

# Mémoire de fin d'étude

## SUJET

**Etude de la climatisation d'un bloc opératoire  
de type orthopédie en tout air neuf à Ouagadougou**

E. I. E. R.
Enregistré à l'Arrivée le <del>03</del> <b>03</b> JUIN 1995 s No 1 3/95

*Présenté par*  
**KOUAME Yao Pierre**

*Encadré par Messieurs*  
**B. SY**  
**T. DJIAKO**

## **DEDICACE**

A mes parents,

Kouakou Kouamé

Kouadio N'guessan

qu'ils trouvent ici le fruit de leur peine

Au feu mon oncle Kouamé Amani Joseph,

Toi qui m'as donné la hargne au travail

A ma fiancée Konan Affoué Chantal

qu'elle trouve dans ce travail l'expression de mes sentiments

A ma famille

pour leur indéfectible et constant soutien

## **REMERCIEMENTS**

Nous exprimons nos profondes gratitudees

A Monsieur B. Sy, directeur de la SEEE Ouagadougou, directeur de ce mémoire et à son personnel pour leur constante disponibilité

A Monsieur Thomas Djiako, mon encadreur, pour son soutien et ses sages conseils

A Monsieur A.G Yilboudo Julien Tromato-Orthopédicien Professeur à la Faculté des Sciences de la Santé de l'Université de Ouagadougou pour sa franche collaboration

Mes remerciements à tous les amis(ies) et frères qui ont rendus mon séjour au Burkina agréable.

# **SOMMAIRE**

## **Résumé**

## **INTRODUCTION**

## **Partie I. : REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

### **I CLIMATISATION**

**I-1 Historique**

**I-2 Définition**

**I-2 Le confort thermique**

**I-4 Perspectives**

### **II BLOC OPERATOIRE**

**II-1 Composantes du bloc opératoire**

**II-2 Conditions climatiques et d'asepsies des salles d'opération**

### **III. TYPES DE CLIMATISATION**

**III-1 Climatisation passive**

**III-2 Climatisation active ou mécanique**

### **IV. CONCEPTION, DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DE SYSTEME DE CLIMATISATION**

**IV-1 Méthode de conception et de dimensionnement**

**IV-2 Sélection de matériel et choix de système de climatisation**

## **Partie II. : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DE LA CLIMATISATION D'UN BLOC OPERATOIRE**

### **I. ETUDE DU FONCTIONNEMENT A CHARGE MAXIMALE SANS PRE-TRAITEMENT DE L'AIR**

- I-1 Calcul du bilan thermique**
- I-2 L'état de l'air soufflage**
- I-3 Les caractéristiques de la batterie froide**

### **II ETUDE DU FONCTIONNEMENT A CHARGE INTERMEDIAIRE SANS PRE-TRAITEMENT DE L'AIR**

- II-1 Bilan thermique du local**
- II-2 Calcul du débit d'air optimal**
- II-3 Caractéristiques de l'air soufflé**
- II-4 Caractéristiques de la batterie froide**

### **III. PRE-TRAITEMENT DE L'AIR NEUF PAR HUMIDIFICATION**

- III-1 procédés d'humidification**
  - III-11 Humidification directe**
  - III-12 Humidification indirecte**
- III-2 Pré-traitement de l'air**

### **IV ETUDE COMPARATIVE DES VARIANTES**

### **V LE CHOIX DE SYSTEME DE CLIMATISATION**

- V-1 Le groupe frigorifique**
- V-2 Le groupe aéraulique**
  - V-21 Le bloc de refroidissement**
  - V-22 Le réseau de soufflage**
- V-3 L'aspiration de l'air vicié**

## **CONCLUSION**

## **Bibliographie**

## **Annexes**

- |          |  |
|----------|--|
| Annexe 1 | Tableau des données numériques sur les installations de climatisation pour établissements hospitaliers |
| Annexe 2 | Définition de paramètres   |
| Annexe 3 | Notes de calcul  |
| Annexe 4 | Graphiques   |
| Annexe 5 | Schémas de l'installation  |

## Résumé

La taille sans cesse croissante des centres urbains avec le cortège de pollution qui les suit obligent les établissements hospitaliers à avoir des blocs opératoires tout à fait isolés ou fermés. Ajouter à cela les impératifs chirurgicaux: conditions climatiques et niveau d'asepsie pour certaines interventions chirurgicales, il devient impératif voire obligatoire de conditionner les blocs opératoires.

C'est dans ce cadre qu'il nous a été donné comme thème de mémoire de fin d'étude " **Etude de la climatisation d'un bloc opératoire de type orthopédie en tout air neuf à Ouagadougou**". Sujet qui a été proposé par Monsieur B. Sy, directeur de la Société d'études et Entreprise d'Equipement (SEEE) à Ouagadougou.

Mais malheureusement la difficulté majeure rencontrée dans la climatisation des blocs opératoires est le coût d'exploitation assez élevé des centrales de traitement d'air qui est dû essentiellement à l'apport de chaleur thermique de l'air neuf.

A charge maximale, pour un débit optimal  $V = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$ ;

la chaleur totale du local  $Q_t = 8000 \text{ kcal/h}$

l'apport de chaleur de l'air neuf  $Q_{as} = 24000 \text{ kcal/h}$

soit une puissance frigorifique  $Q = 32000 \text{ kcal/h}$

A charge intermédiaire, pour un débit optimal  $V = 1540 \text{ m}^3/\text{h}$ ;

la chaleur totale du local  $Q_t = 6500 \text{ kcal/h}$

l'apport de chaleur de l'air neuf  $Q_{as} = 19000 \text{ kcal/h}$

soit un bilan thermique total  $Q = 25500 \text{ kcal/h}$

Cette difficulté peut être surmontée ou réduite si l'on fait subir à l'air un pré-traitement.

L'emploi des humidificateurs peut donc être solution acceptable.

Avec un humidificateur de rendement  $\eta = 85\%$  et pour débit

$V = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$ , débit à charge maximale, l'apport de chaleur de l'air neuf devient  $Q_{as} = 15000 \text{ kcal/h}$ . Soit une réduction d'apport de chaleur par l'air extérieur de  $9000 \text{ kcal/h}$ . Ce qui représente environ  $28\%$  de réduction de la charge nominale

Le ventilo-humidificateur conçu et réalisé à l'EIER avec un rendement de  $83\%$  peut être aussi utilisé étant donné qu'il offre des facilités d'acquisition et d'exploitation.

## **INTRODUCTION**

Les coûts d'investissements et d'exploitations des systèmes de climatisation des salles propres et en particulier des blocs opératoires sont très élevés du fait de leur mode de fonctionnement. Les établissements hospitaliers de nos pays sont donc très souvent amenés à adopter des solutions qui ne sont pas toujours adaptées aux conditions climatiques requises de ses locaux. Il est nécessaire voire primordial de chercher des techniques et méthodes susceptibles de réduire ces coûts.

C'est dans cette optique que la Société d'Etudes et Entreprise d'Equipements (SEEE) nous a proposé le sujet de mémoire de fin d'étude qui s'intitule: " L'étude de la climatisation d'un bloc opératoire de type orthopédie à tout air neuf à Ouagadougou "

Pour ce travail, nous ferons d'abord le point sur les origines, les techniques de conceptions et les sélections de matériel ou d'appareils de climatisation qui existent sur le marché. Puis nous parlerons des conditions climatiques et d'asepsies dans les blocs opératoires. Ensuite nous traiterons de la conception et le dimensionnement de système de climatisation dans le bloc opératoire avec étude des variantes proposées:

- traitement de l'air neuf à détente directe sans pré-traitement
  - traitement de l'air neuf à détente directe avec humidification d'air.
- . Et enfin, nous ferons la sélection ou le choix des matériels.



***PARTIE I***  
**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

# **I. CLIMATISATION**

## **I-1-Historique**

C'est au début du 20<sup>ème</sup> siècle que la technique de conditionnement d'air fût créé par les Américains pour répondre d'abord à des impératifs industriels: nécessité d'avoir une humidité élevée pour le traitement du coton, ou déshydratation de l'air pour améliorer la qualité de la fabrication des pellicules photographiques.

Les études et les recherches scientifiques pour obtenir l'humidité requise prendront donc essor dans ces industries. C'est en 1911 que l'Américain W. CARRIER présenta pour la première fois un diagramme psychométrique qui on le sait, est la base de toutes techniques de conception et de dimensionnement de système de conditionnement d'air. Il présenta à la même occasion les premières méthodes de vérification et de réglage de l'hygrométrie et les appareils requis.

A partir des années 20, le conditionnement d'air sera utilisé dans divers locaux et édifices publics tels que les théâtres, magasins, bureaux etc. Son usage domestique interviendra 10 ans plus tard, dans les années 30.

Pour uniformiser et garder le terme de conditionnement d'air, l'ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers) définit le conditionnement d'air comme la maîtrise simultanée de tous les facteurs ou au moins les trois premiers qui affectent à la fois les conditions physiques et chimiques de l'atmosphère d'une enceinte. Ces facteurs sont la température, l'hygrométrie, la circulation et la distribution de l'air, la poussière, les bactéries, les odeurs, les gaz toxiques ou explosifs etc., ces facteurs qui pour la plupart affectent à un degré plus ou moins élevé la santé et le confort de l'homme.

Le conditionnement d'air fût introduit dans les établissements hospitaliers et plus singulièrement dans les salles d'opérations où les exigences climatiques et aseptiques devenaient de plus en plus rigoureuses. De nos jours, les installations de conditionnement d'air existent dans tous les enceintes ou bâtiments où les conditions climatiques doivent être contrôlées.

Le conditionnement d'air pour la recherche de confort des personnes dans une enceinte est appelé climatisation

## **I-2- Définition**

La climatisation est la maîtrise simultanée et automatique de la température, de l'hygrométrie et de la circulation d'air dans une enceinte. C'est tous les procédés qui permettent de créer, de modifier, ou de maintenir les caractéristiques physiques et chimiques de l'air dans une enceinte ou un bâtiment dans des conditions désirées pour son usage (processus industriels de production et de traitement de certains produits) ou pour assurer le confort physiologique de ses occupants. (Cours de conditionnement d'air EIER 1973)

Ainsi elle doit permettre:

- d'évacuer l'énergie thermique générée dans le local en y apportant du froid en cas d'aperditions ou de la chaleur s'il y a déperditions.
- d'équilibrer les chaleurs latentes par humidification ou par déshumidification de l'air.
- de faciliter le travail du personnel qui s'y trouve.

Dans certains types locaux en particulier dans les salles propres (salles d'opérations, industries électroniques, optiques, pharmaceutiques, nucléaires etc.), elle doit aussi assurer des conditions d'asepsie très sévères en éliminant ou en maintenant à un niveau aussi faible que possible les concentrations en particules de poussières, les odeurs et autres produits nocifs ou explosifs. Dans ces salles, il est de règle de fonctionner en tout air neuf. L'air traité pour être admis dans la salle est à 100% neuf et l'air repris rejeté en totalité. Une installation de climatisation doit donc pouvoir assurer deux de ces quatre fonctions suivantes:

- - chauffage
- - refroidissement
- - humidification
- - déshumidification

## **I-3 Le confort thermique**

Le confort thermique d'après P. Depecker est une sensation complexe produite par un système de facteurs physiques, physiologiques et psychologiques qui conduisent l'homme à exprimer le bien être de son état. Cette définition implique l'existence d'une température de neutralité, d'un silence physiologique ou silence climatique. La notion de confort thermique est une notion très subjective qui dépend de plusieurs facteurs tout aussi subjectifs les uns que les autres et qui sont fonction de l'homme et de son état. Plusieurs auteurs ont essayé de définir une zone confort thermique. L'intersection de ses différentes peut être considérée comme la zone (Fig. 1)

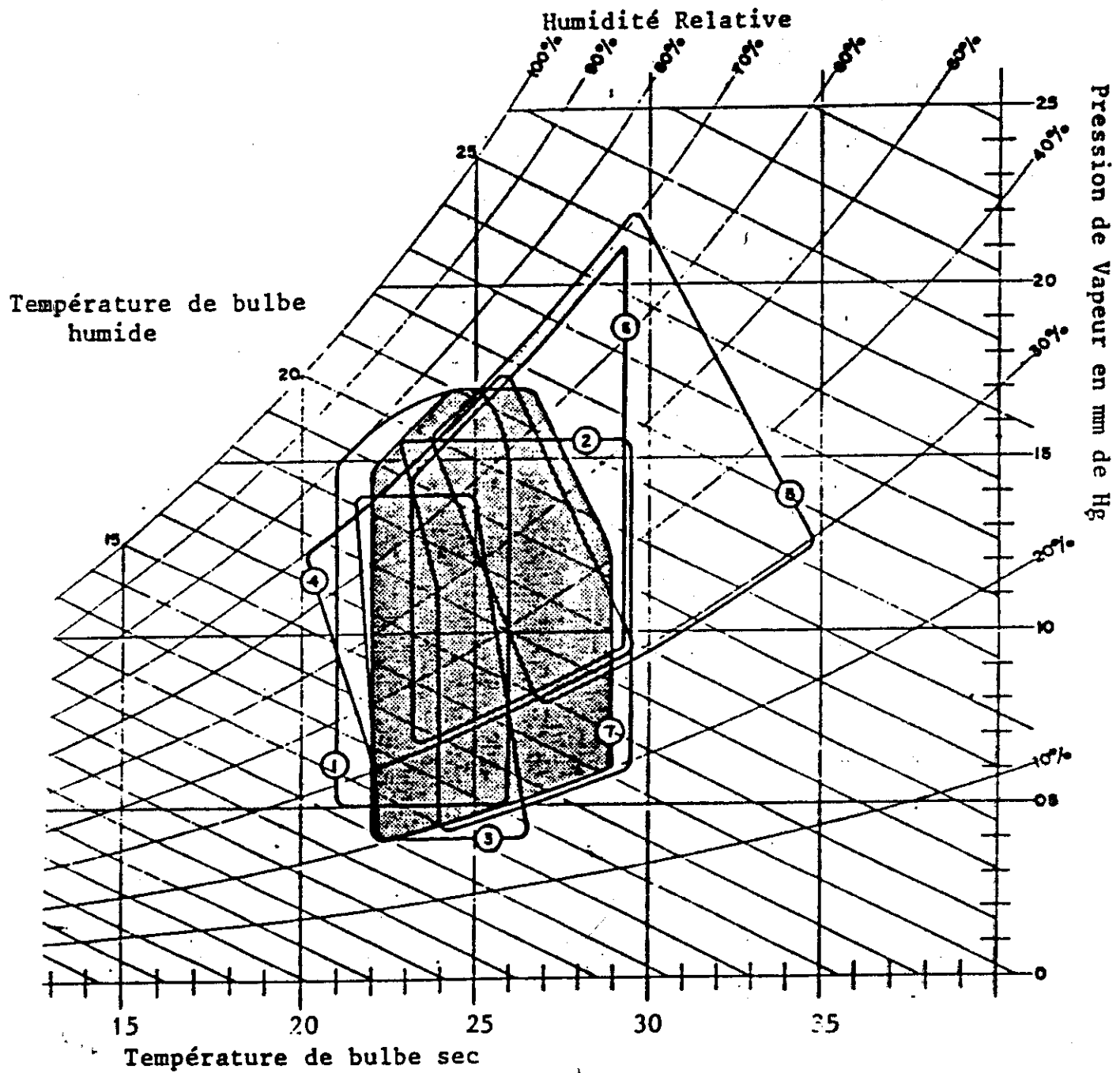


Figure 3: Zone de bien-être proposée par:

