

D1C<sub>3</sub>

REPUBLIQUE DU SENEGAL  
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



GM 0503

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

CENTRE DE THIES

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

OPTION ELECTROMECHANIQUE

**CONCEPTION D'UN SYSTEME DE CLIMATISATION  
SOLAIRE PAR REFROIDISSEUR A ABSORPTION :  
APPLICATION A DES RECEPTIFS HOTELIERS**

**PROJET DE FIN D'ETUDES  
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE  
CONCEPTION EN ELECTROMECHANIQUE**

Présenté par : Monsieur Mamadou Karass KANE

: Monsieur Abdou Khadir FALL

Professeur encadreur : Dr. Banda NDOYE

## DEDICACES

# Mamadou karass KANE

Je dédie ce modeste travail à :

Ma mère pour son affection, ses prières et toute l'attention qu'elle porte en moi. Elle a été ma source de motivation et mon désir d'aller plus loin et de donner le meilleur de moi

Mon père pour ses prières et ses conseils. Je lui suis reconnaissant pour m'avoir inculqué des valeurs telles que « se battre dans la vie quoiqu'il en coûte pour mériter ce qu'on obtient ». L'ensemble de mes frères et sœurs que j'aime beaucoup.

Mon ami Abdou Khadir FALL pour avoir accepté de supporter mes états d'âme pendant tout le travail.

Mes oncles et tantes pour m'avoir soutenu durant tout mon cursus.

L'ensemble de mes amis et promotionnaires.

# Abdou khadir FALL

Par la grâce du tout puissant, je dédie ce modeste travail à :

Notre prophète Mohamed (PSL)

Mon regretté et cher père qui m'a quitté au cours de cette année scolaire. Je lui dois reconnaissance pour les conseils et pour avoir fait de moi ce que je suis aujourd'hui. Que la terre de Diourbel vous soit légère, père.

Ma mère pour son affection, ses encouragements et conseils qui me sont toujours utiles.

Mes frères et sœurs mais aussi à Seynabou GUE YE et son mari Cheikh DIENG.

Mon ami Mamadou Karass KANE qui n'a ménagé aucun effort pour l'aboutissement de notre travail. Je salue fortement sa compréhension envers moi.

L'ensemble des talibés mourides en particulier Ousmane NIANG et Abdoulaye FALL.

Tous mes amis et camarades de promotion.

## *Remerciements*

### **Nous tenons à remercier :**

- > Allah Le Tout Puissant de nous avoir donné la santé et les moyens de réaliser ce travail en toute quiétude ;
- > Monsieur Banda NDOYE, professeur au département Génie mécanique, pour sa sollicitude constante quant à l'encadrement de ce projet ;
- > Le corps professoral du département de Génie mécanique pour son abnégation discrète mais tout aussi efficace pour notre formation ;
- > Tous nos camarades de promotion pour leur soutien moral et leur sympathique compagnie à la recherche du savoir.

**Merci à vous tous.**

## SOMMAIRE

Ce présent rapport sanctionne le travail accompli dans le cadre de notre projet de fin d'étude intitulé : **Conception d'un système de Climatisation solaire par refroidisseur à absorption : application à des réceptifs hôteliers.**

Dans cette étude, l'application est faite sur deux réceptifs de la résidence hôtelière de MOUNA NDAYANE dans le département de Mbour.

Le but de ce travail est de proposer des solutions sur le plan technique, économique et financier pour l'implantation, le choix et le dimensionnement d'une installation de climatisation centrale par refroidisseur à absorption alimenté par un champ de capteurs solaires thermiques pour ces réceptif et enfin de concevoir un système de régulation.

Ainsi, le premier chapitre présente le site de notre étude, décrit les objectifs principaux de notre projet en résumant le cahier des charges proposé par le client.

Après cette présentation, nous avons étudié le refroidissement par absorption tout en choisissant le procédé adéquat à notre système.

Ensuite, nous avons effectué une étude détaillée des centrales de climatisation et procédé au calcul du bilan thermique des locaux.

Après cette étude nous avons effectué le dimensionnement et le choix des équipements de l'installation. Un système d'appoint a été aussi prévu en vue de secourir le système en cas d'incapacité de l'énergie solaire à satisfaire le besoin en eau chaude.

Dans la partie consacrée à la régulation nous avons pu développer les différentes méthodes de régulation ainsi que les caractéristiques d'une chaîne de régulation. L'unité de surveillance à distance par télé contrôle a été aussi ébauchée dans cette partie.

La dernière partie a été consacrée à l'étude économique en dégageant l'investissement mais aussi le coût d'exploitation du système.

INTRODUCTION :	1
CHAPITRE I : PRESENTATION DU SITE ET OBJECTIF DU PROJET	2
A. SITUATION GEOGRAPHIQUE :	2
a. Situation climatique :	2
b. Situation continentale :	2
B. CARACTERISTIQUE DU PROJET :	3
a. Description des bâtiments à climatiser :	3
1. Le restaurant :	3
2. La salle polyvalente :	4
b. Cahier des charges pour le bilan thermique :	4
CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT PAR ABSORPTION	7
A. PRINCIPE DE BASE DE LA REFRIGERATION A ABSORPTION	7
B. LES PERFORMANCES DE LA REFRIGERATION A ABSORPTION :	10
C. LES CYCLES THERMODYNAMIQUES :	11
a. Le cycle eau /bromure de lithium :	11
b. Le cycle eau /ammoniac :	11
D. AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE LA REFRIGERATION PAR ABSORPTION	11
a. Avantages :	11
b. Inconvénients :	12
CHAPITRE III : LA CENTRALE DE CLIMATISATION	13
A. DEFINITION :	13
B. LES PROCEDES DE CLIMATISATIONS :	13
a. Procédé tout air :	13
b. Procédé à eau pulsée :	14
c. Procédé mixte :	15
C. LE SYSTEME A UN SEUL CONDUIT ET VOLUME D'AIR VARIABLE (VAV) SANS RECHAUFFAGE TERMINAL :	15
a. Principe de fonctionnement	15
b. La centrale :	17
CHAPITRE IV: CALCUL DES CHARGES DE CLIMATISATION	19
A. GENERALITES :	19
B. LES CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR:	19
a. Charges dûes aux occupants :	19
b. Charges dues à l'éclairage :	20
c. Charges dues aux machines électriques :	21
d. Charges dues à la tuyauterie:	21
e. Charges dûes au processus industriel:	22
C. LES CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR :	22
a. Charges dues au rayonnement solaire sur les vitrages:	22
b. Charges dues aux échanges thermiques par les parois extérieures:	23

c. Charges dues aux infiltrations d'air extérieur:	24
CHAPITRE V: LE TRAITEMENT DE L'AIR	26
A. DEFINITIONS :	26
B. CARACTERISTIQUES DE L'AIR TRAITE :	27
CHAPITRE VI : DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES EQUIPEMENTS	32
A. CAISSON DE TRAITEMENT DE L'AIR	32
B. REFROIDISSEUR :	33
a. Puissance du refroidisseur :	33
b. Choix du refroidisseur :	34
C. SOURCE CHAUDE :	36
a. Exposition énergétique du site :	36
b. les capteurs solaires :	37
1. Capteurs plans de types vitrés:	37
2. Capteurs sous vide :	38
3. la production instantanée du capteur solaire :	38
4. Inclinaison des capteurs :	39
5. Dimensionnement théorique de notre surface :	40
D. BALLON STOCKAGE :	40
E. LES ECHANGEURS :	41
F. SYSTEME D'APPOINT :	42
G. CIRCUIT DE TRANSFERT :	44
a. Tuyauterie :	45
b. les pompes de circulation :	45
c. vase d'expansion :	46
d. purgeurs et soupapes :	47
H. ISOLATION THERMIQUE :	48
I. TUYAUTERIE D'AIR :	49
a. Pour le restaurant :	49
1. Détermination des débits volumiques :	49
2. Tracé des réseaux : voir annexe E	50
3. Calcul des diamètres de tronçon :	50
4. Les pertes de charges :	51
5. Détermination des points les plus défavorisés :	53
b. Pour la salle polyvalente :	54
1. Détermination des débits volumiques :	54
2. Tracé des réseaux : voir annexe E	54
3. Diamètre de tronçon et Pertes de charge :	54
4. Détermination des points les plus défavorisés :	55
c. Choix des conduits :	55
J. VENTILATEURS :	56
a. Définitions :	56
b. Calcul des ventilateurs et moteurs :	56

K. TOUR DE REFROIDISSEMENT :	59
a. Généralités :	59
b. Calcul de la tour :	61
CHAPITRE VII: LA REGULATION	63
A. GENERALITES :	63
a. Régulation en boucle ouverte :	63
b. Régulation en boucle fermée :	63
c. Elément constituant une chaine de régulation :	64
1. Les capteurs :	64
2. Les régulateurs :	65
3. Les actionneurs :	65
d. Architecture d'un ensemble de régulation :	65
B. REGULATION DE L'INSTALLATION :	66
a. Fonctionnement du système :	66
b. Régulation de la distribution d'air :	67
1. Régulation de débit et de pression de l'air:	67
2. Régulation des moteurs des ventilateurs :	70
c. Régulation du système solaire et de la production d'eau glacée :	74
d. Télé-contrôle de l'installation : Principe	75
CHAPITRE VIII: ETUDE FINANCIERE ET IMPACT SUR L'ENVIRONNEMENT	77
A. <i>ESTIMATION FINANCIERE</i>	77
a. Cout du dispositif de distribution et de reprise d'air :	77
1. Cout de la tuyauterie de distribution du restaurant :	78
2. Cout de la tuyauterie de reprise du restaurant:	79
3. Cout des accessoires du restaurant:	80
4. Cout de la tuyauterie de distribution de la salle polyvalente :	81
6. Cout des accessoires du restaurant:	82
b. Cout de la régulation :	83
1. Au niveau du restaurant :	83
2. Au niveau de la salle polyvalente :	83
c. Cout de la centrale de traitement d'air conditionne:	84
d. Coût total des installations :	84
B. IMPACT ENVIRONNEMENTAL :	85
CONCLUSION :	86
ANNEXE	
BIBLIOGRAPHIE	

## Liste des tableaux

<b>Tableau 1.1 :</b> Les dimensions des pièces et terrasses du restaurant.....	3
<b>Tableau 1.2 :</b> Les dimensions des pièces et terrasses de la salle polyvalente.....	4
<b>Tableau 4.1 :</b> Débits massiques moyens d'infiltrations dus aux portes et fenêtres extérieures.....	24
<b>Tableau 4.2 :</b> Charges à vaincre au niveau des locaux du restaurant.....	25
<b>Tableau 4.3 :</b> Charges à vaincre au niveau des locaux de la salle polyvalente.....	25
<b>Tableau 5.1 :</b> Débits d'air neuf exigés au niveau des locaux.....	28
<b>Tableau 5.2a:</b> Caractéristiques de l'air à travers ces différents états pour le restaurant.....	31
<b>Tableau 5.2b:</b> Caractéristiques de l'air à travers ces différents états pour la salle.....	31
<b>Tableau 6.1:</b> Puissance frigorifique requise pour le restaurant.....	33
<b>Tableau 6.2:</b> Puissance frigorifique requise pour la salle polyvalente.....	33
<b>Tableau 6.3:</b> Puissance des refroidisseurs.....	33
<b>Tableau 6.4 :</b> Rayonnement global au sol sur une surface horizontale (kWh/m <sup>2</sup> /jour).....	36
<b>Tableau 6.5:</b> Température moyenne de l'air sec (°C).....	37
<b>Tableau 6.6 :</b> Température moyenne mensuelle de l'eau froide.....	37
<b>Tableau 6.7:</b> Caractéristiques des chaudières .....	44
<b>Tableau 6.8 :</b> Epaisseurs exigés pour l'isolant de conductivité thermique $\lambda=0,04\text{w/m}^2/\text{°C}$ ..	48
<b>Tableau 6.9 :</b> conductivité thermique de quelques isolants utilisés.....	48
<b>Tableau 6.10:</b> débits volumiques soufflés et repris dans les locaux du restaurant.....	50
<b>Tableau 6.11:</b> Récapitulation des résultats du calcul du réseau de distribution du restaurant.....	52
<b>Tableau 6.12 :</b> Récapitulation des résultats du calcul du réseau de reprise du restaurant...	53
<b>Tableau 6.13:</b> Pertes de pression maximales dans le réseau aéraulique du restaurant.....	53
<b>Tableau 6.14:</b> Débits volumiques soufflés et repris dans salle polyvalente.....	54
<b>Tableau 6.15:</b> Récapitulation des résultats du calcul du réseau de distribution de la salle polyvalente.....	54

<b>Tableau 6.16:</b> Récapitulation des résultats du calcul du réseau de reprise de la salle polyvalente.....	55
<b>Tableau 6.17:</b> Pertes de pression maximales dans le réseau aéraulique de la salle polyvalente.....	55
<b>Tableau 6.18:</b> Puissance développées par les ventilateurs.....	57
<b>Tableau 6.19:</b> Rendements de ventilateurs.....	58
<b>Tableau 6.20:</b> Puissance requises des moteurs des ventilateurs.....	58
<b>Tableau 6.21:</b> Puissances des tours.....	62
<b>Tableau 7.1 :</b> Vitesse du moteur en fonction du nombre de paires de pôles.....	73
<b>Tableau 8.1:</b> Prix de la tuyauterie de distribution du restaurant.....	78
<b>Tableau 8.2:</b> Prix de la tuyauterie de reprise du restaurant.....	79
<b>Tableau 8.3:</b> Prix des accessoires de distribution du restaurant.....	80
<b>Tableau 8.4:</b> Prix des accessoires de reprise du restaurant.....	80
<b>Tableau 8.5:</b> Prix de la tuyauterie de distribution de la salle polyvalente.....	81
<b>Tableau 8.6:</b> Prix de la tuyauterie de reprise de la salle polyvalente.....	81
<b>Tableau 8.7:</b> Prix des accessoires de distribution de la salle polyvalente.....	82
<b>Tableau 8.8:</b> Prix des accessoires de reprise de la salle polyvalente.....	82
<b>Tableau 8.9:</b> Prix des appareils de régulation du restaurant.....	83
<b>Tableau 8.10:</b> Prix des appareils de régulation de la salle polyvalente.....	83
<b>Tableau 8.11:</b> Prix des équipements de la centrale.....	84
<b>Tableau 8.12:</b> Coûts d'investissement.....	84
<b>Tableaux de la partie Annexes</b>	
<b>Tableau B1 :</b> Occupations moyennes des locaux.....	vii
<b>Tableau B2 :</b> Densité moyenne d'éclairage admissible des locaux.....	viii
<b>Tableau B3 :</b> Appareils à gaz ou électriques prévus.....	ix
<b>Tableau C.1 :</b> Valeurs du coefficient de correction C (%).....	xi
<b>Tableau C.2 :</b> Apports dus aux occupants.....	xii

<b>Tableau C3-a :</b> Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires non encastrés).....	xiii/xiv
<b>Tableau C3-b :</b> Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires encastrés) éclairage incandescent non encastré .....	xv/xvi
<b>Tableau C3-c :</b> Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent incandescent encastré.....	xvii
<b>Tableau C4 :</b> Apports de certaines machines.....	xviii
<b>Tableau C5 :</b> Coefficient de correction à appliquer aux apports effectifs pour tenir compte de l'altitude et du trouble de l'atmosphère.....	xviii
<b>Tableau C6 :</b> Coefficient de correction N affectant les apports effectifs maximaux d'un vitrage simple avec écran intérieur et fonctionnement continu.....	xiv
<b>Tableaux C7 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 0° Nord.....	xx
<b>Tableaux C8 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 10° Nord.....	xxi
<b>Tableaux C9 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 20° Nord.....	xxii
<b>Tableaux C10 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 30° Nord.....	xxiii
<b>Tableaux C11 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 40° Nord.....	xxiv
<b>Tableaux C12 :</b> Apport effectif d'un vitrage ordinaire et non protégé en W/m <sup>2</sup> pour une latitude 50° Nord.....	xxv
<b>Tableau C13 :</b> Valeurs de la correction latitude/mois LM.....	xxvi
<b>Tableau C14 :</b> Valeurs des écarts virtuels de température $\Delta\theta_{ev}$ pour les murs.....	xxvii
<b>Tableau F1 :</b> Abaque donnant les pertes de charges, la vitesse et les diamètres des conduites d'air d'après ASHRAE.....	l

**Tableau F2 : Coefficient de pertes de charges singulières dans les conduits d'air**

(Source: «COSTIC»).....li

## Liste des figures

<b>Figure 1.1</b> : Carte de la petite cote.....	2
<b>Figure 2.1</b> : Cycle de la réfrigération par absorption.....	9
<b>Figure 2.2</b> : Cycle thermodynamique de la solution H <sub>2</sub> O/LiBr.....	10
<b>Figure 3.1</b> : Schéma de principe d'une centrale de climatisation.....	16
<b>Figure 3.2</b> : Eléments d'un ensemble de climatisation centralisée.....	18
<b>Figure 5.1</b> : schéma du traitement global de l'air.....	26
<b>Figure 5.2a</b> : Diagramme de conditionnement de l'air pour le restaurant.....	29
<b>Figure 5.2b</b> : Diagramme de conditionnement de l'air pour la salle polyvalente.....	30
<b>Figure 5.3</b> : Cycle de conditionnement de l'air.....	31
<b>Figure 6.1</b> : schéma du caisson.....	32
<b>Figure 6.2</b> : source chaude de l'installation.....	36
<b>Figure 6.3</b> : liaison capteurs-ballon.....	41
<b>Figure 6.4</b> : Ballon de stockage muni d'un système d'appoint à chaudière.....	43
<b>Figure 6.5</b> : Schémas d'une tour atmosphérique.....	59
<b>Figure 6.6</b> : Photo d'une tour à air forcé.....	60
<b>Figure 6.7</b> : Photo d'une tour à air induit.....	60
<b>Figure 7.1</b> : Régulation en boucle fermée.....	63
<b>Figure 7.2</b> : Architecture d'un ensemble de régulation.....	66
<b>Figure 7.3</b> : Dispositif à clapet d'air.....	68
<b>Figure 7.4</b> : Principe de régulation de débit.....	68
<b>Figure 7.5</b> : Influence de l'ouverture des clapets sur le fonctionnement des ventilateurs.....	69
<b>Figure 7.6</b> : Principe de régulation du ventilateur reprise.....	69
<b>Figure 7.7</b> : Schéma équivalent d'un moteur asynchrone.....	70

<b>Figure 7.8:</b> Bilan de puissance du moteur asynchrone.....	71
<b>Figure 7.9:</b> Schéma de câblage du moteur.....	71
<b>Figure 7.10:</b> Schéma du système de télé contrôle.....	76

### **Figures de la partie Annexes**

<b>Figure A1 :</b> Plan de masse du restaurant (vue de dessus).....	ii
<b>Figure A2 :</b> Façade principale du restaurant.....	iii
<b>Figure A3 :</b> Plan de masse de la salle polyvalente (vue de dessus).....	iv
<b>Figure A4 :</b> Façades principale et latérale de la salle polyvalente.....	v
<b>Figure E1 :</b> Tracé du réseau de distribution de l'air du restaurant.....	xlvi
<b>Figure E2 :</b> Tracé du réseau de reprise de l'air du restaurant.....	xlvi
<b>Figure E3 :</b> Tracé du réseau de distribution et de reprise de l'air du restaurant.....	xlvi

## Liste des annexes

<b>Annexe A</b> : Plans de masse des bâtiments.....	i
<b>Annexe B</b> : Valeurs d'occupations moyennes, niveaux d'éclairage requis et équipements prévus.....	vi
<b>Annexe C</b> : Tableaux utilisés dans le calcul des charges.....	x
<b>Annexe D</b> : Feuilles de calcul du bilan des charges.....	xxviii
<b>Annexe E</b> : Traces des tuyauteries.....	xlvi
<b>Annexe F</b> : Valeurs et coefficients des pertes de pression.....	xlix
<b>Annexe G</b> : Catalogues fournisseurs.....	lii

## MOTS CLES

**Air** : milieu gazeux que nous respirons. Il contient de la vapeur d'eau, du gaz carbonique et des gaz rares.

**Air conditionné** : air amené à une température et un degré hygrométrique données à l'aide d'un climatiseur ou d'un conditionneur d'air.

**Air neuf** : air pris à l'air libre pour une oxygénation appropriée des locaux à climatiser.

**Air recyclé** : air repris pour être réintroduit au niveau des locaux.

**Air repris** : air extrait des locaux et qui sera partiellement recyclé et l'autre partie rejetée à l'air extérieur.

**Apports thermiques** : somme de toutes les sources thermiques responsables du réchauffement d'un bâtiment.

**Condenseur** : échangeur thermique dont la fonction est d'évacuer les calories.

**Conditionnement d'air** : expression utilisée par les professionnels pour désigner le traitement d'air industriel.

**Degré hygrométrique** : il exprime la quantité d'eau contenue dans l'air à une température donnée par rapport à la quantité maximale que cet air peut contenir à la même température.

**Détendeur** : organe dont la fonction est de faire chuter la pression du fluide frigorigène dont la température.

**Détente adiabatique** : détente d'un fluide s'effectuant sans échange de chaleur avec le milieu environnant.

**Température de bulbe humide** : est la température mesurée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche humide.

**Gaine** : tuyauterie d'air de grand diamètre en général

**Diffuseur** : bouche d'alimentation habituellement disposée au plafond ou à une hauteur donnée de forme généralement circulaire rectangulaire ou carrée.

**Evaporateur** : Echangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène est vaporisé par la chaleur extraite de la substance à refroidir.

**Filtre** : appareil à travers lequel on fait passer un liquide pour le débarrasser des particules solides qui s'y trouvent.

**Fluide frigorigène** : fluide assurant le transfert de chaleur.

**Pressostat** : appareil de fonctionnement automatique, électrique ou pneumatique servant au démarrage et à l'arrêt d'une pompe d'une plage de refoulement donnée.

**Système centralisé** : système destiné aux installations frigorifiques et à la climatisation de grands volumes.

**Thermostat** : instrument à commandes électrique qui règle le fonctionnement d'un appareil de chauffage ou de refroidissement en répondant aux changements de température. C'est un appareil de régulation servant à maintenir une température sensiblement constante dans un local.

