

2ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Mecanique

C-K

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CLIMATISATION D'UNE SALLE
D'OPERATION

2 PLANS

Proposé par :

/)/)r TOMCZAK

Etudié par :

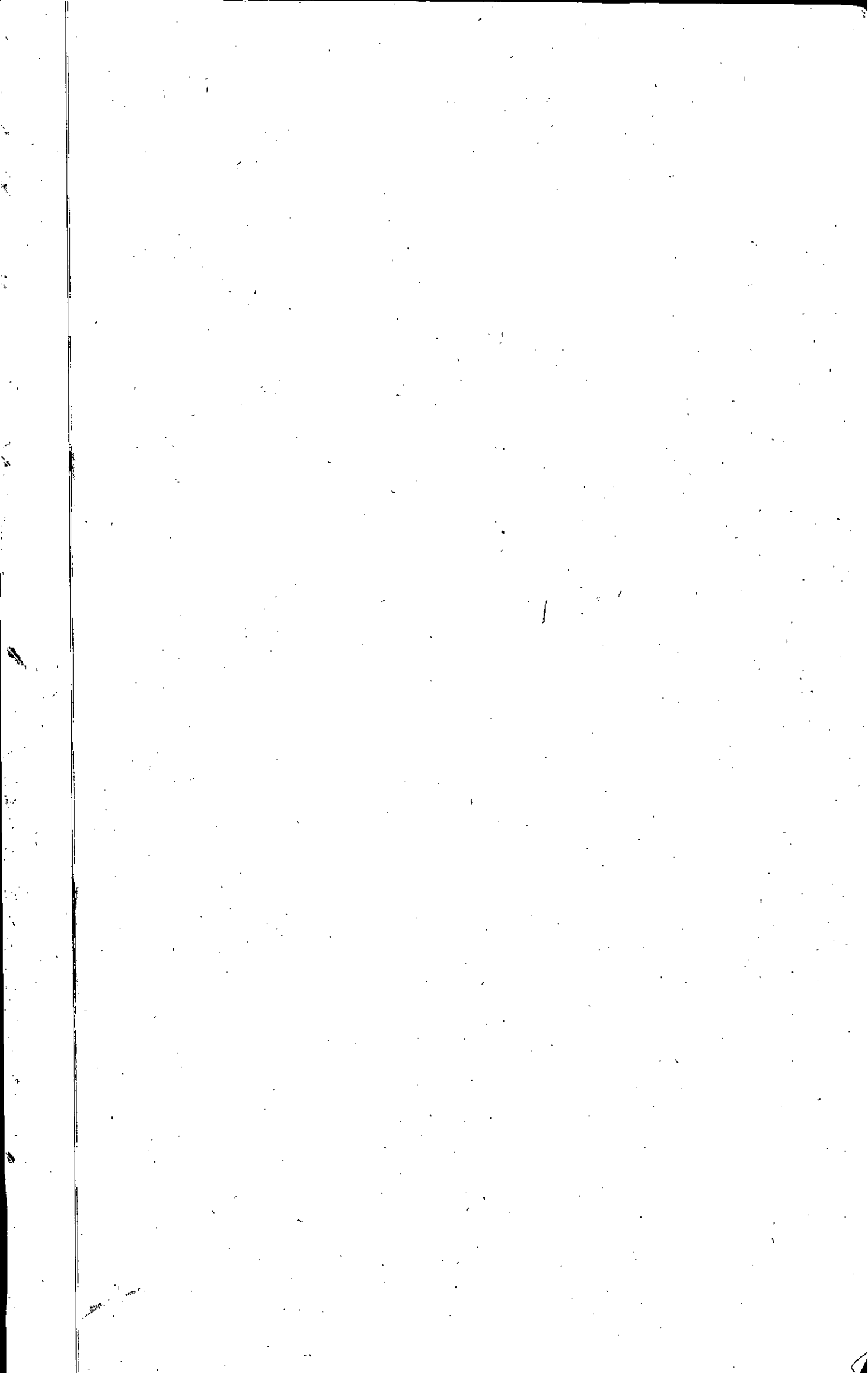
BOUSSAFEUR KACI

Dirigé par :

/)/)r TOMCZAK



PROMOTION: Juin 84



Dedicaces

A la mémoire de mon père, tombé au champ d'honneur,
A ma très chère maman,
A mon oncle Akli,
A mes frères et sœurs,
A toute ma famille,
A tous mes amis
... je dédie ce travail.

Remerciements

Je tiens à remercier vivement Monsieur TOMCZAK pour son aide et ses conseils précieux pendant toute la durée de mon travail. Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Nom et prénom: Boussafeur Kaci
Département de Génie Mécanique
Promoteur: Wladyslaw Tomczak

RESUME

Sujet:

étude

~~De ce projet il s'agit d'assurer la climatisation en toute saison d'un ensemble de salles d'opération (03) et des salles annexes d'un hopital d'Azazga (Tizi-Ouzou)~~

Chaque salle d'opération doit être aseptique, pour cela l'air y soufflé doit être stérilisé.

On prévoit trois centrales de climatisation fonctionnant toutes en air neuf. Elles seront complétées par des systèmes de régulation permettant de garder les conditions intérieures désirées pour des charges intermédiaires.

SUMMARY

Subject: *projet*

This ~~scheme~~ objects to assure the air-conditioning for three ~~operation's theatres~~ *operating rooms* and many annexed wards of Azazga's hospital.

Every operation's theatre ~~must~~ *must be* aseptic, ^{zed} in this ~~object~~ *respect* all the blown air ~~is~~ *must be* sterilized.

We provide three air-conditioning ~~centrals~~ *units* which work with external air. These ~~centrals~~ *units* will be completed by regulation systems which maintain the internal conditions ~~wanted~~ *needed* for intermediate charges.

ملخص

موضوع - يتعلق الامر في هذا البحث بضمان تكييف مجموعة من قاعات
الجراحة والقاعات الملحقة بها، من اجل تحسين تكييف الموجود بدائرة عزازة
(ولاية بوزية - ورق) وذلك على استناد الفصول الارضية.
منيت ان تكون كل قاعة جراحة معينة، لهذا الغرض فكل الهواء المرغوب ان
كل ما بهم يجب ان يكون مضمنا.
يستعمل ثلاث مراكز تكييف، يستعمل فيها الهواء خارجي، حيث احدنا بعض
القاعات رقم 1 واخر للقاعات الماقبلين، والباقي للقاعات، وتكمل
مراكز التكييف الثلاث، بمكرو حثات النظام من شأنها ان تسمح بالاحتفاظ
بالظروف القادرة المرغوبة مهما كان تغير الظروف الخارجية.

SOMMAIRE

CHAPITRE I

INTRODUCTION

I-1 Généralités	1
I-2 Le climat d'un local à grande hauteur complet et son effet sur les individus	1
I-3 Présentation du sujet	2

CHAPITRE II

INTRODUCTION AUX CALCULS

II-1 Plan de travail	3
II-2 Données de base	3
II-2-1 Situation géographique	3
II-2-2 Conditions extérieures	3
II-2-3 Conditions intérieures	4
II-3 Rappels sur le transfert thermique	5
II-3-1 Conduction	5
II-3-2 Convection	5
II-3-3 Rayonnement	6
II-4 Equation fondamentale de la transmission de chaleur	6

CHAPITRE III

BILANS THERMIQUES

III-1 Généralités	8
III-2 Calcul des besoins frigorifique	8
III-2-1 Besoins calorifiques par transmission	8
III-2-2 Besoins calorifiques pour les pertes par ventilation	9

III-2-3	Besoins calorifiques d'un local	10
III-3	Calcul des besoins frigorifique	27
III-3-1	charge frigorifique intérieure	27
III-3-2	charge frigorifique extérieure	28
III-3-4	charge frigorifique d'un local	33
III-3-5	Données nécessaires pour le calcul de la charge frigorifique de chaque local	34

CHAPITRE IV

CALCUL DES DEBITS D'AIR ET DES POINTS DE SOUFLAGE

IV-1	Choix de l'installation de climatisation	41
IV-2	Calcul des debits d'air	41
IV-2-1	Debits d'air minimum	45
IV-2-2	Point de soufflage en hiver	49

CHAPITRE V

CENTRALES DE CLIMATISATION

V-1	Généralités	52
V-2	Centrale de climatisation n°1	52
V-2-1	Fonctionnement en été	52
V-2-2	Fonctionnement en hiver	53
V-3	Centrale de climatisation n°2	57
V-3-1	Fonctionnement en été	57
V-3-2	Fonctionnement en hiver	57
V-4	Centrale de climatisation n°3	60
V-4-1	Fonctionnement en été	60
V-4-2	Fonctionnement en hiver	60

V-5	Autres équipements installés dans les centrales de climatisation	63
V-5-1	ventilateurs	63
V-5-2	Filtres	63
V-5-3	Lampes germicides	63
V-6	Dimensionnement des équipements	64

CHAPITRE VI CALCUL DES RESEAUX DE GAINES

VI-1	Généralités	68
VI-1-1	Choix des vitesses de circulation dans les gaines	68
VI-1-2	Choix de la section des gaines	68
VI-2	Calcul des dimensions des gaines	69
VI-3	Calcul des pertes de charge totales dans un tronçon	69
VI-3-1	Répartition ^M de la pression dans les réseaux de gaine et déduction de la pression totale	80
VI-3-2	Organes de réglage	80
VI-4	Pression fournie par le ventilateur	80

CHAPITRE VII REGULATION

CONCLUSION	90
------------	----

TABLE DES TABLEAUX

	Pages
— Tableaux donnant les besoins calorifiques de chaque local... 14 à 26	14 à 26
— Tableaux donnant les besoins frigorifiques de chaque local... 35 à 40	35 à 40
— Tableau n°1 : Les débits d'air soufflé et les conditions intérieures (en été) dans les locaux climatisés.....	44
— Tableau n°2 : Les débits d'air minimum.....	45
— Tableau n°3 : Vérification de la vitesse de l'air dans la zone de séjour pour les salles d'opération et d'anesthésie..	48
— Tableau n°4 : Les conditions intérieures (en hiver) des locaux et les points de soufflage y correspondant.....	51
— Tableau n°5 : Pertes de charge totales dans les différents tronzons des installations de gaines (soufflage et extraction) des salles d'opération.....	70
— Tableau n°6 : Pertes de charge totales dans les différents tronzons de l'installation de gaine (soufflage) du reste des locaux.....	72
— Tableau n°7 : Pertes de charges dans les différents tronzons de l'installation de gaine (extraction) du reste des locaux.....	76

TABLE DES FIGURES

	Pages
_ Fig 1 et 2 : Représentation sur le diagramme psychrométrique du traitement subit par l'air soufflé (en été et en hiver) dans la salle d'opération n°1.....	56
_ Fig 3 et 4 : Représentation sur le diagramme psychrométrique du traitement subit par l'air soufflé (en été et en hiver) dans les deux autres salles d'opération.....	59
_ Fig 5 et 6 : Représentation sur le diagramme psychrométrique du traitement subit par l'air soufflé (en été et en hiver) dans le reste des locaux.....	62
_ Fig 7 : Dimensions des équipements de la centrale n°1.....	65
_ Fig 8 : Dimensions des équipements de la centrale n°2.....	66
_ Fig 9 : Dimensions des équipements de la centrale n°3.....	67
_ Fig 10 : Répartition de la pression dans les réseaux de gainé (de soufflage et d'extraction) des salles d'opérations.....	82
_ Fig 11 : Répartition de la pression dans les réseaux de gainé de soufflage des autres locaux.....	83
_ Fig 12 : Répartition de la pression dans les réseaux de gainé d'extraction des autres locaux.....	84
_ Fig 13, 14 et 15 : schémas de régulation.....	88

LEGENDE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS UTILISES

- SO1 : Salle d'opération n°1
SO2 : Salle d'opération n°2
SO3 : Salle d'opération n°3
CA1 : Chambre d'anesthésie n°1
CA2 : Chambre d'anesthésie n°2
CA3 : Chambre d'anesthésie n°3
ST1 : Salle de stérilisation n°1
ST2 : Salle de stérilisation n°2
STC : Salle de stérilisation centrale
CLM1 : Chambre lave-main n°1
CLM2 : Chambre lave-main n°2
SP : Salle de plâtre
H : Hall
ME : mur extérieur
MI : mur intérieur
PLD : plafond
PLR : plancher.
-

—1—

CHAPITRE I INTRODUCTION

I-1 Généralités

La salle d'opération est le lieu le plus angoissant qu'aient connu la plupart des patients qui y sont accueillis. Elle doit être conçue de manière à limiter au maximum les risques qu'ils encourent, tout en permettant à l'équipe chirurgicale de travailler le plus efficacement possible. La conception d'une pareille salle commence avec celle de l'hôpital lui-même, et sa situation doit faire l'objet de discussions entre les architectes, les spécialistes en climatisation, les autorités hospitalières et les chirurgiens.

La salle d'opération doit être parfaitement aseptique (à l'abri des microbes), proche des chambres du service de chirurgie, mais pourtant assez isolée pour n'être point troublée par le mouvement journalier de l'hôpital. Entre cette salle et l'ensemble de l'hôpital doit être ménagée une zone intermédiaire pour permettre le passage des malades du milieu ordinaire septique à la salle aseptique sans risque d'introduction de germes dans cette dernière. Après une opération, le malade sera d'abord mené dans la salle de réanimation puis dans sa chambre, en passant par cette zone de transfert.

Dans l'aménagement d'espaces chirurgicaux, on peut prévoir trois zones principales : une zone de transfert, une zone comportant une salle d'anesthésie, des salles de rangement des instruments, de stérilisation, etc. et enfin, la zone de la ou des salles d'opération elles-mêmes.

I-2 Le climat d'un local, grandeur ~~complexe~~ et son effet sur les individus

une des plus importantes conditions pour le bien-être de l'équipe chirurgicale à l'intérieur de la salle d'opération est d'assurer son

Confort thermique.

La sensation de chaleur et de froid à l'intérieur d'un local dépend notamment des composantes suivantes :

- a) La température de l'air et sa répartition dans le temps et dans l'espace dans la zone de séjour.
- b) La température moyenne des parois du local et l'angle solide sous lequel l'occupant voit les diverses surfaces à différentes températures.
- c) L'humidité relative de l'air du local,
- d) la vitesse de l'air dans la zone d'occupation,
- e) la direction de l'air, c'est-à-dire les parties du corps frappées par le courant d'air,
- f) l'effort physique dépensé dans le travail,
- g) l'habillement.

Ces facteurs influencent le bien-être thermique et peuvent être appelés -composantes du climat au sens le plus étroit

En ce qui concerne le bien-être thermique, on ne peut donner aucun standard ou valeur normalisée, car malgré des composantes de climat identiques, les besoins d'élimination de chaleur et la sensation de confort diffèrent avec les individus. On peut donner comme raisons : la difficulté, l'âge, le sexe, la constitution individuelle, l'état de santé etc...

Dans notre cas, on doit munir la salle d'opération d'un système de régulation précis, qui permettra à l'équipe chirurgicale de choisir les paramètres (température et degré hygrométrique intérieurs) qu'elle juge les meilleurs les mieux adaptés

E3 Présentation du sujet

Dans ce projet, nous nous proposons d'assurer la climatisation en toute saison d'un ensemble de salles d'opération et quelques salles annexes de l'hôpital de 240 lits d'Azogga (villaya de Tizi-Ouzou).

CHAPITRE II INTRODUCTION AUX CALCULS

II-1 Plan de travail

Pour ~~assurer~~ ^{étudier} la climatisation des locaux, il est nécessaire de procéder comme suit :

- Déterminer les besoins calorifiques (hiver) et frigorifiques (été) de tous les locaux.
- Calculer les débits d'air nécessaires à ces locaux.
- Etablir les réseaux de gaines présentant le moins de pertes de charge possible.
- Déterminer l'installation de climatisation assurant les conditions intérieures imposées des locaux.
- Déterminer un système de régulation, grâce auquel les conditions intérieures de chaque local peuvent être maintenues invariables pour les charges intermédiaires.

II-2 Données de base

Pour calculer une installation de climatisation il est nécessaire de connaître certaines données concernant aussi bien l'hôpital que les salles à climatiser.

II-2-1 situation géographique

L'hôpital se trouve à proximité de la ville d'Azagga, à 35 Km de Béji-Ouzou.

- Altitude : 450 m
- Latitude : 36° 40' nord.
- Site : exceptionnellement découvert.

II-2-2 conditions extérieures

Les conditions climatologiques servant de base au calcul de notre installat.

Conditions de climatisation sont :

été :

Température de base $T_e = 35^\circ\text{C}$

humidité relative $\varphi_e = 47\%$

hiver

Température de base $T_e = 0^\circ\text{C}$

humidité relative $\varphi_e = 90\%$

II-23 conditions intérieures

Les conditions intérieures doivent être choisies de façon à satisfaire le bien être thermique des occupants.

Les valeurs des températures et humidités relatives retenues dans notre cas sont les suivantes :

locaux	températures (°C)		humidités relatives (%)
	été	hiver	
salles d'opérations	25 ^{±1}	25 ^{±2}	55 - 60
salles d'anesthésie	25 ^{±1}	22 ^{±1}	50 - 60
salles de stérilisation	25 ^{±1}	20 ^{±1}	50 - 60
salles de lave-main	25 ^{±1}	22 ^{±1}	50 - 60
Salle de plâtre	25 ^{±1}	20 ^{±1}	50 - 60
hall	25 ^{±1}	20 ^{±1}	50 - 60

On suppose que les locaux de l'entre-sol et ceux du deuxième étage sont aux températures 20°C et 23°C, respectivement en hiver et en été.

II-3 Rappels sur le transfert thermique

Le transfert de chaleur se fait naturellement entre deux milieux à des températures différentes, de la plus haute à la plus basse, au moyen de trois mécanismes que l'on désigne par conduction, convection et rayonnement thermique.

II-3-1 conduction

La chaleur se transmet par contact entre les molécules mais sans déplacement de matière.

La conduction concerne surtout les corps solides.

Il est intéressant de connaître la conduction en régime permanent dans les parois planes, car c'est un cas fréquemment rencontré en climatisation.

Soit t_{s_1} et t_{s_2} les températures des deux faces murales (s'il s'agit d'un mur). Le flux de chaleur qui traverse, pendant l'unité de temps (heure), une section s est donné par la relation suivante :

$$Q = \frac{\lambda}{e} s (t_{s_1} - t_{s_2}) \quad \text{Kcal/h}$$

avec :

λ : la conductibilité thermique du mur exprimée en Kcal/hm°C

e : son épaisseur en m.

II-3-2 convection

La transmission de chaleur par convection s'opérant par déplacement du fluide, son étude est doublement difficile parce qu'elle comporte l'examen :

- du déplacement du fluide,
- de l'échange calorifique.

Le phénomène de convection apparaît notamment lorsque l'écoulement de l'air est turbulent. Des filets fluides ne conservent pas leur individualité dans ce cas ; il y a brassage de la matière.

Supposons deux éléments de fluide en contact (ou un élément en contact avec la paroi). Le flux de chaleur qui, par unité de temps, traverse une surface de contact s est proportionnel à la différence de température

entre les deux éléments :

$$Q = h S (t_s - t_f) \quad \text{kcal/h}$$

avec :

h : Coefficient d'échange superficielle par convection kcal/hm²c.

II-33 rayonnement

Le rayonnement thermique est généralement considéré comme une émission désordonnée de photons entre les longueurs d'ondes 10⁻⁷ à 10⁴ mètres.

Le rayonnement thermique est émis continuellement par tous les corps et autres milieux, excités thermiquement ou autrement. L'augmentation de la température d'un milieu indique que celui-ci reçoit plus de chaleur qu'il n'en perd, et vice-versa.

La quantité de chaleur transmise par rayonnement par exemple entre deux plaques parallèles de températures respectives t_1 et t_2 telles que $t_1 > t_2$, est régie par la formule suivante :

$$Q_{1,2} = S_1 F_{2/1} H_r (t_1 - t_2) \quad \text{kcal/h}$$

avec :

S_1 : surface de la plaque N° 1 (m²)

$F_{2/1}$: facteur de ^{vue} forme de la surface 2 par rapport à 1.

H_r : coefficient de rayonnement (kcal/hm²c).

II-4 Equation fondamentale de la transmission de chaleur

Le flux de chaleur transmis ^{en régime permanent} ~~à travers une paroi~~ par unité de temps entre deux surfaces isothermes ~~d'un endroit à un autre~~ du fait de la différence de température ~~est~~ ~~ce~~ régime permanent est donné par :

$$Q = K S \Delta T \quad \text{kcal/h}$$

avec :

S : surface d'échange de chaleur en m².

