

C.E.A. - E.D.F.
CYCLES DE CONFÉRENCES SUR
LES SOURCES FROIDES DES CENTRALES ÉLECTRIQUES
ROYAUMONT 6 - 10 OCTOBRE 1975

DIMENSIONNEMENT THERMIQUE DES RÉFRIGÉRANTS HUMIDES À TIRAGE NATUREL
Mme BOURILLOT Claudine
ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

RÉSUMÉ

Les modèles classiques de calcul des réfrigérants humides à tirage naturel comportent deux parties :

- le calcul thermique de la dispersion: pour lequel on utilise soit une méthode "exacte" qui sépare les phénomènes de convection et d'évaporation et qui peut prendre en compte la condensation de l'excès de vapeur d'eau dans l'air saturé, soit une méthode "simplifiée" qui considère globalement le transfert de chaleur comme résultant d'une différence d'enthalpie. Cette dernière est la théorie de Merkel.
- La résolution de l'équation de tirage : pour le calcul du débit d'air.

Ces calculs exigent en particulier la connaissance des coefficients de transfert de masse et de pertes de charge de la dispersion. Ils sont mesurés en cellule d'essais par les constructeurs.

Pour les réfrigérants à contre-courant les modèles de calcul de la dispersion sont unidimensionnels et ne permettent pas de simuler les distributions radiales du débit et de la température d'air; les échanges dans la zone de pluie sont négligés.

Pour les réfrigérants à courants croisés la géométrie des écoulements conduit à prendre un modèle plus compliqué à deux dimensions pour la dispersion.

Dans les deux cas, l'influence de facteurs météorologiques tels que vent, gradient de température en altitude, ensoleillement est ignorée.

I. INTRODUCTION

On considère un projet de réfrigérant humide à tirage naturel dont on cherche à vérifier le dimensionnement thermique. Il s'agit en particulier de s'assurer que la surface d'échange du dispositif de ruissellement et la hauteur de la tour sont suffisantes pour refroidir l'eau à la température imposée dans le projet sans être pour autant surdimensionnées.

On présente ici le principe des modèles de calcul permettant de traiter le problème pour les réfrigérants à contre-courant et ceux à courant croisé. Ceci est une synthèse des principales publications sur le sujet et ne présume en rien des méthodes utilisées actuellement par les constructeurs.

Dans la classe de réfrigérants considérés il y a deux fonctions principales (figure 1) :

- le refroidissement de l'eau assuré par les échanges par convection et évaporation au niveau du dispositif de ruissellement ou dispersion;
- la circulation de l'air de refroidissement provoquée par l'effet de tirage dans la cheminée.

De l'importance du débit d'air obtenu dépend la valeur de la température d'eau refroidie. Il y a donc un couplage des deux fonctions qui se retrouve au niveau des modèles de calcul et qui se traduit par un calcul itératif en fonction du débit d'air.

II. EQUATIONS GENERALES DES ECHANGES AIR-EAU

Dans la dispersion les écoulements de l'eau et de l'air sont soit à contre-courant, soit à courant croisé. Les équations générales exprimant les transferts de masse et de chaleur de l'eau vers l'air humide sont, pour les deux cas, identiques dans un volume élémentaire de la dispersion. C'est seulement au niveau de l'intégration du système qu'apparaît la dis-

tinction entre les deux types d'écoulements. D'autre part la même formulation s'applique à la fois aux échanges par film et aux échanges par gouttes.

Cette formulation repose sur les hypothèses restrictives suivantes :

- la température à la surface de l'eau est égale à la température moyenne de l'eau;
- Les surfaces de transfert de masse et de chaleur sont égales;
- la conduction perpendiculairement aux lignes de courant est négligeable.

Soit en un point (x, y, z) de la dispersion un volume élémentaire $dV = dx.dy.dz$ caractérisé par la surface d'échange $dS = a.dV$. Ce volume est traversé par le débit d'eau Q_E et le débit d'air sec Q_A (Figure 2). Le transfert de masse est régi par :

- la loi d'évaporation de Dalton donnant le débit d'eau évaporé

$$dQ_E = \beta_x \cdot (X_s - X) \cdot dS \quad (1)$$

- X = teneur en eau de l'air humide à la température T_A
- X_s = teneur en eau de l'air saturé à la température de l'eau T_E
- β_x = coefficient d'évaporation.

