

13/79

tey

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

**CHAUFFAGE ET CLIMATISATION
D'UN BATIMENT ADMINISTRATIF (OUED-SMAR)**

Proposé par : **SNIC**

Dirigé par :

Mr STOYANOV

Etudié par :

MIMECHE C.

TALBI B.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

**CHAUFFAGE ET CLIMATISATION
D'UN BATIMENT ADMINISTRATIF (OUED-SMAR)**

Proposé par : **SNIC**

Dirigé par :

Mr STOYANOV

Etudié par :

MIMECHE C.

TALBI B.

Remerciements

— C'est avec un grand plaisir, que nous tenons à remercier Monsieur **STOYANOV** de ses conseils et les encouragements qu'il nous a prodigués. Nos remerciements s'adressent également à tous les professeurs de l'école polytechnique d'ALGER et plus particulièrement à Monsieur **DIMITROV**.

— Nous prions Monsieur **PIEROSAK**, de trouver ici l'assurance de notre respectueuse gratitude.

— Nous remercions Monsieur **MENNI**, Chargé d'études à la SNIC pour ses conseils qui nous ont été précieux. Il serait vain de citer les noms de tous ceux qui, de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de cette thèse.

SOMMAIRE

	CHAPITRE	PAGE
I	Généralités _____	4
II	Données de base _____	8
III	Chauffage _____	16
IV	Climatisation _____	73
V	Ventilation _____	129
VI	Installations _____	132
VII	Conclusion _____	151

(I) GENERALITES

A/ - Definition et generalites

B/ - But du Projet

GÉNÉRALITÉS

A / Définition et rôle du conditionnement de l'air :

Pour l'opinion courante, la climatisation (Terme le plus fréquemment employé dans le vocabulaire usuel) que l'expression considérée comme plus correcte par les spécialistes de conditionnement de l'air ; Consiste dans le rafraîchissement des locaux pendant la saison chaude. En réalité, le domaine du conditionnement de l'air est beaucoup plus vaste.

Le conditionnement de l'air consiste dans l'ensemble des opérations qui permettent de traiter l'air d'un local, ou l'air introduit dans un local, pour l'amener à des conditions bien déterminées. On admet toutefois généralement que, pour mériter ce nom, une installation de conditionnement d'air doit contrôler au moins les caractéristiques suivantes :

- * Température de l'air
- * Humidité de l'air
- * Mouvement de l'air
- * Pureté de l'air

Lorsqu'une installation ne permet de contrôler qu'une partie des caractéristiques, on la désigne de préférence par sa fonction principale :

- * Installation de chauffage
- * Installation de refroidissement
- * Installation de déshumidification ou d'humidification
- * Installation de filtration ou de dépoussiérage.

Cette distinction n'a cependant pas de valeur absolue et l'on est parfois

amené à parler de conditionnement d'air, même avec un traitement incomplet. On voit que d'après cette définition le conditionnement de l'air comporte aussi bien le chauffage (Conditionnement HIVER) que le refroidissement (Conditionnement ÉTÉ), il a pour rôle en définitif de créer à l'intérieur des locaux un climat artificiel, mieux approprié à l'utilisation des locaux que le climat naturel extérieur. On peut utiliser le conditionnement de l'air dans deux buts nettement différents auxquels correspondent deux types de conditionnement d'air

a) Conditionnement d'air industriel.

Il consiste à établir à l'intérieur des ateliers, laboratoires, entrepôts etc... D'une manière générale, les bâtiments industriels, les conditions favorables pour la réalisation des travaux qui y sont effectués ou la conservation des matières ou produits entreposés.

b) Conditionnement d'air pour le confort.

Il consiste à réaliser à l'intérieur des bâtiments des conditions aussi favorables que possibles au bon fonctionnement de l'organisme humain malgré des conditions extérieures défavorables, ou des causes intérieures de détérioration de ces conditions (Dégagement de Chaleur ou de vapeur d'eau, pollution de l'air).

En fait, les deux buts du conditionnement d'air indiqués ci-dessus sont rarement entièrement distincts. Si dans le conditionnement de l'air industriel, les nécessités de fabrication imposent souvent des conditions particulières plus ou moins compatibles avec le confort, il n'en est pas moins vrai que dans le cas de présence permanente du personnel, on doit créer des conditions aussi bonnes que possibles. Le but humanitaire de ce confort coïncide du reste avec le souci de l'amélioration du rendement.

B/ But du projet.

Avant d'entamer le travail, nous allons donner des précisions quant au but qu'on s'est fixé pour l'élaboration de cette thèse. Dans notre projet nous nous proposons d'assurer le conditionnement de l'air dans les locaux d'un bâtiment administratif.

Lieu d'implantation : OUED-SMAR * ALGER *

Ce bâtiment comporte un RDC, un sou-sol et deux étages. Notre installation devra assurer :

— Le conditionnement de l'air HIVER.

* Chauffage

* Ventilation

— Le conditionnement de l'air ÉTÉ

* Rafraîchissement

* Déshumidification

(nous appellerons ces 2 opérations par un seul terme : climatisation)

* Ventilation

Remarque

Le confort hiver n'exige pas le contrôle de l'humidité, cette opération ne fera qu'accentuer l'investissement, car pendant la période HIVER, l'humidité des locaux ne sera influencé que pour des températures extérieures assez faibles auxquelles correspond un air extérieur sec. Ce qui n'est pas le cas de notre installation. Ce rôle est réservé en général pour des installations bien plus complexes et coûteuses (Salle d'opération chirurgicale)

(II) donnees de base

A/ - Conditions climatiques de base

B/ - Coefficient K des parois, planchers, toitures

C/ - Donnees sur portes et fenetres.

D/ - Donnees relatifs a la situation et exploitation du Bahiment

CONDITIONS CLIMATIQUES DE BASE

1. CONDITIONS EXTERIEURES OU CLIMATOLOGIE

Hypothèses :

— Pour dimensionner une installation de chauffage il faut avoir la température extérieure (en hiver) la plus basse pour laquelle est garanti le chauffage normal du bâtiment. Il ne s'agit pas ici de la valeur la plus basse observée au lieu considéré cela conduirait à des installations trop coûteuses. On a choisi dans notre cas comme température de base pour calculer la valeur maximale des besoins calorifiques le minimum annuel moyen.

De même pour dimensionner notre installation conditionnement d'air été nous considérons comme température de base le maximum annuel moyen.

T_o : température extérieur de base , φ_a : Humidité relative.

Periode Hiver : $T_a = 5^\circ\text{C}$
 $\varphi_a = 75\%$

Periode ÉTÉ : $T_a = 31^\circ\text{C}$
 $\varphi_a = 70\%$

2. CONDITIONS INTERIEURES

Les conditions imposées au bâtiment administratif seront les suivantes :

—	Bureaux	Couloirs	Salle d'attente	Cage d'escalier	Sanitaire	Sous. sol	φ_i
HIVER	22°C	18°C	20°C	20°C	15°C	5°C	50%
ETE	24°C	24°C	26°C	24°C	24°C	20°C	55%

choc Thermique admis :

HIVER : 12 à 20 °C

ÉTÉ : 6 à 10 °C

COEFFICIENTS K DES PAROIS, PLANCHERS, TOITURES

Le coefficient de transmission global K d'une paroi plane comportant une ou plusieurs couches se determine par l'equation (1). Pour les coefficients de transmission superficiels on adopte les valeurs numeriques suivantes : $\alpha_i = 7$, $\alpha_a = 20$ (Kcal/m²h°C)

α_i : Coef^t de transmission superficiel - face interieur

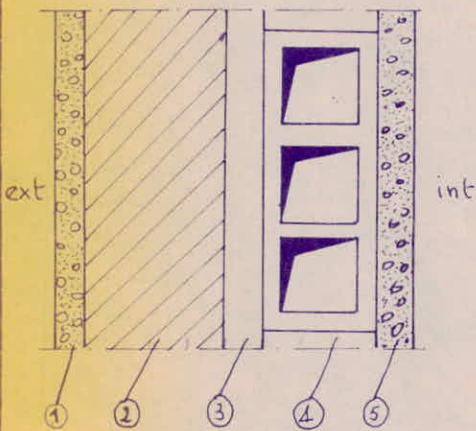
α_a : coef^t de transmission superficiel - face exterieur

e_i : Epaisseur des materiaux utilises

λ_i : Conductivite calorifique du materiau

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (1)$$

1. MURS EXTERIEURS



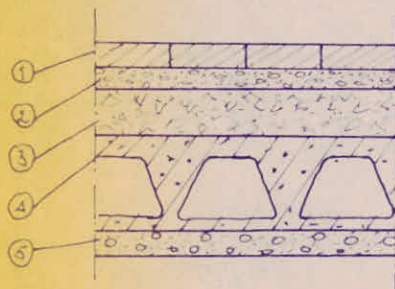
- ① Enduit en ciment
- ② parpaing creux
- ③ Coussin d'air
- ④ Briques 3 trous
- ⑤ Enduit en platre

Epaisseur en m	Conductivite en Kcal/mh°C
$e_1 = 0,02$	$\lambda_1 = 1,2$
$e_2 = 0,10$	$\lambda_2 = 0,5$
$e_3 = 0,05$	$\lambda_3 = 0,274$
$e_4 = 0,05$	$\lambda_4 = 0,4$
$e_5 = 0,01$	$\lambda_5 = 0,5$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{7} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,1}{0,5} + \frac{0,05}{0,274} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,01}{0,5} + \frac{1}{20}$$

$$K = 1,36 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

2. PLANCHERS



- ① Carrelage
- ② Mortier de ciment
- ③ beton arme
- ④ Corps creux
- ⑤ Enduit platre

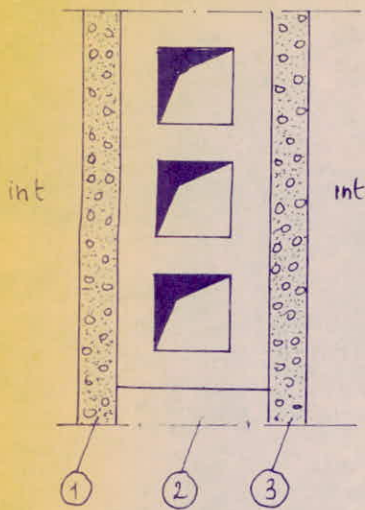
Epaisseur en m	Conductivite en Kcal/mh°C
$e_1 = 0,01$	$\lambda_1 = 1,3$
$e_2 = 0,02$	$\lambda_2 = 1,2$
$e_3 = 0,05$	$\lambda_3 = 1,3$
$e_4 = 0,15$	$\lambda_4 = 0,38$
$e_5 = 0,01$	$\lambda_5 = 0,75$

$$\sum e_i = 0,24$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{7} + \frac{0,03}{1,2} + \frac{0,05}{1,3} + \frac{0,20}{0,30} + \frac{0,01}{0,75} + \frac{0,015}{1,3} + \frac{1}{7}$$

$$K = 1,32 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

3. MURS INTERIEURS

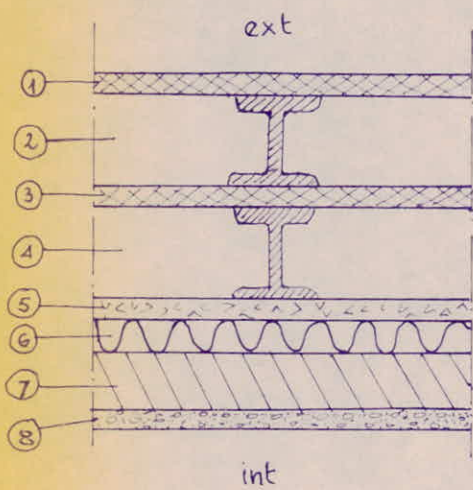


	Epaisseur en m	Conductivite en kcal/m.h.c
① Enduit en platre	$e_1 = 0,01$	$\lambda_1 = 0,5$
② Briques 3 trous	$e_2 = 0,05$	$\lambda_2 = 0,4$
③ Enduit en platre	$e_3 = 0,01$	$\lambda_3 = 0,5$
$\Sigma e_i = 0,07$		

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{7} + \frac{0,01}{0,5} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,01}{0,5} + \frac{1}{7}$$

$$K = 2,22 \text{ kcal/m}^2\text{.h.c}$$

4. TOITURES



$$\frac{1}{K} = \frac{1}{7} + \frac{0,06}{0,17} + \frac{0,20}{0,27} + \frac{0,06}{0,17} + \frac{0,20}{0,27} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,04}{0,05} + \frac{0,15}{1,30} + \frac{1}{20} + \frac{0,01}{0,75}$$

$$K = 0,37 \text{ kcal/m}^2\text{.h.c}$$

- ① dalle en amiante - ciment
- ② Coussin d'air
- ③ dalle en amiante - ciment
- ④ Coussin d'air
- ⑤ Mortier de ciment
- ⑥ Plaque de Liege brut
- ⑦ Beton armé
- ⑧ Enduit platre

Epaisseur en m	Conductivité en kcal/m.h.c
$e_1 = 0,06$	$\lambda_1 = 0,17$
$e_2 = 0,200$	$\lambda_2 = 0,27$
$e_3 = 0,006$	$\lambda_3 = 0,17$
$e_4 = 0,200$	$\lambda_4 = 0,27$
$e_5 = 0,020$	$\lambda_5 = 1,20$
$e_6 = 0,040$	$\lambda_6 = 0,050$
$e_7 = 0,150$	$\lambda_7 = 1,30$
$e_8 = 0,010$	$\lambda_8 = 0,75$

$$\Sigma e_i = 0,632$$

DONNÉES SUR LES PORTES ET FENÊTRES

1. COEFFICIENTS K

Tableau A.1

Portes	K (Kcal/m ² h.°c)	
Portes extérieurs en bois	3	
Portes intérieurs en bois	2	
Fenêtres	Bois	Metal
Fenêtres extérieurs :		
* Vitrage simple	4,5	5
* Vitrage double	3,1	3,4
Fenêtres intérieurs :		
* vitrage simple	3	
* vitrage double	2	

2. PERMEABILITE DES JOINTS (α)

Tableau A.2

		α (m ³ /h)
Fenêtres en Bois	Fenêtres simples	3
	// Composées	2,5
	// double et simple avec étanchéité garantie	2
Portes	Portes intérieurs non étanches	4
	Portes extérieurs	1,5

DONNÉES RELATIVES A LA SITUATION ET EXPLOITATION DU BATIMENT

1. MAJORATIONS GROUPEES $Z_D = Z_U + Z_A$

Tableau B.1

Mode d'exploitation	Coefficient D	0,1	0,3	0,7	1,5
		a	a	a	
		0,29	0,69	1,69	
I	Exploitation reduite de 8 a 12h	7	7	7	7
II	Interruption de 9 a 12h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12 a 16h —	30	25	20	15

2. MAJORATION Z_H POUR ORIENTATION

Tableau B.2

Orientation	↖	↙	0	↘	N	NE	E	↗
Majoration Z_H	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

3. FACTEURS D'ENSOLEILLEMENT

* Facteur d'emmagasinage S_{max}

Tableau B.3

Orientation	NE	E	↗	↖	↙	0	↘	N
S_{max}	0,65	0,70	0,72	0,76	0,70	0,68	0,65	0,90

Avec exploitation max de 16h de l'installation de climatisation

* Facteur d'obscurissement ou de correction

$$a = 1$$

* Facteur de permeabilite pour un vitrage simple avec stores clairs a l'interieur

$$b = 0,5$$

4. CARACTERISTIQUE DE MAISON H

Tableau B.4

	Nature du Site	Maison d'alignement	Maison Individuelle
Region Normale	* Site protege	0,24	0,34
	* Site decouvert	0,41	0,58
	* Site particulierement decouvert	0,60	0,84
Region à vents forts	* Site protege	0,41	0,58
	* Site decouvert	0,60	0,84
	* Site particulierement decouvert	0,82	1,13

5. CARACTERISTIQUE DU LOCAL R

Tableau B.5

Rapport de Surface	Fenetre en bois		Fenetre en acier		Caracteristique de Maison
	Portes interieurs		Portes interieurs		
	Etanches	non etanches	Etanches	non etanches	
	<1,5	<3	<2,5	<6	
S_E/S_P	1,5.....3	3.....9	2,5.....6	6.....20	R = 0,7

S_E = Surface des fenetres et portes extérieurs au vent

S_P = Surface des portes sous le vent

6. CHALEUR DEGAGEE PAR LES OCCUPANTS

Tableau B.6

		Temperature de l'air	°C	22	23	25	26
Personne inactive physiquement	Chaleur sensible	Kcal/h		75	70	65	60
	Chaleur latente	Kcal/h		25	30	35	40
	Chaleur totale	Kcal/h		100	100	100	100
	Degagement de vapeur d'eau	g/h		40	50	60	65

7. APPORTS DE CHALEURS

* Par ensoleillement.

- Maximum mensuels de rayonnement total à travers un vitrage simple: I_{max} (kcal/m².h)

Époque de l'année: Juillet	NE	E	SE	S	SO	O	NO	N
	361	507	477	405	477	507	361	110

Tableau B.7

* Par le l'éclairage

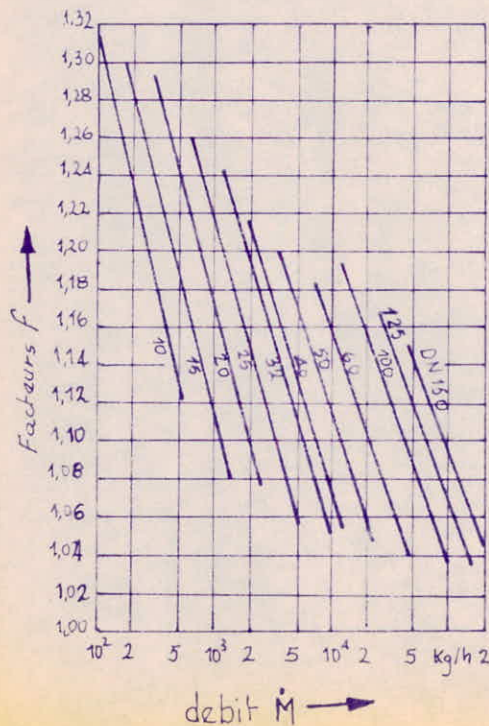
Lampes fluorescentes : $16 \text{ W/m}^2 = 13,78 \text{ Kcal/h.m}^2$.

8. FACTEURS DE CORRECTION

* Facteur de correction β pour les résistances particulières pour une température de

$t = 12^\circ\text{C}$, $\beta = 0,97$

* Facteurs de correction des pertes de charges R de la planche 2 pour $t \approx 12^\circ\text{C}$.



(III) chauffage

A / Mode de Chauffage.

a - Différents modes de chauffage

b - Choix du mode de chauffage

B / Calcul des besoins calorifiques.

a - Rappel théorique

b - Besoins calorifiques

C / Calcul du réseau.

a - Pertes de charge

b - Méthode de calcul.

D / Tableaux récapitulatifs.

A/ Mode de chauffage.

