour des températures inférieures à 50°C
- d'autre part une linéarisation de la courbe de saturation en fonction de la température dans la plage de température considérée, soit la température d'entrée d'eau et la température de rosée d'entrée. On vérifie graphiquement que dans les intervalles usuels de travail, la linéarisation de la courbe de saturation entraîne une erreur sur le calcul de l'enthalpie fictive de l'eau de l'ordre du pour-cent. Notons qu'il est possible de minimiser l'impact de cette hypothèse en introduisant une linéarisation par morceaux de la courbe de saturation.

#### **3.2.2. méthode de représentation globale des échanges de chaleur et de matière**

Les méthodes NUT- $\varepsilon$  et différence moyenne logarithmique sont appliquées à la formulation agrégée de l'échange de chaleur et de matière. L'hypothèse principale est de considérer le coefficient local d'échange de la batterie constant tout au long de l'échangeur.

#### **3.2.3. détermination des coefficients de transfert**

Les coefficients de transfert de chaleur sont déterminés par les performances de la batterie pour un point de fonctionnement nominal donné par le constructeur ou mesuré. La différenciation des coefficients intérieurs et extérieurs est faite en supposant le fonctionnement d'une batterie équivalente côté air à débit d'eau infini. Les coefficients d'échange à chaque pas de temps sont alors recalculés en tant que fonctions de la vitesse frontale d'air pour le coefficient extérieur et de la vitesse dans les tubes pour le coefficient intérieur. La répartition des configurations technologiques de batteries existantes dans le conditionnement d'air dans le bâtiment, établie à partir de 5 batteries différentes, permet de montrer que la corrélation simplifiée utilisée entraîne une erreur du 1/10 de pour-cent sur les variables de sortie du modèle par rapport à une corrélation détaillée intégrant toutes les caractéristiques géométriques de la batterie.

#### **3.2.4. modélisation du régime de fonctionnement partiellement humide**

Afin de proscrire toute itération, la représentation de la batterie partiellement humide n'est pas détaillée. Si la batterie fonctionne dans ce régime, elle est considérée comme étant complètement sèche ou humide suivant le fonctionnement donnant la puissance échangée la plus grande. BRAUN a montré que l'utilisation de cette méthode de calcul introduit moins de 5% d'erreur sur la détermination de la puissance enthalpique [BRAUN, 1989] par rapport à un calcul détaillé. Cette hypothèse introduit l'erreur la plus significative dans le modèle, qui se situe donc en régime de fonctionnement partiellement humide. Son impact est discuté par la suite. Il serait possible d'éviter cette hypothèse en introduisant dans le cas d'un régime partiellement humide, deux batteries en série, une fonctionnant en sec et l'autre en complètement

humide. Une méthode itérative permettrait alors de déterminer en pourcentage de surface la frontière entre la zone sèche et la zone humide. Cette méthode n'est pas proposée dans le modèle.

## 4. NOMENCLATURE

Les variables sont classées suivant les critères explicités ci-après. Les entrées et sorties correspondent aux variables changeant à chaque pas de temps de simulation. Les paramètres correspondent aux variables définies constantes pour une simulation donnée. Les constantes correspondent aux grandeurs constantes même sur des simulations différentes. Les choix entre les paramètres et les constantes peuvent suivre les décisions prises en terme de liberté laissée à l'utilisateur être amené à être modifié. Par exemple si le développeur estime que la pression atmosphérique peut être paramétrée.

### 4.1. PREPROC :

#### Entrées:

| Nom              | Description   | Unité  | min | max       | défaut |
|------------------|---|--------|-----|-----------|--------|
| $\dot{m}_{eRat}$ | débit d'eau au point nominal de fonctionnement                  | kg/s   | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{m}_{aRat}$ | débit d'air spécifique au point nominal de fonctionnement       | kgas/s | 0   | $+\infty$ |        |
| $T_{ee}$         | température d'eau à l'entrée au point nominal de fonctionnement | °C     | -20 | 100       |        |
| $T_{ae}$         | température d'air à l'entrée au point nominal de fonctionnement | °C     | -15 | 50        |        |
| $w_{ae}$         | humidité spécifique de l'air à l'entrée                         | kg/kg  | 0   | 0.05      |        |
| $\dot{Q}_{tot}$  | puissance échangée totale au point nominal de fonctionnement    | W      | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{Q}_{sen}$  | puissance de refroidissement au point nominal de fonctionnement | W      | 0   | $+\infty$ |        |

Notons qu'il est possible de réorganiser les entrées du modèle en proposant par exemple le débit de condensation à la place de la puissance dite sensible.

#### Sorties:

| Nom              | Description  | Unité             | min | max       | défaut |
|------------------|--|-------------------|-----|-----------|--------|
| $\dot{m}_{eRat}$ | débit d'eau au point nominal de fonctionnement   | kg/s              | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{V}_{aRat}$ | débit volumique spécifique d'air correspondant à la vitesse frontale à l'entrée au point de fonctionnement nominal | m <sup>3</sup> /s | 0   | $+\infty$ |        |
| $UA_{extRat}$    | coefficient de transfert de chaleur côté air au point nominal  | W/K               | 0   | $+\infty$ |        |
| $UA_{int}$       | coefficient de transfert de chaleur côté eau au point nominal  | W/K               | 0   | $+\infty$ |        |

#### Paramètres:

| Nom      | Description   | Unité  | min | max       | défaut |
|----------|---|--------|-----|-----------|--------|
| $C_{pe}$ | chaleur massique de l'eau glacée, la valeur par défaut proposée suppose de l'eau glycolée en considérant un mélange à 20% d'éthylène glycol | J/kg°C | 0   | $+\infty$ | 3800   |

#### Constantes:

les valeurs proposées sont celle du guide n°10 de l'AICVF

| Nom       | Description   | Unité  | min | max | défaut |
|-----------|---|--------|-----|-----|--------|
| $h_{fg}$  | chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg) | kJ/kg  |     |     | 2501   |
| $C_{pa}$  | chaleur massique de l'air sec                                   | J/kg°C |     |     | 1006   |
| $C_{pv}$  | chaleur massique de la vapeur d'eau                             | J/kg°C |     |     | 1830   |
| $\delta$  | rapport des constantes des gaz parfaits                         | -      |     |     | 0,622  |
| $R_v$     | constante des gaz parfaits                                      | J/kgK  |     |     | 461,24 |
| $P_{atm}$ | pression atmosphérique  | Pa     |     |     | 101325 |

## 4.2. CCSIMOL :

### Entrées:

| Nom         | Description                             | Unité | min | max       | défaut |
|-------------|---|-------|-----|-----------|--------|
| $\dot{m}_e$ | débit d'eau                             | kg/s  | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{m}_a$ | débit d'air spécifique                  | kg/s  | 0   | $+\infty$ |        |
| $T_{ee}$    | température d'eau à l'entrée            | °C    | -20 | 100       |        |
| $T_{ae}$    | température d'air à l'entrée            | °C    | -15 | 50        |        |
| $w_{ae}$    | humidité spécifique de l'air à l'entrée | kg/kg | 0   | 0.05      |        |

### Sorties:

| Nom             | Description                              | Unité | min | max       | défaut |
|-----------------|--|-------|-----|-----------|--------|
| $T_{es}$        | température d'eau à la sortie            | °C    | -20 | 100       |        |
| $T_{as}$        | température d'air à la sortie            | °C    | -15 | 50        |        |
| $w_{as}$        | humidité spécifique de l'air à la sortie | kg/kg | 0   | 0.05      |        |
| $\dot{Q}_{tot}$ | puissance échangée totale                | W     | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{Q}_{lat}$ | puissance de déshumidification           | W     | 0   | $+\infty$ |        |

### Paramètres:

| Nom              | Description   | Unité             | min | max       | défaut |
|------------------|---|-------------------|-----|-----------|--------|
| $\dot{m}_{eRat}$ | débit d'eau au point nominal de fonctionnement  | kg/s              | 0   | $+\infty$ |        |
| $\dot{V}_{aRat}$ | débit volumique spécifique d'air correspondant à la vitesse frontale à l'entrée, au point de fonctionnement nominal                         | m <sup>3</sup> /s | 0   | $+\infty$ |        |
| $UA_{extRat}$    | coefficient de transfert de chaleur côté air au point nominal   | W/K               | 0   | $+\infty$ |        |
| $UA_{intRat}$    | coefficient de transfert de chaleur côté eau au point nominal   | W/K               | 0   | $+\infty$ |        |
| $C_{pe}$         | chaleur massique de l'eau glacée, la valeur par défaut proposée suppose de l'eau glycolée en considérant un mélange à 20% d'éthylène glycol | J/kg°C            | 0   | $+\infty$ | 3800   |

### Constantes:

les valeurs proposées sont celle du guide n°10 de l'AICVF

| Nom       | Description   | Unité  | min | max | défaut |
|-----------|---|--------|-----|-----|--------|
| $h_{fg}$  | chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg) | kJ/kg  |     |     | 2501   |
| $C_{pa}$  | chaleur massique de l'air sec                                   | J/kg°C |     |     | 1006   |
| $C_{pv}$  | chaleur massique de la vapeur d'eau                             | J/kg°C |     |     | 1830   |
| $\delta$  | rapport des constantes des gaz parfaits                         | -      |     |     | 0,622  |
| $R_v$     | constante des gaz parfaits                                      | J/kgK  |     |     | 461,24 |
| $P_{atm}$ | pression atmosphérique  | Pa     |     |     | 101325 |

## 4.3. Nomenclature interne au document

### 4.3.1. Indices :

a : air  
 ae : air entrant dans la batterie froide  
 as : air sortant de la batterie froide  
 e : eau  
 ee : eau entrant dans la batterie froide  
 es : eau sortant de la batterie froide  
 sat: relatif à l'air saturé, par extension point fictif de représentation de l'eau  
 cond: relatif au film de condensation  
 r: relatif au point de rosée de l'air

rat: relatif au point de fonctionnement nominal  
int: relatif au côté eau de l'échangeur  
ext: relatif au côté air de l'échangeur