- et le bilan de masse

$$dQ_E = Q_A \cdot dX \quad (2)$$

Le transfert de chaleur est régi par :

- l'expression de l'accroissement de l'enthalpie de l'air humide qui comporte un terme d'évaporation et un terme de convection.

$$Q_A \cdot dH_A = HV \cdot dQ_E + u \cdot (T_E - T_A) \cdot dS \quad (3)$$

- et le bilan d'énergie

$$Q_A \cdot dH_A = H_E \cdot dQ_E + Q_E \cdot dH_E \quad (4)$$

En prenant la température de 0°C comme point origine des enthalpies et en supposant constantes les chaleurs spécifiques de l'eau C_{PE} , de l'air sec C_{PA} , de la vapeur d'eau C_{PV} , les relations enthalpie-température s'écrivent :

$$\begin{cases} \text{eau} & H_E = C_{PE} \cdot T_E \\ \text{vapeur} & H_V = C_{PV} \cdot T_E + H_{VO} \\ \text{air} & H_A = C_{PM} \cdot T_A + X \cdot H_{VO} \text{ avec } C_{PM} = C_{PA} + X \cdot C_{PV} \end{cases}$$

H_{VO} = chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C.

L'état des deux fluides dans le volume est représenté au total par quatre variables : enthalpie H_A et teneur en eau X pour l'air; température T_E et débit Q_E pour l'eau. Ces variables sont solutions du système différentiel suivant, déduit des équations (1) à (4) :

$$\left. \begin{aligned} dH_A &= \frac{\beta_x \cdot dS}{Q_A} \left[(H_S - H_A) + K \right] \\ dX &= \frac{\beta_x \cdot dS}{Q_A} (X_S - X) \\ dT_E &= \frac{Q_A}{Q_E} \left(\frac{dH_A}{C_{PE}} - T_E \cdot dX \right) \\ dQ_E &= Q_A \cdot dX \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

dans lequel H_S est l'enthalpie de l'air saturé à la température T_E

$$\text{et } K = \left(\frac{\alpha}{\beta_x C_{PM}} - 1 \right) \left[(H_S - H_A) + H_V (X_S - X) \right]$$

Ce système est valable en air non saturé. Quand l'air atteint la ligne de saturation Berman (1) et Poppe (2) proposent l'hypothèse suivante :

les coefficients de transfert de masse et de chaleur restent inchangés et il y a recondensation de l'excès de vapeur produit. Cette formation de brouillard contribue à l'augmentation de la température de l'air. Ceci se traduit, comme le démontre Poppe par un terme supplémentaire dans l'expression de dH_A .

III. METHODE DE MERKEL

Le système (5) ne peut être résolu que par intégration numérique. Dans sa thèse sur "le refroidissement par évaporation" publiée en 1925 Merkel (3) a proposé deux hypothèses supplémentaires :

- le terme $\frac{\alpha}{\beta_x C_{PM}}$, sans dimension, appelé nombre de Lewis qui apparaît dans l'équation (5 - 1) est égal à 1
- la variation du débit d'eau est négligeable dans le bilan énergétique du système; ce qui revient à supprimer le terme $T_E \cdot dX$ dans l'équation (5 - 3).

Le refroidissement de l'eau n'est alors lié qu'à l'enthalpie de l'air et deux équations suffisent pour traduire l'évolution des fluides

$$\left\{ \begin{array}{l} dH_A = \frac{\beta_x \cdot dS}{Q_A} \quad (H_S - H_A) \\ dT_E = \frac{Q_A}{Q_E} \cdot \frac{dH_A}{C_{PE}} \end{array} \right. \quad (6)$$

L'intégration se fait en supposant le débit Q_E constant.

L'allègement des calculs qui en résulte a fait le succès de la théorie depuis 1925 et de nombreuses méthodes de résolution simplifiées ont été proposées, rendant les calculs accessibles à la main, surtout en contre-courant (4), (5). Il faut cependant émettre quelques réserves :

- pour la vapeur d'eau dans l'air, en processus d'évaporation le nombre de Lewis, d'après la théorie de Bosnjakovic (6) serait plus voisin de 0,92 que de 1;
- pour les réfrigérants actuels le débit d'eau évaporée représente près de 2 % du débit d'eau total. Supposer le débit d'eau constant entraîne donc un certain écart sur le bilan d'énergie;
- la méthode de Merkel ne permet pas de déterminer la température de l'air chaud ni sa teneur en eau, nécessaires pour le calcul du tirage. On suppose le plus souvent, pour y remédier, que l'air est saturé à la sortie de la dispersion. Mais ce n'est pas toujours le cas notamment en atmosphère sèche ou en fonctionnement à charge réduite.