Le problème consiste à dégager dans un local la quantité de chaleur nécessaire pour y maintenir la température désirée. Les calories doivent être fournies par la surface de chauffe ou corps de chauffe (Radiateurs - Ventilo-convecteurs, bouches de chaleur, serpentins...). La solution la plus simple consiste évidemment à y produire directement cette chaleur à l'aide de foyers dits "domestiques" : C'est le chauffage individuel, dont les inconvénients sont nombreux.

Le principe du chauffage central consiste à produire la chaleur en un point déterminé de l'immeuble et à la distribuer à tous les locaux. Le principe général de cette distribution consiste à accumuler la chaleur dans un fluide qui cède ses calories en se refroidissant au passage dans des corps de chauffe. Pour des raisons de commodité on emploie généralement comme fluide colporteur :

- Eau chaude
- Vapeur HP (Haute pression), BP (Basse pression)
- Air chaud

ⓐ Différents modes de chauffage.

1. Chauffage à air chaud.

Suivant le procédé employé pour rechauffer l'air, on distingue les chauffages à air chaud :

- à la vapeur
- à foyer
- à l'eau chaude.

Dans le premier cas l'air se rechauffe directement au contact des parois du foyer du générateur, puis envoyé dans des gaines. La circulation de l'air se fait par gravité (On ne peut avoir un

fonctionnement sûr) soit à l'aide d'un ventilateur (Circulation pulsée).
Ce mode de Chauffage présente beaucoup d'inconvénients dont le prix des installations et leur entretien.

2. Chauffage à vapeur.

Le fluide véhiculant la chaleur est la vapeur sous une basse pression ou haute circulant dans un réseau de tuyauterie. Cette vapeur est produite par une chaudière. Ce mode de Chauffage exige une surveillance constante.

3. Chauffage à eau chaude.

C'est le système le plus employé de nos jours, il peut être exécuté avec ou sans communication avec l'atmosphère (B.P ou H.P). La circulation de l'eau chaude est assurée soit par gravité ou par pompe. Souvent on est ramené à faire subir à cette eau, un traitement d'adoucissement avant de l'utiliser dans le circuit de Chauffage.

⑥ Choix du mode de Chauffage.

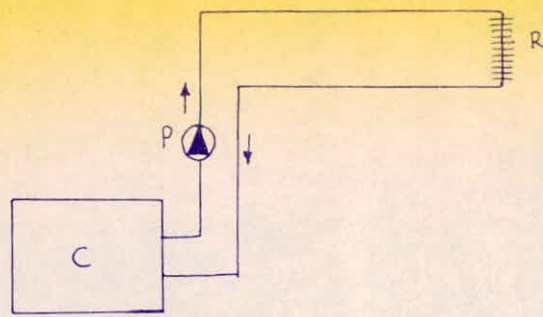
Le fluide véhiculant la chaleur de la chaudière jusqu'au corps de chauffe doit répondre à certaines conditions :

- * Bon pouvoir d'absorption de chaleur
- * Bon pouvoir de l'écoulement
- * Composition chimique non agressive.

Nous optons donc pour un chauffage à eau chaude du fait que l'eau est abondante dans la nature et répond bien aux conditions déjà citées.

1. Mode de circulation.

La circulation naturelle dite du "Thermosiphon" nécessite des conduites de gros diamètres afin d'augmenter la charge du fluide. Le prix de cette installation sera plus élevé que celui d'une circulation pulsée. Donc nous optons pour une circulation pulsée.



R: corps de chauffe

P: pompe

C: chaudiere

2. Choix du Corps de chauffe.

Le but assigné à notre installation est d'assurer le conditionnement de l'air dans le bâtiment (HIVER-ÉTÉ). C'est pour cela que nous choisissons des appareils adaptés au chauffage et au rafraîchissement appelés des ventilo-convecteurs. Le principe de fonctionnement, la description, et les avantages de ces derniers seront développés ultérieurement.

3. Mode de distribution.

Le générateur de chaleur est placé au point le plus bas de l'installation, l'eau chaude qui en provient est amenée aux corps de chauffe par des tubes verticaux (colonnes) et horizontaux (collecteurs). On distingue donc deux modes de distribution :

* Distribution par en dessus :

L'eau chaude issue de la chaudière est conduite directement en partie haute de l'installation par une colonne montante principale puis distribuée par un collecteur horizontal.

* Distribution par en dessous

Dans ce système du collecteur principal posé horizontalement et en cave partent les colonnes montantes aller. Les conduites du retour sont posées en parallèles avec celles de l'aller. Dans les 2 modes de distribution, le système peut être à deux tubes ou à un seul.

* Choix du mode de distribution.

- Dans les installations à distribution par en dessous fonctionnant par gravité. La charge motrice est plus forte, leur mise en régime est plus rapide que celle des installations à distribution par en dessus. Dans ces derniers, le réseau de distribution est moins coûteux. De plus, en cas de besoins, les étages (en partant des étages supérieurs) peuvent pour remise en état partiel ou fonctionnement de fortune, être mis hors circuit par vidange partiel sans que la totalité de l'installation soit stoppée. Pour notre installation on adopte la distribution par en dessous du fait que le coût de cette installation étant réduit le plus possible. La distribution d'eau aux appareils (Ventilo-convecteurs) peut se faire de deux manières:

— Système à 3 tuyaux.

eau chaude, eau froide et retour commun, chaque appareil peut être alimenté en eau chaude ou en eau froide.

— Système à 4 tuyaux.

aller et retour (eau chaude), aller et retour (eau froide).

- Le premier système de distribution peut paraître avantageux. mais le retour commun présente l'inconvénient d'entraîner des consommations calorifiques et frigorifiques supérieures à celles qui seraient strictement nécessaires. Pour éviter cet inconvénient on utilise le système à 4 tuyaux avec des appareils comportant à la fois batterie chaude et batterie froide, de manière à rendre les circuits chauds et froids complètement indépendants.

B/. Calcul des besoins calorifiques.

Ⓐ Rappel théorique.

α - Mode de transmission de la chaleur.

Le phénomène du transfert de chaleur se rencontre dans les problèmes de chauffage et de climatisation sous de nombreuses formes. Ainsi des bâtiments chauffés cèdent de façon continue de la chaleur à l'atmosphère extérieure ; si les conditions sont défavorables la valeur de cette perte est déterminante pour l'importance de l'installation de chauffage. Nous devons distinguer plusieurs aspects du transfert de la chaleur très différents physiquement :

1 - La conduction.

Transfert de chaleur à l'intérieur d'un corps de particule à particule, sans qu'il y ait aucun déplacement de celle-ci, ainsi par exemple pour un mur à faces parallèles et planes, de structure homogène infiniment grand est traversée par la chaleur en régime permanent avec t_1 et t_2 températures respectives de chaque face. La quantité de Chaleur \dot{Q} qui passe par heure à travers l'élément de surface S pour une épaisseur e , se calcule par la relation :

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{e} S (t_1 - t_2) \quad \lambda : \text{conductivité calorifique.}$$

2 - La convection.

Transfert de chaleur par le mouvement des particules du corps liquide ou gazeux. L'expérience nous apprend que la quantité de chaleur \dot{Q} entre une paroi à la température t_p et un fluide environnant à la température t_f dépend de la grandeur de la surface S et de la différence des températures et d'un coefficient α appelé coefficient de transmission de la chaleur. On obtient

comme forme la plus simple; l'équation :

$$\dot{Q} = \alpha S (t_p - t_e)$$

3. le rayonnement.

Transfert de Chaleur entre des corps sans contact direct sous forme d'énergie de rayonnement. Le calcul précis des échanges calorifiques par rayonnement de deux corps est très compliqué du fait que chaque corps cède, reçoit et renvoie de la chaleur. Pour des calculs techniques, il est souvent plus commode d'utiliser l'équation dans la forme la plus simple :

$$\dot{Q}_{1-2} = C_{1-2} \tilde{\sigma} S (t_1 - t_2)$$

avec :

C_{1-2} : coefficient de rayonnement mutuel, S : l'élément de surface

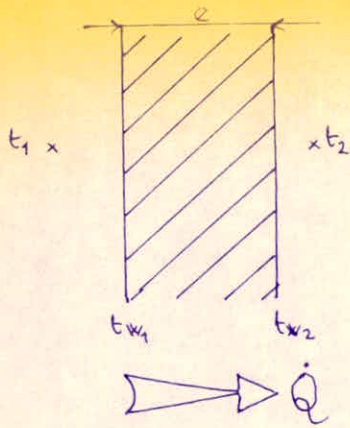
$\tilde{\sigma}$: facteur de conversion, t_1, t_2 : température de chaque corps

β. Transmission de la Chaleur.

Le calcul de transmission de la chaleur à travers un corps, c'est à dire l'écoulement de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi suppose connu les coefficients de transmission superficielles des faces et les dimensions et coefficients de matière de la paroi.

1. Coefficient de transmission global.

Si on suppose que l'écoulement de chaleur comme homogène et permanent et que S l'élément de surface du mur. Le flux de chaleur peut être calculé au moyen de trois relations :



$$\dot{Q} = \alpha_1 S (t_1 - t_{w1})$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{e} S (t_{w1} - t_{w2}) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \alpha_2 S (t_{w2} - t_2)$$

Le système (1) d'équation nous permet

$$\text{d'écrire: } t_1 - t_2 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{\dot{Q}}{S}$$

Le terme entre parenthèses désigne la résistance totale et son inverse coefficient de transmission global si on pose :

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

K : est le coeff^t de transmission global

Dans le cas d'un mur de plusieurs couches d'épaisseurs $e_1, e_2, e_3 \dots$ de coefficients de conductivité $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots$ on aura pour coefficient de résistance globale :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}$$

2 - Equation fondamentale de la transmission.

La quantité de chaleur par unité de temps traversant une paroi sera calculée à l'aide de l'équation :

$$\dot{Q} = K S \Delta t$$

K : coefficient de transmission global de la paroi

S : Surface de la paroi

Δt : différence de température entre le milieu extérieur et intérieur

(b) . Besoins calorifiques.

Les besoins calorifiques d'un local ont une pure caractéristique de la construction qui n'a rien à voir avec le système de chauffage projeté ou réalisé, ils dépendent des dimensions du local, du genre de construction de ses murs, des fenêtres etc...

Pour le calcul des besoins calorifiques on admettra que les conditions climatiques extérieures et intérieures restent invariables (Etat Stationnaire). Les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure d'un local sont de deux genres

* Déperditions calorifiques par transmission à cause de la température intérieure élevée ; de la chaleur est en permanence perdue vers l'extérieur par les murs et fenêtres etc...

* Déperditions calorifiques par ventilation, à cause de l'air qui traversant un bâtiment est réchauffé à la température intérieure ; entraîne avec lui à l'extérieur une partie de la chaleur du local.

α - Déperditions calorifiques par transmission.

1 - Formule de base

Pour une paroi donnée, les déperditions calorifiques par transmission à travers celle-ci sont données par l'équation :

$$\dot{Q}_0 = KS(t_i - t_e)$$

K : Coefficient de transmission global de la chaleur

S : Surface de la paroi

t_i, t_e : températures respectives intérieure et extérieure.

Les déperditions totales par transmission de l'enveloppe d'un local s'obtiennent en sommant les déperditions élémentaires \dot{Q}_0 d'où on a :

$$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_0$$

En pratique, d'autres facteurs d'influence sont introduits sous forme de majorations des déperditions calorifiques par transmission

On déduit les besoins calorifiques du local correspondant à ces

pertes, en multipliant celles-ci par un coefficient de majoration Z contenant des majorations partielles d'où on peut écrire la formule donnant les besoins calorifiques par transmission \dot{Q}_t

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_a (1 + Z_u + Z_a + Z_h) = \sum \dot{Q}_0 \cdot Z$$

2. Les majorations partielles.

2.1 majoration Z_u pour interruption d'exploitation.

Après les réductions et les interruptions d'exploitation, la remontée en température d'un bâtiment n'est possible que grâce à des fournitures de chaleur momentanément accrues. Le but des majorations Z_u est d'assurer une montée en température uniforme. On peut distinguer trois modes d'exploitation :

I : Exploitation Continue

II : Interruption journalière de Chaleur d'une durée de 8 à 12 heures

III : Interruption journalière de Chaleur d'une durée de 12 à 16 heures

Pour notre cas on adopte le mode (I), pour la valeur de Z_u voir Tableau B.1

2.2 - majoration Z_a .

La majoration Z_a est utilisée pour Compensation des parois extérieures froides. Puisque le confort de l'homme dans un local ne dépend pas seulement de la température de l'air mais aussi de la température moyenne de l'enveloppe du local.

2.3 Groupement des majorations $Z_d = Z_u + Z_a$

Les deux majorations dépendent du coefficient D appelé perméabilité moyenne de l'ensemble de l'enveloppe du local. Comme on a choisit le mode d'exploitation I, les majorations Z_d sont indépendantes de D , il n'est pas donc nécessaire de le calculer. Pour

les valeurs de Z_d voir Tableau B.1

2.4 majorations Z_h pour Orientation

L'influence de l'orientation du bâtiment n'est pas à négliger; Ainsi pour l'appréciation de l'orientation d'un local, il faut retenir pour des locaux encastrés sur 3 faces la position extérieure et pour des locaux d'angle la direction du coin du bâtiment.

Pour les valeurs de Z_h voir Tableau B.2

B - Déperditions calorifiques par ventilation

1. Formule de base.

La quantité d'air qui pénètre sous l'effet du vent dans un local par les jointures des portes et fenêtres fermées, dépend des dimensions des zones non étanches des parties du bâtiment exposées au vent et des différences de pression entre l'extérieur et l'intérieur.

À côté des pertes par transmission, l'installation de chauffage doit encore couvrir pour des faibles températures extérieures, les pertes par ventilation d'une certaine valeur. Le calcul du passage d'air au travers d'un bâtiment étant imprécis. On ne peut estimer que d'une façon approchée les pertes par ventilation à l'aide de l'équation :

$$\dot{Q}_v = \sum (\alpha l) R_H (t_i - t_e) Z_e$$

2. Coefficients caractéristiques.

2-1 Perméabilité des portes et fenêtres $\sum (\alpha l)$

Si l'on désigne par α la perméabilité à l'air d'un joint de fenêtre ou de porte par mètre de longueur pour une différence de pression donnée, la perméabilité de toutes les portes et les fenêtres et ayant chacune des joints d'une longueur l et exposés au vent

dans les conditions les plus défavorables est donné par $\Sigma(a_i)$.

Pour les valeurs de a_i voir tableau A.2

2.2 Caractéristique du local (R)

Elle caractérise la particularité d'un immeuble dues à sa situation son lieu, sa situation et son mode de construction on se sert de la caractéristique H de l'immeuble. En ce qui concerne la situation d'un local par rapport à l'action du vent on distingue trois cas:
Site protégé : C'est le cas des centres des villes de construction serrée
Site découvert : C'est le cas des maisons dans les cites ou les ensembles de bâtiment sont clairsemés.

Site exceptionnellement découvert : C'est le cas des maisons isolées construites sur les hauteurs, sur des bandes côtières sans arbres, etc..

(voir Tableau B.4)

2.4 La majoration pour fenêtre d'angle Z_e .

Ce facteur n'est à envisager que pour fenêtres et portes situées immédiatement à l'angle de deux murs contigus ($Z_e = 1,2$) Pour toutes les autres fenêtres et portes on a $Z_e = 1$

8 - Conduite des calculs

Les besoins calorifiques totales d'un local se calculent à l'aide de l'équation :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_v = \Sigma Q_o (1 + Z_u + Z_d + Z_h) + \dot{Q}_v$$

Les abréviations suivantes ont été utilisées pour désigner les elts de construction :

FS : Fenêtre simple

MI : mur intérieur , T : Toit

PI : Portes intérieur

ME : mur extérieur ,

PE : Portes extérieurs

B : Plancher

Le calcul des besoins calorifiques de chaque local est résumé ds un tableau

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Deperditions par Transmission Q_D	$Z_u + Z_a$	Orientation	Facteur de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$	Δt °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

Local : Bureau 0.01

ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	1,50	3	4,5	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75					
B	-	24	6x6	-	36	1	-	36	1,32	15	712,8	7	0	1,07	105,75	2060

Local : Bureau 0.02

FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	6	3	18	1	1,60	16,40	2,22	4	145,63					
B	-	24	6x6	-	36	1	-	36	1,32	15	712,80	7	-5	1,02	88,12	1650

Calcul des Surfaces										Calcul des dependitions						
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum U$ + $\sum a$	Orientation	Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²	n	m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	Δt °C	kcal/h	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	kcal/h

Local : Bureau 0.03

FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2,	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	6	3	18	1	1,60	16,60	2,22	4	145,63					1850
MC	E	7	6	3	18	1	-	18	2,22	2	79,92					
B	-	24	6x6	-	36	1	-	36	1,32	15	712,8	7	0	1,07	88,10	

Local : Salle d'attente 0.04

PE	S	-	3	2,60	7,8	1	-	7,8	3	15	351					
ME	S	23	6	3	18	1	7,8	10,2	1,36	15	208,06					
PI	-	-	3	2,60	7,8	1	-	7,8	3	2	46,80					
MC	-	7	6	3	18	1	7,8	10,2	2,22	2	45,28					1350
MC	-	7	6	3	18	1	-	18	2,22	-2	-79,92					
B	-	24	6	6	36	1	-	36	1,32	13	617,76	7	-5	1,02	111,78	

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum \alpha$	$\sum h$ Orientation	$\sum H$ Facteur de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot k \cdot c}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Standard 0.05																
ME	-	7	3	3	9	1	-	9	2,22	-2	-39,96					
ME	-	7	3	3	9	1	-	9	2,22	2	39,96					160
B	-	24	3x3	-	9	1	-	9	1,32	13	154,44	1	0	1	0	
Local : Conciergenie 0.06																
FS	-	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,5	15	152,20					
ME	S	23	3	3	9	1	2,25	6,75	1,36	15	137,7					
ME	-	7	3	3	9	1	-	9	2,22	-2	-39,97					
B	-	24	3x3	-	9	1	-	9	1,32	13	154,44	7	-5	1,02	38,88	460

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	Orientation	Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	$\frac{\Delta t}{^\circ C}$	$\frac{kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$

Local : Salle de reproduction 0.07

FS	S	-	2	2	4	1	-	4	4,50	17	306						
ME	S	23	4	3	12	1	4	8	1,36	17	184,96						
ME	-	7	6	3	18	1	-	18	2,22	2	79,92						700
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	3	4	19,2						
MI	-	7	4	3	12	1	1,60	10,40	2,22	4	46,17	7	-5	1,02	44,06		

Local : Salle de travail 0.08

FS	S	-	1,50	1,50	2,25	4	-	9	4,50	17	688,50						
ME	S	23	11	3	33	1	9	24	1,36	17	554,88						
ME	U	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16						
PI	-	-	0,80	2	1,60	2	-	3,20	3	4	38,40						4220
MI	-	7	6,50	3	19,50	1	3,20	16,30	2,22	4	137,57						
B	-	24	11x6	-	66	1	-	66	1,32	15	1306,80						
ME	-	7	6	3	18	1	18	18	2,22	15	599,40	7	0	1,07	211,50		