- |                  |                   |
|------------------|-------------------|
| 1- B.Givoni      | 2- V.Olgyay       |
| 3- ASHRAE        | 4- Yaglou-Drinker |
| 4- Koenigsberger | 6- Brooks         |
| 7- E.Gonzalez    |                   |

#### **I-4- Les perspectives**

Les orientations actuelles des systèmes ou installations de climatisation tendent vers une recherche de plus grande performance des unités, de souplesse d'exploitation d'une économie d'énergie. Les installations de climatisation des salles propres fonctionnant en tout air neuf (l'air neuf apportant plus des 3/4 des charges calorifiques, nous le verrons dans la deuxième partie) il est donc nécessaire et primordial d'optimiser ces installations par la recherche de:

- système de récupération d'énergie
- systèmes de climatisation adéquats et adaptés
- systèmes de réglage et de régulation automatique des installations.

Cela se traduit par:

- la réduction des apports thermiques internes et externes par l'isolation des parois et des toitures de la salle. Ce qui conduira à des débits plus faibles.
- l'utilisation d'une certaine proportion d'air repris de la salle en s'assurant au préalable de la nature non-contagieuse des germes ou en prévoyant des filtres adéquats.
- une meilleure répartition de l'air soufflé.

Ces opérations ne sont possibles qu'avec l'introduction de technologies plus élaborées dans les systèmes de régulations ou plus précisément une automatisation des systèmes de régulation.

## II- BLOC OPERATOIRE

### II-1 Composantes d'un bloc opératoire

Selon le Pr. A.G Yilboudo Julien Tromato-Orthopédicien à l'hôpital Yalgado de Ouagadougou, le bloc opératoire peut être défini comme un local dans lequel s'effectuent des opérations chirurgicales. Il comporte entre autres:

- la ou les salles d'opérations
- les salles auxiliaires aux salles d'opérations
- les salles de stockage et de stérilisation du matériel chirurgical
- les salles annexes servant de salles d'administration et de salles d'attente

Les salles d'opération sont des salles où se passe l'acte opératoire ou chirurgical. Elles sont généralement spécifiques à un service. Du fait de la taille sans cesse croissante des agglomérations et aussi pour éviter la propagation de certains germes pathogènes, ses salles sont fermées ou isolées des autres locaux à l'intérieur des bâtiments. On les appelle des salles borgnes. Les salles d'opérations et les salles auxiliaires doivent avoir les mêmes conditions climatiques et d'asepsie.

Le matériel chirurgical est spécifique à chaque service et/ou à chaque type d'intervention ou d'opération. Leur puissance et donc leur apport thermique est très variable. Le système d'éclairage est de deux types: les lampes murales et les lampes mobiles. Leur puissance est toute aussi variable suivant le type d'intervention et/ou de la précision de l'intervention.

### II-2 Les conditions climatiques et d'asepsies d'une salle d'opération

D'après la revue médicale, la **Revue du Praticien** (tome XXXI N°51 ), les sources de contamination de l'air dans les salles d'opération de nos jours compte tenu de l'évolution des techniques d'aseptisations, sont essentiellement dues à l'homme: mouvement dans la salle, habits, éternuements, parole, etc. Cette contamination aérienne est surtout influencée par la température, l'hygrométrie et même par les saisons. Les supports des microbes et autres germes pathogènes sont la poussière, les gouttelettes d'eau et les droplets nucléi. Les salles d'opérations sont donc des salles réservées opérations chirurgicales. Tout le personnel quel que soit son grade doit scrupuleusement observer les règles élémentaires d'asepsie. La meilleure prévention de cette contamination repose sur une bonne conception des installations de climatisation d'une part et sur une désinfection systématique du matériel et des locaux d'autre part.

Tout matériel qui y accède doit être stérilisé de même pour les habits du personnel pour éviter tout apport de germes de l'extérieur. La couverture murale doit permettre un nettoyage et une désinfection fréquents si possible après chaque intervention chirurgicale. Il est de règle d'utiliser du carrelage en marbre.

La température interne doit être comprise entre 21°C et 24°C avec une humidité relative de 55 à 60%. (Annexe 1)

Toutes odeurs, tous produits nocifs ou explosifs et autres susceptibles de produire de la poussière ou des gouttelettes d'eau qui sont les supports des germes doivent être systématiquement évacués. Il est généralement conseillé de fonctionner en tout air neuf.

## ERRATA

### **Page 11**

#### **Avant-dernière ligne**

Lire " ...intersection de ces différentes zones.....zone **de confort.**"

### **Page 11'**

Lire **Fig 1** au lieu de Fig 3

Source: " Maîtrise d'énergie dans le bâtiment"

T. Djiako

ENDA T.M (Dakar- Mai 1995)

### **Page 18**

Lire **Tableau 1** au lieu de Tableau 3

### **Page 34**

Lire ".. remplacer les copeaux par des fibres de verre **rendues hygroscopiques.**  
pour augmenter sa durée de vie, mais aussi pour **éviter** d'apporter des  
champignons...."



### **III- TYPES DE CLIMATISATION**

Les installations de climatisation des blocs opératoires obéissent à toutes les règles des unités de climatisations classiques. Les diverses salles composant le bloc opératoire seront conditionnées suivant les degrés d'exigences en conditions climatiques et/ou aseptiques. On distingue de manière grossière deux groupes de climatisation:

- la climatisation passive
- la climatisation active ou mécanique

#### **III-1 La climatisation passive**

Elle utilise le mouvement naturel de l'air (création de dépression ou de surpression due au vent) et autres méthodes constructives pour améliorer le confort thermique des personnes dans le local ou le milieu ambiant. Parmi ces méthodes utilisées, on peut citer:

- les ouvertures créées dans un bâtiment pour permettre la circulation de l'air (portes, fenêtres, claustras etc.)

- l'isolation des parois et de la toiture pour réduire le gain de chaleur par ensoleillement soit par l'usage des plafonds ou faux-plafonds, comble soit par la protection des parois extérieures par une haie végétale ou par la simple orientation du bâtiment.

Ces méthodes sont utilisées pour les salles ne nécessitant aucun suivi particulier de la température ou de l'hygrométrie; ce sont les salles d'attente, salles de stérilisation, bureaux etc. (Annexe 1)

#### **III-2 La climatisation active ou mécanique**

Elle est utilisée pour pallier aux insuffisances de la première lorsque l'état de confort doit être amélioré (utilisation des systèmes de ventilation dans certaines salles) ou pour renforcer cette dernière lorsque la température, l'hygrométrie et la circulation de l'air doivent être rigoureusement contrôlées et où le degré d'asepsie doit être élevé ou particulièrement élevé comme dans les salles propres. (Annexe 1)

Les appareils de climatisation des salles d'opérations ne se différencient pas fondamentalement des autres appareils mais doivent satisfaire à certaines exigences sévères des points de vue nettoyage, entretien et étanchéité.

Hormis les systèmes de ventilation, on dénombre principalement quatre (4) types d'appareils de climatisation. (Tableau 3)

- puissance nominale
- puissance frigorifique
- volume débit d'air soufflé

Pour les salles d'opérations, ces appareils sont choisis selon les écarts de température et d'humidité qu'ils donnent et qui sont tolérés par les exigences médicales.

## **IV- METHODES DE CONCEPTION, DE DIMENSIONNEMENT ET DE SELECTION DE SYSTEME DE CLIMATISATION**

### **IV-1 Méthodes de conception et dimensionnement**

Une installation de climatisation est conçue pour fournir une puissance suffisante pour créer ou maintenir les conditions de confort des personnes, ou les conditions optimales travail ou de production. Cette puissance est déterminée à partir des gains thermiques maxima du local à conditionner et de l'apport calorifique dû à l'air neuf. La détermination du bilan thermique du local.

Les méthodes de conception et de dimensionnement sont basées sur ce principe et l'utilisation du diagramme psychométrique. Le bilan thermique peut être estimé de diverses manières selon les auteurs, les entreprises et autres fabricants d'appareils de climatisation. A partir de ce bilan, on détermine le facteur de chaleur sensible (FCS) puis la température équivalente de surface (TES). On calcule la quantité d'air nécessaire pour évacuer cette chaleur. On détermine la chaleur introduite dans la salle par l'air neuf qui n'est pas affecté par la batterie froide. Par un procédé itératif, on calcule ainsi le débit d'air optimal à souffler dans la salle.

Les autres paramètres caractéristiques de l'installation dépendent de cette valeur, ce sont: la température de soufflage et la puissance frigorifique de l'installation de climatisation. Les calculs de bilans thermiques peuvent être faits manuellement ou avec des logiciels. Parmi ces logiciels, on peut citer le Carrier, Casamo-clim, Oasis, Simula, Codyba Apport ASHRAE etc.

Ces divers logiciels permettent d'effectuer les bilans thermiques et de simuler le comportement dynamique du bâtiment dans son environnement.

### **IV-2 La sélection de systèmes et d' appareils de climatisation**

La sélection se fait à partir du bilan thermique global déterminé qui représente la puissance que doit fournir la batterie froide et le débit d'air optimal retenu. Selon la puissance frigorifique attendue, l'ensemble des systèmes de climatisation peuvent être classés en deux grandes catégories:

- les systèmes monoblocs

Dans cette catégorie, les sources thermiques (groupes frigorifiques) et les groupes aérauliques (centrales de traitement d'air) sont incorporées et forment ainsi un seul bloc. On trouve dans cette catégorie les climatiseurs fenêtres ou individuels, les armoires monoblocs et les centrales de climatisation de toiture

• les systèmes bi-blocs ou séparés

Ces systèmes ont leurs fonctions principales séparées en deux parties: le groupe frigorifique et le bloc refroidisseur d'air (batterie-ventilateur). Cette catégorie contient les split-système, les armoires bi-blocs et les centrales de traitement d'air séparées. Selon les spécifications des locaux à conditionner, cette peut être aussi subdiviser en deux groupes:

- les systèmes bi-blocs unizones: pour un seul local ou des locaux adjacents qui ont les mêmes caractéristiques climatiques (température, hygrométrie, circulation d'air, conditions d'asepsie etc. )

- les systèmes bi-blocs multizones: les différents locaux à conditionner n'ont pas les mêmes caractéristiques climatiques.

Le choix de système et d'appareils de climatisation doit tenir compte de toutes ses spécifications. Les appareils sélectionnés devront donc fournir la puissance nécessaire et assurer une bonne distribution de l'air. Cela permet de minimiser les coûts d'investissement et d'exploitation.

Pour les salles d'opérations, le système de climatisation doit tolérer des variations aussi faibles que possible de la température et de l'hygrométrie. Le tableau suivant donne quelques types d'appareils qui existent sur le marché au Burkina. Les prix marqués datent d'avant la dévaluation du franc CFA.

**Tableau 3** Caractéristiques des équipements disponibles sur le marché local

**Tableau 4** Caractéristiques des équipements disponibles sur le marché local  
Table 4 Features of equipment available on the local market

Caractéristique	Types d'appareils			
	Chambre froide	Split-système	Armoire de climatisation	Climatis. central.
Capacité (kW)	10 à 2000	100 à 10000	2200 à 15000	2200 à 10000
Consommation frigorifique (kW)	10 à 2000	100 à 10000	10.500 à 70000	10.500 à 70000
Consommation électrique horaire (kWh/h)			3 à 30	2,5
Débit volume d'air traité (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	25 à 1200	50 à 2500	200 à 15000	12500
Prix d'achat <sup>1)</sup> approximatif (Dagadougou-Burkina Faso) (CFA-FTC)	250000 à 2000000	500000 à 2000000	> 2000000	1500000

<sup>1)</sup> Le kilowatt heure coûte 80 FCFA à Dagadougou  
1 FF (Franc Français) = 50 FCFA

***PARTIE II***

**ETUDE ET DIMENSIONNEMENT DE LA  
CLIMATISATION D'UN BLOC OPERATOIRE**

# I- ETUDE DU FONCTIONNEMENT A CHARGE MAXIMALE SANS PRE-TRAITEMENT

## I-1 Calcul du bilan thermique

Le bilan thermique est calculé à partir du modèle de la feuille de calcul Carrier. Les détails sont consignés dans les notes de calculs.