IV. REFRIGÉRANTS A CONTRE-COURANT

C'est au niveau de l'intégration des systèmes (5) ou (6) qu'intervient la distinction entre les deux types d'écoulement : contre-courant et courant croisé.

Soit respectivement F_A et F_E les flux d'air sec et d'eau en un point (x, y, z) de la dispersion. Dans le cas du contre-courant les débits d'air et d'eau dans le volume dV valent

$$Q_A = F_A \cdot dx \cdot dy \quad \text{et} \quad Q_E = F_E \cdot dx \cdot dy$$

Si l'on admet dans toute section transversale une distribution uniforme des flux et des températures, il ne reste qu'une variable d'espace, z , et les systèmes (5) et (6) s'écrivent respectivement :

$$(5A) \left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_A}{dz} = \frac{\beta_{x_1} \cdot a}{F_A} (H_S - H_A + K) \\ \frac{dX}{dz} = \frac{\beta_{x_2} \cdot a}{F_A} (X_S - X) \\ \frac{dT_E}{dz} = \frac{F_A}{F_E} \left(\frac{1}{C_{PE}} \cdot \frac{dH_A}{dz} - T_E \frac{dX}{dz} \right) \\ \frac{dF_E}{dz} = F_A \frac{dX}{dz} \end{array} \right. \quad (6A) \left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_A}{dz} = \frac{\beta_{x_1} \cdot a}{F_A} (H_S - H_A) \\ \frac{dT_E}{dz} = \frac{F_A}{F_E} \cdot \frac{1}{C_{PE}} \cdot \frac{dH_A}{dz} \end{array} \right.$$

L'intégration se fait en partant du bas de la dispersion avec par exemple une méthode numérique du type Runge-Kutta. Le débit d'air étant supposé connu, il faut itérer sur la température d'eau froide (et dans le cas du système (5A) sur le débit d'eau évaporé). Les itérations se poursuivent jusqu'à l'obtention en haut de la dispersion de la température et du débit d'eau chaude imposés comme conditions aux limites.

V. REFROIDISSEMENT A COURANT CROISE

Dans le cas du courant croisé les débits d'eau et d'air dans le volume dV valent

$$Q_A = F_A \cdot dx \cdot dz \quad \text{et} \quad Q_E = F_E \cdot dx \cdot dy$$

Si l'on suppose les distributions de flux et de températures indépendantes de la dimension x , perpendiculaire au plan de l'écoulement, il reste deux variables d'espace et les systèmes (5) et (6) s'écrivent respectivement

$$(5B) \left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_A}{dy} = \frac{\beta_x a}{F_A} (H_S - H_A + K) \\ \frac{dX}{dy} = \frac{\beta_x a}{F_A} (X_S - X) \\ \frac{dT_E}{dz} = \frac{F_A}{F_E} \left(\frac{dH_A}{dy} \cdot \frac{1}{C_{PE}} - T_E \frac{dX}{dy} \right) \\ \frac{dF_E}{dz} = F_A \frac{dX}{dy} \end{array} \right. \quad (6B) \left\{ \begin{array}{l} \frac{dH_A}{dy} = \frac{\beta_x a}{F_A} (H_S - H_A) \\ \frac{dT_E}{dz} = \frac{F_A}{F_E} \frac{1}{C_{PE}} \cdot \frac{dH_A}{dy} \end{array} \right.$$

Le plan (y, z) étant découpé en mailles élémentaires l'inté-

gration numérique se fait en partant de la maille supérieure proche de l'entrée d'air où tous les paramètres d'entrée sont connus. Il suffit d'intégrer pas à pas par ligne ou par colonne. On calcule ensuite la température moyenne d'eau froide sur la dernière ligne et l'enthalpie et la teneur en eau moyennes de l'air chaud sur la dernière colonne.

En courant croisé le calcul thermique ne comporte pas d'itération. D'autre part on peut choisir de façon quelconque les distributions aux entrées d'eau et d'air dans le plan (y, z).