ΔT : différence de température entre les deux ~~extrémités~~ isothermes

K : Coefficient de transmission global en kcal/h m²°C.
 Pour un mur (d'un local) constitué de plusieurs couches d'épaisseurs (e_1, e_2, \dots, e_n) soumis de part et d'autre à ses extrémités au phénomène d'échange de chaleur avec l'air ambiant (extérieur et intérieur) par convection, K sera déduit à partir de la formule suivante⁽¹⁾:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum_{k=1}^n \frac{e_k}{\lambda_k} + \frac{1}{h_e}$$

Si la j ème couche est une lame d'air, le coefficient de résistance global dans ce cas sera⁽²⁾

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} \right)_{k \neq j} + R_{air}$$

avec :

λ_k : Coefficient de la conductibilité thermique de la k ème couche.

h_i : Coefficient de transmission superficielle à l'intérieur du local.

h_e : Coefficient de transmission superficielle à l'extérieur du local.

Dans notre cas, on retient les valeurs 7 et 20 kcal/h m²°C respectivement pour h_i et h_e (valeurs de calcul établies d'après DIN 4701 dans le livre de Rietchel tome 2).

R_{air} : résistance calorifique qui dépend de l'épaisseur de la lame d'air. Pour une épaisseur de 50 mm (genres de lames d'air existantes dans notre cas), R_{air} sera égal à 0,21 m²h°c/kcal (toujours d'après Rietchel tome 2).

(1), (2) : formules démontrées dans le livre de Rietchel Tome 2.

CHAPITRE - III BILANS THERMIQUES

—8—

III-1 Généralités

Le bilan thermique est l'ensemble des calculs permettant de dimensionner l'installation de climatisation. Il doit être déterminé avec le maximum de précision afin d'éviter le surdimensionnement ou le sous dimensionnement de cette installation.

III-2 Calcul des besoins calorifiques

Les besoins calorifiques d'un local sont identiques à la somme de toutes les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure du local quand les conditions intérieures et les conditions climatiques extérieures restent inchangées (état stationnaire).

On distingue deux sortes de ces déperditions :

- déperditions calorifiques par transmission,
- déperditions calorifiques par ventilation.

L'évaluation des besoins calorifiques se fait avec la méthode Allemande (Norme 4701) expliquée dans le tome 2 du "Traité de chauffage et de climatisation" H. Rietchel).

III-2.1 Besoins par transmission Q_T

Les besoins calorifiques par transmission se calculent à l'aide de la formule suivante⁽¹⁾

$$Q_T = Q_0 Z = Q_0 (1 + Z_u + Z_A + Z_H).$$

Dans laquelle :

Q_0 : représente les déperditions calorifiques par transmission de la totalité du local, qui sont identiques à la somme des déperditions élémentaires q_0 de chaque surface d'enveloppe de ce local.

En régime établi : $q_0 = K S (t_i - t_e)$.

avec :

(1) : voir Rietchel tome 2.

K : Coefficient de transmission global (kcal/h.m².°C),

S : surface de la paroi (m²),

t_i : température intérieure,

t_e : température extérieure.

Z : Coefficient de majoration, qui contient les majorations partielles suivantes:

Z_u : pour interruption d'exploitation du chauffage,

Z_A : Pour compensation des surfaces extérieures froides.

Z_H : pour orientation.

Les valeurs de ces coefficients seront prises du tableau A14 (Ritcheil T.2).

Dans notre cas, pour les locaux ou le groupement $Z_u + Z_A = Z_D$ interviennent dans les calculs, il sera égal à 0,07, car le mode d'exploitation est soit continu (pour les salles d'opération, d'anesthésie et de stérilisation) ou continu avec toutefois réduction d'exploitation nocturne (pour le reste des locaux).

III-2-2 Besoins calorifiques pour les pertes par ventilation Q_L

L'air extérieur introduit directement du fait des infiltrations, présente en général une enthalpie différente de celle de l'air du local, et intervient donc dans le bilan thermique.

Le débit d'air d'infiltration varie suivant l'étanchéité des portes et fenêtres, la porosité des parois des locaux, de la direction du vent, etc...

En général, les infiltrations sont dues surtout à la vitesse du vent, qui se traduit par une surpression sur la façade exposée et par une légère dépression sur la façade opposée. Cette surpression permet à l'air extérieur de s'infiltrer dans le local par les porosités des matériaux et les interstices autour des portes et fenêtres de la façade exposée, et de s'échapper de l'autre côté.

Les besoins calorifiques Q_L pour compenser les pertes par ventilation sont calculés avec la relation suivante (1)

$$Q_L = \sum (a_i) R H (t_i - t_e) Z_i \quad \text{kcal/h}$$

avec :

$Z(a_i)$: perméabilité des fenêtres et portes au vent.

(1): voir Ritcheil Tome 2.

R : Caractéristique du local.

H : Caractéristique d'immeuble.

t_i : température intérieure

t_e : température extérieure

Z_E : facteur de majoration pour les fenêtres d'angle.

Les tableaux A15, A16, A17 (donnés sur le livre de Riethel) nous permettent de prendre les valeurs des coefficients R, H, a.

$Z_E = 1$, dans notre cas, car on a pas de fenêtres et portes situées immédiatement dans l'angle de deux murs contigus.

remarque

Les besoins calorifiques pour les pertes par ventilation n'interviennent pas dans le cas des salles d'opération et d'anesthésie, car ces dernières seront maintenues en surpression par rapport à l'extérieur. Il faut quand même remplacer les frigories perdues.

III-2-3 Besoins calorifiques d'un local

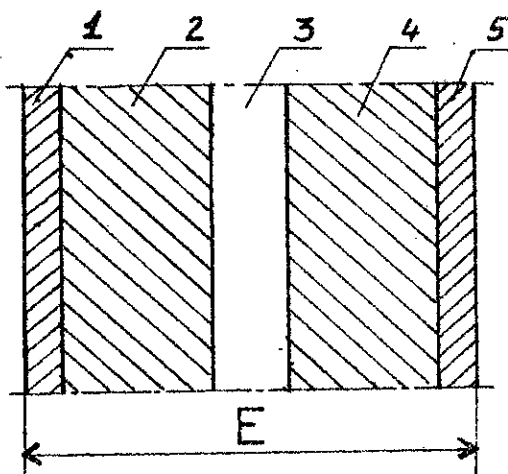
Les besoins calorifiques d'un local sont la somme des besoins calorifiques par transmission Q_T et des besoins calorifiques pour les pertes par ventilation Q_L . Et les sources de chaleurs constituées par les individus sejourant dans les locaux, ainsi que par les machines qui y sont situées.

$$Q = Q_T + Q_L = \sum q_0 (1 + Z_D + Z_H) + \sum (a_i) R H (t_i - t_e) Z_E, (\text{kcal/h})$$

coefficients k des parois plancher et toitures -11-

Murs intérieurs

$$\frac{1}{K} = 0,28 + \sum_{i=1}^n R_i$$



N°	constitution	E = 9 cm		E = 17 cm		E = 22 cm		E = 25 cm		E = 32 cm	
		e(m)	λ	e	λ	e	λ	e	λ	e	λ
1	Enduit de plâtre	0,01	0,3	0,01	0,3	0,01	0,3	0,015	0,3	0,01	0,3
2	Brique creuse	0,07	0,45	0,15	0,45	0,2	0,52	0,1	0,45	0,1	0,45
3	lame d'air	-	-	-	-	-	-	0,02	⁽¹⁾ 0,19	0,1	⁽¹⁾ 0,20
4	Brique creuse	-	-	-	-	-	-	0,1	0,45	0,1	0,45
5	Enduit de plâtre	0,01	0,3	0,01	0,3	0,01	0,3	0,015	0,3	0,01	0,3
		K = 1,99		K = 1,47		K = 1,37		K = 0,99		K = 1,01	

λ est donné en kcal/h m °c

(1) 0,19 et 0,20 sont des résistances calorifiques des deux lames d'air.

Sachant la masse volumique des matériaux constituant chaque mur, alors on peut en calculer la masse surfacique en utilisant la formule suivante :

$$M_s = \sum_{i=1}^n e_i \rho_i$$

dans notre cas :

$$\rho_{\text{plâtre}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{brique}} = 1200 \text{ Kg/m}^3$$

d'où :

$$M_s (E = 9 \text{ cm}) = 104 \text{ Kg/m}^2$$

$$M_s (E = 17 \text{ cm}) = 200 \text{ "}$$

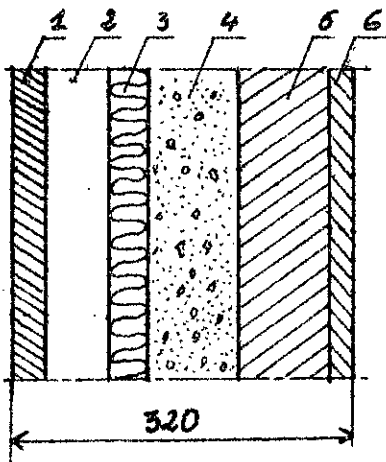
$$M_s (E = 22 \text{ cm}) = 260 \text{ "}$$

$$M_s (E = 25 \text{ cm}) = 270 \text{ "}$$

$$M_s (E = 32 \text{ cm}) = 260 \text{ "}$$

Mur extérieur

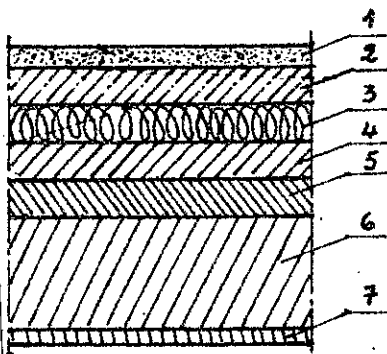
$$\frac{1}{K} = 0,19 + \sum_{i=1}^n R_i$$



N°	constitution	e	λ	ρ
1	mortier de ciment	0,02	1	1856
2	lame d'air	0,05	0,21	
3	lame de bois	0,035	0,12	400
4	béton	0,1	1,3	2000
5	brique pleine	0,1	0,68	1800
6	enduit de plâtre	0,015	0,3	1000
		$K = 1,02$	$M_s = 446 \text{ Kg/m}^2$	

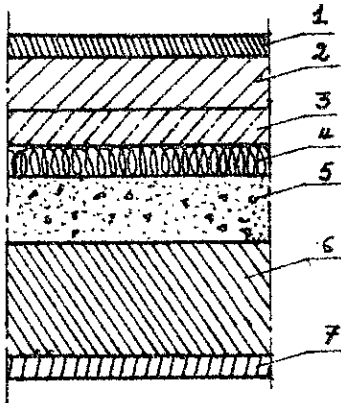
Terrasse

$$\frac{1}{K} = 0,19 + \sum_{i=1}^n R_i$$



N°	constitution	e	λ	ρ
1	gravillon	0,03	0,7	1600
2	feutre bitume	0,05	0,16	1100
3	liège	0,05	0,04	200
4	forme de pente en béton	0,05	1,3	1600
5	dalle de compression en béton armé	0,05	1,5	2000
6	parping vesu	0,15	0,5	1200
7	enduit de plâtre	0,01	0,3	1000
		$K = 0,45$	$M_s = 483 \text{ Kg/m}^2$	

Plafond et plancher



N°	constitution	e	λ	ρ
1	Balle en caoutchouc ou plastique	0,01	1,3	1760
2	chape en ciment	0,05	1,00	1600
3	carton bitumé	0,02	0,16	1100
4	liège	0,02	0,04	200
5	béton	0,07	1,5	2000
6	parping creux	0,20	0,5	1200
7	enduit de plâtre	0,01	0,3	1000
		$K = 0,69$	$M_s = 514 \text{ kg/m}^2$	

Portes et fenêtres

Porte intérieure simple (PS) en bois

$K = 2$

Porte intérieure double (PD) en bois

$K = 3$

Porte coulissante (PC) en bois, remplie de laine de verre

$K = 4$

vitrage extérieur simple (VE) avec cadre métallique et comme écran, le store venitien extérieur de couleur claire

$K = 5$

- vitrage extérieur (VE), double (Hall)

$K = 3,4$

vitrage intérieure simple (VI)

$K = 5$

Sa5

$K = 5$

Salle d'operation n°1

Abreviation	Orientation	épaisseur des murs E (cm)	longueur (L) ou largeur (l) (m)	hauteur H (m)	surface S (m ²)	Déduction ΔS (m ²)	Nombre	chiffre restant pour le calcul S - ΔS (m ²)	K en (kcal/h.m ² .°C)	ΔT (°C)	q ₀ (kcal/h)	MATÉRIEL			Q _T (kcal/h)	Q _L (kcal/h)	Q _{tot} kcal/h
												Z ₀ %	Z _H %	Z _A %			
ME	N	32	6,95	3,6	25,02	-	1	25,02	1,02	25	638						
ME	O	32	5,18	3,6	18,65	-	1	18,65	1,02	25	475,6						
SAS	E	-	0,75	0,5	0,37	-	1	0,37	5	5	9,3						
SAS	E	-	0,80	0,5	0,40	-	1	0,40	5	5	10						
MI	E	25	5,18	3,6	18,65	0,77	1	17,88	0,99	5	88,5						
VI	S	-	0,75	0,5	0,37	-	1	0,37	5	3	5,6						
VI	S	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	3	6,3						
PS	S	-	0,90	2,2	1,98	-	1	1,98	2	3	11,9						
PC	S	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	3	26,4						
MI	S	9	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	3	13,1						
MI	S	17	6,85	3,6	25,02	7,17	1	17,85	1,47	3	78,7						
PLD	-	-	6,95 5,18	-	36	-	1	36	0,45	25	405						
PLR	-	-	6,95 5,18	-	36	-	1	36	0,69	5	124,2						
<i>Somme des déperditions par transmission</i>											1892,6	7	5	1	2119,7	0	2120

Salle d'opération n°2

-15-

Abréviation	Orientation	épaisseur des murs E (cm)	longueur (L) ou largeur (l) (m)	hauteur H (m)	surface S (m ²)	Déduction ΔS (m ²)	Nom type	chiffre retenu pour le calcul S - ΔS (m ²)	K en (Kcal/h m ² °C)	ΔT (°C)	Q ₁ (Kcal/h)	NATURAL-023			Q _T (Kcal/h)	Q _L (Kcal/h)	Q _{tot} (Kcal/h)
												Z ₀ %	Z ₁ %	Z ₂ %			
MI	N	25	6,05	3,6	21,78	-	1	21,78	0,99	5	107,8						
SAS	O	-	0,80	0,5	0,4	-	1	0,4	5	5	10						
MI	O	17	2,60	3,6	9,36	-	1	9,36	1,47	3	41,3						
MI	O	17	2,60	3,6	9,36	0,4	1	8,96	1,47	5	65,9						
SAS	E	-	0,90	0,5	0,45	-	1	0,45	5	5	11,2						
SAS	E	-	0,85	0,52	0,42	-	1	0,42	5	5	10,5						
PS	E	-	0,90	2,2	1,98	-	1	1,98	2	3	11,9						
VI	E	-	0,85	0,50	0,42	-	1	0,42	5	3	6,3						
MI	E	25	2,75	3,60	9,9	2,40	1	7,5	0,99	3	22,3						
MI	E	25	2,68	3,6	9,65	0,87	1	8,78	0,99	5	43,5						
PC	S	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	3	26,4						

salle d'opération n°2 (suite)

Abr	Oriant	E (cm)	Long ou larg (m)	haut (m)	S ₀ (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S·ΔS (m ²)	K	ΔT (°C)	q ₀	Z ₀ T	Z ₀ H	Z ₀ A	Q _T	Q _L	Q _{Ext}
PC	S	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	5	44						
MI	S	9	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	3	13,2						
MI	S	9	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	5	21,0						
MI	S	17	2,83	3,6	10,19	4,4	1	5,79	1,47	5	42,6						
MI	S	17	3,13	3,6	11,27	4,4	1	6,87	1,47	3	30,3						
PLD	-	-	5,52 6,05	-	33,40	-	1	33,4	0,45	25	375,7						
PLR	-	-	5,52 6,05	-	33,4	-	1	33,4	0,69	5	115,2						
<i>Somme des dépenses par transmission</i>											899,9	-	-	-	999,9	0	1000

Salle d'operation n°3

-17-

Abreviation	Orientation	épaisseur des murs E (cm)	Longueur (L) ou largeur (l) (m)	hauteur H (m)	surface (S) (m ²)	Réduction (m ²) (ΔS)	Nombre	Chiffre obtenu pour le calcul S-ΔS (m ²)	K (kcal/h m ² °C)	ΔT (°C)	Q ₀ (kcal/h)	FAHORA-020			Q _T (kcal/h)	Q _L (kcal/h)	Q _{tot} (kcal/h)
												Z ₀ %	Z _H %	Z ₁₊₁ %			
MI	N	32	7,08	3,6	25,49	-	1	25,49	1,01	5	128,7						
MI	E	17	5,45	3,6	19,62	-	1	19,62	1,47	5	144,2						
	O	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	5	10,5						
	O	-	0,80	0,5	0,40	-	1	0,40	5	5	10						
PS	O	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	3	11,9						
	O	-	0,83	0,5	0,41	-	1	0,41	5	3	6,2						
MI	O	22	2,83	3,6	10,19	0,82	1	9,37	1,37	5	64,2						
MI	O	22	2,53	3,6	9,11	2,39	1	6,72	1,37	3	27,6						
	S	-	0,95	0,5	0,47	-	1	0,47	5	3	7,1						
PC	S	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	4	3	26,4						
MI	S	9	1,10	2,2	2,42	-	1	2,42	1,99	3	14,4						
MI	S	22	3,4	3,6	12,24	5,09	1	7,15	1,37	3	29,4						
MI	S	32	3,59	3,6	12,92	-	1	12,92	1,01	3	39,10						
PLD & PLR	-	-	7,08 5,45	-	38,59	-	2	77,18	0,69	5	266,3						
Somme des déperditions par transmission											786				786	0	790

Chambre d'anesthésie n°1

-18-

Abr	Orient	E (cm)	L ou L _{ext} (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K (Kcal/h·m ²)	ΔT(°C)	Q _p (Kcal/h)	Z _D %	Z _H %	Z _{at} %	Q _T (Kcal/h)	Q _L (Kcal/h)	Q _{br} (Kcal/h)	
VE	O	-	1,75	1,5	2,63	-	1	2,63	5	22	289,3							
ME	O	32	4,18	3,6	15,05	2,62	1	12,43	1,02	22	279							
MI	S	9	4,76	3,6	17,14	-	1	17,14	1,99	2	68,2							
PD	E	-	1,30	2,2	2,86	-	1	2,86	2	2	11,4							
MI	E	9	1,49	3,6	5,36	2,86	1	2,5	1,99	2	9,9							
VI	N	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	-3	-6,3							
PC	N	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-3	-26,4							
MZ	N	9	1	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	-3	-13,1							
MZ	N	17	4,76	3,6	17,14	4,82	1	12,32	1,47	-3	-54,3							
PLD	-	-	4,18 4,76	-	19,90	-	1	19,90	0,45	22	197							
PLR	-	-	4,18 4,76	-	19,90	-	1	19,90	0,69	2	27,5							
<i>Somme des déperditions par transmission</i>												782,8	7	0	1	835,9	0	840

Chambre d'anesthésie n°2

Abr	Orient	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S·ΔS (m ²)	K kcal/hm ²	ΔT (°C)	q ₀ (kcal/h)	Z _D %	Z _H %	Z _A %	Q _T (kcal/h)	Q _L (kcal/h)	Q _{Ext} (kcal/h)
PC	N	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-3	-26,4						
MI	N	9	1	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	-3	-13,1						
MI	N	17	3,13	3,6	11,27	4,4	1	6,87	1,47	-3	-30,3						
PD	S	-	1,50	2,2	3,3	-	1	3,3	2	2	13,2						
MI	S	9	3,13	3,6	11,27	3,3	1	7,97	1,99	2	31,7						
PC	O	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	4	2	17,6						
MI	O	9	4,55	3,6	16,38	2,2	1	14,18	1,99	2	56,4						
PLD	-	-	3,13 4,55	-	14,24	-	1	14,24	0,45	22	142						
PLR	-	-	3,13 4,55	-	14,24	-	1	14,24	0,69	2	19,7						
Somme des déperditions par transmission											209,8	-	-	-	209,8	0	210