(Annexe 3 Feuille I . Annexe 4 courbe I)

Les résultats sont les suivants:

- **les gains de chaleur dans la salle**

-chaleur sensible :  $Q_s = 5907 \text{ kcal/h}$

-chaleur latente :  $Q_l = 588 \text{ kcal/h}$

D'où les gains de chaleur totaux de la salle

$$Q_t = 6495 \text{ kcal/h}$$

Ce qui donne un facteur de chaleur sensible  $FCS = 0,91$ . On trace la droite passant le point représentant les conditions internes de la salle et qui est parallèle à la droite qui passe par l'origine dont la pente est 0,91. Cette droite coupe la courbe de saturation à un point qui est la température équivalente de surface (TES):

$$TES = 12^\circ\text{C}$$

Le débit nécessaire pour évacuer cette quantité de chaleur est donné par:

$$V = \frac{\text{Chaleur Sensible}}{0,29 \cdot (T_{in} - TES) \cdot (1 - BF)} \quad (1)$$

On obtient un débit d'air V égal à:

$$V = 2145 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ce volume d'air apporte une quantité non négligeable de chaleur sous forme de chaleur sensible et chaleur latente due au facteur de by-pass, c'est à dire la quantité d'air qui traverse la batterie froide sans être affecté. Cette quantité de chaleur contribue à faire élever les gains thermiques du local. et donc augmenter aussi le débit. Il est donc nécessaire d'en tenir compte pour le calcul du débit réel d'air à souffler dans la salle.

On obtient les gains de chaleur effective qui sont les gains du local plus les gains apportés par l'air neuf.:

\* chaleur sensible effective :  $Q_{se} = 6616 \text{ kcal/h}$

\* chaleur latente effective :  $Q_{le} = 1221 \text{ kcal/h}$

soit la chaleur totale effective

**$Q_{te} = 7827 \text{ kcal/h}$**

Le facteur de chaleur sensible effectif (FCSE) est donc

**$FCSE = 0,85$**

d'où la température équivalente de surface (TES) =  $11^\circ\text{C}$

Le calcul débit d'air optimum traité et soufflé est itératif. Obtient une valeur constante du facteur de chaleur sensible effectif (FCSE) et donc une valeur constante de la température équivalente de surface (TES). A partir de la formule (1), on calcule ce débit d'air.

**$V = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$**

Les gains de chaleur dus à l'apport d'air neuf sur la batterie froide:

\* chaleur sensible apportée par l'air neuf :  $Q_{as} = 11202 \text{ kcal/h}$

\* chaleur latente apportée par l'air neuf :  $Q_{al} = 11836 \text{ kcal/h}$

Les gains totaux dus à l'air neuf:

**$Q_{at} = 23038 \text{ kcal/h}$**

Le bilan thermique de la salle en tenant compte des pertes dans le réseau de gaines et les ventilateurs est estimé à:

**$Q_t = 31500 \text{ kcal/h}$**

L'apport de chaleur de l'air neuf représente près de  $3/4$  de la quantité de chaleur totale.

Ce qui confirme ce qui a été dit dans la première partie.

## **I-2 L'état de l'air au soufflage**

A partir du tracé de l'évolution de l'air sur le diagramme psychométrique, on détermine le point de soufflage qui est l'intersection de la droite de pente le FCS de la salle ( **$FCS = 0,91$** ) et de la droite joignant le point représentant les conditions extérieures et le point représentant la température équivalente de surface (TES).

- La température de bulbe sèche au soufflage  **$T_s = 12,5^\circ\text{C}$**
- La température de bulbe humide  **$T_h = 12^\circ\text{C}$**
- La température de rosée  **$T_r = 11,5^\circ\text{C}$**
- Humidité relative  **$H_r = 95\%$**

### **I-3 Les caractéristiques de la batterie froide**

L'air neuf entre sur la batterie à la température de 41°C et en sort à la température de 12,5°C.

La puissance frigorifique totale fournie est:

$$Q = 31500 \text{ kcal/h}$$

On vérifie cette puissance en calculant la puissance fournie par la batterie froide par l'expression:

$$Q = m \cdot \Delta h \quad (2)$$

-m débit massique de l'air neuf

- $\Delta h$ : la variation de l'enthalpie de l'air à l'entrée et la sortie de la batterie.

$$m = \rho \cdot v$$

$$\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3 \text{ d'air sec}$$

$$v = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$m_a = 2420 \text{ kg/h}$$

D'où la puissance frigorifique de la batterie

$$Q = 2420 \cdot (86 - 31,5) / 4,18$$

$$Q = 31553 \text{ kcal/h}$$

sur La différence entre les deux puissances est due aux pertes et autres approximations le bilan thermique.

On aura donc:

- - Température entrée  $T_e = 41^\circ\text{C}$
- - Température sortie  $T_s = 12,5^\circ\text{C}$
- - Différence de température de soufflage  $\Delta T_s = 9,5^\circ\text{C}$
- - Puissance frigorifique  $Q = 31500 \text{ kcal/h}$
- - Puissance  $P_u = 36,6 \text{ kw}$



## **II- ETUDE DU FONCTIONNEMENT A CHARGES INTERMEDIAIRES SANS PRE-TRAITEMENT**

Les installations de climatisations fonctionnant généralement en deçà de leur puissance maximale la plupart du temps, il est nécessaire d'étudier leur comportement pendant les périodes de charges plus faibles ou intermédiaire. Pour ce faire, on étudiera le système pour les gains thermiques minima de la salle. Ce qui correspond aux gains thermiques pour la saison pluvieuse.

### **II-1 Bilan thermique du local**

Les gains thermiques pour cette période sont estimés aussi sur la base de la méthode Carrier. Pour les détails de calculs voir (Annexe 3, feuille II . Annexe 4 courbe II)

Les gains thermiques de la salle

\* chaleur sensible :  $Q_s = 4749 \text{ kcal/h}$

\* chaleur latente :  $Q_l = 588 \text{ kcal/h}$

Les gains totaux de la salle sont donc:

$Q_t = 5337 \text{ kcal/h}$

Obtient un facteur de chaleur sensible  $FCS = 0,89$

La température équivalente de surface  $TES = 11,5^\circ\text{C}$

Le débit d'air nécessaire pour enlever cette chaleur de la salle est égal à

$V = 1642 \text{ m}^3/\text{h}$

### **II-2 Calcul du débit d'air optimal**

La chaleur introduite directement dans la salle par l'air neuf du fait du facteur de By-Pass et qui n'est pas affecté par la batterie froide va augmenter les chaleurs sensible et latentes. Le débit d'air se trouvera aussi modifier. Après deux itérations, on obtient les nouvelles valeurs des gains qui sont:

\* chaleur sensible effective

$Q_{se} = 5067 \text{ kcal/h}$

\* chaleur latente effective

$Q_{le} = 1360 \text{ kcal/h}$

La chaleur totale de la salle est donc;

$Q_{te} = 6426 \text{ kcal/h}$

Le facteur de chaleur sensible effectif  $FCSE = 0,79$  et donc une température équivalente de surface  $TES = 10^{\circ}C$ .

(voir le tracé de l'évolution de l'air sur le diagramme psychométrique).

Le débit d'air optimal à traiter et à souffler dans la salle est  $V = 1540 \text{ m}^3/\text{h}$ .

La chaleur apportée par l'air extérieur sur la batterie froide:

\* chaleur sensible :  $Q_{as} = 4243 \text{ kcal/h}$

\* chaleur latente :  $Q_{as} = 14610 \text{ kcal/h}$

La chaleur totale due à l'air neuf est:

$Q_{as} = 18853 \text{ kcal/h}$

Le bilan thermique de la salle en tenant compte des diverses pertes, est estimé à:

$Q = 25700 \text{ kcal/h}$

### **II-3 Les caractéristiques de l'air soufflé**

L'air neuf rentre sur la batterie à la température de  $32^{\circ}C$  et sort à la température de  $11,1^{\circ}C$ .

Son humidité relative est 95%

La différence de température de soufflage est  $\Delta T = 10,9^{\circ}C$ .

### **II-4 Caractéristiques de la batterie froide**

La température d'entrée d'air est  $T_e = 32^{\circ}C$

La température de sortie  $T_s = 11,1^{\circ}C$

On vérifie la puissance fournie par la batterie froide

$$Q = m * \Delta h \quad (2)$$

Le débit massique  $m = 1694 \text{ kg/h}$

La variation de l'enthalpie de l'air entre l'entrée et la sortie de l'air  $\Delta h = 14,5 \text{ kcal/kg}$

AS

Soit une puissance frigorifique  $Q = 24518 \text{ kcal/h}$

On a donc environ la puissance obtenue par détermination du bilan thermique

La batterie froide devra fournir donc une puissance frigorifique

$P = 25700 \text{ kcal/h}$

soit une puissance nominale  $P_u = 29,8 \text{ kw}$ .

### **III- PRE-TRAITEMENT DE L'AIR NEUF PAR HUMIDIFICATION**

En période de saison sèche compte tenu de la température élevée et de l'hygrométrie faible de l'air extérieur, il serait donc intéressant de baisser la température en humidifiant l'air de sorte à atténuer l'apport de chaleur dû à l'air neuf. Pour ce faire, on utilise un humidificateur:

#### **III-1 Procédés humidificateurs**

Humidifier l'air, c'est lui apporter la quantité d'eau nécessaire pour relever sa teneur en humidité absolue. Il peut se faire de deux (2) manières:

- humidification directe
- humidification indirecte

#### **III-11 Humidification directe**

L'eau est projetée sous forme de fines gouttelettes ou de vapeur dans la salle ou dans les gaines de soufflage. Parmi les techniques d'humidification directe, on peut citer:

##### **- humidification par vaporisation d'eau**

L'eau est vaporisée puis envoyée dans la salle à conditionner. L'air subit une transformation isothermique pour s'humidifier

##### **- humidification par évaporation d'eau**

La vapeur d'eau est diffusée à partir de surfaces humides dans l'air de la salle. L'air subit donc une transformation isenthalpique pour s'humidifier.

##### **-humidification par pulvérisation d'eau**

L'eau est projetée sous forme de fines gouttelettes dans les gaines de soufflage ou dans la salle elle-même.

Les techniques d'humidifications directes ne sont pas très indiquées dans les salles d'opérations car elles introduisent des gouttelettes d'eau dans la salle.

#### **III-12 Humidification indirecte**

L'air est mis en contact direct avec l'eau avant qu'il ne rentre sur la batterie froide. Le contact se fait soit par:

- pulvérisation:

des gicleurs pulvérisent l'eau à contre-courant ou à co-courant ou à courants croisés dans la trajectoire de l'air.

-ruissellement:

on fait passer l'air sec et chaud de l'extérieur de force à travers un caisson contenant des matériaux sur lesquels on fait ruisseler l'eau, l'air s'humidifie en traversant le caisson. C'est le principe des laveurs et des ventilo-humidificateurs.

Nous utiliserons ce dernier principe pour le pré-traitement de l'air neuf.

### **III-2 Pré-traitement de l'air neuf**

La température de l'eau est prise entre les températures de rosée ( $T_r$ ) et de bulbe humide ( $T_h$ ) de l'air extérieur. L'évolution de l'air n'est donc plus adiabatique. On obtient un refroidissement et une humidification. L'air neuf cède une partie de sa chaleur à l'eau et s'humidifie. Il y a donc échange de matière et de chaleur. La chaleur sensible diminue mais à l'opposé la chaleur latente augmente du fait de la croissance de l'hygrométrie. La continuité du ruissellement de l'eau est assurée par pompe. L'eau circule à circuit fermé. L'air qui sort du laveur est directement repris sur la batterie froide.

Selon le rendement du laveur, les caractéristiques de l'air à la sortie peuvent être calculées par les expressions suivantes;

$$\eta = \frac{T_e - T_{sa}}{T_e - T_{ES}} = \frac{W_e - W_{sa}}{W_e - W_{es}} = \frac{h_e - h_{sa}}{h_e - h_{es}} \quad (3)$$

La température de l'eau de pulvérisation est prise de sorte qu'elle soit comprise entre les températures de rosée de l'air à état initial et humide de l'air à la sortie du laveur, qu'on désire obtenir. L'évolution de l'air dans le laveur n'est pas linéaire. Par mesure de simplification, nous le considérons comme tel. L'eau est légèrement refroidie de sorte qu'on obtienne une température d'entrée  $T_w = 22^\circ\text{C}$  et une température de sortie (TES de l'air à la sortie du laveur) égale à  $23^\circ\text{C}$ .

La température extérieur  $T_e = 41^\circ\text{C}$ ;

le rendement du laveur  $\eta = 85\%$

les caractéristiques de l'air à la sortie sont:

voir le tracé sur le diagramme psychométrique (Annexe 4 courbe III)

$$T_{sa} = 25,7^\circ\text{C}$$

$$H_r = 85\%$$

$$T_h = 23^\circ\text{C}$$

$$h = 17 \text{ kcal/kg AS}$$

$$W = 17,7 \text{ g/kg AS}$$

Les quantités de chaleur apportées par l'air

- chaleur sensible :  $Q_s = 2243 \text{ kcal/h}$

- chaleur latente :  $Q_l = 12910 \text{ kcal/h}$

Les gains internes du local ne sont peu influencés par le pré-traitement. Sa valeur reste donc constante et égale à  $Q_t = 7827 \text{ kcal/h}$

La puissance frigorifique de la batterie sera donc

$Q = 23000 \text{ kcal/h}$

soit une puissance nominale de:

$P_u = 26,7 \text{ kw}$

La quantité de chaleur cédée par l'air à l'eau est:

$$Q = m \cdot \Delta h = L \cdot C \cdot \Delta T_m \quad (4)$$

C: chaleur massique de l'eau

$$C = 1 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$$

La quantité de chaleur cédée est donc

$$Q = 9020 \text{ kcal/h}$$

Le débit d'eau nécessaire pour évacuer cette quantité de chaleur est:

$$L = 1,03 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau pour compenser celle ayant servi à humidifier l'air:

$$\Delta W = W_e - W_{sa}$$

$$\Delta W = 17,7 - 17,2 = 0,5 \text{ g/kg d'air sec}$$

$$D = m \cdot \Delta W$$

$$D = 1,1 \text{ l/h}$$

### **Utilisation du laveur pendant les charges intermédiaires**

L'eau garde ces mêmes caractéristiques que précédemment, c'est à dire:- température d'entrée  $T_w = 22^\circ\text{C}$

- température de sortie  $T_h = 23^\circ\text{C}$

La température de l'eau étant plus faible que celle de rosée de l'air extérieur, il y aura une déshumidification.