#### 4.3.2. Variables internes

|                 |  |
|-----------------|--|
| $A_{ext}, A$    | surface externe de la batterie [ $m^2$ ]   |
| $A_{int}$       | surface interne de la batterie [ $m^2$ ]   |
| $A_s$           | surface des ailettes [ $m^2$ ]   |
| $c_2$           | coefficient utilisés dans l'expression du facteur j de COLBURN [-]                               |
| $C_f$           | facteur correctif tenant compte de l'apparition de condensation dans la corrélation de MYERS [-] |
| $c_{pa}$        | capacité calorifique de l'air [ $J/kg.K$ ]   |
| $c_{p,sat}$     | capacité calorifique de l'air saturé [ $J/kg.K$ ]  |
| $c_{pv}$        | capacité calorifique de la vapeur d'eau [ $J/kg.K$ ]   |
| $d_i$           | diamètre intérieur du tube [m]   |
| $G$             | flux massique d'air à travers la batterie [ $kg/sm^2$ ]  |
| $G_a$           | flux massique d'air pour la section minimale de passage [ $kg/sm^2$ ]                            |
| $h_{int}$       | coefficient d'échange convectif côté eau [ $W/m^2K$ ]  |
| $h_{ext,sec}$   | coefficient d'échange convectif côté air pour une batterie en régime sec [ $W/m^2K$ ]            |
| $h_{ext,hum}$   | coefficient d'échange convectif côté air pour une batterie en régime humide [ $W/m^2K$ ]         |
| $h_{r,sat}$     | enthalpie de l'air saturé à la température de point de rosée [ $J/kg$ ]                          |
| $h_{ee,sat}$    | enthalpie de l'air saturé à la température de liquide entrant dans la batterie [ $J/kg$ ]        |
| $Le$            | LEWIS nombre sans dimension  |
| $Nu$            | NUSSELT nombre sans dimension  |
| $NUT$           | nombre d'unités de transfert [-]   |
| $P_{sat}$       | pression de l'air à saturation [Pa]  |
| $Pr$            | PRANDTL nombre sans dimension  |
| $R_{ail}$       | résistance thermique à la surface des ailettes [ $m^2.K/W$ ]                                     |
| $Re$            | REYNOLDS nombre sans dimension   |
| $R_{int}$       | résistance thermique côté eau [ $m^2.K/W$ ]  |
| $R_{ext}$       | résistance thermique côté air [ $m^2.K/W$ ]  |
| $R_t$           | résistance thermique due à la conduction [ $m^2.K/W$ ]   |
| $T_{r,ae}$      | température de rosée de l'air à l'entrée de la batterie [K]                                      |
| $\dot{V}_a$     | débit d'air volumique à l'entrée [ $m^3/s$ ]   |
| $v_f$           | vitesse de l'air dans la section minimale de passage [m/s] ou [ft/min]                           |
| $w_{sat}$       | humidité spécifique de l'air saturé [-]  |
| $\alpha$        | paramètre permettant de calculer l'efficacité d'ailettes [ $m^{-1}$ ]                            |
| $\Delta h_{lm}$ | différence moyenne logarithmique enthalpique [ $J/kg$ ]  |
| $\varepsilon$   | efficacité de l'échangeur [-]  |
| $\lambda_e$     | conductivité thermique de l'eau [ $W/m.K$ ]  |
| $\lambda_{ail}$ | coefficient de conductivité thermique de l'ailette [ $W/m.K$ ]                                   |
| $\lambda_t$     | coefficient de conductivité thermique du tube [ $W/m.K$ ]  |
| $\mu$           | viscosité dynamique [Pa/s]   |
| $\eta_{ext}$    | efficacité de la surface des ailettes [-]  |
| $\eta_{ail}$    | efficacité des ailettes [-]  |
| $\rho$          | masse volumique [ $kg/m^3$ ]   |

## 5. DESCRIPTION MATHEMATIQUE

Dans un premier temps sont présentés les fondamentaux des transferts de chaleur et de masse communs aux deux modules. Puis les relations utilisées dans chaque module sont alternativement présentées.



## **5.1. fondamentaux des transferts de chaleur et de masse dans la batterie froide**

La modélisation se limitera à l'aspect thermique de l'étude, c'est-à-dire à l'évaluation des performances thermiques, et en nous limitant de plus au régime permanent de fonctionnement. L'hypothèse du régime permanent pour les équipements est correcte pour le calcul des consommations, compte tenu de la faible constante de temps des équipements comparée à celle des bâtiments avec lesquels les équipements sont couplés. Le pas de temps typique de fonctionnement est 1 heure.

### **5.1.1. représentation de THRELKELD: agrégation du transfert de chaleur et de masse**

Les fondements de la méthode de représentation ont été établis d'après le travail de [THRELKELD,1970]. Cette méthode permet d'agréger les phénomènes de transfert de chaleur et de masse en un échange enthalpique entre l'air et l'eau représentée par une enthalpie fictive.

#### ***5.1.1.1. relation entre coefficient de transfert de chaleur et de masse pour l'air humide***

Les coefficients d'échange dépendent des propriétés thermophysiques des fluides ainsi que des écoulements.

Les coefficients d'échange peuvent être obtenus à partir de considérations de similitudes. L'expérience montre que les corrélations de transfert de chaleur et de masse pour l'air humide sont de la forme suivante dans un domaine d'application où les pressions partielles de vapeur restent négligeables devant la pression totale [ $T < 50^\circ\text{C}$ ]:

$$\begin{aligned}Nu &= C \cdot Re^m \cdot Pr^n \\Sh &= C \cdot Re^m \cdot Sc^n\end{aligned}$$

$$\text{avec } Nu = \frac{h_{\text{ext}} d}{\lambda} \text{ and } Sh = \frac{h_{\text{masse}} d}{\rho D} \quad D \text{ diffusivité thermique de l'air humide m}^2/\text{s}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D}$$

Dans le domaine d'application considéré les expériences de BERMAN (1961) pour différentes configurations d'écoulement montrent que pour l'air humide le rapport  $Sh/Nu$  reste sensiblement constant à une valeur proche de 1 [SACADURA, 1993]. De plus pour l'air humide  $Pr = Sc$ . Ceci conduit à une valeur du nombre de LEWIS défini comme suivant égale à 1.

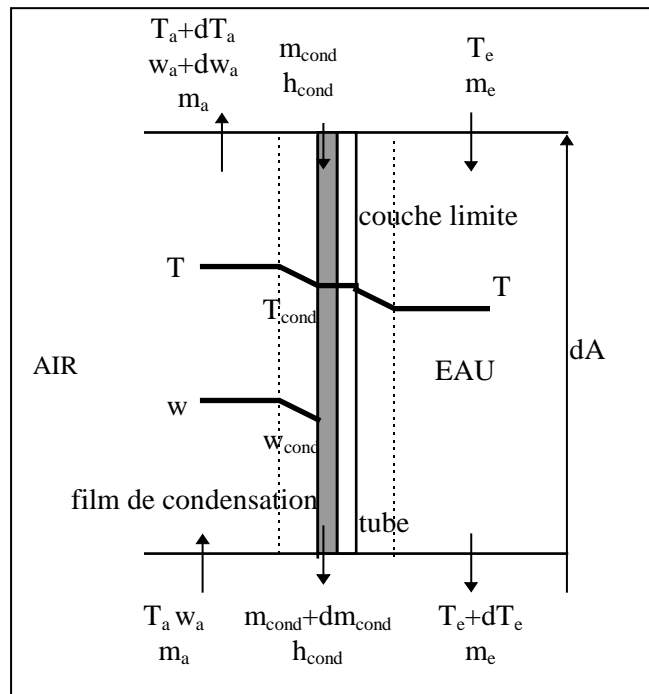
$$Le = \frac{h_{\text{ext}}}{h_{\text{masse}}} \frac{1}{c_{pa}}$$

Ainsi pour l'air humide, dans le domaine de température qui nous concerne, transfert de chaleur et transfert de masse sont reliés par  $Le = 1$ .

#### ***5.1.1.2. modèle physique local d'échange de chaleur et de masse***

La représentation suivante illustre le fonctionnement d'une batterie air-eau en régime humide, c'est-à-dire que la température de paroi côté air est inférieure à la température de rosée de l'air. Il y a donc formation d'un débit de condensation le long de la paroi.

L'hypothèse est faite de l'homogénéité de l'eau et de l'air en dehors de la couche limite.



**Figure 1: batterie froide à eau glacée, un système ouvert par convection**

#### 5.1.1.2.1. application à l'échange air / film de condensation

On suppose que l'air immédiatement contre la surface du film de condensation est saturé à la température de surface du film de condensation. La vapeur d'eau et l'eau de condensation étant à l'équilibre, la température du film de condensation est la température de l'air saturé  $T_{sat}$ . L'échange entre l'air et le film de condensation s'exprime de la façon suivante:

$$d\dot{Q} = h_{ext} dA (T_a - T_{sat}) + h_{masse} dA (w_a - w_{sat}) h_{fg}$$

Dans le domaine de température [15-30°C] sur lequel on travaille, le terme  $[c_p T]$  ne représente que environ 1 % de l'enthalpie totale et peut donc être négligé. L'enthalpie de l'air humide peut alors s'écrire de la façon suivante :

$$h = c_{pa} T + w (h_{fg} + c_{pv} T) = c_{pa} T + w h_{fg}$$

En introduisant l'expression du nombre de LEWIS, on obtient

$$d\dot{Q} = \frac{h_{ext} dA}{c_{pa}} \left[ (h_a - h_{condSat}) + (w_a - w_{sat}) h_{fg} \left( \frac{1}{Le} - 1 \right) \right]$$

Si l'on considère un nombre de LEWIS de 1 dans le domaine considéré, l'expression devient:

$$d\dot{Q} = \frac{h_{ext} dA}{c_{pa}} (h_a - h_{condSat})$$

On constate que l'on a remplacé pour l'échange air / film de condensation, les deux potentiels d'échange gradient de température et gradient d'humidité par un seul potentiel enthalpique.

#### 5.1.1.2.2. adaptation à l'échange film de condensation / eau

Le principe de représentation est de se ramener à une expression homogène avec celle de l'échange entre l'air et le film de condensation.

On fait alors l'hypothèse que dans une petite échelle de température, on peut représenter l'enthalpie de l'air saturé comme une fonction linéaire de la température:

$$h_{sat} = a + c_{psat} T_{sat}$$

Cette hypothèse est réaliste compte tenu du domaine de variation de la température de l'air humide dans le cas d'une batterie froide. Nous pouvons étudier la variation de  $C_{psat}$  sur le domaine considéré.

Si on néglige la conduction dans le tube et le film de condensation du fait de la grande conductivité des matériaux employés et de l'eau devant les phénomènes convectifs, l'échange de chaleur entre le film de condensation et le courant d'eau s'exprime de la façon suivante :

$$d\dot{Q} = U_{int} dA (T_{sat} - T_{eau})$$

Utilisant l'hypothèse que  $c_{psat}$  ne varie pas sur le faible intervalle de température pris en considération, on représente alors l'eau par une enthalpie fictive correspondant à l'enthalpie qu'aurait l'air saturé à la température de l'eau:

$$d\dot{Q} = \frac{U_{int} dA}{c_{psat}} (h_{condSat} - h_{esat})$$

#### 5.1.1.2.3. échange local air/eau

Considérant l'expression du flux de chaleur dans les différents échanges, on conçoit alors un échange direct entre l'air et la température en introduisant l'expression de deux résistances en série, l'une comprenant l'échange convectif entre l'air et le film de condensation ( $U_{ext}$ ), l'autre comprenant l'échange conductif (négligé) et l'échange convectif entre le tube et l'eau ( $U_{int}$ ).

La conductance globale s'écrit donc, en associant conductance de transfert et surface d'échange :

$$\frac{1}{U_h dA} = \frac{c_{pa}}{U_{ext} dA_{ext}} + \frac{c_{psat}}{U_{int} dA_{int}}$$

L'échange de chaleur et de masse au sein de la batterie froide est alors décrit par l'expression suivante de la puissance

$$d\dot{Q} = U_h dA (h_a - h_{esat})$$

L'ensemble de cette démarche revient donc à substituer aux deux forces thermodynamiques générant le flux de chaleur, une seule force dérivée de l'enthalpie de l'air humide. Il devient alors possible d'appliquer les techniques de calcul développées pour les échangeurs de chaleur à l'aide de cette expression unifiée du transfert de chaleur et de masse.

### 5.1.2. échange global de chaleur et de masse dans la batterie froide à contre-courant

Deux méthodes permettent usuellement de représenter globalement le fonctionnement d'un échangeur :

- la méthode de la différence moyenne logarithmique enthalpique, appelée  $\Delta h_{lm}$ ,
- la méthode du « nombre d'unités de transfert », dite NUT- $\epsilon$ , issue des techniques de modélisation des transferts de masse en génie chimique.

Les principales hypothèses de ces deux méthodes sont les suivantes:

- on suppose l'échangeur sans perte, c'est-à-dire que toute la puissance cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid,
- les chaleurs spécifiques des fluides ne varient pas sensiblement entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (c'est-à-dire ne varient que peu avec la température),
- le coefficient de transfert global enthalpique  $U_h$  (ou  $UA_h$  si on l'associe comme usuellement à la surface d'échange) ne varie pas entre l'entrée et la sortie de l'échangeur,

- la circulation des fluides se réalise de façon parallèle,
- on suppose que l'enthalpie de l'air à saturation est une fonction linéaire de la température sur l'intervalle pris en compte.