Chambre d'anesthésie n°3

Abc	Orient	E (cm)	L ou l (m)	I (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K kcal/h°C	ΔT(°C)	q _o (kcal/h)	Z _{ΔT} %	Z _H %	Z _{1%} %	Q _T (kcal/h)	Q _L (kcal/h)	Q _{tot} (kcal/h)	
VI	N	-	0,95	0,5	0,47	-	1	0,47	5	-3	-7							
PC	N	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-3	-26,4							
MI	N	9	1,10	2,20	2,42	-	1	2,42	1,99	-3	-14,4							
MI	N	22	3,53	3,6	12,71	5,09	1	7,62	1,37	-3	-31,3							
PD	S	-	1,5	2,2	3,3	-	1	3,3	2	2	13,2							
MI	S	9	3,53	3,6	12,71	3,3	1	9,41	1,99	2	37,4							
PLD	-	-	3,53 4,72	-	16,66	-	1	16,66	0,69	2	23							
PLR	-	-	3,53 4,72	-	16,66	-	1	16,66	0,69	2	23							
<i>Somme des perditions par transmission</i>											17,5	-	-	-	17,5	0		

20

Salle de stérilisation n°1

-21-

Abr	orient	E (Cm)	L ou l (m)	H (m)	S ² (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K Kcal/h ²	ΔT(°C)	q ₀ (Kcal/h)	Z ₀ /	Z ₁₀ /	Z ₁₂ /	Q _T Kcal/h	Q _L Kcal/h	Q _{tot} Kcal/h	
SAS	O	-	0,75	0,5	0,37	-	1	0,37	5	-5	-9,3							
SAS	O	-	0,8	0,5	0,40	-	1	0,40	5	-5	-10							
MI	O	25	3,35	3,6	12,06	0,77	1	11,29	9,99	-5	-55,9							
SAS	E	-	0,8	0,5	0,40	-	1	0,40	5	-5	-10							
MI	E	17	2,6	3,6	9,36	0,4	1	8,96	1,47	-5	-65,9							
PC	S	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-2	-17,6							
MI	S	32	2,75	3,6	9,9	2,2	1	7,7	1,01	-2	-15,5							
PLD	-	-	3,35 2,75	-	9,21	-	1	9,21	0,45	20	89,90							
<i>Somme des déperditions par transmission</i>											-101,3	-	-	-	-101,3			- 100

Salle de sterilisation n°2

22

Abr	Orient	E (cm)	L m ² (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S · ΔS (m ²)	K kcal/h·m ²	ΔT (°C)	q ₀ kcal/h	Z ₀₁	Z _{H1}	Z _{L1}	Q _T kcal/h	Q _L kcal/h	Q _{tot} kcal/h		
SAS	O	-	0,9	0,5	0,45	-	1	0,45	5	-5	-11,2								
SAS	O	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	-5	-10,5								
MI	O	25	2,68	3,6	9,65	0,87	1	8,78	0,99	-5	-43,5								
SAS	E	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	-5	-10,5								
SAS	E	-	0,8	0,5	0,40	-	1	0,40	5	-5	-10								
MI	E	22	2,83	3,6	10,19	0,82	1	9,37	1,37	-5	-64,2								
PC	S	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-2	-17,6								
MI	S	9	3,45	3,6	12,42	2,2	1	10,22	1,99	-2	-40,7								
PLD PLR	-	-	3,45 3,6	-	12,42	-	1	12,42	0,69	0	0								
Somme des depéditions par transmission															-208,2				-210

Sterilisation centrale

MI	O	17	5,45	3,6	19,62	-	1	19,62	1,47	-5	-144,2								
PS	S	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	-2	-7,9								
MI	S	9	3,05	3,6	10,98	1,98	1	9	1,99	-2	-35,8								
MI	O	9	0,74	3,6	2,66	-	1	2,66	1,99	-2	-10,6								
Somme des depéditions par transmission															-198,5				-200

Chambre de lave-main n°1

Abc	Orient	E (cm)	L _{ext} (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K kcal/m ² h°C	ΔT (°C)	q _o kcal/h	Z _D /l	Z _H /l	Z _{IT} /l	Q _T kcal/h	Q _L kcal/h	Q _{ext} kcal/h
PC	N	-	1,00	2,2	2,20	-	1	2,2	4	2	17,6						
MI	N	32	2,75	3,6	9,90	2,2	1	7,7	1,01	2	15,50						
PS	N	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	-3	-11,9						
VI	N	-	0,75	0,5	0,37	-	1	0,37	5	-3	-5,6						
MI	N	17	2,19	3,6	7,88	2,35	1	5,53	1,47	-3	-24,4						
PS	S	-	0,9	2,2	1,98	-	2	1,98	2	2	15,8						
VI	S	-	0,9	0,5	0,45	-	1	0,45	5	2	4,5						
MI	S	17	3	3,6	10,80	2,43	1	8,37	1,47	2	24,6						
MI	S	9	2,10	3,6	7,56	1,98	1	5,58	1,99	2	22,20						
MI	E	17	2,60	3,6	9,36	-	1	9,36	1,47	-3	-41,3						
PLD	-	-	5,19 2,60	-	13,49	-	1	13,49	0,45	22	133,6						
PLR	-	-	5,19 2,60	-	13,49	-	1	13,49	0,69	2	18,60						
<i>Somme des depensations par transmission</i>											169,2	-	-	-	169,2	-	

170

Chambre de lave-main n°2

24

Abr	Orient	E (Cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K kcal/h/m ²	ΔT (°C)	q ₀ kcal/h	Z ₀ %	Z _H %	Z _T %	Q ₀ kcal/h	Q _H kcal/h	Q _T kcal/h		
PC	N	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	2	17,6								
MI	N	9	3,45	3,6	12,42	2,2	1	10,22	1,99	2	40,7								
PS	O	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	-3	-11,9								
VI	O	-	0,85	0,5	0,42	-	1	0,42	5	-3	-6,3								
MI	O	25	2,75	3,6	9,9	2,40	1	7,5	0,99	-3	-22,3								
PS	E	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	-3	-11,9								
VI	E	-	0,83	0,5	0,41	-	1	0,41	5	-3	-6,2								
MI	E	22	2,53	3,6	9,11	2,39	1	6,72	1,37	-3	-27,6								
PD	S	-	1,5	2,2	3,3	-	1	3,3	2	2	13,2								
MI	S	9	3,45	3,6	12,42	3,3	1	9,12	1,99	2	36,3								
PLD et PLR	-	-	3,45 7,47	-	25,77	-	2	51,54	0,69	2	71,1								
Somme des déperditions par transmission												92,7				92,7			

90

Salle de platre

-25-

Abc	Orient	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K kcal/h.m ²	ΔT (°C)	q _o kcal/h	Z _D %	Z _H %	Z _L %	Q _T kcal/h	Q _L kcal/h	Q _{tot} kcal/h	
PS	N	-	0,9	2,2	1,98	-	1	1,98	2	-2	-7,9							
VI	N	-	0,9	0,5	0,45	-	1	0,45	5	-2	-4,5							
MI	N	17	3,00	3,6	10,8	2,43	1	8,37	1,47	-2	-24,6							
PC	N	-	1	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-5	-44							
MI	N	9	1	2,2	2,2	-	1	2,2	1,99	-5	-21,9							
MI	N	17	2,83	3,6	10,2	4,4	1	5,8	1,47	-5	-42,6							
PC	E	-	1,00	2,2	2,2	-	1	2,2	4	-2	-17,6							
MI	E	9	4,55	3,6	16,38	2,2	1	14,18	1,99	-2	-56,4							
PLD	-	-	4,35 6,00	-	27,3	-	1	27,3	0,45	20	245,7							
<i>Somme des depéditions par transmission</i>											26,2	-	-	-	26,2	-		

30

Hall

Abr	Orient	E (cm)	L _{ext} (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S · ΔS (m ²)	K kcal/h·m ²	ΔT (°C)	q ₀ kcal/h	Z ₀ /	Z _{int} /	Z ₁₊₁ /	Q _T kcal/h	Q _L kcal/h	Q _{ext} kcal/h
VE	N	-	17,57	1,75	30,75	-	1	35,14	3,4	20	2091						
ME	N	32	28,84	3,6	103,82	30,75	1	73,07	1,02	20	1490,6						
MI	O	25	1,59	3,6	5,72	-	1	5,72	0,99	-5	-28,3						
MI	S	25	6,05	3,6	21,78	-	1	21,78	0,99	-5	-107,8						
MI	S	32	7,08	3,6	25,49	-	1	25,49	1,01	-5	-128,7						
PLD "boiseries" (S ₁)	-	-	-	-	18,10	-	1	18,10	0,45	20	163						
PLD (S ₂)	-	-	-	-	39,1	-	1	39,1	0,69	5	134,9						
<i>Somme des déperditions par transmission</i>											3619,7	7	5	-	4047,3	805,1	4850

D'après le plan d'architecture :

$$S_1 = 1,59 \cdot 2,92 + 2,18 \cdot 6,175 = 18,1 \text{ m}^2$$

$$S_2 = (3,45 + 0,125 + 0,22) \cdot 4,42 + 7,08 \cdot 1,96 + (0,17 + 7,41 + 0,09) \cdot 1,24 + 1,20 \cdot 8,61 = 39,1 \text{ m}^2$$

III-3 Calcul des besoins frigorifiques

La charge frigorifique désigne la quantité de chaleur à éliminer par heure d'un local, dans les conditions les plus défavorables. Elle dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation de ce local. A l'inverse de la méthode de calcul du bilan thermique en hiver où l'on considère un régime établi, on doit dans ce cas considérer un régime variable du fait que l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment dans le temps.

De plus on doit tenir compte de l'inertie thermique (effet d'emmagasinement des parois), de la non simultanéité des valeurs maxima des divers gains et des phénomènes de stratification (dans certains cas) en appliquant des coefficients de réduction sur la puissance globale, données dans le manuel Carrier.

La charge frigorifique totale d'un local se compose de la charge frigorifique intérieure et de la charge frigorifique extérieure.

III-3-1 Charge frigorifique intérieure

La charge frigorifique intérieure est la quantité de chaleur produite à l'intérieur du local. Elle se compose notamment de la chaleur dégagée par les occupants (Q_{oc}), de la chaleur dégagée par les appareils divers (Q_{ap}) et de la chaleur dégagée par les installations d'éclairage (Q_{ec}).

a- Chaleur dégagée par les occupants Q_{oc} :

Le corps humain est le siège de transformations exothermiques dont l'intensité est variable suivant l'individu et l'activité déployée.

La quantité de chaleur dégagée par le corps humain est la somme de la chaleur sensible qui est rejetée vers l'ambiance par rayonnement, conduction et convection et de la chaleur latente (portée par évaporation et respiration). Les gains internes dus aux occupants se calculent et d'après la relation:

$$Q_{oc} = (\text{chaleur dégagée par personne}) \cdot (\text{nombre de personnes}) \quad (\text{Kcal/h}).$$

b. Chaleur dégagée par les appareils divers Q_{ap} :

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. La chaleur dégagée par un appareil est: ⁽¹⁾

$$Q_{ap} = \frac{a N}{\eta} \quad (\text{kcal/h})$$

avec: a : facteur de forme $a < 1$?
 N : puissance du moteur
 η : rendement du moteur.

c. Chaleur dégagée par l'éclairage Q_{ec} :

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Cette chaleur est dégagée par rayonnement, convection et conduction.

Les gains dus à l'éclairage dépendent du type de ce dernier.

Pour un éclairage fluorescent (genre utilisé dans notre cas) les gains sont donnés par la relation suivante: ⁽²⁾

$$Q_{ec} = P_u \cdot 0,86 \cdot 1,25 S_{PL} \cdot CA_{ec} \quad (\text{kcal/h})$$

où:

P_u : la puissance utile de l'éclairage par m^2 de surface de plancher.

S_{PL} : la surface du plancher (m^2).

C_{ec} : Coefficient d'amortissement des gains dus à l'éclairage, qui dépend

- de la nature de la construction, légère, moyenne ou lourde.
- de la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation, qui est dans notre cas 24h.
- du type d'éclairage (fluorescent ou incandescent) et de son installation (encastré ou non encastré).
- du nombre d'heures écoulées depuis l'allumage.

Le coefficient 0,86 tient compte de la conversion des watts en kcal/h et le coefficient 1,25 tient compte d'une majoration de 25% correspondant à la puissance absorbée par le ballast.

III.32 Charge frigorifique extérieure

(1), (2): voir Carré tome 1

Les gains externes comprennent :

- les gains de chaleur à travers les surfaces vitrées
- les gains de chaleur à travers les parois non vitrées.

III.331 Gains de chaleurs à travers les surfaces vitrées

Ils sont composés des gains de chaleur par transmission Q_0 et des gains de chaleur par rayonnement Q_R .

A. Gains de chaleur par transmission Q_0 :

Ils se calculent d'après la formule habituelle suivante :

$$Q_0 = KS(t_e - t_i) \quad (\text{Kcal/h}).$$

avec :

- K : Coefficient de transmission global
- S : Surface d'échange thermique (ouverture totale pratiquée dans le mur où est logée la surface vitrée).
- t_e, t_i : respectivement, températures extérieure et intérieure du local.

B. Gains de chaleur par rayonnement :

Les gains de chaleur par rayonnement, pour une surface vitrée, se calculent d'après la relation suivante :

$$Q_R = (S_1 I_{\max} CA_s + S_0 I_{\text{diff}} CA_0) \cdot (\text{Coefficients de correction}), \text{ Kcal/h}$$

avec S_1 : surface vitrée ensoleillée (m^2).

S_0 : surface vitrée à l'ombre (m^2).

I_{\max} : valeur maximale du rayonnement total (direct et diffus) pour le mois et l'heure considérés, pour l'orientation et la latitude données en Kcal/h.m^2 .

I_{diff} : valeur maximale du rayonnement diffus pour le mois et l'heure considérés, pour une latitude donnée, et une orientation Nord.

CA_s : Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée ensoleillée.

CA_0 : Coefficient d'amortissement des gains à travers une surface vitrée à l'ombre ; il est déterminé de la même façon que CA_s sauf que l'orientation prise est le nord.

Coefficients de correction : Ils ont pour but de corriger les valeurs maximales des rayonnements total et diffus. En effet, I_{max} et I_{diff} ont été déterminés en se basant sur les hypothèses suivantes⁽¹⁾ :

1. Une surface vitrée égale à 85% de la surface de l'ouverture dans le mur, 15% représentant l'encadrement. C'est la proportion normale pour un encadrement en bois. Pour les encadrements métalliques, on considère la surface vitrée comme étant à 100% de la surface brute.

2. Atmosphère limpide

3. Altitude 0.

4. Une température de rosée de 19,5°C au niveau de la mer.

Si l'une des quatre conditions n'est pas remplie, alors I_{max} et I_{diff} seront corrigés par des coefficients de correction.

Dans notre cas, on a un encadrement métallique, une atmosphère limpide une altitude de 450 m et une température de rosée de 22,2°C.

D'où le coefficient de correction : $\frac{1}{0,85} \cdot 1,0105 \cdot 0,9622 = 1,144$.

Ainsi Q_R devient :

$$Q_R = (S_1 I_{max} CA_s + S_0 I_{diff} CA_0) \cdot 1,144, \text{ (Kcal/h)}$$

Pour S_1 et S_0 , elles se déterminent à partir des considérations géométriques en tenant compte de la hauteur du soleil et de son azimut.

Les valeurs des ombres latérale et verticale sont directement lues sur un abaque (donné dans le manuel Carré, 1^{er} partie page 52) en connaissant la hauteur et l'azimut du soleil, ainsi que l'orientation de la vitre.

Exemple de calcul des gains par rayonnement :

Il s'agit de calculer les gains par rayonnement à travers la vitre extérieure de la chambre d'anesthésie N°1 dont l'orientation est vers le ouest

on a $Q_R = (S_1 I_{max} CA_s + S_0 I_{diff} CA_0) \cdot 1,144 \text{ kcal/h}$

Pour une orientation ouest et environ 40°, latitude nord, I_{max} s'obtient le 23 juillet à 16^h. C'est-à-dire :

$$I_{max} = 444 \text{ Kcal/h.m}^2$$

$$I_{diff} = 32 \text{ Kcal/h.m}^2$$

S_1 et S_0 se déterminent d'après la courbe N°1 : ombre due aux auvents, saillies,

immeubles voisins (données par Carrier), en connaissant la hauteur et l'azimut.
 Dans notre cas les gains maxima s'obtiennent le 23 juillet à 16^h (40° L.N).
 d'où

D'après la table 18 (manuel Carrier) : Azimut du soleil : 267°
 hauteur " " : 35°

d'où on trouve : $S_1 = 2,21 \text{ m}^2$ et $S_2 = 0,1 \text{ m}^2$.

Pour la détermination de CA_s et CA_o , certaines informations doivent être pu

- la fenêtre est constituée d'un vitrage simple, comportant un écran (store venetien extérieur) de couleur claire.

- la masse par unité de plancher M_p , qui est défini :

$$M_p = \frac{(\text{poids des murs extérieurs, Kg}) + \frac{1}{2} (\text{poids des cloisons, plancher et plafond, Kg})}{\text{sur face de plancher du local (m}^2\text{)}}.$$

$$M_p = \frac{1}{19,9} \left[446 \cdot 12,43 + \frac{1}{2} \cdot 104 \cdot 17,14 + \frac{1}{2} \cdot 2,2 \cdot 104 + \frac{1}{2} \cdot 200 \cdot 12,32 + \frac{1}{2} \cdot 104 \cdot 9,84 + 19,9 \cdot 4,83 + 19,9 \cdot 5,14 \cdot \frac{1}{2} \right] \approx 1160 \text{ Kg/m}^2$$

De plus l'installation fonctionne 24^h, et on admet une variation de température de 1°C à l'intérieur du local.

d'où

$$CA_s = 0,15 \cdot 0,36 \cdot 8,9 = 0,4806$$

et

$$CA_o = 0,15 \cdot 0,72 \cdot 8,9 = 0,9612$$

Et finalement, on trouve $Q_R = 543 \text{ Kcal/h}$

III-332 Gains de chaleurs à travers les parois non vitrées

On distingue les gains de chaleur à travers les murs intérieurs, le plancher et les portes etc., et les gains de chaleur à travers les parois extérieures (murs et toitures)

A. Gains de chaleur par transmission à travers les murs, le plancher et les portes :

Ils s'obtiennent à l'aide du calcul habituel de la transmission de chaleur

$$Q_0 = K S \Delta T \quad \text{Kcal/h.}$$

B-Gains de chaleur par transmission à travers les parois extérieures. Q_0
 Comme il a été dit précédemment, dans ce cas on a pas un régime établi; donc la relation habituelle donnant les gains de chaleur par transmission n'est pas applicable. Pour déterminer ces gains, on a recours à la notion empirique de "différence équivalente de température", qui est définie comme étant la différence entre la température de l'air extérieur et intérieur, qui donnerait lieu au même flux de chaleur, compte tenu de la différence de température réelle et de l'effet de l'ensoleillement sur les faces extérieures des parois.

Grâce à cette différence équivalente de température, on peut appliquer la relation de la transmission de chaleur relative au régime permanent, à savoir :

$$Q_0 = K S \Delta T_e \quad \text{kcal/h}$$

K : Coefficient de transmission global (kcal/h.m².°C).

S : surface considérée (m²)

ΔT_e : différence équivalente de température (°C).

La différence équivalente de température ΔT_e dépend:

- de l'orientation de la façade,
- de l'heure considérée,
- du poids par m² des matériaux constituant la paroi.

Les valeurs de ΔT_e figurant dans les tables du manuel-carrier sont valables si toutes les conditions suivantes sont remplies :

- Intensité du rayonnement solaire en juillet pour 40° latitude nord,
- variation de 14°C sur la température sèche extérieure en 24h,
- température extérieure maximale de 35°C et température intérieure de base de 27°C, soit 8°C de différence.
- Coefficient d'absorption des murs et toits de 0,3.

Ayant dans notre cas, une variation de 14°C sur la température sèche en 24h, une différence de 10°C entre l'air extérieur et intérieur, une intensité du rayonnement solaire prise au mois de juillet pour 40° latitude nord.

On trouve alors :

$$\Delta T_e = \Delta t_e (\text{lue sur la table}) + 0,3$$

Si l'intensité du rayonnement solaire pouvant être pris pour un autre mois autre que juillet, alors la différence de température équivalente peut être calculée par la relation empirique suivante : (donnée sur carré).

$$\Delta T_e = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (^\circ\text{C})$$

Pour plus de détails en ce qui concerne cette relation, voir carré p. 57.

III-34 Charge frigorifique d'un local Q_f

C'est la somme de tous les gains de chaleur énumérés, c'est-à-dire :

$$Q_f = Q_{oc} + Q_{app} + Q_{ec} + Q_R + \sum Q_0 \quad (\text{kcal/h}).$$

a. Détermination de l'heure où la charge frigorifique Q_f est maximale :

Afin d'avoir une installation de réfrigération qui permettra d'obtenir les conditions intérieures désirées, quelque soit les conditions climatiques, il est nécessaire de connaître la charge frigorifique maximale.