Calcul des Surfaces

Calcul des Deperditions

Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference par temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	Orientation	% facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$

Local: Bureau 0.09

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,50	11,25	1,36	17	260,1					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MI	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65					1890
B	-	-	$\frac{5,25 \times 4}{4}$	-	21	1	-	21	1,32	15	415,8					
ME	-	7	4,5	3	13,5	1	-	13,5	2,22	15	449,55	7	+5	1,12	88,12	

Local: Secretariat 0.10

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	N	23	3,15	3	9,45	1	2,25	7,20	1,36	17	166,46					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	3,15	3	9,45	1	1,60	7,85	2,22	4	69,70					
B	-	-	4x3.15	-	12,60	1	-	12,60	1,32	15	249,80	7	+5	1,12	44	800

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Houteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum I_u + \sum I_a$	$\sum H$ Orientation	$\sum H$ Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}}$	Δt °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

Local : Bureau 0.11

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	N	23	3,60	3	10,80	1	2,25	8,55	1,36	17	197,67					
MI	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	4	106,56					
PE	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
ME	-	7	3,60	3	10,80	1	1,60	9,20	2,22	4	81,69					
B	-	-	3,60 x 4	-	14,40	1	-	14,40	1,32	15	285,12	7	+5	1,12	44	1010

Local : Secretariat 0.12

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,5	17	172,12					
ME	N	23	3,15	3	9,45	1	2,25	7,20	1,36	17	166,46					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
ME	-	7	3,15	3	9,45	1	1,6	7,85	2,22	4	69,70					
MI	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	7	186,48					
B	-	-	4x3,15	-	12,6	1	-	12,60	1,32	15	249,48	7	+5	1,12	44	1010

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	$\sum h$ Orientation	\sum Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2h^{\circ}C}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{s}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 0.13																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,50	11,25	1,36	17	260,10					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					1400
MI	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65					
B	-	-	4x5,25	-	21	1	-	21	1,32	15	415,80	7	+5	1,12	88	
Local : Bureau 0.14																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	23,					
ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					2150
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75					
B	-	-	6x6	-	36	1	-	36	1,32	15	712,80	7	+5	1,12	105,75	

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	$\sum h$ Orientation	\sum Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2hc}$	Δt	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local: Toilettes 0.15																
FS	-	-	0,50	1,50	0,75	3	-	2,25	4,50	10	101					
ME	N	23	4	3	12	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-7	-186,41					
PI	-	-	0,80	2	1,60	2	-	3,20	2	-3	-19,20					200
MC	-	7	4	3	12	1	3,20	8,80	2,22	-3	-58,60					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-3	-79,92					
B	-	24	4x4	-	12	1	-	16	1,32	+8	169	7	+5	1,12	132,20	
Local: Couloir 0.16																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	13	263,25					
ME	N	23	5	3	15	1	4,5	10,5	1,36	13	17,69					
B	-	24	1,4x4,2	-	58,8	1	-	58,8	} 1,32	11	114,4	7	+5	1,12	67,40	1860
	-	24	5,04x4	-	20	1	-	20								

Calcul des Surfaces										Calcul des dependitions						
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	$\sum H$ Orientation	$\sum H$ Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot c}$	Δt	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 1.01																
ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					1300
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
ME	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75	7	0	1,07	105,75	
Local : Salle de reunion 1.02																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	4	-	9	4,50	17	688,5					
ME	S	23	12	3	36	1	9	27	1,36	17	624,24					
PI	-	-	1,50	2	3	1	-	3	2	4	24					
ME	-	7	12	3	36	1	3	33	2,22	4	293,04	7	-5	1,02	176,25	1860

Calcul des Surfaces									Calcul des Deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum Z_u + Z_a$	$\sum h$ Orientation	\sum Facteur de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot c}$	Δt °C	$\frac{kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$
Local : Bureau 1.03																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MI	-	7	6	3	18	1	1,60	16,40	2,22	4	145,63	7	-5	1,02	88,12	930
Local : Secreariat. 1.04																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	S	23	3	3	9	1	2,25	6,75	1,36	17	156,05					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	3	3	9	1	1,60	7,40	2,22	4	65,71	7	-5	1,02	44,06	460

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U_d + \sum a$	Orientation	Facteur de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	cm	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2hc}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{s}$	$\frac{Kcal}{s}$

Local : Bureau 1.07

FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
ME	E	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MC	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,9	2,22	4	25,75	7	0	1,07	105,75	1300

Local : Bureau 1.08

ME	E	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75					
B	-	-	6x4	-	24	1	-	24	1,32	15	473,20	7	+5	1,12	105,75	1900

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum Q$	\sum Orientation	\sum Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 \cdot h \cdot c}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 1.09																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,50	11,25	1,36	17	260,1					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					950
ME	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65	7	+5	1,12	88,12	
Local : Secreariat 1.10																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	N	23	3,15	3	9,45	1	2,25	7,20	1,36	17	166,46					
PI	-	-	0,8	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					520
ME	-	7	3,15	3	9,45	1	1,60	7,85	2,22	4	69,70	7	+5	1,12	44	

Calcul des Surfaces										Calcul des Deperditions						
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Deperditions par Transmission Q_o	$\sum U + \sum a$	Orientation	Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2hc}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 1.11																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					700
ME	N	23	3,60	3	10,8	1	2,25	8,55	1,36	17	197,67					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	4	106,56					
PI	-	-	0,80	2	1,6	1	-	1,60	2	4	12,8					
MF	-	7	3,60	3	10,8	1	1,60	9,20	2,22	4	81,69	7	+5	1,12	44	
Local : Bureau 1.12																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					730
ME	N	23	3,15	3	9,45	1	2,25	7,20	1,36	17	166,46					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	3,15	3	9,45	1	1,60	7,85	2,22	4	69,70					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	7	186,48	7	+5	1,12	44	

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	$\sum H$ Orientation	$\sum H$ Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 h c}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$

Local : Bureau 1.13

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,50	11,25	1,36	17	260,10					
PI	-	-	0,8	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65	7	+5	1,12	88	950

Local : Secretariat 1.14

ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MI	-	7	1,40	3	4,20	1	1,60	2,60	2,22	4	23	7	+5	1,12	105,75	1350

Calcul des Surfaces										Calcul des. deperdition							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\frac{24}{h}$ $\sum U + \sum a$	$\frac{24}{h}$ Orientation	$\frac{24}{h}$ Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Caloufiques	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2hc}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$	
Local : Toilettes 1.15																	
FS	N	-	0,50	1,50	0,75	3	-	2,25	4,50	10	101						
ME	N	23	4	3	12	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6						
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-7	-186,8					78	
PI	-	-	0,80	2	1,60	2	-	3,20	2	-3	-192,8						
MC	-	7	4	3	12	1	3,20	8,80	2,22	-3	-58,6						
ME	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-3	-79,92	7	+5	1,12	78		
Local : Couloir 1.16																	
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	13	263,25					580	
ME	N	23	5	3	15	1	4,50	10,50	1,36	13	135,64	7	+5	1,12	67,4		

$$Q = Q_t + Q_v$$

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum \alpha$	$\sum h$ Orientation	$\sum f$ Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2h^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 2.01																
ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					1650
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	2	1,60	1	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75					
T	-	64	6x6	-	36	1	-	36	0,37	17	226,44	7	+0	1,07	105,75	
Local : Salle de reunion 2.02																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	4	-	9	4,50	17	688,55					2310
ME	S	23	12	3	36	1	9	27	1,36	17	624,24					
PC	-	-	1,50	2	3	1	-	3	2	4	24					
M	-	7	12	3	36	1	3	33	2,22	4	293,04					
T	-	64	12x6	-	72	1	-	72	0,37	17	452,88	7	-5	1,02	176	

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de temperature	Dependitions par Transmission Q_0	Z_d	Orientation	Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins calorifiques
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}}$	Δt °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Local : Secretariat 2.05																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	S	23	3	3	9	1	2,25	6,75	1,36	17	156,06					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					580
ME	-	7	3	3	9	1	1,60	7,46	2,22	4	65,71					
T	-	64	3x6	-	18	1	-	18	0,37	17	113,22	7	-5	1,02	44	
Local : Bureau 2.06																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	S	23	6	3	18	1	2,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,6	1	-	1,60	2	4	12,8					1160
ME	-	7	6	3	18	1	1,60	16,40	2,22	4	145,63					
T	-	64	6x6	-	36	1	-	36	0,37	17	226,44	7	-5	1,02	88,12	

$$Q = Q_t + Q_v$$

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Dependitions par Transmission Q_0	Dependitions par ventilation Q_v	$Z_u + Z_a$	Z_h Orientation	Z_f Facteur de majoration	Besoins calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$	Δt °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$
Local : Bureau 2.03																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					1160
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MI	-	7	6	3	18	1	1,60	16,40	2,22	4	145,63					
T	-	64	6x6	-	36	1		36	0,37	17	226,44	7	-5	1,02	38	
Local : Secretariat 2.04																
FS	S	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					580
ME	S	23	3	3	9	1	2,25	6,75	1,36	17	156,06					
PI	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MI	-	7	3	3	9	1	1,60		2,22	4	65,71					
T	-	64	3x6	-	18	1	-	18	0,37	17	113,22	7	-5	1,02	44	

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	Orientation	Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2 h^{\circ}C}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$

Local : Bureau 2.07

FS	S	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	1,50	17	344,06					
ME	S	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
ME	E	23	6	3	1,8	1	-	18	1,36	17	416,16					
PC	-	-	0,80	2	1,6	1	-	1,60	2	4	12,8					
MC	-	7	1,50	3	4,5	1	1,60	29	2,22	4	25,75					
T	-	64	6x6	-	36	1	-	36	0,37	17	226,44	7	0	1,07	105,75	
1550																

Local : Bureau 2.08

ME	E	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PC	-	-	0,86	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					
MC	-	7	1,50	3	4,50	1	1,60	2,90	2,22	4	25,75					
T	-	64	6x4	-	24	1	-	24	0,37	17	150,96	7	+5	1,12	105,75	
1520																

Calcul des Surfaces

Calcul des deperditions

Abreviation	Orientation	Epaisseur .du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum I_d$	$\sum I_h$ Orientation	$\sum I$ Facteur de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{c}}$	Δt °C	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$	%	%	%	$\frac{\text{Kcal}}{\text{s}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$

Local : Bureau 2.09

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,50	11,25	1,36	17	260,1					
PE	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,8					1070
MC	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65					
T	-	64	4x5	-	20	1	-	20	0,37	17	125,80	7	+5	1,12	88,12	

Local : Secrétariat 2.10

FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					
ME	N	23	3,15	3	9,45	1	2,25	7,20	1,36	17	166,46					
PE	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					610
MC	-	7	3,15	3	9,45	1	1,60	7,85	2,22	4	69,70					
T	-	64	4x3,15	-	12,60	1	-	12,60	0,37	17	79,25	7	+5	1,12	44	

Calcul des Surfaces									Calcul des dependitions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Dependitions par Transmission Q_0	$\sum Z_u + Z_a$	$\sum H$ Orientation	$\sum H$ Facteur de majoration	Dependitions par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques $Q = Q_t + Q_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2h^{\circ}C}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{s}$	$\frac{Kcal}{s}$
Local : Bureau 2.11																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					790
ME	N	23	3,60	3	10,80	1	2,25	8,55	1,36	17	197,67					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	4	106,56					
PI	-	-	0,8	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	3,60	3	10,80	1	1,60	9,20	2,22	4	81,69					
T	-	64	3,6x4	-	14,4	1	-	14,4	0,37	17	90,57	7	+5	1,12	44	
Local : Bureau 2.12																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	1	-	2,25	4,50	17	172,12					820
ME	N	23	3,45	3	9,15	1	2,25	7,20	1,36	17	166,42					
PC	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	3,15	3	9,45	1	1,60	7,85	2,22	4	69,70					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	7	186,48					
T	-	64	4x3,15	-	12,60	1	-	12,60	0,37	17	79,25	7	+5	1,12	44	

Calcul des Surfaces										Calcul des deperditions						
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\sum U + \sum a$	Orientation	Factor de majoration	Deperdition par ventilation Q_v	Besoins Calorifiques
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{Kcal}{m^2hc}$	Δt °C	$\frac{Kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{Kcal}{h}$	$\frac{Kcal}{h}$
Local : Bureau 2.13																
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,45					
ME	N	23	5,25	3	15,75	1	4,5	11,25	1,36	17	260,10					
PC	-	-	0,80	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MC	-	7	5,25	3	15,75	1	1,60	14,15	2,22	4	125,65					
T	-	64	4x5,25	-	21	1	-	21	0,37	17	132	7	+5	1,12	88,12	
																1070
Local : Secretariat 2.14																
ME	O	23	6	3	18	1	-	18	1,36	17	416,16					
FS	N	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	17	344,25					
ME	N	23	6	3	18	1	4,50	13,50	1,36	17	312,12					
PC	-	-	0,8	2	1,60	1	-	1,60	2	4	12,80					
MI	-	7	1,40	3	4,20	1	1,60	2,60	2,22	4	23					
T	-	64	4x6	-	24	1	-	24	0,37	17	150,96	7	+5	1,12	105,70	
																1520

$$Q = Q_t + Q_v$$

Calcul des Surfaces									Calcul des deperditions							
Abreviation	Orientation	Epaisseur du mur	Longueur ou largeur	Hauteur	Surface	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient K	Difference de Temperature	Deperditions par Transmission Q_0	$\frac{\Sigma U}{\Sigma V}$	Σ Orientation	Σ Facteur de majoration	Deperditions par ventilation Q_v	Besoins calorifiques $\dot{Q} = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_v$
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{m^2 h ^\circ C}$	Δt °	$\frac{kcal}{h}$	%	%	%	$\frac{kcal}{h}$	$\frac{kcal}{h}$

Local : Toilettes 2.15

FS	-	-	0,50	1,50	0,75	3	-	2,25	4,50	10	101					
ME	N	23	4	3	12	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-7	-186,48					
PI	-	-	0,80	2	1,60	2	-	3,20	2	-3	-19,20					
MI	-	7	4	3	12	1	3,20	8,80	2,22	-3	-58,60					
MC	-	7	4	3	12	1	-	12	2,22	-3	-79,92					
T	-	64	4x4	-	16	1	-	16	0,37	10	59,2	7	+5	1,12	77,76	80

Local : Couloir 2.16

FS	-	-	1,50	1,50	2,25	2	-	4,50	4,50	13	58,50					
ME	N	23	5	3	15	1	4,50	10,50	1,36	13	185,64					
T	-	42x4 5x4	}	-	78,8	1	-	78,8	0,37	13	379	7	+5	1,12	67,4	1000

C/ - Calcul du reseau

a) Pertes de Charges

1. Pertes de charges linéaires.

La chute de pression dans un tronçon rectiligne d'un tuyau est fonction du :

- diamètre d
- de la vitesse d'écoulement W
- du coefficient de frottement λ (qui est fonction du type d'écoulement et de la qualité du tube)

La chute de pression entre deux points d'un tuyau se traduit par la relation (1)

$$(P_1 - P_2)_l = Rl = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho \quad (1)$$

R : Chute de pression par unité de longueur

λ : Coefficient de résistance

l : Longueur du tronçon

W : vitesse du fluide

d : diamètre du tuyau

ρ : poids volumique du fluide

2. Pertes de Charges particulières.

La chute de pression due aux résistances particulières comporte tous les changements de direction, les dérivations, la robinetterie, les appareils et tous les changements de sections. Cette chute se traduit par la relation (2) :

$$(P_1 - P_2)_s = Z = \xi \frac{W^2}{2} \rho \quad (2)$$

Z = Chute de pression entre 2 points

ξ = coefficient de résistance

3. Perte de Charge totale

La chute de pression totale entre deux points d'un tuyau s'obtient

en additionnant la chute de pression linéaire et la chute de pression particulière. La chute de pression totale H se traduit par la relation (3).

$$H = P_1 - P_2 = Rl + Z = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2} \rho + \sum \xi \cdot \frac{W^2}{2} \rho$$

Pour plusieurs tronçons, l'équation fondamentale de la circulation d'eau dans un réseau de tuyauterie s'écrit :

$$H = \sum Z + \sum (Rl) \quad (4)$$

Pour le calcul des installations de tuyauteries, on admet en pratique les parts approximatives des résistances particulières. Si α désigne la quote part des résistances particulières par rapport à la chute de pression totale, l'équation (4) devient :

$$H = \alpha H + \sum (Rl) \rightarrow R = (1 - \alpha) \frac{H}{\sum l} \quad (5)$$

La chute de pression (R) est facilement calculable à l'aide du tracé et de la chute de pression totale.

4. Relations pratiques.

Si on part des relations (1) et (2) pour effectuer les calculs du réseau, nous aurons des calculs très longs et on peut écrire la relation (2) de la façon suivante.

$$R = \lambda \cdot \frac{1}{d^5} \cdot \frac{\dot{Q}^2}{\rho \Delta T^2} \cdot \frac{8}{\pi^2} \quad (6)$$

Les chauffages à eau chaude sont très souvent prévus pour une différence de température entre le départ et l'arrivée de 20°C

On peut donner immédiatement pour de telles installations la relation

$$R = 16,4 \frac{\dot{Q}^2}{d^5} \quad (7)$$

pour $c_p = 1 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$

$$\Delta t = 20^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 64 / 2320$$

\dot{Q} = débit de chaleur véhiculé

Cette relation (7) figurent sous forme de tableaux dans les planches 3 et 4 de Rietschell.

(b) Méthode de calcul.