La méthode  $\Delta h_{lm}$  est directement inspirée de la méthode fondée sur la différence de température. La démonstration de la méthode  $\Delta T_{lm}$  est notamment proposée par [SACADURA, 1993]. Cette méthode est utilisée pour les échangeurs thermiques mettant en œuvre des transferts de chaleur sans transfert de masse et sans changement d'état. Afin de décrire le fonctionnement de la batterie froide avec condensation, il est nécessaire de prendre en compte les enthalpies des corps afin de rendre compte des transferts de masse en sus des transferts de chaleur. [ELMADHY, 1977] a comparé les résultats donnés par un tel modèle avec des résultats expérimentaux pour deux différents types de batteries et a trouvé une erreur maximale de 4%. Cette méthode de caractérisation des batteries froides avec déshumidification est préconisée par la norme industrielle américaine [ARI, 1987].

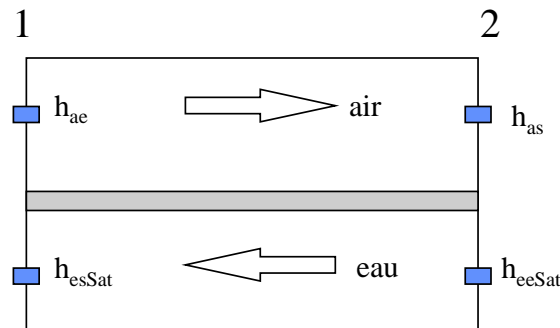
Pour un échangeur à contre-courant, la différence moyenne logarithmique s'exprime de la façon suivante:

$$\Delta h_{lm} = \frac{(h_{ae} - h_{esSat}) - (h_{as} - h_{eeSat})}{\ln \frac{h_{ae} - h_{esSat}}{h_{as} - h_{eeSat}}}$$

et la puissance totale échangée s'exprime alors:

$$\dot{Q} = U_h A \Delta h_{lm}$$

On notera qu'il est usuel d'associer pour caractériser la batterie le coefficient d'échange et la surface. Ainsi, on notera par la suite  $UA_h$  à la place de  $U_h A$ .



La méthode  $\Delta h_{lm}$  suppose les températures des fluides connues aux deux extrémités de l'échangeur pour permettre l'évaluation de l'enthalpie moyenne appropriée. Cette méthode oblige donc à une procédure itérative dans le cas où l'on connaît le coefficient d'échange et où l'on cherche à déterminer les conditions de sortie. Afin d'éviter ces calculs fastidieux, la méthode NUT- $\epsilon$ , attribuée à NUSSELT, a été développée pour n'utiliser que les températures d'entrée des fluides. Les hypothèses des deux méthodes sont strictement semblables. Cela implique que les niveaux de précision des deux méthodes sont semblables. Ainsi, il sera possible de choisir indifféremment l'une ou l'autre des méthodes. La méthode NUT- $\epsilon$  introduit la notion d'efficacité de l'échangeur. Cette efficacité se définit comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théorique avec les mêmes conditions d'entrée. Ainsi dans le cas de la batterie froide, l'efficacité se définit à partir de l'air comme :

$$\epsilon = \frac{C_a (h_{ae} - h_{as})}{C_{min} (h_{ae} - h_{eeSat})}$$

Si on se place dans le cas où le débit capacitif de l'air est le débit minimum, on obtient alors la définition de l'efficacité suivante :

$$\varepsilon = \frac{h_{ae} - h_{as}}{h_{ae} - h_{eeSat}}$$

Notons qu'une efficacité de 1 est réalisable en théorie pour un échangeur à contre-courant infiniment long et sans perte.

En considérant le cas où le fluide à débit capacitif minimal est l'air, on obtient en posant les expressions de NUT et C la relation définissant l'efficacité pour un échangeur contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C).NUT]}{1 - C.\exp[-(1 - C).NUT]}$$

$$\text{avec } NUT = \frac{UA_h}{C_{\min}}, C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, C_a = \dot{m}_a \text{ et } C_e = \dot{m}_e \frac{c_{pe}}{c_{psat}}$$

### 5.1.2.1. comparaison des deux méthodes

#### 5.1.2.1.1. niveau de précision

Les deux méthodes sont fondées sur le même jeu d'hypothèses. Ainsi, elles sont du même niveau de précision et sont de ce point de vue équivalentes.

#### 5.1.2.1.2. entrées-sorties

|         | $\Delta h_{lm}$   | NUT- $\varepsilon$  |
|---------|---|---|
| entrées | conditions des fluides à l'entrée<br>conditions des fluides à la sortie<br>débits des fluides | conditions des fluides à l'entrée<br>coefficient d'échange global |
| sorties | coefficient d'échange global  | condition des fluides à la sortie                                 |

La méthode  $\Delta h_{lm}$  est donc adaptée pour déterminer les caractéristiques de la batterie. De la même façon, la méthode NUT- $\varepsilon$  est appropriée pour déterminer les performances de l'échangeur dans les conditions réelles de fonctionnement.

## 5.2. paramétrage : module PREPROC

Les performances de l'échangeur de chaleur sont dictées par les coefficients d'échange de chaleur. Le module de paramétrage identifie donc les différents coefficients entrant en jeu afin de caractériser la batterie froide. Le paramétrage est réalisé en considérant un fonctionnement en régime humide. Le fluide primaire est donc représenté par une enthalpie fictive correspondant à celle qu'aurait l'air saturé à la température de l'eau.

### 5.2.1. détermination du coefficient global enthalpique : différence moyenne logarithmique enthalpique

La puissance totale échangée est alors exprimée par :

$$\dot{Q} = UA_h \Delta h_{lm}$$

En considérant la valeur de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant :

$$\Delta h_{lm} = \frac{(h_{ae} - h_{esSat}) - (h_{as} - h_{eeSat})}{\ln \frac{h_{ae} - h_{esSat}}{h_{as} - h_{eeSat}}}$$

La puissance totale se retrouve à partir des états du fluide primaire et du fluide secondaire en considérant :

$$\dot{Q} = C_{\text{air}} (h_{\text{as}} - h_{\text{ae}}) = C_{\text{eau}} (h_{\text{esSat}} - h_{\text{eeSat}})$$

$$C_{\text{air}} = \dot{m}_a$$

$$C_{\text{eau}} = \dot{m}_e \frac{c_{\text{pe}}}{c_{\text{psat}}}$$

La capacité calorifique à saturation se détermine en faisant l'hypothèse que l'enthalpie de l'air à saturation est une fonction linéaire de la température sur l'intervalle représenté par la température d'entrée d'eau et la température de rosée à l'entrée de la batterie  $T_r$ . La capacité est alors déterminée par :

$$\Delta h_{\text{sat}} = c_{\text{psat}} \Delta t_{\text{sat}}$$

$$h_{\text{sat}}(T_r) - h_{\text{eeSat}} = c_{\text{psat}} \cdot (T_r - T_{\text{ee}})$$

Le coefficient global enthalpique s'écrit alors:

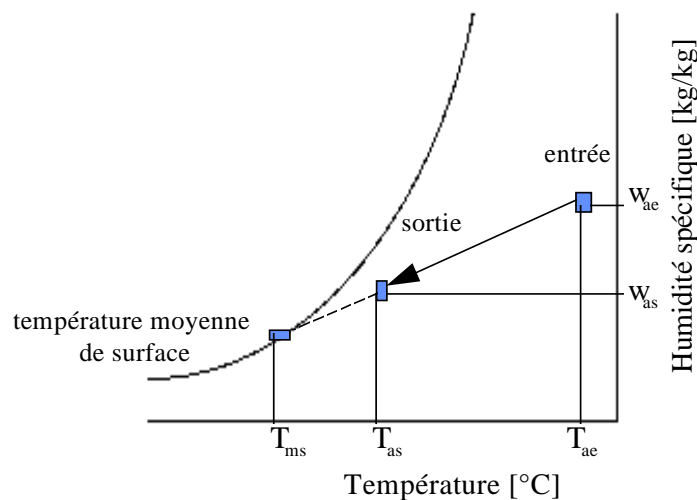
$$\frac{1}{UA_h} = \frac{c_{\text{psat}}}{UA_{\text{int}}} + \frac{c_{\text{pa}}}{UA_{\text{ext}}}$$

### 5.2.2. détermination du coefficient d'échange côté air : batterie fictive de capacité infinie

Afin de déterminer le coefficient d'échange côté air, on considère la batterie froide fictive ayant un débit infini côté eau et permettant de donner les mêmes conditions de fonctionnement côté air. Le coefficient d'échange extérieur pour la batterie froide ne dépend que des conditions de fonctionnement côté air et de la géométrie de la batterie.

Du fait de la résistance interne rendue nulle par le débit d'eau infini, la batterie ainsi considérée présente une température homogène et constante entre l'eau et le film de condensation. La température considérée est appelée température moyenne de surface.

La température moyenne de surface est déterminée dans ces conditions en réalisant l'intersection de la courbe de saturation avec la droite formée par les conditions d'entrée et de sortie de l'air (cf fig détermination de la température moyenne de surface).



détermination de la température moyenne de surface

Afin d'éviter toute itération, la courbe de saturation est approximée par une quadratique sur l'intervalle de température [4 °C ; 15 °C] correspondant à l'intervalle de variation de la température moyenne de surface. L'expression de la courbe dans cet intervalle est alors :

$$P_{\text{sat}} = 2,4101 T^2 + 35,537 T + 638,3347$$

L'erreur introduite par cette expression dans l'intervalle considéré par rapport à la pression de saturation calculée à l'aide de l'expression de l' [AICVF, 1998] présentée ci-dessous est inférieure à 0,2%.

$$\log P_{\text{sat}} = \frac{7,625T}{241,0 + T} + 2,7877 \text{ avec } T \text{ en } ^\circ\text{C}$$

L'efficacité de la batterie fictive de capacité infinie se définit alors comme le rapport entre la puissance totale échangée et la puissance maximale échangeable dans un cas idéal :

$$\varepsilon_{\text{inf}} = \frac{C_{\text{air}}(h_{\text{as}} - h_{\text{ae}})}{C_{\text{min}}(h_{\text{ms}} - h_{\text{ae}})}$$

$h_{\text{ms}}$  correspondant à l'enthalpie de l'air saturé à la température moyenne de surface.

En appliquant cette définition à une batterie de capacité infinie, l'enthalpie fictive correspondant à la température de l'eau à l'entrée est égale à l'enthalpie de saturation calculée à la température moyenne de surface. Il est alors possible de relier efficacité et coefficient d'échange global enthalpique par la relation NUT- $\varepsilon$  pour une batterie de capacité infinie côté eau :

$$\varepsilon_{\text{inf}} = 1 - e^{-\text{NUT}}$$

$$\text{avec } \text{NUT} = \frac{UA_h}{C_{\text{min}}}$$

$$\text{et } \frac{1}{UA_h} = \frac{c_{\text{psat}}}{UA_{\text{int}}} + \frac{c_{\text{pa}}}{UA_{\text{ext}}}$$

L'unité du coefficient d'échange global enthalpique est donc le kg/s.

De ces trois expressions, en considérant une résistance intérieure négligeable du fait du débit capacitif infini côté eau, la valeur de  $UA_{\text{ext}}$  est extraite de celle de  $UA_h$  :

$$UA_h = -C_{\text{min}} \ln(1 - \varepsilon_{\text{inf}})$$

$$UA_{\text{ext}} = -\dot{m}_a c_{\text{pa}} \ln(1 - \varepsilon_{\text{inf}})$$

Il est important de comprendre que le coefficient d'échange côté air ainsi calculé pour la batterie fictive est identifiable à celui de la batterie réelle car la batterie fictive a été choisie telle que les conditions de fonctionnement côté air ne soient pas modifiées, le coefficient d'échange dépendant uniquement de ses conditions. De plus, les conditions fictives de fonctionnement côté eau ne résultent pas d'un choix arbitraire mais d'un cas limite physique.