Par conséquent, il faut trouver une heure de la journée où la somme des gains (occupant, éclairage, rayonnement, etc...) constituant cette charge soit maximale.

~~Pour cela, il faut~~ calculer la valeur maximale de chaque gain (occupant, éclairage, rayonnement, etc...) séparément, puis comparer ces valeurs entre elles.

Si l'un des gains est nettement plus important que les autres, l'heure à laquelle il a été calculé sera prise pour déterminer tous les autres gains.

Si la majorité des gains ont des valeurs voisines, il faut alors calculer tous les gains pour plusieurs heures différentes de la journée (chaque gain étant calculé à la même heure), et faire la somme ; la valeur maximale sera égale à la charge frigorifique.

III-35 Données nécessaires pour le calcul de la charge frigorifique de chaque local

Noms des locaux	Nbre d'occupants	Chaleur dégagée par chaque individu		Nature de l'éclairage	Puissance de l'éclairage par unité de plancher (W/m ²)	Types d'appareils existants	Chaleur dégagée par ces appareils (Kcal/h)
		Q _{pers} (Kcal/h)	Q _{lat} (Kcal/h)				
S.O1	03	92	160	fluorescent	50	-	-
	05	127	238				
S.O2	"	"	"	"	"	-	-
S.O3	"	"	"	"	"	-	-
C.A1	03	69	120	"	"	-	-
C.A2	"	"	"	"	"	-	-
C.A3	"	"	"	"	"	-	-
S.T1	02	92	160	"	30	- stérilisateur instruments - stérilisateur ustensil	1280 + 7810 <hr/> 9090
S.T2	"	"	"	"	"	"	"
S.T.C	"	"	"	"	"	- Laveur et stérilisateur - sur bras pressoir - stérilisateur de pansements	8940 <hr/> 4610 13550
C.LM1	-	-	-	"	30	-	-
C.LM2	-	-	-	"	30	-	-
S.P	05	69	120	"	30	-	-
H	-	-	-	"	-	-	-

Abbréviations	Orientation	Longueur L (m)	hauteur (m)	Surface (m ²)	Surface vitrée (m ²)	Surface vitrée ensoleillée (m ²)	Surface vitrée à l'ombre (m ²)	Nombre	Coefficient de Corrélation du pt de sensé C _{tr}	Coeff: amattinés pour ensoleil. C _{A1}	Coeff: amattinés pour ombre C _{A2}	Intensité max du rayonné Inms (Kcal/hm ²)	Intensité max du rayonné diffus Idif (Kcal/hm ²)	gain par rayonn. ément q _g (Kcal/h)	gain total par rayonnement q _g (Kcal/h)
<p align="center">Juillet 17^h Chambre d'anesthésie n°1 M_p = 1160 kg/m²</p>															
VE	0	1,75	1,5	2,63	2,31	2,28	0,03	1	0,9622	0,5607	0,9879	436	38	638,9	638,9
<p align="center">Juillet 18^h Hall M_p = 1380 kg/m²</p>															
VE	0	17,57	1,75	30,75	28,83	—	28,83	1	0,9622	—	0,12	—	65	216,4	216,4

Abbréviation	Orientation	Épaisseur des murs E (cm)	Longueur L ou largeur l (m)	Hauteur H (m)	Surface S (m ²)	Déduction ΔS (m ²)	Nombre	Chiffre obtenu pour le calcul S-ΔS (m ²)	K (Kcal/h.m ² °C)	ΔT (°C)	ΔT _{equiv} (°C)	gain par transmission Q _t (Kcal/h)	gain par rayonnement Q _r (Kcal/h)	Nbre d'occupants	Chaleur dégagée par les occupants Q _{oc} (Kcal/h)	gain due à l'éclairage Q _{ec} (Kcal/h)	gain due aux appareils divers Q _{ap} (Kcal/h)
Juillet 17 ^h Chambre d'anesthésie n°1 (suite)																	
VE	O	-	1,75	1,5	2,63	-	1	2,63	5	10	-	131,5					
ME	O	32	4,18	3,6	15,05	2,63	1	12,42	1,02	-	9,7	122,9					
PLD	-	-	4,18 4,76	-	19,9	-	1	19,9	0,45	-	13,58	121,6					
PLR	-	-	4,18 4,76	-	19,9	-	1	19,9	0,69	2	-	27,5					
gain total par transmission												403,5	638,9	03	567	845	-
charge frigorifique totale Q _F = 2450 Kcal/h																	
Juillet 18 ^h Hall (suite)																	
VE	N	-	17,57	1,75	30,75	-	1	30,75	3,4	10	-	1045,5					
ME	N	32	28,84	3,6	103,82	30,75	1	73,07	1,02	-	3,1	232					
Terraz	-	-	-	-	18,1	-	1	18,1	0,45	-	14,83	121,6					
PLD et PLR	-	-	-	-	96,3	-	1	96,3	0,69	2	-	132,9					
gain total par transmission												1531	216,4	-	-	-	-
charge frigorifique totale Q _F = 1750 Kcal/h																	

Abreviation	Orientation	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S - ΔS (m ²)	K (kcal/h m ² °c)	ΔT (°C)	ΔT _{equi} (°c)	Q ₀ (kcal/h)	Q _R (kcal/h)	Nbr d'occupants	Q _{rec} (kcal/h)	Q _{dec} (kcal/h)	Q _{imp} (kcal/h)
Juillet 18 ^b			Salle d'operation n°1									Mp = 1400 kg/m ³					
ME	N	32	6,95	3,6	25,02	-	1	25,02	1,02	-	3,1	79,1					
ME	O	32	5,18	3,6	18,65	-	1	18,65	1,02	-	11,4	216,9					
PLD	-	-	6,95 5,18	-	36,00	-	1	36,00	0,45	-	14,93	242,9					
PLR	-	-	6,95 5,18	-	36,00	-	1	36,00	0,69	2	-	49,7					
gain total par transmission												587,6	-	08	2584	1528,6	-
Charge frigorifique totale Q _F = 4700 kcal/h																	
Juillet 18 ^b			Salle d'operation n°2									Mp = 970 kg/m ³					
PLD	-	-	5,52 6,05	-	33,4	-	1	33,4	0,45	-	14,93	224,4					
PLR	-	-	5,52 6,05	-	33,4	-	1	33,4	0,69	2	-	46,1					
gain total par transmission												270,5	-	08	2581	1430	-
Charge frigorifique totale Q _F = 4340 kcal/h																	

Abreviation	Orientation	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K (Kcal/hm ² °C)	ΔT(°C)	ΔT _{equi} (°C)	Q _t (Kcal/h)	Q _R (Kcal/h)	Nbr d'occupants	Q _{occ} (Kcal/h)	Q _{ec} (Kcal/h)	Q _{app} (Kcal/h)
Salle d'operation n°3 Mp=780 kg/m ²																	
PLD	-	-	6,05	-	38,59	-	2	77,18	0,69	2	-	106,5					
PLR	-	-	5,45	-													
gain total par transmission												106,5					
- charge frigorifique totale												Q _F = 4410 kcal/h					
Juillet 18 ^h Chambre d'anesthesie n°2 Mp=940 kg/m ²																	
PLD	-	-	3,13	-	14,24	-	1	14,24	0,45	-	14,93	95,7					
PLR	-	-	4,55	-	14,24	-	1	14,24	0,69	2	-	19,6					
gain total par transmission												115,3					
- charge frigorifique totale												Q _F = 1320 kcal/h					
Chambre d'anesthesie n°3 Mp=710 kg/m ²																	
PLD	-	-	3,53	-	16,66	-	2	33,32	0,69	2	-	106,5					
PLR	-	-	4,72	-													
gain total par transmission												106,5					
- charge frigorifique totale												Q _F = 1420 kcal/h					

Abbréviation	Orientation	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S - ΔS (m ²)	K (Kcal/hm ² °C)	ΔT (°C)	ΔT _{équi} (°C)	Q ₀ (Kcal/h)	Q _r (Kcal/h)	Nbre d'occupants	Q _{occ} (Kcal/h)	Q _{ec} (Kcal/h)	Q _{app} (Kcal/h)
Juillet 18 ^h		Salle de stérilisation n°1										M _p = 1150 kg/m ³					
PLD	-	-	3,35 2,75	-	9,21	-	1	9,21	0,45	-	14,93	61,9					
PLR	-	-	3,35 2,75	-	9,21	-	1	9,21	0,69	2	-	12,7					
gain total par transmission												74,6	-	02	504	249,5	9090
- charge frigorifique totale Q _f = 9320 Kcal/h																	
		Salle de stérilisation n°2										M _p = 790 kg/m ³					
PLD et PLR	-	-	3,45 3,60	-	12,42	-	2	24,84	0,69	2	-	34,3					
gain total par transmission												34,3	-	02	504	348,5	9090
- charge frigorifique totale Q _f = 9780 Kcal/h																	
		Stérilisation centrale										M _p = 660 kg/m ³					
PLD et PLR	-	-	-	-	49,63	-	2	99,26	0,69	2	-	137					
gain total par transmission												137	-	02	504	1408,5	13550
- charge frigorifique totale Q _f = 15600 Kcal/h																	

Abreviation	Orientation	E (cm)	L ou l (m)	H (m)	S (m ²)	ΔS (m ²)	Nombre	S-ΔS (m ²)	K (kcal/h.m ²)	ΔT (°C)	ΔT équi (°C)	Q _t (kcal/h)	Q _p (kcal/h)	Nbre d'occupés	Q _{rec} (kcal/h)	Q _{ex} (kcal/h)	Q _{app} (kcal/h)
Juillet 18 ^h			Chambre lave-main n°1										Mp=1020 kg/m ²				
PLD	-	-	5,19 2,60	-	13,49	-	1	13,49	0,45	-	14,93	90,6					
PLR	-	-	5,19 2,60	-	13,49	-	1	13,49	0,69	2	-	18,6					
gain total par transmission												109,2	-	-	-	630,8	-
Charge frigorifique totale Q _F = 740 kcal/h																	
Juillet 18 ^h			Chambre lave-main n°2										Mp=660 kg/m ²				
PLD & PLR	-	-	3,45 3,47	-	25,77	-	2	51,54	0,69	2	-	71,1					
gain total par transmission												71,1	-	-	-	1246,6	-
Charge frigorifique totale Q _F = 1320 kcal/h																	
Juillet 18 ^h			Salle de platre										Mp=1140 kg/m ²				
PLD	-	-	4,55 6,00	-	27,3	-	1	27,3	0,45	-	14,93	183,4					
PLR	-	-	4,55 6,00	-	27,3	-	1	27,3	0,69	2	-	37,8					
gain total par transmission												221,2	-	05	945	1247,3	-
Charge frigorifique totale Q _F = 2410 kcal/h																	

CHAPITRE IV

CALCUL DES DEBITS D'AIR ET DES POINTS DE SOUFFLAGE

IV-1 Choix de l'installation de climatisation

Par sa simplicité, par son coût relativement peu élevé et par son encombrement réduit nous adoptons une installation de climatisation centrale à un réseau de gaine.

Dans notre cas, on choisit trois centrales de climatisation fonctionnant constamment en air neuf, dont l'une est destinée à la salle d'opération N°1, l'autre aux deux autres salles d'opération et la troisième aux reste des locaux.

Ce choix permettrait de garder la salle d'opération N°1 toujours praticable si l'installation de climatisation destinée aux deux autres tombe en panne (arrêt pour des raisons de nettoyage ou autre) et vice-versa.

IV-2 Calcul des débits d'air

La détermination du débit d'air nécessaire à la climatisation d'un local doit satisfaire le bilan thermique si celui-ci est vide et à la fois le bilan thermique et le bilan matière s'il est occupé.

On détermine le débit d'air pour l'exploitation estivale car le risque de vent courts est alors maximum. En hiver on gardera le même débit d'air soufflé mais avec des conditions de soufflage différentes. Il faudra, en outre vérifier par la suite si le débit ainsi déterminé n'est pas inférieure au taux de renouvellement minimale nécessaire.

Le débit d'air nécessaire pour chaque local s'obtient avec la relation :

$$L_s = \frac{Q_F}{(h_i - h_s)} = \frac{M}{(x_i - x_s)} \quad (\text{Kg/h}) \quad (a)$$

où : h_i : enthalpie de l'air intérieur (Kcal/Kg).

h_s : enthalpie de l'air soufflé (Kcal/Kg)

x_i : teneur en eau de l'air intérieur (Kg d'eau/Kg d'air sec)

x_s : teneur en eau de l'air soufflé (kg d'eau / kg d'air sec).

Q_F, M : respectivement la quantité de chaleur (kcal/h) et la quantité d'eau (kg/h) qu'il faut éliminer de ce local.

Pour déterminer le débit d'air nécessaire à la climatisation de chaque local, on se sert du diagramme psychrométrique.

Connaissant l'angle d'évolution de la droite de changement d'état défini par :

$$i = \arctg \frac{\sin \beta}{\cos \beta - \frac{E_h}{E_z} \frac{Q_F}{M}}$$

avec :

β : angle formé entre les deux droites $h = C \frac{t}{2}$ et $x = C \frac{t}{2}$.

E_h : échelle relative aux enthalpies

E_z : échelle relative à la teneur en eau.

Pour le diagramme utilisé dans notre cas on trouve :

$$i = \arctg \frac{1}{1,73 - 2,84 \cdot 10^3 \frac{Q_F}{M}}$$

On choisit ensuite la température de soufflage t_s définie de sorte qu'elle ne soit inférieure que de 6 à 8°C à la température intérieure, pour des raisons d'ordre physiologique.

Alors, l'intersection de la droite de changement d'état (d'angle i), passant par l'état imposé à l'air du local, avec la droite $t = t_s$ donne le point de soufflage; et grâce à la relation (a) on peut calculer L_s .

Dans notre cas, la température intérieure en été étant fixée à 25°C, on choisit une température de soufflage t_s égale à 20°C.

L'installation étant centrale et à un réseau de gaines, nous avons donc le même point de soufflage pour tous les locaux desservis par la même centrale, dans le cas où cela n'est pas possible (risque d'éloignement du degré hygrométrique de la plage désirée), cas qui se présente en hiver, on utilise des réchauffeurs individuelles.

Exemple: Détermination du point de soufflage et calcul des débits d'air nécessaires aux salles d'opération N°2 et N°3.

Salle d'opération n°2 :

Conditions intérieures : $t_i = 25^\circ\text{C}$, $HR_i = 57\%$ $h_i = 13 \text{ Kcal/kg}$.

Température de soufflage : $t_s = 20^\circ\text{C}$

Charge frigorifique : $Q_F = 4340 \text{ Kcal/h}$.

Quantité d'eau dégagée : $M = \frac{n Q_{lat}}{L_v} \text{ Kg/h}$

avec :

n : nombre d'occupants

Q_{lat} : Chaleur latente dégagée par personne (Kcal/h).

L_v : Chaleur de vaporisation (Kcal/kg).

$n = 8$ personnes

$Q_{lat} = 238 \text{ Kcal/h}$ pour cinq (05) personnes et 160 Kcal/h pour 3 personnes.

$L_v = 597 \text{ Kcal/kg}$.

d'où $M = 2,797 \text{ Kg/h}$

$$i = \arctg \frac{1}{1,73 - 2,84 \cdot 10^{-3} \frac{4340}{2,797}} = -20,48 \approx -20,5^\circ = 159,5^\circ \text{ (dans le sens des aiguilles d'une montre)}$$

Du point I on trace la droite d'angle $159,5^\circ$ et son intersection avec la droite $t_s = 20^\circ\text{C}$ nous donne le point de soufflage.

On obtient $h_s = 10,7 \text{ Kcal/kg}$ d'air sec.

$$\text{d'où } L_s = \frac{Q_F}{h_i - h_s} = \frac{4340}{13 - 10,7} = 1890 \text{ Kg/h} = 1540 \text{ m}^3/\text{h} \text{ avec } P = 1,23 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Salle d'opération N°3 :

L'air soufflé dans cette salle est traité dans la même centrale que celui soufflé dans la salle N°2, il a donc le même point de soufflage (S) que cette dernière.

Sachant l'angle i , alors l'intersection de la droite de changement d'état passant par le point (S) avec la droite $t_i = 25^\circ\text{C}$ nous donnera le point intérieur.

Charge frigorifique : $Q_F = 4410 \text{ Kcal/h}$

Quantité d'eau dégagée : $M = 2,797 \text{ Kg/h}$ } d'où $i = -20^\circ = 160^\circ$

On obtient les conditions intérieures suivantes :

$h_i = 13 \text{ kcal/kg}$, $HR_i = 57\%$, $t_i = 25^\circ\text{C}$

Le débit d'air nécessaire est donc : $L_s = \frac{4410}{13 - 10,7} = 1980 \text{ kg/h}$.

Les débits d'air nécessaires ainsi que les conditions à l'intérieur des locaux sont résumés dans les sous-tableaux suivants : (dans chaque sous-tableau, sont regroupés les locaux possédant la même centrale de traitement d'air).

Tableau n°1

a) Température de soufflage $t_s = 20^\circ\text{C}$
enthalpie de soufflage $h_s = 11 \text{ kcal/kg}$

Locaux	Température intérieure t_i ($^\circ\text{C}$)	enthalpie intérieure h_i (Kcal/Kg)	Humidité relative HR (%)	Débit d'air L_s		Quantité d'eau évaporée M (kg/h)
				Kg/h	m ³ /h	
S01	25	13	57	2350	1910	2,797

b) $t_s = 20^\circ\text{C}$ $h_s = 10,7 \text{ kcal/kg}$.

S.02	25	13	57	1890	1540	2,797
S.03	25	13	57	1920	1560	2,797

c) $t_s = 20^\circ\text{C}$ $h_s = 11,3 \text{ kcal/kg}$.

G.A1	25	13	57	1440	1170	
G.A2	25	13,2	60	690	560	
G.A3	25	13,2	60	750	610	
S.T1	25	12,65	56	7350	5980	
ST2	25	12,65	56	7390	6010	
S.T.C	25	12,65	56	11560	9400	
C.L.M1	25	12,5	55	620	500	
C.L.M2	25	12,5	55	1100	890	
S.P	25	13	57	1420	1150	
H	25	12,5	55	1460	1190	

V.2.1 Debits d'air minimum L_{min}

Il s'agit de vérifier si le débit d'air soufflé dans chaque local est supérieure au débit d'air minimale de renouvellement.

Càd : $L_s \stackrel{?}{\geq} L_{min} = x \cdot V$

x : taux de renouvellement minimum

V : volume de la salle considérée.

Tableau n°2

Locaux	Volume de la salle considérée (m ³)	x renouvellement minimum (1/h)	Debits d'air minimum L_{min} (m ³ /h)	Debits d'air minimum L_{min} Kg/h.
S.O ₁	116	10	1160	1427
S.O ₂	107	10	1070	1316
S.O ₃	124	10	1240	1525
EA ₁	64	10	640	787
CA ₂	46	10	460	566
CA ₃	53	10	530	652
S.T ₁	30	6	180	221
S.T ₂	40	6	240	295
S.T.C	159	6	954	1173
C.L.M ₁	43	10	430	529
C.L.M ₂	83	10	830	1021
S.P	88	6	528	649
H	184	6	1104	1358

Maintenant que nous avons déterminé tous les points de soufflage ainsi que les débits d'air nécessaires pour tous les locaux, il faut vérifier pour les salles d'opération et d'anesthésie notamment, que la vitesse de l'air dans la zone d'occupation n'est pas gênante pour les individus; c'est-à-dire il faut vérifier que cette vitesse est comprise entre 0,15 et 0,20 m/s; vitesses recommandées pour le confort des occupants.

La méthode de calcul est largement expliquée dans le livre de Ritcheil tome 2 pour le mode de soufflage par le plafond perforé, qui est utilisé pour les salles d'opération et d'anesthésie.

Exemple de calcul : Salle d'opération N° 1

Les données :

Dimensions : — hauteur sous plafond : $H = 2,71 \text{ m}$
 — Longueur : $L = 6,95 \text{ m}$
 — largeur : $l = 5,18 \text{ m}$

admettant qu'on dispose de 75% de la surface du plafond pour les ouvertures d'induction d'air.

Déterminons la vitesse de l'air de soufflage, le nombre de trous pour un diamètre de perforation $d_b = 6 \text{ mm}$, et également la vitesse de l'air dans la zone d'occupation.

vitesse de l'air de soufflage w_0 :

A l'aide du critère de turbulence donné par Huesman on obtient une vitesse minimale w_0 , avec une température de l'air à l'entrée d'environ 16 à 22°C, de :

$$w_0 = \frac{1500 \gamma}{d_b} = \frac{1500 \cdot 15 \cdot 10^3}{6 \cdot 10^3} = 3,75 \text{ m/s}$$

Nous adoptons $w_0 = 4 \text{ m/s}$.