VI. LE COEFFICIENT GLOBAL D'ÉCHANGE

La résolution des systèmes précédents demande de connaître en plus des conditions aux limites :

- le nombre de Lewis (intervenant dans K) pour lequel Bosnjakovic recommande l'expression suivante

$$\frac{\alpha}{\beta_x C_{PM}} = 0,865 L / 3 \left(\frac{0,622 + X_S}{0,622 + X} - 1 \right) \left(\text{Log} \frac{0,622 + X_S}{0,622 + X} \right)$$

- la surface d'échange par unité de volume a
- le coefficient d'évaporation β_x supposé constant.

Dans le cas d'échange par gouttes la surface d'échange "a" fonction du nombre et du diamètre des gouttes est impossible à déterminer. C'est donc par le produit $\beta_x a$ qu'on caractérise les qualités d'échange d'une dispersion. Ce coefficient global d'échange est généralement représenté par des corrélations de la forme

$$\beta_x a = \lambda F_E^{1-n} F_A^n$$

Un certain nombre de résultats pour les dispersions à contre-courant a été publié par Lowe et Christie (7).

La détermination de ce coefficient à partir des mesures en cellule d'essais appelle quelques remarques. Le terme $\beta_{x,a}$ est lié directement aux deux critères de performances couramment utilisés pour les tours :

$$\text{le nombre d'unités de transfert} \quad NTU = \int_V \frac{\beta_{x,a} dV}{Q_{TA}}$$

$$\text{et le nombre de Merkel} \quad M_e = \int_V \frac{\beta_{x,a} dV}{Q_{TE}}$$

V étant le volume total de la dispersion, Q_{TA} le débit total d'air sec et Q_{TE} le débit total d'eau. On a la relation suivante entre les deux critères

$$NTU = M_e \cdot \frac{Q_{TE}}{Q_{TA}}$$

Si on se reporte aux systèmes (5A) et (6A) relatifs au contre-courant, on constate qu'ils conduisent chacun à des valeurs différentes de ces deux nombres. En effet, en appliquant la théorie de Merkel, on obtient

$$NTU = \int \frac{dH_A}{H_S - H_A} \quad \text{et} \quad M_e = \int \frac{C_{PE} \cdot dT_E}{H_S - H_A}$$

En utilisant le système (5A) on obtient

$$NTU = \int \frac{dX}{X_S - X} \quad \text{ou} \quad NTU = \int \frac{dH_A}{H_S - H_A + K}$$

où K représente le terme négligé dans la théorie de Merkel. Dans les cas les plus courants, la méthode de Merkel conduit à une estimation du NTU (donc de $\beta_{x,a}$) de 5 à 6 % inférieure à celle obtenue par l'autre formulation.

Il faut donc utiliser pour le calcul thermique de la dispersion une formulation cohérente avec la méthode choisie pour la détermination expérimentale du coefficient $\beta_{x,a}$.

VII. CALCUL DU DEBIT D'AIR

Les calculs précédents supposent le débit d'air sec connu. Dans une tour à tirage naturel la valeur de ce débit résulte de l'équilibre entre le tirage et les pertes de charge.

Le tirage produit par la différence de poids entre la colonne d'air chaud dans la cheminée et la colonne d'air froid à l'extérieur est calculé par la relation

$$H g (\rho_1 - \rho_2) \quad (7)$$

H, la hauteur de tirage, est le plus souvent considérée comme égale à la hauteur de la tour au-dessus de la dispersion, majorée de la demi-hauteur de la dispersion.

ρ_2 , masse volumique de l'air humide chaud, se calcule à partir de la température et de la teneur en eau à la sortie de la dispersion.

ρ_1 , masse volumique de l'air atmosphérique, est supposée constante sur toute la hauteur de la tour.

Les pertes de charge s'expriment en général en fonction de la pression dynamique de l'air à l'entrée de la dispersion soit

$$\rho_1 \frac{v^2}{2} \sum N_i \quad (8)$$

où N_i représente les coefficients de frottement des différentes parties du circuit. On distingue habituellement l'entrée d'air, la dispersion, le séparateur de gouttes, les poteaux et structures diverses et la perte dynamique à la sortie de la tour. Il faut y ajouter dans le cas du contre-courant la pluie sous la dispersion et dans le cas du courant croisé le coude derrière le séparateur. On trouve quelques données pour ces coefficients dans les articles de Lowe et Christie (7) et de Rish (8).