On détermine alors pour la batterie réelle le coefficient d'échange côté eau à partir de la connaissance du coefficient enthalpique global.

$$\frac{1}{UA_h} = \frac{c_{\text{psat}}}{UA_{\text{int}}} + \frac{c_{\text{pa}}}{UA_{\text{ext}}}$$

Les tests de cohérence pris en compte par PREPROC sont les cas où le point de sortie de la batterie proposé serait dans le brouillard, au-delà de la courbe de saturation, et le cas où il n'y aurait pas d'intersection possible entre la droite d'entrées sorties sur l'air et la courbe de saturation.

### 5.3. modélisation de la batterie : module CCSIMOL

#### 5.3.1. détermination du coefficient d'échange intérieur en régime non nominal

Afin de rendre compte correctement des systèmes proposant une régulation par débit de la batterie froide, il est nécessaire de déterminer l'impact de la variation de débit d'eau sur le coefficient d'échange intérieur déterminé au point de fonctionnement nominal.

La conductance  $UA_{int}$  se détermine par la formule suivante :

$$UA_{int} = \frac{A}{R_t + R_{int}}$$

Dans le cas de la batterie froide en considérant des tubes en cuivre, la résistance par conduction  $R_t$  sera négligée devant les phénomènes convectifs. La résistance convective s'exprime en fonction du coefficient d'échange convectif :

$$R_{int} = \frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}}$$

Ainsi le coefficient d'échange interne s'exprime en fonction du coefficient d'échange convectif :

$$UA_{int} = A_{int} h_{int}$$

Il ne faut pas se laisser abuser par l'écriture choisie. Le terme  $UA_{int}$  est la contraction de  $(U_{int} A)$  avec  $A$  la surface extérieure, à laquelle on ramène tous les échanges, et non pas la surface d'échange intérieure. Les surfaces d'échange intérieure et extérieure étant des caractéristiques constantes pour chaque batterie, le coefficient d'échange varie suivant le coefficient d'échange convectif. Cette affirmation revient à considérer qu'il n'y a pas de phénomène de détérioration de la surface d'échange extérieure, comme par exemple par saturation de l'espace inter-ailettes par le film de condensation.

La corrélation de Dittus-Boelter [ASHRAE, 1994] permet de déterminer le coefficient d'échange convectif  $h_i$  pour un échange monophasique à partir du calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{d_i \cdot h_{int}}{\lambda_e}$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$\text{avec } Re = \frac{G d_i}{\mu_e} \quad Pr = \frac{\mu_e c_p}{\lambda_e} \quad \text{et considérant } G = \text{flux massique} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right]$$

Cette corrélation est valable pour des écoulements caractérisés par un REYNOLDS compris entre  $10^3$  et  $1,2 \cdot 10^5$ . Le domaine de variation des régimes d'eau dans le conditionnement d'air est partie intégrante du domaine de validité de la corrélation.

Le coefficient d'échange interne s'exprime donc de la façon suivante :

$$UA_{int} = 0,023 A_{int} \frac{\lambda_e}{d_i} \left( \frac{\dot{m}_e}{\pi d_i \mu_e} \right)^{0,8} \left( \frac{\mu_e c_{p_e}}{\lambda_e} \right)^{0,4}$$

Sur l'intervalle réduit de température de fonctionnement pour le régime d'eau (typiquement  $[5-12 \text{ °C}]$ ), les propriétés de l'eau ( $\mu_e$  viscosité,  $\lambda_e$  conductivité et  $\rho_e$  masse volumique) peuvent être considérées comme constantes. Ainsi pour une même batterie, dont le diamètre intérieur des tubes  $d_i$  est constant et la surface d'échange intérieure  $A_{int}$  est constante, la variation du coefficient d'échange intérieur s'exprime en fonction du débit massique d'eau :

$$UA_{int} = a \dot{m}_e^{0,8} \quad \text{avec } a \text{ fonction des propriétés de l'eau et de la géométrie de la batterie.}$$



La détermination de la variable a, caractéristique de la batterie, est réalisée à l'aide du point de fonctionnement nominal calculé par PREPROC :

$$a = \frac{UA_{\text{intRat}}}{\dot{m}_{\text{eRat}}^{0,8}}$$

La formule de détermination du coefficient d'échange intérieur pour les caractéristiques de fonctionnement du point donné à partir des caractéristiques nominales est donc :

$$UA_{\text{int}} = \frac{UA_{\text{intRat}}}{\dot{m}_{\text{eRat}}^{0,8}} \dot{m}_e^{0,8}$$

### 5.3.2. détermination du coefficient d'échange extérieur en régime non nominal :

Le coefficient d'échange côté air s'exprime en fonction de la résistance convective, ainsi que de la résistance due à la présence des ailettes :

$$UA_{\text{ext}} = \frac{A}{R_{\text{ext}} + R_{\text{ail}}}$$

La résistance thermique convective du côté de l'air se détermine comme suit :

$$R_{\text{ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}}}$$

Le calcul de la résistance thermique à la surface des ailettes utilise la relation suivante :

$$R_{\text{ail}} = \frac{(1 - \eta_{\text{ext}})}{\eta_{\text{ext}}} \cdot \frac{1}{h_{\text{ext}}}$$

avec l'efficacité de la surface exprimée en fonction de l'efficacité d'ailettes :

$$\eta_{\text{ext}} = 1 - \frac{A_s}{A} \cdot (1 - \eta_{\text{ail}})$$

Un facteur correctif fondé sur la vitesse de l'air est introduit pour prendre en compte la variation introduite par l'apparition d'un film d'eau dû à la condensation [THRELKELD, 1970].

$$h_{\text{ext,hum}} = C_f h_{\text{ext,sec}}$$

avec  $C_f$  calculé par une corrélation expérimentale valable pour  $600 < Re < 2000$  déterminée par MYERS en 1967 :

$$C_f = 0,626 v_f^{0,101}$$

avec  $v_f$  en ft/min la vitesse de l'air dans la section minimale de passage  $v_f = \frac{G_a}{\rho}$  (en m/s)

nb : 1ft/min=5,08.10<sup>-3</sup>m/s

La corrélation simplifiée est construite sur la corrélation de COLBURN détaillée [HVAC2 Toolkit, 1993]. La technique de simplification utilisée consiste à considérer le parc de batterie froide existant au travers d'un échantillon représentatif de 50 batteries existantes de configurations géométriques toutes différentes regroupant 6 principaux fabricants. De ce fait, la réalité des composants représentés est introduite dans la modélisation physique des phénomènes. Une étude des distributions des valeurs considérées permet de déterminer les valeurs par défaut utilisables [MORISOT, 1999]. Les deux hypothèses permettant la simplification de la corrélation côté air sont:

- l'hypothèse d'une efficacité d'ailettes constante,
- l'hypothèse d'une valeur par défaut de  $c_2$ , paramètre intervenant dans la corrélation de Colburn.

La corrélation côté air s'exprime alors comme suivant, considérant l'utilisation du débit volumique d'air à l'entrée qui permet de rendre compte de la vitesse frontale de l'air en s'affranchissant des conditions de température et humidité et de la connaissance de la surface frontale:

$$UA_{\text{ext}} = \frac{UA_{\text{extRat}}}{\dot{V}_{\text{aRat}}^{0,77}} \dot{V}_a^{0,77}$$

L'analyse de propagation d'erreur menée au sein du modèle en utilisant la méthode de Monté-Carlo montre que par construction même du modèle l'incertitude sur la détermination des coefficients d'échange est "écrasée" lorsqu'elle se transmet aux variables de sortie du modèle (puissance, température et humidité). De même, les hypothèses d'efficacité constante d'ailettes et de valeurs par défaut du coefficient  $c_2$  de la corrélation de COLBURN entraîne, en considérant l'ensemble du parc existant de batterie froide, une erreur relative de l'ordre du dixième de pour-cent sur les variables de sortie du modèle. Ces hypothèses qui permettent de s'affranchir de la connaissance de la géométrie de la batterie, et de déterminer la caractéristique du coefficient d'échange côté air à partir d'un seul point de fonctionnement, sont donc tout à fait justifiées pour le type d'application envisagé.

### 5.3.3. modélisation de l'échangeur de chaleur enthalpique

Le modèle utilisé de représentation des échanges de chaleur et de masse calcule les conditions de sortie pour un simple échangeur de chaleur en utilisant la méthode d'analyse NUT- $\varepsilon$ . Le module de calcul **HEATEX** permet cette représentation.

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le ratio entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum possible pour les conditions d'entrée et de débit des fluides 1 et 2.

$$\dot{Q} = C_1 \cdot (X_{1e} - X_{1s}) = C_2 \cdot (X_{2s} - X_{2e})$$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = C_{\text{min}} \cdot (X_{\text{max}} - X_{\text{min}})$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\text{max}}$$

X est une variable d'état reliée directement au transfert de chaleur ou au transfert de chaleur et de masse. X représente la température pour un échange de chaleur sans variation de masse. Dans le cas d'un échange avec variation de masse, X représente l'enthalpie. La valeur des débits thermiques capacitifs  $C_{\text{air}}$  et  $C_{\text{eau}}$  dépendent aussi du type d'échange.

- échange de chaleur :  $C_{\text{air}} = \dot{m}_a c_{pa}$  [W/K]

$$C_{\text{eau}} = \dot{m}_e c_{pe}$$

- échange de chaleur et de masse :  $C_{\text{air}} = \dot{m}_a$  [kg/s]

$$C_{\text{eau}} = \dot{m}_e \frac{c_{pe}}{c_{psat}}$$

L'efficacité peut de plus s'exprimer en fonction de caractéristiques physiques de l'échangeur, des chaleurs spécifiques des fluides pris en compte ainsi que de la configuration de l'échangeur.

Pour une configuration donnée, l'efficacité peut s'exprimer en fonction de deux variables sans dimension définies comme ci-après :

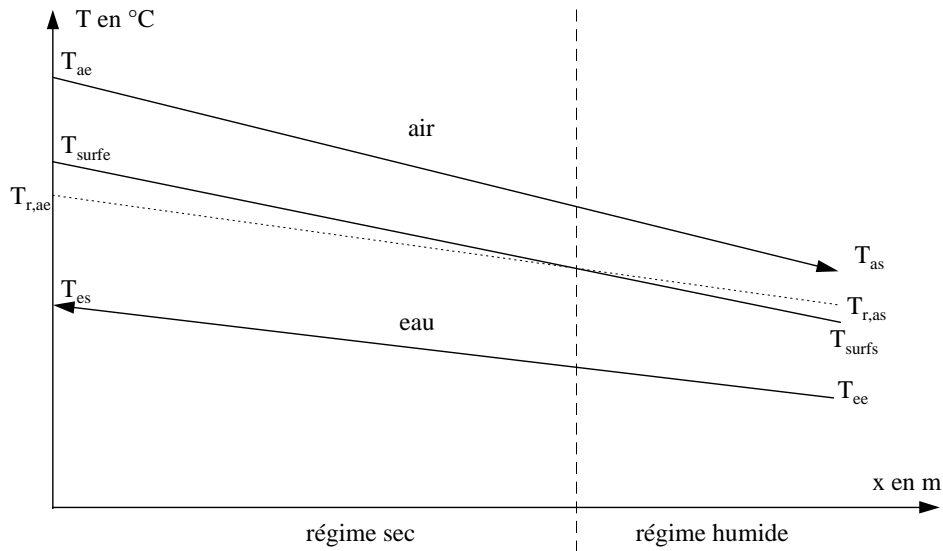
$$NUT = \frac{UA}{C_{\text{min}}} \quad C = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}}$$

Le modèle ne considérera que les échangeurs de configuration à contre courant dont l'efficacité est :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1-C)}}{1 - C \cdot e^{-NUT \cdot (1-C)}}$$

### 5.3.4. modélisation du régime de fonctionnement de la batterie froide

Trois régimes de fonctionnement sont possibles pour la batterie froide. En régime sec, seul un échange de chaleur a lieu et la quantité de vapeur contenue dans l'air ne varie pas. En régime humide, un échange de chaleur et un échange de masse correspondant à la condensation de la vapeur sur la paroi de l'échangeur côté air se produisent. En régime partiellement humide, l'échange débute en régime sec à l'entrée de la batterie puis s'établit en régime humide à l'intérieur de la batterie. Le type de régime est donc directement relié au phénomène de condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Ainsi la condition physique de condensation est que la température de surface de la batterie côté air soit inférieure à la température de rosée de l'air. La méthode de modélisation consiste en un premier test sur la température d'entrée d'eau qui est la température la plus basse idéalement accessible par l'air.