Les caractéristiques de l'air à la sortie du laveur seront:

- $T_{sa} = 24,4^{\circ}\text{C}$
- $T_h = 23,7^{\circ}\text{C}$
- $T_r = 23^{\circ}\text{C}$
- $W = 18,7\text{g/ kg AS}$
- $H_r = 95\%$
- $h = 17,1 \text{ kcal/kg AS}$

La chaleur totale cédée à l'eau

$$Q = m \cdot \Delta h \quad (2)$$

Le débit d'air à régime intermédiaire est  $V = 1540\text{m}^3/\text{h}$   
soit

$$Q = 1540 \cdot 1,1 \cdot (92,5 - 71,5) / 4,18$$

$$Q = 8511 \text{ kcal/h}$$

Le débit d'eau nécessaire pour enlever cette chaleur

$$L = \frac{Q}{C \cdot D T_m}$$

$$L = \frac{8511}{1 \cdot 3,9} = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'eau soutirée à l'air

$$\Delta W = 22,5 - 18,7 = 3,8 \text{ g/kg d'air sec}$$

$$q = 3,8 \cdot 1540 \cdot 1,1 = 6,4 \text{ l/h}$$

## IV ETUDE COMPARATIVE DES VARIANTES

Les tableaux suivants donnent les différentes caractéristiques de l'air et de la batterie froide avec ou sans laveur.

Tableau de valeurs pour charges maximales

Paramètres	sans laveur	avec laveur
-température entrée batterie (°C)	41	25,7
-température sortie (°C)	12,5	12,5
-humidité relative (%)	35	85
-Puissance frigorifique(kcal/h)	31500	23000
-Puissance nominale (kw)	36,6	27,1
-Débit d'air soufflé (m3/h)	2200	2200
-Débit d'eau (l/h)		
• * pour le laveur		1030
• * de compensation		1,1

Tableau de valeurs pour charges intermédiaires

Paramètres	sans laveur	avec laveur
--température entrée batterie (°C)	32	24,5
-température sortie (°C)	12,5	12,5
-humidité relative (%)	75	95
-Puissance frigorifique(kcal/h)	25300	17000
-Puissance nominale (kw)	29,4	19,8
-Débit d'air soufflé (m3/h)	1540	1540
-Débit d'eau (l/h)		
* pour le laveur	00	2200
* soutirée	00	6400

Nous avons en moyenne une réduction de la puissance frigorifique de 8500 kcal/h soit environ 27% de puissance nominale. Le système de pompage de l'eau (puissance de la pompe de reprise de débit 1,3 m3/h faible) pour le laveur, le refroidissement de l'eau à la température constante, n'influenceront pas de beaucoup cette valeur.

Le pompage est à circuit fermé et le débit d'eau d'appoint très faible. Le coût de l'eau n'influencera pas ce gain. L'utilisation des laveurs peut donc permettre une réduction de 27% de la charge nominale.

## **V- CHOIX DE SYSTEME DE CLIMATISATION**

Comme il a été spécifié dans les termes de références, on doit avoir un système de traitement d'air à détente directe. Pour le bloc opératoire, on choisira un système de climatisation monobloc, une centrale de climatisation de toiture. On choisira différemment le groupe frigorifique et la centrale de refroidissement d'air puis ils seront rassemblés par la suite.

### **V-1 Le groupe frigorifique**

La détermination du groupe frigorifique doit aussi tenir compte de la température ambiante et de la température d'aspiration du compresseur.

- température extérieure  $T_e = 41^\circ\text{C}$
- puissance frigorifique  $Q = 31500 \text{ kcal/h}$

Le groupe retenu dans le **catalogue PRO FROID Industrie** est:

#### **Modèle GCD 1500 S**

Les différents éléments du groupe choisis

1. Compresseur type D3DS 1500  
Température d'aspiration  $+5^\circ\text{C}$
2. Condenseur à air type 344/1860  
Surface  $S = 120 \text{ m}^2$
3. Réservoir de liquide de 25 litres
4. Ventilateur  
Nombre 2  
Diamètre des roues  $\varnothing = 650 \text{ mm}$   
Débit d'air  $V = 16800 \text{ m}^3/\text{h}$   
Vitesse de rotation  $\omega = 1000 \text{ tr/mn}$
5. Raccordement  
Aspiration  $1\frac{5}{8}$   
Liquide  $7/8$ "
6. Courant nominal 31,4 A



### Dimensions

Longueur totale  $L = 2970$  mm

Hauteur  $H = 930$  mm

Poids  $P = 612$  kg

## **V-2 Le groupe aéraulique**

### **V.21 Le bloc refroidisseur d'air**

Le bloc refroidisseur d'air est la cellule de traitement de l'air. L'air ambiant doit y subir les transformations nécessaires pour être admis dans le local à conditionner. La sélection des diverses fonctions qui le compose est fait à partir du catalogue WESPACLIM

Le débit d'air retenu pour être traité est de **2200m<sup>2</sup>/h**

La vitesse frontale de l'air sur la batterie froide est de **2,8 m/s**

On choisit la centrale

#### **WAH 11**

La section d'attaque est **806 mm \* 806 mm** avec une isolation de **50 mm**

Les diverses fonctions et accessoires du bloc refroidisseur:

1. L'auvent pare-pluie muni de grille pare-oiseau
2. La prise d'air
3. Les filtres moyenne efficacité de 75 % et 85 %
4. Le laveur
5. La batterie froide
6. La section vide
7. Le ventilateur

La perte de charge totale engendrée est estimée à 431 mm CE

### **V-22 Le réseau de soufflage**

Le tracé du réseau est un compromis entre l'aspect économique (minimisation des pertes de charges et des gains dans le réseau) et l'aspect esthétique de l'installation (singularité, obstacles...). Le réseau de soufflage comporte deux coudes et cinq piquages.

Schéma de l'installation (Annexe 5)

- Les pertes de charges dans coudes, les tés et singularités sont calculées à partir de la longueur équivalente déterminées. La longueur équivalente des singularités est estimée à 10 m

- La longueur totale des conduites est d'environ 15m.
- La vitesse de soufflage dans la gaine principale est égale à 5m/s
- Le diamètre de la conduite déterminé à partir des abaques Carrier est de 400 mm.
- Les dimensions équivalentes d'une conduite de section rectangulaire sont (400\*350).
- Les pertes de charges linéaires par mètre de longueur de conduite est 0,075 mmCE.

En tenant compte des pertes de charges linéaires et singulières dans tout le réseau, on obtient une perte de charge totale de 7 mm CE soit 70 Pa.

La pression dynamique pour le débit de 2200m<sup>3</sup>/h est égale à 65 Pa.

#### **-Le ventilateur de soufflage**

La pression totale que doit fournir le ventilateur est donc  $P = 600$  Pa

Le ventilateur retenu a les caractéristiques suivantes:

Puissance absorbée à l'arbre  $P_w = 0,6$  kw soit une puissance du moteur de 0,75 kw

Puissance sonore  $L_w = 75$  dB

Le rendement  $\eta = 0,57$

Vitesse de rotation est de 1600 tr/mn

#### **-Distribution de l'air dans le bloc opératoire**

Les débits d'air soufflés dans les salles sont:

Salle d'opération	1500m <sup>3</sup> /h
S A S	200m <sup>3</sup> /h
Salle de préparation du malade	500m <sup>3</sup> /h

#### **Les caractéristiques des éléments qui composent la centrale de traitement d'air**

La section d'attaque est (806 \* 806) avec une isolation thermique de 50 mm

Fonctions	Longueur (mm)	Poids (kg)
0. La toiture		50
1. L'auvent pare-pluie muni de grille pare-oiseau	338	10
2. La prise d'air	-	11
3. Les filtres moyenne efficacité 75 %	246	25
85 %	246	25
4. Le laveur	806	52
5. La batterie froide	566	39
6. La section vide	366	20
7. Le ventilateur	766	56
<b>TOTAL</b>	<b>3334</b>	<b>277</b>

### **V-3 Aspiration de l'air vicié**

L'air vicié est extrait à partir deux cadres d'extraction totale l'un en bas du local et aspire les 2/3 du débit d'air, l'autre en haut le 1/3 du débit restant. Les dimensions des cadres sont 443 mm\*643 mm .

Le ventilateur d'extraction est une tourelle ventilo-groupe VMC , VLI CATEGORIE 4. TYPE 9 buse muni de grille anti-moustique. Sa puissance est de 0,37 kw pour une pression 250 Pa et un débit de 2000m3/h.

L'extraction de l'air vicié dans les locaux annexes est assurée par des gilles extérieures de TYPE GLF ACIER pour maintenir les salles en surpression et éviter l'introduction de corps étrangers dans les salles

## CONCLUSION

L'importance de la climatisation des blocs opératoires est plus qu'évidente compte tenu de la particularité de ces locaux. Malheureusement elle revient souvent très chère dans son exploitation du fait de l'apport assez considérable en chaleur thermique de l'air extérieur. Le pré-traitement par humidification semble être une solution intéressante. Il permet une réduction de près de 8500 kcal/h pour une baisse de température de 16 °C et une humidité relative de 85% soit une réduction de plus de 25% de la puissance frigorifique maximale.

La puissance de la pompe de reprise est de 90 w pour un débit de 1,03 m<sup>3</sup>/h. Ce qui donne un coût d'exploitation presque négligeable

Les humidificateurs classiques peuvent être valablement remplacé par les Ventilohumidificateurs conçus et réalisés à l'EIER. Il faut pour cela améliorer la cellule humidificatrice en remplaçant le copeau par des fibres de verre pour augmenter sa durée de vie mais pour d'apporter des champignons et des germes dans le local conditionné.

Il est très nécessaire de maintenir la température de l'eau d'humidification à une valeur sensiblement égale à la température de rosée de l'air extérieur pour garantir la qualité de l'humidification.

IL est aussi important d'approfondir les recherches visant à l'utilisation de l'air repris. Cela permettra avec le pré-traitement de réduire considérablement la puissance et donc de rendre le coût d'exploitation des centrales de conditionnement d'air assez supportable pour les établissements hospitaliers de nos pays en voie de développement.

## **BIBLIOGRAPHIE**

### **Livres**

1.     Principes de base de la climatisation  
      Tome 1 Calcul de bilan thermique  
      Tome 2 Distribution de l'air  
          Carrier           PYC Edition
2.     Manuel de conditionnement d'air  
      Tome 2 Théorie de conditionnement d'air  
      Tome 3 Technique du conditionnement d'air  
          Andreïeff        PYC Edition
3.     Manuel pratique du génie climatique  
          Recknagel        PYC Edition

### **Revue**

4.     Revue pratique du froid et du conditionnement d'air (15-5-75)  
      Recherche du futur dans la climatisation et son automatisation  
          page 95 à 102
5.     Revue International de Froid 1994 Vol.17 N°3  
      Journal Offprint paper    page 171

### **Polycopiés**

6.     Cours de froid  
          M Djiako
7.     Cours de thermique  
          M Coulibaly
8.     Cour de conditionnement d'air    1973

### **Mémoire de fin d'étude**

- Etude de la possibilité de développement du ventilo-humidificateur  
M Noudjo Kokou (1992)

# ***ANNEXES***

## *Annexe 1*

### **Tableaux des données numériques sur les installations dans les établissements hospitaliers**

# Tableau 1

Tableau 365-1. Données numériques sur les installations de climatisation pour établissements hospitaliers (Indications de la norme DIN 1946).

1	2	3				4			10	11	12	13
		Conditions d'ambiance				Débit d'air neuf minimal						
		Température minimale °C	Humidité relative correspondante %	Température maximale °C	Humidité relative correspondante %	Par personne m³/h	Par m² de surface au sol m³/h·m²	Renouvellement d'air m³/h·m³				
Exigences particulièrement élevées	Salles d'opération (pour autant qu'elles ne sont pas classées dans le groupe II)	21 <sup>°</sup>	45-65	24 <sup>°</sup>	50-60		60	20		B <sub>2</sub> -C-S	40 <sup>+</sup>	
	Locaux directement liés aux salles d'opération <sup>1</sup>	21	45-65	24	50-60		45	15		B <sub>2</sub> -C-S	40	
	Autres locaux et circulations du bloc opératoire	22	35-65	26 <sup>°</sup>	35-60 <sup>2</sup>		30	10		B <sub>2</sub> -C-S	40 <sup>+</sup>	
Exigences élevées	Salles d'opération (pour autant qu'elles ne sont pas classées dans le groupe I)	21 <sup>°</sup>	45-65	24 <sup>°</sup>	50-60		60	20		B <sub>2</sub> -C-S	40	
	Locaux directement liés aux salles d'opérations <sup>1</sup>	21	45-65	24	50-60		30	10		B <sub>2</sub> -C-R	40	
	Autres locaux et circulations du bloc opératoire	22	35-65	24 <sup>°</sup>	35-60 <sup>2</sup>		30	10		B <sub>2</sub> -C-R	40 <sup>+</sup>	
	Salles d'opération accidents	21 <sup>°</sup>	45-65	24 <sup>°</sup>	50-60		45	15		B <sub>2</sub> -C-R	40	
	Soins intensifs (chirurgie et urgences)	24	35-65	26	35-60		30	10		B <sub>2</sub> -C-R	35	
	Obstétrique	24	50-60	26	50-60		30	10		B <sub>2</sub> -C-R	40	
	Prematurologie	24	35-55	26	35-60		25	8		B <sub>2</sub> -C-R	35	
	Néonatalogie	24	35-55	26	35-60		25	8		B <sub>2</sub> -C-C	35	
Nourrissons	22	35-60	26	35-60		15	5		B <sub>2</sub> -C-C	35		



# Tableau 2

3. ÉTABLISSEMENTS HOSPITALIERS

1315

Tableau 365-1 (suite)