La charge motrice H d'un chauffage par pompe se compose de :

- H_p : Charge produite par la pompe
- H_s : Pression due à la gravité

d'où la relation

$$H = H_p + H_s$$


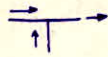
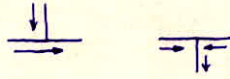

On admettra dans ce qui suit que l'effet de gravité est négligeable par rapport à la pression de la pompe. Bien que le calcul du chauffage par pompe est basé sur tous ses détails sur les mêmes relations et en particulier la relation ; $H = \sum Z + \sum (R) \cdot *$

* valable pour des petites et moyennes installations, on part des valeurs expérimentales et on choisit soit :

- * la pression de la pompe H_p
- * la chute de pression R
- * la vitesse d'écoulement W

Dans notre cas on choisit $R = 10 \text{ mmCE/m}$ qui sera pour le circuit le plus long et qui en pratique nous donnera pour des conditions normales des diamètres économiques pour une installation moyenne la quote part des résistances particulières est évaluée à ; $\alpha = 33\%$ de la perte de charge totale, d'où la chute de pression linéaire se

Recapitulation des resistances particulieres §

Chaudiere		2,5
Corps de chauffe		2,5
Distributeur sortie		0,5
Collecteur entrée		1
Robinet de corps de chauffe		1,5
Coude arrondi à 90°		0,5
Té separation		1,5
Té Jonction		0,5
Té Passage direct		0
Piece coudée		0,5
Robinet soupape		4
Té contre courant		3

TRONÇON N°	Recapitulation des resistances particulieres	$\sum \xi$
1	1 Té de passage direct	0,0
2	1 Té de séparation	1,5
3	1 Coude à 90° 1 Té à contre courant	3,5
4	1 Té de separation	1,5
5	3 Coudes a 90° 1 Robinet de corps de chauffe 1 Corps de chauffe	5,5
6	3 Coudes a 90° 1 Té de jonction	2,0
7	1 Té de jonction	0,5
8	1 Coude à 90° 1 Té de jonction	1,0
9	1 Té de passage - direct	0,0
10	Collecteur entrée	1,0
11	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 corps de chauffe	5,0
12	2 Coudes à 90°	1,0
13	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 corps de chauffe	5,0
14	2 Coudes à 90°	1,0
15	2 Coudes à 90° 1 Robinet 1 corps de chauffe	5,0

16	2 Coudes à 90°	1,0
17	1 Té de separation	1,5
18	1 Té de contre courant	3,0
19	1 Té de passage direct	0,0
20	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps de chauffe 1 Corps de chauffe	5,0
21	1 Té de passage direct	0,0
22	1 Té a contre courant	3,0
23	1 Té de jonction	0,5
24		0,0
25	2 Coudes a 90° 1 Robinet de Corps 1 Corps de Chauffage	5,0
26	2 coudes à 90°	1,0
27	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
28	2 Coudes à 90°	1,0
29	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
30	2 Coudes a 90°	1,0
31	2 Coudes a 90° 1 Robinet de Corps 1 corps de chauffe	5,0

32	2 Coudes à 90°	1,0
33	1 Té de separation	1,5
34	1 Coude à 90° 1 Té à contre courant	3,5
35	1 Té separation	1,5
36	1 Coude 1 Té de separation	0,5 1,5
37	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
38	2 Coudes à 90° 1 Té de jonction	1,5
39	1 Coude à 90° 1 Té de jonction	1,0
40	1 Té contre courant	3,0
41	1 Coude à 90° 1 Té de jonction	1,0
42	1 Té de passage direct	0,0
43	1 Coude à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
44		0,0
45	1 Té de separation	1,5
46	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0

47	2 Coudes a 90° 1 Te de jonction	1,5
48		0,0
49	1 Coude à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
50		0,0
51	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
52	2 Coudes a 90°	1,0
53	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
54		0,0
55	1 Té à contre courant	3,0
56	1 Té de separation	1,5
57	1 Coude à 90° 1 Té de separation	2,0
58	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
59	2 Coudes a 90° 1 Té de jonction	1,5
60	1 Coude à 90° 1 Té de jonction	1,0
61	1 Té à contre courant	3,0

62		0,0
63	1 Coude à 90 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
64		0,0
65	1 Té de separation	1,5
66	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
67	1 Coude a 90° 1 Té de jonction	1,0
68	1 Té jonction	0,5
69	1 Coude a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
70		0,0
71	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
72	2 Coudes a 90°	1,0
73	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
74	2 Coudes a 90°	1,0
75	1 Té de passage direct	0,0
76	1 Té de separation	1,5

77	1 Coude à 90° 1 Té à contre courant	3,5
78	1 Té à contre courant	3,0
79	1 Té de passage direct	0,0
80	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
81	2 Coudes a 90° 1 Té de passage direct	1,0
82	1 Té a contre courant	3,0
83	1 Té a contre courant	3,0
84	1 Coude a 90° 1 Té de jonction	1,0
85	1 Té de passage direct	0,0
86	Collecteur euheé	1,0
87	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
88	2 Coudes a 90° 1 Té de passage direct	1,0
89	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
90	2 Coudes a 90°	1,0
91	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0

92	2 Coudes a 90°	1,0
93	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
94	2 Coudes a 90°	1,0
95	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
96	2 Coudes a 90°	1,0
97	1 Té a contre courant	3,0
98	1 Té a contre courant	3,0
99	1 Té de passage direct	0,0
100	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
101	2 Coudes a 90° 1 Té de passage direct	1,0
102	1 Te à contre courant	3,0
103	1 Té à contre courant	3,0
104		0,0
105	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
106	2 Coudes a 90°	1,0
107	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0

108	2 Coudes à 90	1,0
109	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
110	2 Coudes a 90°	1,0
111	2 Coudes a 90° 1 robinet de Corps 1 Corps de chauffe	5,6
112	2 Coudes a 90°	1,0
113	2 Coudes a 90° 1 Robinet de Corps 1 Corps de chauffe	5,6
114	2 Coudes a 90°	1,0
115	1 Té de separation	1,5
116	1 Coude a 90° 1 Te à contre courant	3,5
117	1 Té a contre courant	3,0
118	1 Té de passage direct	0,0
119	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
120	2 Coudes a 90° 1 Te' de passage direct	1,0
121	1 Te' a contre courant	3,0
122	1 Té à contre courant	3,0
123	1 Coude a 90° 1 Té de jonction	1,0

124	1 Té de passage direct	0,0
125	1 Te de separation	1,5
126	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
127	2 Coudes à 90° 1 Té de passage direct	1,0
128	1 Coude à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
129	1 Coude a 90°	0,5
130	1 Té de séparation	1,5
131	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
132	2 Coudes a 90° 1 Té de jonction	2,5
133		0,0
134	1 Coude a 90° 1 robinet de corps 1 Corps de chauffe	4,5
135	1 Coude a 90°	0,0
136	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
137	2 Coudes à 90°	1,0

138	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
141	2 Coudes a 90	1,0
142	2 Coudes à 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
143	2 Coudes a 90°	1,0
144	1 Té de separation	1,5
145	1 Te de separation	1,5
146	3 Coudes 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,5
147	3 Coudes a 90° 1 Té de jonction	2,0
148	1 Té de jonction	0,5
149		0,0
150	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
151	2 Coudes a 90°	1,0
152	2 Coudes a 90° 1 Robinet de corps 1 Corps de chauffe	5,0
153	2 Coudes a 90°	1,0

calculé d'après la relation déjà citée (5)

1. Conduites des calculs.

* Définition d'un tronçon

Un tronçon est une partie du réseau de tuyauteries à vitesse de circulation et diamètre constants ; il peut donc y avoir des résistances localisées et des changements de direction, mais non des dérivations.

* Définition d'un réseau.

Un réseau est composé de plusieurs tronçons partiels.

* Conduite des calculs.

Une fois le plan et le schéma des colonnes établis, on commence à :

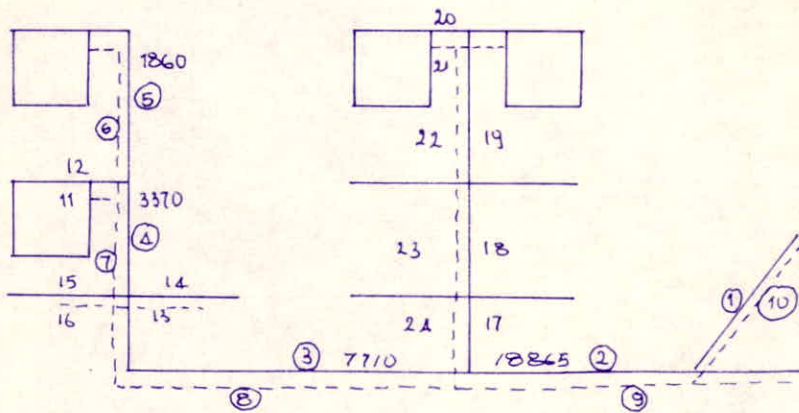
- ① Rechercher le réseau le plus long
- ② Diviser ce réseau en tronçons
- ③ Numéroté les tronçons en partant de la tuyauterie de départ
- ④ Inscrire sur le tracé du réseau le débit de chaleur véhiculé correspondant à chaque tronçon.
- ⑤ Dimensionner la conduite principale avec $R = 10 \text{ mm CE/m}$ à l'aide des planches (3) et (5) de Rietschell on remplira les colonnes des tableaux prévus à cet effet. On choisira toujours la division rectangulaire de la planche (3) qui correspondra le plus près à la quantité de chaleur et à la valeur R et choisie
- ⑥ Equilibrer les pressions des colonnes montantes en modifiant les diamètres de celles-ci.

Remarques :

— Le calcul ne sera pas divisé en calcul provisoire et calcul définitif, mais on modifiera les diamètres obtenu par le calcul en équilibrant les pressions des colonnes montantes.

— On a négligé les pertes de chaleur dans la tuyauterie pour le calcul des diamètres de l'installation, du fait que le refroidissement de l'eau véhiculée dans le réseau n'exerce qu'une influence minime sur la charge totale.

2- Exemple de calcul.



* calcul de la conduite principale.

A l'aide de la planche (3) de Rietschell et avec $R = 10 \text{ mm CE/m}$ on remplira les 7 premières colonnes. Σf correspondant à chaque tronçon figure dans les tableaux récapitulatifs. Z est tiré de la planche (5) Rietschell connaissant Σf et ψ

Releve sur tracé			Calcul définitif						
Tronçon N°	debit Chaleur	Long Tronçon	diametre d	$R = 10 \text{ mm CE/m}$					
				ψ	R	ℓR	Σf	Z	H
1-10	36730	12	32	0,55	10	120	1	15	135
2-9	18865	18	25	0,48	11	158	1,5	16	214
3-8	7710	24	20	0,32	7	168	4,5	22	190
4-7	3370	6	15	0,24	6,5	39	2	6	45
5-6	1860	10	10	0,22	7,5	75	7,5	17	92

Tableau 1.

* Calcul des raccordements des corps de chauffe.

On dispose des chutes de pression suivantes :

$$\text{Au 2}^{\text{ème}} \text{ Etage : } H = \sum_5^6 (lR) + \sum Z = 92 \text{ mm CE}$$

$$1^{\text{er}} \text{ Etage : } H = \sum_4^7 (lR) + \sum Z = 137 \text{ mm CE}$$

$$\text{R.D.C : } H = \sum_3^8 (lR) + \sum Z = 327 \text{ mm CE.}$$

Ces valeurs ne doivent pas être dépassées. Sachant que $\alpha = 33\%$ de H on peut dresser le tableau suivant.

Reste pour résistance de frottement	l (m)	R (mm CE/m)
Au 2 ^{ème} Etage : $0,67 \times 92 = 62$	10	6,2
1 ^{er} Etage : $0,67 \times 137 = 92$	4	23
R.D.C : $0,67 \times 327 = 219$	6	36,5

Connaissant R et le débit de chaleur on peut tirer le diamètre. On utilise les planches (3) et (5) [Rietschell] et le tableau récapitulatif de $\sum \xi$ comme pour le calcul de la conduite principale.

TRONÇON N°	débit Chaleur	Long Tronçon	diamètre d	W	R	lR	$\sum \xi$	Z	H
11-12	1510	4	10	0,22	5,5	22	6	10,7	33 < 137
13-14	1965	6	6	0,24	8	48	6	17,1	65 < 327

L'excès de pression sera assuré par le double réglage des vannes puisque on dispose par exemple au 2^{ème} étage d'une chute de pression de 137 mm CE. alors qu'en réalité on utilise que 33 mm CE.

* Calcul d'une colonne montante.

$$\text{On dispose de la chute de pression } H = \sum_3^8 (lR) + \sum_3^8 Z = 327 \text{ mm CE}$$

avec $\alpha = 33\%$ de H on aura $0,67 \times 327 = 219 \text{ mm CE}$. Pour une

longueur totale de 20 m ; on a $R = \frac{219}{20} \approx 10 \text{ mm CE/m}$.

Relevé sur tracé			Calcul définitif.						
TRONÇON N°	débit Chaleur	Long Tronçon	diamètre d	R = 10 mm CE/m					
				W	R	IR	ΣS	Z	H
17-24	11155	2	20	0,40	13	26	1,5	9	36
18-23	8990	6	20	0,36	9	54	3,5	22	76
19-22	4835	6	15	0,36	13	48	19	3	67
20-21	3360	4	10	0,42	24	96	5	44	140

$$H = \sum_{17}^{24} (IR) + \Sigma Z = 319 \text{ mm CE}$$

on utilise 319 mm CE alors qu'on dispose de 327 mm CE. Ces 2 valeurs ont été ajustées en modifiant le tronçon 19 et 22 et ceci pour équilibrer le réseau.

Remarque:

Le calcul du raccordement des corps de chauffe à cette colonne montante était le même que pour le premier



- 70 -
CALCUL DU RESEAU (eau 65 - 45°C)

Tronçon	Debit de Chaleur	Longueur du Tronçon	Diametre du Tronçon	Vitesse	Perte de Charge	Resistance par frottement	coefficient de $\sum \xi$	Resistance Particuliere	Resistance totale
N°	\dot{Q} (Kcal/h)	L (m)	D (mm)	W (m/s)	R (mmCE/m)	LR mmCE	$\sum \xi$	Z	H = LR + Z (mmCE)
1 et 10	36730	12	32	0,55	10	120	1	15	135
2 et 9	18865	18	25	0,48	11	198	1,5	17	215
3 et 8	7710	24	20	0,32	7	168	4,5	22	190
4 et 7	3370	6	15	0,24	6,5	39	2	6	45
5 et 6	1860	10	10	0,22	7,5	75	7,5	17	92
11 et 12	1510	4	10	0,19	5,5	22	6	11	33
13 et 14	1965	6	10	0,24	9	54	6	17	71
15 et 16	2375	4	10	0,28	12	48	6	23	71
17 et 24	11155	2	20	0,44	13	26	1,5	9	35
18 et 23	8990	6	20	0,36	9	54	3,5	22	76
19 et 22	4835	6	15	0,36	13	78	3	19	97
20 et 21	3360	4	10	0,42	21	96	5	44	140
25 et 26	1475	6	10	0,18	5	30	6	10	40
27 et 28	1245	4	10	0,15	3,6	14,4	6	6,7	21
29 et 30	2910	4	10	0,36	18	72	6	38	110
31 et 32	2165	4	10	0,26	10	40	6	20	60
33 et 42	17845	12	25	0,44	10	120	1,5	9	129
34 et 41	12800	12	25	0,32	5,5	66	4,5	23	89
35 et 40	6200	6	15	0,46	20	120	4,5	47	167
36 et 39	3350	12	15	0,24	6,5	78	3	9	87
37 et 38	1875	12	15	0,24	8	80	6,5	18	98
43 et 44	1475	10	10	0,18	5	50	4,5	7	57
45 et 44	1875	10	10	0,22	7,5	75	1,5	3	78
46 et 47	1615	12	10	0,20	6	60	6,5	12	60
49 et 50	1245	2	10	0,15	3,6	7	4,5	5	12

Tronçon	Debit de Chaleur	Longueur du Tronçon	diamètre du Tronçon	Vitesse	Perte de Charge	Resistance par frottement	Coefficient de Z	Resistance Partielle	Resistance totale
N°	\dot{Q} (Kcal/h)	L (m)	D (mm)	W (m/s)	R (mm C°/m)	LR (mm C°)	$\sum \xi$	Z	H = LR + Z (mm C°)
51 et 52	5270	6	15	0,38	15	90	6	13	133
53 et 54	1330	4	10	0,17	4,5	18	5	7	25
55 et 62	5045	2	10	0,60	50	100	3	54	154
56 et 61	2500	6	10	0,30	13	78	4,5	20	98
57 et 60	1370	12	10	0,17	4,5	54	3	4	58
58 et 59	685	6	10	0,17	2,2	13	6,5	8	21
63 et 64	685	2	10	0,17	2,2	4,4	4,5	6	11
65 et 68	1130	6	10	0,14	3,3	19,8	2	2	22
66 et 67	565	6	10	0,17	2,2	13	6	8	21
69 et 70	567	2	10	0,17	2,2	4,4	4,5	6	11
71 et 72	565	6	10	0,17	2,2	13	6	8	21
73 et 74	1980	4	10	0,24	9	36	6	17	53
75 et 86	29770	12	32	0,44	6,5	78	1	10	88
76 et 85	16120	14	25	0,40	8	112	1,5	10	122
77 et 84	9805	18	20	0,40	11	198	4,5	35	233
78 et 83	5940	6	15	0,44	19	114	6	57	171
79 et 82	3115	6	15	0,24	6	36	3	9	45
80 et 81	1835	6	10	0,22	7,5	45	6	14	59
87 et 88	1280	4	10	0,16	4	16	6	8	24
89 et 90	1665	6	10	0,20	6,5	39	6	12	51
91 et 92	1160	4	10	0,14	3,3	13	6	6	19
93 et 94	2360	6	10	0,28	12	72	6	23	95
95 et 96	1505	4	10	0,19	5,5	22	6	11	33
97 et 104	6315	4	15	0,48	22	88	3	34	122
98 et 103	3340	6	10	0,22	24	144	6	52	196

Tronçon	Debit de Chaleur	Longueur du Tronçon	diamètre du Tronçon	vitesse	Perte de Charge	Resistance par frottement	Coefficient de Z	Resistance Particulière	Resistance totale
99 et 102	1225	6	10	0,15	3,6	21,6	3	3,3	25
100 et 101	925	6	10	0,21	2	12	5	3	15
105 et 106	1000	10	10	0,12	2,6	26	6	4	30
107 et 108	835	6	10	0,11	2,2	13,2	6	4	17
109 et 110	580	10	10	0,11	2,2	22	6	4	26
111 et 112	1115	6	10	0,13	3	18	6	5	23
113 et 114	1860	4	10	0,22	7,5	30	6	14	44
115 et 121	13650	12	25	0,34	6	72	1,5	10	82
116 et 123	10835	12	20	0,40	11	132	4,5	34	166
117 et 122	7830	6	15	0,55	30	180	6	90	270
118 et 11	3830	6	15	0,28	8	48	3	11	59
119 et 120	715	6	10	0,11	2,2	13	6	4	17
125 et 127	3115	4	15	0,21	6	24	1,5	4	28
126 et 127	1835	10	10	0,22	7,5	75	6	14	89
128 et 129	1280	2	10	0,16	4	8	5	6	14
130 et 133	3375	4	10	0,42	24	96	1,5	12	108
131 et 132	2215	10	10	0,28	11	110	7,5	29	139
134 et 135	1160	2	10	0,14	3,3	6,6	4,5	4	11
136 et 137	625	6	10	0,11	2,2	13,2	6	4	17
138 et 141	2100	4	10	0,26	10	40	6	20	60
142 et 143	905	6	10	0,11	2,2	13,2	6	4	17
144 et 149	2815	2	10	0,34	17	34	1,5	7	41
145 et 148	1700	6	10	0,22	7	42	2	5	47
146 et 147	895	10	10	0,11	2,2	22	7,5	4	26
145 et 151	805	4	10	0,11	2,2	8,8	6	3,6	12
152 et 153	1115	4	10	0,13	3	12	6	5	17

(IV) CLIMATISATION

A/ Mode de climatisation.

B/ Calcul de la puissance frigorifique.

a - Charge frigorifique d'un local

b - Puissance frigorifique

C/ Calcul du reseau.

D/ Tableaux recapitulatifs.

A / Mode de climatisation.