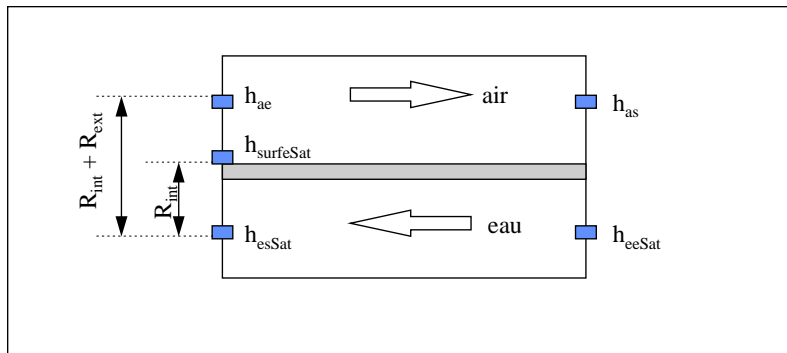


#### détermination du régime de fonctionnement de la batterie froide

Si la température de rosée de l'air à l'entrée  $T_{r,ae}$  est inférieure à la température d'entrée d'eau, alors le régime ne peut pas être humide : la batterie fonctionne obligatoirement et de façon certaine en régime sec. Dans le cas contraire, c'est-à-dire une température de rosée à l'entrée supérieure à la température d'entrée d'eau, on considère dans un premier temps le régime comme humide a priori. On détermine alors les conditions de sortie dans ce régime. En séparant les différentes résistances côtés eau et côté air et en associant la conduction dans le métal avec la résistance côté eau, on détermine l'enthalpie de l'air saturé à la surface d'échange  $h_{surfeSat}$  :

$$\frac{h_{surfeSat} - h_{esSat}}{c_{psat} \cdot R_{int}} = \dot{Q} = \frac{h_{ae} - h_{esSat}}{c_{psat} \cdot R_{int} + c_{pair} \cdot R_{ext}}$$

La température correspondant à l'enthalpie à saturation est déterminée à partir du module de calcul **T\_ENTSAT** ne réalisant aucune itération.



Si la température de surface à l'entrée de la batterie est inférieure à la température de rosée de l'air à l'entrée, alors la batterie fonctionne bien en régime complètement humide et les performances de la batterie sont calculées en considérant la batterie humide. Dans le cas contraire, la batterie fonctionne en régime partiellement humide ou sec. Pour lever l'indétermination, le même test est réalisé à la sortie de la batterie : si la température de surface à la sortie est supérieure à la température de rosée à la sortie, alors la batterie fonctionne en régime sec. Les performances sont calculées pour un tel type de régime. Si, par contre, il n'y a pas de phénomène de condensation à l'entrée, mais qu'il y a condensation à la sortie, alors la batterie fonctionne en régime partiellement humide. BRAUN a montré qu'il est possible dans ce cas de déterminer les performances pour un régime sec et humide et de choisir alors la configuration qui donne la puissance la plus élevée en valeur absolue pour modéliser le régime partiellement humide. L'erreur commise sur la puissance enthalpique est alors toujours inférieure à 5% [BRAUN, 1988]. Pour des fonctionnements avec peu de déshumidification, l'erreur sur la puissance latente peut alors être importante en valeur relative. Cependant, en valeur absolue cette erreur reste faible.

De plus, du fait du couplage avec un modèle de bâtiment, en régime partiellement humide et avec une faible déshumidification, le modèle bâtiment va osciller autour de la valeur réelle de l'humidité de sortie. Ainsi toute dérive permanente des conditions d'ambiance simulées par rapport aux conditions réelles est évitée.

### **5.3.5. détermination des conditions de sortie de l'air**

L'enthalpie de l'air et la température d'eau sont donc déterminées en utilisant la méthode NUT- $\epsilon$  appliquée aux transferts couplés de chaleur et de masse. La température de sortie de l'air, ainsi que l'humidité de l'air sont déterminés en considérant l'échange entre l'air et le film de condensation, la température du film étant constante.

## **5.4. Validation du modèle**

Trois types de validation ont été effectués:

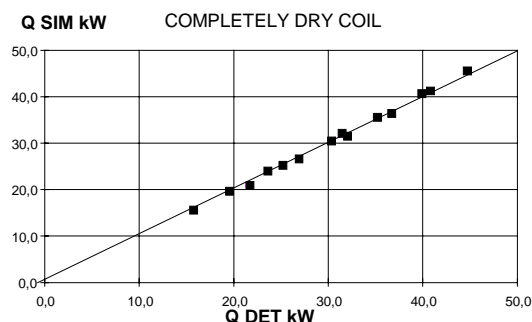
- validation expérimentale indirecte sur le modèle détaillé de l'ASHRAE [MORISOT, 1998]
- validation sur des données constructeurs [MORISOT, 1998]
- validation expérimentale sur une installation réelle [MORISOT, 1999]

### **5.4.1. validation sur modèle détaillé**

Le modèle détaillé CCDET de l'ASHRAE [HVAC2 Toolkit, 1993] détermine les coefficients d'échange intérieur et extérieur à partir des données géométriques de la batterie ainsi que des caractéristiques des écoulements. Une méthode itérative est utilisée afin de déterminer la proportion de surface humide dans le cas d'un fonctionnement en régime partiellement humide. La comparaison est réalisée en régime sec, partiellement humide et humide.

#### ***5.4.1.1. régime sec***

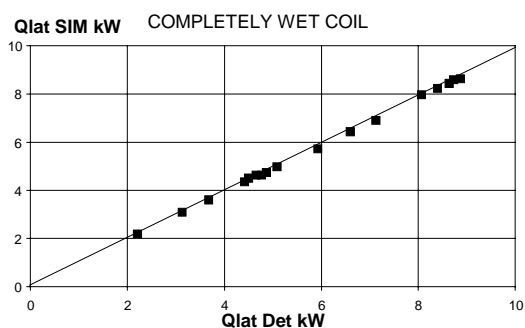
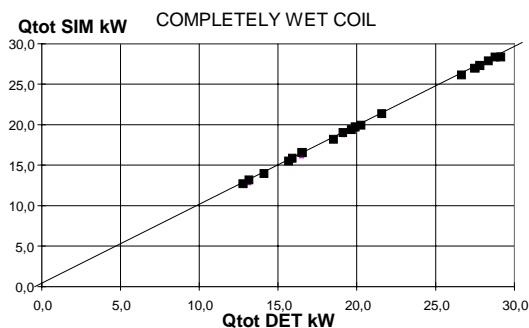
Les résultats de la comparaison sont présentés sur la figure ci-après pour la puissance enthalpique. La différence moyenne relative constatée est de 1,4% sur la puissance totale. La différence maximale observée est de 2,6% dans le cas le plus défavorable.



**Différence entre modèle simplifié et modèle détaillé en régime sec**

#### 5.4.1.2. régime humide

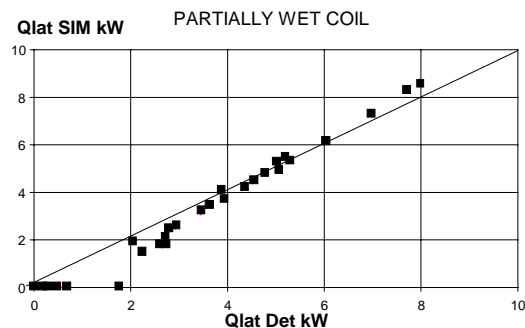
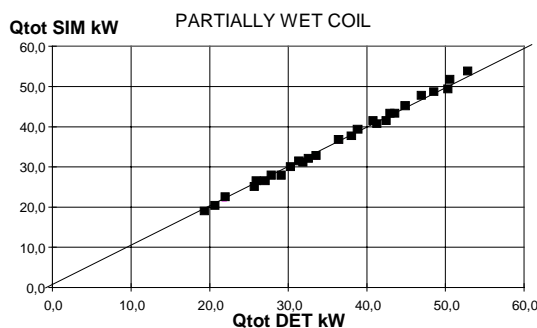
Les résultats de la comparaison entre le modèle simplifié et le modèle détaillé sont présentés sur les graphes ci-après. La différence moyenne relative observée sur la puissance totale est de 2%, pour 2,8% pour la puissance latente. Les différences maximales dans les cas les plus défavorables sont respectivement 2,5 et 4%.



**Différence entre modèle simplifié et modèle détaillé en régime humide**

#### 5.4.1.3. régime partiellement humide

Les résultats de la comparaison en régime partiellement humide sont présentés par la figure suivante. La différence moyenne relative observée sur la puissance totale est de 1,5%, pour une différence maximale dans les conditions les plus défavorables de 4,7%.



**Différence entre modèle simplifié et modèle détaillé en régime partiellement humide sur la puissance totale et la puissance de déshumidification**

En ce qui concerne la puissance due à la condensation, il est possible de distinguer deux cas différents, inhérents à la méthode utilisée pour prendre en compte le phénomène.

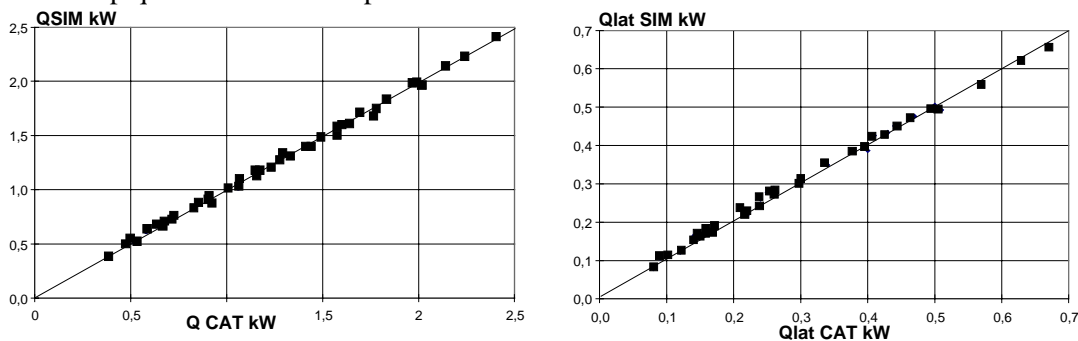
Pour une puissance latente inférieure à 2kW (correspondant à 20% de la puissance de déshumidification nominale), le modèle simplifié considère la batterie comme complètement sèche. Le modèle considère donc l'échange latent réel comme un échange sensible. Dans ces cas, l'échange sensible est donc surévalué en moyenne de 1,7% et de 4,3% au maximum.