**Ventilation** : Renouvellement naturel mécanique de l'air contenu dans un local

**Ventilateur** : appareil produisant un flux d'air au moyen de pales fixées au moyen d'une hélice. Il existe une grande variété de ventilateurs.

**Staff** : Le mot Staff dériverait de l'allemand staffieren (garnir, orner) ou du français ancien estofer (étouffe)

**ASHRAE**: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

**Tour de refroidissement**: Structure conçue pour faire dissiper la chaleur de l'eau utilisée comme liquide réfrigérant.

## **INTRODUCTION :**

Durant cette dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées en été, ont conduit à un fort développement de la climatisation dans les bâtiments tertiaires. Les techniques passives ou semi actives quant à elles, utilisées depuis des siècles pour maintenir des conditions intérieures confortables semblent avoir été oubliées dans un grand nombre de bâtiments récents.

Ce développement de la climatisation est responsable d'un fort pic de consommation électrique en été, le système de production et de transport d'électricité se rapprochant parfois à ces limites de capacité.

Associés aux éventuelles fuites de fluides frigorigènes, ces pics de production électriques induisent une augmentation des gaz à effet de serre, accentuant le cercle vicieux du changement climatique.

De nombreuses solutions passives existent pour améliorer les conditions de confort intérieur sans système de climatisation, ou au moins réduire très fortement les besoins de rafraîchissement. Ces solutions sont applicables aussi bien aux bâtiments neufs au stade de la conception qu'aux bâtiments existants.

Par ailleurs, les techniques de rafraîchissement solaire ont prouvé, pour certains d'entre elles, depuis plus de 10 ans, leur efficacité et leur fiabilité. Ces technologies utilisent comme fluide frigorigène un fluide inoffensif (l'eau) et beaucoup moins d'énergie primaire d'origine fossile ou fissile que les systèmes classiques.

Alors, pourquoi ne pas utiliser l'énergie solaire pour maintenir en été des conditions de confort satisfaisantes dans les bâtiments. Cette énergie très disponible en Afrique est une solution très pertinente qui permet une économie d'énergie électrique et qui satisfait en même temps satisfait aux préoccupations environnementales.

Ce travail vise à concevoir un système central de climatisation solaire par refroidisseur à absorption pour les deux grands bâtiments à forte densité d'occupation de la résidence hôtelière de MOUNA NDAYANE : le restaurant et la salle Polyvalente.

Notre étude consistera à dresser un plan d'exécution pour la climatisation de ces bâtiments, proposer une solution sur le plan technique, économique et financier pour le choix et le dimensionnement de l'installation, et enfin procéder à sa régulation et la mise sur pied d'un système de surveillance à distance par télé contrôle notamment.

## CHAPITRE I : PRESENTATION DU SITE ET OBJECTIF DU PROJET

Cette partie présente le site sur lequel porte notre étude et développe les différents aspects de notre projet. Elle donne ainsi un aperçu des caractéristiques essentielles du lieu en question qui est une résidence hôtelière nommée MOUNA NDAYANE, un complexe se trouvant dans la zone lisse de NDAYANE, un village situé dans la communauté rurale de SINDIA dans le département de MBOUR. La résidence est composée de 80 chambres avec time shire de 28 villas, d'un restaurant, d'une salle polyvalente, d'une salle de gymnastique et d'un bâtiment administratif.

### A. SITUATION GEOGRAPHIQUE :

#### a. Situation climatique :

La zone lisse de NDAYANE a un climat tropical et elle est bien ensoleillée avec une insolation moyenne solaire de  $510\text{W/m}^2$ . La température moyenne annuelle est de  $29^\circ\text{C}$ .

#### b. Situation continentale :

Le complexe se trouve sur la petite côte dans le village de NDAYANE, localité positionnée sur l'axe YENE POPENGUINE, à  $14^\circ25'$  de latitude Nord et  $16^\circ58'$  de longitude Est. Il est plus proche de la station météorologique de Dakar Yoff selon la classification du site de la NASA pour le Sénégal. Les altitudes varient de 2 à 10m.

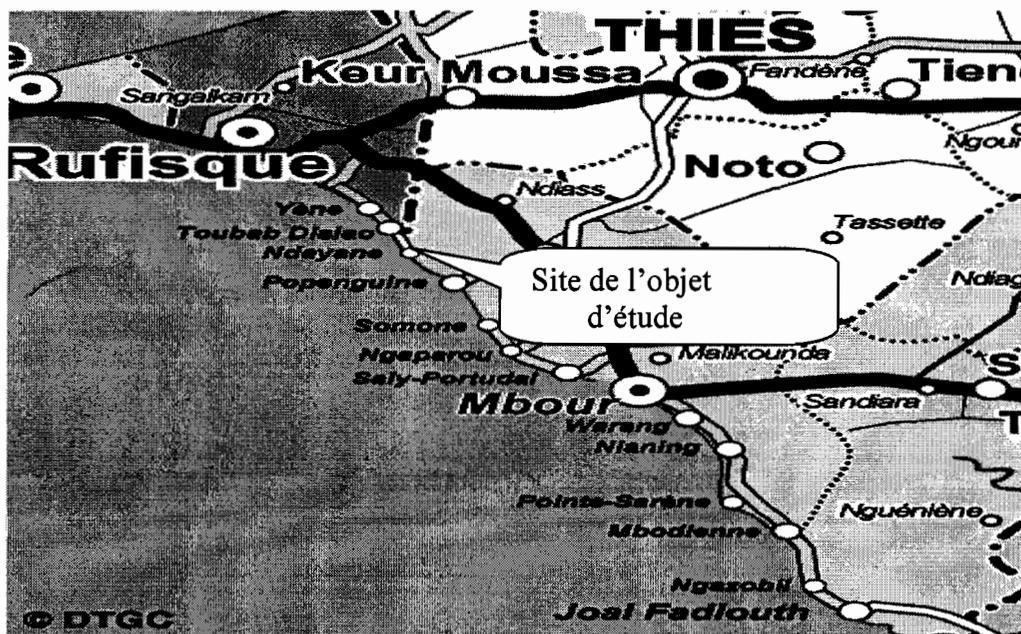


Figure 1-1: Carte de la petite côte

## B. CARACTERISTIQUE DU PROJET :

Ce projet consiste :

- à proposer une solution sur le plan technique, économique et financier pour le choix et le dimensionnement d'une installation de climatisation par refroidisseur à absorption alimenté par un champ de capteurs solaires thermiques pour le restaurant et la salle polyvalente de la résidence.
- à prévoir un système de surveillance à distance par télé contrôle notamment.
- à disposer d'un modèle à des établissements similaires.

### a. Description des bâtiments à climatiser :

#### 1. Le restaurant :

C'est un carré de 32,20 m de côté orienté Sud Ouest. L'extérieur du bâtiment est essentiellement vitré. Il est de niveau 1 avec une large terrasse.

Deux (2) portes s'ouvrent vers l'ouest; trois (3) vers l'est; un (1) vers le nord; un (1) vers le sud. Les dimensions des parties sont indiquées sur le tableau 2 suivant.

Restaurant		
local	Surface (m <sup>2</sup> )	Volume (m <sup>3</sup> )
RDC		
Bureau	14.85	52
Resto et Bar	434.6	1520.96
Office	16	56
Vestiaire	14.9	52
Stockage Resto	24	84
Cuisine	96.2	336.7
Supermarché	139.4	487.9
Lingerie	14.85	52
Stockage supermarché	23.4	81.9
Service technique	25.6	89.5
SAS (6)	42	146.5
Bureau supermarché	16	56
Couloir	26.4	92.4
Terrasse resto	196	686,2

**Tableau 1-1: Les dimensions des pièces et terrasses du restaurant**

## 2. La salle polyvalente :

Destinée à accueillir des expositions d'art et des scènes de théâtre, ce bâtiment est d'une superficie de 36,35 x 24,00 m et est orienté Sud Ouest/Nord Est.

**Les dimensions des locaux sont indiquées par le tableau suivant :**

Salle polyvalente		
Nature	Surface (m <sup>2</sup> )	Volume (m <sup>3</sup> )
Salle, scène, arrière scène	552	2374
S.A.S	38.5	165.55

**Tableau 1-2: Les dimensions des pièces et terrasses de la salle polyvalente**

### b. Cahier des charges pour le bilan thermique :

Ce village de vacances doublé d'un complexe hôtelier a pour objectif de jouer un grand rôle dans le secteur économique du village de NDAYANE. En effet, ce projet vise à développer le tourisme dans cette partie de la petite côte dont le potentiel sur ce domaine n'est pas bien exploité. Un ensemble d'activités sera ainsi proposé à une clientèle de type européen; le volet culturel occupera une importante place.

Cette résidence s'étend sur une superficie de 42 500 m<sup>2</sup> et a une capacité de réception de 2680 clients en permanence et 2680 couverts pour le restaurant. L'architecture est d'un style simple et respecte les contraintes de maîtrise et d'économie d'énergie.

Par conséquent, les matériaux utilisés, la structure des bâtiments, l'implantation, l'orientation, l'environnement végétal, sont conçus et réalisés de façon à permettre l'utilisation des phénomènes physiques naturels pour se rapprocher de la zone de confort. La structure et l'orientation des différents bâtiments sont favorables à une intégration des modules photovoltaïques.

Le plan de masse se décompose en plusieurs bâtiments que sont des villas (T2, T3, T4), du restaurant-supermarché, de la salle polyvalente, de la piscine et de l'administration.

- **Orientations des locaux :**

Les bâtiments à climatiser se trouvent à 14°25 de latitude nord et 16°58 de longitude Est. L'étude est faite avec une altitude de 6m.

La façade principale du restaurant étant essentiellement vitrée est orientée vers le Sud Ouest.

( Voir le plan de masse du restaurant **figure A1 de l'annexe A**)

La salle polyvalente par contre ayant peu de vitrage a son la façade orienté au SUD-OUEST comme positionnée dans le plan de masse.

( Voir le plan de masse de la salle polyvalente **figure A2 de l'annexe A**)

- **Description de l'enveloppe :**

La structure est généralement constituée de béton. Tous les ouvrages en béton (semelles, chaînages escaliers, dalles, acrotère etc.....) seront dosés à 350 kg/m<sup>3</sup>.

Les poteaux seront en béton coulé enduit extérieur et intérieur.

Les murs seront en briques creuses, en structure légère.

Les enduits seront dosés à 300 kg/m<sup>3</sup> en 15mm d'épaisseur, la finition sera lissée pour recevoir de la peinture.

Il est prévu aussi des poses de carreaux grés cérame 30x30 ou grés émaillés au sol dans toutes les pièces, mais aussi des carreaux faïence ivoire sur les murs des cuisines avec paille et dans les toilettes jusqu'à la hauteur de 1.80m.

Les menuiseries seront constituées en bois fraqué ou rouge avec une couche d'impression anti-termite.

La peinture sera constituée de deux couches de glycérophthalique sur les boiseries et ouvrages métalliques après préparation et trois couches de vinyliques sur les enduits de ciment.

Les murs sont de couleurs claires.

- **Conditions extérieures de base**

Avec le climat littoral, nous avons fixé une température extérieure de base de 30°C et une humidité relative extérieure de 50%.

- **Conditions intérieures de base :**

Une température de base de 24 °C à 28°C nous paraît être une bonne fourchette. Pour les calculs, on a pris une température intérieure de base de 24 °C avec une humidité relative de 60%.

- **Fenêtres et portes :**

Les fenêtres seront quant à elle vitrées .Les vitres sont simples avec écran intérieur et fonctionnant en continu. Les pré cadres en aluminium seront prévus pour une meilleure exécution des châssis.

Les portes de dimension standard seront en bois.

- **Occupants**

Les activités des occupants dépendent du type de local, le calcul de l'apport des occupants est fait en prenant l'apport global d'enthalpie c'est-à-dire la chaleur correspondant au métabolisme de chaque occupant.

La densité d'occupation moyenne par m<sup>2</sup> pour chaque local est mentionnée dans le **tableau B1 de l'annexe B.**

- **Éclairage :**

L'éclairage est du type luminaires fluorescents encastrés ou non encastrés selon le local.

La durée d'éclairage et le temps écoulé après l'éclairage dépendent aussi du local.

La densité d'éclairage des locaux est donnée dans le **tableau B2 de l'annexe B.**

- **Appareils électriques ou à gaz : Voir le tableau B3 de l'annexe B.**

## CHAPITRE II : LE REFROIDISSEMENT PAR ABSORPTION

Aux énergies traditionnellement utilisées (notamment l'électricité), il est évidemment tentant de substituer une énergie gratuite, en l'occurrence celle qui provient de la récupération de la chaleur solaire. Cependant ce choix va introduire des contraintes technologiques.

En effet, le cycle thermodynamique retenu pour la production frigorifique devra tenir compte du faible niveau thermique de l'énergie ainsi recueillie.

En climatisation solaire, les cycles thermodynamiques les plus utilisés sont les cycles à absorption.

### A. PRINCIPE DE BASE DE LA REFRIGERATION A ABSORPTION

La méthode de réfrigération par absorption utilise un cycle purement thermique qui repose sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration. Pour que l'affinité puisse se manifester et être exploitée, il est nécessaire que l'un des deux corps au moins ne soit pas gazeux, et qu'ils ne soient pas tous deux solides.

L'absorption est l'affinité entre deux fluides (liquide – liquide ou liquide – vapeur).

Le fluide de travail du système est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant, qui ont l'un pour l'autre une forte affinité.

On apporte de la chaleur à une solution de réfrigérant et d'absorbant contenue dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant de la chaleur. L'ensemble générateur - condenseur constitue la partie haute pression du système.

Le réfrigérant liquide accumulé dans le condenseur peut ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression. L'énergie nécessaire à la vaporisation est empruntée au fluide circulant dans l'évaporateur qui va bien évidemment être refroidi.

Après évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur et extraction de chaleur de l'accumulateur froid ou du milieu à réfrigérer, le réfrigérant pénètre dans l'absorbeur; dans celui-ci, la vapeur du réfrigérant se recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en réfrigérant.

Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a

besoin entre le réfrigérant et la solution. La solution résultante, riche en réfrigérant, est recueillie au fond de l'absorbeur et encore pompée dans le générateur pour y maintenir un niveau et une concentration imposés. C'est la pompe de circulation qui assure la différence de pression voulue dans le système.

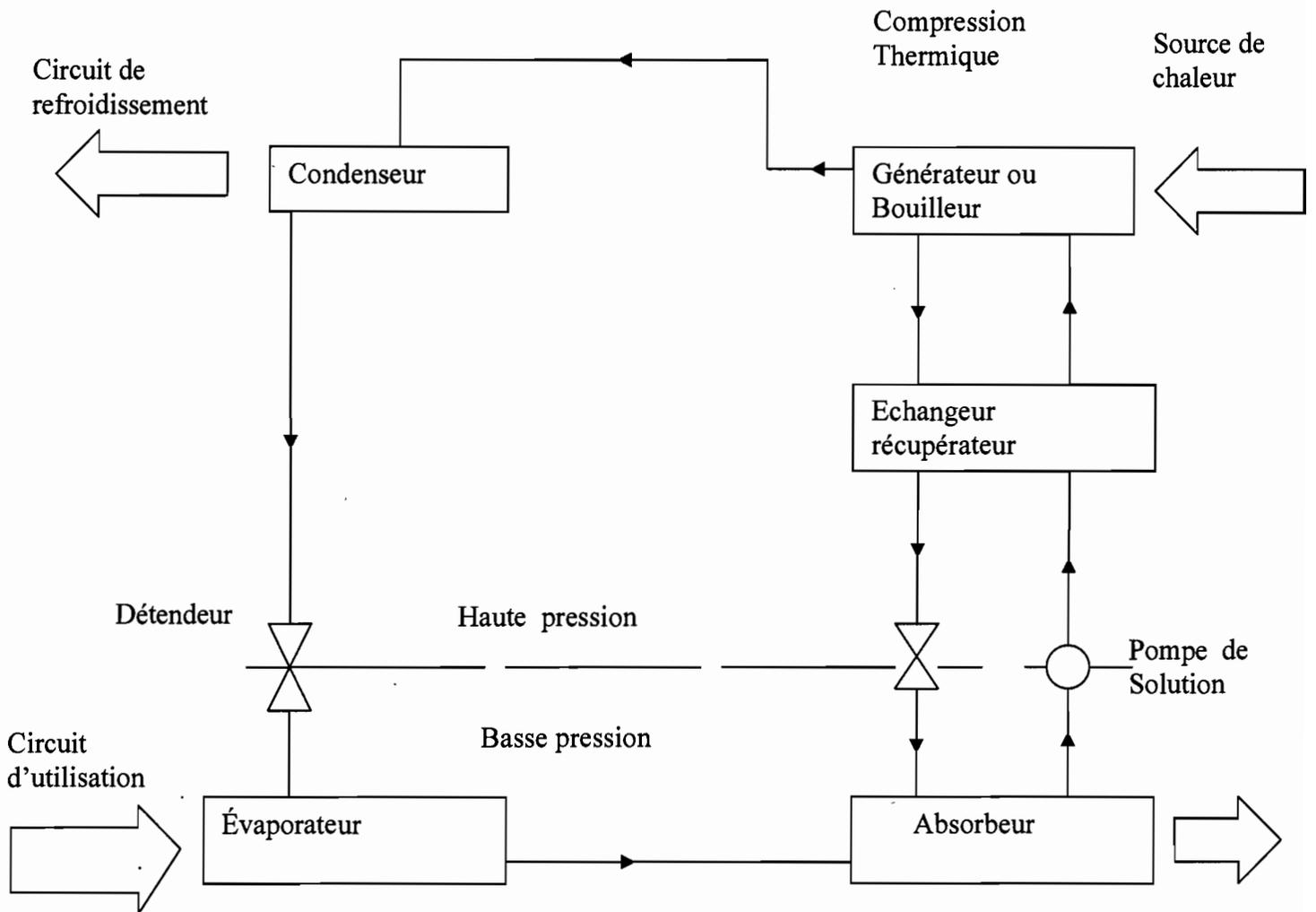
La nécessité de faire circuler de façon continue, d'une part, la solution pauvre en réfrigérant, depuis le générateur à température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part la solution riche en réfrigérant, à contre - courant, suggère l'installation d'un récupérateur, simple échangeur de chaleur méthodique qui minimise les pertes de chaleur de associées aux transferts de fluides entre les deux composants. En l'absence de récupérateur, la charge thermique sur la source de chaleur et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système.

Le refroidisseur à absorption est donc composé essentiellement de:

- un bouilleur
- un condenseur
- un détendeur
- un évaporateur

et une ou deux pompes pour les transferts de solution ainsi que la tuyauterie et la régulation.

Dans ces machines frigorifiques à absorption on trouve les modèles dits <<ouverts>> ou le bouilleur et le condenseur d'une part et l'évaporateur et l'absorbeur d'autre part, sont placés dans des enceintes distinctes. On trouve également des unités <<hermétiques>> ou les quatre organes principaux bien que pressurisés différemment sont regroupés dans la même enveloppe.



**Figure 2-1: Cycle de la réfrigération par absorption**

- Au niveau du bouilleur on a une compression thermique.
- Le liquide ne subit pas de sous refroidissement dans le condenseur.
- La circulation du fluide dans les tuyaux n'engendre pas de pertes de charges.
- Dans l'absorbeur le gaz est instantanément transformé puis mélangé avec la solution venant du bouilleur pour être pompé dans le bouilleur sans variation de température et de pression.

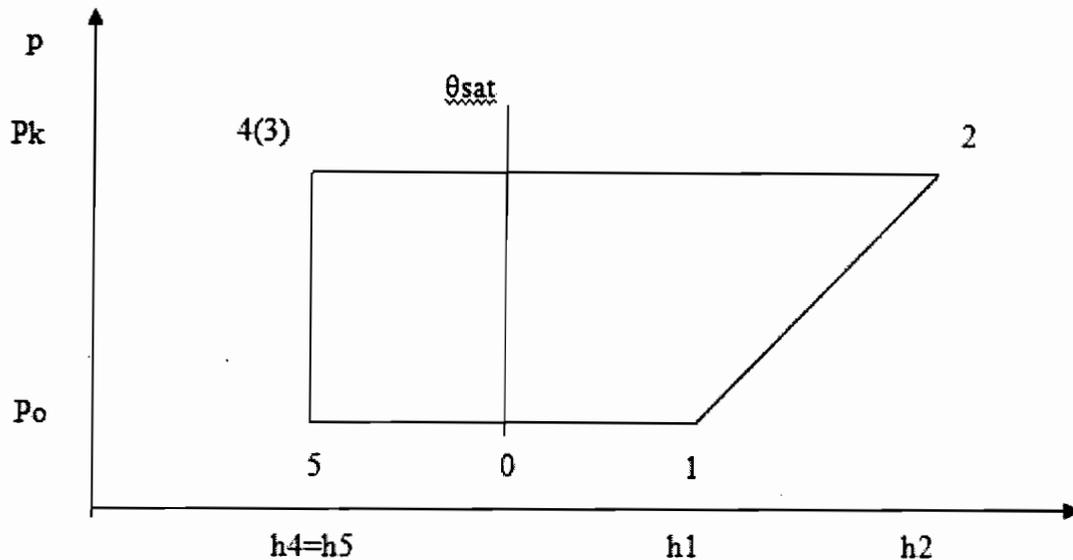


Figure 2-2 : cycle thermodynamique de la solution H<sub>2</sub>O/LiBr

Les conditions de fonctionnement étant définies par :

- Vaporisation : P<sub>o</sub>, θ<sub>o</sub>
- Condensation : P<sub>k</sub>, θ<sub>o</sub>

### B. LES PERFORMANCES DE LA REFRIGERATION A ABSORPTION :

Les performances de la réfrigération à absorption sont déterminées par les températures de ces différentes composantes. Les températures du condenseur et de l'absorbeur dépendent essentiellement de la température disponible pour le rejet de chaleur. La température de l'évaporateur doit être suffisante pour produire le refroidissement et les effets de déshumidification voulus dans l'espace à refroidir. Avec ces trois températures prescrites, la température du générateur et par suite la chaleur nécessaire pour un fonctionnement convenable sont fixées par des considérations thermodynamiques.