1	2	3				4				10	11	12	13
		Conditions d'ambiance				Débit d'air neuf minimal							
		Température minimale °C	Humidité relative correspondante %	Température maximale °C	Humidité relative correspondante %	Par personne m <sup>3</sup> /h	Par m <sup>2</sup> de surface au sol m <sup>3</sup> /h·m <sup>2</sup>	Renouvellement d'air m <sup>3</sup> /h·m <sup>3</sup>					
Exigences normales	Chambres de malades					70	10	3		B <sub>2</sub> -C	35 <sup>1</sup>	-	
	Salles de détente, foyers					70	15	5		B <sub>2</sub> -C	40	-	
	Circulations									B <sub>2</sub> -C	40	-	
	Salles d'auscultation et de traitement						15 <sup>2</sup>	5		B <sub>2</sub> -C	40	-	
	Cabines de déshabillage												
	Radiothérapie						15 <sup>2</sup>	5	50	B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Gamma- et cobaltothérapie						15 <sup>2</sup>	5		B <sub>2</sub> -C	45	-	
	Local pour petites interventions						15 <sup>2</sup>	5		B <sub>2</sub> -C	45	-	
	Piscine de réadaptation fonctionnelle (kinésithérapie)									B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Salles de massages						15	5		B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Salles de gymnastique						10	3		B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Salles de détente					70	10	3		B <sub>2</sub> -C	40	-	
	Local d'aseptisation des lits						20	7		B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Service principal de stérilisation						20	7		B <sub>2</sub> -C	50	-	
	Prosection						20	7		B <sub>2</sub> -C	45	-	
ND								60	B <sub>2</sub> -C	45	-		
Douches								150					
Bains								150					
Locaux à ambiance contagieuse	Service des contagieux					70	10	3		B <sub>2</sub> -C	40	-	
	Salles de traitement aux isotopes												
Autres locaux	Local à potentiel infectieux							15 <sup>3</sup>					

Remarques et explications :

1. Filtre fin à haute efficacité; C = filtre ultra-fin; S et R = filtres absconds (future classification). Par exemple pour les transplantations, les opérations du cœur, prothèse articulaire, alioplastie, etc. sont possibles en fonction des exigences médicales et par conséquent installation de climatisation adaptable.  
2. Dans l'année, possibilité de choisir la température pour le minimum et le maximum, les conditions dans la salle d'opération et les locaux satellites étant dépendantes.  
3. Les locaux annexes de la salle d'opération sont le sas, la salle d'habillage, le sas des malades, la salle pré-anesthésique, l'arsenal, les

salles des instrumentistes, aides-opérateurs, etc.  
6. La nuit, les valeurs recommandées sont environ 5 dB plus faibles et obtenues par réduction de la ventilation qui ne doit pas tomber au-dessous de 50 m<sup>3</sup>/h par personne.  
7. Par exemple, traitement des immunodéprimés, leucémie, chimiothérapie, traitement des grands brûlés.  
8. Les installations de climatisation sont indispensables pour une partie des services O.R.L.  
9. Suivant les besoins.  
10. Pour autant que ces locaux sont utilisés en permanence.

11. Température de l'air ambiant 2 à 4 K au-dessus de la température de l'eau jusqu'à une température ambiante de 28 °C. À partir d'une température d'eau de 28 °C, les deux températures doivent être égales.  
12. Les conditions de température et d'humidité doivent pouvoir varier à volonté.  
13. Dans les chambres de malades voisines, on ne doit pas dépasser 35 dB(A).  
14. Analogues au niveau d'asepsie des locaux de classe I.  
15. Unité m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>·h·m<sup>3</sup>.

## *Annexe 2*

### **Définitions des paramètres et les symboles utilisés**

## Définition des paramètres

<b>Qs</b>	: gains sensibles du local
<b>Qse</b>	: gains sensibles du local + air frais
<b>Ql</b>	: gains latents du local
<b>Qle</b>	: gains latents du local + air frais
<b>Qt</b>	: gains totaux du local
<b>Qte</b>	: gains totaux du local + air frais
<b>Qas</b>	: gains dus à l'air extérieur
<b>Q</b>	: bilan thermique ou puissance frigorifique
<b>Pu</b>	: puissance nominale
<b>Ti</b>	: température interne du local
<b>Te</b>	: température de l'air extérieur
<b>TES</b>	: température équivalente de surface
<b>Tr</b>	: température de rosée
<b>Th</b>	: température de bulbe humide
<b>Tsa</b>	: température de soufflage d'air
<b><math>\Delta T_m</math></b>	: différence logarithmique moyenne de température
<b>FCS</b>	: facteur de chaleur sensible
<b>FCSE</b>	: facteur de chaleur sensible effectif
<b>V</b>	: débit volumique d'air
<b>m</b>	: débit massique d'air
<b>L</b>	: débit d'eau de ruissellement
<b>Lap</b>	: débit d'eau d'appoint
<b><math>\rho</math></b>	: masse volumique de l'air
<b>Hr</b>	: humidité relative de l'air
<b>he</b>	: enthalpie de l'air extérieur
<b>hi</b>	: enthalpie de l'air intérieur
<b>hes</b>	: enthalpie au point équivalent de surface
<b>hsa</b>	: enthalpie au point de soufflage
<b><math>\Delta h</math></b>	: différence d'enthalpie
<b>Wi</b>	: teneur en eau de l'air intérieur
<b>We</b>	: teneur en eau de l'air extérieur
<b>BF</b>	: facteur de By-Pass
<b>AS</b>	: air sec

## **Paramètres indices**

- i** : point intérieur du local
- e** : point extérieur au local
- es** : point équivalent de surface
- as** : point de soufflage d'air

*Annexe 3*

**Notes de calcul**

## NOTES DE CALCULS

**Dimensions du bloc opératoire** 6,5 m \* 6 m \* 3,3 m

### Conditions climatiques externes

	saison sèche	saison humide
Température extérieure $T_e$	41	32
(°C)	35	75
Humidité relative (Hr %)		

### Conditions climatiques internes

Température de bulbe sèche  $22 \pm 1^\circ\text{C}$   
Hygrométrie 55%

### Apports thermiques

#### Nombres d'occupants

Salle d'opération : 6

Conditions de travail: travail léger à l'étable

chaleur sensible: 92 kcal/h/pers.  
chaleur latente: 97 kcal/h/pers

### Eclairage

Salle d'opération : 700w/m<sup>2</sup>  
Autres locaux : 20w/m<sup>2</sup>

### Appareils médicaux

Divers : 500w

### Coefficient d'échange des parois en agloos creux de 15 à l'ombre

$$K = 2,1 \text{ kcal/h/m}^2/\text{ }^\circ\text{C}$$

Coefficient d'échange de la toiture en béton armé avec isolation thermique d'épaisseur 10 cm. Toiture ensoleillée:

$$K' = 0,49 \text{ kcal/h/m}^2/\text{ }^\circ\text{C}$$

## Les caractéristiques de l'air

Paramètres	Saison sèche	Saison humide	Intérieure du local	Sortie de l'humidificateur
Température bulbe sec °C	41	32	22	25,5
Température bulbe humide °C	27,1	28	16	23,7
Température de rosée °C	22,2	27	12,6	23
Enthalpie kcal/kg AS	21,10	22,13	11,0	17,0
Teneur en eau kg/kg AS	17,2	22,5	9,4	17,8
volume massique m <sup>3</sup> /kg AS	,915	0,90	0,88	0,87

### Calcul de la différence équivalente de température : $\Delta te$

Tous les parois sont à l'ombre sauf la toiture

Poids spécifique

Mur: 300 kg/m<sup>2</sup>

Toiture : 250 kg/m<sup>2</sup>

$$\Delta te = \alpha + \Delta tes + b * Rs / Rm * (\Delta tem - \Delta tes)$$

- Mois de Mars à 16 h,

Murs:

$$\Delta te = 11,3 + 5,5 = 16,8^{\circ}\text{C}$$

Toiture

$$\Delta te = 11,3 + 5,6 + 0,78 * 669 / 631 * (20,2 - 5,6) = 29^{\circ}\text{C}$$

- Mois de septembre

Murs:

$$\Delta te = 4,2 + 5,5 = 9,7^{\circ}\text{C}$$

Toiture

$$\Delta te = 4,2 + 5,6 + 0,78 * 669 / 631 * (20,2 - 4,2) = 22^{\circ}\text{C}$$

Pour les étapes des calculs voir les feuilles de calcul

**ALGORITHME DE CALCUL DE DEBIT D'AIR OPTIMAL DE SOUFFLAGE POUR  
100% AIR NEUF**

Introduire  $Q_s, Q_l, T_e, T_i, BF, W_e, W_i$

Calculer  $Q_t = Q_e + Q_l$

$$FCS = Q_s / Q_t$$

Introduire TES

Calculer  $V = Q_s / (0,29 * (T_i - TES))$

Rem Apports complémentaires de chaleur dus à l'air neuf (j)

Calculer  $Q_{se} = Q_s * 1,02 + V * (T_e - T_i) * BF * 0,29$

$$Q_{le} = Q_l * 1,02 + V * (W_e - W_i) * BF * 0,71$$

$$Q_{te} = Q_{se} + Q_{le}$$

$$FCSE = Q_{se} / Q_{te}$$

Introduire TES

Calculer  $V' = Q_{se} / (0,29 * (T_i - TES) * (1 - BF))$

**Si**  $|FCS - FCSE| \leq 0,1$

Alors aller à (i)

**Sinon**  $FCS \leftarrow FCSE$

$$V \leftarrow V'$$

Aller à (j)

**Finsi**

Rem Calculer apports supplémentaires de chaleur par l'air neuf (i)