On doit maintenant vérifier que la vitesse de l'air w_g à son entrée dans la zone de séjour appartient au domaine défini précédemment (0,15 à 0,20 m/s).

Nous utilisons à cet effet la figure 13-35 (Ritcheil tome 2) ; page 427.

Si x est la distance entre le plafond perforé et la zone d'occupation, soit pour une hauteur H :

$$x = H - 2 \text{ en mètres}$$

$$X = 2,71 - 2 = 0,71 \text{ m}$$

la valeur à porter en abscisse est :

$$\frac{X}{\sqrt{S}} = \frac{0,71}{\sqrt{0,75 \cdot 36}} = 0,137.$$

le point correspondant sur la courbe B de la figure 13.35 (plafonds épais) a une ordonnée de :

$$\frac{w_g}{w_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{i\alpha}} = 0,72$$

où α : la contraction

i : la proportion de la surface libre à la section totale S .

on a par ailleurs

$$L_s = S i \alpha w_0 \Rightarrow i \alpha = \frac{L_s}{S w_0} = \frac{1910}{3600 \cdot 27} \cdot \frac{1}{w_0} = 0,019 \cdot \frac{1}{w_0}$$

d'où $w_g = 0,72 \sqrt{i\alpha} \cdot w_0 = 0,72 \cdot \sqrt{0,019} \cdot \sqrt{4} = 0,198 \text{ m/s}$

$$\underline{w_g = 0,198 \text{ m/s}}$$

Nombre de trous n :

$$\text{on a } i \alpha = 0,019 \frac{1}{w_0} = \frac{0,019}{4} = 0,00475.$$

Pour un plafond perforé : $\alpha \in [0,74 \div 0,82]$

soit $\alpha = 0,8$.

$$\text{donc } i = \frac{0,00475}{0,8} = 0,0059$$

$$\text{Pour } S_i = 27 \cdot 0,0059 = 0,159 \text{ m}^2$$

$$\text{On obtient } n = \frac{(S_i \cdot 4)}{d^2 \cdot \pi} = \frac{0,159 \cdot 4}{0,36 \cdot \pi \cdot 10^4} = 5623 \dots$$

Pour les autres salles les résultats sont résumés sur le tableau suivant :

Tableau n°3

-48-

$$\begin{cases} d_0 = 6 \text{ mm} \\ \alpha = 0,8 \end{cases}$$

Locaux	Dimensions			Surface du plafond pour induct. -ion d'air (m ²)	vitesse de soufflage W ₀ (m/s)	vitesse dans la zone de séjour W _z (m/s)	Nbre de trous n.
	H (m)	L (m)	l (m)				
S.01	2,71	6,95	5,18	27	4	0,198	5623
S.02	2,71	6,05	5,52	25,05	4	0,188	4704
S.03	2,71	7,08	5,45	28,90	4	0,176	4810
GA 1	2,71	4,76	4,18	14,90	4	0,20	3643
C. A ₂	2,71	4,55	3,13	9,97	4	0,171	1768
C. A ₃	2,71	4,22	3,53	12,66	4	0,167	1945

V-2-2 Point de soufflage en hiver

Si Q_L représente la quantité de chaleur perdue par le local (que l'air soufflé doit compenser par une quantité de chaleur $Q_L = -Q_L'$) et M la quantité d'eau à éliminer (due aux occupants et aux appareils), on a les égalités :

$$Q_L' = L_s (h_i - h_s) \quad \text{Kcal/h}$$

$$M = L_s (X_i - X_s) \quad \text{Kg/h}$$

L_s étant le même débit d'air soufflé calculé en été.

Comme pour l'exploitation en été, on se sert du diagramme Psychrométrique.

On calcule d'abord l'angle i , ensuite l'enthalpie de soufflage

$$h_s = -\frac{Q_L'}{L_s} + h_i, \quad \text{dont tous les paramètres sont connus.}$$

L'intersection de la droite de changement d'état (d'angle i) passant par le point I , avec la droite d'enthalpie constante nous donne le point de soufflage (S).

Le point de soufflage doit être choisi correctement pour chaque local de manière à avoir les conditions intérieures imposées. Il est évident qu'on ne trouvera pas le même point de soufflage pour tous les locaux (notamment ceux dont l'air soufflé est traité dans la troisième centrale de climatisation), car chaque local a sa propre droite de changement d'état. Or, cela est impossible vu que l'installation est centrale. Pour cela on utilise des batteries terminales dont le rôle est non seulement d'avoir le point de soufflage désiré, mais également de compenser les pertes de chaleur dans les gaines et de faciliter la régulation individuelle de température.

Chaque centrale de climatisation doit être dimensionnée de sorte qu'elle puisse assurer les conditions imposées dans chaque local aussi bien lorsque celui-ci est occupé que lorsqu'il est vide, et cela grâce à la régulation.

Exemple : Détermination du point de soufflage en hiver de la salle d'opération N° 1.

Conditions intérieures : $t_i = 25^\circ\text{C}$ $HR = 55\%$ $h_i = 12,6 \text{ Kcal/Kg}$.

debit d'air soufflé : $L_s = 2350 \text{ Kg/h}$

La salle peut être vidée⁽¹⁾ ou occupée, dans ce dernier cas on doit tenir compte des apports internes (occupants, éclairage ...).

A. Les apports internes n'existent pas :

Dépense calorifique : $Q_h = -2120 \text{ Kcal/h}$

On a $h_s = h_i - \frac{Q_h}{L_s} = 12,6 - \frac{(-2120)}{2350} = 13,5 \text{ Kcal/Kg}$

Angle de la droite de changement d'état : $i = \arctg \frac{1}{1,73 - 2,84 \cdot 10^3 \cdot \frac{(-2120)}{2350}} = 0$

L'intersection de la droite dont $i = 0$ avec celle dont $h_s = 13,5 \text{ Kcal/Kg}$, nous donne le point de soufflage S.

$t_s = 28,5^\circ\text{C}$ $h_s = 13,5 \text{ Kcal/Kg}$, $x_s = 11 \text{ g d'eau / Kg d'air}$

B. La salle est occupée :

Chaleur dégagée par les occupants : $Q_{occ} = 2581 \text{ Kcal/h}$

Chaleur dégagée par l'éclairage : $Q_{ec} = 1528,6 \text{ Kcal/h}$.

quantité d'eau dégagée par les occupants : $M = 2,797 \text{ Kg/h}$.

d'où les nouvelles dépenses calorifiques : $Q = -2120 + 2581 + 1528,6$

~~Dépense~~ $Q = 1990 \text{ Kcal/h}$

Enthalpie de soufflage : $h_s = h_i - \frac{Q}{L_s} = 12,6 - \frac{1990}{2350} = 11,75 \text{ Kcal/Kg}$

On trouve $i = -74^\circ = 106'$

L'intersection de la droite de changement d'état avec la droite $h_s = 11,75 \text{ Kcal/Kg}$, nous donnera le point de soufflage.

on trouve : $t_s = 24,5^\circ$, $h_s = 11,5 \text{ Kcal/Kg}$

Pour les autres locaux, les résultats trouvés sont résumés dans le tableau suivant : aussi-bien lorsque ceux-ci sont vides qu'occupés

(1) On désigne par vide, que les apports internes n'existent pas.

Tableau n°4

Gains intérieurs n'existent pas								Gains intérieurs existent						
Locaux	Qh Kcal/h	t _i °C	X _i g d'eau/kg	h _i Kcal/kg	HR _i %	t _s (°C)	h _s Kcal/kg	Q Kcal/h	t _i (°C)	X _i g d'eau/kg	h _i Kcal/kg	HR _i %	t _s (°C)	h _s Kcal/kg
S.O1	-2120	25	11	12,6	55	28,5	13,5	1990	25	11	12,6	55	24,5	11,75
S.O2	-1000	25	11,55	13	57	27	13,5	3071	25	11,55	13	57	22	11,37
S.O3	-790	25	11,55	13,09	57	27	13,5	3513	25	10,15	13,2	57	22	11,4
C.A1	-840	22	8,5	10,4	52	24,5	10,98	572	22	8,42	10,59	54	21	10,2
C.A2	-210	22	8,5	10,4	52	23	10,7	992	22	9,4	10,85	58	18	9,4
C.A3	-20	22	8,5	10,4	52	22	10,4	1290	22	9,4	11,1	55	18	9,4
S.T1	130	20	8	9,6	55	20	9,59	9952	20	8	9,6	55	14,5	8,25
S.T2	210	20	8	9,6	55	20	9,59	10452	20	8,1	9,65	55	14,5	8,25
S.T.C	200	20	8	9,6	55	20	9,59	15662	20	8	9,6	55	14,5	8,25
C.L.M1	-170	22	8,5	10,13	55	22	10,4	560	22	8,5	10,14	56	18	9,4
C.L.M2	-90	22	8,5	10,32	53	22	10,4	1230	22	8,5	10,5	53	18	9,4
S.P	-30	20	8	9,6	55	20	9,62	2162	20	8,3	9,77	57	14,5	8,25
H	-4850	20	8	9,6	55	33	12,92	-	-	-	-	-	-	-

CHAPITRE V CENTRALES DE CLIMATISATION

V-1 Généralités

Les trois centrales de climatisation choisies dans notre cas sont centrales et à un réseau de gaine. L'air provient en totalité de l'extérieur (pas de recyclage).

Dans ce qui suit on essayera de déterminer les équipements nécessaires à installer dans chaque centrale pour pouvoir traiter l'air et l'amener aux conditions de soufflage déterminées précédemment. Pour cela, on utilisera le diagramme Psychrométrique et on analysera le traitement que l'on fera subir à l'air.

V-2 Centrale de climatisation n°1

V-2-1 Fonctionnement en été (fig 1)

L'évolution du traitement de l'air sur le diagramme Psychrométrique commence à partir de l'état de l'air extérieur (point e) pour finir à l'état de l'air soufflé (point s) - fig 1.

Les équipements nécessaires pour assurer ce traitement sont les suivants:

a. Batterie de refroidissement :

On utilise un réfrigérant par surface, constitué de tubes à ailettes minces, disposés verticalement afin d'éviter la stagnation de l'eau condensée.

La batterie froide utilisée dans notre installation doit être un peu surdimensionnée et ceci dans le but de pouvoir obtenir les températures intérieures dans la salle d'opération n°1 inférieures que celle fixée (25°C) (en cas de nécessité).

Si on fixe la température la plus basse à 20°C, alors il faut que cette batterie ait la possibilité de refroidir l'air du point (e) jusqu'au point G.

La puissance sera donc :

$$P = L_s (h_c - h_e) = 2350(6,8 - 18,7) = -27965 \text{ kcal/h}$$

$$\text{soit } P = 27980 \text{ fg/h.}$$

b. Réchauffeur (batterie de chauffage):

On utilise pour le réchauffage de l'air des tubes à ailettes épaisses ou minces chauffés à la vapeur ou à l'eau. Selon les besoins, on place un plus ou moins grand nombre de rangs de tubes l'un derrière l'autre, alignés ou en quinconce. Le fluide porteur de calories passe dans les tubes, l'air à réchauffer perpendiculairement aux tubes.

Ce réchauffeur fonctionne à teneur en eau constante.

Il permet dans notre cas de chauffer l'air de l'état b à l'état s. on doit choisir un réchauffeur capable de fournir à l'air la quantité de chaleur suffisante lui permettant d'atteindre le point de soufflage prévu (le point de soufflage n'est pas constant; il est fonction des conditions intérieures).

On utilise un seul réchauffeur d'air qui va fonctionner en été et en hiver. Il développe le maximum de sa puissance en hiver. Dans ce cas sa puissance est:

$$P = L_s (h_s - h_b) = 2350(11 - 10,50) = 940 \text{ kcal/h}$$

V-22 Fonctionnement en hiver

sur le diagramme Psychrométrique, l'air extérieur froid est caractérisé par le point E. on veut obtenir le point de soufflage nécessaire à la sortie de la centrale pour avoir les conditions intérieures fixées (pt I) (fig 2). Il faut donc à la fois réchauffer l'air extérieur et l'humidifier.

Equipements et leur puissances

a. Batterie de chauffage (Préchauffeur):

La batterie de chauffage que l'on utilisera pour le préchauffage de l'air sera du même type que celle décrite dans le cas de l'été.

Cette batterie échauffe l'air à teneur en eau constante, de l'état (E) à l'état (A). (fig 2)

sa puissance sera donc : $P = L_5 (h_A - h_E) = 2350 (11,75 - 2) = 22912,5 \text{ kcal/h}$
 soit $P = 22920 \text{ kcal/h}$.

b. Chambre de pulvérisation (humidificateur) :

Dans cet appareil, l'air vient en contact avec l'eau pulvérisée par de nombreuses buses.

L'humidificateur prévu pour notre installation fonctionne avec de l'eau recyclée, d'où l'évolution de l'air à enthalpie constante sur le diagramme (h, x) .

Cet appareil est immédiatement suivi d'un séparateur de gouttelettes constitué par des lames en zigzag placées les unes à côté des autres et conformées de telle sorte qu'elles excitent les gouttelettes d'eau véhiculées par l'air qui les traversent.

En pratique, il est difficile d'humidifier l'air à une valeur bien précise.

Il est préférable de faire passer une partie de l'air dans la chambre de pulvérisation et de l'humidifier jusqu'à la saturation, et de faire passer le reste du débit d'air en dehors de l'humidificateur. Les deux quantités d'air sont ensuite mélangées dans une chambre de mélange pour avoir l'état de l'air désiré.

Les débits d'air contournant et traversant l'humidificateur, soit L_a et L_b respectivement, pour avoir le point désiré sont donnés par les deux relations suivantes :

$$L_b = \frac{L_{\text{Tot}}}{1 + \frac{x_B - x_3}{x_3 - x_A}}$$

$$L_a = L_{\text{Tot}} - L_b$$

avec :

L_{Tot} : débit d'air total, qui est la somme des débits traversant et contournant l'humidificateur.

x_3 : teneur en eau g/kg d'air de l'air traversant humidificateur.

Application :

- point s_0 ,

$$L_{Tot} = 2350 \text{ kg/h}$$

$$x_B = 12,4 \text{ g d'eau/kg (saturation)}$$

$$x_A = 3,4 \text{ g d'eau/kg d'air}$$

$$x_{s_0} = 9,8 \text{ " " "}$$

- point c

$$L_{Tot} = 2350 \text{ kg/h}$$

$$x_B = 12,4 \text{ g d'eau/kg}$$

$$x_A = 3,4 \text{ g d'eau/kg}$$

$$x_c = 11 \text{ "}$$

d'où $L_b = 1671 \text{ kg/h}$

$$L_a = 679 \text{ kg/h}$$

d'où $L_b = 1985 \text{ kg/h}$

$$L_a = 365 \text{ kg/h}$$

b. Réchauffeur :

On utilisera le même réchauffeur que lors du fonctionnement en été. Ce réchauffeur doit apporter le nombre de calories nécessaires à l'air d'apport de la salle d'opération, de façon à garder sa température intérieure constante. Sa puissance sera calculée pour les déperditions maximales, c'est à dire lorsque les apports internes n'existent pas.

donc: $P =$

Remarque :

Dans les deux autres centrales, on utilisera les mêmes types d'appareils que ceux décrits dans l'installation N°1. Il n'est pas alors nécessaire de les décrire une nouvelle fois, on donnera uniquement leur puissances.

S: état de l'air soufflé
 I: " " " intérieur

-56-

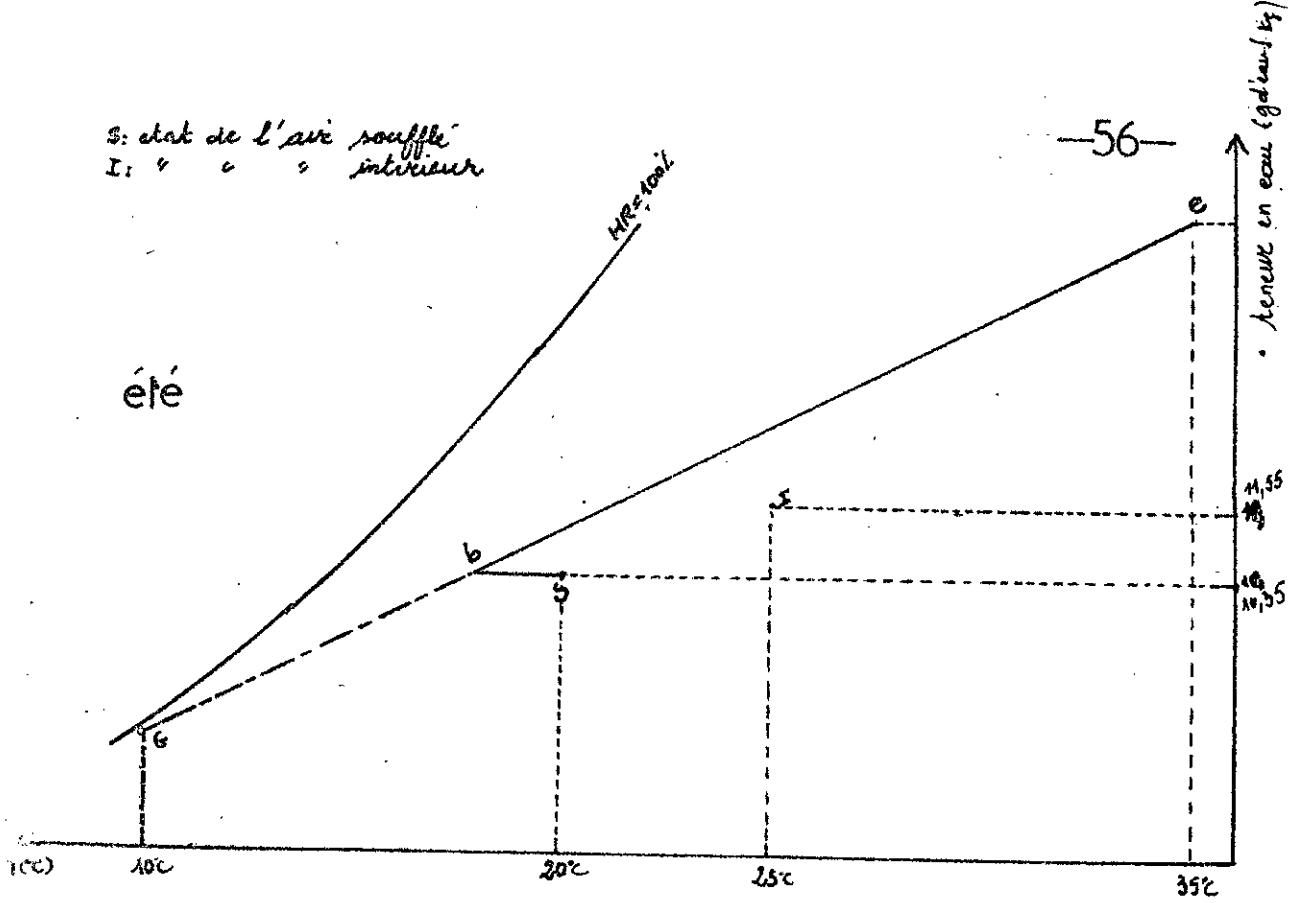


Fig 1

I: état de l'air intérieur
 S: état de l'air lorsque la salle est occupée
 S_v: " " " " " vide (pas de charge interne)

HIVER

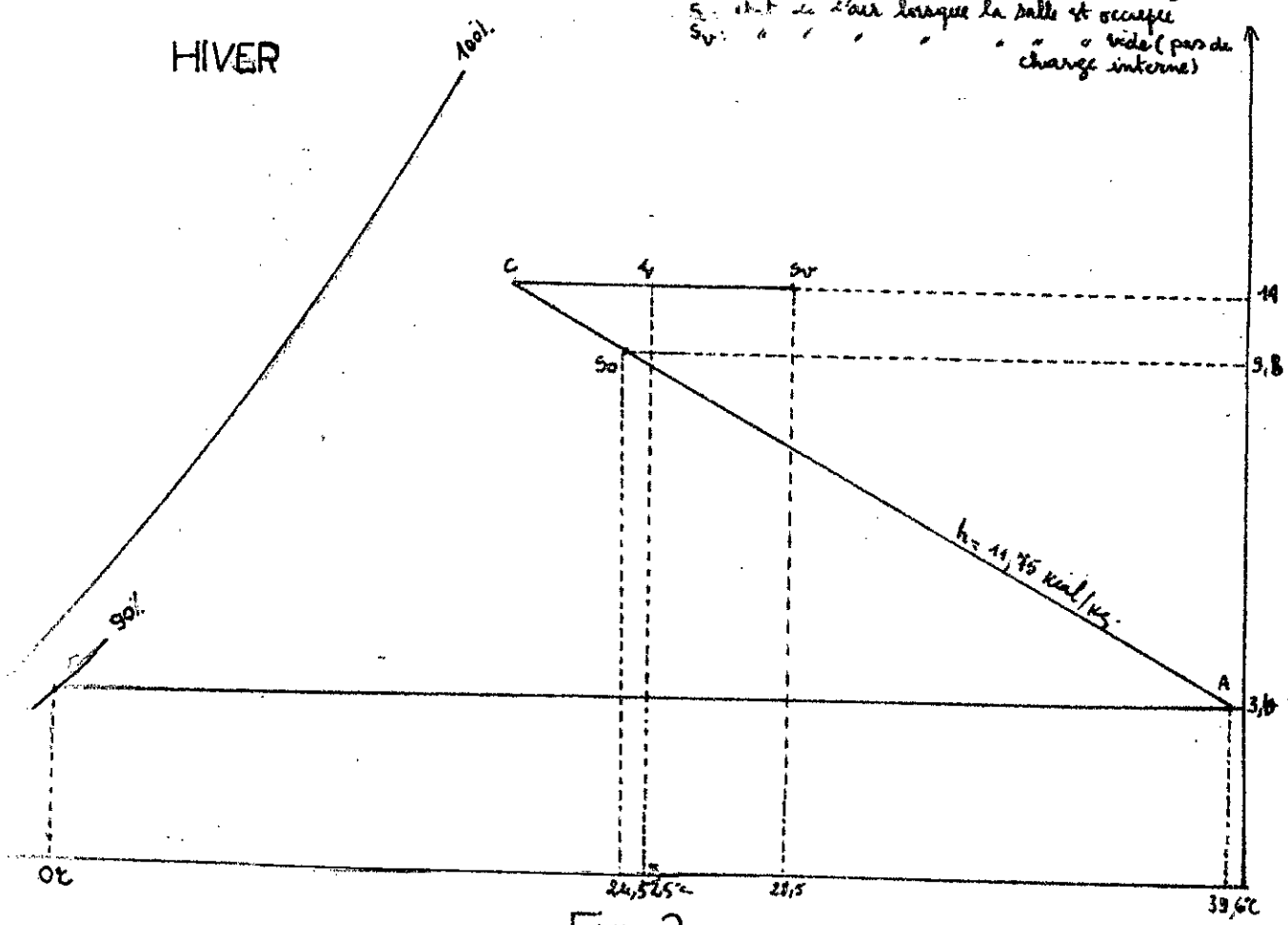


Fig 2

V-3 Centrale de climatisation n°2
V-31 Fonctionnement en été

—57—

Equipements et leur puissances

a. Batterie de refroidissement :

La batterie froide qu'on utilisera pour cette installation doit être capable de fournir la puissance nécessaire pour avoir le point de soufflage correspondant à la température la plus basse admise dans les deux salles d'opération (soit 20°).