(a) Généralités :

Une installation complète de climatisation assure le renouvellement de l'air, la purification, le rafraichissement et la déshumidification . Les installations de climatisation sont des équipements utilisant la technique de ventilation qui permettent de produire et maintenir automatiquement dans les locaux un état de l'air indépendamment des conditions atmosphériques extérieures et de l'évolution de celles des locaux . L'état de l'air d'un local est caractérisé par sa température, son humidité, son agitation et sa pureté . Les conditions d'exploitation et les conditions climatiques sous lesquelles travaillera notre installation figurent dans le chapitre "données de base"

(b) Traitement de l'air

Du point de vue du traitement de l'air local que nous proposons, on peut distinguer trois catégories principales d'installations :

- * Celles où l'air subit localement un traitement au moins complet . La ventilation restant entièrement centralisée, sans aucune reprise d'air locale .

- * Celles où le traitement local de l'air s'accompagne d'une reprise locale

- * Celles où seule la production du froid est centralisée, le traitement de l'air étant effectué soit dans des sous-stations décentralisées soit individuellement dans les divers locaux .

Pour pouvoir utiliser les mêmes appareils de conditionnement d'air adopté pour le chauffage (Ventilo-Convecteur) Nous optons pour la 3^{ie} mode de traitement . Ce choix nous permet de réduire les

frais d'installations et répond mieux aux exigences du confort dans notre bâtiment administratif. Il présente de nombreux avantages parmi lesquels :

— Possibilité de faire coïncider le débit d'air de reprise avec celui strictement nécessaire pour la ventilation

— Grande souplesse d'utilisation grâce aux vitesses multiples (3)

— Niveau de bruit faible

— Diminution des frais d'entretien et exploitation

Le seul inconvénient que présente ce système réside dans la nécessité d'une alimentation électrique pour les moteurs des ventilateurs, toutefois la puissance nécessaire est faible.

© Production d'eau glacée.

Pour alimenter en froid plusieurs ventilo-convecteurs, on centralise la production du froid au même endroit et on amène de l'eau glacée à une température de 7°C aux différents appareils. La distribution de l'eau glacée aux appareils est assurée par deux tuyaux (aller et retour). L'installation comporte un certain nombre de circuits branchés sur le collecteurs (départ et retour d'eau froide). On utilise couramment deux types de groupes frigorifiques.

— Machine à compression

— Machine à Absorption

* La machine à compression est adoptée pour la gamme de petites et moyennes puissances jusqu'à 350.000 fg/h

* La machine à absorption est employée pour des gammes de puissances assez fortes (supérieur à 150 aMfg/h).

B/- Calcul de la puissance frigorifique.

a) Charge frigorifique d'un local \dot{Q}_k

En climatisation, on confond souvent les notions de "charge frigorifique" et de "puissance frigorifique". Ici nous désignons par charge frigorifique, la quantité de chaleur à éliminer par heure d'un local, dans les conditions les plus défavorables, cette même charge est en conséquence une propriété intrinsèque des bâtiments. Par contre la puissance frigorifique est une donnée se rapportant aux équipements de climatisation tout comme elle désigne la puissance totale à mettre en œuvre dans l'appareil.

1- Charge frigorifique externe \dot{Q}_a

On entend par charge frigorifique externe le gain de chaleur par les parois, les fenêtres et le plafond. Ce gain de chaleur se compose d'une part du rayonnement solaire non négligeable à travers les fenêtres et d'autre part de la chaleur s'écoulant par transmission.

1.1 Gain de Chaleur par transmission $\Sigma \dot{Q}_i$

Pour les parois et les toitures, l'inertie thermique du matériau de construction crée un déphasage entre l'absorption de chaleur périodique par la face externe et le dégagement de chaleur sur la face interne. On peut calculer ce gain à l'aide d'une formule pratique :

$$\dot{Q} = K S \Delta t_{eq}$$

Δt_{eq} : différence de température équivalente entre l'extérieur et l'intérieur.

$$\Delta t_{eq} = \Delta t + \alpha = \Delta t + 3^\circ\text{C}$$

Le coefficient α est donnée par les catalogues "CARRIER" en fonction de la latitude du site et Δt réel. pour notre cas on a $\alpha = 3^\circ\text{C}$

1.2. Gain de Chaleur par ensoleillement \dot{Q}_s

La chaleur s'écoulant par rayonnement solaire est fonction de beaucoup de facteurs. Le traitement analytique du processus est très complexe.

C'est pour cela qu'on utilise en pratique l'équation :

$$\dot{Q}_s = S I_{\max} a b s_{\max}$$

S : surface totale ensoleillée

I_{\max} : valeur maximale de l'intensité de rayonnement

a : correction pour Obscurcissement

b : facteur de perméabilité

s_{\max} : facteur d'emmagasinement (inertie thermique)

• Pour les valeurs de I_{\max} , a , b , s_{\max} voir Tableau :

2 - Charge interne \dot{Q}_r

Elle n'est autre que la somme des gains de Chaleur apportés par les occupants, les machines, l'éclairage et les infiltrations.

2.1 Chaleur dégagée par les occupants \dot{Q}_m

Le dégagement de Chaleur par les occupants dépend surtout de leur activité ainsi par exemple (comme de notre cas) la Chaleur totale (sèche + latente) dégagée par une personne inactive physiquement est égale à 100 kcal/h.

2.2 Chaleur dégagée par l'éclairage \dot{Q}_b

Cette chaleur rentre entièrement dans la charge dans la salle bien que l'usage de l'éclairage artificiel n'est pas toujours nécessaire surtout en ÉTÉ.

2.3 Chaleur dégagée par les machines

On sait toujours que l'absorption d'énergie par une machine est

suivie d'un degagement de Chaleur (Pertes par echauffement). On ne tiendra pas compte de cette chaleur.

2.4 Gain de Chaleur par infiltration.

On ne tiendra pas compte de ce gain de Chaleur, du fait que généralement le local est legèrement en surpression.

** La charge frigorifique du local est la somme de la charge externe et de la charge interne. Tous les calculs sont présentés sous formes de tableaux recapitulatifs.

(b) Puissance frigorifique.

La puissance frigorifique frigorifique est la somme de la charge frigorifique du local et de la quote part de la refrigeration de l'air exterieur, de la deshumidification, des pertes. Si l'air est simultanément refroidi et desséché, il faut également evacuer la chaleur de vaporisation de la quantité d'eau éliminée. Cette Chaleur se calcule par l'equation:

$$\dot{Q}_e = \dot{L}_a (H_a - H_i) + \dot{m} \Delta H$$

avec :

\dot{L}_a : debit d'air exterieur

$H_a - H_i$: l'enthalpie ext - l'enthalpie interieur

\dot{m} : quantité d'eau éliminée

ΔH : Quantité de Chaleur à éliminer pour condenser 1kg de vapeur d'eau

d'ou la puissance frigorifique sera calculé d'apres:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_k + \dot{Q}_e$$

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_e = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1133,37 \text{ Kcal/h}$				CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces							Calcul de la charge				$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08 \text{ Kcal/h}$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagee par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagee par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/hm ² c	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,80		3	96	186		
FS	S	1,5	1,5	2	-	4,5	4,5	10	202,50	692,55					
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60						
B	-	6x6	-	1	-	36	1,32	-4	-190,08					496,08	
												Local: Bureau 0.01			

1912.

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 888,57 \text{ Kcal/h}$											CHARGE INTERNE					
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08 \text{ Kcal/h}$			Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_k$		
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible		Chaleur dégagée par l'éclairage	
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² .h	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h			\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
F.S	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	692,55	3	96	186			
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60							
B	-	6x6	-	1	-	36	1,32	-4	-190,08					496,08		
											Local : Bureau 0.02					1667

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 968,49$				CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée Par les occupants			
			H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δteq °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,5	1,5	2	-	4,5	10	10	202,50	692,55	3	96	186		
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60						
MI	E	6	3	1	-	18	2,22	2	79,92						
B	-	6x6	-	1	-	36	1,32	-4	-190,08					496,08	
Local : Bureau 0.03															
															1747

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
						$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1176,39$									
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1096,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu.	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δteq °C	Q _i Kcal/h	Q _s Kcal/h		Q _m Kcal/h	Kcal/h	Q _b Kcal/h	Q _k Kcal/h
PE	S	3	3	1	-	9	3	8	216	1385,10	6	240	360		
ME	S	6	3	1	9	9	1,36	8	97,92						
PI	E	0,80	2	2	-	3,2	2	-2	-12,8						
MI	E	6	3	1	3,2	14,8	2,22	-2	-65,71						2273
MI	N	6	3	1	-	18	4,5	-2	-162						
B	-	6x6	-	1	-	36	1,32	-6	-282,12					496,08	
Local : Salle d'attente 0.04.															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 491,81 \text{ Kcal/h}$					CHARGE INTERNE			
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 218,02 \text{ Kcal/h}$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur m	Hauteur m	Nombre	Deduction m ²	Chiffre retenu m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/h	Difference de Temperature Δt_{eq} °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degogée par l'eclairage \dot{Q}_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ Kcal/h
												Chaleur degogée par Les occupants \dot{Q}_m Kcal/h			
FS	S	1,5	1,5	1	-	2,25	4,5	10	101,25	346,28	1	32	62		
ME	S	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,80						
B	-	3x3	-	1	-	9	1,32	-4	-47,52					124,02	710
Local : Conciergerie 0.06															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_e = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 453,4$					CHARGE INTERNE			
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge					$\dot{Q}_h = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 518,72$			
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Change frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L2l m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/h/°C	Δteq °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m kcal/h		\dot{Q}_b kcal/h	\dot{Q}_k kcal/h
FS	S	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	346,27	2	64	124		
ME	S	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,60						
B	-	4x6	-	1	-	24	1,32	-4	-126,72					330,72	973
Local : Salle de reproduction .0.07															

CHARGE EXTERNE

$$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_e + \dot{Q}_s = 2012,82 \text{ kcal/h}$$

CHARGE INTERNE

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1849 \text{ kcal/h}$$

Calcul des Surfaces

Calcul de la Charge

Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur L m	Hauteur H m	Nombre	Deduction S m ²	Chiffre retenu S m ²	Coefficient de Transmission K kcal/h	Difference de Temperature ΔT_{eq} °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s kcal/h	Nombre d'occupants	Chaleur dégagée par les occupants		Chaleur dégagée par l'éclairage \dot{Q}_b kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ kcal/h
												Latente \dot{Q}_m kcal/h	Sensible \dot{Q}_b kcal/h		
FS	S	1,50	1,50	4	-	9	4,5	10	1385,10	10	3 20	620			
ME	S	11	3	1	9	24	1,36	10							
ME	E	6	3	1	-	18	1,36	10							
B	-	11x6	-	1	-	66	1,32	-4						909,48	3861
Local : Salle de travail. 0.08															

CHARGE EXTERNE

$$\dot{Q}_o = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 355,29 \text{ kcal/h}$$

CHARGE INTERNE

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 463,60 \text{ kcal/h}$$

Calcul des Surfaces

Calcul de la Charge

Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur Lnl m	Houteur H m	Nombre	Deduction S m ²	Chiffre retenu S m ²	Coefficient de Transmission K kcal/m ² h°C	Difference de Temperature Δteq °C	Gain de Chaleur par Transmission Q _i kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement Q _s kcal/h	Nombre d'occupants	Chaleur dégagée par les occupants		Chaleur dégagée par l'éclairage Q _b kcal/h	Charge frigorifique du local Q _k = Q _o + Q _r kcal/h
												Latente Q _m Kcal/h	Sensible 124		
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75	2	64	124		820
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,8						
ML	E	4	3	1	-	12	2,22	-4	-106,56						
B	-	5x4	-	1	-	20	1,32	-4	-105,60				275,6		
Local : Bureau 0.09															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 241,06$					CHARGE INTERNE				Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 259,36$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagee par l'eclairage	Chaleur degagee par les occupants	
		L m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ^o c	ΔT °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h	
FS	N	1,5	1,5	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,38	1	32	62			
ME	N	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8							
B	-	3x4	-	1	-	12	1,32	-4	-63,36					165,36	500	
Local : Secretariat 0.10.																

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul. des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_0 = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 260,75 \text{ Kcal/h}$ $\dot{Q}_k = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 314,48 \text{ Kcal/h}$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ^o C	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,5	1,5	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,38	1	32	62		
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,60						576
B	-	4x4	-	1	-	16	1,32	-4	-84,48					220,48	
Local : Bureau 0.11															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 241,06$				CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge				$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 259,36$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,5	1,5	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,38	1	32	62		
ME	N	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8						500
B	-	3x4	-	1	-	12	1,32	-4	-63,36					165,36	
Local : Secreariat 0.12															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_0 = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_5 = 462,45$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 369,60$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	Hauteur	Nombre	Longueur ou largeur	Déduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Différence de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		H m		Lxl m	S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h ^o C	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_5 Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	2	1,50	-	4,5	4,5	10	202,5	222,75	1	32	62		
ME	N	3	1	5	4,5	10,5	1,36	10	142,8						833
B	-	-	1	3x4	-	20	1,32	-4	-105,6					275,6	
Local : Bureau 0.13.															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 663,57$							CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 684,48$								
Calcul des Surfaces				Calcul de la Charge											
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/centic	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m kcal/h		\dot{Q}_b kcal/h	\dot{Q}_k kcal/h
FS	N	1,5	1,5	2	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75	2	64	124		
ME	N	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60						
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,80						
B	-	6x6	-	1	-	36	1,32	-4	-190,08					496,08	
												Local : Bureau 0. 14.			

CHARGE EXTERNE

$$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 529,44$$

CHARGE INTERNE

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1003,18$$

Calcul des Surfaces

Calcul de la Charge

Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur		Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Chaleur dégagée par les occupants		Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
		L2 m	H m									Latente	Sensible		
					S m ²	S m ²	K kcal/hm ²	Δteq K °C	Qi Kcal/h	Qs Kcal/h		Qm Kcal/h	Qb Kcal/h	Qk Kcal/h	
FS	N	1,5	1,5	2	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75					
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,80						
FS	N	0,5	1,5	3	-	22,5	4,5	10	101,25	111,37					
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,60						
B	-	1,40x32	-	1	-	44,80	1,32	-4	-236,54						
	-	4x7	-	1	-	28	1,32	-4	-147,84				1003,18		1533

Local : Couleur 0.10

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1323,45$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 684,08$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur L m	Hauteur H m	Nombre	Deduction S m ²	Chiffre retenu S m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/m ² °C	Difference de Temperature Δt_{eq} °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Gain de Chaleur par l'éclairage \dot{Q}_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ Kcal/h
												Chaleur degagée par les occupants \dot{Q}_m Kcal/h			
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,80		2	64	124		
FS	S	1,5	1,5	2	-	4,5	4,5	10	202,50	692,25				496,08	
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60						2007
Local : Bureau 1.01															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 2157,30$

CHARGE INTERNE

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1932$$

Calcul des Surfaces

Calcul de la Charge

Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur L m	Hauteur H m	Nombre	Deduction S m ²	Chiffre retenu S m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/m ² h°C	Difference de Temperature ΔT_{eq} °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	Chaleur degagée par les occupants		Chaleur degagée par l'eclairage \dot{Q}_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ Kcal/h
												Latente \dot{Q}_m Kcal/h	Sensible Kcal/h		
FS	S	1,5	1,5	4	-	9	4,5	10	405	1385,1	10	320	620		
ME	S	12	3	1	9	27	1,36	10	367,20					992,16	4089

Local : Salle de reunion 1.02

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1078,65$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	692,55	3	96	186		
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60					496,08	1857
Local : Bureau 1.03															

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 539,35$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		Lel m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ² °C	Δteq °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	346,8	1	32	62		
ME	S	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8					248,04	882
Local: Serdariat 1.04															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 539,35$				CHARGE INTERNE				Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
Calcul des Surfaces					Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_6 = 342,04$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² °C	Δt °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_6 Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,56	1,50	1	-	4,5	4,5	10	101,250	346,3	1	32	62	248,04	882
ME	S	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8						
											Local: Secretariat 1.05				

CHARGE EXTERNE							CHARGE INTERNE								
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge								
							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1078,65$								
							$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$								
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagee par l'eclairage	Charge • frigorifique du local
												Chaleur degagee par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	Δt °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,5	1,5	2	-	4,5	4,5	10	202,50	692,55	3	96	186		
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,60					496,08	1857
Local : Bureau 1.06															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1323,45$										CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$					
Calcul des Surfaces					Calcul de la Charge										
Abreviation	Orientation	Hauteur	Nombre	Longueur ou largeur	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagee par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagee par Les occupants			
		H m		L _{2l} m	S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ^o C	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	2	1,50	-	4,5	4,5	10	202,50	692,55	3	96	186		
ME	S	3	1	6	4,5	13,5	1,36	10	183,60						
ME	E	3	1	6	-	18	1,36	10	244,8					496,08	2102
Local : Bureau 1.07															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 853,65$											CHARGE INTERNE			Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$	
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible		Chaleur degagée par l'eclairage
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m	-	S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h ^o C	ΔT_{eq} oC	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75	3	96	186		
ME	N	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
ME	E	6	3	1	-	18	1,36	10	244,8						
													4906,8	1632	
Local : Bureau 1.08															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 568,05$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 463,6$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagee par l'eclairage	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
												Chaleur dégagee par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δteq °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	222,75	2	64	124		
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,8					275,6	1032
											Local: Bureau 1.09				

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 304,42$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Chaleur dégagee par les occupants		Chaleur dégagee par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Latente	Sensible		
		L m	H m		S %	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δteq °C	Q _i Kcal/h	Q _s Kcal/h		Q _m Kcal/h		Q _b Kcal/h	Q _k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62	165,36	564
ME	N	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8						
Local : Secretariat 1.10															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 345,22$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 314,48$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'edairage	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/hm ²	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62		
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6					210,48	660
Local : Bureau 1.11															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 304,42$											CHARGE INTERNE $\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 259,36$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62		
ME	N	4	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8					165,36	564
											Local : Bureau 1.12				

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE					
											$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 567,75$					
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 463,60$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par l'eclairage				
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h	
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75	2	64	124			
ME	N	3	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,80					275,6	1032	
											Local : Bureau 1.13					

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 853,65$					CHARGE INTERNE				Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
Calcul des Surfaces					Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$						
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur pour Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagee par l'eclairage		
												Chaleur degagee par les occupants			Chaleur degagee par l'eclairage	
		L m	H m		S m ²	K Kcal/hm ²	Δt °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h		\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,80	1	-	4,5	4,5	10	202,50	222,75	3	96	186			
ME	N	6	3	1	4,5	73,5	1,36	10	183,60							
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,80							
														196,08	1632	
Local : Secretariat 1.14																

CHARGE EXTERNE							CHARGE INTERNE								
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge								
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagee par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagee par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δteq °C	Qi Kcal/h	Qs Kcal/h		Qm Kcal/h	Qb Kcal/h	Qk Kcal/h	
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,50	334,12					
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,80						
FS	N	0,5	1,50	3	-	2,25	4,5	10	101,28						
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,60						
													1113,42		2027
											Local : Coulvir 1,16				

$$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 913,27$$

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1113,42$$

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1456,65$					CHARGE INTERNE			
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 648,08$			
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ^c	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,8		2	64	124		
FS	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	692,55					
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						2141
T	-	6x6	-	1	1	36	0,87	10	133,2					496,08	
Local : Bureau 2.01															

CHARGE EXTERNE							CHARGE INTERNE								
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge								
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h	ΔT _{eq} °C	Q _i kcal/h	Q _s kcal/h		Q _m kcal/h	Q _b kcal/h	Q _k kcal/h	
FS	S	1,50	1,50	4	-	9	4,5	10	405	1385,10	10	320	620		
ME	S	12	3	1	9	27	1,36	10	367,2						
T	-	12x6	-	1	-	72	0,37	10	266,4						
												992,16	3363		
Local : Salle de Réunion 202.															