$$Q_{as} = V * (T_e - T_i) * (1 - BF) * 0,29$$

$$Q_{al} = V * (W_e - W_i) * (1 - BF) * 0,71$$

Rem Calculer bilan thermique

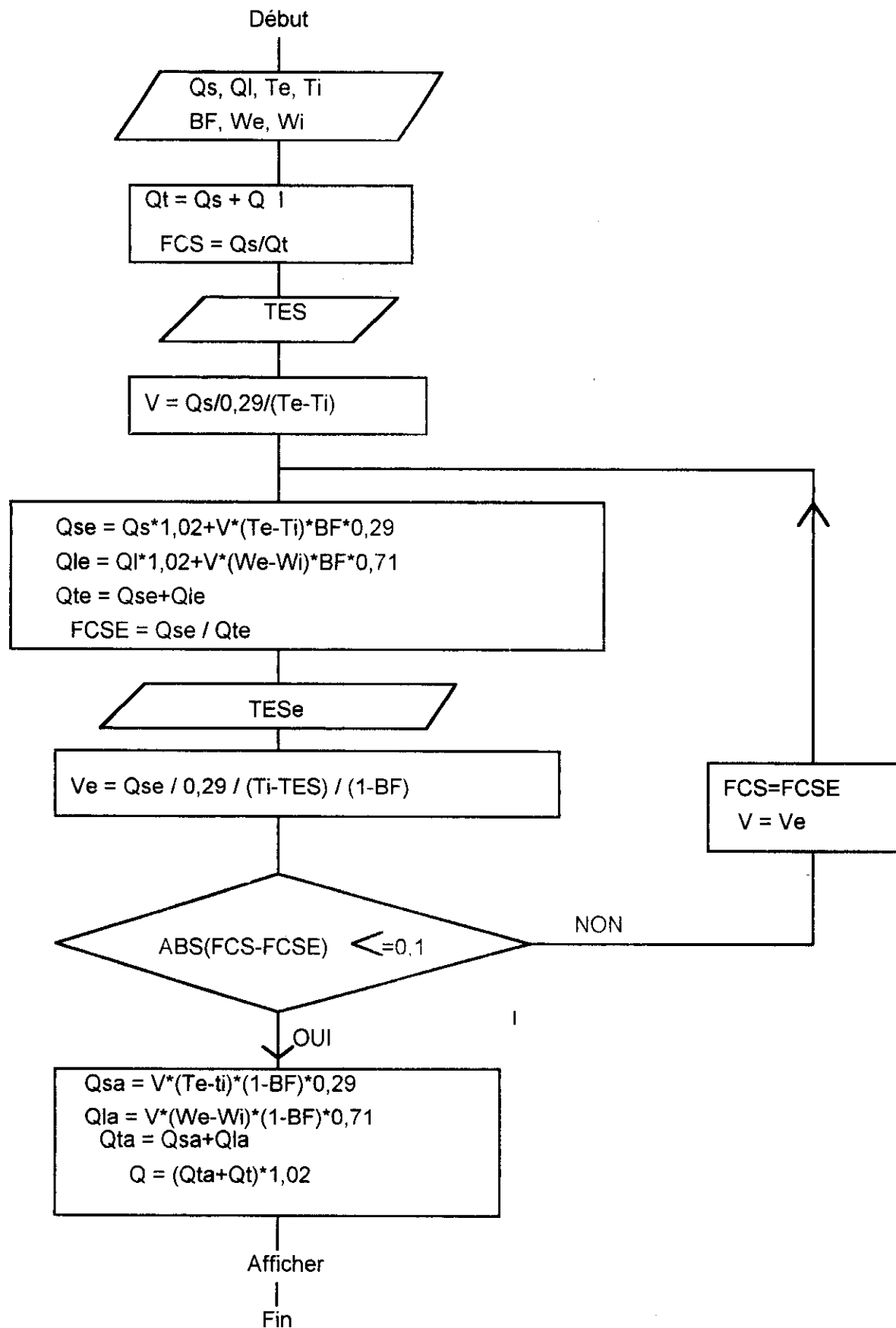
$$Q = Q_{as} * 1,02 + Q_{te}$$

Afficher FCS,  $Q_t, Q_{le}, Q_{es}, Q_{as}, Q_{al}, Q, V, Q_{te}$

Fin



## ORGANIGRAMME



FEUILLE 1 I  
 ETABLI PAR \_\_\_\_\_ BUREAU \_\_\_\_\_  
 CLIENT \_\_\_\_\_  
 LIEU \_\_\_\_\_



DATE \_\_\_\_\_  
 AFFAIRE N° \_\_\_\_\_  
 VERIFIE PAR \_\_\_\_\_

USAGE DU LOCAL				
DIMENSIONS				
Poste	Surface ou Quantité	Ensoleillement ou Δθ	Facteur	Kcal/h
<b>ENSOLEILLEMENT - VITRES</b>				
Vitres	m <sup>2</sup> x	x		
Vitres	m <sup>2</sup> x	x		
Vitres	m <sup>2</sup> x	x		
Vitres	m <sup>2</sup> x	x		
Verrière	m <sup>2</sup> x	x		
<b>ENSOLEILLEMENT &amp; TRANSMISSIONS - MURS ET TOITS</b>				
Mur	m <sup>2</sup> x	x		
Mur	41	16,8	2,1	1447
Mur	m <sup>2</sup> x	x		
Mur	m <sup>2</sup> x	x		
Toit ensoleillé	39	29	0,49	554
Toit à l'ombre	m <sup>2</sup> x	x		
<b>TRANSMISSIONS SAUF MURS ET TOITS</b>				
Toutes vitres	m <sup>2</sup> x	x		
Cloisons	38	13	2,1	1038
Plafond	m <sup>2</sup> x	x		
Plyacher	m <sup>2</sup> x	x		
Infiltrations	m <sup>3</sup> /h x	x		
<b>GAINS INTERNES</b>				
Occupants	6	Personnes x	92	550
Moteurs		CV ou KW x		
Eclairage	2124	Watts x 0,86		1827
Appareils divers	500	x 0,86		430
Gains supplémentaires				
Sous-Total				6908
Accumulation	m <sup>2</sup> x	x (-)		
Sous-Total				
Sécurité	1	%		59
<b>GAINS SENSIBLES DU LOCAL</b>				
Sous-Total				5707
Echauff. Gaine Souffl.	1	Fuites Gaine % + Souffl.	Ventilateur % + CV	119
Air frais	2140	m <sup>3</sup> /h x 19 °C x 0,05 BF x 0,29		570
<b>GAINS SENSIBLES LOCAL + AIR FRAIS</b>				6616
<b>CHALEUR LATENTE</b>				
Infiltrations	m <sup>3</sup> /h x	g/kg x 0,71		
Occupants	6	Personnes x	97	582
Vapeur		Kg/h x 600		
Appareils divers				
Diffusion de vapeur	m <sup>2</sup> x	g/kg x		
Sous-Total				582
Sécurité	1	%		6
<b>GAINS LATENTS DU LOCAL</b>				
Sous-Total				588
Fuites gaines soufflage		%		
Air frais	2140	m <sup>3</sup> /h x 8,2 g/kg x 0,05 BF x 0,71		623
<b>GAINS LATENTS LOCAL + AIR FRAIS</b>				1211
<b>GAINS TOTALS LOCAL + AIR FRAIS</b>				7827
<b>GAINS BUS &amp; L'AIR EXTERIEUR</b>				
Sens.	2140	m <sup>3</sup> /h x 19 °C x 0,05 BF x 0,29		11203
Lat.	2140	m <sup>3</sup> /h x 8,2 g/kg x 0,05 BF x 0,71		11836
Echauff. Gaine Souffl.	1	Fuites Gaine % + Souffl.	CV	463
<b>BILAN THERMIQUE TOTAL</b>				31326

BILAN POUR		LOCALE SOLAIRE		BILAN MAX. à :		LOCALE SOLAIRE	
DUREE DE FONCTIONNEMENT		CONDITONS		EXTERIEURES		INTERIEURES	
BS	BH	%HR	Point rosée	g/kg			
41	27,6	35	22,5	17,6	22	16	55
19	X X X	X X X	X X X	8,2			
<b>VENTILATION</b>							
AIR EXTERIEUR							
Parcs. x m <sup>3</sup> /h. Pers. =							
m <sup>2</sup> x m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> =							
m <sup>3</sup> /h Ventilation ■							
INFILTRATIONS							
Portes priv. Pers. x m <sup>3</sup> /h. Pers. =							
Portes ouv. Portes x m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> =							
Ventilateur extraction m <sup>3</sup> /h. m =							
Fentes m x m <sup>3</sup> /h. m =							
m <sup>3</sup> /h infiltration ■							
m <sup>3</sup> /h AIR FRAIS TRAITE ■ m <sup>3</sup> /h							
<b>ESHF</b>							
ADP							
SHF = 6616 gains sens. loc. + A.F. = 0,85							
Effectif = 7827 gains tot. loc. - A.F.							
ADP indique = 11 °C ADP choisi = °C							
<b>DEBIT D'AIR TRAITE</b>							
Δt (1 - 0,05 BF) x (°C loc. 22 - 11 ADP) = 10,45 °C							
6616 Gains sensibles local - A.F. = 2183 m <sup>3</sup> /h							
0,29 x 10,45 °C Δt							
Δt Souffl. Gains sensibles local + A.F. = °C							
0,29 x m <sup>3</sup> /h traite							
<b>DEBIT D'AIR SOUFFLE</b>							
Air Souffl. Gains sensible local = m <sup>3</sup> /h							
0,29 x °C Δt desire							
Air Bypass m <sup>3</sup> /h soufflés + m <sup>3</sup> /h traités = m <sup>3</sup> /h by-pass							
<b>TEMPERATURE ENTREE &amp; SORTIE D'AIR</b>							
BS Entree T <sub>loc.</sub> °C = m <sup>3</sup> /h A.F. / (m <sup>3</sup> /h + T <sub>A.F.</sub> ) + (°C) x T <sub>loc.</sub> (°C) = T <sub>BSE</sub> °C							
BS Sortie T <sub>ADR</sub> 11 °C + 0,05 BF (T <sub>BSE</sub> 41 °C - T <sub>ADR</sub> 11 °C) = T <sub>BSE</sub> 11,1 °C							
D'après DIAG. PSYCH. T <sub>BSE</sub> °C, T <sub>BMS</sub> °C							

REMARQUES

débit d'air retenu 2200 m<sup>3</sup>/h  
 bilan thermique Q = 31500 kcal/h

\* Si ce Δt est trop élevé, déterminer le débit soufflé pour le Δt admissible.  
 † Si on by-passe un mélange d'air extérieur et d'air de reprise, prendre le débit d'air soufflé.  
 ‡ Si on by-passe de l'air de reprise seulement, prendre le débit d'air traité.

BILAN FRIGORIFIQUE POUR CLIMATISATION  
 FORM - E - 20 Rev. 12/80

FEUILLE 1/11  
 ETABLI PAR \_\_\_\_\_ BUREAU \_\_\_\_\_  
 CLIENT \_\_\_\_\_  
 LIEU \_\_\_\_\_



DATE \_\_\_\_\_  
 AFFAIRE N° \_\_\_\_\_  
 VERIFIE PAR \_\_\_\_\_

USAGE DU LOCAL				DIMENSIONS	
Poste	Surface ou Quantité	Ensoleillement ou Δθ	Facteur	Kcal/h	
<b>ENSOLEILLEMENT - VITRES</b>					
Vitres	m <sup>2</sup> x	x			
Vitres	m <sup>2</sup> x	x			
Vitres	m <sup>2</sup> x	x			
Vitres	m <sup>2</sup> x	x			
Verrerie	m <sup>2</sup> x	x			
<b>ENSOLEILLEMENT &amp; TRANSMISSIONS - MURS ET TOITS</b>					
Mur	41 m <sup>2</sup> x	9,7 x	2,1		835
Mur	m <sup>2</sup> x	x			
Mur	m <sup>2</sup> x	x			
Tout ensoleillé	39 m <sup>2</sup> x	24,9 x	0,49		419
Tout à l'ombre	m <sup>2</sup> x	x			
<b>TRANSMISSIONS SAUF MURS ET TOITS</b>					
Toutes vitres	m <sup>2</sup> x	x			
Cloisons	38 m <sup>2</sup> x	8 x	2,1		639
Plafond	m <sup>2</sup> x	x			
Plancher	m <sup>2</sup> x	x			
Infiltrations	m <sup>3</sup> /hx	x			
<b>GAINS INTERNES</b>					
Occupants	6	Personnes x	92		552
Moteurs		CV ou KW x			
Eclairage	2124	Watts x 0,36x			1 827
Appareils divers	500	x	0,96		430
Gains supplémentaires	x				
				Sous-Total	4 702
Accumulation	m <sup>2</sup> x	x (-)			
				Sous-Total	
<b>GAINS SENSIBLES DU LOCAL</b>					
Echauff. Gaine Souffl.	1	Fuites Gaine % Souffl.	1	Ventilateur % CV	95
Air frais	1540 m <sup>3</sup> /h x	10 °C x	0,05 BF x 0,29		223
				Sous-Total	5 067
<b>CHALEUR LATENTE</b>					
Infiltrations	m <sup>3</sup> /hx	g/kg x 0,71			
Occupants	6	Personnes x	97		512
Vapeur		Kg/h x 600			
<b>GAINS LATENTS DU LOCAL</b>					
				Sous-Total	512
<b>GAINS SENSIBLES LOCAL + AIR FRAIS</b>					
				Sous-Total	5 579
<b>GAINS LATENTS LOCAL + AIR FRAIS</b>					
				Sous-Total	512
<b>GAINS SENSIBLES LOCAL + AIR FRAIS + CHALEUR LATENTE LOCAL + AIR FRAIS</b>					
				Sous-Total	6 091
<b>GAINS DUS A L'AIR EXTERIEUR</b>					
Sens.	1540 m <sup>3</sup> /h x	10 °C x (1 - 0,05 BF) x 0,29			4 243
Lat.	1540 m <sup>3</sup> /h x	13,5 g/kg x (1 - 0,05 BF) x 0,71			10 880
				Sous-Total	15 123
<b>GAINS SENSIBLES LOCAL + AIR FRAIS + CHALEUR LATENTE LOCAL + AIR FRAIS + GAINS DUS A L'AIR EXTERIEUR</b>					
				Sous-Total	26 693

BILAN POUR	h.	LOCALE SOLAIRE	BILAN MAX. à :	h.	LOCALE SOLAIRE
<b>DUREE DE FONCTIONNEMENT</b>					
CONDITIONS	BS	BH	% HR	Point rosée	g/kg
EXTERIEURES	32	28	75	27	22,5
INTERIEURES	22	16	55	14,5	9,0
DIFFERENCE	10	X X X	X X X	X X X	13,5
<b>AIR EXTERIEUR</b>					
VENTI-LA-TION	Pers. x		m <sup>3</sup> /h. Pers. =		
	m <sup>2</sup> x		m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> =		
			m <sup>3</sup> /h Ventilation ■		
INFIL-TRA-TIONS	Portes pivot. Pers. x		m <sup>3</sup> /h. Pers. =		
	Portes ouv. Portes x		m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> =		
	Ventilateur extraction		m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> =		
	Fentes m x		m <sup>3</sup> /h. m =		
			m <sup>3</sup> /h infiltration ■		
m <sup>3</sup> /h AIR FRAIS TRAITE ■					
<b>ESHF</b>					
SHF = $\frac{5067}{6426}$ gains sens. loc. - A.F. = 0,79					
ADP Effectif = $\frac{5067}{6426}$ gains tot. loc. - A.F.					
ADP indiqué = 10 °C ADP choisi = °C					
<b>DEBIT D'AIR TRAITE</b>					
Δt	(1 - 0,05 BF) x (°C loc. 22 - 10 ADP) = 11,4 °C				
m <sup>3</sup> /h	$\frac{5067}{0,29 \times 11,4}$ Gains sensibles local + A.F. = 1533 m <sup>3</sup> /h				
Δt Souffl.	$\frac{5067}{0,29 \times}$ Gains sensibles local + A.F. = °C				
<b>DEBIT D'AIR SOUFFLE</b>					
Air Souffl.	$\frac{\text{Gains sensible local}}{0,29 \times \text{°C } \Delta t \text{ desire}}$ = m <sup>3</sup> h				
Air Bypassé	m <sup>3</sup> /h soufflés - m <sup>3</sup> /h traités = m <sup>3</sup> /h bypass				
<b>TEMPERATURE ENTREE &amp; SORTIE D'AIR</b>					
BS Entrée	T <sub>loc.</sub> °C - $\frac{m^3/h \text{ A.F.}}{\text{ou } m^3/h}$ (T <sub>A.F.</sub> °C - T <sub>loc.</sub> °C) = T <sub>BSE</sub> 32 °C				
BS Sortie	T <sub>ADP</sub> 10 °C + 0,05 BF (T <sub>BSE</sub> 32 °C - T <sub>ADP</sub> °C) = T <sub>BSS</sub> 11,2 °C				
D'après DIAG. PSY CH. T <sub>BHE</sub> °C, T <sub>BHS</sub> °C					

débit d'air retenu : 1540 m<sup>3</sup>/h  
 bilan thermique cl = 25700 kcal/h

\* Si ce Δt est trop élevé, déterminer le débit soufflé pour le Δt admissible.  
 † Si on by-passe un mélange d'air extérieur et d'air de reprise, prendre le débit d'air soufflé.  
 Si on by-passe de l'air de reprise seulement, prendre le débit d'air traité.