Le calcul thermique effectué à partir d'une valeur arbitraire du débit d'air sec fournit l'état de l'air chaud dans la tour. La hauteur de tirage qui serait nécessaire pour obtenir le débit d'air initialement

choisi vaut

$$H = \frac{\rho_1 \frac{V_1^2}{2} \Gamma Ni}{g (\rho_1 - \rho_2)} \quad (9)$$

L'itération sur le débit d'air se poursuit jusqu'à l'obtention de la hauteur de tirage définie dans le projet.

VIII. REPRESENTATIVITE DES MODELES DE CALCUL

Les modèles de calcul décrits ci-dessus supposent des conditions idéales de fonctionnement des réfrigérants industriels. Un certain nombre de phénomènes y sont négligés dont l'importance s'accroît sans doute avec l'accroissement de la taille des tours.

Les coefficients de transfert et de pertes de charge, mesurés sur des petits réfrigérants expérimentaux dans des conditions idéales d'écoulement sont probablement affectés par la non uniformité des répartitions de débits et de températures.

Pour les tours à contre-courant les échanges dans la zone de pluie sont négligés. C'est dans le sens de la sécurité pour la performance, mais peut conduire à un surdimensionnement de la surface d'échange. La présence de la zone de pluie accroît l'échange de chaleur entre air et eau. L'air est partiellement réchauffé surtout au centre en arrivant au bas de la dispersion; celle-ci ne contribue en fait que pour 70 à 75 % environ à l'échange global.

Enfin les données sur l'influence des facteurs météorologiques sont trop rares pour pouvoir les introduire dans ces modèles. Ce sont en particulier les données concernant l'effet du vent sur les échanges dans la dispersion et sur le tirage, l'effet du gradient de température en altitude et l'effet de l'ensoleillement.

IX. CONCLUSION

La vérification du dimensionnement thermique d'un réfrigérant

humide à tirage naturel nécessite la connaissance des valeurs expérimentales du coefficient global d'échange et du coefficient de perte de charge de la dispersion. La formulation du calcul thermique doit reprendre les mêmes hypothèses que la méthode utilisée pour la détermination du coefficient d'échange. Toutefois les modèles de calcul restent très théoriques. Pour les rendre plus représentatifs du comportement réel des grands réfrigérants industriels on espère beaucoup des résultats des campagnes de mesures sur site qui viennent d'être lancées à Gordanne et à Emile Huchet.

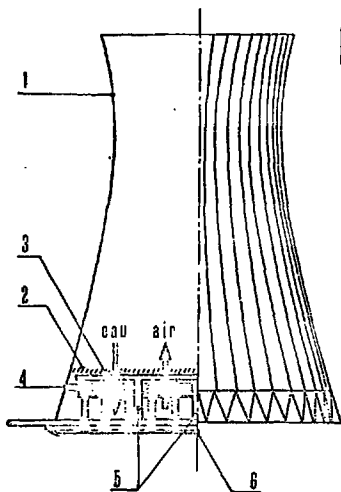
NOTATIONS

| | | Unité |
|--------------------------------|--|----------------------------|
| a | : surface d'échange par unité de volume | m^{-1} |
| C_{PA} , C_{PE} , C_{PV} | : chaleur massique à pression constante de l'air sec, de l'eau et de la vapeur d'eau | $J.Kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$ |
| F_A , F_E | : flux massique d'air sec et d'eau | $Kg.m^{-2}.s^{-1}$ |
| H_A , H_E , H_V | : enthalpie de l'air humide, de l'eau et de la vapeur | $J.Kg^{-1}$ |
| H_S | : enthalpie de l'air humide saturé | $J.Kg^{-1}$ |
| Q_A , Q_E | : débit d'air sec et d'eau | $Kg.s^{-1}$ |
| S | : surface d'échange air-eau | m^2 |
| T_A | : température sèche de l'air | $^{\circ}C$ |
| T_E | : température de l'eau | $^{\circ}C$ |
| V | : volume de la dispersion | m^3 |
| X | : teneur en eau de l'air | ss.dim |
| X_S | : teneur en eau de l'air saturé | ss.dim |
| α | : coefficient de transfert de chaleur par convection | $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$ |
| β_x | : coefficient d'évaporation rapporté à la différence de teneur en eau | $Kg.m^{-2}.s^{-1}$ |
| ρ | : masse volumique de l'air humide | $Kg.m^{-3}$ |