Le cycle à absorption fonctionne à trois niveaux de température. Nous trouvons en effet par ordre de température croissante :

- le circuit d'eau glacée (température moyenne : 8°C) ;
- le circuit de refroidissement (température moyenne : 40°C) ;
- le circuit de chauffage du bouilleur (température moyenne : 80°C).

### **C. LES CYCLES THERMODYNAMIQUES :**

Deux combinaisons absorbant-réfrigérant ont déjà trouvé un emploi étendu dans les applications de conditionnement d'air : le système eau-bromure de lithium et le système eau – ammoniac.

#### **a. Le cycle eau /bromure de lithium :**

Dans ce système le bromure de lithium est l'absorbant et l'eau est le réfrigérant .Cette combinaison est très utilisée pour les applications solaires, parce que :

- Elle entraîne des coefficients de performances élevés aux températures de fonctionnement des systèmes solaires.
- Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basses, permettant ainsi des puissances de pompes plus faibles.
- On peut l'utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.

Cependant à cause, de la cherté du bromure de lithium, on ne peut pas l'utiliser comme fluide d'accumulation froide.

#### **b. Le cycle eau /ammoniac :**

Dans ce système, l'eau sert d'absorbant et l'ammoniac est le réfrigérant. Il est nécessaire que dans la machine, il soit prévu une colonne de rectification (séparateur) qui sépare l'eau de l'ammoniac avant le passage de ce dernier dans le condenseur.

L'emploi de l'ammoniac dans les bâtiments est limité par des réglementations de construction, parce qu'il forme avec l'air des mélanges détonants.

### **D. AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE LA REFRIGERATION PAR ABSORPTION**

#### **a. Avantages :**

- Pas de fluide frigoporteur nocif pour l'environnement.
- Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- Maintenance simplifiée.
- Coût énergétique intéressant par rapport à l'électricité (à peu près équivalent l'été mais nettement moins cher l'hiver).
- Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique)

— Le poids et l'encombrement limités.

**b. Inconvénients :**

— son coefficient de performance est variable.

— Problèmes de production pour les températures en dessous de 0°C.

— Le liquide absorbant utilisé peut se cristalliser et rendre le circuit non opérationnel.

## CHAPITRE III : LA CENTRALE DE CLIMATISATION

Les centrales de climatisation sont conçues pour refroidir les grands bâtiments. Elles permettent d'alimenter en air conditionné les locaux qui sont soumis aux mêmes conditions d'exploitation.

### A. DEFINITION :

Un système de climatisation est l'ensemble des équipements dont les fonctions essentielles sont :

- Conditionner l'air à des caractéristiques données (température sèche ou humide, l'humidité absolue, la pureté de l'air...)
- Distribuer l'air traité dans les locaux par le biais de conduites et équipements terminaux.

Un procédé de climatisation est défini par le principe de conditionnement de l'air auquel la centrale fait appel.

### B. LES PROCEDES DE CLIMATISATIONS :

Ils peuvent être classés selon la nature du fluide primaire utilisé :

- Les procédés utilisant uniquement l'air : procédé tout air
- Ceux utilisant uniquement l'eau : procédé à eau pulsée
- Ceux utilisant l'eau et l'air : procédé mixte

#### a. Procédé tout air :

Dans ce cas aucun équipement de refroidissement et de déshumidification n'est nécessaire dans les locaux à climatisés. L'air conditionné et préparé par les équipements centralisés est envoyé directement dans les locaux. Il peut s'appliquer à la climatisation de confort des bâtiments requirant le contrôle individuel de plusieurs zones comme dans les écoles, les bureaux, les hôpitaux, les laboratoires et les hôtels.

Par le mode de distribution on distingue :

— Les systèmes à un seul conduit et à volume d'air constant (VAC) : ces systèmes fournissent directement l'air traité aux bouches de soufflage. Exemples :

- Les systèmes compacts (les climatiseurs individuels, les armoires de climatisations)

- Les systèmes dissociés (les systèmes uni zones sans réchauffage terminal au niveau du local) qui se divisent en plusieurs catégories : centrales de traitement d'air uni zones, centrales de traitement d'air uni zones installées à l'extérieur (Roof top, les centrales uni zones avec réchauffage terminal qui travaillent en fonction des saisons.
- Les systèmes à un seul conduit et volume d'air variable(VAV) : Pour ce système nous avons une température constante mais un débit variable et l'air est soufflé directement dans les locaux
- Les systèmes de déplacement à une conduite : ces systèmes apportent de l'air, tout près du plafond à faible vitesse, à une température en dessous de la température intérieure du local. Le déplacement de l'air est alors amorcé de bas en haut par les apports de chaleur en provenance des occupants et équipements. Il peut aussi l'être par l'évacuation de l'air repris.
- Les systèmes à deux conduits (dual duct) : à partir du caisson, le système alimente deux gaines en air à des conditions différentes (de l'air refroidi d'un côté et l'air chaud de l'autre). Une boîte terminale au niveau de chaque local mélange les deux airs dans les proportions pour satisfaire les conditions de confort.
- Les systèmes multizones : ils fournissent de l'air traité à plusieurs zones à partir d'un seul caisson installé de façon centrale. Les conditions requises dans chaque zone sont satisfaites en mélangeant de l'air refroidi et de l'air réchauffé à travers les dampers de zone dans le caisson. L'air ainsi traité est distribué par le biais d'un réseau de conduites à raison d'une gaine par zone

#### **b. Procédé à eau pulsée :**

L'eau glacée produite par la centrale est envoyée aux niveaux des équipements terminaux et ces derniers l'utilisent pour faire le traitement de l'air avant de le souffler dans le local.

On distingue :

- Les systèmes à ventilo-convecteurs ou unités compactes autonomes: surtout utilisés pour climatiser les locaux excentrés ou comme équipement d'appoint.
- Les systèmes de rafraîchissement des locaux : ils permettent seulement de diminuer les charges intérieures par un rafraîchissement de l'air.

**NB** : ces systèmes ne peuvent être utilisés dans notre étude car l'investissement est trop élevé.

### **c. Procédé mixte :**

Les équipements centralisés fournissent l'eau glacée et l'air pulsés et distribués aux équipements terminaux qui sont dans les locaux à climatiser. On distingue selon l'appareil terminal :

- Les systèmes à induction à ejecto- convecteurs : l'air est pulsé dans le caisson de l'ejecto-convecteur et par induction, une quantité d'air repris est mélangé a celui-ci pour garantir les conditions de confort.
- Les systèmes 100% air avec réchauffage ou refroidissement terminal : c'est le même procédé que les systèmes tout air.

Du fait du nombre important de locaux à desservir adéquatement et le nombre important de fenêtres dans le bar restaurant, il n'est pas préconisé d'utiliser les systèmes VAC.

Le coût de l'installation et d'exploitation étant très élevé pour les systèmes à induction, à deux conduits et les systèmes multizones, nous utiliserons pour notre cas le système à un seul conduit et volume d'air variable (VAV). Ainsi il permet de répondre aux besoins des locaux desservis et un contrôle précis de la température lorsqu'il est utilisé pour des applications normales. Il donne aussi une grande flexibilité dans l'aménagement des locaux, le gaspillage d'énergie est infime et les frais de fonctionnements sont peu élevés avec une durée de vie comprise entre 20 et 30 ans.

Etant donné qu'on peut satisfaire les conditions de confort avec l'air venant directement des équipements centraux, la variante la plus appropriée pour notre cas est le système à un seul conduit et volume d'air variable(VAV) sans réchauffage terminal.

## **C. LE SYSTEME A UN SEUL CONDUIT ET VOLUME D'AIR VARIABLE (VAV) SANS RECHAUFFAGE TERMINAL :**

### **a. Principe de fonctionnement**

L'eau glacée provenant de la machine à absorption cède ses frigories à l'air provenant de la chambre de mélange. Cet air traverse ensuite l'humidificateur et le séparateur de gouttes qui sont situés à la sortie du caisson de traitement d'air.

Après traitement de l'air et selon les conditions climatiques imposées dans les différents bâtiments, l'air traité peut être envoyé aux locaux, à un débit variable en fonction des charges, par un réseau de gaines.

L'envoi de l'air conditionné est assuré par un ventilateur de soufflage placé au niveau de chaque local et l'air vicié est repris par un autre ventilateur dit de reprise. Une partie de l'air repris sera rejetée et l'autre partie sera mélangée avec l'air neuf au niveau de la chambre de mélange et le processus reprend ainsi de suite. L'air délivré par la centrale est toujours conditionné, rafraîchi et déshumidifié.

Les pertes de chaleur observées au niveau des longues gaines peuvent être compensées par des réchauffeurs indépendants de la centrale et placés dans certaines portions de gaine.

Avec cette installation, la climatisation des différents locaux peut être assurée sans une très grande difficulté.

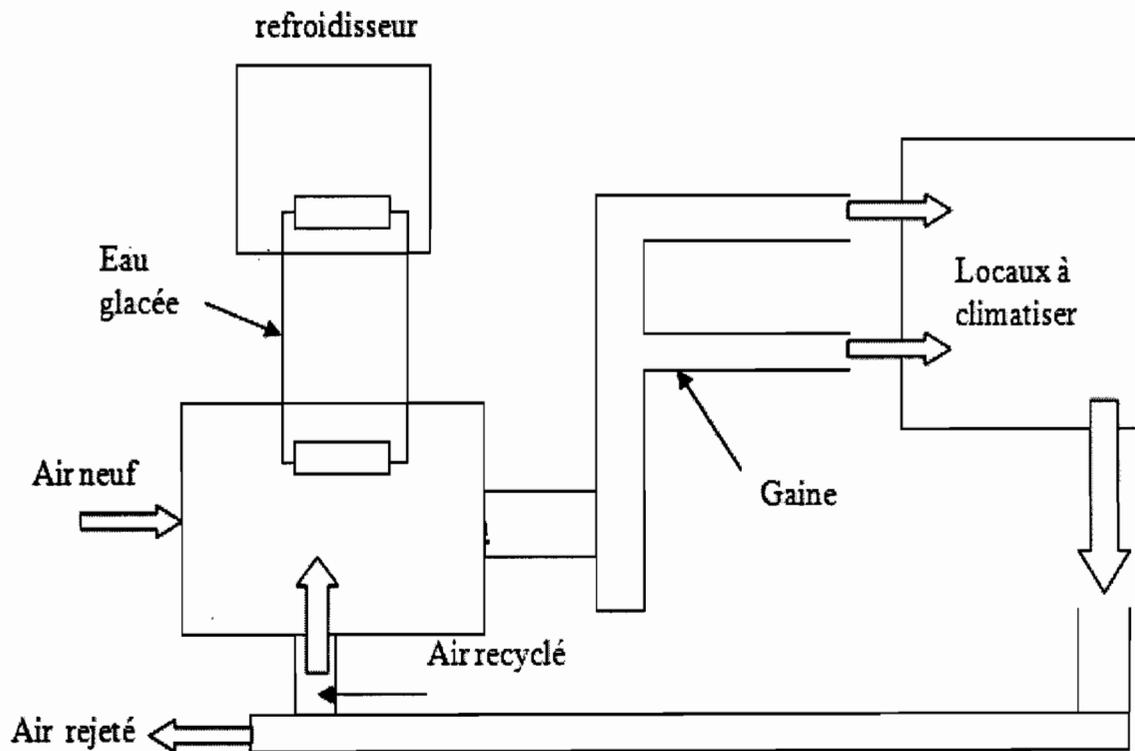


Figure 3-1:Schéma de principe d'une centrale de climatisation

**b. La centrale :**

La centrale de climatisation est essentiellement constituée d'éléments qui peuvent être regroupés dans une pièce commune appelée chambre de climatisation ou local technique.

La figure 3.2 montre le trajet de l'air à conditionner qui fait intervenir les éléments suivants :

- une machine à absorption qui fournit la puissance frigorifique
- un caisson central de traitement d'air constitué de :
  - la chambre de mélange : reliée aux entrées de l'air venant de l'extérieur et de l'air recyclé, elle permet de faire le mélange des deux airs dans les proportions désirées afin de réduire les besoins en eau de refroidissement ;
  - le filtre principal : utilisé pour épurer l'air du mélange, il vient après la chambre de mélange ;
  - un serpentin de refroidissement : permet, par l'intermédiaire de l'eau glacée, le refroidissement et la condensation de l'air provenant de la chambre de mélange ;
  - un humidificateur d'air : utilisé pour conditionner l'air à un niveau d'humidité relative compatible avec les normes de confort. En effet les systèmes de ventilations ne permettent pas d'humidifier ou déshumidifier l'air.
  - le séparateur de gouttes : il empêche des gouttes d'eau venant de la chambre de dépoussiérage de pénétrer dans le circuit d'air. Il est situé au niveau de la sortie du caisson traitement d'air.
- un ventilateur de soufflage : encore appelé ventilateur de zone, il envoie l'air à travers les gaines de distribution afin de créer les conditions de confort ;
- un ventilateur de reprise : il reprend l'air vicié des locaux et le propulse au travers des conduits d'extraction et de recyclage.
- un réseau de conduits à basse vitesse distribuant l'air aux locaux
- des diffuseurs terminaux (bouches de soufflage) permettant une répartition correcte de l'air soufflé.

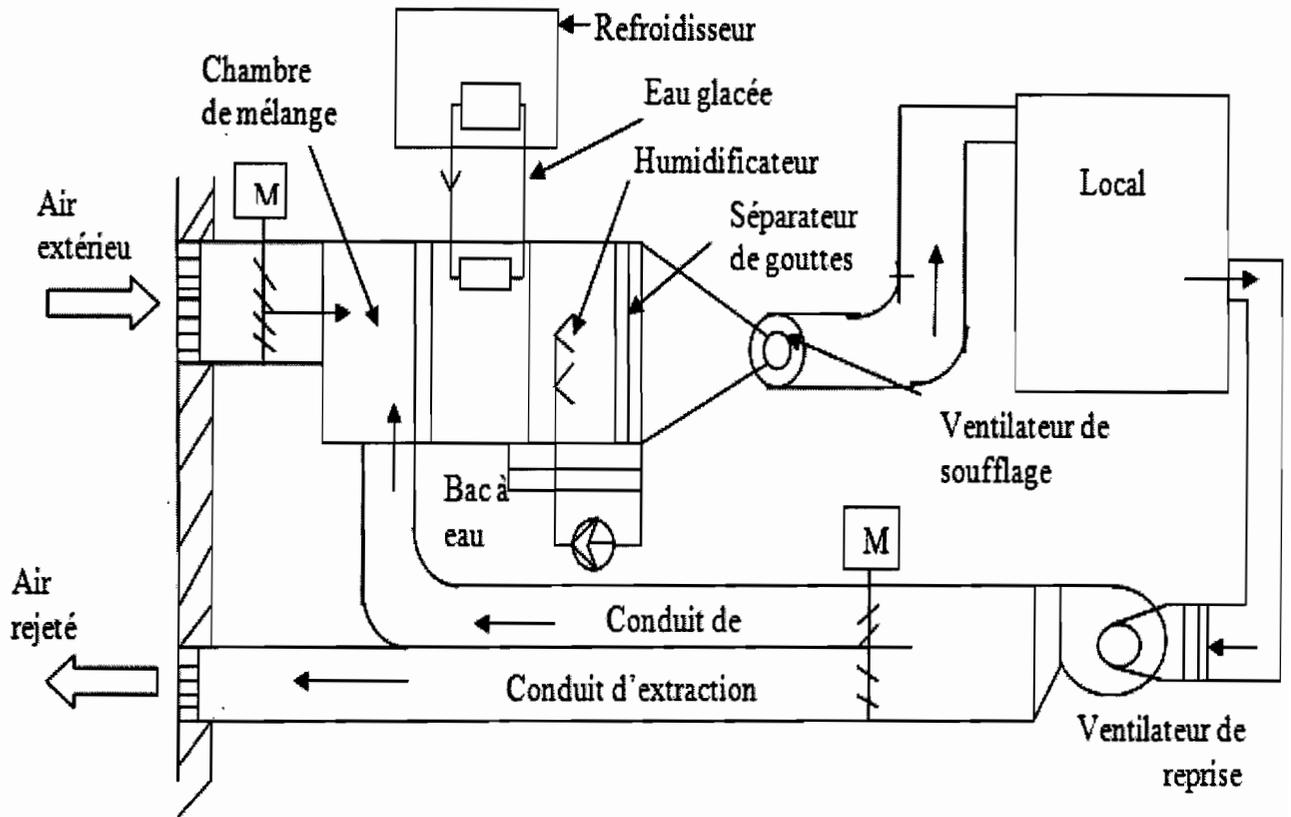


Figure 3-2: Eléments d'un ensemble de climatisation centralisée

## CHAPITRE IV: CALCUL DES CHARGES DE CLIMATISATION

### A. GENERALITES :

L'évaluation des charges thermiques est à la base du dimensionnement des équipements à installer. La charge totale doit être inférieure à la puissance de l'équipement prévu pour la climatisation afin que celui-ci puisse vaincre les charges maximales à chaque moment.

Les charges de climatisation sont classées en deux catégories :

- Les charges dues à l'environnement intérieur : essentiellement constituées par les dégagements ou gains à l'intérieur même du locaux climatisés (occupants, éclairage et autres équipements);
- Les charges dues à l'environnement extérieur : ce sont les apports de chaleur sensible dus à l'ensoleillement et à la conduction à travers les parois extérieures et les infiltrations d'air.

### B. LES CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT INTERIEUR:

A l'intérieur des locaux à climatisés, elles produisent des dégagements de chaleur (enthalpie) et d'humidité. Leur importance dépend de l'utilisation à laquelle les locaux sont destinés.

Ces gains sont en général continus c'est-à-dire qu'ils sont constants pendant la période d'exploitation des bâtiments et ont principalement pour origine :

- Les occupants;
- L'éclairage;
- Les machines électriques;
- Les tuyauteries;
- Le processus industriel.

#### a. Charges dues aux occupants :

L'être humain est assimilé à un générateur de chaleur dont une partie de l'énergie est dissipée dans son milieu ambiant sous forme de chaleur.

Les données des taux d'occupation des locaux sont d'une grande nécessité pour le calcul de ces charges.

Les apports dus aux occupants sont :

$$\text{— Enthalpie : } Q_{oc} = n. C. q_s \quad (4.1)$$

$$\text{— Humidité : } M_{oc} = n. C. m_h \quad (4.2)$$

Où l'on a

**n** est le nombre d'occupants

**C** : le coefficient de correction qui tient compte du temps d'occupation donné par le **tableau C.1** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C**.

**q<sub>s</sub>** : apport d'enthalpie par personne qui tient compte du métabolisme des occupants en W/personne.

**m<sub>h</sub>** : apport d'humidité exprimé en g/h. personne et dépend de la température sèche du local.

Le **tableau C.2** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C** donne les apports dus aux occupants.

On devra diminuer les valeurs de ce tableau:

- pour les femmes, de 20%
- pour les enfants, de 20 à 40%
- pour un public mixte, de 10%

Le **tableau B.1** <sup>[15]</sup> **de l'annexe B** donne les valeurs des occupations moyennes des différents locaux.

#### **b. Charges dues à l'éclairage :**

L'éclairage intérieur des locaux à climatiser est source de dégagement de chaleur sensible.

Il existe actuellement deux types de lampes :

- Les lampes à fluorescence
- Les lampes à incandescence

Le refroidissement des luminaires s'impose dans les locaux où la puissance d'éclairage est grande. Et dans ce cas il se fait par circulation d'air ou d'eau et les lampes sont encastrées dans un faux plafond par lequel s'effectue la reprise d'air du local.

Cependant on calcule les apports dus à l'éclairage par la relation suivante :

$$Q_e = E. S. M \quad (4.3)$$

Où

**E** : est le niveau d'éclairage du local donné au **tableau B2** <sup>[15]</sup> **de l'annexe B.**

**S** : est la surface du local en m<sup>2</sup>

**M** : le coefficient de correction qui tient compte du type d'éclairage, de sa durée et du type de construction donné au **tableau C3** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C.**

**NB** : on majorera de 20% ces apports pour tenir compte de la puissance absorbée par les supports lorsque les lampes ne sont pas encastrées.

### c. Charges dues aux machines électriques :

Les machines électriques rencontrées dans les locaux climatisés sont diverses. Elles dégagent toutes une quantité de chaleur mais certaines, en plus, apportent de l'humidité.

Ainsi elles peuvent être classées en deux groupes :

- Celles qui ne modifient pas l'humidité : elles sont essentiellement constituées de machines de bureau et dégagent l'équivalent calorifique de la puissance électrique absorbée.
- Celles qui modifient l'humidité du local à climatiser : caractérisées par un apport d'enthalpie et d'humidité dans le local où elles sont installées.

Dans le cas où ces apports sont importants, on a intérêt à mettre en place une extraction mécanique localisée qui permettra une diminution importante de ces apports dans le local.

Le **tableau C4** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C** donne les apports d'enthalpie et d'humidité de divers appareils.

### d. Charges dues à la tuyauterie:

L'air destiné aux locaux est amené par les conduites qui traversent ces derniers.

La tuyauterie dans laquelle circule cet air froid apporte des frigorifiques aux locaux traversés par transfert de chaleur.

Cette absorption frigorifique est donnée par la relation suivante :

$$Q_{tuy} = k.l. (\theta - \theta_i) \quad (4.4)$$

Avec

**k** : coefficient linéique d'absorption de la tuyauterie en W/m °C

$l$  : longueur de la tuyauterie mesurée à l'intérieur du local en m

$\theta$  : température de l'air circulant dans la tuyauterie en °C

$\theta_i$  : température intérieure du local en °C

#### e. Charges dûes au processus industriel:

On rencontre en général deux processus dans les études de climatisation :

- la combustion des appareils à gaz ;
- l'évaporation des surfaces d'eau.

Les équipements prévus dans le restaurant sont tous des appareils à gaz raccordés chacun à un conduit d'évacuation. Donc l'apport dans le local est entièrement sous forme enthalpie et est donné par :

$$Q_{pi} = 0.2P_e \quad (4.5)$$

Avec

$P_e$  la puissance nominale de l'appareil à gaz en W.

### C. LES CHARGES DUES A L'ENVIRONNEMENT EXTERIEUR :

Elles sont dues aux influences des facteurs climatiques sur notre environnement.