## Calcul de la température de soufflage

A Partir de la formule (1), on a:

$$h = \frac{T_e - T_{sa}}{T_e - T_{ES}}$$

$$T_{sa} = T_e - \eta * (T_e - T_{ES})$$

$$\eta = 0,85$$

$$T_{ES} = 23^\circ\text{C}$$

$$T_{sa} = 41 - 0,85 * (41 - 23) = 25,7^\circ\text{C}$$

Calcul de la teneur en eau

$$W_{sa} = W_e - \eta * (W_e - W_{es})$$

$$W_{es} = 18 \text{ g/kg d'AS}$$

$$W_{sa} = 17,2 - 0,85 * (17,2 - 18) = 17,7 \text{ g/kg d'AS}$$

Les autres paramètres sont déterminés après avoir placé le point de coordonnées ( $T_{sa}$ ,  $W_{sa}$ ) sur le diagramme psychrométrique.

$$h_{sa} = 17,1 \text{ kcal/kg d'AS}$$

$$T_r = 23^\circ\text{C}$$

$$T_h =$$

Gains de chaleur par l'air neuf

Chaleur sensible

$$Q_s = V * (1 - BF) * \Delta T * 0,29$$

$$BF = 0,05$$

$$Q_s = 2200 * (1 - 0,05) * (25,7 - 22) * 0,29 = 2243 \text{ kcal/h}$$

Chaleur latente

$$Q_l = V * (1 - BF) * \Delta W * 0,71$$

$$Q_l = 2200 * (1 - 0,05) * (17,7 - 9) * 0,71 = 12910 \text{ kcal/h}$$

D'où les gains dus à l'air extérieur

$$Q_{sa} = 2243 + 12910 = 15153 \text{ kcal/h}$$

Chaleur cédée à l'eau par l'air

A partir de la formule 4, on a;

$$Q_{sa} = m * \Delta h = m * \rho * \Delta h$$

$$Q_{sa} = 2200 * 1,1 * (21,1 - 17,1) = 9680 \text{ kcal/h}$$

Le débit d'eau nécessaire pour évacuer cette chaleur

$$Q = L \cdot C \cdot \Delta T_m$$

$$\Delta T_m = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{\ln \frac{q_{\max}}{q_{\min}}}$$

$$q_{\max} = 41 - 22 = 19^\circ\text{C}$$

$$q_{\min} = 25,7 - 22 = 3,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{19 - 3,7}{\ln \frac{19}{3,7}} = 9,4^\circ\text{C}$$

$$L = \frac{Q}{C \cdot \Delta T_m}$$

$$L = \frac{9680}{1 \cdot 9,4} = 1,03 \text{ m}^3/\text{h}$$

## Calcul des pertes de charges dans le réseau

Tronçon	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Vitesse (m/s)	Diamètre (mm)	Dimensions équivalentes L*I	Pdc linéaire	Pdc singulière	Pdc totale
ab	2200	5	400	400*350	0,11	0,60	0,71
bc	2200	5	400	400*350	0,10	0,12	0,22
cd	2000	4,5	400	400*350	0,10	0,12	0,22
de	1500	6	300	400*200	0,23	0,10	0,32
ef	1000	3,5	300	400*200	0,07	0,08	0,15
fg	500	3,5	300	400*200	0,03	0,03	0,06
TOTAL					0,64	1,05	1,69

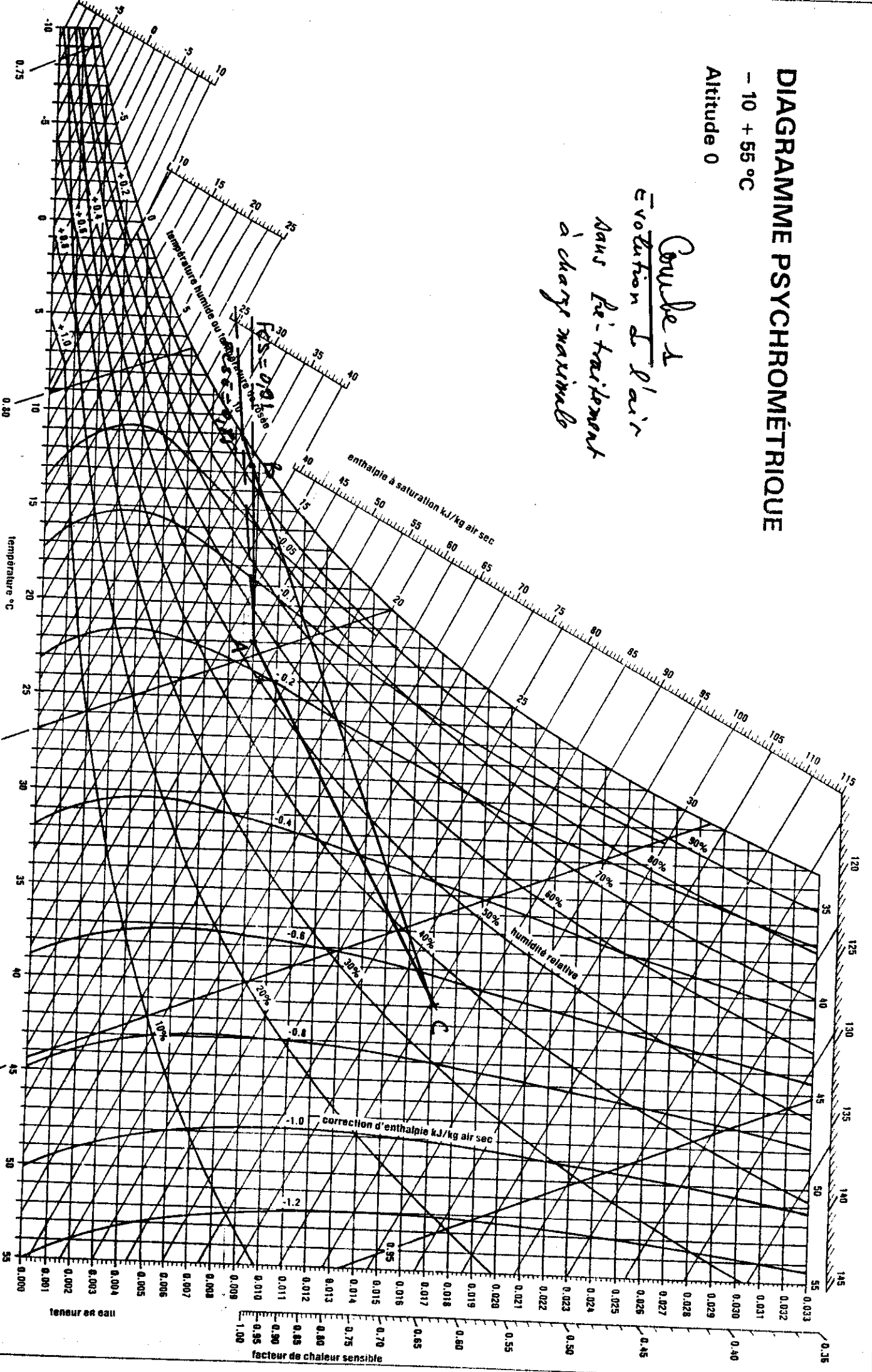
*Annexe 4*  
**Graphiques**

# DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE

- 10 + 55 °C

Altitude 0

*Goulette*  
*Evolution de l'air*  
*dans les traitements*  
*à charge maximale*



Volume n° 1 de 1968

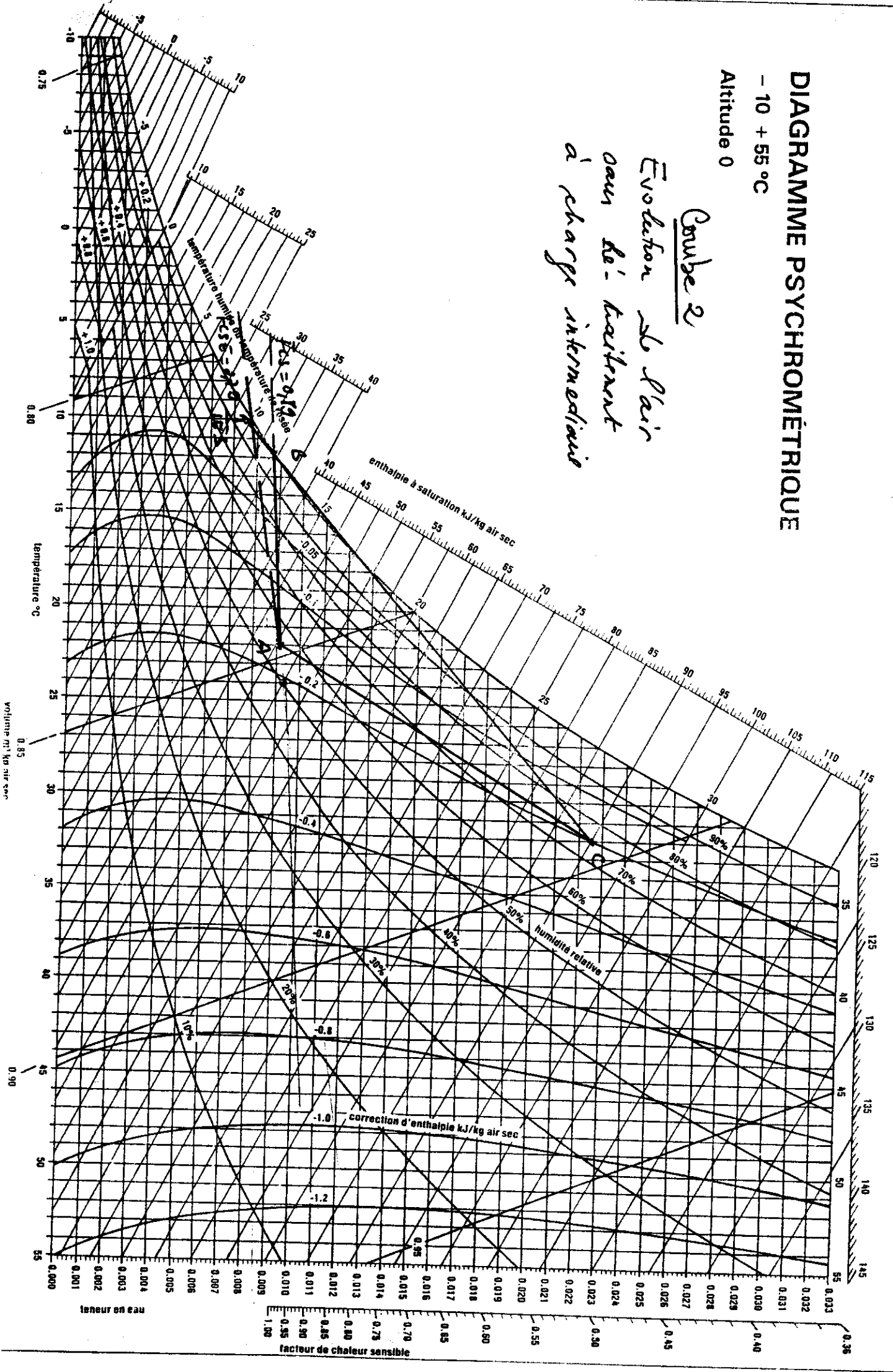


# DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE

- 10 + 55 °C

Altitude 0

Courbe 2  
Evolution de l'air  
dans le traitement  
à charge intermédiaire

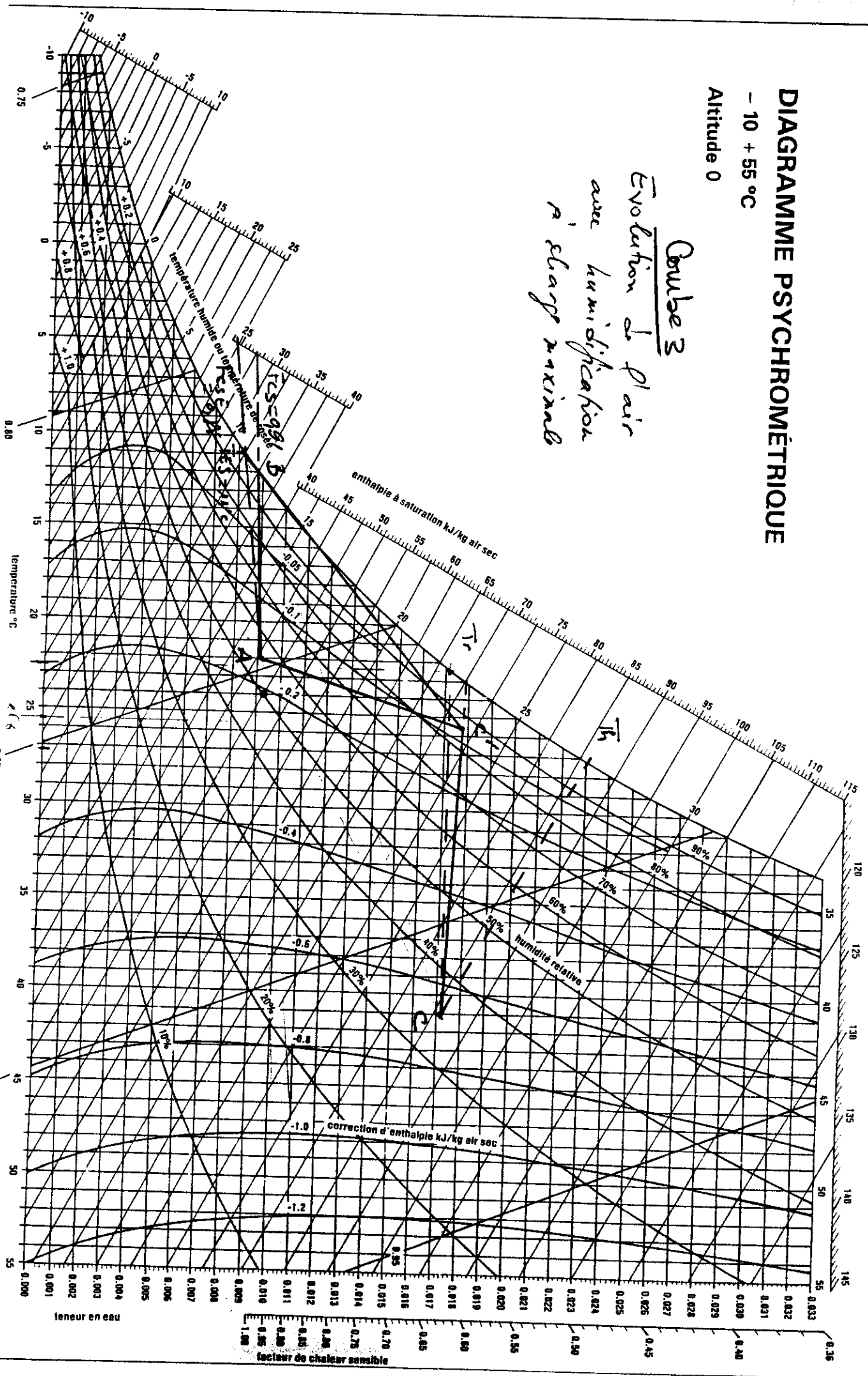


# DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE

- 10 + 55 °C

Altitude 0

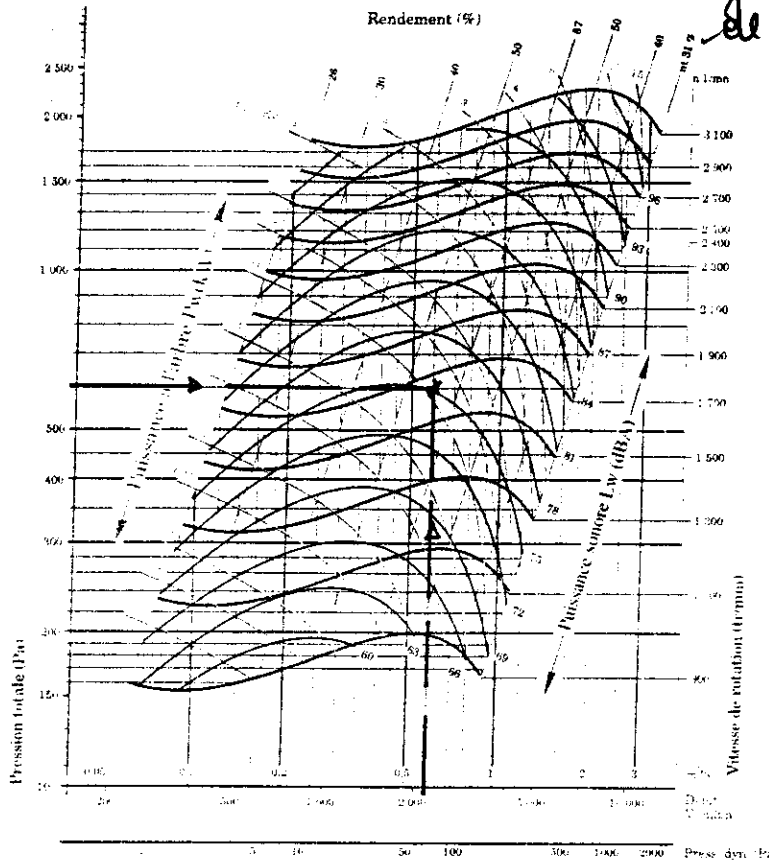
Courbe 3  
Evolution de l'air  
avec humidification  
à charge maximale