••

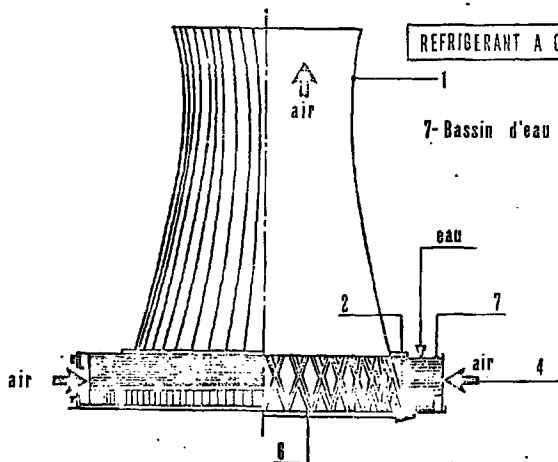
R E F E R E N C E S

- (1) BERMAN L.D. - Evaporative cooling of circulating water, Pergamon Press Londres 1961.
- (2) POPPE M. - Wärme und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung im Gegen und Kreuzstrom. Dissertation TU Hanovre 1972.
- (3) MERKEL F. - Verdunstungskühlung, VDI fascicule 275 (1925).
- (4) GARDNER G.C. - Heat and mass transfer calculations using exponentially curved equilibrium line with special reference to cooling towers. International Journal Heat and Mass Transfer. Vol. 10 (1967), p. 763.
- (5) CAREY W.F. et WILLIAMSON G.J. - Gas cooling and humidification : Design of packed towers from small scale tests. Proceedings Institution Mechanical Engineers. Vol. 163 (1950), p. 41.
- (6) BOSNJAKOVIC F. - Technische Thermodynamik, partie II, 4ème ed. Dresde 1965.
- (7) LOWE H.J. et CHRISTIE D.G. - Heat transfer and pressure drop data on cooling tower packings and model studies of the resistance of natural draught towers to airflow. International Heat Transfer Conference. Denver. Colorado 1962, p. 933.
- (8) RISH R.F. - The design of a natural draught cooling tower. International Heat transfer conference. Denver Colorado 1962, p. 951.



REFRIGERANT A CONTRE-COURANT

- 1- Coque
- 2- Séparateurs de gouttes
- 3- Système de distribution d'eau chaude
- 4- Dispersion
- 5- Conduites d'eau chaude
- 6- Bassin d'eau froide



REFRIGERANT A COURANTS CROISES

- 7- Bassin d'eau chaude

Fig.1-SHEMA DE FONCTIONNEMENT

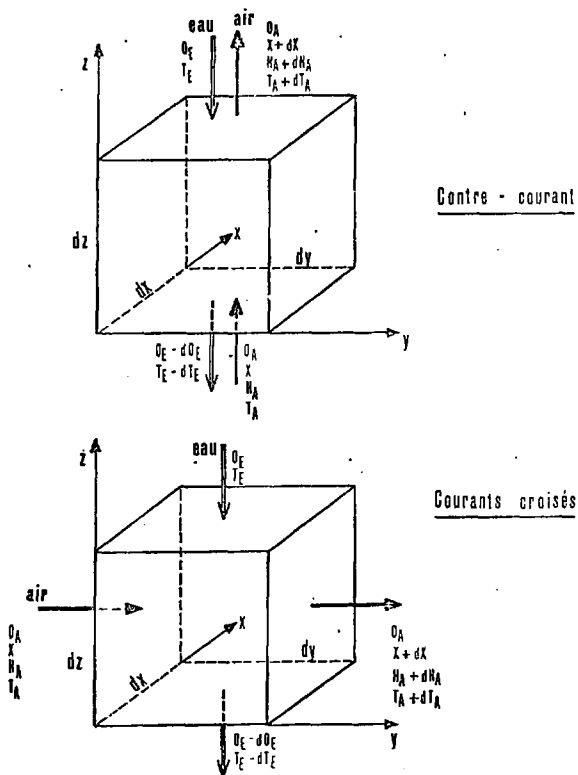


Fig.2 - TRANSFERTS DE MASSE ET D'ENERGIE