Ces charges peuvent se classer en trois catégories :

- celles dues au rayonnement solaire
- celles dues aux échanges thermiques par les parois extérieures
- et celles dues aux infiltrations d'air extérieur.

#### a. Charges dues au rayonnement solaire sur les vitrages:

L'apport à travers les vitrages est donné par la relation suivante :

$$Q_v = k_1 \cdot N \cdot k_2 \cdot S \cdot Q_{\max} \quad (4.6)$$

Où :

$k_1$  : coefficient d'encadrement

- $k_1=1.17$  pour un encadrement métallique ;
- $k_1=1$  pour un encadrement non métallique.

$k_2$  : coefficient de correction des apports effectifs pour tenir compte de l'altitude et du trouble de l'atmosphère donné au **tableau C5** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C** ;

$N$  : coefficient de correction affectant les apports effectifs d'un vitrage simple donné au **tableau C6** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C** ;

$S$  : la surface brute du vitrage en  $m^2$  ;

$Q_{max}$  : apport effectif du vitrage en  $W/m^2$  donné dans les **tableaux C7 à C12** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C**.

#### b. Charges dues aux échanges thermiques par les parois extérieures:

Au niveau des parois extérieures, il règne un échange de chaleur par transmission. Le rayonnement solaire constitue la source prédominante de ce transfert.

Ces apports sont calculés par la relation suivante, en procédant paroi par paroi :

$$Q_{pe} = K \cdot S_{pe} \cdot \Delta\theta_{ev} \quad (4.7)$$

Avec :

$K$  : coefficient global de transfert de chaleur en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$S_{pe}$  : aire de la paroi à travers laquelle se fait l'échange de chaleur en  $m^2$

$\Delta\theta_{ev}$  : écart virtuel de température en  $^\circ C$

Dans les calculs, on utilise l'écart virtuel de température corrigé donnée par :

— pour les murs :

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = (\Delta\theta_{ev} + LM) \cdot K_c + (25.5 - \theta_{ir}) + (\theta_e - 29.4) \quad (4.8)$$

Avec :

$LM$  : facteur correctif latitude –mois donné par le **tableau C13** <sup>[15]</sup> **de l'annexe C**

$K_c$  : facteur correctif lié à la couleur

- $K_c=1$  pour une coloration sombre

- $K_c=0.83$  pour une couleur médiane (vert, jaune, bleu)

- $K_c=0.65$  pour une couleur claire

— pour les vitrages :

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = \Delta\theta_{ev} + (25.5 - \theta_{ir}) + (\theta_e - 29.4) \quad (4.9)$$

Avec :

$\theta_{ir}$  : température de l'air à l'intérieur du local

$\theta_e$  : température de l'air de l'extérieur

$\Delta\theta_{ev}$  : donné par le **tableau C14** <sup>[15]</sup> de l'annexe C.

### c. Charges dues aux infiltrations d'air extérieur:

L'air extérieur qui pénètre dans le local climatisé provoque des variations d'enthalpie et d'humidité. Ces gains ou pertes sont donnés par les relations suivantes :

$$\text{— enthalpie : } Q_e = q_{mas,v}(h_e - h_i) \quad \text{en } W \quad (4.10)$$

$$\text{— humidité : } M = q_{mas,v}(\Gamma_e - \Gamma_i) \quad \text{en } kg/s \quad (4.11)$$

$q_{mas,v}$  : débit massique d'air sec d'infiltration ou de ventilation directement introduit dans le local à climatiser sans être traité en kgas/s

On peut calculer  $q_{mas,v}$  de la manière suivante :

$$q_{mas,v} = q_{mas} \cdot V \quad (4.12)$$

Avec :

$q_{mas}$  : débit massique d'infiltration par  $m^3$  de local donné au tableau suivant :

$V$  : volume du local à climatiser en  $m^3$

$h_e, h_i$  : enthalpie spécifique de l'air extérieur ou intérieur en J/kgas

$\Gamma_e, \Gamma_i$  : teneur en humidité de l'air extérieur ou intérieur en kg/kgas

Nombre de parois extérieures ayant des fenêtres ou des portes	Débit massique d'infiltration en (kg/h.m <sup>3</sup> de local)
1	1.1
2	1.8
3	2.2
4	2.5

**Tableau 4-1: Débits massiques moyens d'infiltrations dus aux portes et fenêtres extérieures (Source : [15])**

L'évaluation des apports dans chaque local est effectuée sur des feuilles de calcul données en **annexe D**.

Les résultats sont recueillis dans les tableaux suivants :

➤ **Pour le restaurant :**

local	charges			
	Enthalpie		Humidité	
	(W)	(%)	(g/h)	(%)
bar	78 093,5	26,5	23 543,5	58,0
Stockage restaurant	851,2	0,3	375,8	0,9
Bureau Sud-est	2 489,5	0,8	465,9	1,1
Vestiaire	307,1	0,1	141,3	0,3
cuisine	139 159,8	47,3	2 462,8	6,1
Salle étage	44 996,3	15,3	10 614,9	26,1
Bureau supermarché	310,6	0,1	82,0	0,2
lingerie	7 745,1	2,6	369,0	0,9
service technique	1 980,6	0,7	561,6	1,4
stockage supermarché	1 356,6	0,5	336,2	0,8
office	7 723,3	2,6	298,0	0,7
supermarché	9 273,5	3,2	1 345,6	3,3

**Tableau 4-2 : Charges à vaincre au niveau des locaux du restaurant**

Enthalpie totale  $H_0 = 294287,1W$

Humidité  $M_0 = 40596,6 g/h$

➤ **Pour la salle polyvalente :**

local	charges	
	Enthalpie (W)	Humidité (g/h)
Salle polyvalente	101031,8	38889,8

**Tableau 4-3: Charges à vaincre au niveau des locaux de la salle polyvalente**

Enthalpie totale  $H_0 = 101031,8W$

Humidité  $M_0 = 38889,8g/h$

## CHAPITRE V: LE TRAITEMENT DE L'AIR

### A. DEFINITIONS :

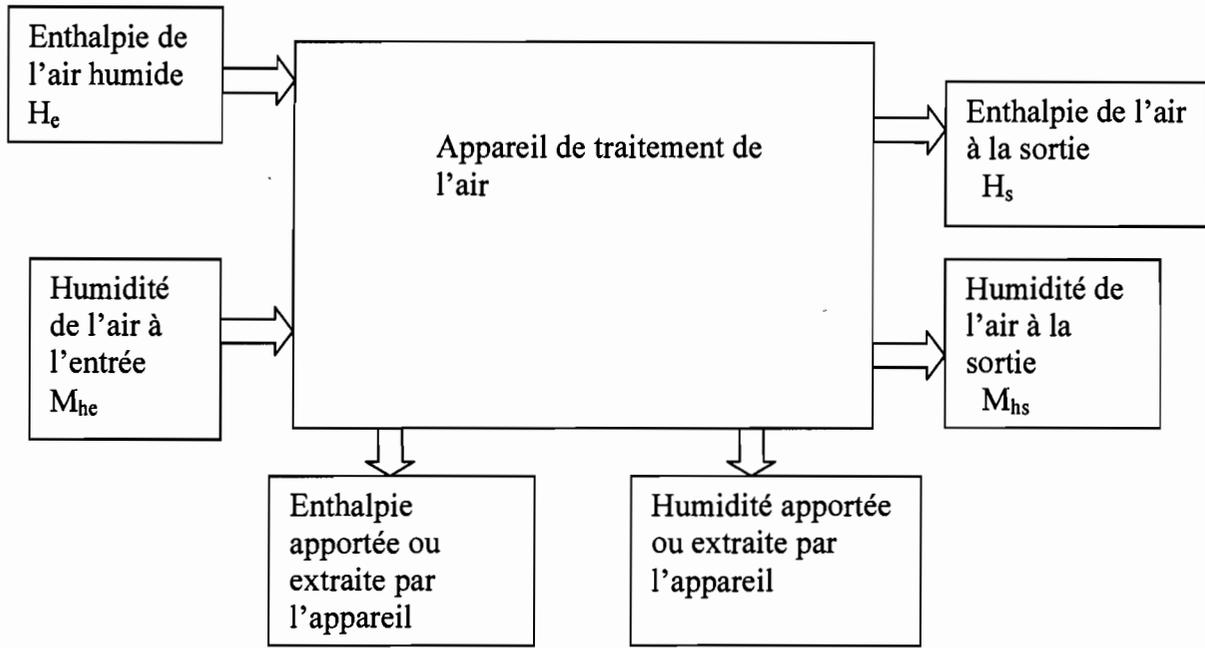


Figure 5-1 : Schéma du traitement global de l'air

Nous admettons la convention suivante pour le schéma d'un traitement global de l'air:

Lorsque l'enthalpie et l'humidité seront fournies au cours d'un traitement d'air, elles constituent un <<gain>>et seront considérées positives. Et en cas d'extrait, elles seront considérées négatives.

- $H$  : enthalpie
- $M_h$  : quantité d'humidité contenue dans l'air humide
- $q_{mas}$  : le débit masse d'air sec entrant dans l'appareil
- $h$  : enthalpie spécifique de l'air [J/kgas]
- $\Gamma$  ou  $r$ : la teneur en humidité ou humidité spécifique de l'air [kg/kgas]

$$\bullet \quad H = h \times q_{mas} \quad (W) \quad (5.1)$$

$$\bullet \quad M_h = \Gamma \times q_{mas} \quad (kg/s) \quad (5.2)$$

- les indices: e pour (entrée), s pour (sortie).

$$\bullet \quad H_s = H_e + H_0 \quad (5.3)$$

$$\bullet \quad M_{hs} = M_{he} + M_0 \quad (5.4)$$

•  $M$  : quantité d'humidité apportée ou extraite par heure dans l'appareil en [kg/s]

$$\bullet \quad H_0 = q_{mas} (h_s - h_e) \quad (5.5)$$

$$\bullet \quad \Gamma_s - \Gamma_e = \frac{M_0}{q_{mas}} \quad (5.6)$$

### B. CARACTERISTIQUES DE L'AIR TRAITE :

Ces caractéristiques à l'intérieur des locaux à climatiser et dans l'air ambiant sont connues. De même les caractéristiques de l'air soufflé sont aussi connues. L'air neuf admis est mélangé à de l'air recyclé avant d'être traité pour être par la suite soufflé au niveau du local. Pour connaître la portion d'air à recycler nous allons déterminer le taux de renouvellement d'air neuf. Le taux de renouvellement d'air neuf est donné par :

$$Tan = \frac{(q_{mas})_{an}}{q_{mas}} \quad (5.7)$$

$q_{(mas)an}$  = débit masse d'air neuf à admettre

$q_{mas}$  = débit d'air à souffler dans les locaux

#### — Pour le restaurant :

L'air neuf est calculé en fonction du nombre d'occupants des locaux et de leurs besoins individuels en oxygène. En effet, l'air conditionné, en plus de vaincre les charges thermiques dans les locaux, permet d'apporter toute la quantité nécessaire en oxygène. Nous déterminons cette quantité d'air neuf au niveau de chaque local et ensuite nous faisons la somme pour le besoin total.

locaux	Débit d'air neuf par occupant (m <sup>3</sup> /h,pers)	Nombre d'occupants	Débit total (m <sup>3</sup> /h)
Bar (salle RDC et Terrasse)	30	421	12630
office	30	4	120
cuisine	30	8	240
vestiaires	25	2	50
Service technique	25	2	50
Stockage restaurant	22	1	22
bureau	25	2	50
supermarché	22	1	22
Stockage supermarché	22	1	22
lingerie	22	2	44
Bureau	25	1	25
Salle de spectacle	30	552	16560

**Tableau 5-1 : Débits d'air neuf exigés au niveau des locaux**

(Source : [15])

Le débit volumique d'air neuf total pour le restaurant est  $q_{vr} = 13275 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Pour l'ensemble des locaux à climatiser, le volume spécifique de l'air est  $v_h = 0,856 \text{ m}^3/\text{kgas}$  pour  $\Theta_i = 24^\circ\text{C}$  et  $\varphi_i = 60\%$  on a.

Nous en déduisons  $q_{mas \text{ an}} = 4,3078 \text{ kgas/s}$ .

L'enthalpie  $H_o = 294,287 \text{ kW}$  et l'humidité  $Mo = 40.596 \text{ kg/h}$

En se fixant un écart de soufflage de  $8^\circ\text{C}$  entre l'air soufflé et l'air du local on a le débit massique d'air sec  $q_{mas} = 33,276 \text{ kgas/s}$ .

Ce qui donne un taux de renouvellement d'air sec **Tan = 12,95%**.

Pour connaître la proportion d'air neuf mélangé avec l'air recyclé, nous appliquons la relation selon laquelle la quantité d'enthalpie cédée par l'air neuf est identique à la quantité reçue par l'air recyclé. Ainsi nous obtenons les relations suivantes :

$$q_{mrc} h_{rc} + q_{man} h_{an} = q_{mas} h_m \quad (5.8)$$

$$q_{mrc} + q_{man} = q_{mas} \quad (5.9)$$

$$h_m = (1 - Tan) h_{rc} + Tan h_{an} \quad (5.10)$$

$$\Gamma_m = (1 - Tan)\Gamma_{rc} + Tan \Gamma_{an} \quad (5.11)$$

$q_{mrc}$ : débit masse d'air à recyclé

$h_{rc}$ : enthalpie massique d'air recyclé

$h_m$ : enthalpie massique du mélange d'air neuf et d'air recyclé

$\Gamma_m$ : humidité absolue du mélange d'air neuf et d'air recyclé

$h_{an}$ : enthalpie massique d'air neuf

$Tan$ : taux de renouvellement d'air neuf

On a:  $h_{rc} = 52.65 \text{ kJ/kgas}$        $\Gamma_{rc} = 0,0112 \text{ kg/kgas}$

$h_{an} = 64.20 \text{ kJ /kgas}$        $\Gamma_{an} = 0, 01331 \text{ kg/kgas}$

L'application des formules (5.10) et (5.11) nous donne :

**$h_m = 54.25 \text{ KJ/ kgas}$ ,       $\Gamma_m = 0,01149 \text{ kg/kgas}$ .       $h_s = 43.72 \text{ kJ/kgas}$**

On en déduit :  $\Theta_m = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Phi_m = 59 \%$ ,  $v_{hm} = 0.8593 \text{ m}^3/\text{kgas}$

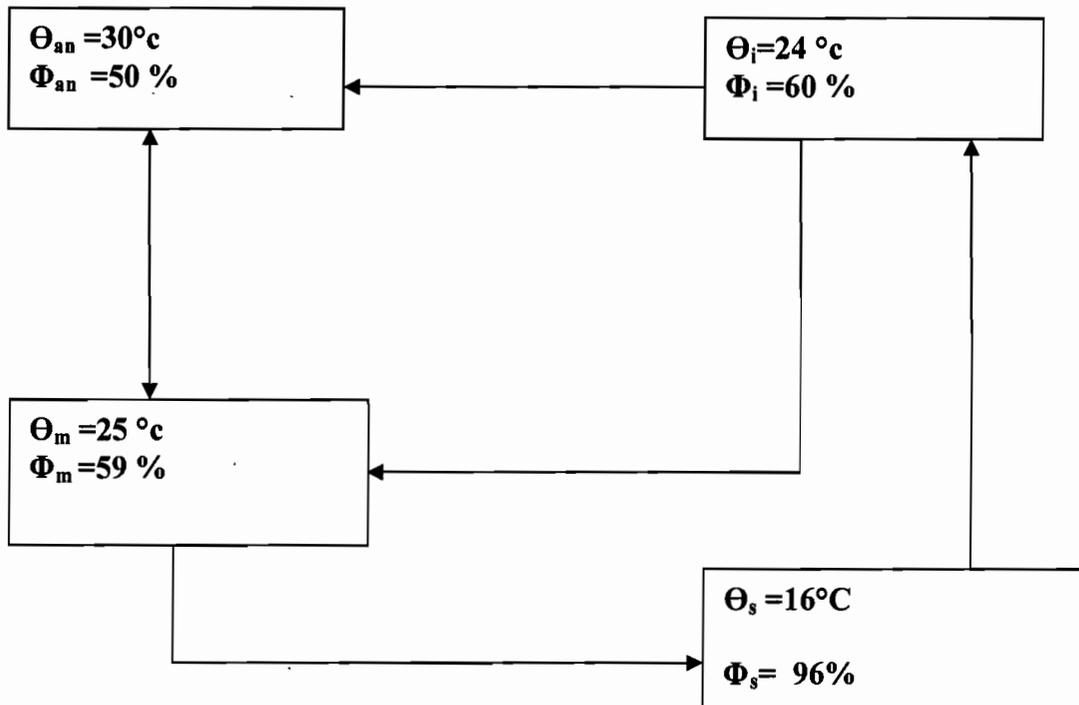


Figure 5-2a: Diagramme de conditionnement de l'air pour le restaurant

— Pour la salle polyvalente :

Le débit volumique d'air neuf total pour la salle polyvalente est  $q_{vsp} = 16560 \text{ m}^3/\text{h}$

Pour l'ensemble des locaux à climatiser, le volume spécifique de l'air est  $v_h = 0,856 \text{ m}^3/\text{kgas}$

pour  $\Theta_i = 24^\circ\text{C}$  et  $\phi_i = 60\%$  on a. Nous en déduisons donc :  $q_{mas \text{ an}} = 5,375 \text{ kgas/s}$ .

Pour une charge enthalpique de  $H_o = 101,05 \text{ kW}$  et une humidité de  $M_o = 38,9 \text{ kg/h}$

En se fixant un écart de soufflage de  $8^\circ\text{C}$  entre l'air soufflé et l'air du local on a le débit massique d'air sec  $q_{mas} = 11.313 \text{ kgas/s}$ .

Ce qui donne un taux de renouvellement d'air sec  $T_{an} = 47.6 \%$ .

$$h_{rc} = 52.65 \text{ kJ/kgas} \quad \Gamma_{rc} = 0,0112 \text{ kg/kgas}$$

$$h_{an} = 64.20 \text{ kJ/kgas} \quad \Gamma_{an} = 0,01331 \text{ kg/kgas}$$

L'application des formules (5.12) et (5.13) nous donne :

$$h_m = 58.196 \text{ kJ/kgas} \quad \Gamma_m = 0,0122 \text{ kg/kgas}$$

On en déduit :  $\Theta_m = 26.91^\circ\text{C}$   $\Phi_m = 55\%$ .  $h_s = 44.31 \text{ kJ/kgas}$

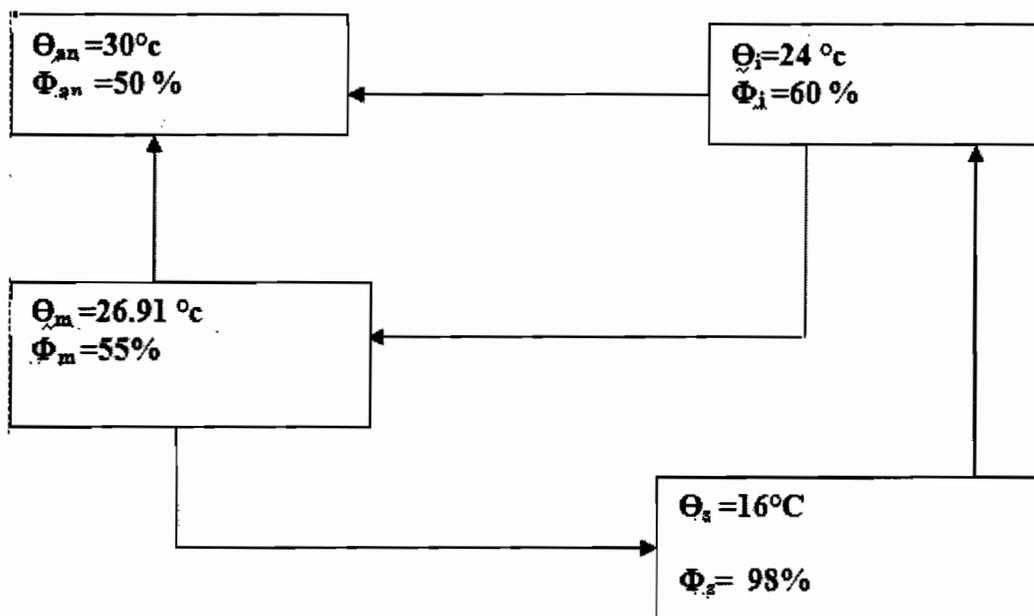
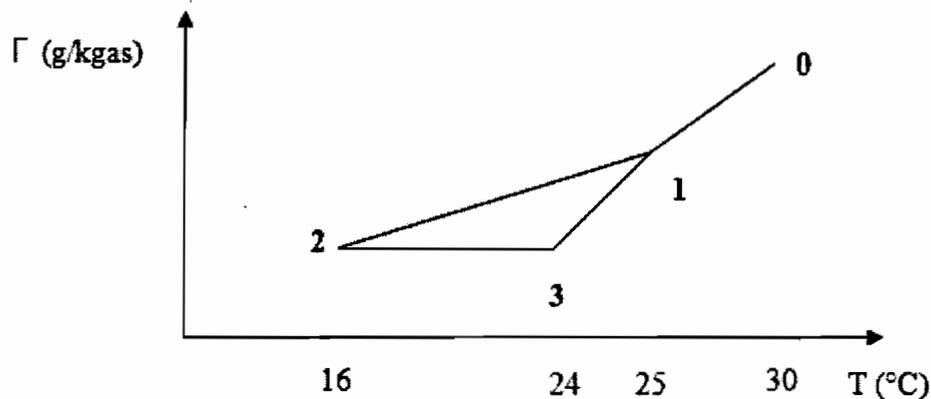


Figure 5-2b : Diagramme de conditionnement de l'air pour la salle polyvalente

La représentation de ces différents points nous donne le cycle suivant :



**Figure 5-3: Caractéristiques de l'air à souffler**

Nous obtenons donc pour l'ensemble des points du cycle de traitement de l'air les caractéristiques suivantes :

Etat de l'air	$\Theta$ (°C)	$\Phi$ (%)	h (KJ/kgas)	h (kcal/kgas)	$\Gamma$ (g/kgas)	v (m <sup>3</sup> /kgas)
0	30	50	64	15.35886	13.31	0,8767
1	25	59	54,5	13,146	11.7	0,8601
2	16	96	43,72	10,46	10.92	0,8331
3	24	60	52,5	12.56	11.2	0,8565

**Tableau 5-2a: caractéristiques de l'air à travers ces différents états pour le restaurant**

Etat de l'air	$\Theta$ (°C)	$\Phi$ (%)	h (KJ/kgas)	h (kcal/kgas)	$\Gamma$ (g/kgas)	v (m <sup>3</sup> /kgas)
0	30	50	64	15.35886	13.31	0,8767
1	26.91	55	58.196	13.923	12.22	0,8663
2	16	98	44.31	12.559	11.199	0,8334
3	24	60	52,5	12.56	11.2	0,8565

**Tableau 5-2b : Caractéristiques de l'air à travers ces différents états pour la salle**

## CHAPITRE VI : DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES EQUIPEMENTS

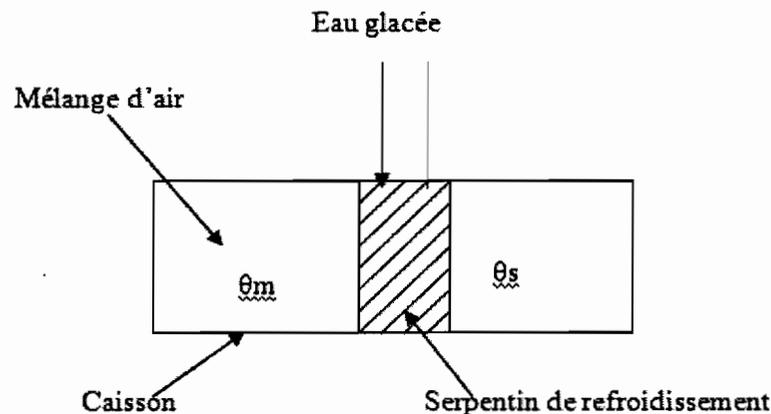
### A. CAISSON DE TRAITEMENT DE L'AIR

Ce sont des machines pour le traitement complet de l'air composées de différentes sections modulaires. Elles nettoient l'air à travers des filtres dont l'efficacité est de plus en plus grande selon les besoins et les applications ; elles permettent d'agir sur la température et l'humidité de l'air pour obtenir les caractéristiques convenant davantage au type d'application aussi bien dans le secteur de la climatisation domestique que dans certains procédés industriels.