CHARGE EXTERNE										CHARGE INTERNE					
$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1211,08$										$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$					
Calcul des Surfaces					Calcul de la Charge										
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h ^c	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	692,55	3	96	186		
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
T	-	6x6	-	1	-	36	0,37	10	132,2					496,08	1990
Local : Bureau 203															

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 605,92$											$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 342,04$				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge									
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/hm ²	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	346,27	1	32	62		
ME	S	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,2						
T	-	3x6	-	1	-	18	0,37	10	66,6					248,04	948
Local : Secretariat 2.04															

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 605,92$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par leclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L2l m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	Δt °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	346,27	1	32	62		
ME	S	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8						
T	-	3x6	-	1	-	18	0,37	10	66,6					278,04	948
Local : Secrétaire 2.05															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1211,85$				CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge				$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h		\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	692,55	3	96	186		
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
T	-	6x6	-	1	-	36	0,37	10	133,2					496,08	1990
Local : Bureau 2.06.															

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1450,40$										CHARGE INTERNE					
Calcul des Surfaces					Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur m	Hauteur m	Nombre	Deduction m ²	Chiffre retenu m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/m ² h ^o C	Difference de Temperature Δteq oC	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage \dot{Q}_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ Kcal/h
												Chaleur degagée par les occupants \dot{Q}_m Kcal/h			
FS	S	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,25	692,55	3	96	186	496,08	2235
ME	S	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
ME	E	6	3	1	-	18	1,36	10	211,8						
T	-	6x6	-	1	-	36	0,37	10	133,2						
Local : Bureau 2.07															

CHARGE EXTERNE $\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 986,85$											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_h = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 778,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagee par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagee par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	222,75	3	96	186		1765
ME	N	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
ME	E	6	3	1	-	18	1,36	10	244,8						
T	-	6x6	-	-	-	36	0,37	10	133,2					496,08	
Local : Bureau 2.08															

CHARGE EXTERNE										CHARGE INTERNE					
										$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 642,05$					
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge				$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 463,6$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur m	Hauteur m	Nombre	Deduction m ²	Chiffre retenu m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/m ² °C	Difference de Temperature Δt_{eq} °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	Chaleur degagée par les occupants		Chaleur degagée par l'eclairage \dot{Q}_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$ Kcal/h
												latente \dot{Q}_m Kcal/h	Sensible 124 Kcal/h		
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	222,75	2	64	124		
ME	N	5	5	1	4,5	10,5	1,36	10	142,8						
T	-	5x4	-	1	-	20	0,37	10	74					275,6	1106
Local : Bureau 2.09															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_{ex} = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 318,82$					CHARGE INTERNE				Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge					$\dot{Q}_k = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 259,36$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Chaleur frig. local	
												Chaleur dégagée par les occupants				Chaleur dégagée par l'éclairage
		L x P m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h	Δt_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m Kcal/h	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h	
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62			
ME	N	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8							
T	-	4x3	-	1	-	12	0,37	10	44,4					165,36	609	
Local: Secretariat 2.10																

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_5 = 104,42$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur degagée par les occupants			
		L ₂ l m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h	Δ _{deg} °C	Q _i kcal/h	Q _s kcal/h		Q _m kcal/h		Q _b kcal/h	Q _k kcal/h
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62		
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6						
T	-	4x4	-	1	-	16	0,37	10	59,2					220,48	719
Local : Bureau 2.11															

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 348,82$					CHARGE INTERNE			
Calcul des Surfaces							Calcul de la Charge					$\dot{Q}_r = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 259,36$			
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		L x l m	H m		S m ²	S m ²	K kcal/m ² h°C	Δteq °C	\dot{Q}_i kcal/h	\dot{Q}_s kcal/h		\dot{Q}_m kcal/h		\dot{Q}_b kcal/h	\dot{Q}_k kcal/h
FS	N	1,50	1,50	1	-	2,25	4,5	10	101,25	111,37	1	32	62		
ME	N	3	3	1	2,25	6,75	1,36	10	91,8						
T	-	3x4	-	1	-	12	0,37	10	44,4					165,36	609
Local : Bureau 2.12															

CHARGE EXTERNE										CHARGE INTERNE					
										$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 641,75$					
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge				$\dot{Q}_n = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 463,60$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Dédouction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	latente	Sensible	Chaleur degagée par l'éclairage	Charge frigorifique du local
												Chaleur dégagée par les occupants			
		Lnl m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² k	ΔT_{eq} °C	\dot{Q}_i Kcal/h	\dot{Q}_s Kcal/h		\dot{Q}_m	Kcal/h	\dot{Q}_b Kcal/h	\dot{Q}_k Kcal/h
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,25	222,75	2	64	124		
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,88						
T	-	5x4	-	1	-	20	0,37	10	74					275,6	1106
Local : Bureau 2.13															

CHARGE EXTERNE											CHARGE INTERNE				
Calcul des Surfaces						Calcul de la Charge					$Q_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 986,85$ $Q_n = Q_m + Q_b = 778,08$				
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur L _l m	Hauteur H m	Nombre	Deduction S m ²	Chiffre retenu S m ²	Coefficient de Transmission K Kcal/m ² h°C	Difference de Temperature Δteq °C	Gain de Chaleur par Transmission \dot{Q}_i Kcal/h	Gain de Chaleur par Ensoleillement \dot{Q}_s Kcal/h	Nombre d'occupants	latente	Sensible	Chaleur dégagée par l'éclairage Chaleur dégagée par l'éclairage Q_b Kcal/h	Charge frigorifique du local $Q_k = Q_a + Q_n$ Q_k Kcal/h
												Chaleur dégagée par les occupants Q_m Kcal/h			
FS	N	1,50	1,50	1	-	4,5	4,5	10	202,5	222,75	3	96	186		
ME	N	6	3	1	4,5	13,5	1,36	10	183,6						
ME	O	6	3	1	-	18	1,36	10	244,8						
T	-	6x6	-	1	-	36	0,37	10	133,2					496,08	1765
Local : Bureau 2.14															

CHARGE EXTERNE							$\dot{Q}_a = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_s = 1182,63$					CHARGE INTERNE				Charge frigorifique du local $\dot{Q}_k = \dot{Q}_a + \dot{Q}_n$
Calcul des Surfaces						Calcul de la charge					$\dot{Q}_n = \dot{Q}_m + \dot{Q}_b = 1113,42$					
Abreviation	Orientation	Longueur ou largeur	Hauteur	Nombre	Deduction	Chiffre retenu	Coefficient de Transmission	Difference de Temperature	Gain de Chaleur par Transmission	Gain de Chaleur par Ensoleillement	Nombre d'occupants	Latente	Sensible	Chaleur degagée par l'eclairage	Charge frigorifique du local	
												Chaleur degagée par les occupants				Chaleur degagée par l'eclairage
		Lxl m	H m		S m ²	S m ²	K Kcal/m ² h°C	Δt °C	Q _i Kcal/h	Q _s Kcal/h		Q _m Kcal/h	Kcal/h	Q _b Kcal/h	Q _k Kcal/h	
FS	N	1,50	1,50	2	-	4,5	4,5	10	202,5	334,12						
ME	N	5	3	1	4,5	10,5	1,36	10	142,8							
FS	N	0,5	1,5	3	-	2,25	4,5	10	101,25							
ME	N	4	3	1	2,25	9,75	1,36	10	132,6							
T	-	32x1,4	-	1	-	44,8	0.37	10	165,76					1113,42		
		9x4	-	1	-	28	0.37	10	103,6							
Local : Couloir 2.16																

* Etat et debit d'air

il s'agit souvent de satisfaire à la fois à un bilan matière et à bilan thermique comme par exemples dans notre cas, on a des sources de chaleur et d'humidité. Le debit et l'etat de l'air humide dependent souvent l'un et l'autre, le diagramme H, x de l'air humide rend de grands services pour la resolution de ces problemes. on examine de plus près un exemple pour voir l'evolution de l'air sur le diagramme (H, x) . Periode Hiver - Été. Comme local on prendra le Bureau 0.02.

- Exploitation ÉTÉ

charge frigorifique $\dot{Q}_k = 1667 \text{ Kcal/h}$

notations utilisées :

s : etat soufflé

a : etat exterieur

u ou I : etat interieur

m : etat melange

La quantité de vapeur d'eau degagéé par une personne inactive est de 50g/h pour 3 ce sera: $\dot{M} = 3 \times 50 \cdot 10^{-3} = 0,15 \text{ kg/h}$

d'ou la pente

$$\frac{\dot{Q}_k}{\dot{M}} = \frac{\Delta H}{\Delta x} = \frac{1667}{0,15} = 1113 \text{ kg}$$

la temperature de soufflage t_s est definie par l'imperatif que la difference ne depasse pas 8°C , si la temperature interieur est de 24°C

$$t_s = t_i - 8 = 16^\circ\text{C}$$

Sur le diagramme (H, x) on releve le point d'intersection s de la droite $t_s = 16^\circ\text{C}$ et de la droite passant par I est de pente

1113 kcal/kg. on releve l'etat de l'air soufflé ($H_s = 8,2 \text{ kcal/kg}$,

$x_s = 7 \text{ g/kg}$). Le debit d'air soufflé est: $\dot{L}_s = \dot{Q}_k / (H_i - H_s) = 1667 / (12 - 8,2) \approx 439 \text{ kg/h}$.

Le debit necessaire exterieur à la ventilation : $L_a = 3 \times 15 = 45 \text{ m}^3/\text{h}$
ou $L_a = 54 \text{ kg/h}$ les proportions du melange .

$$\frac{L_u}{L_a} = \frac{L_s - L_a}{L_a} = \frac{439 - 54}{54} = 7$$

avec $H_u = H_i$, $x_u = x_i$. L'etat de l'air dans la chambre de melange : $H_m = (H_o + 7 \times H_i) / (1 + 7) = 12,9 \text{ kcal/h}$

— Exploitation - Hiver.

En cette periode, la temperature sens. $t_s = 30^\circ\text{C}$
même raisonnement que precedemment pour calculer H_m , H_s .

C / - Calcul du reseau

Les tableaux 3, 2, 5 etablis pour l'eau chaude peuvent également être utilisés dans la pratique avec une precision généralement suffisante pour le rafraichissement à eau glacée, tout en corrigeant les pertes de Charges en multipliant celles ci par des facteurs de correction . En somme le calcul du reseau de l'eau glacée sera calculée d'apres le même procede employé pour l'eau chaude. Pour les facteurs de correction des pertes de Charges R et Z voir Tableau B.7

β : facteur de correction pour pertes de Charges lineaires

β : ————— // ————— particulieres

. L'equation de la charge totale devient

$$H = ER\beta + Z\beta$$

CALCUL DU RESEAU (eau : $7 \sim 12^\circ\text{C}$)

Tronçon	Debit d'eau	Longueur du Tronçon	Diamètre du Tronçon	Vitesse	Perte de charge	Resistance par frottement	Coefficient de Z	Resistance Partielle	Resistance totale
N°	M (kg/h)	L (m)	D (mm)	W (m/s)	mmCE/m RF	mmCE LRF	ΣZ	mmCE $Z \beta$	mmCE $H = LRF + Z \beta$
1 et 10	10540	12	65	0,80	9 x 1,13	122,04	1	30,74	153
2 et 9	5430	18	50	0,75	11 x 1,13	123,74	1,5	47,53	273
3 et 8	1873	24	32	0,55	10 x 1,19	285,60	4,5	64,99	351
4 et 7	961	6	25	0,44	11 x 1,21	79,86	2	17,46	98
5 et 6	494	10	20	0,40	11 x 1,23	135,30	7,5	57,23	193
11 et 12	467	4	20	0,38	10 x 1,23	49,20	6	41,71	91
13 et 14	432	6	20	0,36	9 x 1,23	66,42	6	37,83	105
15 et 16	480	4	20	0,38	10 x 1,30	49,20	6	41,71	91
17 et 24	3537	2	32	1,00	33 x 1,12	73,92	1,5	71,78	146
18 et 23	3109	6	32	0,90	26 x 1,12	174,72	3,5	135,80	311
19 et 22	1495	6	32	0,44	6,5 x 1,22	47,58	3	28,13	76
20 et 21	999	4	25	0,50	12 x 1,21	58,08	5	60,14	118
25 et 26	496	6	20	0,40	11 x 1,24	81,84	6	46,56	129
27 et 28	470	4	20	0,38	10 x 1,24	74,4	6	41,71	116
29 et 30	1144	4	25	0,60	16 x 1,20	76,8	6	103,79	181
31 et 32	448	4	15	0,65	40 x 1,19	190,4	6	122,22	313
33 et 42	5110	12	50	0,70	10 x 1,17	140,4	1,5	34,92	176
34 et 41	3388	12	40	0,70	14 x 1,18	198,24	4,5	105,73	304
35 et 40	2030	6	32	0,55	11 x 1,19	78,54	4,5	64,99	144
36 et 39	1041	12	25	0,55	14 x 1,21	203,28	3	43,65	247
37 et 38	545	12	25	0,28	4 x 1,26	60,48	6,5	24,25	85
43 et 44	496	10	25	0,24	3,3 x 1,27	41,91	4,5	11,64	54
45 et 43	989	10	25	0,48	11 x 1,21	133,1	1,5	15,52	148
46 et 47	519	12	25	0,26	3,6 x 1,24	53,56	6,5	20,37	74
49 et 50	470	2	20	0,38	10 x 1,26	25,20	4,5	30,07	56

Tronçon	Debit d'eau	Longueur du Tronçon	Diametre du Tronçon	Vitesse	Perte de Charge	Resistance par frottement	Coefficient $\frac{L}{D}$	Resistance Particulaire	Resistance totale
N°	M (kg/h)	L (m)	D (mm)	W (m/s)	R_f <small>mm ce/m</small>	LR_f <small>mm ce</small>	$\Sigma \xi$	$2 \cdot \beta$ <small>mm ce</small>	$H = LR_f + 2\beta$ <small>mm ce</small>
51 et 52	1099	6	25	0,55	15 x 1,21	108,90	6	87,3	196
53 et 54	260	4	15	0,38	15 x 1,22	73,2	5	34,92	108
55 et 62	1722	2	25	0,90	36 x 1,16	83,52	3	116,4	180
56 et 61	864	6	20	0,70	30 x 1,18	212,4	4,5	98,94	311
57 et 60	446	12	20	0,36	9 x 1,24	134	3	18,72	153
58 et 59	223	6	15	0,32	11 x 1,28	84,48	6,5	31,04	116
63 et 64	223	2	15	0,32	11 x 1,28	28,16	4,5	22,31	51
65 et 68	418	6	20	0,34	8 x 1,27	61,44	2	15,52	77
66 et 67	209	6	15	0,32	10 x 1,28	76,80	6	30,07	107
69 et 70	209	2	15	0,32	10 x 1,28	25,60	4,5	30,07	56
71 et 72	207	6	15	0,32	10 x 1,28	76,80	6	30,07	77
73 et 74	651	4	20	0,50	17 x 1,20	81,60	6	72,75	154
75 et 86	6156	12	50	0,85	15 x 1,14	205,20	1	34,72	240
76 et 85	3567	14	40	0,75	16 x 1,15	257,6	1,5	40,74	298
77 et 84	1969	18	40	0,42	5 x 1,21	108,90	4,5	38,80	257
78 et 83	1435	6	32	0,42	6 x 1,22	43,92	6	50,92	95
79 et 82	738	6	25	0,36	7 x 1,26	52,92	3	18,72	72
80 et 81	451	6	20	0,36	9 x 1,24	66,96	6	37,34	104
87 et 88	287	4	15	0,42	18 x 1,20	86,40	6	50,44	137
89 et 90	425	6	20	0,34	8 x 1,26	60,48	6	33,36	94
91 et 92	272	4	15	0,40	16 x 1,27	81,28	6	46,07	127
93 et 94	335	6	15	0,50	24 x 1,21	174,24	6	72,26	247
95 et 96	199	4	15	0,30	9 x 1,28	46,08	6	25,99	72
97 et 904	1607	4	32	0,30	7,5 x 1,12	33,60	3	12,99	47
98 et 103	1167	6	25	0,60	16 x 1,20	115,20	6	103,78	219

Tronçon	Debit d'eau	Longueur du Tronçon	Diamètre du Tronçon	Vitesse	Pertes de charge	Resistance par frottement	$\sum \xi$	Resistance particulière	Resistance totale
99 et 102	615	6	20	0,50	16 x 1,20	115,20	3	36,08	152
100 et 101	155	6	15	0,24	6 x 1,16	41,76	5	13,87	57
105 et 106	460	10	25	0,24	3 x 1,27	38,10	6	16,58	55
107 et 108	146	6	10	0,36	18 x 1,24	136,08	6	37,34	174
109 et 110	406	10	20	0,32	7,2 x 1,27	91,44	6	29,58	121
111 et 112	133	6	10	0,32	15 x 1,28	115,20	6	29,58	146
113 et 114	307	4	15	0,46	20 x 1,93	98,40	6	61,11	160
115 et 124	2589	12	40	0,55	9 x 1,23	129,60	1,5	21,34	151
116 et 123	2099	12	40	0,44	5,5 x 1,24	81,84	4,5	42,68	125
117 et 122	1736	6	40	0,36	4 x 1,24	29,76	6	37,34	68
118 et 121	893	6	32	0,28	3 x 1,25	22,50	3	11,64	34
119 et 120	135	6	15	0,20	4,5 x 1,30	35,10	6	11,54	47
125 et 127	738	4	25	0,36	7 x 1,23	34,44	1,5	9,70	44
126 et 127	451	10	25	0,24	3 x 1,28	38,44	6	16,58	55
128 et 129	287	2	20	0,24	4 x 1,28	10,24	5	13,87	24
130 et 133	697	4	25	0,36	6,5 x 1,23	31,98	1,5	9,70	42
131 et 132	425	10	25	0,24	3 x 1,30	39	7,5	20,37	60
134 et 135	272	2	20	0,22	3,6 x 1,30	9,36	4,5	10,18	20
136 et 137	146	6	15	0,22	5 x 1,30	39	6	13,96	53
138 et 141	230	4	15	0,34	12 x 1,26	60,48	6	33,36	94
142 et 143	133	6	10	0,32	15 x 1,28	115,20	6	10,67	148
144 et 149	490	2	20	0,40	11 x 1,23	27,06	1,5	10,67	38
145 et 148	342	6	20	0,28	5,5 x 1,26	41,58	2	7,56	50
146 et 147	177	10	15	0,26	7 x 1,28	89,60	7,5	25,28	113
150 et 151	165	4	15	0,24	6,5 x 1,29	33,54	6	16,58	50
152 et 153	148	4	10	0,36	18 x 1,28	92,16	6	37,34	130

(V) VENTILATION

A / Generalités .