# VENTILATEUR - WAH 11

*Détermination du type de ventilateur*

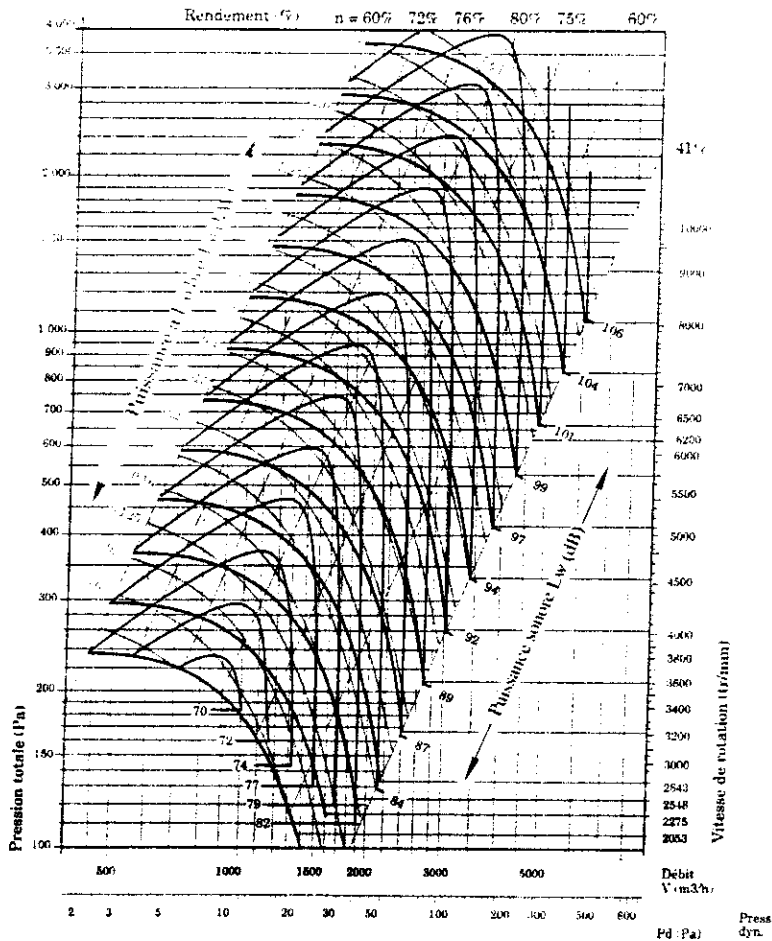
Basse pression (action)



Plage d'utilisation de ventilateurs renforcés : à n'utiliser qu'après consultation de nos services techniques (matériel hors standard).

*Puissance  $P_{in} = 0,6 \text{ kW}$   
 puissance  $L_w = 78 \text{ dB}$   
 vitesse  $w = 1500 \text{ tr/mn}$*

Moyenne pression (réaction)

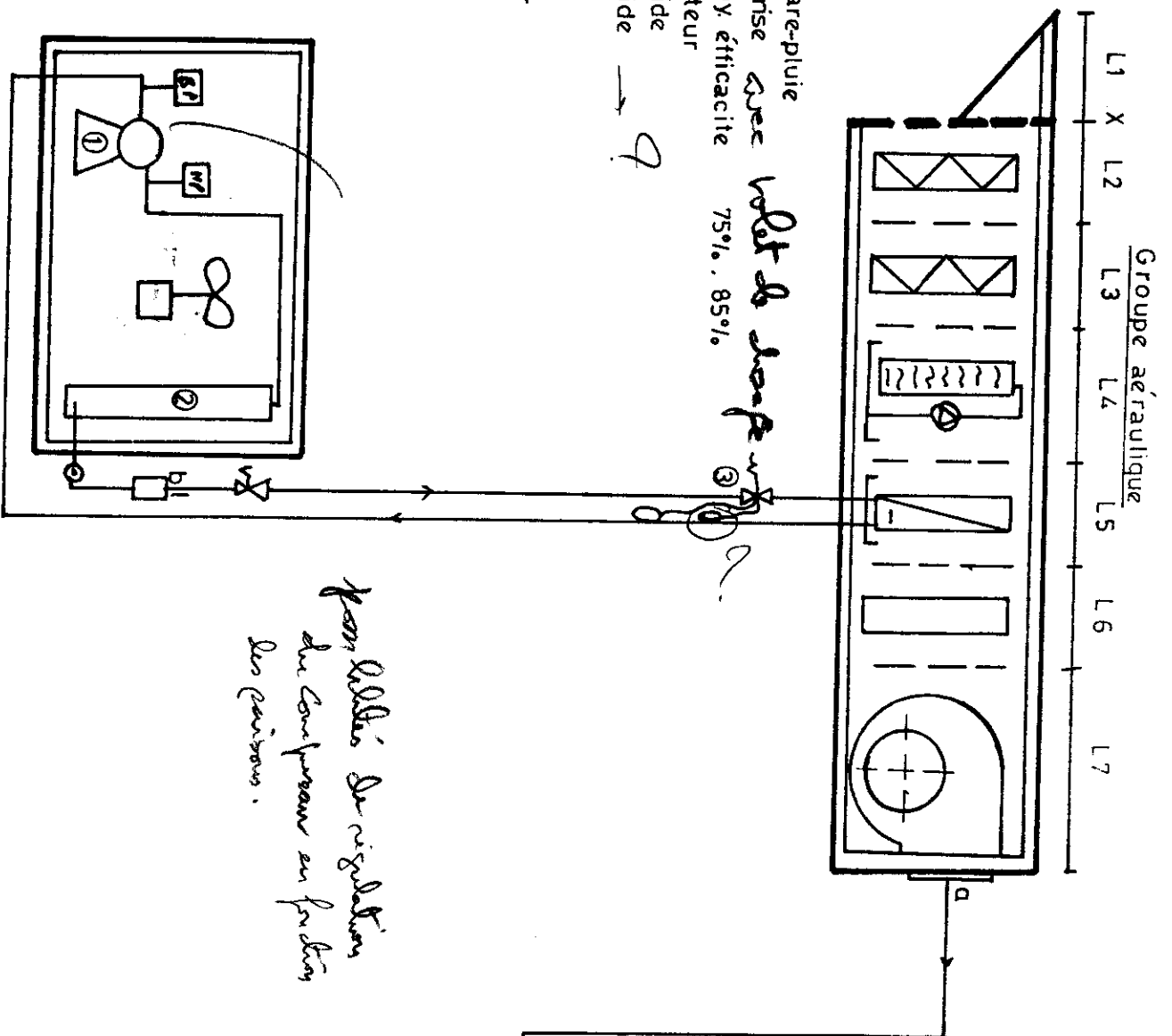


Plage d'utilisation de ventilateurs renforcés : à n'utiliser qu'après consultation de nos services techniques (matériel hors standard).

## *Annexe 5*

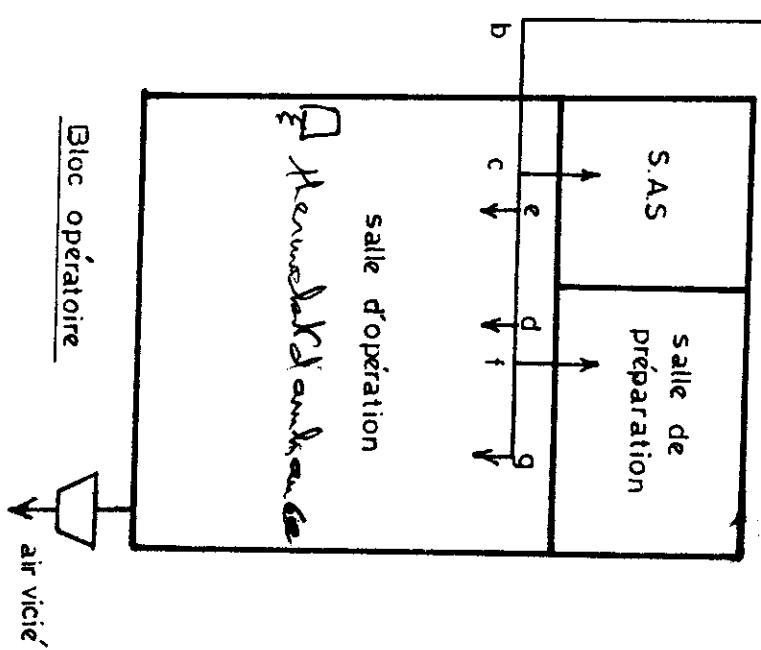
### **Schémas de l'installation**

- L1 Auvent pare-pluie
- X Grille de prise avec volet de coupe
- L2, L3 Filtre moy. efficacité 75%, 85%
- L4 Humidificateur
- L5 Batterie froide
- L6 Section vide
- L7 Ventilateur



- ① Compresseur
- ② Condenseur
- ③ Détendeur

*pour régler la régulation du compresseur en fonction des raisons.*



Groupe frigorifique

Fig:3 Vue d'ensemble de la centrale de climatisation

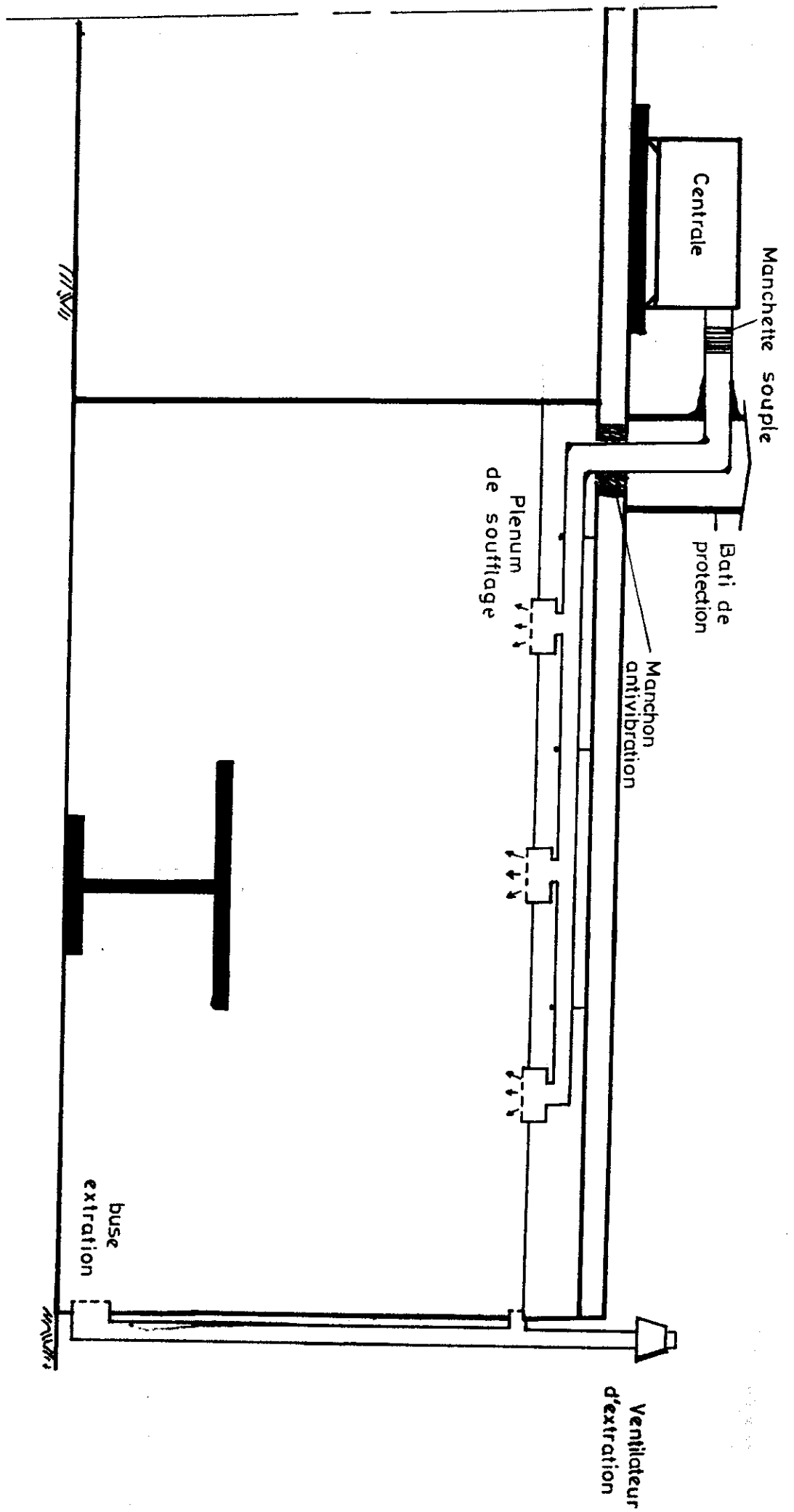


Fig: 2 Coupe schématique de la salle d'opération

Fig:1

Distribution de l'air dans le bloc opération