Les caissons de traitement d'air disponibles sur le marché sont équipés d'échangeurs à plaques. L'efficacité de ces caissons varie entre 70% et 90%.

Les caissons sont fournis en fonction de leurs débits d'air nominal.

Pour notre système on a un débit  $q_v=27.72 \text{ m}^3/\text{s} = 99800 \text{ m}^3/\text{h}$  pour le restaurant et  $q_v=9.425 \text{ m}^3/\text{s}=33930\text{m}^3/\text{h}$  pour la salle polyvalente.



**Figure 6-1 : Schéma du caisson**

Pour le choix du caisson l'offre de Carrier nous conduit à retenir :

— **Pour le restaurant**, le modèle 39 HQ 23-18

Largeur : 23x160 +98

Hauteur : 18x160 +98

Débit d'air nominal : 104000 m<sup>3</sup>/h

— **Pour la salle polyvalente**, le modèle 39 HQ 14-10

Largeur : 14x160 +98

Hauteur : 10x160 +98

Débit d'air nominal : 35000 m<sup>3</sup>/h

**B. REFROIDISSEUR :****a. Puissance du refroidisseur :**

La puissance frigorifique utile est donnée par :

$$P_u = q_{mas} (h_m - h_s) \quad (6.1)$$

Pour le restaurant on a :

$h_m = 54.25 \text{ KJ/ kgas}$ ,  $h_s = 43.72 \text{ kJ/kgas}$  et  $q_{mas} = 33,276 \text{ kgas/s}$  ce qui donne :

<b>PUISSANCE FRIGORIFIQUE UTILE <math>P_u</math></b>	<b>Kcal/ h</b>	<b>KW</b>
	<b>301366.7</b>	<b>350.4</b>

**Tableau 6-1:Puissance frigorifique requise pour le restaurant**

Pour la salle polyvalente on a :

$h_m = 58.196 \text{ kJ/ kgas}$ ,  $h_s = 44.31 \text{ kJ/kgas}$  et  $q_{mas} = 11.313 \text{ kgas/s}$ .

<b>PUISSANCE FRIGORIFIQUE UTILE <math>P_u</math></b>	<b>Kcal/ h</b>	<b>KW</b>
	<b>135117.6</b>	<b>157.1</b>

**Tableau 6-2:Puissance frigorifique requise pour la salle polyvalente**

**Puissance requise au niveau du serpent de refroidissement :**

Avec une efficacité de l'échangeur est E, la puissance requise au niveau du serpent de

refroidissement est :  $P_{serp} = P_u / E$  (6.2)

Pour le dimensionnement on prend  $E = 70\%$  et pour des raisons de sécurité on fera une majoration de 20%.

La puissance frigorifique au niveau de notre refroidisseur est donnée dans le tableau suivant:

<b>bâtiments</b>	<b>Puissance refroidisseur (kW)</b>
restaurant	600.7
Salle polyvalente	269.3

**Tableau 6-3:Puissance des refroidisseurs**

**b. Choix du refroidisseur :**

Les machines actuelles à absorption sont de type simple effet, mais celles à doubles effets sont dotées de rendement proche de 1. De plus, de nouvelles machines de types triple effet permettent d'atteindre des rendements de 1,2 à 1,3 (le rendement est le rapport de la puissance frigorifique sur la puissance calorifique de la source). Elles permettent de produire du chaud et du froid de façon alternée ou simultanée.

Les puissances des machines à absorption vont maintenant de quelque dizaines de kilowatts (minimum autour de 20kW) à plusieurs milliers de kilowatts. L'offre dans les petites puissances (5 à 10 kW) est entrain de se développer.

L'installation complète de production de froid par machine à absorption comprend en outre un dispositif de refroidissement, en général une tour de refroidissement.

Les principaux fabricant ou industriels présents aujourd'hui sur le marché sont :

- Trane (352 à 3870 kW)
- York (350 à 530 kW)
- Carrier (17 à 5300 kW)
- Yazaki (105 à 350 kW)
- MCQUAY (350 à 5300 kW)
- Climgaz (10 à 105 et 116 à 46520 kW)

**➤ Carrier (ANNEXE G)****Restaurant :****Groupe frigorifique RCH 040**

Puissance frigorifique **633 kW**

**Salle polyvalente****Groupe frigorifique RCH 020**

Puissance frigorifique **316 kW**

➤ **YAZAKI (ANNEXE G)**

Pour le choix des refroidisseurs Yazaki nous proposent des gammes standards et nous choisissons les options suivantes :

**Pour le restaurant :**

Couplage en parallèle de trois (3) refroidisseurs WFC 50 (596 MBH -174 ,826 kW) plus un (1) refroidisseur WFC 20 (240 MBH -70 ,32 kW)

**Pour la salle polyvalente**

Couplage en parallèle de deux (2) refroidisseurs W FC40 (480 MBH -140 ,8 kW)

➤ **TRANE (ANNEXE G)**

**Restaurant**

Groupe frigorifique ABSC 174

Puissance frigorifique 611 kW

**Salle polyvalente**

Groupe frigorifique ABSC 112

Puissance frigorifique 294 kW

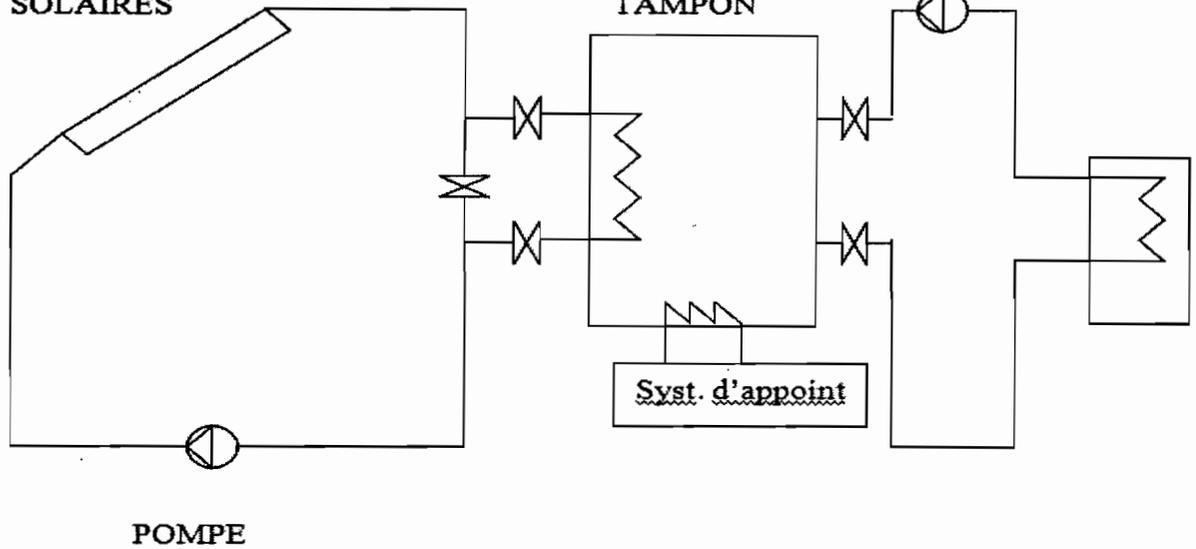
La proposition de CARRIER est meilleure pour notre étude pour les raisons suivantes:

- elle donne une puissance frigorifique qui tient compte de futures extensions possibles de la climatisation
- elle demande une puissance calorifique moindre au niveau du générateur
- elle est l'équipement le plus répandu en Afrique d'où la facilité d'avoir des pièces de rechange.

**C. SOURCE CHAUDE :**

**CAPTEURS**

**SOLAIRES**



**Figure 6-2:source chaude de l'installation**

**a. Exposition énergétique du site :**

Pour un site donné, la quantité d'énergie reçue par les capteurs dépend de l'exposition énergétique du lieu, et des conditions d'implantation. Les données relatives au rayonnement solaire peuvent être obtenues à partir des stations météorologiques qui sont réparties sur l'ensemble du territoire.

Le site considéré ne dispose pas de station météorologique cependant sa proximité par rapport à celle de Dakar, permet de faire le rapprochement des flux solaires entre Dakar (latitude 14°73) et le site (latitude 14°25).

Les données météorologiques du site sont :

Lat 14.25	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Lon 16.58												
10-year Average	5.50	6.25	6.58	6.87	6.79	6.86	6.19	5.97	6.00	5.93	5.49	4.96

**Tableau 6-4 : Rayonnement global sur une surface horizontale (kWh/m<sup>2</sup>/jour) Moyenne mensuelle (Source : Site de la NASA)**

Le rayonnement total annuel = **2244, 24 kWh/m<sup>2</sup>.an**

Lat 14.25	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Moyenne annuelle
Lon 16.58													
10-year Average	22.6	24.1	29.7	32.9	33.8	32.5	29.3	28.8	30.1	30.1	28.3	25.2	29.0

**Tableau 6-5 : Température moyenne de l'air sec (°C)**

(Source : Site de la NASA)

Température de l'eau froide (%)													
Lat 14.25	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Moyenne annuelle
Lon 16.58													
10-year Average	19.96	19.1	17,7	18,54	21,01	23,57	24,82	25,57	25,29	25,29	23,46	21,27	22.1

**Tableau 6-6 : Température moyenne mensuelle de l'eau froide**

(Source : Site de la NASA)

**b. les capteurs solaires :**

Les machines frigorifiques à absorption utilisant le cycle  $H_2O-LiBr$  nécessitent une source chaude dont la température doit être égale au moins à  $75^\circ C$ . Cette exigence implique que les capteurs solaires requis, puissent produire un fluide à haute température avec un minimum de pertes thermiques. La plupart du temps, on utilisera des capteurs plans à surface sélective ou bien des capteurs sous vide bien adaptés à ce type d'application.

**1. Capteurs plans de types vitrés:**

Ce sont les capteurs solaires les plus couramment utilisés. Ils sont très répandus et existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre  $30$  et  $70^\circ C$ , et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver. Les capteurs à circulation de liquide sont plus communément utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences et des commerces, pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Les capteurs à air sont utilisés pour le chauffage des bâtiments, de l'air de ventilation et pour le séchage des récoltes.

## 2. Capteurs sous vide :

Les capteurs sous vide (ou «caloduc») sont parmi les plus efficaces et les plus coûteux. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température requise atteint 50 à 95 °C et/ou à des applications où le climat est très froid. Tout comme pour les capteurs solaires de types vitrés, les applications des capteurs sous vide comprennent le chauffage de l'eau dans les résidences, les bâtiments commerciaux, le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures.

Compte tenu des températures (80°C -95°C) requises pour la bonne marche d'une machine à absorption, il a été choisi d'employer des capteurs à tubes sous vide qui ont la propriété de conserver des rendements élevés, à ces niveaux de températures

## 3. la production instantanée du capteur solaire :

### ▪ Equation fondamentale :

La production énergétique instantanée d'un capteur solaire peut être définie par une équation caractéristique simple dans laquelle le capteur est caractérisé par sa surface et par deux coefficients caractéristiques. Cette équation est donnée différentes formes suivant la température du fluide qui sert de référence.

On utilise la température moyenne du fluide dans le capteur comme servant de référence. Au niveau de la normalisation internationale, on utilise plutôt la température d'entrée du fluide.

On a ainsi les deux écritures :

$$P_c = S[B \times I - K(T_{fm} - T_a)] \quad (6.3)$$

Ou 
$$P_c = S[F_{rx} \times I - F_{rui}(T_{fe} - T_a)] \quad (6.4)$$

Avec

$P_c$  : puissance totale des capteurs (W)

$I$  : flux de rayonnement disponible sur le plan des capteurs (W/m<sup>2</sup>)

$T_a$  : température ambiante (°C)

$T_{fe}$  : température d'entrée du fluide au niveau du capteur (°C)

$T_{fm}$  : température moyenne du fluide à l'intérieur capteur

$S$  : surface des capteurs en (m<sup>2</sup>)

## Projet de fin d'études

B,  $F_{\tau\alpha}$  : coefficients caractéristiques des gains du capteur (sans dimension)

K,  $F_{rui}$  : coefficients caractéristiques des pertes du capteur ( $W/m^2\text{°C}$ )

La puissance totale des capteurs peut être aussi calculée par la formule suivante :

$$P_c = \frac{P_u}{\eta} \quad (6.5)$$

$P_u$  : puissance utile des capteurs (W)

$\eta$  : rendement du système solaire.

### ▪ Définition des coefficients caractéristiques

En toute rigueur, les coefficients caractéristiques sont des variables dépendant des conditions régnant à un moment donné. En pratique, un capteur donné peut être caractérisé par un couple unique (B, K) ou ( $F_{\tau\alpha}$ ,  $F_{rui}$ ) déterminé par mesure dans des conditions normalisées.

On peut évaluer les performances d'une installation solaire utilisant ce type de capteur à partir de ces valeurs normalisées qui figurent, par exemple, dans les documents techniques des capteurs commercialisés.

Le coefficient B est généralement compris entre 0,7 et 0,8 pour les capteurs plans, entre 0,5 et 0,8 pour les capteurs sous vide (à incidence normale).

Le coefficient K est généralement compris entre 3 et 10  $W/m^2\text{°C}$  pour les capteurs plans, entre 1.5 et 3  $W/m^2\text{°C}$  pour les capteurs sous vide.

Les valeurs de  $F_{\tau\alpha}$  et  $F_{rui}$  sont légèrement plus faibles que celles de B et K.

## 4. Inclinaison des capteurs :

L'inclinaison dépend essentiellement de deux paramètres :

- la latitude
- la saisonnalité des besoins

Pour faciliter la définition des supports on utilisera des inclinaisons standards ( $15^\circ$  et  $30^\circ$ ) car une variation de quelques degrés autour de la valeur optimale a une très faible influence sur les résultats.

Le débit d'eau chaude étant constant sur l'année, l'angle d'inclinaison sur l'horizontale sera proche de la latitude afin qu'à l'équinoxe, l'incidence du rayonnement solaire soit normale à midi.

On adopte donc une inclinaison égale à  $14,25^\circ$  pour le restaurant et pour la salle polyvalente on prendra une inclinaison égale à  $15^\circ$  par rapport à l'horizontale.

Les capteurs seront orientés Sud/Sud –Ouest correspondant à la position optimale pour la captation de l'énergie solaire.

Pour notre dimensionnement, nous allons prendre le rayonnement solaire moyen sur le plan des capteurs qui  $500 \text{ W/m}^2$  et une durée d'ensoleillement de 12 h.

### 5. Dimensionnement théorique de notre surface :

On a étudié les propositions de beaucoup de fournisseurs et on a retenu les capteurs sous vides du fournisseur « **Jacques Giordano Industries** » qui donne :

- surface brute du capteur :  $1,90 \text{ m}^2$
- surface de captage par capteur :  $1,25 \text{ m}^2$
- Coefficient  $F_{\tau\alpha}$  : 0,5
- Coefficient  $F_{\text{rui}}$  :  $1,25 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Ainsi la surface est calculée avec la formule (6.4) pour une insolation moyenne de  $500 \text{ W/m}^2$ , un rendement  $\eta=90\%$ , une température moyenne d'entrée du fluide dans les capteurs de  $T_{fe}=50\text{°C}$  et une température ambiante de  $T_e=29\text{°C}$ .

Et on a :

#### **Restaurant :**

$P_u=275 \text{ kW}$   $P_c=306 \text{ kW}$   $S=1400 \text{ m}^2$  de surface de captage soit 737 capteurs.

#### **Salle polyvalente :**

$P_u=200 \text{ kW}$   $P_c=223 \text{ kW}$   $S=997 \text{ m}^2$  de surface de captage soit 524 capteurs

### D. BALLON STOCKAGE :

Le stockage de l'énergie captée permet de pallier le caractère discontinu de l'énergie solaire.

L'accumulation de l'énergie dans le stockage se traduit par une élévation de sa température.

Il faut se rappeler que le rendement d'un capteur dépend essentiellement de la température moyenne du fluide qui la traverse, donc de la température au retour du stockage. L'une des caractéristiques essentielles de l'aptitude à l'emploi du stockage sera de fournir, à l'entrée des capteurs, un fluide dont la température sera la plus basse possible.

Le stock sera composé d'un ou plusieurs ballons équipés d'une isolation thermique. La bonne configuration consiste à positionner le ou les ballons de stockage à proximité du champ de capteur afin de réduire les pertes thermiques.

Les ballons de stockage sont des ballons types "TAMPON ECS" avec échangeur de chaleur incorporé. Ils seront calorifugés.

Le circuit primaire (circuit capteurs) est rempli en fluide thermique type « Gilotherm » autorisant un fonctionnement de moins(-) 60°C à 250°C. Tous les autres circuits fonctionnent à l'eau.

Des vannes d'équilibrages « TA control » permettent un réglage et un contrôle précis du débit dans chaque circuit et sous-circuit, ce qui est indispensable au bon fonctionnement du système.

#### Calcul du volume du ballon tampon :

Les ratios usuels sont de l'ordre de 50 litres de stockage pour 1kW de puissance.

Soit :

##### Pour le restaurant

Pour une puissance des capteurs de 306 kW, le volume du ballon est :

$$V_b = 15300 \text{ L}$$

##### Pour la salle polyvalente

Pour une puissance des capteurs de 223kW

$$V_b = 11150 \text{ L}$$

#### E. LES ECHANGEURS :

En zone froide, il est nécessaire de protéger les équipements solaires contre les risques de gel. Dans la plupart des cas, les capteurs sont protégés par un fluide antigel, ce qui implique la présence d'un échangeur. Cependant pour les pays tropicaux l'emploi d'échangeur n'est pas justifié. En effet la présence de cet échangeur entraîne une baisse du rendement global du système car elle provoque, toutes choses étant égales par ailleurs, une augmentation de la température de l'eau dans les capteurs, et donc une augmentation des pertes thermiques des capteurs. Le système à concevoir ne comportera pas d'échangeur externe.

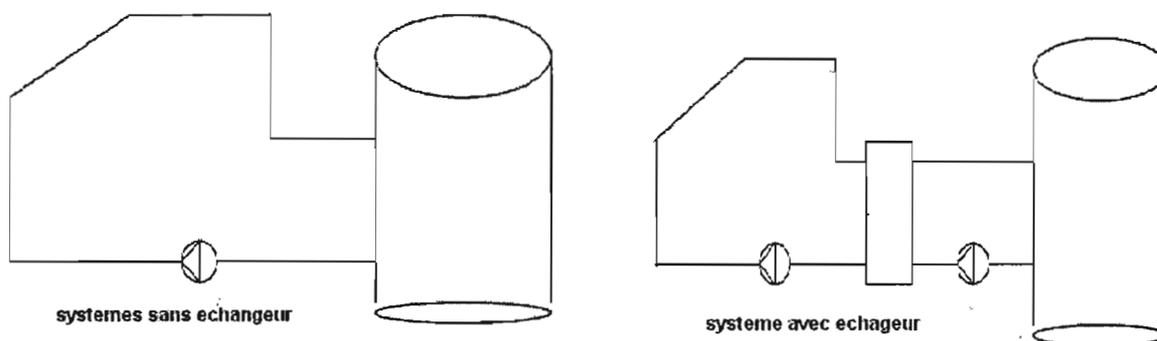


Figure 6-3: liaison capteurs-ballon

## F. SYSTEME D'APPOINT :

Un chauffe-eau solaire ne peut pas fournir de l'eau chaude tous les jours.

Si l'ensoleillement est insuffisant ou si les besoins sont supérieurs aux prévisions : il faut utiliser une autre source d'énergie comme appoint de chauffage.

Cependant :

- la priorité doit être donnée à l'énergie solaire toujours,
- le fonctionnement du chauffage d'appoint ne doit pas réduire le rendement du chauffe-eau solaire,
- le ballon de stockage aura besoin d'une isolation thermique poussée afin de conserver l'énergie solaire au mieux et réduire le recours au chauffage d'appoint,
- un voyant doit montrer que le chauffe-eau solaire marche correctement; sinon, l'eau chaude pourrait être fournie exclusivement par l'appoint sans que l'utilisateur se rende compte.