Sur le diagramme Psychrométrique (fig 3), pour que cela soit possible, il faut refroidir l'air jusqu'au point G.

Afin de pouvoir utiliser la régulation individuelle, on utilisera deux batteries froides. La puissance de chacune d'elles sera :

$$P_1 = L_{S_1} (h_c - h_e) = 1890 (6,8 - 18,7) = -22491 \text{ Kcal/h} \approx 22490 \text{ fs/h}$$

$$P_2 = L_{S_2} (h_c - h_e) = 1920 (6,8 - 18,7) = -22848 \text{ " } \approx 22850 \text{ "}$$

où L_{S_1} , L_{S_2} sont respectivement les débits d'air soufflé dans la salle N°2 et la salle N°3.

b. Réchauffeur :

Toujours pour des raisons de régulation individuelle, on utilise deux réchauffeurs.

Ces deux réchauffeurs vont fonctionner aussi en hiver.

Leur puissance dans ce cas :

$$P_1 = L_{S_1} (h_s - h_b) = 1890 (10,7 - 10,05) = 1230 \text{ Kcal/h}$$

$$P_2 = L_{S_2} (h_s - h_b) = 1920 (10,7 - 10,05) = 1250 \text{ "}$$

V-32 Fonctionnement en hiver

Equipements et leur puissances

a. Préchauffeur :

A l'entrée de cet appareil, l'air a le même état que l'air extérieur. Il

doit en sortir à l'état A.

sa puissance sera donc :

$$P = (L_{s_1} + L_{s_2})(h_A - h_E) = 3810 (11,4 - 2) = 35820 \text{ Kcal/h}$$

b. Humidificateurs :

On utilisera deux by-pass afin de pouvoir régler les paramètres intérieurs de chaque salle indépendamment les uns des autres.

Les débits correspondant à chaque by-pass, pour avoir les points de mélange désirés seront donc :

- by pass utilisé pour le traitement de l'air soufflé dans la salle N°2 :

point S₀ :

$$L_{Tot_2} = 1890 \text{ Kg/h}$$

$$x_B = 12 \text{ g/Kg}$$

$$x_A = 3,4 \text{ "}$$

$$x_{S_0} = 10 \text{ "}$$

Point C :

$$L_{Tot_2} = 1890 \text{ Kg/h}$$

$$x_B = 12 \text{ g/Kg}$$

$$x_A = 3,4 \text{ "}$$

$$x_C = 14,55 \text{ "}$$

d'où $L_b = 1450 \text{ Kg/h}$

$$L_a = 440 \text{ "}$$

$$L_b = 1792 \text{ Kg/h}$$

$$L_a = 99 \text{ Kg/h}$$

- by pass utilisé pour le traitement de l'air soufflé dans la salle N°3 :

Point S₀

$$L_{Tot_3} = 1920 \text{ Kg/h}$$

$$x_B = 12 \text{ g/Kg}$$

$$x_A = 3,4 \text{ "}$$

$$x_{S_0} = 10 \text{ "}$$

d'où $L_b = 1473 \text{ Kg/h}$

$$L_a = 447 \text{ Kg/h}$$

Point C

$$L_{Tot_3} = 1920 \text{ Kg/h}$$

$$x_B = 12 \text{ g/Kg}$$

$$x_A = 3,4 \text{ "}$$

$$x_C = 11,55 \text{ "}$$

d'où $L_b = 1820 \text{ Kg/h}$

$$L_a = 100 \text{ "}$$

C. Réchauffeurs

Les mêmes réchauffeurs d'air utilisés en été, seront utilisés dans ce cas. Leur

puissance : $P_1 = 1890 (13,5 - 11,4) = 3970 \text{ Kcal/h}$, $P_2 = 1920 (13,5 - 11,4) = 4032 \text{ Kcal/h}$

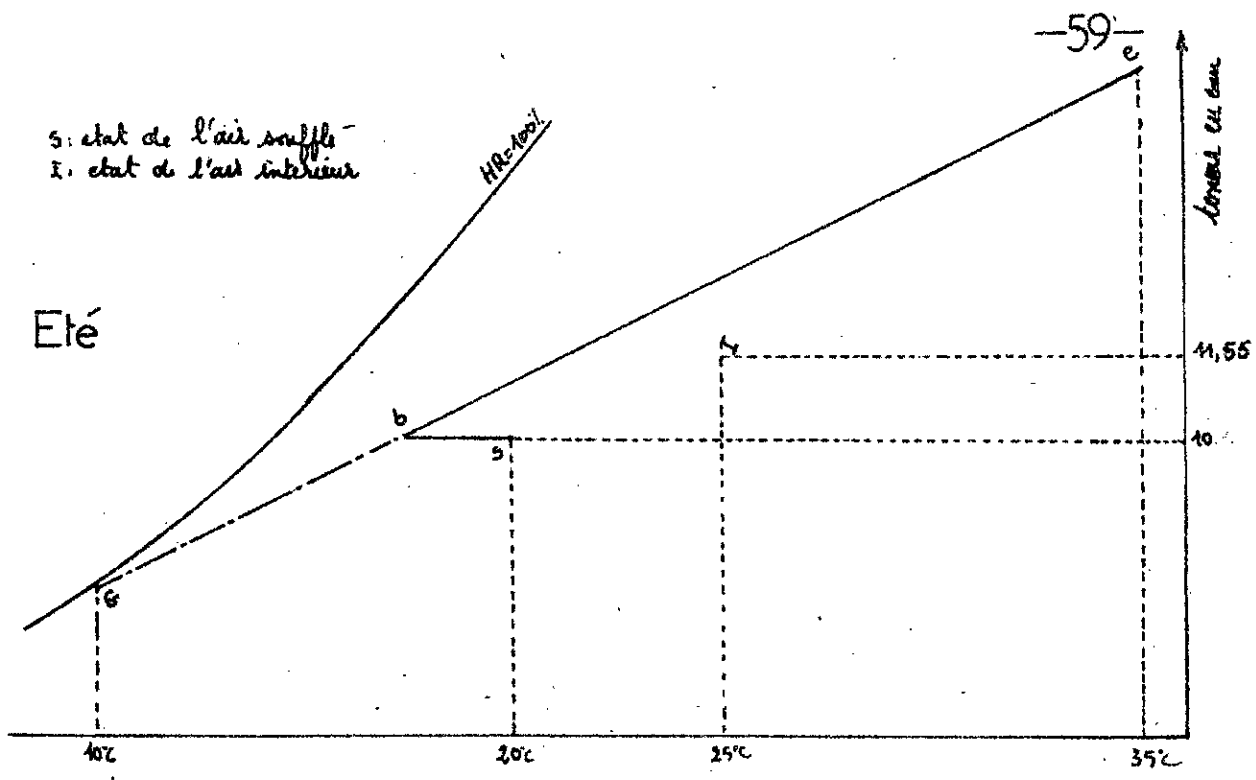


Fig 3

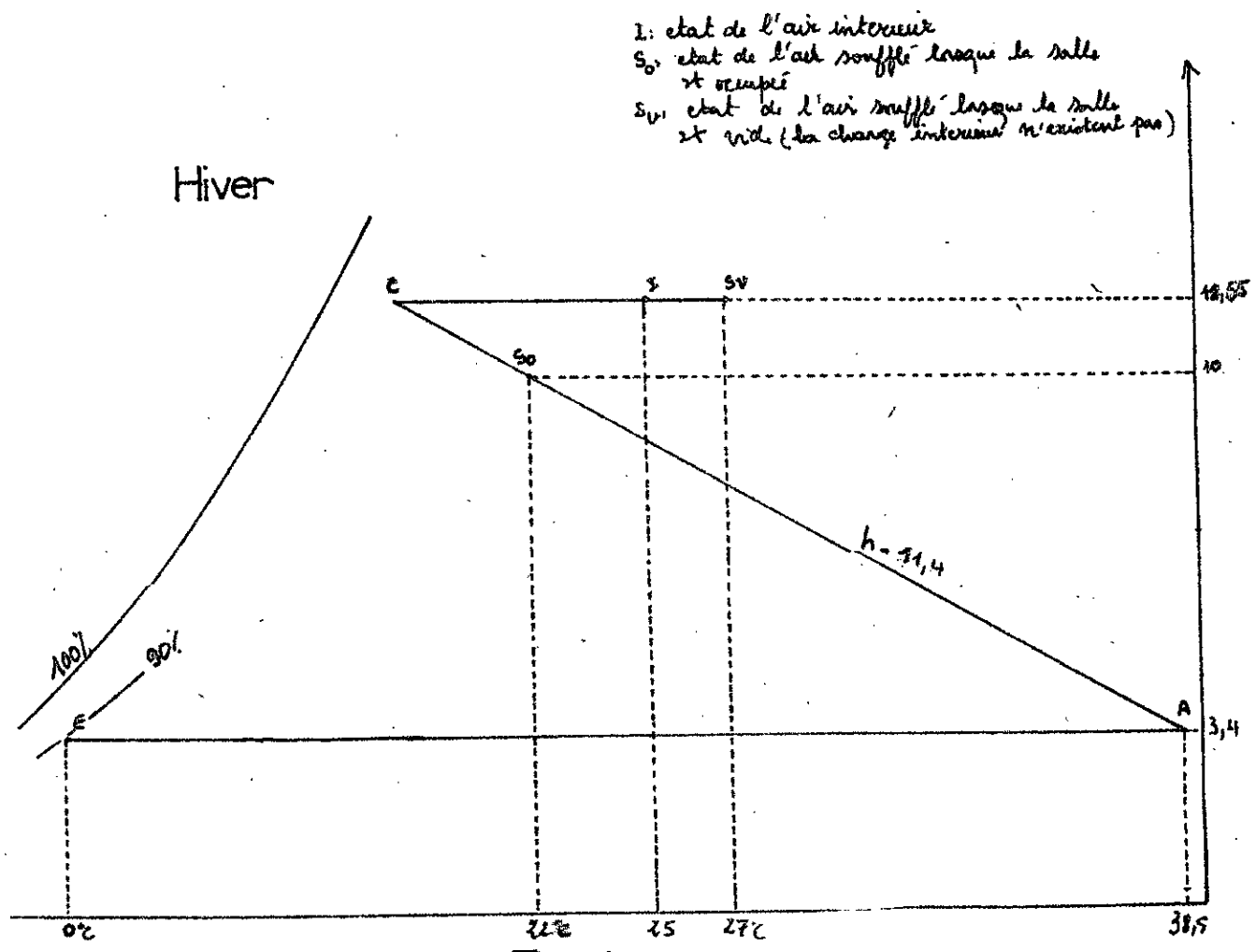


Fig 4

V.4 Centrale de climatisation n°3

V.4.1 Fonctionnement en été

Equipements et leur puissances

a. Batteries de refroidissement

Utilisée dans notre installation pour refroidir l'air de l'état e à l'état s.

Sa puissance sera donc

$$P = L_{T\&T} (h_b - h_e) = 33780 (11,2 - 18,7) = 253350 \text{ Jg/h}$$

V.4.2 Fonctionnement en hiver

Equipements et leur puissances

a. Préchauffeur :

sa puissance est $P = 33780 (8,25 - 2) = 211130 \text{ kcal/h}$

b. Humidificateur.

On utilisera deux by-pass afin de pouvoir avoir les deux états de l'air c et F séparément.

Les débits correspondants à chaque by-pass pour avoir ces points de mélange seront donc :

Point B :

$$L_{Tot} = 29180 \text{ kg/h}$$

$$x_b = 8,75 \text{ g/kg}$$

$$x_a = 3,4 \text{ g/kg}$$

$$x_b = 8 \quad "$$

d'où $L_a = 4091 \text{ kg/h}$

$$L_b = 25089 \text{ kg/h}$$

Point F

$$L_{Tot} = 4600 \text{ kg/h}$$

$$x_c = 8,75 \text{ g/kg}$$

$$x_a = 3,4 \text{ g/kg}$$

$$x_F = 8,5$$

d'où $L_a = 215 \text{ kg/h}$

$$L_b = 4385 \quad "$$

c. Réchauffeurs

L'installation sera complétée par des réchauffeurs terminaux (pour les salles ayant le même point de soufflage, elles sont munies seulement d'un seul réchauffeur), dont le but est d'avoir le point de soufflage nécessaire dans chaque local. Egalement ils permettent de compenser les pertes de chaleur dans les gaines et facilitent la régulation.

Les puissances des réchauffeurs utilisés sont les suivantes :

- batterie utilisée pour le chauffage de l'air soufflé dans les salles de stérilisation et de la salle de plâtre :

$$P = L (h_c - h_B) = 27720 (9,6 - 8,25) = 37422 \text{ Kcal/h}$$

- batterie utilisée pour le chauffage de l'air soufflé dans le hall :

$$P = L (h_D - h_B) = 1460 (12,9 - 8,25) = 6730 \text{ Kcal/h}$$

- batterie utilisée pour le chauffage de l'air d'apport des chambres d'anesthésie et de lave-main :

$$P = L (h_I - h_F) = 4600 (10,4 - 8,25) = 8890 \text{ Kcal/h}$$

En plus, les chambres d'anesthésie sont munies de batteries individuelles. celles-ci sont utilisées pour avoir les conditions intérieures dans chaque salle d'une manière précise et cela quelque soit les perturbations extérieures.

Leur puissances sont :

$$C.A_1 : P_1 = L_1 (h_K - h_G) = 1440 (10,98 - 9,4) = 2776 \text{ Kcal/h}$$

$$C.A_2 : P_2 = L_2 (h_J - h_G) = 690 (10,7 - 9,4) = 897 \text{ "}$$

$$C.A_3 : P_3 = L_3 (h_I - h_G) = 750 (10,4 - 9,4) = 750 \text{ "}$$

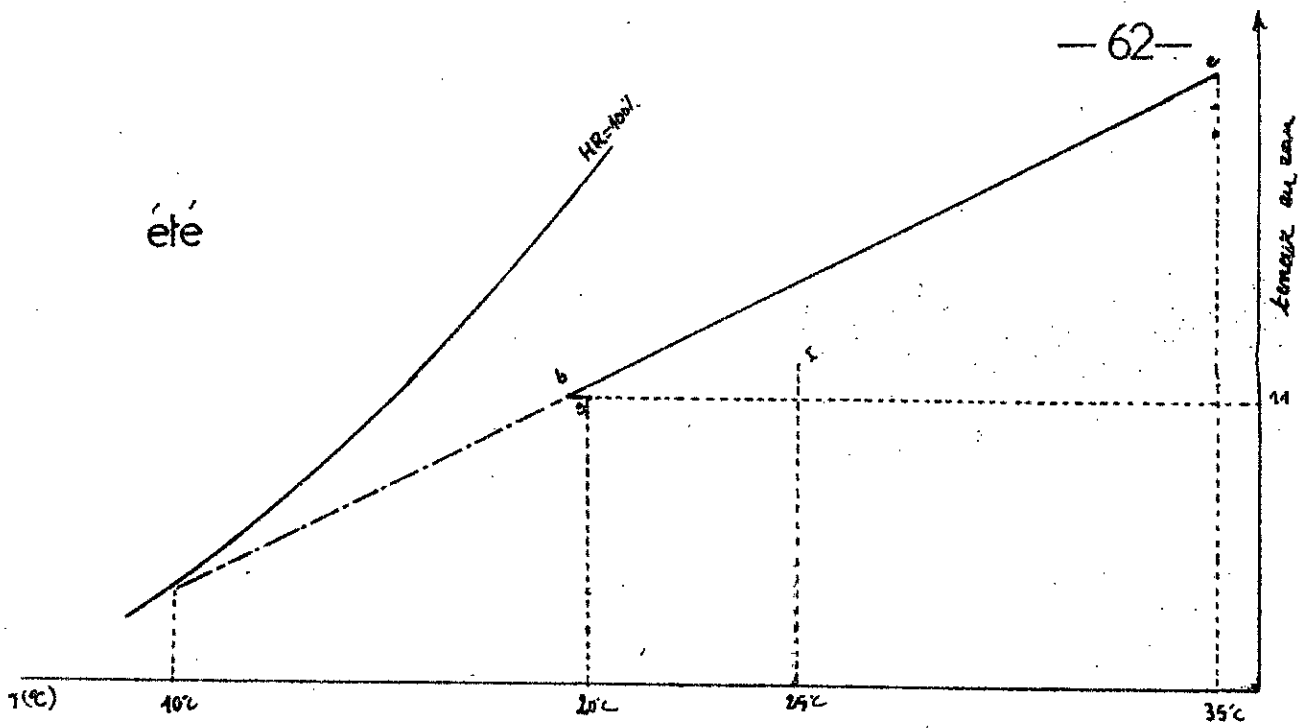


Fig 5

- E: Point extérieur.
- B: point de soufflage des salles de stérilisation et de Plate lorsqu'elles sont occupées.
- C: lorsqu'elles sont vides (pas d'appareils internes).
- G: pt de soufflage de CA₂ et CA₃ et CLM (occupés) etc.. (voir tableau 4).