B / Procédé de ventilation .

a - Ventilation libre

b - Ventilation forcée

C / Type d'installation .

a - Installation a circuit ouvert

b - Installation a circuit fermé

D / Choix du Systeme .

A/ Généralités

Trois propriétés d'un local conditionnent le bien être physique de ses occupants :

* son degré de pureté.

Le taux d'anhydride carbonique augmente ou dépend de l'oxygène du fait de la respiration. Le corps humain dégage des impuretés organiques mentionnons aussi la fumée de tabac et poussières

* sa température.

La température de confort s'abaisse proportionnellement à l'effort physique fourni. La seule présence humaine cette température. Le corps humain dégage de 100 Kcal/h à 380 Kcal/h. Il faut obligatoirement céder à l'atmosphère cette chaleur puisque l'homme est homeotherme à température constante de 37°C.

* Son degré d'humidité

L'air doit contenir un certain pourcentage de vapeur d'eau afin que les muqueuses buccales et nasales ne soient pas desséchées, mais l'accroissement de température déclenche le phénomène de transpiration. Si l'atmosphère est trop humide, la sueur ne peut s'évaporer et augmente le malaise causé par l'élévation de température. Il est donc nécessaire de ventiler, c'est à dire de renouveler l'air vicié sur la base de 15 m³/h. Personne.

B/ Procédé de ventilation

On distingue deux procédés de ventilation :

— Ventilation libre

— Ventilation forcé

* Ventilation libre.

L'écoulement de l'air et son renouvellement dépendent uniquement de la

différence de densité entre l'air extérieur et l'air intérieur du local et de l'action du vent.

* Ventilation forcée.

Le mouvement de l'air est dû à un ventilateur. La quantité d'air nécessaire est introduite dans le local à aérer selon un champ d'écoulement forcé. Ce deuxième est employé dans les installations uniquement de ventilation, les installations de climatisation et les installations de conditionnement complet (Chauffage, rafraîchissement, humidification, pureté de l'air du local).

C/ Type d'installation

on distingue deux types d'installation.

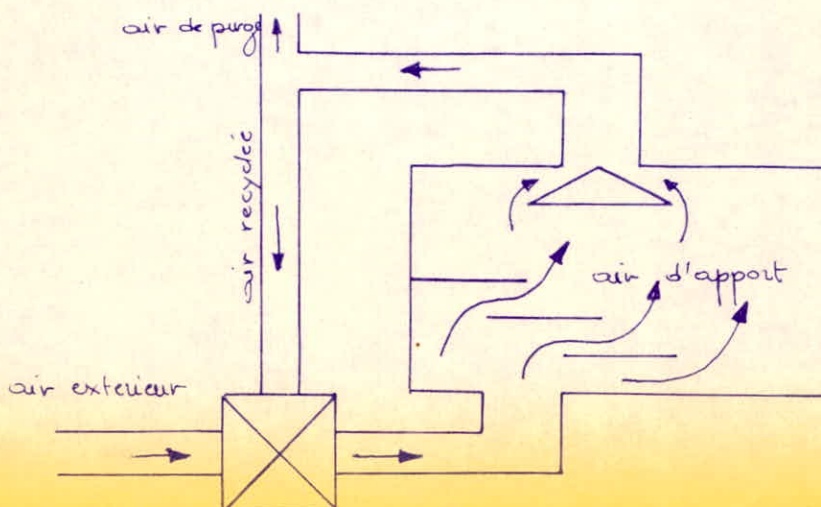
* Circuit ouvert.

Dans ce cas la totalité de l'air d'apport est prélevé à l'extérieur.

* Circuit fermé.

Une partie de l'air du local est recyclée par l'appareil de ventilation elle est de nouveau après conditionnement conduite dans le local.

Pour des raisons d'économie on emploie le procédé du circuit fermé. On réduit considérablement l'énergie nécessaire au chauffage ou au rafraîchissement en limitant la proportion d'air extérieur dans l'air d'apport.



D/ Choix du système

Notre installation utilise le procédé de ventilation forcée ; les ventilo-convecteurs sont équipés d'un ventilateur qui nous permet de ventiler en permanence et en toute saison. La ventilation se fera en circuit fermé ; le registre de réglage permet d'ajouter le débit d'air neuf qui sera introduit dans le local par la prise d'air extérieur. L'air d'apport traversera un filtre qui le débarrassera de ses impuretés. L'apport d'air extérieur est défini en fonction du nombre des occupants du local appelé aussi "Taux d'air neuf"

$$Q = 15 \cdot n \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Q : débit d'air neuf

n : nombre de personne.



(VI) INSTALLATIONS

A/ - Problemes physiques dans le reseau

- a - Expansion du liquide
- b - Dilatation de la tuyauterie
- c - Poches d'air dans les canalisations
- d - Isolation thermique
- e - Entartrage
- f - Condensation

B/ - Ventilateurs - convecteurs

- a - Principe de fonctionnement
- b - Choix des appareils
- c - Emplacement

C/ - Chauffage

- a - Chaudiere
- b - Conduit de fumée
- c - Pompe

D/ - Centrale eau glacée

- a - Groupe frigorifique
- b - Pompe

E/ - Regulation

A/_ Problemes physiques dans le reseau

ⓐ Expansion de l'eau.

Dans une installation de chauffage à eau chaude, le circuit est plein d'eau.

Aussi lors de l'échauffement se produit une dilatation et si le circuit était fermé totalement il s'y produit une rupture en un point quelconque. Pour remédier on dispose d'un vase d'expansion dans lequel le niveau monte lorsque la température d'eau augmente on peut distinguer deux genres de vase d'expansion :

* Vase d'expansion à l'air libre.

Placé au point le plus haut de l'installation et communique avec l'air extérieur.

* Vase d'expansion sous pression.

Ce vase est complètement étanche, il est divisé en deux enceintes par une membrane. L'enceinte du haut est remplie d'un gaz (N_2), l'équilibre entre l'eau et le gaz est toujours établi. Ce type de vase a l'avantage d'empêcher l'air extérieur de se mélanger au fluide de chauffe et de le rendre nocif.

N.B. il est conseillé chaque fois qu'il est possible de placer le vase d'expansion dans un endroit chauffé pour qu'il ne puisse geler pendant l'hiver, ou de le calorifuger.

Pour notre installation nous adopterons le deuxième type de vase d'expansion qui sera placé dans le local technique.

— Volume du vase.

Il est fonction de la contenance en eau de Notre installation celle-ci peut varier de 15 à 30 litres pour 1000 calories.

$$\text{d'ou : } C = \frac{Q_c \times 15}{1000} = \frac{70.000 \times 15}{1000} = 1050 \text{ litres}$$

le volume du vase sera égal au 15^{ème} de la contenance de

la contenance de l'installation $v = \frac{1050}{15} = 70 \text{ l}$

(b) Dilatation de la tuyauterie

Pour des tubes en acier on a 1,2 mm d'élongation pour 1 m de tube et pour une augmentation de température de 100°C . L'élongation d'un tube peut provoquer des déformations dans le réseau. Pour palier à cela, on prévoit des supports et colliers qui permettent une dilatation libre éventuelle.

(c) Poches d'air

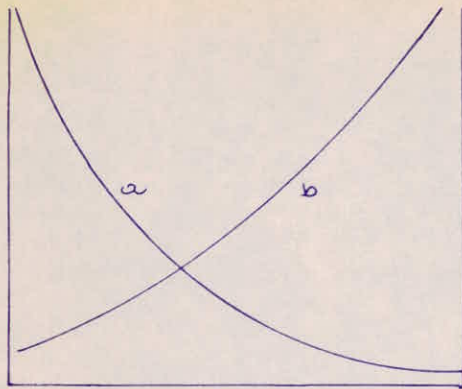
Une poche d'air quelconque empêcherai la circulation de l'eau dans la tuyauterie. Pour le bon fonctionnement de notre installation, on conçoit une pente convenable des canalisations, leur permettant de se purger d'air lors de leur remplissage, l'air est ainsi canalisé vers certains points (Ventilo-convecteurs) où l'on dispose pour son évacuation des petits robinets appelés " purgeur d'air " que l'on ouvre lors du remplissage de l'installation nous disposons aussi d'une purge d'air au niveau de la chaudière ou d'une purge de dégazage qui permettra d'évacuer tous les gaz vers le vase d'expansion à tout moment en cours de fonctionnement.

(d) Isolation de la tuyauterie

Dans la détermination de l'épaisseur de l'isolant d'une tuyauterie, interviennent aussi bien des considérations d'exploitation que d'économie. Ainsi par exemple les conditions d'exploitation peuvent nécessiter autant que possible la surchauffe des locaux ou passent les tuyaux de Chauffage. Dans de tels cas on choisit des produits calorifuges de très grande qualité ou de grosses épaisseurs d'isolant en réglant au second plan des considérations économiques

* Détermination de l'épaisseur de l'isolant.

Les déperditions calorifiques d'un tube isolé diminuent au fur et à mesure que l'épaisseur du calorifuge augmente. Sur la figure ci-dessous



Epaisseur de l'isolant.

La relation entre l'épaisseur d'isolant et les déperditions calorifiques, que de très faibles couches d'isolant provoquent déjà une diminution sensible des déperditions calorifiques par rapport au tube nu, mais que

lorsque les épaisseurs de la couche

augmentent, la réduction des déperditions s'amoindrit. D'autre part,

la courbe (b) montre que les frais d'isolement augmentent avec

l'épaisseur de l'isolant. En pratique, l'épaisseur économique (MISSNARD)

pour une différence de température entre le tuyau et l'air extérieur. $\Delta t \approx 50^\circ C$

$$10 < d < 30$$

$$e = 20 \text{ mm}$$

$$30 < d < 70$$

$$e = 30 \text{ mm}$$

Nature du calorifuge : Laine de verre - Ruban de toile - Plâtre.

② Entartrage.

Pour les eaux naturelles contiennent toujours des sels dissous, surtout des carbonates, sulfates et silicates de calcium et de Magnesium qui sous l'effet de chauffage se déposent en partie sous formes d'incrustations dures (Tartre des chaudières) soit de boues.

Le dépôt de tartre sur les surfaces d'échange (de chauffage ou de refroidissement) entrave la transmission de chaleur,

augmente les pertes de charge dans la tuyauterie et provoque des tensions supplémentaires qui peuvent amener la rupture.

La présence de boues peut obstruer certaines parties de l'installation

et s'opposer à la circulation du fluide. Pour remédier à cela nous faisons subir un traitement d'adoucissement à l'eau avant remplissage du réseau.

— Choix de l'adoucisseur.

Pour éviter l'entartrage des tuyauteries on fait subir un traitement chimique à l'eau avant de l'envoyer dans la chaudière. on utilise un adoucisseur Type SOLA qui sera placé entre l'arrivée d'eau froide et la chaudière.

f) Evacuation des condensats

La déshumidification s'accompagne d'une condensation, on prévoit une tuyauterie reliée aux bacs de condensation jusqu'au réseau urbain d'évacuation des eaux. on adopte un tube de $\phi = 10 \text{ m/m}$

B/ Ventilo - convecteurs.

a) Principe de fonctionnement.

Le ventilo-convecteur est une unité terminale de conditionnement d'air non autonome qui, tout en alliant les avantages économiques d'installation et d'exploitation d'une production centralisée de l'eau glacée, permet un réglage individuel de la température dans chaque pièce. Cet appareil peut nous assurer :

- En hiver : le chauffage
- En été : le rafraîchissement et la déshumidification
- En toutes saisons : ventilation et filtration de l'air

Le ventilo-convecteur aspire à travers un filtre, soit à l'intérieur du local, soit mixte intérieur et extérieur. Cet air est pulsé dans le local à climatiser à travers des batteries d'échanges, où il est réchauffé ou refroidi et déshumidifié, suivant que celles-ci sont

alimentées en eau chaude ou en eau glacée. voir planche 1

(b) Choix des appareils

Connaissant les divers paramètres du local et la puissance du ventilo installé on peut choisir cet appareil et ceci grâce à des abaques fournies par la société "CIAT".

- Exemple de choix pour le local 0.02.

— Abaques des émissions frigorifiques horaires Planche.

Caractéristiques du local.

- * Température de l'eau à l'entrée de la batterie : 12°C
- * Température de l'eau à la sortie de la batterie : 7°C
- * Température de l'air humide : 18°C
- * Puissance frigorifique : 2157 kcal/h

Sur l'abaque "Emission frigorifique horaire" on détermine le point d'intersection de la température d'entrée de l'eau glacée avec la différence de température entre l'entrée et la sortie. A partir de ce point, on trace une verticale vers le bas jusqu'au point d'intersection avec la courbe de température humide 18°C . De ce point on trace une horizontale vers la gauche, jusqu'à l'échelle de la puissance frigorifique en chaleur totale. On lit sur cette échelle 2160 (débit maximum). Cet appareil n° 16 doit satisfaire nos besoins en puissance pendant l'hiver. Alors on s'arrangera avec le 16 d'avoir cette puissance désirée.

— Abaques des émissions calorifiques horaires Planche 2

Caractéristiques du local.

- * Température de l'eau à l'entrée de la batterie : 65°C
- * Température de l'eau à la sortie de la batterie : 45°C
- * Température de l'air à la reprise : 24°C .

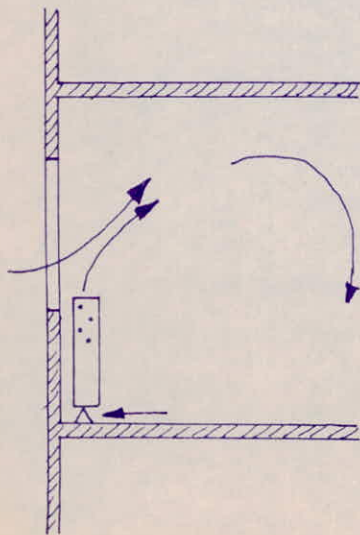
sur l'abaque des émissions calorifiques on détermine le point d'intersection de la température d'entrée d'eau avec la différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau. A partir de ce point, on trace une verticale vers le bas jusqu'au point d'intersection avec la courbe de température d'entrée d'air : 18°C . De ce point on trace une horizontale vers la gauche jusqu'à l'échelle des puissances calorifiques le ventilateur-convecteur n° 16 nous donne 3700 kcal/h en débit maximum. Pour avoir 1965 kcal/h on peut faire marcher ce ventilateur-convecteur en petite et moyenne vitesse. Pour cela on applique des coefficients (en batterie additionnelle). d'où en

- petite vitesse. il nous fournira : $3700 \times 0,5 = 1850 \text{ kcal/h}$
- moyenne vitesse il nous fournira : $3700 \times 0,56 = 2072 \text{ kcal/h}$
- débit maxi il nous fournira : $3700 \times 0,62 = 2294 \text{ kcal/h}$

Donc le n° 16 convient bien aux puissances demandées été - hiver
Tous les ventilateur-convecteurs sont déterminés suivant ce procédé.

© Emplacement.

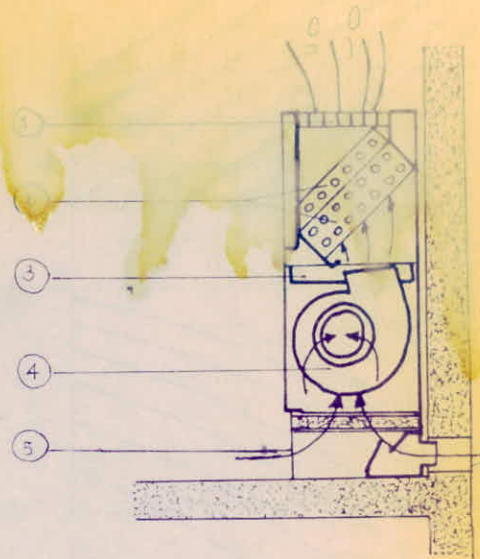
Dans le choix des emplacements des ventilateur-convecteurs, il faut que



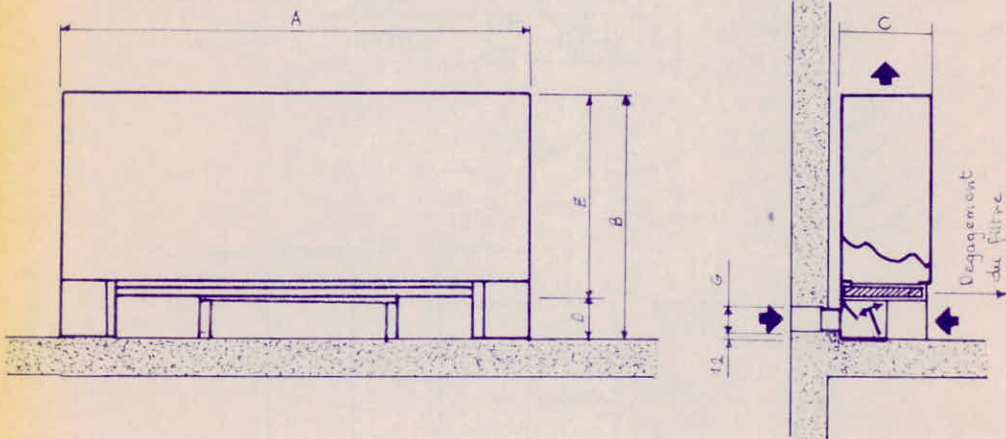
le mouvement de l'air ne soit pas contrarié
La plupart du temps on place les ventilateur-convecteurs en appui des fenêtres, ce qui est une disposition favorable du point de vue de l'utilisation des espaces libres que celui de l'efficacité du chauffage ou du rafraichissement des locaux.

VENTILO-CONVECTEURS CF MAJOR MODELE CV SUR PIEDS (CIAT)

- ① Grille de soufflage
- ② Batteries d'échanges
- ③ Bac de récupération des condensats
- ④ Groupe moto-ventilateur
- ⑤ Bouche de reprise d'air intérieur
- ⑥ Bouche d'air extérieur



● Coupe transversale du ventilo-convecteur



● Caracteristiques du CF Major CV.

Appareil N°	A	B	C	D	E	F	G	Poids / Kg
8-10	760	610	245	80	530	234	51	28
13	860	610	245	80	530	234	51	32
16-20	1060	610	245	80	530	434	51	40
26	1260	610	245	80	530	434	51	47
32-40	1210	770	305	120	650	454	86	59
50	1460	770	305	120	650	454	86	69

Local N°	HIVER		ÉTÉ		Ventilo - Conv CF major N°
	Chaleur de Ventilation	Puissance Calorifique	Chaleur de Ventilation	Puissance frigorifique	
0.01	315	2375	490	2402	20
0.02	315	4965	490	2157	16
0.03	315	2165	490	2237	16
0.04	630	1980	980	3253	26
0.05	105	265	163	873	8
0.06	105	565	163	1036	10
0.07	630	1330	326	1299	10
0.08	1050	5270	1630	5482	40
0.09	210	2100	326	1146	13
0.10	105	905	163	663	8
0.11	105	1115	163	739	8
0.12	105	1115	163	663	8
0.13	105	1505	163	993	10
0.14	210	2360	326	1674	16
0.15	-	200	-	-	-
0.16	-	1860	-	1533	16
1.01	210	1510	326	2383	16
1.02	1050	2910	1630	5720	32
1.03	315	1245	490	2347	16
1.04	105	565	163	1045	10
1.05	105	565	163	1045	10
1.06	315	1235	490	2347	16
1.07	315	1615	490	2592	16
1.08	315	2215	490	2122	16
1.09	210	1160	326	1358	13
1.10	105	625	163	727	8

C/ - Chauffage.