Cependant la nature du système d'appoint détermine le choix du ballon de stockage.

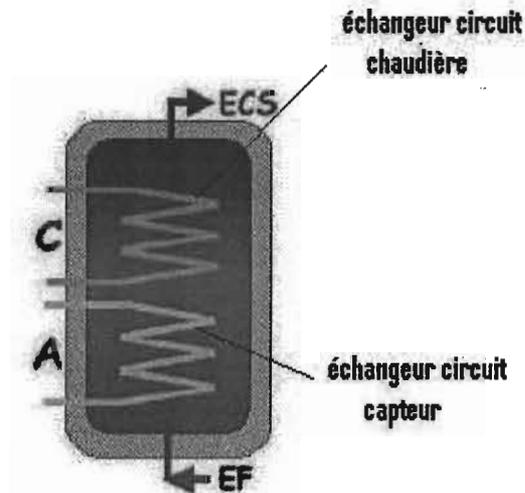
Les systèmes les plus couramment utilisés sont :

- L'appoint électrique : une résistance électrique est installée en partie haute du ballon de stockage et va chauffer l'eau en cas d'absence de l'énergie solaire. L'échangeur du circuit capteur est en bas du ballon.
- L'appoint chaudière à gaz : Un échangeur de chaleur du circuit chaudière est monté à l'intérieur du ballon au dessus de celui du circuit capteurs.
- L'appoint séparé : un dispositif (chaudière à gaz instantanée, à bois en cheminée, à fioul, chauffe eau électrique etc.) indépendant fournit de l'eau chaude pendant les jours non ensoleillés.

*« Le nombre de jours qu'un chauffe-eau solaire puisse fonctionner sans appoint varie surtout avec le climat, mais aussi suivant le dimensionnement de l'installation par rapport aux besoins. » [30].*

Etant donné que l'installation se fera dans une zone où l'ensoleillement est presque toujours présent, le système d'appoint sera sollicité seulement dans les conditions où le solaire ne peut nous donner une eau qui est à une température de 80°C au moins.

Du fait du coût élevé de l'énergie électrique et de l'irrationalité de l'utilisation de l'électricité pour le chauffage, nous utiliserons le système d'appoint avec chaudière à gaz dont l'échangeur est à l'intérieur du ballon de stockage.



**Figure 6-4: Ballon de stockage muni d'un système d'appoint à chaudière**

(Source : [30])

L'appoint doit permettre, pendant sa marche, de chauffer l'eau du ballon de stockage de 80°C à 100°C donc il doit apporter à l'eau une quantité de chaleur suffisante qui est donnée par la relation suivante :

$$Q_e = \rho V c_p \Delta\theta \quad (6.6)$$

Avec :

$Q_e$  : quantité de chaleur cédée l'eau du ballon en joule (J)

$\rho$  : masse volumique de l'eau=1kg/L

$V$  : volume du ballon en litres (L)

$c_p$  : chaleur massique de l'eau= 4185Jkg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>

$\Delta\theta$  : gradient de température subi par l'eau= 100-80 = 20°C.

Du fait de la possibilité qu'il y'ait des pertes entre la chaudière et le ballon, la chaudière doit avoir une puissance suffisante pour assurer le bon fonctionnement de l'appoint.

Nous admettons que ces pertes représentent au maximum 20% de l'énergie cédée et de ce fait la puissance de la chaudière sera donnée par :

$$P_{ch} = 1.2 \frac{Q_e}{t} \quad (6.7)$$

Avec  $P_{ch}$  : puissance de la chaudière à installer (W)

$t$  : temps de fonctionnement nécessaire pour apporter l'énergie (s).

Plus le temps est grand, plus la puissance est faible ; plus il est petit, plus la puissance est grande. Donc deux (2) heures de fonctionnement nous paraissent un bon compromis.

$$q_{vbr} = \frac{pcs}{pci} \quad (6.8)$$

$P_{ci}$  : pouvoir calorifique inférieur du combustible gazeux utilisé qui est le gaz naturel commercial pour notre cas ;  $P_{ci}=35100\text{kJ/m}^3$ .

Le tableau suivant donne les caractéristiques des chaudières à installer :

	restaurant	Salle polyvalente
Puissance chaudière (kW)	213.4	155.5
Débit nominal du bruleur $q_{vbr}$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	22	15.95

**Tableau 6-7 : Caractéristiques des chaudières**

Ainsi nous prenons les produits de « DE DIETRICH THERMIQUE » qui donne :

- Pour le restaurant : la chaudière CF509 de 245kW avec un bruleur G303-5N,
- Pour la salle polyvalente : la chaudière CF507 de 181kW avec un bruleur G303-2N.

#### **G. CIRCUIT DE TRANSFERT :**

Le rôle du circuit de transfert est d'assurer la circulation de l'eau dans les différents circuits.

Dans ces circuits on retrouve :

- Des tuyauteries de circulations isolées,
- Deux (2) pompes centrifuges de circulation,
- Des accessoires de sécurité (vanne d'isolement, clapets anti-retour, vannes de réglage du débit, purgeurs, vase d'expansion)

Les paramètres nécessaires à leur dimensionnement sont : le débit, le diamètre de tuyauterie, la puissance des pompes. Le débit est proportionnel à la surface des capteurs.

On utilise en général des débits voisins de 65 l/h.m<sup>2</sup> de capteurs. Le dimensionnement des tuyauteries et des pompes sont liés.

## Projet de fin d'études

En effet, il s'agit d'assurer le débit prévu dans les capteurs et que la perte de charge totale du circuit (capteurs compris) soit inférieure à la perte de charge autorisée pour la pompe au débit prévu.

### a. Tuyauterie :

Le dimensionnement des tuyauteries est défini de façon à respecter la contrainte sur la perte de charge. La configuration et la longueur des tuyauteries étant généralement imposées, on devra jouer sur le diamètre des tuyauteries.

On veillera à ne pas dépasser dans les tuyauteries une vitesse  $V = 1 \text{ m/s}$ .

A partir du débit de référence par  $\text{m}^2$  de capteur ( $65 \text{ l/h.m}^2$  capteur), on obtient :

- Pour le restaurant,  $Q = 64350 \text{ l/h}$  ;
- Et pour la salle polyvalente,  $Q = 25740 \text{ l/h}$ .

Le diamètre des tuyauteries est donné par :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (6.9)$$

Ainsi on a :

- pour le restaurant,  $D = 96 \text{ mm}$
- Pour la salle polyvalente,  $D = 100 \text{ mm}$

### b. les pompes de circulation :

Les pompes utilisées pour assurer la circulation de l'eau sont des pompes centrifuges. Elles sont dimensionnées pour vaincre les pertes de charges du circuit sous la vitesse de circulation maximale autorisée par l'implantation du circuit hydraulique.

Leur débit étant connu, la hauteur manométrique (Hmt) totale est donnée par :

$$H_{mt} = \sum H_f + \Delta Z \quad (6.10)$$

Avec :

$\sum H_f$  : somme des pertes de charges totales dans le circuit :

$$H_f = 0.0826 \frac{f \cdot L}{D^5} \quad (6.11)$$

$f$  : coefficient de frottement

$D$  : Diamètre de la conduite (m)

$L$  : longueur de la conduite (m)

$\Delta Z$  : hauteur géométrique en (m) ;  $\Delta Z = 0 \text{ m}$  dans notre cas.

En plus le débit de la pompe étant connu et est donnée en haut.

D'après les catalogues on pourra connaître tous les caractéristiques de la pompe choisie.

La puissance du moteur est déterminée par la relation :

$$P_{mot} = K \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (6.12)$$

Dans laquelle :

$Q$  est le débit en  $m^3/s$

$H$  est la hauteur manométrique totale (Hmt) en mètre de colonne d'eau, calculée en tenant compte des pertes de charge du fluide et de la nature du fluide caloporteur,

$\rho$  est la masse volumique du fluide caloporteur en  $kg/m^3$ ,

$g$  est l'accélération de la pesanteur en  $m/s^2$

$\eta$  est le rendement de l'ensemble pompe /moteur, qui devra être supérieur à 80%

$K$  est un coefficient de surpuissance, compris entre 1,15 et 1,25 pour s'affranchir des pertes de charges dues à l'entartrage des circuits.

### c. vase d'expansion :

Les tuyauteries d'expansion doivent permettre l'écoulement du débit de fluide caloporteur correspondant à la dilatation la plus rapide, avec une vitesse inférieure à 0,1m/s.

Le diamètre nominal  $d$  de la tuyauterie d'expansion peut être calculé par la formule approchée :

$$d = 120 \frac{\alpha \cdot P_c \cdot c_p}{\rho} \quad (6.13)$$

Avec :

$P_c$  : Puissance maximale du champ de capteur (kW),

$c_p$  : capacité calorifique du fluide caloporteur (J/kg),

$\alpha$  : coefficient de dilatation volumique moyen du fluide caloporteur entre  $0^\circ C$  et  $110^\circ C$ ,

$\rho$  : masse volumique du fluide caloporteur à  $110^\circ C$  et à la pression correspondante.

$P_c$  est calculée avec la formule (6.4) avec l'ensoleillement maximal correspondant au flux énergétique solaire maximal observé en avril à 12 h GMT qui est égal à  $1029 \text{ W/m}^2$ .

La capacité utile du vase d'expansion doit être au moins égale au volume correspondant à la dilatation du fluide caloporteur du circuit de transfert entre  $0^\circ C$  et  $110^\circ C$  (soit 10% du volume du circuit de transfert).

L'expansion du liquide caloporteur dans l'installation doit être compensée par la vase. Le volume de ce dernier est donné par :

$$V = \frac{V_c \times k_d}{\eta_v} \quad (6.14)$$

$V_c$  : est le volume total du fluide caloporteur (litre)

$k_d$  est le coefficient de dilatation à la température maximale d'utilisation (température de stagnation des capteurs) en (%)

$\eta_v$  : est l'effet utile du vase  $\eta_v = (P_2 - P_1) / P_1$  (6.15)

Avec :

$P_1$  : pression absolue de gonflage du vase.

$P_2$  : pression absolue d'ouverture des soupapes du vase

$P_2 = 2,5$  bars avec une hauteur statique inférieure à 15m.

$P_1 = 1,5$  bars pour une hauteur statique comprise entre 5 et 15 m.

#### **d. purgeurs et soupapes :**

Chaque point haut du circuit primaire doit être équipé de purgeurs (purgeurs automatiques ou bouteille de purge). Avec des purgeurs automatiques, les pompes devront être installées de manière à maintenir l'ensemble du circuit à purger en surpression.

Les soupapes de sécurité doivent être conformes à la norme NFP 52-001 et tarées à une pression inférieure à la pression maximale de service de l'installation.

Elles seront placées directement sur le collecteur de sortie des capteurs sans organe d'obstruction entre les capteurs et la soupape.

S'il n'existe pas d'autre protection contre les surchauffes, et pour éviter toute surpression dans une installation fermée, la soupape de sécurité devra être choisie de telle manière quelle puisse évacuer un débit de vapeur correspondant à la pression maximum reçue par les capteurs, sans que la surpression effective par rapport à la pression nominale de service dans les absorbeurs puisse dépasser 0,5 bar.

Le diamètre intérieur minimal du tube de sécurité peut être calculé en fonction de la puissance maximale  $P$  reçue par le champ de capteurs, par la relation :

$$d_t(\text{mm}) = 15 + 1.4P_c \quad (6.16)$$

Avec  $P_c$  en KW.

**NB:**  $d_t$  doit être supérieur à 26 mm.

## H. ISOLATION THERMIQUE :

Une mauvaise isolation de la tuyauterie et du ballon tampon peut dégrader de manière notable, les performances d'une installation solaire. Pour limiter les pertes thermiques, les tuyauteries doivent être les plus courtes possibles.

On évitera de dépasser 3m linéaires par m<sup>2</sup> de capteurs solaire.

L'épaisseur de l'isolant thermique des tuyauteries est choisie en fonction de ses propriétés thermiques. La résistance thermique du calorifugeage doit être au moins égale à celle d'un matériau de conductivité thermique  $\lambda=0,04\text{w/m}^2/\text{°c}$ , dont l'épaisseur sans finition est indiquée dans le tableau suivant.

Diamètre de la tuyauterie	épaisseur de l'isolant $\lambda=0,04\text{w/m}^2/\text{°c}$ (mm)
<60	30
70 à 114	40
139 à 250	50
>250	60

**Tableau 6-8 : Epaisseurs exigés pour l'isolant de conductivité thermique  $\lambda=0,04\text{w/m}^2/\text{°c}$**

L'isolation thermique du circuit de transfert doit être assurée par un isolant protégé des agents extérieurs agressifs. On utilisera une protection par demi-coquilles préformées, celles-ci seront posées à joint alternatifs et maintenues par cerclage en fil, bandes ou feuillard non oxydable à l'intervalle maximum de 0,5m avec un minimum de 3 par longueur de demi-coquille.

Isolant	conductivité thermique (w/m <sup>2</sup> °C)
Liège aggloméré	$\lambda=0,048$
Liège expansé pur	$\lambda=0,043$
Laine de verre	$\lambda=0,041$
Polystyrène conforme à la norme NF T 56-201 classe V	$\lambda=0,037$
Isolant à cellules fermes (type Armaflex Ou autre)	$\lambda=0,035$
Mousse rigide de polyuréthane, conforme à la norme NFT 56-203, expansée en continu	$\lambda=0,024$

**Tableau 6-9 : conductivité thermique de quelques isolants utilisés**

## I. TUYAUTERIE D'AIR :

Le dimensionnement de la tuyauterie va se faire à travers les points suivants :

- La détermination des débits volumiques soufflés et de ceux repris
- Le tracé réseaux de distribution et de reprise d'air
- La détermination du diamètre de chaque tronçon pour chaque réseau
- Le calcul des pertes de charges (singulières et régulières)
- La détermination des points les plus défavorisés

L'étude se fera au niveau du restaurant et de la salle polyvalente.

### a. Pour le restaurant :

#### 1. Détermination des débits volumiques :

L'étude des réseaux d'air se fait sur la base du calcul des différents débits d'air à envoyer et ceux à reprendre dans les locaux. Connaissant les conditions internes et avec un écart de soufflage fixé à 8 °C, nous pouvons déterminer les grandeurs physiques de l'air soufflé et de l'air repris :

$$\begin{array}{l}
 \text{a la reprise:} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 \theta_i = \theta_2 = 24^\circ C \\
 \varphi_i = \varphi_2 = 60\% \\
 \Gamma_2 = 11.2 \text{ g/h} \\
 h_2 = 52.65 \text{ kJ/kgas} \\
 v_2 = 0.856 \text{ m}^3/\text{kgas}
 \end{array} \right.
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 \text{au soufflage:} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 \theta_s = \theta_1 = 16^\circ C \\
 \varphi_s = \varphi_1 = 96\% \\
 \Gamma_1 = \Gamma_2 = 11.2 \text{ g/h} \\
 h_2 = 43.72 \text{ kJ/kgas} \\
 v_2 = 0.8331 \text{ m}^3/\text{kgas}
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

Le débit volumique est donné par :

$$q_v = v_j \times q_{mas} \quad (6.17)$$

Avec :

$v_j$  : Volume spécifique en  $\text{m}^3/\text{kgas}$

$q_{mas}$  : donné par la formule (5.5) est le débit massique d'air sec soufflé ou repris.

Les résultats du calcul des débits volumiques sont consignés dans le tableau suivant :

local	H <sub>0</sub> (kW)	h <sub>1</sub> (KJ/kgas)	h <sub>2</sub> (KJ/kgas)	v <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	v <sub>2</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	q <sub>mas</sub> (kg/s)	q <sub>v1</sub> (m <sup>3</sup> /s)	q <sub>v2</sub> (m <sup>3</sup> /s)
bar	78,093	43.72	52,650	0,833	0,856	9,512	7,927	8,142
Stockage resto.	0,851	43.72	52,650	0,833	0,856	0,104	0,086	0,089
Bureau Sud-est	2,489	43.72	52,650	0,833	0,856	0,303	0,253	0,260
Vestiaires	0,307	43.72	52,650	0,833	0,856	0,037	0,031	0,032
cuisine	139,160	43.72	52,650	0,833	0,856	16,950	14,126	14,509
Salle étage	44,996	43.72	52,650	0,833	0,856	5,481	4,568	4,691
Bureau supermarché	0,311	43.72	52,650	0,833	0,856	0,038	0,032	0,032
lingerie	7,745	43.72	52,650	0,833	0,856	0,943	0,786	0,808
service technique	1,981	43.72	52,650	0,833	0,856	0,241	0,201	0,207
stockage supermarché	1,357	43.72	52,650	0,833	0,856	0,165	0,138	0,141
office	7,723	43.72	52,650	0,833	0,856	0,941	0,784	0,805
supermarché	9,274	43.72	52,650	0,833	0,856	1,130	0,941	0,967

**Tableau 6-10: Débits volumiques soufflés et repris dans les locaux du restaurant**

**2. Tracé des réseaux : voir annexe E**

**3. Calcul des diamètres de tronçon :**

Une fois le tracé de la tuyauterie réalisé, on peut maintenant déterminer les diamètres des tronçons de chaque réseau.

Après avoir fait l'inventaire de tous les locaux desservis par le tronçon, chaque local disposant d'un débit de base  $q_{vb}$  donnée par la norme, le débit traversant le tronçon  $Q_T$  est la somme des débits de base.

$$Q_T = \sum q_{vb} \quad (6.18)$$

$q_{vb}$  : débit volumique donné dans le tableau ci-dessus

Ensuite on se fixe une vitesse d'écoulement de l'air dans le tronçon.

Le choix de la vitesse résulte d'un compromis entre le prix de l'installation et celui de son exploitation. A ces deux contraintes principales, s'ajoutent plusieurs contraintes secondaires que sont :

- Les contraintes architecturales et d'isolation thermique qui limitent les grandes sections

- Les contraintes acoustiques qui limitent les grandes vitesses (c'est-à-dire les petites sections). C'est le cas pour les salles de spectacle, auditorium, chambre d'hôtel, etc... et la vitesse ne doit pas dépasser 6 à 8 m/s.

Et le diamètre est donné par la relation suivante :

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4Q_T}{\pi V}} \quad (6.19)$$

$v$  : vitesse de l'air à l'intérieur du tronçon m/s

#### 4. Les pertes de charges :

L'air subit, lors de son déplacement, une perte de pression appelée perte de charge.

Ces pertes de charges résultent de deux phénomènes :

-Le frottement de l'air au niveau des parois : ce sont les pertes régulières,

-Les obstacles (coudes, rétrécissement, élargissement, vannes etc.) rencontrés par l'air sur son parcours : ce sont les pertes singulières.

- **les pertes régulières :**

Elles sont données par la relation générale :  $H_l = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho$  (6.20)

$f$  : coefficient de frottement du tronçon       $L$  : longueur du tronçon en (m)

$D$  : diamètre du tronçon en (m)       $V$  : vitesse de l'air en (m/s)

$\rho$  : masse volumique de l'air ( $\text{kg/m}^3$ )       $H_l$  : en (Pa)

On a aussi  $H_l = j \times L$  (6.21)

Ce qui implique que :  $j = f \frac{V^2}{2D} \rho$  (6.22)

$j$  : Perte de charge par unité de longueur de tuyauterie.

L'abaque **F1** <sup>[26]</sup> **de l'annexe F** donne, en fonction du débit volumique, les vitesses recommandées par l'ASHRAE pour les installations de conditionnement d'air, ainsi que les pertes de charge linéaires qu'elles créent suivant le diamètre de la conduite.

▪ les pertes singulières :

Ces pertes dues aux changements de direction ou de section sont données par la relation suivante :

$$H_S = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.23)$$

$\xi$  : Coefficient de perte de charge singulière       $H_S$  : en (Pa)

Le tableau F2<sup>[5]</sup> de l'annexe F donne les valeurs de  $\xi$  pour différentes singularités.

Les résultats de calcul des diamètres de tronçon et des pertes de charge sont consignés dans les tableaux suivants.