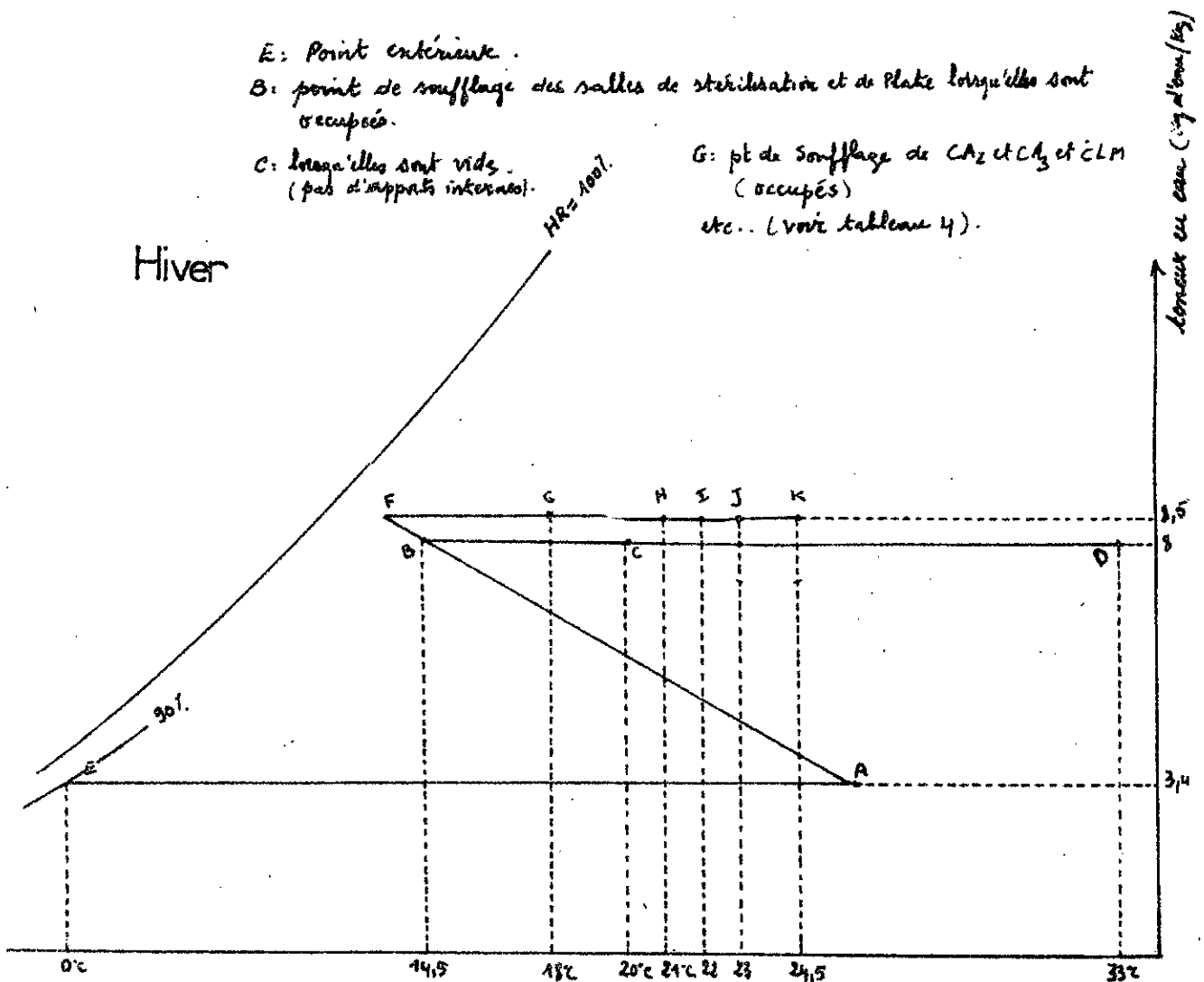


Fig 6

V5 Autres équipements installés dans les centrales de climatisation - 63 -

V51 Ventilateurs

On distingue, les ventilateurs de soufflage et d'extraction. Les premiers utilisés pour la pulsation et la repartition de l'air traité dans les différents locaux climatisés, les seconds pour l'évacuation vers l'extérieur de l'air vicié.

Selon que l'on choisit la quantité d'air d'apport ou la quantité d'air évacué plus grande, le local à ventiler est mis en surpression ou en dépression par rapport à la libre atmosphère ou éventuellement par rapport aux locaux voisins.

Les ventilateurs utilisés pour les trois centrales de climatisation sont du type centrifuge. Ils présentent l'avantage par rapport aux ventilateurs axiaux, par le fait qu'ils peuvent fournir des pressions élevées avec des faibles vitesses de rotation du rotor.

V52 Filtres

Deux types de filtres seront prévus pour chaque installation :

— Le premier, qu'on appelle le préfiltre est du type normal (efficacité environ 95%); soit le filtre métallique imprégné d'huile ou un filtre sec etc.; celui-ci sera placé avant le préchauffeur, son rôle est d'arrêter le maximum de particules de poussière afin que les appareils de traitement d'air ne soient pas salis.

— Le second, il sera placé après le dernier appareil de la centrale de climatisation. Il doit être très efficace (efficacité 99%), on choisira par exemple le filtre à papier.

V53 Lampes germicides

Ils s'agit de tubes émettant un puissant rayonnement ultra-violet, disposés parallèlement à l'écoulement d'air pour que les microbes soient

soumis assez longtemps à leur effet : il faut évidemment que la distance soit courte entre les tubes et leurs bouches de distribution si l'on ne veut pas que l'air risque à nouveau d'être pollué lors de son parcours dans les gaines : Ces tubes doivent être placés en aval des filtres très efficaces.

Remarques

- 1) - Les trois salles d'opération seront maintenues en surpression par rapport à l'extérieur et aux restes des locaux.
 - des salles d'anesthésie seront maintenues en surpression par rapport à l'extérieur et aux restes des locaux, mais elles seront en dépression par rapport aux salles d'opération.
 - des salles de stérilisation seront maintenues en dépression par rapport aux locaux voisins, afin d'éviter la sortie des microbes.
- 2) Les lampes germicides seront utilisées uniquement pour la stérilisation de l'air soufflé dans les salles d'opération et d'anesthésie.
- 3) Pour la troisième centrale, les filtres à haute efficacité seront insérés uniquement dans les gaines de soufflage des salles d'anesthésie.

V6 Dimensionnement des équipements

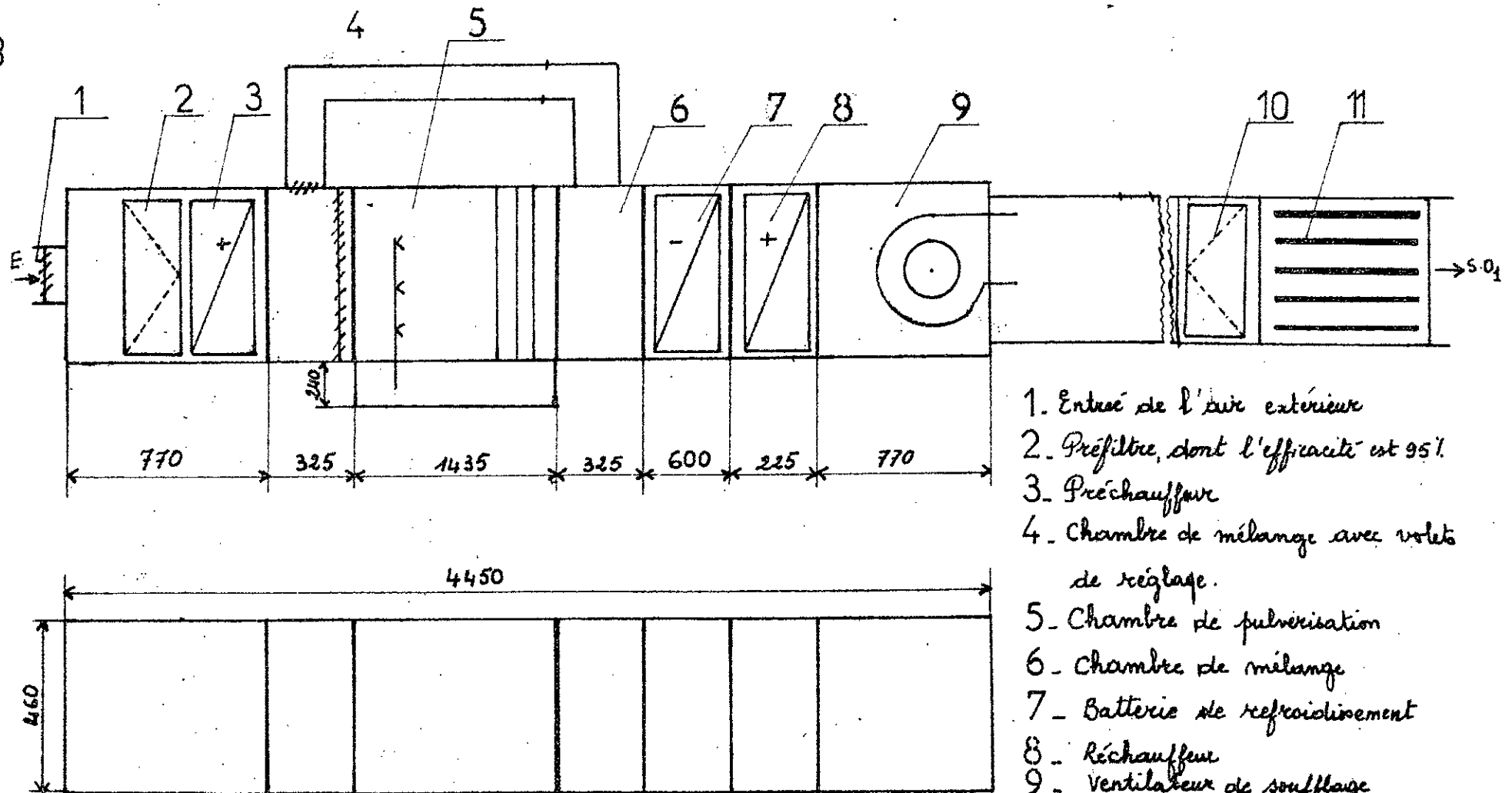
Pour le dimensionnement des trois centrales de climatisation, on a utilisé le catalogue proposé par la firme allemande ROX. Cette firme propose une conception modulaire de la centrale, qui permet d'assembler les différents équipements dans l'ordre qui nous est nécessaire pour traiter l'air, tous les éléments ayant une hauteur et une largeur identiques.

Suivant le débit d'air soufflé, un tableau nous donne les différentes longueurs des éléments figurant dans l'installation, ainsi que les hauteurs et largeurs (identiques pour tous les équipements). Un autre tableau nous donne la puissance maximale de la batterie de refroidissement et du réchauffeur dont on peut disposer.

Fig 7

Centrale n°1

—65—

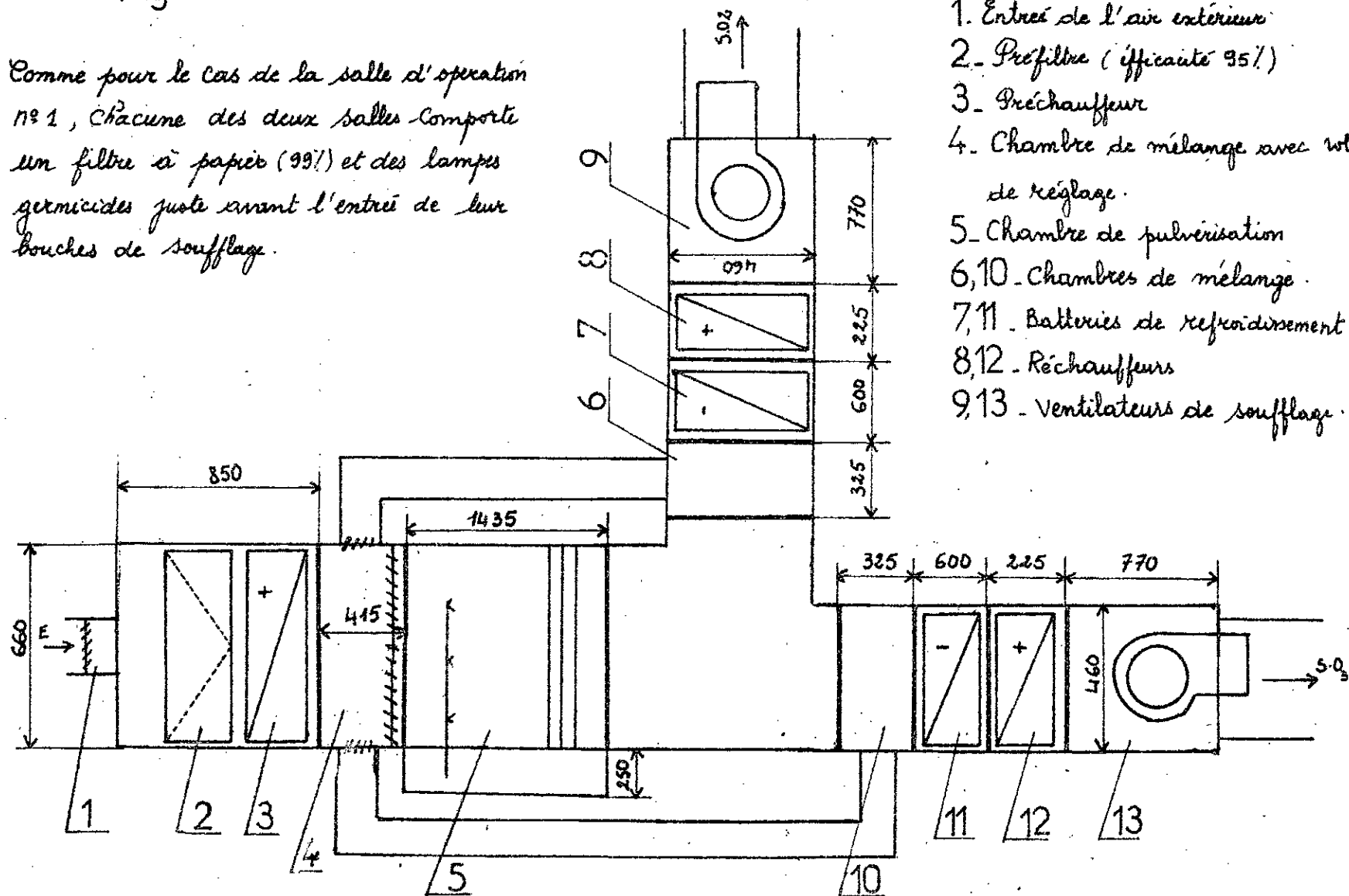


1. Entrée de l'air extérieur
2. Préfiltre, dont l'efficacité est 95%
3. Préchauffeur
4. Chambre de mélange avec volets de réglage.
5. Chambre de pulvérisation
6. Chambre de mélange
7. Batterie de refroidissement
8. Réchauffeur
9. Ventilateur de soufflage
10. Filtre à papier (efficacité 99%)
11. des lampes germicides

Fig 8

Centrale n° 2

Comme pour le cas de la salle d'opération n° 1, chacune des deux salles comporte un filtre à papier (99%) et des lampes germicides juste avant l'entrée de leur bouches de soufflage.



1. Entrée de l'air extérieur.
2. Préfiltre (efficacité 95%).
3. Préchauffeur.
4. Chambre de mélange avec volute de réglage.
5. Chambre de pulvérisation.
- 6, 10. Chambres de mélange.
- 7, 11. Batteries de refroidissement.
- 8, 12. Réchauffeurs.
- 9, 13. Ventilateurs de soufflage.

CHAPITRE VI CALCUL DES RESEAUX DE GAINES

VI-1 Généralités

Le tracé des réseaux de gaine doit être effectué très soigneusement, car de sa conception dépend en partie la bonne marche de l'installation. On distingue les réseaux de gaine pour l'air d'apport et les réseaux de gaines pour l'air extrait. Les premiers ont pour but d'assurer le transfert de l'air et de le répartir d'une certaine manière dans les différentes ramifications, par contre pour les seconds est d'évacuer l'air vicié vers l'extérieur.

VI-1.1 Choix des vitesses de circulation dans les gaines
Les faibles pertes de charge conduisent à des vitesses d'air faibles, donc à des gaines de grande section. L'on est toutefois rapidement limité dans ce sens par trois considérations.

1. Les nécessités architecturales et constructive limitent les dimensions des gaines.
2. L'accroissement des dimensions des gaines entraîne nécessairement une augmentation de poids, donc de prix.
3. Tout agrandissement des dimensions des gaines entraîne une augmentation de l'isolation.

D'une manière analogue, l'on est limité vers les vitesses élevées par d'autres considérations.

1. de bruit.

2. Elles conduisent à des pertes de charge importantes.

etc...

Sous notre cas on reste dans l'intervalle $[3 - 2] \text{ m/s}$, aussi bien pour les réseaux de distribution que d'extraction d'air.

VI-1.2 Choix de la section des gaines

VI-2 Calcul des dimensions des gaines

En admettant que l'air circulant dans les gaines est incompressible, alors la section de chaque tronçon se détermine d'après la relation suivante:

$$S = \frac{L}{W} \quad (\text{m}^2)$$

avec:

L: débit d'air en m^3/s

W: vitesse estimée dans ce tronçon.

La section étant connue, d'après la planche 12 (donnée par Ritchel T2) on détermine directement la hauteur et la largeur y correspondant.

VI-3 Calcul des pertes de charge totale dans un tronçon

Les pertes de charge totale dans un tronçon sont identiques à la somme des pertes de charge linéaire (RL) et des pertes de charge singulières (Z).

Elles se calculent d'après la formule suivante⁽¹⁾:

$$P_E = Z + RL = 0,102 \frac{W^2}{2} \rho \left(\frac{\lambda l}{d_z} + \sum \xi \right) \quad \text{mm CE}$$

avec:

R: la perte de charge au mètre courant.

l: longueur du tronçon considéré

W: vitesse de l'air dans ce tronçon

ρ : masse volumique de l'air, soit $\rho = 1,23 \text{ kg/m}^3$.

λ : Coefficient de frottement de la conduite.

d_z : diamètre équivalent qui sera lu directement sur la planche 12. Il représente le diamètre d'un cercle qui, pour la même vitesse, donnerait la même perte de charge que la section rectangulaire de hauteur h et de largeur b.

A l'aide des planches 10 et 11 (toujours Ritchel T2), on peut connaître R et $\sum \xi$, par conséquent $RL + Z$

Remarque: La planche 10 est valable pour les gaines en tôle agaffée, dont la rugosité $\epsilon = 0,15$. Les gaines utilisés pour notre installation sont de ce type, on peut donc utiliser directement cette planche.

(1) Ritchel Tom 2.