⊗ Chaudière.

La chaleur produite par la combustion du combustible (solide - liquide - gazeux...) est transmise par ce générateur au fluide chargé de véhiculer cette chaleur aux différents appareils ventilo-convecteur. Pour choisir une chaudière il faut connaître sa puissance et le combustible utilisé.

1- Puissance de la chaudière.

La puissance \dot{Q}_c qui doit être fournie par la chaudière est exprimée par la formule.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q} (1 + Z_R)$$

\dot{Q}_c = Puissance calorifique demandée par le bâtiment

Z_R = Coefficient de majoration pour pertes

Généralement pour les installations dans lesquelles les tuyauteries sont protégées ; colonnes montantes le long des murs intérieurs calorifugés on prend $Z_R = 0,05$

$$\dot{Q}_c = 66500 \times (1 + 0,05) \simeq 70.000 \text{ Kcal/h}$$

2- Combustible utilisé.

Le choix du combustible est déterminant pour la chaudière qui sera retenue. Les conditions à remplir seront les suivantes :

- Une grande propreté et facilité de conduite
- Encombrement réduit
- Facilité de mise en route et d'arrêt
- Facilité de régulation
- Simplicité de livraison de combustible
- Prix de revient modéré

Les combustibles les plus utilisés chez nous sont le mazout (Fuel-lesor) et le gaz naturel. Pour notre part nous préférons le gaz naturel. La conduite d'alimentation en gaz naturel sera branchée sur le réseau de distribution "SONELGAZ".

Gaz naturel : $P_{ci} = 8450 \text{ Kcal/Kg}$

Poids volumique = $0,66 \text{ kg/m}^3$

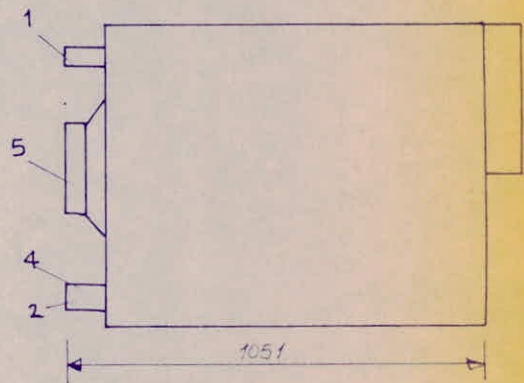
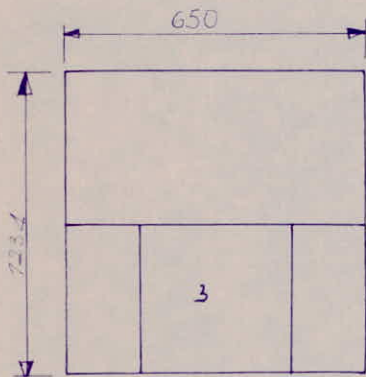
3. Choix de la chaudière.

Chaudière retenue :

Type MYGL 30B marque "CHAPPÉE" avec Bouleur a gaz G885

Contenance en eau 95,5 l , Poids 683 kg

Puissance : 70.000 kcal/h



1 - Depart eau chaude $\phi 32$

2 - retour eau chaude $\phi 32$

5 - Conduite de fumée

3 - axe du Bouleur

4 - Trou de vidange

* Consommation horaire du combustible.

$$C = \frac{\dot{Q}_c}{P_{ci}} = \frac{70.000}{8450} \approx 8,28 \text{ kg/h. ou } C = 8,28 / 0,66 = 12,54 \text{ m}^3/\text{h}$$

(b) Conduit de fumée.

Pour calculer la section du conduit de fumée on applique la

formule de Montgolfier : $S = \frac{Q_c}{10^6 \sqrt{h}}$

Q_c = Puissance de la Chaudière (kcal/h)

h = hauteur de la cheminée (m)

La cheminée doit dépasser la construction de 1m $h = 13$ m

$$S = \frac{70.000}{10^6 \sqrt{13}} = 194 \text{ cm}^2$$

La cheminée aura pour dimensions 14 x 14 (cm)

© Pompe de circulation...

* Emplacement.

La pompe et la chaudière sont généralement situées dans la chaufferie au voisinage l'une de l'autre. Par mesure de sécurité on placera le vase d'expansion en aval de la chaudière et on n'intercalera jamais la pompe entre eux afin que le vase absorbe sans résistances la dilatation de l'eau et permette l'échappement de la vapeur qui pourrait se former.

* choix de la pompe.

Pour choisir la pompe il faut connaître le débit d'eau et la hauteur manométrique.

— Hauteur manométrique.

$$H = H_1 + H_2 \quad ;$$

$$H_1 = \text{Perte de charge dans le réseau} = 1100 \text{ mmCE}$$

$$H_2 = \text{résistance due à la chaudière} = 6000 \text{ mmCE}$$

$$H = 7100 \text{ mmCE.}$$

— débit de la pompe.

$$\dot{V} = \frac{Q_c}{\rho c_p \Delta T} = \frac{70.000}{10^5 \cdot 1.20} = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

— Pompe retenue

Pompe centrifuge monocellulaire Type AZ 25.160.

Marque CCM SULZER, vitesse de rotation 1450 tr/mn

D/_ Contrôle d'eau glacée

② Groupe frigorifique.

Le groupe frigorifique ou générateur d'eau glacée nous fournit le débit nécessaire pour chaque batterie froide des ventilateurs. La température de l'eau à la sortie est de 7°C, celle du retour : 12°C. Le groupe est constitué principalement d'un compresseur, d'un condenseur et d'un évaporateur.

1- Choix du groupe.

Puissance nécessaire $\dot{Q}_F = 83480 \text{ Fg/h}$

$$\dot{Q}_{FE} = \dot{Q}_F (1 + Z) = 83480 (1 + 0,07) = 89323 \text{ Fg/h}$$

Z : coefficient de majoration.

Le refroidissement du condenseur peut être à air ou à eau. Nous choisissons le refroidissement à air pour éviter le problème posé par l'eau, est qui de l'ordre de $19 \text{ m}^3/\text{h}$

* Groupe retenu

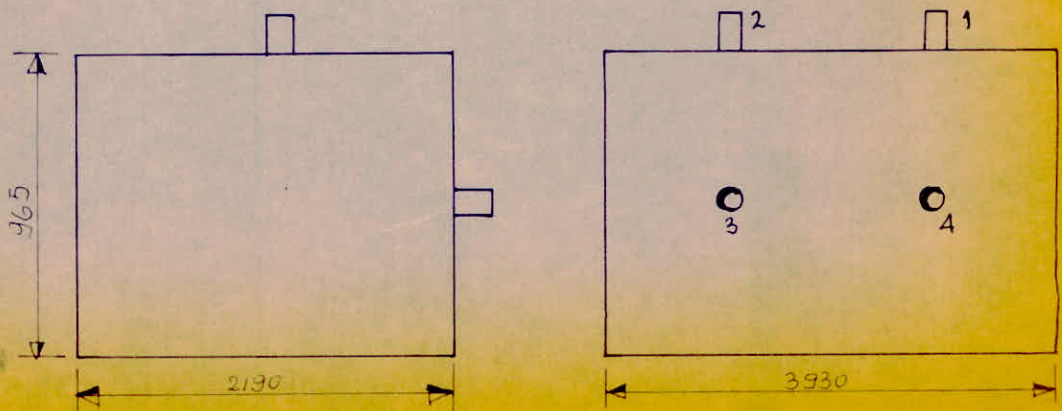
Groupe "CARRIER" 30 GA 04D

Puissance 93000 Fg/h

Poids 1800 kg.

débit d'air condenseur $12,11 \text{ m}^3/\text{s}$

débit eau évaporateur 51,09 l



1 - tuyau aller condenseur

3 - tuyau sortie eau glacée $\phi = 80 \text{ mm}$

2 - tuyau retour condenseur

4 - tuyau entrée eau glacée $\phi = 80 \text{ mm}$

* Emplacement du groupe

Ce groupe est compact, on le place à l'extérieur du sous-sol. C'est à dire près du bâtiment, il sera protégé par quatre murs "lignes"

(b) Pompe de circulation.

— Débit de la pompe

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_F}{\rho c_p \Delta T} = \frac{93000}{10^3 \cdot 1.5} \approx 18,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

— Hauteur manométrique

$$H = \underbrace{\text{Pertes de charge dans le réseau}}_{H_1} + \underbrace{\text{résistance groupe}}_{H_2}$$

$$H_1 = 1500 \text{ mm CE}$$

$$H_2 = 4000 \text{ mm CE}$$

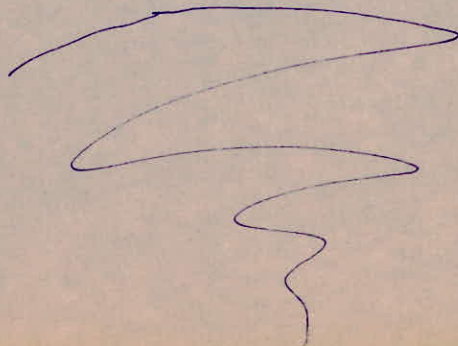
$$H_2 = 2500 \text{ mm CE}$$

— Pompe retenue.

Pompe centrifuge monocellulaire normalisés

Marque CCM SULZER, vitesse de rotation 1450tr/mn

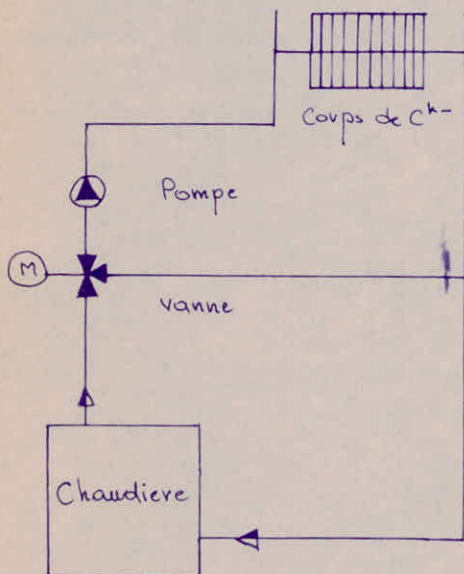
type: AZ 40-160.



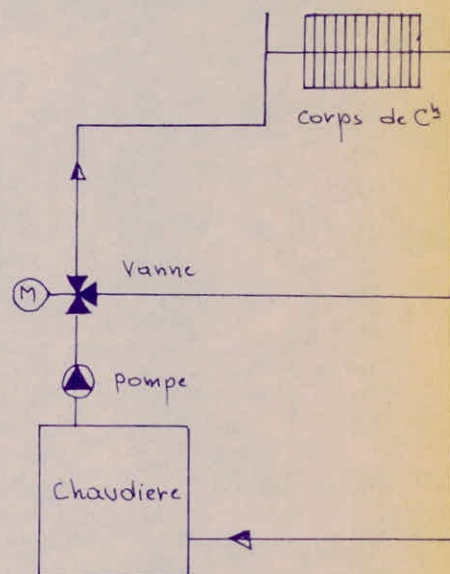
E/ Regulation.

La regulation a pour but de maintenir une temperature interieure constante independante des conditions exterieures, à l'aide de dispositifs permettant un réglage précis du débit de chaleur ou de fluide strictement nécessaire pour le chauffage ou rafraichissement des locaux. Les dispositifs utilisés sont des vannes 3 voies montées soit avant soit apres l'accelerateur de circulation.

Vanne melangeuse



Vanne montée en décharge



On utilise le montage "vanne melangeuse" a debit constant et temperature variable.

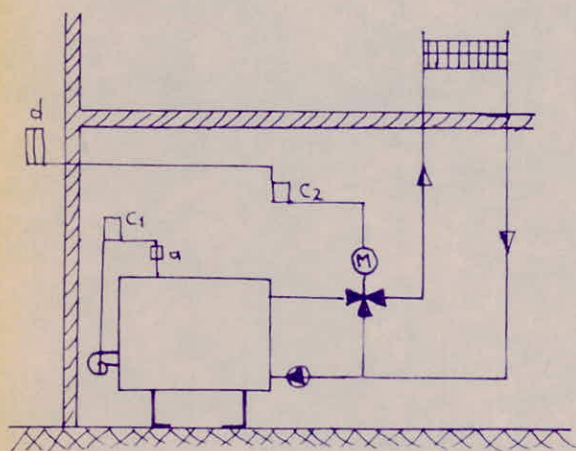
(a) Regulation individuelle.

Chaque local est équipé de sa propre regulation. Cette regulation permet de rendre independant les locaux. L'occupant a la possibilité d'ajuster la temperature à ses besoins personnels dans la plage de temperature permise par la temperature de l'eau.

(b) Regulation centrale

Le procédé consiste à agir sur la temperature de depart de l'eau du systeme comme pour l'usage continu, les besoins calorifiques ou

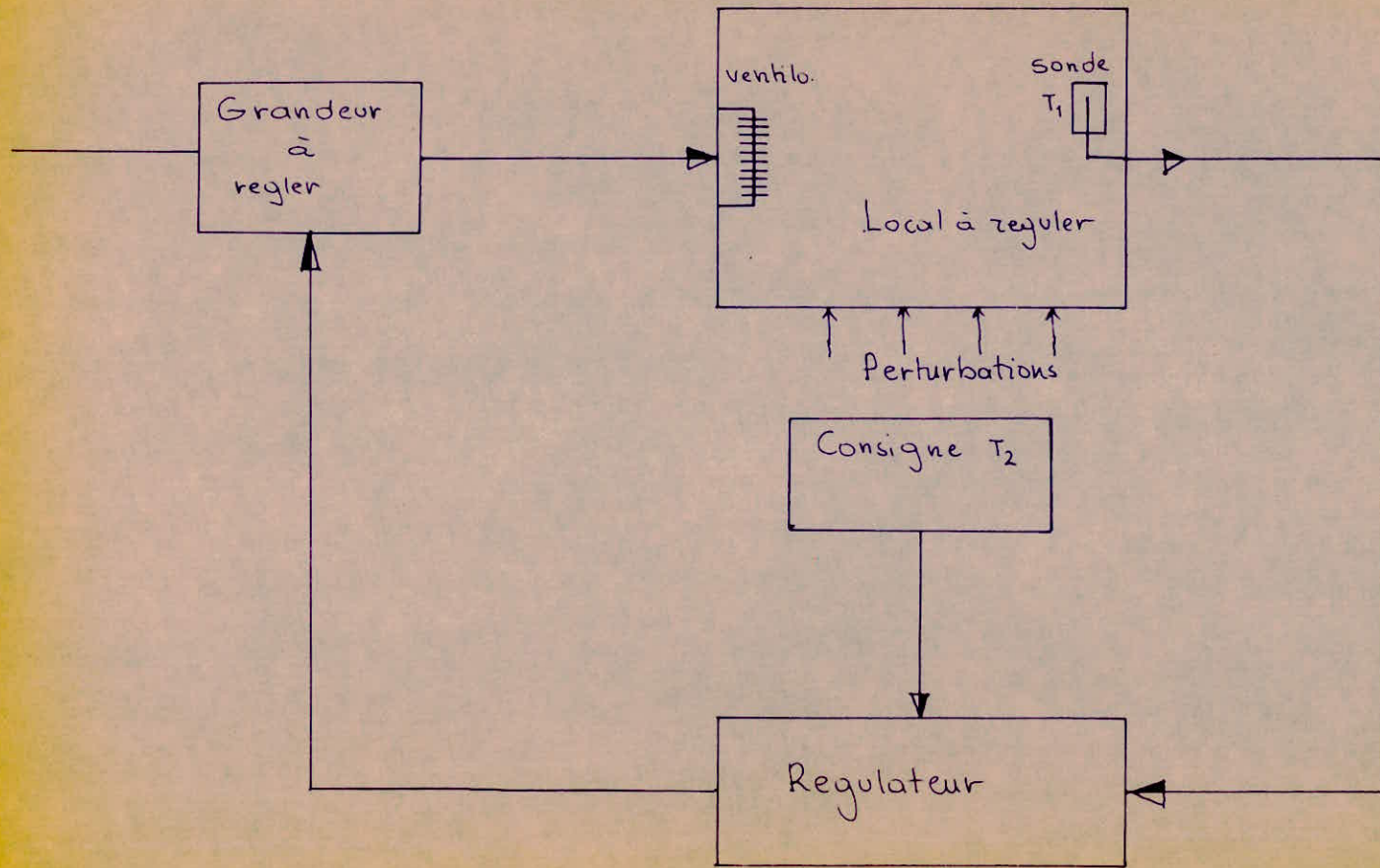
Les frigorifiques du bâtiment sont proportionnels à la différence de température extérieure et intérieure, à chaque valeur de la température extérieure correspond, lorsque la température intérieure reste constante une valeur déterminée de la température moyenne de l'eau. Nous utiliserons une régulation centrale afin de réduire les frais d'installation. La régulation présente (d'un local) l'inconvénient d'être toujours à la disposition des usagers qui peuvent manipuler avec excès et perturber ainsi la circulation. Aussi les ventilo-convecteurs sont munis d'un réglage manuel (en agissant sur les vitesses des ventilateur).



- a - Thermostat sur Chaudière
- b - Brûleur
- C₁-C₂ Régulateurs électriques
- d - Sonde thermostatique
- e - Vanne à 3 voies motorisée

- Schéma de régulation centrale -

Le principe de régulation pour le groupe frigorifique sera similaire et le brûleur sera remplacé par le compresseur.



Schema de principe

(VII) CONCLUSION

La notion de confort occupe une si grande place dans la vie moderne et l'évolution des techniques est si rapide qu'il est essentiel d'étudier avec soin chaque solution particulière et de rechercher les conditions d'exploitation optimales en fonction des investissements et du rendement des installations. Dans notre présente étude, nous pensons avoir répondu aux aspects cités.

Une étude économique aurait été souhaitable pour estimer le prix de revient de l'installation, mais le facteur temps nous a obligé à eluder cette partie.

Bibliographie

— H. Rietschell et W. Raiss.

Traité de chauffage et de climatisation
Tome 1 et 2 . Edition DUNOD.

— S. Belakowsky.

Chauffage et ventilation des locaux
deuxieme edition . TECHNIQUE

— A. Missenard

Chauffage - ventilation - conditionnement d'air
Tome 1 et 2 Edition EYROLLES.

— F. Kreith.

Transmission de la Chaleur
Edition MASSON et cie

— M. Roubinet .

Le conditionnement d'air
Edition MONITEUR.

— Catalogues

- * CARRIER * Groupe frigorifique
- * CCM SULZER * pompes centrifuges
- * CIAT * Ventilateurs-convecteurs
- * CHAPPEE * Chaudiere.