--Réseau de distribution d'air :

tronçon	$q_{v1}$ (m <sup>3</sup> /s)	vitesse (m/s)	Diamètre théorique (mm)	longueurs (m)	j (Pa/m)	$H_L$ (Pa)	Singularité	$\xi$	pair kg/m <sup>3</sup>	$H_S$ (Pa)
RS	0,786	5	447,44	4	0,61	2,44				
RT	0,138	3	241,76	2	0,52	1,04	Té	1,3	1,2134361	7,0986
PR	0,924	5	485,05	8	0,55	4,4	Coude	1,3	1,2134361	19,7183
PQ	0,941	5	489,61	6,5	0,55	3,575	Té	1,3	1,2134361	19,7183
NP	1,865	6	629,15	2	0,58	1,16				
NO	0,032	2,5	126,72	2	0,785	1,57	Té	1,3	1,2134361	4,92958
LN	1,897	6	634,44	6	0,58	3,48				
LM	7,927	8	1123,24	9	0,48	4,32	Té	1,3	1,2134361	50,4789
JL	9,824	8	1250,42	5	0,425	2,125				
JK	0,784	5	446,81	2	0,61	1,22	Té	1,3	1,2134361	19,7183
JI	14,126	8	1499,42	6	0,36	2,16	Té	1,3	1,2134361	50,4789
GJ	24,734	8	1984,08	4,5	0,25	1,125				
GH	0,031	2,5	126,00	2	0,785	1,57	Té	1,3	1,2134361	4,92958
EG	24,765	8	1985,33	6,425	0,25	1,60625	Coude	1,3	1,2134361	50,4789
EF	0,201	3	292,11	2,3	0,4	0,92	Té			
CE	24,966	8	1993,37	4	0,25	1				
CD	0,086	3	191,50	3	0,67	2,01	Té	1,3	1,2134361	7,0986
AC	25,053	8	1996,82	1,9	0,25	0,475	Té	1,2	1,2134361	46,5959
AB	0,253	3	327,49	2,3	0,35	0,805	Té	1,2	1,2134361	6,55256
A1A	25,306	8	2006,87	7	0,25	1,75				

**Tableau 6-11: Récapitulation des résultats du calcul du réseau de distribution du restaurant**

## --Réseau de reprise d'air :

tronçon	$Q_{v1}$ ( $m^3/s$ )	vitesse (m/s)	Diamètre theorique (mm)	longueurs (m)	$j$ (Pa/m)	$H_L$ (Pa)	Singularité	$\xi$	pair $kg/m^3$	$H_S$ (Pa)
RS	0,807531	5	453,47	2,5	0,6	1,5				
RT	0,141444	3	245,01	0,5	0,52	0,26	Té	1,3	1,180751	6,90739
OR	0,948975	5	491,58	8	0,54	4,32	Coude	1,3	1,180751	19,1872
OP	4,071134	6	929,47	9	0,355	3,195	Té	1,3	1,180751	27,6296
OQ	0,966885	5	496,20	3	0,52	1,56	Té	1,3	1,180751	19,1872
MO	5,986994	6	1127,16	2	0,28	0,56				
MN	0,032387	2,5	128,43	0,5	0,785	0,3925	Té	1,3	1,180751	4,7968
KM	6,019381	6	1130,20	11	0,28	3,08				
KL	14,50923	8	1519,61	3	0,36	1,08	Té	1,3	1,180751	49,1192
IK	20,52862	8	1807,55	3,5	0,28	0,98				
IJ	4,071	6	929,47	9	0,355	3,195	Té	1,3	1,180751	27,6296
GI	24,600	8	1978,68	1	0,25	0,25				
GH	0,032	2,5	127,69	0,5	0,785	0,3925	Té	1,3	1,180751	4,7968
EG	24,632	8	1979,97	6,425	0,25	1,60625	Coude	1,3	1,180751	49,1192
EF	0,207	3	296,05	0,5	0,4	0,2	Té	1,3	1,180751	6,90739
CE	24,838	8	1988,25	4	0,25	1				
CD	0,088748	3	194,08	0,5	0,67	0,335	Té	1,3	1,180751	6,90739
AC	24,927	8	1991,80	1,9	0,25	0,475	Té	1,2	1,180751	45,3408
AB	0,259561	3	331,91	0,5	0,35	0,175	Té	1,2	1,180751	6,37606
A1A	25,187	8	2002,14	7	0,25	1,75				

Tableau 5-12: Récapitulation des résultats du calcul du réseau de reprise du restaurant

## 5. Détermination des points les plus défavorisés :

Points	Distribution					Reprise				
	I	M	Q	T	S	L	P	Q	T	S
Pertes de charge totales (Pa)	155,67	159,955	133,089	142,053	136,354	150,721	134,986	124,909	134,84	129,169

Tableau 6-13 : Pertes de pression maximales dans le réseau aéraulique du restaurant

**b. Pour la salle polyvalente :**

En procédant de la même manière comme pour le restaurant on a :

**1. Détermination des débits volumiques :**

local	$H_0$ (kW)	$h_1$ (KJ/kgas)	$h_2$ (KJ/kgas)	$v_1$ (m <sup>3</sup> /kg)	$v_2$ (m <sup>3</sup> /kg)	$q_{mas}$ (kg/s)	$q_{v1}$ (m <sup>3</sup> /s)	$q_{v2}$ (m <sup>3</sup> /s)
Salle Polyvalente	101,032	44.31	52,65	0,8334	0,856	12,3059	10,2558	11.313

**Tableau 6-14 : débits volumiques soufflés et repris dans salle polyvalente**

**2. Tracé des réseaux : voir annexe E****3. Diamètre de tronçon et Pertes de charge :**

--Réseau de distribution d'air :

tronçon	$q_{v1}$ (m <sup>3</sup> /s)	vitesse (m/s)	Diametre theorique (mm)	longueurs (m)	$j$ (Pa/m)	$H_L$ (Pa)	Singularité	$\xi$	pair kg/m <sup>3</sup>	$H_s$ (Pa)
EG	3,418591	5	933,03	11,5	0,25	2,875	Coude	1,3	1,21344	19,71834
EF	3,418591	5	933,03	4,5	0,25	1,125	Té	1,3	1,21344	19,71834
CE	6,837181	6	1204,53	9	0,26	2,34		1,3	1,21344	28,39441
CD	3,418591	5	933,03	4,5	0,25	1,125	Té	1,3	1,21344	19,71834
AC	10,25577	6	1475,24	14	0,2	2,8	Coude	1,3	1,21344	28,39441

**Tableau 6-15 : Récapitulation des résultats du calcul du réseau de distribution de la salle polyvalente**

**--Réseau de reprise d'air :**

tronçon	$q_{v1}$ ( $m^3/s$ )	vitesse ( $m/s$ )	Diametre theorique ( $mm$ )	longueurs ( $m$ )	$j$ ( $Pa/m$ )	$H_L$ ( $Pa$ )	Singularité	$\xi$	$\rho_{air}$ $kg/m^3$	$H_s$ ( $Pa$ )
EG	3,511295	5	945,59	11,5	0,25	2,875	Coude	1,3	1,18075	19,1872
EF	3,511295	5	945,59	4,5	0,25	1,125	Té	1,3	1,18075	19,1872
CE	7,022591	6	1220,75	9	0,26	2,34		1,3	1,18075	27,62957
CD	3,511295	5	945,59	4,5	0,25	1,125	Té	1,3	1,18075	19,1872
AC	10,53389	6	1495,11	14	0,2	2,8	Coude	1,3	1,18075	27,62957

**Tableau 6-16 : Récapitulation des résultats du calcul du réseau de reprise de la salle polyvalente****4. Détermination des points les plus défavorisés :**

	Distribution	Reprise
<b>Point</b>	G	G
Pertes de charge totales $\Delta H$ (Pa)	84,52214698	82,4613484

**Tableau 6-17 : Pertes de pression maximales dans le réseau aéraulique de la salle polyvalente****c. Choix des conduits :**

Les conduits seront généralement rectangulaires ou circulaires. On distingue :

- Les conduits maçonnés (en staff), de section souvent rectangulaire,
- Les conduits en tôles d'acier ou d'alliages légers rigides, de section circulaire ou rectangulaire,
- Les conduits métalliques souples (section souvent circulaire),
- Les conduits constitués de panneaux isolants (section rectangulaire),
- Les conduits textiles,
- Les conduits plastiques,
- Les panneaux de fibre de verre,
- Le contre-plaqué.

Pour choisir un type de conduit, on tiendra compte de son encombrement et des coûts d'installation et d'exploitation, mais aussi de l'environnement climatique.

## J. VENTILATEURS :

### a. Définitions :

Ce sont des turbomachines assurant l'écoulement continu de l'air dans les réseaux de distribution et de reprise. Selon leur emplacement on distingue :

- Le ventilateur de soufflage : Il est placé après le caisson de traitement d'air dans, le réseau de distribution, a pour rôle est d'amener l'air traité au niveau des locaux à climatiser. Le calcul des pertes de charges jusqu'au point le plus défavorisé du réseau a été fait sans tenir compte des pertes aux niveaux du caisson et des diffuseurs terminaux, car celles-ci étant très complexe à déterminer. Ainsi nous admettons comme hypothèse que ces pertes représentent 20% des pertes totales pour le calcul.
- Le ventilateur de reprise : placé sur le circuit de retour d'air vicié, il permet d'amener une partie de l'air vers le caisson pour le recyclage et d'envoyer l'autre partie à l'atmosphère.

Les pertes de charges au niveau des bouches de reprise n'tant pas prises en compte, on majorera de 5% les pertes de charges totales dans les calculs.

### b. Calcul des ventilateurs et moteurs :

La pression totale ( $H_m$ ) produite par un ventilateur est la somme de deux (2) pressions : une pression statique et une pression dynamique.

$$H_m = P_s + P_d \quad (6.24)$$

- $P_s$  (pression statique): elle correspond aux pertes de charges dans le circuit aéraulique c'est-à-dire les pertes aux points les plus défavorisés.

$$\text{Pour le ventilateur de soufflage} \quad P_s = (1 + 20\%)\Delta H \quad (6.25)$$

$$\text{Pour le ventilateur de reprise} \quad P_s = (1 + 5\%)\Delta H \quad (6.26)$$

- $P_d$  (pression dynamique) : C'est la pression nécessaire pour générer la vitesse de l'air dans le réseau.

$$P_d = \frac{v_m^2}{2} \rho \quad (6.27)$$

$V_m$  : vitesse moyenne de l'air dans le conduit de refoulement

$\rho$  : masse volumique de l'air

Suivant le chemin le plus défavorisé, la puissance mécanique fournie au fluide est donnée par :

$$P_m = H_m \times q_v \quad (6.28)$$

$q_v$  : débit volumique de refoulement en  $m^3/s$

Les résultats des calculs sont donnés dans le tableau suivant :

		$P_s$ (Pa)	$P_d$ (Pa)	$H_m$ (Pa)	$Q_v$ ( $m^3/s$ )	$P_m$ (W)
<b>Restaurant</b>	Ventilateur de soufflage	191,9460977	38,8299556	230,7761	25,3056	5839,92667
	Ventilateur de reprise	158,2565958	37,7840309	196,0406	25,18658	4937,59273
<b>Salle polyvalente</b>	Ventilateur de soufflage	101,4265764	21,84185	123,2684	10,25577	1264,21285
	Ventilateur de reprise	86,58441582	21,2535174	107,8379	10,53389	1135,95251

**Tableau 6-18 : Puissances développées par les ventilateurs**

La puissance absorbée correspondant à la puissance motrice est donnée par :

$$P_{mot} = \frac{P_m}{\eta_v \eta_t} \quad (6.29)$$

$\eta_v$  : rendement mécanique du ventilateur

$\eta_t$  : rendement de la transmission qui tient compte des pertes au niveau de l'entraînement moteur-ventilateur.

Le tableau suivant donne la plage admise des rendements selon différents types de ventilateurs :

Type de ventilateurs	Rendement mécanique
Ventilateurs centrifuges à aubes recourbés vers l'arrière	77.... 80%
Ventilateurs centrifuges à aubes recourbés vers l'avant	57....73%
Ventilateur hélicoïde avec redresseur mais sans diffuseur	50.....80%
Ventilateur hélicoïde avec redresseur et diffuseur	60.....89%
Ventilateur de paroi	35.....50%

**Tableau 6-19 : Rendements de ventilateurs**

(Source : [25])

Pour un système à volume d'air variable(VAV), seuls les ventilateurs centrifuges à aubes recourbés vers l'arrière et les ventilateurs hélicoïdes sont utilisés.

En plus le caisson 39H23-18 fonctionne avec des ventilateurs centrifuges donc nous travaillons avec le rendement moyen de la plage de ce type de ventilateurs.

$$\eta_v=78.5\%$$

Signalons aussi que la roue du ventilateur est calée directement sur l'arbre du moteur c'est-à-dire à entraînement direct, ce qui donne des pertes de 2 à 5% ( $\eta_t=95$  à 98%).

Pour tenir compte d'éventuelles fluctuations des puissances absorbées par le ventilateur, nous utilisons une majoration de 20% pour la puissance motrice.

Les puissances des moteurs à utiliser sont consignées dans le tableau suivant :

		Rendement mécanique	Rendement de la transmission	P <sub>mot</sub> (W)
<b>Restaurant</b>	Moteur du ventilateur de soufflage	0,785	0,965	9251,06366
	Moteur du ventilateur de reprise	0,785	0,965	7821,67094
<b>Salle polyvalente</b>	Moteur du ventilateur de soufflage	0,785	0,965	2002,64734
	Moteur du ventilateur de reprise	0,785	0,965	1799,46933

**Tableau 6-70 : Puissances requises des moteurs des ventilateurs**

## K. TOUR DE REFROIDISSEMENT :

### a. Généralités :

La machine à absorption constitue une source de production de chaleur importante qui doit être canalisée ou évacuée continuellement de manière à ne pas altérer le fonctionnement et diminuer le rendement de la machine. Pour récupérer cette chaleur, on procède à un échange de chaleur, au niveau d'une tour, avec de l'eau ou l'air par exemple.

Une tour de refroidissement est un échangeur dans lequel, l'énergie de rejection est transférée d'un fluide caloporteur à l'air atmosphérique. Il existe différents types de tours parmi lesquelles on peut citer:

- La tour de refroidissement atmosphérique : la circulation de l'air est dérivé d'un écoulement d'induction naturelle fourni par un jet de pression.

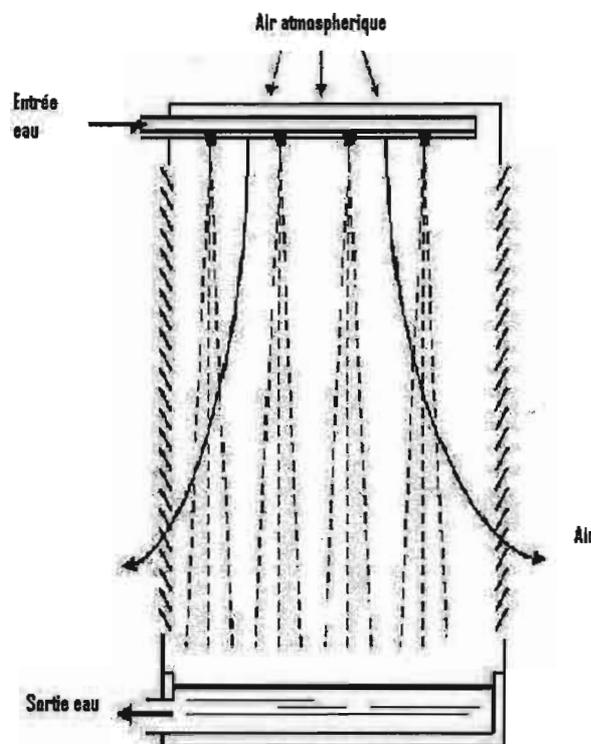


Figure 6-5 : Schéma d'une tour atmosphérique <sup>[31]</sup>

- Les tours à courant d'air mécanique : Dans ces tours, la circulation de l'air est assurée par un ventilateur. La circulation d'air peut être à contre-courant ou à courant croisé avec l'eau qui s'écoule par gravité. Le courant croisé indique que le flux d'air est horizontal dans la partie remplie de la tour tandis que le contre-courant signifie que le flux d'air est dans le sens opposé de l'eau de chute. Selon la mise en mouvement de l'air on distingue :

- Les tours de refroidissement à air forcé : elles ont le ventilateur, le bassin et la canalisation localisés dans la structure de la tour et le ventilateur est en bas. Ainsi l'air soufflé va être en contact avec le fluide à refroidir.

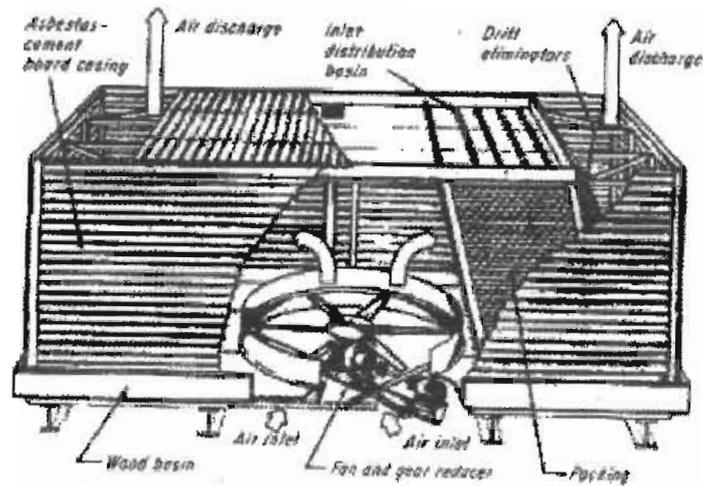


Figure 6-6 : photo d'une tour à air forcé <sup>[31]</sup>

- Les tours de refroidissement à air induit : elles ont un ventilateur, localisé au sommet de la tour, qui aspire l'air qui a déjà servi à refroidir l'eau vers le haut, et le souffle vers l'atmosphère.

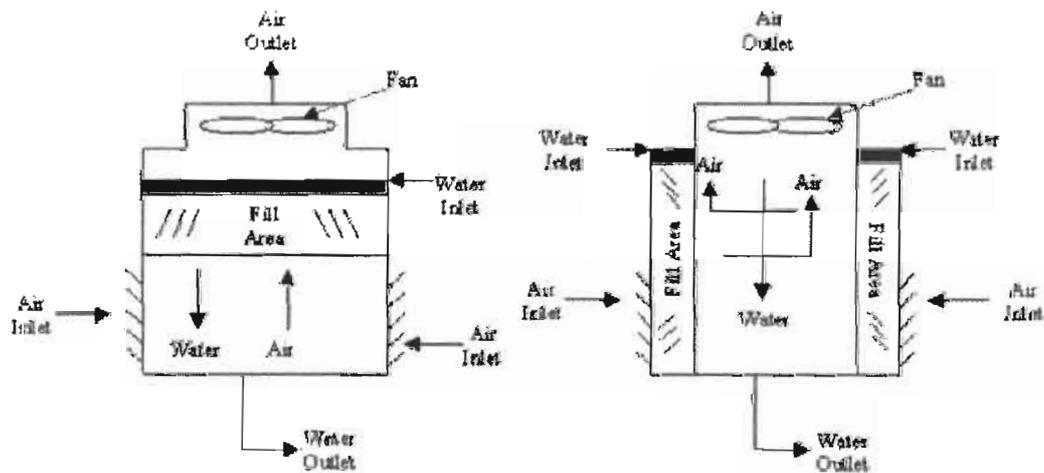


Figure 6-7 : photo d'une tour à air induit <sup>[31]</sup>

Vu la quantité importante d'énergie à évacuer il faut donc une grande masse d'air en circulation. Et seules les tours de refroidissement à courant d'air mécanique permettent de faire bouger, par le biais de leurs ventilateurs, de grandes quantités d'air à travers la tour.

**b. Calcul de la tour :**

La sélection d'une tour de refroidissement s'effectue suivant plusieurs critères:

- Température de bulbe humide au site d'installation de la tour de refroidissement : Cette température peut être déterminée à l'aide du diagramme de Mollier, en fonction de la température de l'air et de l'humidité relative.

**NB** : la température de bulbe humide est la température mesurée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche humide.

On a pour l'air extérieur  $\theta=30^{\circ}\text{C}$  et  $\phi=50\%$  ce qui donne une température humide

$$\theta_h = 22.04^{\circ}\text{C}.$$

- Débit d'eau à refroidir : il est donné par le fabricant du refroidisseur à absorption
- Température d'entrée d'eau : c'est la température de l'eau à la sortie du condenseur  $\theta_e=31^{\circ}\text{C}$
- Température de sortie d'eau : Le rendement d'une tour de refroidissement dépend principalement, de la surface d'échange de chaleur installée, d'une bonne distribution d'eau, de la quantité d'air aspirée et des conditions de l'air extérieur. La limite théorique de refroidissement est la température du bulbe humide. La différence entre la température de l'eau froide requise et la température du bulbe humide, (appelée écart limite de refroidissement), est très importante pour déterminer les dimensions de la tour. Plus l'écart est grand, plus la tour est petite et donc économique. L'écart limite doit être de 3 à 4°C minimum.

Pour ce faire, prenons un écart  $\Delta t'=8^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t' = \theta_s - \theta_r \Rightarrow \theta_s = \Delta t' + \theta_r = 30.04^{\circ}\text{C}$$

$\theta_r$  : température de bulbe humide

$\theta_s$  : température de sortie de l'eau froide

— Puissance à évacuer par la tour : elle est donnée par la formule suivante :

$$P_t = 1.2 \dot{V} \rho c_p (\theta_s - \theta_e) \quad (6.30)$$

$\dot{V}$  : Débit d'eau à refroidir en L/s     $\rho$  : masse volumique de l'eau=1kg/L

$C_p$  : chaleur massique de l'eau = 4185 J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>

Le facteur (1.2) représente le facteur de sécurité.

Les puissances de refroidissement des tours sont données dans le tableau suivant :

	Restaurant	Salle polyvalente
Débit d'eau à refroidir (L/s)	71,3	35,7
Puissance évacuée (kW)	-343,745856	-172,113984

**Tableau 6-21 : Puissances des tours**

L signe moins (-) signifie qu'il s'agit de la chaleur dégagée.

A partir de ces données, on peut prendre les tours du constructeur SULZER qui donne :

- La tour EWK-C 1800/6 pour le restaurant
- La tour EWK-C 900/6 pour la salle polyvalente.

## CHAPITRE VII: LA REGULATION

### A. GENERALITES :

La régulation d'un système consiste à trouver un moyen pour maintenir la grandeur réglée  $y(t)$  aussi voisine que possible de la valeur de consigne  $y_c$ .

Deux approches sont utilisées :

#### a. Régulation en boucle ouverte :

Cette solution consiste à régler une fois pour toutes les commandes.

Dans une régulation en boucle ouverte, le signal de sortie ne réagit pas sur le signal d'entrée ; c'est une régulation rapide, imprécise, dont les systèmes subissent de fortes perturbations, mais stable.

#### b. Régulation en boucle fermée :

Le seul moyen d'être sûre que la grandeur réglée rejoigne ou soit égale à la valeur de consigne est de la mesurer en permanence et de s'en servir pour le réglage. Dans une régulation en boucle fermée la mesure directrice est la grandeur réglée. La prise en compte des facteurs perturbateurs (apports internes ou externes, déperditions) peut être réalisée à l'aide d'une réaction qui agit sur la commande  $u(t)$  en fonction de l'écart  $e(t)$  qui existe entre la valeur de consigne et la valeur mesurée.

La régulation en boucle fermée applique donc au système un signal de commande de la forme  $u(t) = f[e(t), t]$  avec  $e(t) = y_c - y(t)$

Pour notre système nous avons choisi une régulation en boucle fermée

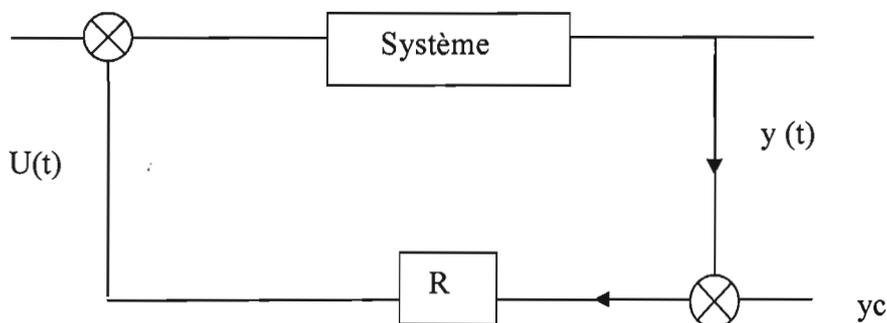


Figure 7-1 : Régulation en boucle fermée

Les modes de régulation sont :

- La régulation par tout ou rien
- La commande d'un processus qui tient compte des régimes transitoires.