Tableau n°5

Tronçon n°	Débit horaire L (m³/h)	Longueur L du tronçon (m)	vitesse estimée W (m/s)	hauteur de la gaine h (mm)	largeur de la gaine b (mm)	Diamètre équivalent d _g (mm)	vitesse effective W (m/s)	pertes par frottement R mm CÉ/m	pertes par frottement RL mm CÉ	Somme des coefficients de résistance du tronçon Σ K	pertes localisées Z mm CÉ	pertes de perçage totale RL + Z mm CÉ
<i>Gaine de soufflage de la salle d'opération n°1</i>												
1	1910	5,85	4,5	140	850	240	4,46	0,11	0,643	1	1,248	1,891
<i>Gaine de soufflage des salles d'opération n°2 et n°3</i>												
1	1540	6,10	4,5	120	800	200	4,46	0,139	0,848	0,6	0,749	1,597
2	1560	18,46	4,5	120	800	200	4,51	0,142	2,621	0,9	1,148	3,769
<i>Gaine d'extraction de la salle d'opération n°1</i>												
1'	1350	4,00	2,8	160	1000	280	2,95	0,041	0,164	2	1,055	1,219
<i>Gaine d'extraction des salles d'opération n°2 et n°3</i>												
1'	2760	1,3	5,3	160	900	280	5,32	0,128	0,166	1	1,789	1,955
2'	1370	3,9	2,8	160	900	280	2,64	0,035	0,136	3,75	1,639	1,775
3'	1350	14,5	2,8	160	900	280	2,69	0,036	0,522	3	1,372	1,894

Coefficients de résistance :

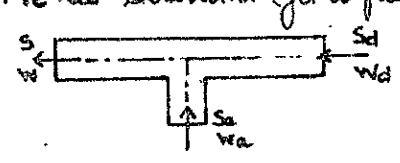
Tronçon N°	Nombre et désignation des résistances localisées	Données géométrique et rapport des vitesses	$\Sigma \zeta$
Gaine de soufflage de la salle d'opération n°1			
1	2 Coudes arrondis	$\frac{r}{h} \approx 0,75$ $\frac{b}{h} = 0,16$	$\frac{0,5}{1} \times \frac{2}{1}$
Gaine de soufflage des salles d'opération n°2 et n°3			
1	2 Coudes arrondis	$\frac{r}{h} \approx 1$ $\frac{b}{h} = 0,15$	$\frac{0,3}{0,6} \times \frac{2}{1}$
2	3 Coudes arrondis	$\frac{r}{h} \approx 1$ $\frac{b}{h} = 0,15$	$\frac{0,3}{0,3} \times \frac{3}{1}$
Gaine d'extraction de la salle d'opération n°1			
1'	2 Coudes à 90°		$\frac{1}{2} \times \frac{2}{2}$
Gaine d'extraction des salles d'opération n°2 et n°3			
1'	2 Coudes arrondis	$\frac{r}{h} = 0,75$ $\frac{b}{h} = 0,18$	1
2'	1 Té de passage direct (jonction de flux) 2 Coude à 90° sans angles directrices	$\frac{w_d}{w} = 0,5$ $S_d = S$	$1,75 + \frac{2}{3,75}$
3'	1 Té de dérivation (jet de flux)  2 Coude à 90° sans angles directrices 1 Coude arrondi	$\frac{w_a}{w} = 0,5$ $\frac{b}{h} = 0,18$ $\frac{r}{h} = 0,75$ $\frac{b}{h} = 0,18$	$0,5 + \frac{2}{3} + \frac{0,5}{3}$

Tableau n°6

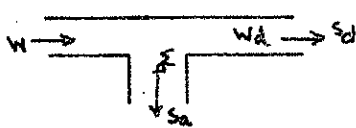

Gaine de soufflage du reste des locaux

Tronçon N°	Debit autorisé L (m³/h)	Longueur du tronçon L (m)	vitesse estimée W (m/s)	hauteur de la gaine h (mm)	Longueur de la gaine b (mm)	Diamètre équivalent d _e (mm)	Vitesse effective W (m/s)	pertes par frottement R mm CE/m	pertes par frottement RL mm CE	Somme des Coefficients de résistance du tronçon ΣR	pertes localisées Z mm CE	pertes de pression totales RL + Z mm CE
1	23730	2,80	7,5	450	1900	750	7,71	0,077	0,216	0,6	2,237	2,453
2	1190	35,4	7	120	400	180	6,89	0,35	12,39	2,338	6,962	19,352
2a	396	-	2,3	120	400	180	2,29	-	-	10,5	3,454	3,454
3	794	13,3	5	120	400	180	4,59	0,165	2,194	0,248	0,328	2,522
3a	397	-	2,3	120	400	180	2,29	-	-	5	1,645	1,645
4	397	13,3	2,3	120	400	180	2,29	0,046	0,612	0,5	0,164	0,776
5	22540	3,25	7,4	450	1900	750	7,32	0,07	0,227	0,005	0,017	0,244
6	5980	14,20	2,6	450	1400	700	2,64	0,0113	0,127	2,4	4,110	4,237
7	16560	1,75	7,3	450	1400	700	7,3	0,076	0,133	1,3	4,346	4,569
7a	1150	3,30	3,2	100	1000	220	3,19	0,064	0,211	7,2	4,596	4,807
8	15410	5,40	7	450	1400	700	6,79	0,065	0,351	0,007	0,020	0,371
9	6010	8,30	3	450	1400	700	2,65	0,0114	0,095	9,5	4,185	4,280
10	9400	16,50	6,5	300	1400	500	6,22	0,085	1,402	0,208	0,505	1,907
10a	4700	-	3	300	1400	500	3,1	-	-	6	3,617	3,617
10b	4700	3,25	3	300	1400	500	3,1	0,0227	0,074	2,5	1,507	1,581
11	3730	4,90	7,5	140	1000	240	7,4	0,280	1,372	0,2	0,687	2,059

Suite (Gaine de soufflage du reste des locaux)

11a	560	6,8	4,4	100	350	160	4,44	0,179	1,217	5,5	6,801	8,018
12	3170	1,70	6,3	140	1000	240	6,29	0,208	0,354	0,003	0,007	0,361
13	1500	10,5	5,2	100	800	180	5,22	0,21	2,205	2,44	4,155	6,360
13a	2445	1,30	3,5	100	350	160	3,53	0,119	0,155	6,64	5,190	5,345
13b	445	1,3	3,5	100	350	160	3,53	0,119	0,155	6,64	5,190	5,345
14	610	4,55	4,7	100	350	160	4,84	0,21	0,955	4,059	5,965	6,920
15	1670	1,1	5	100	1000	180	4,64	0,17	0,187	0,000	0,005	0,192
15a	500	0,65	3	100	450	160	3,09	0,09	0,058	5,2	3,114	3,172
15b	1170	2,50	4,5	80	1000	180	4,06	0,132	0,33	1,032	1,067	1,397

Coefficient de résistance (gaine de soufflage du reste des braves)

Tronçon N°	Nbre et désignation des résistances localisées	Données géométrique et rapport des vitesses.	
1	03 Coudes à 90° avec aubes directrices.	Aubes profilées	0,2 x 3 0,6
2	1 Té de dérivation  1 Coude arrondi	$\frac{W_a}{W} = 0,89$ $S_d = 5$ $\frac{r}{h} = 2,17$ $\frac{b}{h} = 3,33$	2,26 + 0,078 <hr/> 2,338
2a	1 Té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,33$ $S_d = 5$	10,5
3	1 Té de passage direct 1 Coude arrondi	$\frac{W_d}{W} = 0,67$ $S_d = 5$ $\frac{r}{h} = 2,17, \frac{b}{h} = 3,33$	0,17 + 0,078 <hr/> 0,248
3a	1 Té de dérivation	$\frac{W_a}{W} = 0,5$ $S_d = 5$	5
4	1 Té de passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,5$ $S_d = 5$	0,5
5	1 Té de passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,95$ $S_d = 5$	0,005
6	1 Té à Contre-courant  2 Coude à 90° 1 Coude avec aubes directrices	$\frac{W_a}{W} = 0,36$ aubes profilées	7,2 + 2 + 0,2 <hr/> 9,4
7	1 Té à Contre-courant	$\frac{W_d}{W} = 0,997$	1,3
7a	1 Té de dérivation 1 Coude à 90°	$\frac{W_a}{W} =$ $S_d = 5$	6,2 + 1 <hr/> 7,2
8	1 Té de passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,93$	0,007

Suite (gaine de soufflage du reste des locaux).

9	1 Tc' de dérivation 2 Courbes à 90° sans rails directrices	$\frac{W_d}{W} = 0,39$	$S_d = 5$	$\frac{7,5}{+ 2}$ $\frac{9,5}{9,5}$
10	1 Tc' de passage direct 1 changement de section 1 Courbe à 90° avec rails directrices	$\frac{W_d}{W} = 0,92$ $\beta < 10^\circ$		$0,008$ $0,2$ $\frac{0,208}{0,208}$
10a	1 Tc' de dérivation 1 Courbe à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,5$	$S_d = 5$	$\frac{5}{+ 1}$ $\frac{6}{6}$
10b	1 Tc' de passage direct 2 Courbes à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,5$		$0,5$ $+ 2$ $\frac{2,5}{2,5}$
11	1 Courbe à 90° avec rails directrices	rails profilés		0,2
11a	1 Tc' de dérivation 2 Courbes à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,6$	$S_d = 5$	$\frac{3,5}{+ 2}$ $\frac{5,5}{5,5}$
12	1 Tc' de passage direct	$\frac{W_d}{W} = 0,85$	$S_d = 5$	0,003
13	1 Tc' de dérivation	$\frac{W_d}{W} = 0,83$	$S_d = 5$	2,44
13a et 13b	1 Tc' de dérivation 2 Courbes à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,68$	$S_a + S_d = 5$	$\frac{2,32}{+ 2}$ $\frac{(6,32)2}{(6,32)2}$
14	1 Tc' de passage direct 1 Changt. de section 4 Courbes à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,93$ $\beta \approx 11,51^\circ$		$0,007$ $0,052$ $4 \cdot 1$ $\frac{4,059}{4,059}$
15	1 Tc' de passage direct 1 Changt. de section	$\frac{W_d}{W} = 0,96$ $\beta < 10^\circ$		0,005
15a	1 Tc' de passage direct 2 Courbes à 90°	$\frac{W_d}{W} = 0,66$	$S_d = 5$	$\frac{3,2}{+ 1,2}$ $\frac{5,2}{5,2}$
15b	1 Tc' de passage direct 1 Courbe à 90° 1 Changt. de section	$\frac{W_d}{W} = 0,89$ $\beta < 10^\circ$		$0,032$ 1 $\frac{1,032}{1,032}$

Tableau n°7

Gaine d'extraction du reste des locaux.

Tronçon n°	Debit horaire L (m ³ /h)	Longueur du tronçon L (m)	vitese estimée W' (m/s)	hauteur de la gaine h (mm)	Largeur de la gaine b (mm)	Diamètre équivalent d _g (mm)	vitese effective W (m/s)	perdes par frottement R mm cÉ/m	perdes par frottement RL mm cÉ	Somme des Coefficients de résistance du tronçon Σr	perdes locaux Z mm cÉ	perdes de pression totale RL + Z mm cÉ
1'	28520	1,45	7,8	450	2250	750	7,82	0,078	0,113	0,4	1,534	1,647
1a	1070	12,90	3	140	700	240	3,03	0,054	0,697	-3,3	-1,900	-1,203
2'	27450	4,20	7,5	450	2250	750	7,53	0,073	0,307	0,08	0,284	0,591
2a	1150	10,90	3	400	240	300	3,33	0,045	0,490	-0,8	-0,556	-0,066
3'	26300	1,00	7,5	450	2250	750	7,21	0,0675	0,067	0,08	0,261	0,328
4'	7415	14,10	7	400	800	550	6,44	0,078	1,100	0,685	1,782	2,882
4a	500	2,70	3	100	475	170	2,92	0,075	0,202	-2,5	-1,337	-1,135
5'	6915	3,80	6,5	400	800	550	6,00	0,007	0,027	1,14	2,574	2,601
5a	6320	2,50	3	400	1500	650	2,93	0,0148	0,037	3,025	1,629	1,666
5b	595	4,30	3	100	600	170	2,75	0,0675	0,290	-2	-0,949	-0,659
6'	18885	9,25	7	450	1700	700	6,86	0,067	0,620	0,16	0,472	1,092
7'	1390	9,20	6	80	800	150	6,03	0,345	3,174	0,23	0,235	3,470
7a	500	2,60	3	80	650	140	2,67	0,085	0,085	0,375	0,168	0,253
8'	890	3,20	3	80	800	150	3,26	0,15	0,48	1,12	1,047	1,527
8a	445	-	3	80	800	150	1,93	-	-	0,5	0,117	0,117
8b	445	-	3	80	800	150	1,93	-	-	2,75	0,643	0,643

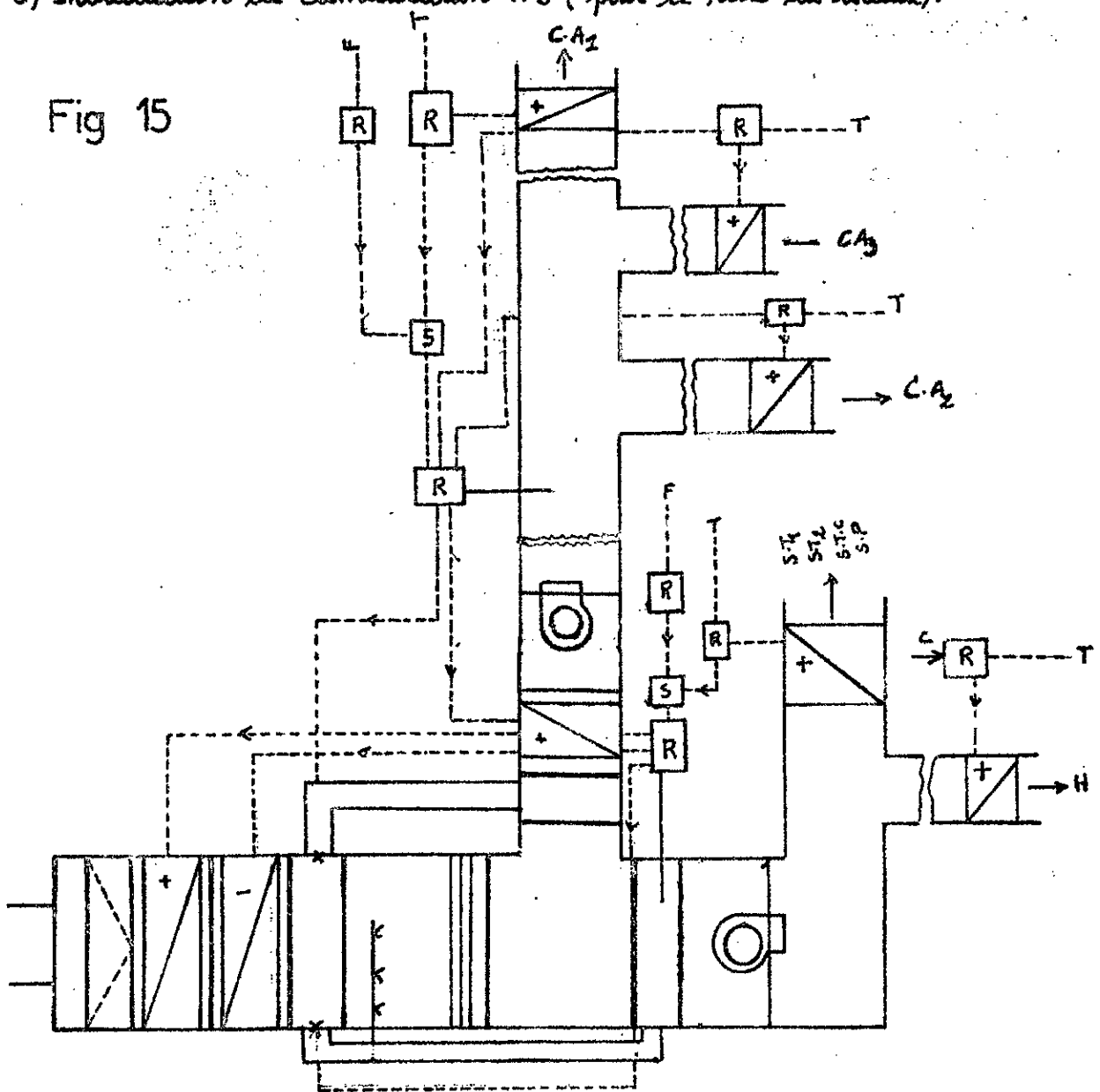
Suite (Gaine d'extraction du reste des locaux)

-77-

9'	17495	6,5	6	450	1700	700	6,35	0,057	0,370	0,14	0,354	0,724
9a	550	14	3	100	550	170	2,78	0,072	1,008	-1,8	-0,873	+0,135
10'	16945	7,50	6	450	1700	700	6,15	0,054	0,405	0,06	0,142	0,547
11'	10000	15,4	6	450	1100	650	5,61	0,05	0,770	1,515	2,991	3,761
11'a	5000	2,60	3	450	1100	650	2,81	0,0139	0,036	1,5	0,743	0,779
11'b	5000	5,9	3	450	1100	650	2,81	0,0139	0,082	3,75	1,857	1,939
12'	6945	29,10	5,5	350	1000	500	5,51	0,065	1,891	1,901	3,620	5,511
12k	595	2,60	3	120	500	190	2,75	0,059	0,153	-1	-0,474	-0,321
13'	6350	17,20	5	350	1000	500	5,04	0,055	0,946	1,18	1,880	2,826
13a'	6350	2,70	3	350	1600	600	3,15	0,0188	0,051	1	0,622	0,673

c) Installation de climatisation n°3 (pour le reste des locaux).

Fig 15



R: regulateur

S: sommateur

L'adaptation de ces schémas de régulation aux trois installations de climatisation nécessite d'une part le choix du type de régulation (électrique, pneumatique ou mécanique etc...) et les équipements nécessaires pour assurer cette régulation (régulateurs, relais, sondes etc...), d'autre part la vérification de la stabilité de ces systèmes. Cette partie est très vaste (elle peut constituer seule un sujet de fin d'études), elle ne sera pas donc traitée dans notre cas.

CONCLUSION

En climatisation de salle d'opération on s'occupe non seulement du traitement de l'air soufflé mais également de sa stérilisation et de sa répartition d'une manière uniforme à l'intérieur de cette salle, avec une vitesse qui ne risque pas de gêner les occupants (le corps médical).

Notre étude nous a conduit à choisir trois installations centrales, l'une pour la salle d'opération n°1, l'autre pour les deux autres, et la troisième pour le reste des locaux.

Les trois installations de climatisation seront complétées par les systèmes de régulation, définis dans les figures 13, 14 et 15 après avoir choisi leurs équipements (régulateurs, relais, sondes etc..) et vérifié leur stabilité (cette partie seule peut être un sujet de fin d'études), grâce auxquels les conditions intérieures dans chaque local peuvent être maintenues constantes quelles que soient les conditions extérieures et intérieures.

BIBLIOGRAPHIE

— *Traité de chauffage et de climatisation (Tome 1 et 2)*

H. RIETHEL et W. RAÏSS

— *Manuel, carrier : Bilan thermique.*

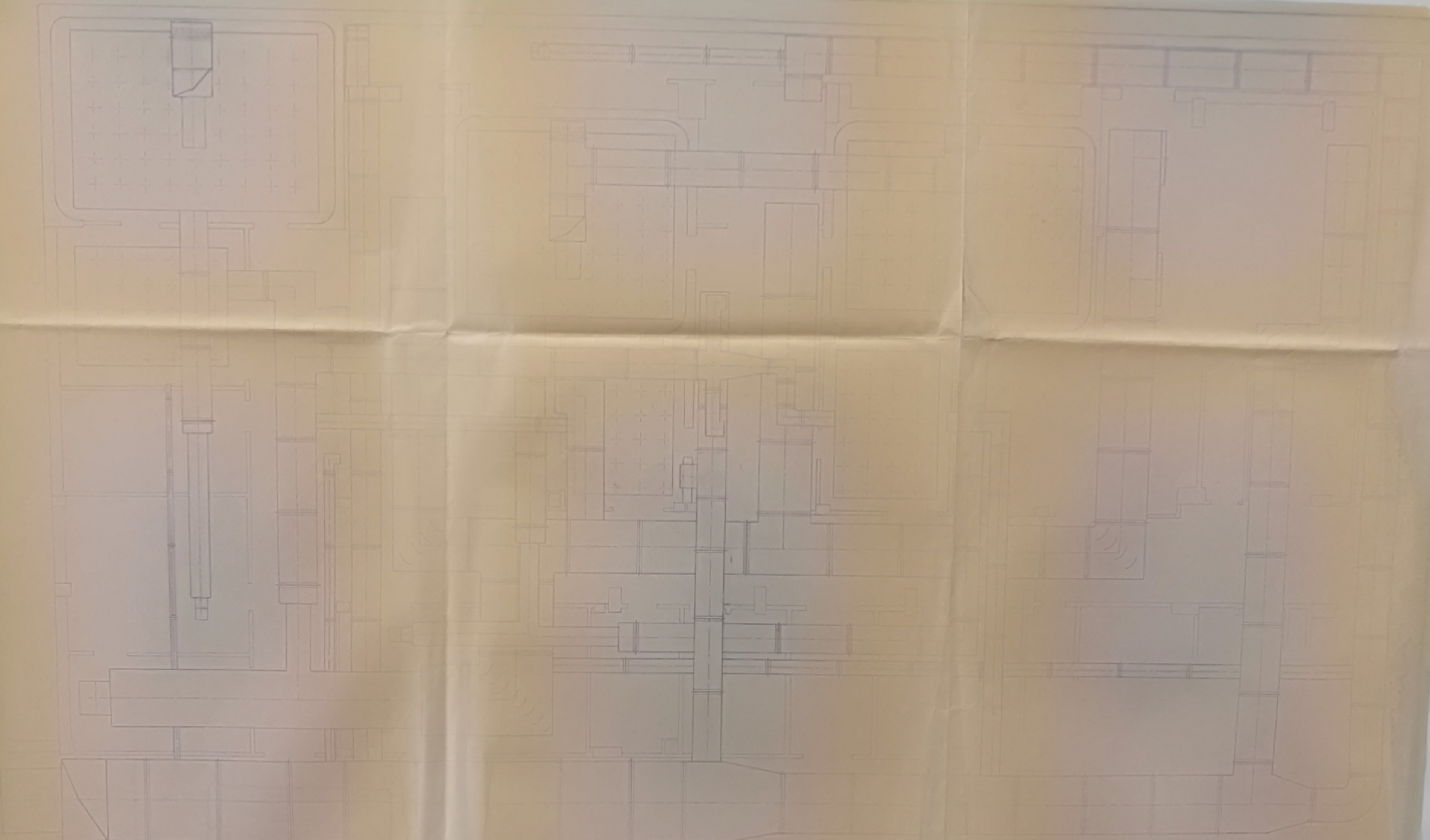
— *Projet de climatisation et projet de bâtiment*

G. LAMPE

A. PFEIL

R. SCHMITTLUTZ

M. TOKARZ



PM 01484
- 1 -

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
RESEAUX DE GAINES
ENPA