Pour une puissance latente supérieure à 2kW, CCSIMOL considère la batterie comme complètement humide. Entre 2kW et 5kW, l'échange latent est sous-estimé (en moyenne de 14% et au maximum de 35%). Pour des valeurs supérieures à 5kW, la puissance latente est surestimée en moyenne de 5% et au maximum de 9%.

De la sorte, la différence sur la puissance fournie par le groupe de production d'eau glacée est de 1,5% en moyenne dans tous les cas. D'autre part, dans le cas d'un régime partiellement humide, la répartition entre sensible et latent pourra être entachée d'une erreur allant jusqu'à 10% dans les cas les plus défavorables. En réalité, comme déjà présenté auparavant, dans le cas partiellement humide, le couplage avec un modèle de bâtiment donnera une légère oscillation (de l'ordre du degré) autour du point réel. Par exemple, pendant le premier pas de temps, le modèle ne calcule pas de déshumidification (alors qu'il y en a une faible valeur dans la réalité) à cause de la prise en compte du régime partiellement humide pour des faibles débits de condensation, l'humidité dans le local va donc croître. Au pas suivant, la batterie va déshumidifier d'avantage du fait de l'humidité additionnelle. Sur un pas de temps, l'erreur est de l'ordre du degré sur les conditions ambiantes et de 1,5% en moyenne sur les consommations. En moyenne, les consommations et les conditions ambiantes seront bien représentés par le modèle.

#### 5.4.2. validation sur données constructeurs

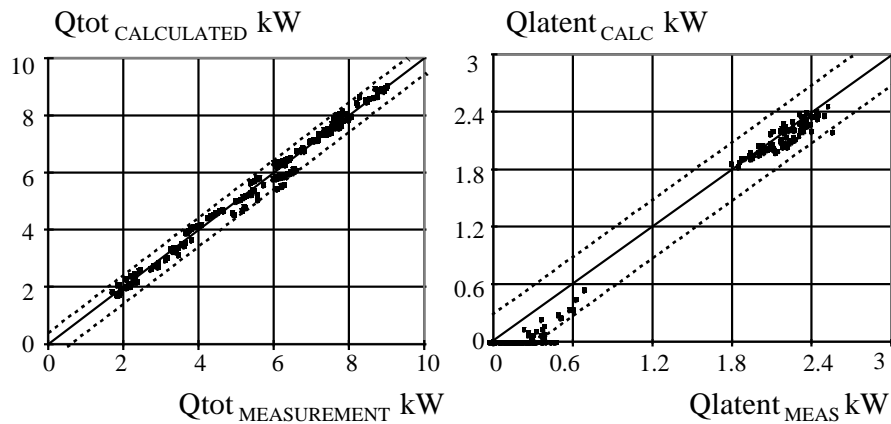
Le catalogue présente des performances complètes d'unité de traitement d'air [CIAT, 1993]. Les résultats de la comparaison sont présentés ci-après. La différence moyenne relative observée est de 2,35% sur la puissance enthalpique et de 5% sur la puissance latente.



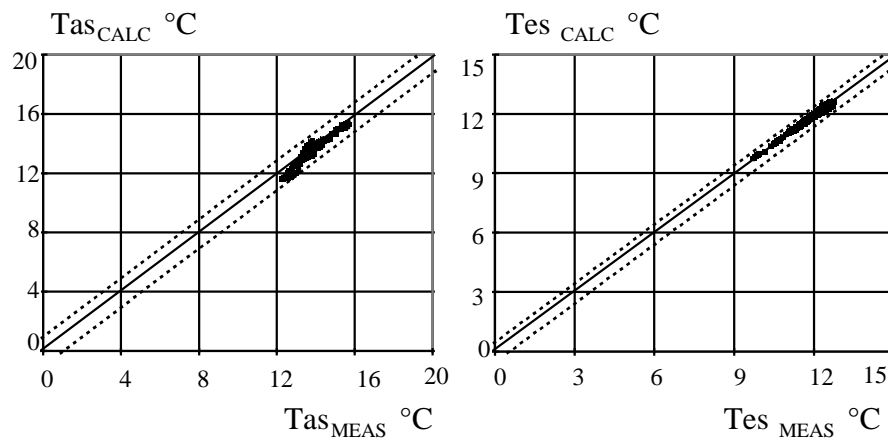
Différence entre modèle simplifié et données constructeur

#### 5.4.3. validation expérimentale sur une centrale de traitement d'air

Le modèle a été validé sur une centrale de traitement d'air fonctionnement à débit variable dont la batterie froide est régulée par variation du débit d'eau. Les erreurs sur les différentes variables de sortie sont présentées sur les figures suivantes. L'erreur moyenne relative sur la puissance totale est de l'ordre de 3%. Pour la puissance latente, en ce qui concerne les puissances supérieures à 600W, l'erreur moyenne relative est de 5%. Pour des puissances de déshumidification inférieure à 600W, la batterie fonctionne en régime partiellement humide et la séparation sensible / latent est approximée. Les courbes sur la température de sortie d'air montrent que cette approximation engendre une erreur sur la température toujours inférieure à 1°C, l'erreur moyenne relative étant de 2%.



**Validation du modèle simplifié: puissance totale et latente**



**validation du modèle simplifié: température de sortie d'air et d'eau**

Le calcul d'incertitude mené sur l'installation montre que les variables de sortie sont connues pour la puissance totale à  $\pm 4\%$  et pour la puissance latente à  $\pm 10\%$ .

#### 5.4.4. Conclusion sur la validation

Le modèle a donc été testé de façon complète du point de vue de sa cohérence et de la vraisemblance des résultats proposés par la comparaison avec le modèle détaillé de l'ASHRAE. De plus, les erreurs mises en évidence par la validation sur des données expérimentales sont tout à fait acceptables et compatibles avec la précision attendue par l'utilisation d'un modèle de batterie froide dans une méthode de calcul prévisionnel des consommations des bâtiments, c'est-à-dire une erreur de l'ordre de 3% sur la puissance fournie et donc requise sur le système de production d'eau glacée (aux pertes de distribution près) et une erreur de l'ordre de 2% sur les températures et humidités de sorties.

## 6. REFERENCES

- [AICVF, 1998] CASARI AICVF guide n°10
- [ASHRAE, 1994] ASHRAE Handbook of Fundamentals, SI Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1994
- [HVAC2 TOOLKIT, 1993] *a Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculations*, 1993 publié par l'ASHRAE inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329
- [THRELKELD, 1970] Threlkeld, J. L. *Thermal Environmental Engineering*, 2<sup>nd</sup> Edition 1970, Englewood Cliffs : Prentice-Hall, Inc, pp 254-270

- [ARI, 1987] ARI Standard 410-87, *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. Arlington, VA : Air-conditioning and Refrigeration Insitute.
- [ELMAHDY, 1977] Elmahdy A.H., Mitalas G.P., A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coil for Use in Calculating Energy Requirements for Buildings, ASHRAE Transactions, 1977 vol-83 Part 2, pp 103-117.
- [BRAUN, 1988] Braun J. E., *Methodologies for the Design and Control of Central Cooling Plants* , PhD Thesis, The University of Wisconsin- Madison- 5 may 1988. 225 pages
- [BRAUN, 1989] Braun J. E., Klein S.A., Mitchell J.W., *Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils*, 1989 ASHRAE Transaction Vol 92 part 2, pp 164-174
- [CIAT, 1993] Note technique N93.04, Unité de Traitement d'Air, avril 1993
- [MIRTH, 1994] D.R. Mirth, S. Ramadhyani, *Comparison of methods of modeling the Air-side Heat and Mass Transfert in Chilled-water Cooling Coils*, ASHRAE Transaction Research, pp285-299, 1994
- [MORISOT, 1998] Morisot O, Marchio D, *CCSIMOL: A few inputs model of variable flows cooling coil* System Simulation in Building, Liège, 14-16 décembre 1998
- [MORISOT, 1999] Morisot O, Marchio D, *Chilled-Water Cooling Coils: Modeling for Use in Building Energy Consumption Estimation Method and in Fault Detection and Diagnosis Tools*. En cours de soumission à HVAC&Research
- [SACADURA, 1993] J.F. SACADURA coordonnateur, *Initiation aux transferts thermiques*, 4<sup>ème</sup> tirage 1993, Edition Technique et Documentation

## 7. ALGORITHMES

### 7.1. PREPROC :

détermination des caractéristiques de la batterie au point de fonctionnement nominal

- calcul de la débit volumique à l'entrée de l'air en fonction du débit d'air sec
- calcul des propriétés de l'air et du liquide au point nominal
- calcul de l'état de l'air à la sortie de la batterie au point nominal
- calcul du coefficient d'échange  $UA_h$  fondé sur l'enthalpie au point nominal pour la batterie en régime humide
  - estimation de  $c_{psat}$  en considérant le point de rosée de l'air à l'entrée et la température d'entrée d'eau
  - évaluation de la différence moyenne logarithmique enthalpique
  - détermination du coefficient d'échange global enthalpique à partir de la puissance totale échangée
- détermination du coefficient côté air  $UA_{ext}$  en considérant une batterie froide fictive équivalente de capacité infinie côté eau
  - calcul de  $T_{ms}$  température moyenne de surface comme l'intersection de la droite formée par les conditions d'entrée-sortie de l'air et la courbe de saturation
  - détermination de l'efficacité de la batterie fictive
  - calcul de  $UA_{ext}$  à partir de la relation NUT- $\epsilon$  pour une batterie de capacité infinie
- calcul du coefficient côté eau  $UA_{int}$  à partir du coefficient global fondé sur l'enthalpie et du coefficient côté air

### 7.2. CCSIMOL :

détermination des puissances et des conditions de sortie pour la batterie froide

- calcul du débit volumique de l'air à l'entrée
- détermination du coefficient d'échange côté air et côté eau
  - calcul de  $UA_{ext}$  en fonction du débit volumique à l'entrée
  - calcul de  $UA_{int}$  en fonction du débit massique d'air à l'entrée



**SI** température de rosée de l'air à l'entrée < température d'entrée d'eau **ALORS** la batterie est sèche de façon certaine

- calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par **HEATEX** pour une batterie sèche

**SINON** on considère a priori la batterie complètement humide

- calcul du coefficient d'échange enthalpique et des débits capacitifs pour la batterie humide
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie mouillée par **HEATEX**
- calcul de la température et de l'humidité de l'air à la sortie en considérant que la température du condensat est constante
- détermination de la température de surface de la batterie à l'entrée en dissociant les coefficients d'échange intérieur et extérieur

**SI** température de rosée de l'air à l'entrée < température de surface côté air à l'entrée **ALORS** le régime est sec à l'entrée et la batterie n'est que partiellement mouillée

- calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par **HEATEX** pour une batterie sèche
- choix entre les résultats donnés par la batterie sèche ou humide selon le meilleur coefficient d'échange de chaleur

**FIN SI**

**FIN SI**

## 8. APPLICATION

Cet algorithme est employé pour la détermination des consommations et des conditions de sortie d'une batterie froide lorsque les données géométriques de la batterie ne sont pas disponibles. Ce modèle a été réalisé pour être introduit dans une méthode de détermination des consommations d'énergie d'installations de conditionnement d'air pour des bâtiments tertiaires avec un pas de temps d'une heure sur une durée d'une année, la modélisation des systèmes étant couplée avec le modèle de bâtiment. Ce modèle est donc spécifiquement conçu sans itération et en utilisant uniquement des calculs directs pour éviter un logiciel trop coûteux en temps de calcul. De plus, le modèle est scindé en deux parties. Un pré-processeur utilisé en aval pour déterminer les caractéristiques de la batterie, et un modèle de calcul des conditions de sortie utilisé à chaque pas de temps.

## 9. EXEMPLE DE FONCTIONNEMENT DU MODELE

### 9.1. PREPROC

% INPUT PREPROC

Me = 4.2;

Ma = 6.4;

Tee = 5.56;

Tae = 26.67;

Wae = 0.0112;

Qtot = 88000;

Qsen = 66000;

```
[UAext,UAint,Va,Me] = PREPROC (Me,Tee,Ma,Tae,Wae,Qtot,Qsen)
```

```
% OUTPUT PREPROC
UAext = 8.7240e+003
UAint = 1.8005e+004
Va = 5.53
Me = 4.20
```

## **9.2. CCSIMOL**

```
% INPUT CCSIMOL
Me = 2.3;
Tee = 7;
Ma = 3.2;
Tae = 28;
Wae = 0.015;
UAextRat = 8724;
VaRat = 5.5308;
UAintRat = 1.8005e+004;
MeRat = 4.2;
```

```
[Tes,Tas,Was,Qtot,Qlat] = CCSIMOL (Me,Tee,Ma,Tae,Wae,UAextRat,VaRat,UAintRat,MeRat)
```

```
% OUTPUT CCSIMOL
Tes = 13.6803
Tas = 18.0838
Was = 0.0118
Qtot = 5.8386e+004
Qlat = 2.5258e+004
```

## **10. CODE SOURCE**

en langage MATLAB

### **10.1. PREPROC**

```
function [UAext,UAint,Va,Me] = PREPROC (Me,Tee,Ma,Tae,Wae,Qtot,Qsen)
```

```
% *****
```

```
% REFERENCE : ARI Standard 410-87, Forced-Circulation air cooling
% and air-heating coils.
% ASHRAE. Toolkit for HVAC System Energy Calculations, 1993
% Publication Morisot-Marchio, Ecole des Mines de Paris
% HVAC&Research en cours
```

```
% PREPROC : Identification of exchange coefficients for a
% cooling coil at rating point. The coil is modelize as
% a counterflow cooling coil. The identification consider the
% cooling coil as completly wet. Global coefficient
% calculation is based on log mean enthalpy method (ARI
% Standard 410-87 metod). Air-side heat transfert coefficient
% is calculated assuming an apparatus dew point concept
% (HVAC2 Toolkit CCSIM model). PREPROC has been created
% to be used as a preprocessor to CCSIMOL.
```

```
% DEVELOPER : Olivier MORISOT PhD student Ecole des Mines de Paris,
% REVIEWER : Dominique MARCHIO, PhD, Ecole des Mines de Paris,
```

```

% VERSION      : 3.1 type matrice
% DATE        : 26 february 1999.
% ****

% INPUT VARIABLES :
% Me   Liquid mass flow rate at rating      (kg/s)
% Tee   Entering water temperature at rating (C)
% Ma   Dry air mass flow rate at rating      (kg/s)
% Tae   Entering air dry bulb temperature at rating (C)
% Wae   Entering air humidity ratio at rating (-)
% Qtot  Total heat transfer rate at rating    (W)
% Qsen  Sensible heat transfer rate at rating (W)

% OUTPUT VARIABLES :
% UAext  Air-side heat transfert coefficient at rating (W/C)
% UAint  Liquid-side heat transfert coefficient (W/C)
% Va     Dry air volumic flow rate at rating (m^3/s)
% Me     Liquid mass flow rate at rating (kg/s)

% PARAMETERS :
% c1, c2, c3 coefficients used to describe saturation curve as a quadratic
%            for t E [4;15] °C: P (Pa) = c1*t^2 + c2*t + c3 (t in °C)

% PROPERTIES :
% CpAir  Dry air specific heat (J/kg C)
% CpVap  Water vapor specific heat (J/kg C)
% CpLiq  Liquid specific heat (J/kg C)
% deltaG =Ra/Rv (-)
% Hfg    Reference heat of vaporization of water (J/kg)
% Rv, Ra perfect gaz constant for vapor and dry air (J/kgK)
%
% ****

% MAJOR RESTRICTIONS: General application is for heat exchanger
%                      with four or more rows in a counterflow
%                      configuration. Saturation curve approximation used
%                      introduce less than 0.2% error on saturation
%                      pressure (reference is AICVF formula) if the
%                      effective average coil surface temperature is
%                      include in [4;15] °C.
% ****

% INTERNAL VARIABLES :
% CpSat  effective specific heat of saturated air (J/kg°C)
% c4, c5 coefficients of line formed by inlet and outlet air conditions
% Dhlm   log mean enthalpy (J/kg)
% effectivenessInf coil effectiveness for infinite coil capacity (-)
% hae    enthalpy at inlet air condition (J/kg)
% has    enthalpy at outlet air condition (J/kg)
% heeSat fictitious enthalpy at saturation for Tee (J/kg)
% hesSat fictitious enthalpy at saturation for Tes (J/kg)
% hms    enthalpy at saturation according to Tms (J/kg)
% hr     enthalpy at saturation according to Tr (J/kg)
% PeeSat vapor pressure at saturation for Tee (Pa)
% Pae    partial pressure at inlet air condition (Pa)
% Pas    partial pressure at outlet air condition (Pa)
% Pv     vapor pressure for Wae (Pa)
% Tms    effective average surface temperature (°C)
% Tr     dew point temperature at inlet air condition (°C)
% UAh    overall enthalpy heat transfert coefficient (kg/s)
% WeeSat humidity ratio at saturation for Tee (-)
% Wms    humidity ratio at saturation for Tms (-)
% ****

% NOTE : All inputs must be column vectors of same size
% ****

```

```

%---Parameters-----
c1 = 2.4101 ;
c2 = 35.537 ;
c3 = 638.3347 ;

% -----Initialize constants-----
small = 1.e-15;

%*** Initialize constants with AICVF values

Patm = 101325; CpAir = 1006; CpVap = 1830;
%*** Assume chilled water as a mixture 20% ethylen glycol and water
CpLiq = 3800;
Hfg = 2501000;
Rv = 461.24; deltaG = 0.622;

%*** Calculate inlet air density and inlet dry air volumic flow rate

rhoa = Patm/Rv/(deltaG+Wae)/(Tae+273.15);
Va = Ma/rhoa;

%*** Calculate properties of air and liquid at rating point

hae = CpAir*Tae + Wae.*(Hfg+CpVap*Tae);
PeeSat = 10.^(7.625*Tee./(241.0 + Tee) + 2.7877);
WeeSat = deltaG*PeeSat./(Patm-PeeSat);
heeSat = CpAir*Tee + WeeSat.*(Hfg + CpVap*Tee);

%*** Calculate leaving air states at rating point

has = hae - Qtot./Ma;
Qlat = Qtot - Qsen;
hlat = hae - Qlat./Ma;
Was = (hlat - CpAir*Tae)/(Hfg + Tae*CpVap);
Tas = (has - Was*Hfg)/(CpAir + Was*CpVap);

%*** Checking leaving air states is not above the saturation curve

PasSat = 10.^(7.625*Tas./(241.0 + Tas) + 2.7877);
WasSat = deltaG*PasSat./(Patm-PasSat);

if Was>WasSat
    disp('You have a problem: leaving air states is above the saturation curve')
else

%*** Calculate leaving liquid states at rating point assuming fictitious
%*** enthalpy with corresponding fictitious specific heat

Pv = Patm*Wae./(deltaG + Wae);

%*** Saturation curve equation used is log10(Psat) = 7.625*t/(241.0+t)+2.7877
%*** This is AICVF formula (Association des Ingénieurs en Chauffage Conditionnement
%*** d'Air et Ventilation de France).

Tr = 31.61./(1./(log10(Pv)-2.7877)-0.13);
hr = CpAir*Tr + Wae.*(Hfg + CpVap*Tr);
CpSat = (hr-heeSat)/(Tr-Tee);

hesSat = heeSat + CpSat/CpLiq./Me.*Qtot;

%*** Log mean enthalpy evaluation

Dhlm = ((hae - hesSat) - (has - heeSat))./log((hae - hesSat)/(has - heeSat));

```

```
%*** Calculate global heat exchange coefficient
```

$$UA_h = Q_{tot}/\Delta t_{lm};$$

```
%*** Determine air-side coefficient UAext assuming that the surface temperature is uniform
%*** and is the effective average surface temperature ( or apparatus dew point). The heat
%*** transfert between the air and the surface can be modeled using the effectiveness-Ntu
%*** model with infinite coil capacity. As UAext just depends on air-side flow and air-side
%*** geometry, UAext can be identified using this method.
%*** Average surface temperature is calculated as the intersection of the saturation curve and
%*** the straight line formed by air conditions between inlet and outlet. For direct and
%*** non-iterative resolution saturation curve is approximate using a quadratic equation:
%***  $P \text{ (Pa)} = c_1 \cdot t^2 + c_2 \cdot t + c_3$ 
%*** The line equation is:  $P = c_4 \cdot t + c_5$ . Equation to solve is:  $c_1 \cdot t^2 + (c_2 - c_4) \cdot t + c_3 - c_5 = 0$ 
```

```
Pae = Wae*Patm./(deltaG + Wae);
Pas = Was*Patm./(deltaG + Was);
c4 = (Pae - Pas)./(Tae - Tas);
c5 = Pae - c4.*Tae;
DELTA = (c2-c4).^2 - 4*c1*(c3 - c5);

if (DELTA>small)
Tms = (- (c2-c4)+ sqrt(DELTA))./(2*c1);
Pms = c4.*Tms + c5;
Wms = deltaG*Pms./(Patm - Pms);
hms = CpAir*Tms + Wms.*(Hfg + CpVap*Tms);
effectivenessInf = (hae - has)./(hae - hms);
```

```
%*** Calculate UAext assuming infinite capacity coil with uniform surface temperature
```

$$UA_{ext} = -Ma \cdot (Cp_{Air} + Wae \cdot Cp_{Vap}) \cdot \log(1 - \text{effectivenessInf});$$

```
%*** Calculate UAint in the case of the real cooling coil
```

$$UA_{int} = Cp_{Sat} / (1/UA_h - (Cp_{Air} + Wae \cdot Cp_{Vap})/UA_{ext});$$

```
else
```

```
disp ('You have a problem: no intersection between the inlet-outlet air line and the saturation curve')
```

```
end % End If
```

```
end % End If
```

```
end % End Function
```

## **10.2. CCSIMOL**

```
function[Tes,Tas,Was,Qtot,Qlat] = CCSIMOL (Me,Tee,Ma,Tae,Wae,UAextRat,VaRat,UAintRat,MeRat)
```

```
%*****
```

```
% REFERENCE : ASHRAE. Toolkit for HVAC System Energy Calculations, 1993
% Publication Morisot, Ecole des Mines de Paris à faire!
```

```
% CCSIMOL : Model the performance of a counterflow cooling coil.
% The model accounts for condensation on the outside
% surface. Three conditions are possible: all wet,
% partially wet or all dry. Main difference with CCSIM
% model of HVAC2 Toolkit is that air-side heat exchange
% coefficient depends on air face velocity and water-side
% heat exchange coefficients depends on water velocity in
% tubes. More-over, calculations use no iteration and are
% very time efficient.
% This model has been created to be used with building model
% for yearly hvac energy consumption simulation considering
% 1 hour step.
```

```

%           PREPROC can be used as a preprocessor to calculate
%           the heat exchange coefficients and air face velocity
%           at rating.

% DEVELOPER   : Olivier MORISOT, PhD student, Ecole des Mines de Paris,
% REVIEWER    :
% VERSION     : 5.0 corrigé
% DATE       : 02-4-1998.
%
% *****
% INPUT VARIABLES :
% Ma      Dry air mass flow rate          (kg/s)
% Me      Liquid mass flow rate           (kg/s)
% MeRat   Liquid mass flow rate at rating point (kg/s)
% Tee     Entering water temperature       (°C)
% Tae     Entering air dry bulb temperature (°C)
% UAextRat air-side heat exchange coefficient at rating (W/°C)
% UAintRat air-liquid heat exchange coefficient at rating (W/°C)
% VaRat   air volumic flow rate at rating point (m³/s)
% Wae     Entering air humidity ratio      (-)

% OUTPUT VARIABLES :
% Tes     Leaving water temperature        (°C)
% Tas     Leaving air dry bulb temperature (°C)
% Was     Leaving air humidity ratio       (-)
% Qtot    Total heat transfer rate         (W)
% Qlat    latent heat transfer rate        (W)

% PROPERTIES :
% CpAir   Dry air specific heat            (J/kg °C)
% CpVap   Water vapor specific heat        (J/kg °C)
% CpLiq   Liquid specific heat             (J/kg °C)
%
% *****
% MAJOR RESTRICTIONS: General application is for heat exchanger
%                     with four or more rows in a counterflow
%                     configuration.
%                     Approximates part-wet operation as
%                     either fully wet or fully dry.
% *****
%
% INTERNAL VARIABLES :
% Cair    air-side capacity rate           (W/°C)
% Cliq    water-side capacity rate         (W/°C)
% CpSat    effective specific heat of saturated air (J/kg°C)
% c4, c5   coefficients of line formed by inlet and outlet air conditions
% effectiveness heat exchanger effectiveness (-)
% extResist air-side resistance to heat transfert (m²°C/W)
% hae     enthalpy at inlet air condition   (J/kg)
% has     enthalpy at outlet air condition  (J/kg)
% hcondsat saturated air enthalpy at condensate temperature (J/kg)
% heeSat   saturated air enthalpy for Tee   (J/kg)
% hesSat   saturated air enthalpy for Tes   (J/kg)
% hr       saturated air enthalpy for Tr    (J/kg)
% hsurfeSat saturated air enthalpy at Tsurfe (J/kg)
% intResist liquid-side resistance to heat transfert (m²°C/W)
% large    Large number in place of infinity
% NTU      number of heat transfert units   (-)
% PeeSat   vapor pressure at saturation for Tee (Pa)
% Pae     partial pressure at inlet air condition (Pa)
% Pas     partial pressure at outlet air condition (Pa)
% Pv       vapor pressure for Wae           (Pa)
% resistRatio ratio of resistances         (-)

```

```

% rhoa   air volumic mass                      (kg/m^3)
% small   Small number in place of zero
% Tcond   condensate temperature                (°C)
% Tr      dew point temperature at inlet air condition  (°C)
% Tsurfe  coil surface temperature at entrance      (°C)
% UAext   air-side heat exchange coefficient      (W/°C)
% UAextdry air-side heat exchange coefficient for dry coil (W/°C)
% UAint   air-liquide heat exchange coefficient    (W/°C)
% UAh     overall enthalpy heat transfert coefficient (kg/s)
% WeeSat  humidity ratio at saturation for Tee      (-)
%
% *****
%
% FUNCTION CALLED :
%   HEATEX
%   T_ENTSAT
%
% *****
% NOTE           Inputs must be column vectors of same size.
%               expect rating values which are scalar values.
% *****

%--- Data-----

        small = 1.E-9; large = 1.E20; configHX = 1;

%---Parameters-----

% -----Initialize constants-----
Patm = 101325; CpAir = 1006; CpVap = 1830; Hfg = 2501000;

%*** Assume chilled water as a mixture of 20% ethylen glycol and water
CpLiq = 3800;

Rv = 461.24; deltaG = 0.622;

%-----

[m,n] = size(Ma);

for l = 1:m

%*** If both flows are zero, set outputs to inputs and return

        if ((abs(Ma(l,1)) < small) & (abs(Me(l,1)) < small))
                Tes(l,1) = Tee(l,1);
                Tas(l,1) = Tae(l,1);
                Was(l,1) = Wae(l,1);
                freturn
        end %if

%*** Calculate inlet air density and inlet dry air volumic flow rate

        rhoa(l,1) = Patm/Rv/(deltaG+Wae(l,1))/(Tae(l,1)+273.15);
        Va(l,1) = Ma(l,1)/rhoa(l,1);

%*** Calculate air-side heat transfert coefficient as a function of air face velocity
%*** assuming front face area is constant between rating point and working point
%*** Calculate water-side heat transfert coefficient as a function of water velocity in tubes
%*** assuming front face area and tube diameter are constant between rating point and
%*** real point.
%*** Air side exchange coefficient is calculated supposed cooling coil completely wet.

```

```

UAext(1,1) = UAextRat/VaRat^0.77*Va(1,1)^0.77;
UAint(1,1) = UAintRat/MeRat^0.8*Me(1,1)^0.8;

%*** Calculate dew point temperature at entering air condition for test on dry or wet air
%*** Saturation curve equation is from AICVF Guideline (Association des Ingénieurs de Chauffage
%*** Ventilation et Coonditionnement d'Air de France) for T>0 °C

    if (Wae(1,1)<small)
        display ('it is dry air!')
    else
        Pae(1,1) = Patm*Wae(1,1)/(deltaG+Wae(1,1));
        Tr(1,1) = 31.61/(1/(log10(Pae(1,1))-2.7877)-0.13);
    end %if

%*** IF coil is completely dry THEN

    if (Tr(1,1) <= Tee(1,1))

%*** Calculate the leaving conditions and performance of dry coil
        UA(1,1) = 1/(1/UAint(1,1)+1/UAext(1,1));

%*** Calculate air and liquid capacities

        Cair(1,1) = Ma(1,1)*(CpAir+Wae(1,1)*CpVap);
        Cliq(1,1) = Me(1,1)*CpLiq;

%*** Determine the air and water outlet conditions using HEATEX function
%*** for a counterflow configuration (ConfigHX = 1) and for a dry coil

        [Tes(1,1),Tas(1,1)] = HEATEX (Cliq(1,1),Tee(1,1),Cair(1,1),Tae(1,1),UA(1,1),1);
        Qtot(1,1) = Cair(1,1)*(Tae(1,1)-Tas(1,1)); %>0
        Was(1,1) = Wae(1,1);
        Qlat(1,1) = 0;

    else

%*** ELSE Assume external surface of coil is completely wet

        extResist(1,1) = 1/max(UAext(1,1),small);
        intResist(1,1) = 1/max(UAint(1,1),small);

%*** Calculate the leaving conditions and performance of wet coil
%*** First Calculate inlet air and water entahlpies

        hae(1,1) = CpAir*Tae(1,1) + Wae(1,1)*(Hfg+CpVap*Tae(1,1));
        PeeSat(1,1) = 10^(7.625*Tee(1,1)/(241.0+Tee(1,1))+2.7877);
        WeeSat(1,1) = deltaG*PeeSat(1,1)/(Patm-PeeSat(1,1));
        heeSat(1,1) = CpAir*Tee(1,1)+WeeSat(1,1)*(Hfg+CpVap*Tee(1,1));

%*** CpSat estimation

        hr(1,1) = CpAir*Tr(1,1) + Wae(1,1)*(Hfg+CpVap*Tr(1,1));
        CpSat(1,1) = (hr(1,1)-heeSat(1,1))/(Tr(1,1)-Tee(1,1));

%*** Calculate global heat exchange coefficient based on enthalpy

        UAh(1,1) = 1/(CpSat(1,1)*intResist(1,1)+CpAir*extResist(1,1));
        Cair(1,1) = Ma(1,1);
        Cliq(1,1) = Me(1,1)*CpLiq/CpSat(1,1);

        %nécessaire pour déterminer les cap min et max pour calculer l'efficacité
        %AIR(1,1) = Ma(1,1)

```



```

%EAU(l,1)= Me(l,1)*CpLiq/CpSat(l,1)

%*** Determine the air and water outlet conditions using HEATEX function
%*** for a counterflow configuration (ConfigHX = 1) and for a wet coil

[hesSat(l,1),has(l,1)] = HEATEX (Cliq(l,1),heeSat(l,1),Cair(l,1),hae(l,1),UAh(l,1),1);

%*** Calculate inlet outlet surface conditions considering air and water
%*** states and resistances

resistRatio(l,1) = intResist(l,1)/(intResist(l,1)+CpAir/CpSat(l,1)*extResist(l,1));
hsurfeSat(l,1) = hesSat(l,1) + resistRatio(l,1)*(hae(l,1)-hesSat(l,1));
hsurfsSat(l,1) = heeSat(l,1) + resistRatio(l,1)*(has(l,1)-heeSat(l,1));

%*** Calculate inlet surface temperature according to inlet surface enthalpy at
%*** Saturation. Method used needs no iteration. Saturation curve is approximated
%*** by three lines.

[Tsurfe(l,1)] = T_ENTSAT (hsurfeSat(l,1));

%*** Calculate energy flow rate and outlet conditions

Qtot(l,1) = Ma(l,1)*(hae(l,1)-has(l,1)); %>0
Tes(l,1) = Tee(l,1) + Qtot(l,1)/max(Me(l,1),small)/CpLiq;

%*** Calculate Tas Was and Qsen by determinate effectiveness considering
%*** condensate temperature is constant (means Cmin/Cmax=0) and
%*** considering that CpAir is constant

Cair(l,1) = Ma(l,1)*(CpAir + Wae(l,1)*CpVap);
NTU(l,1) = UAext(l,1)/max(Cair(l,1),small);
effectiveness(l,1) = 1-exp(-NTU(l,1));

%*** Calculate coil surface enthalpy and temperature at the exit of the
%*** wet part of the coil using the effectiveness relation

effectiveness(l,1) = max(effectiveness(l,1),small);
hcondSat(l,1) = hae(l,1) - (hae(l,1)-has(l,1))/effectiveness(l,1);

%*** Calculate condensate temperature as the saturation temperature
%*** at given saturation enthalpy.

[Tcond(l,1)] = T_ENTSAT (hcondSat(l,1));

%*** Calculate leaving conditions

if (Tcond(l,1)<Tr(l,1))
    Tas(l,1) = Tae(l,1)-(Tae(l,1)-Tcond(l,1))*effectiveness(l,1);
    Was(l,1) = (has(l,1)-CpAir*Tas(l,1))/(Hfg+Tas(l,1)*CpVap);
else
    Was(l,1) = Wae(l,1);
    Tas(l,1) = (has(l,1)-Was(l,1)*Hfg)/(CpAir+Was(l,1)*CpVap);
end %if
Qlat(l,1) = Ma(l,1)*Hfg*(Wae(l,1)-Was(l,1)); %>0

%*** IF coil is only partially wet THEN

if (Tr(l,1) < Tsurfe(l,1))

%*** Calculate the leaving conditions and performance of dry coil

```

```

        UA(l,1) = 1/(1/UAint(l,1)+1/UAext(l,1));

%*** Calculate air and liquid capacities

        Cair(l,1) = Ma(l,1)*(CpAir+Wae(l,1)*CpVap);
        Cliq(l,1) = Me(l,1)*CpLiq;

        [TesDry(l,1),TasDry(l,1)] = HEATEX (Cliq(l,1),Tee(l,1),Cair(l,1),Tae(l,1),UA(l,1),1);
        QtotDry(l,1) = Cair(l,1)*(Tae(l,1)-TasDry(l,1)); %>0
        WasDry(l,1) = Wae(l,1);

%*** IF heat transfer from drycoil calculations is greater than that
%*** from wetcoil calculations THEN approximate the coil as dry.

        if (QtotDry(l,1) - Qtot(l,1)>=small)
            Tes(l,1) = TesDry(l,1);
            Tas(l,1) = TasDry(l,1);
            Was(l,1) = WasDry(l,1);
            Qtot(l,1) = QtotDry(l,1);
            Qlat(l,1) = 0;
        end% Endif
    end% Endif
end% Endif
end%for
end%End function

```