Dans notre système nous avons choisi la régulation par tout ou rien. Dans ce système l'organe de commande ne peut occuper que deux positions : position ouverte ou position fermée. Le passage à l'une ou l'autre est réalisé lors du franchissement d'un point de consigne. Pour éviter des phénomènes d'oscillations ou pompages, on introduit une plage neutre appelée aussi différentiel; le changement de position n'intervient qu'après un dépassement (en plus ou en moins) du point de consigne supérieur au demi-différentiel.

### **c. Élément constituant une chaîne de régulation :**

Une chaîne de régulation est composée de trois types d'organes :

- Les organes de détections ou capteurs.
- Les organes de commandes ou régulateurs.
- Les organes de réglage ou actionneurs.

#### **1. Les capteurs :**

Les capteurs, appelés parfois sondes ou détecteurs, convertissent une grandeur physique (pression, température, etc.) en une utilisable par des appareils de traitement et de conditionnement du signal. Les signaux délivrés peuvent être électriques (tension, courant) pneumatiques ou de déplacement (dilatation). On a :

##### **▪ Les capteurs de température**

La température est une grandeur physique très utilisée par le thermicien. Son repérage s'effectue par des capteurs à variation de résistance, de dilatation de solide ou de liquide, de tension de vapeur ou encore par des couples thermoélectriques ou des semi-conducteurs.

##### **▪ Les capteurs de pression**

La pression à l'intérieur d'un circuit est généralement détectée par une membrane ou un soufflet déformable qui agit sur une transmission mécanique dans le cas d'une commande par tout ou rien (pressostat), ou sur un organe électronique (capacité ou jauge de contrainte) lorsque le déplacement de la membrane est transformé en signal électrique.

## 2. Les régulateurs :

Un régulateur est un appareil qui commande un actionneur à partir des informations issues des organes de détection.

- Il compare une information (signal) fournie par un capteur (sonde ou thermostat) à une valeur de référence (consigne).
- Il amplifie et traite le signal en fonction de l'écart constaté.
- Il transforme le signal en ordre de commande.

## 3. Les actionneurs :

L'ordre de commande issu du régulateur agit sur un actionneur composé de deux parties :

L'organe de commande (servomoteur) et l'organe de réglage (vannes ou volets) qui agit sur le vecteur énergétique .On distingue :

- les actionneurs destinés à la commande d'un fluide
- les actionneurs destinés à la commande du courant électrique

### d. Architecture d'un ensemble de régulation :

Les différentes architectures sont les suivantes :

- Avec des régulateurs indépendants
- Avec des régulateurs optimiseurs
- Avec des régulateurs adressables
- Avec des automates programmables

Pour notre système nous envisageons l'utilisation d'une architecture avec des régulateurs indépendants. Les régulateurs sont installés localement et indépendants d'un réseau de communication; Ils traitent les informations issues des capteurs et délivrent un signal de sortie qui est une fonction de l'information d'entrée (proportionnelle, intégrale et dérivée). Les points de consignes sont modifiables à partir d'un potentiomètre placé sur la face avant du boîtier ou d'un clavier pour les régulateurs numériques. Les constructeurs ont développé des régulateurs destinés aux installations de chauffage et de climatisation, les potentiomètres de réglages ou le clavier numérique étant dédiés aux grandeurs à régler (température, pression etc.)

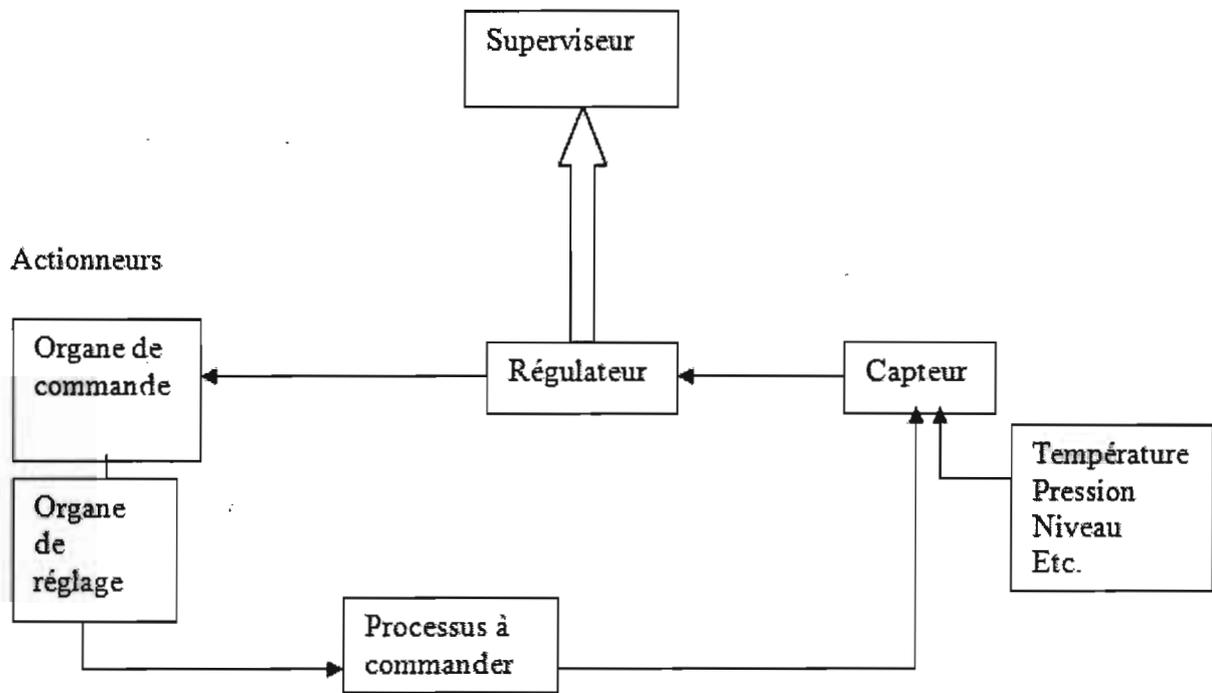


Figure 7-2 : Architecture d'un ensemble de régulation

## B. REGULATION DE L'INSTALLATION :

### a. Fonctionnement du système :

On peut séparer les trois fonctions de l'installation qui sont :

- la récupération de l'énergie solaire
  - la production d'eau glacée
  - la réfrigération des locaux
- La récupération de l'énergie solaire s'effectue d'une part, lorsque l'intensité solaire est supérieure à  $100\text{W/m}^2$  ou un écart de température de  $10^\circ\text{C}$  entre l'entrée et la sortie du capteur met en route la pompe P1 de circulation du circuit primaire. La pompe s'arrête lorsque l'écart redescend en dessous de  $2^\circ\text{C}$ .
- Pendant toute la période de mise en température de la boucle de production d'eau chaude la machine frigorifique est alimentée par l'appoint.
- Lorsque la température de sortie des capteurs est supérieure de  $5$  à  $7^\circ\text{C}$  à la température du ballon, les vannes (entrée ballon tampon) s'ouvrent.
- Rappelons que la température du ballon est maintenue inférieure à  $100^\circ\text{C}$ .
- Lorsque la température du ballon est supérieure à  $80^\circ\text{C}$ , on a ouverture des vannes de sortie ballon et lancement de la pompe P2.

- La machine à absorption se met en service que lorsque les conditions suivantes sont réunies :
  - la température ambiante des locaux est supérieure à la valeur de consigne de 24°C.
  - la température du ballon est supérieure à 80°C.

Lorsque ces conditions sont réunies, les trois circulateurs (générateur, évaporateur, et condenseur) sont mis en route, la production d'eau glacée est assurée (entre 10° et 7°C).

- Les ventilateurs des centrales de traitement d'air sont mis en service que lorsque :
  - d'une part, la température ambiante l'autorise,
  - d'autre part, la température d'eau glacée au départ de la machine atteint une valeur de consigne fixée à 7°C.

#### **b. Régulation de la distribution d'air :**

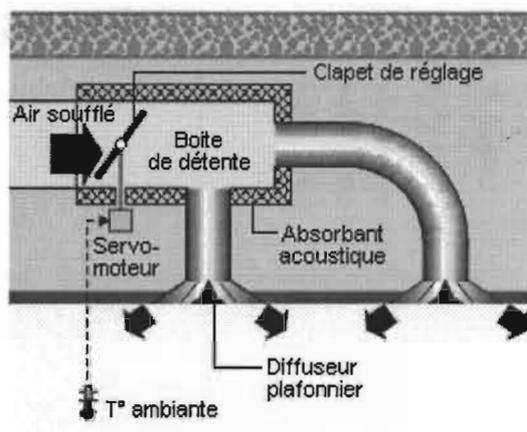
Elle constitue l'une des tâches les plus importantes et difficile à réaliser pour la climatisation du fait que tous les locaux peuvent ne pas être utilisés en même temps mais aussi de la variation des conditions atmosphériques. La régulation de l'installation consistera en fonction des besoins à :

- Régler le débit des ventilateurs,
- Régler la pression dans les réseaux.

#### **1. Régulation de débit et de pression de l'air:**

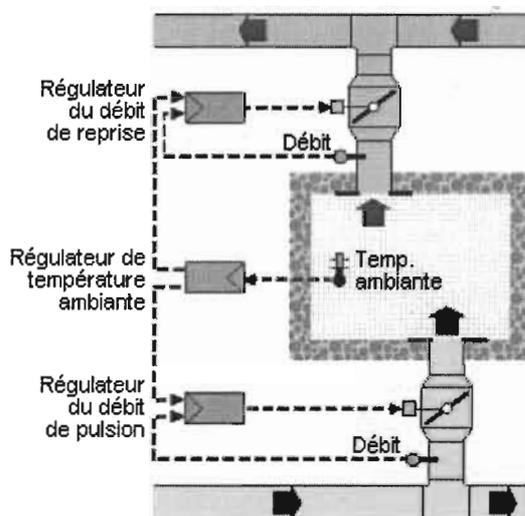
On a par définition : le débit volumique de l'air est égal au produit de la vitesse et de la section de passage de l'air. Puisque la vitesse de diffusion de l'air dans les locaux est fixée à une valeur constante pour le confort de la climatisation donc la section de passage doit augmenter (ou diminuer) si le débit augmente (ou diminue).

Pour cela, on peut adapter l'ouverture de passage de l'air par réglage de clapets. Un servomoteur commande la position du clapet de la bouche de soufflage en fonction des besoins du local (débit soufflé ou température du local). Ce clapet est en général inséré dans une boîte de détente tapissée d'absorbantes acoustiques pour réduire le niveau de bruit. L'air est ensuite réparti vers le local via des diffuseurs.



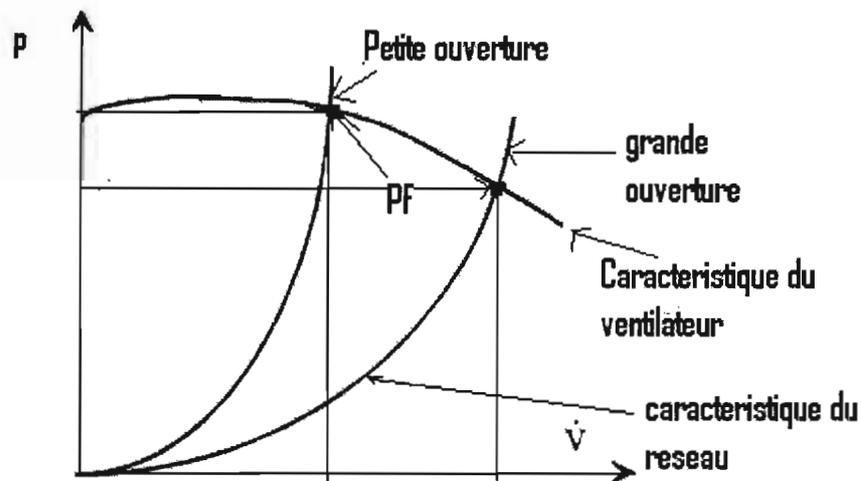
**Figure 7-3 : Dispositif à clapet d'air** [27]

Le débit d'air repris évolue conjointement avec le débit d'air soufflé. Donc Il faut agir sur la section de passage des bouches de reprise pour conserver la vitesse de reprise.



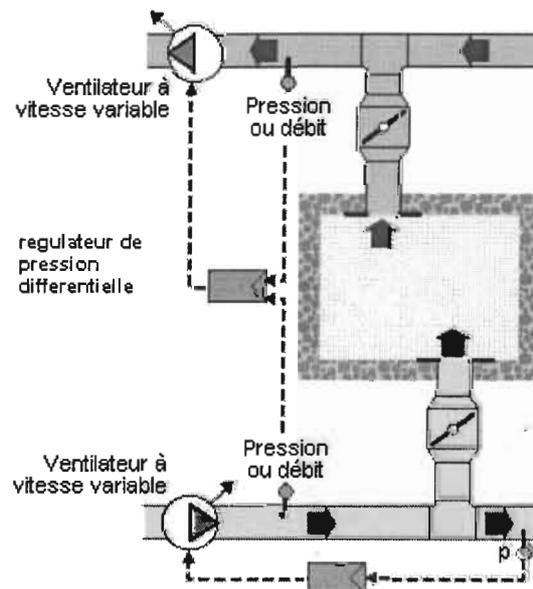
**Figure 7-4 : Principe de régulation de débit** [27]

En plus, la fermeture d'un clapet entraîne la montée de la pression dans le réseau de distribution et les clapets encore ouverts sont perturbés dans leur régulation et de plus, ont tendance à augmenter leur niveau de bruit lors du passage de l'air.



**Figure 7-5 : Influence de l'ouverture des clapets sur le fonctionnement des ventilateurs**

Un capteur de pression sera dès lors placé sur la gaine de soufflage et une régulation du ventilateur sera organisée en vue de pulser le débit juste nécessaire et de maintenir une pression constante dans le réseau. Le ventilateur de reprise est réglé en fonction de celui de soufflage c'est-à-dire un régulateur de pression différentielle compare les pressions dans la pression du réseau de soufflage à celle du réseau de reprise. Et en fonction de cette différence de pression, le régulateur règle la vitesse du ventilateur de reprise de façon à maintenir une différence de pression donnée. La figure suivante illustre ce qu'on vient de dire :



**Figure 7-6 : Principe de régulation du ventilateur reprise <sup>[27]</sup>**

## 2. Régulation des moteurs des ventilateurs :

### — Principe de fonctionnement du moteur asynchrone triphasé :

Le moteur asynchrone triphasé est constitué d'une partie fixe appelée stator (ou inducteur) et d'une partie mobile connue sous le nom de rotor (induit). L'inducteur comporte des encoches dans lesquels sont logés des conducteurs reliés de manière à former un ensemble de trois enroulements équilibrés. Les enroulements du stator alimentés en courant donnent naissance à un champ magnétique tournant à la vitesse de synchronisme  $n_s = \frac{f}{p}$  (7.1)

$f$  : fréquence du réseau d'alimentation électrique  $f=50\text{Hz}$  au Sénégal.

$p$  : nombre de paires de pôles

Le champ variant dans le rotor y donne naissance à des courants induits. Ces derniers, d'après la loi de Lenz, s'opposent à la cause qui leur a donné naissance. C'est cet effet créé par ces courants induits qui fait que le rotor tourne moins vite que le champ magnétique d'où le nom de moteur asynchrone.

Ce moteur peut être assimilé à un transformateur à champ magnétique tournant et représenté par le schéma suivant :

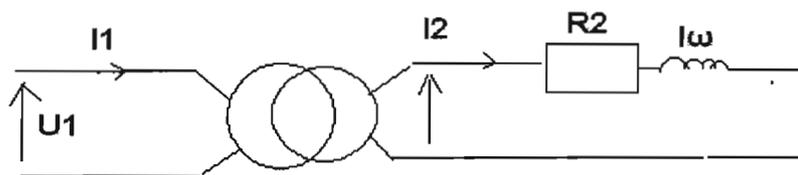


Figure 7-7 : Schéma équivalent d'un moteur asynchrone

### — Vitesse de glissement :

La vitesse de glissement est définie comme la différence entre la vitesse de synchronisme et celle du rotor  $n_g = n_s - n$  (7.2)

$n_g$  : vitesse de glissement (tr/s)       $n_s$  : vitesse de synchronisme (tr/s)

$n$  : vitesse du rotor (tr/s)

Ainsi le glissement  $g$  est défini comme le rapport de la vitesse de glissement à celle de synchronisme.  $g = \frac{n_s - n}{n_s} = 1 - \frac{n}{n_s}$  (7.3)

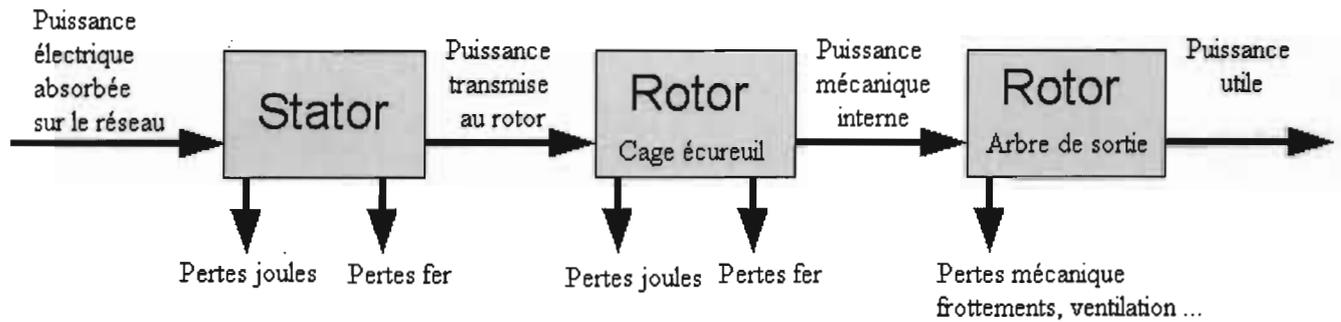
— **Puissance et rendement :**

La puissance consommée sur le réseau en triphasé est  $P = UI\sqrt{3}\cos\varphi$ . (7.4)

Le  $\cos\varphi$  du moteur est une caractéristique indiquée sur la plaque signalétique.

En effet, cette puissance est plus grande que la puissance disponible à la sortie du moteur du fait qu'il y ait des pertes au niveau du stator et du rotor.

Le schéma suivant donne ces différentes pertes :



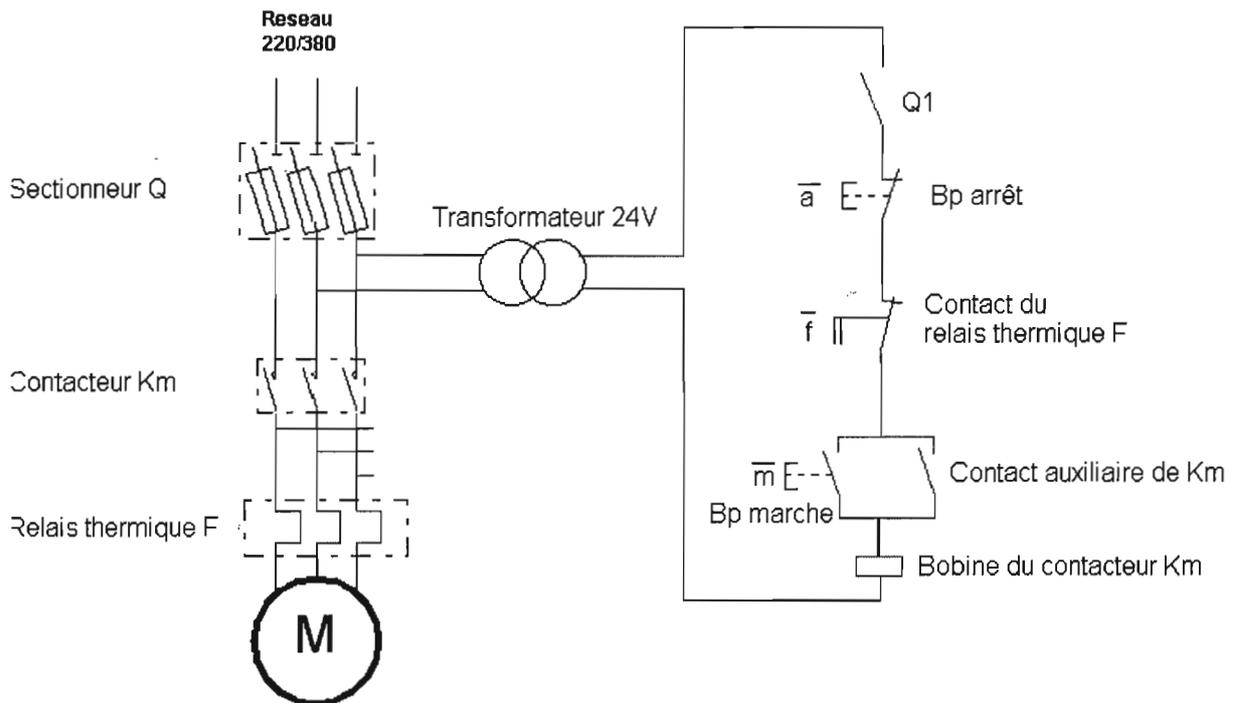
**Figure 7-8 : Bilan de puissance du moteur asynchrone** [27]

Le rendement du moteur est le rapport de la puissance utile par la puissance absorbée :

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{P - \sum \text{Pertes}}{P} = 1 - \frac{\sum \text{Pertes}}{P} \quad (7.5)$$

— **câblage sur le réseau :**

Le moteur est relié au réseau par un certain nombre de dispositifs de sécurité et de commande.



**Figure 7-9 : Schéma de câblage du moteur** [27]

- Le sectionneur d'isolement avec fusibles permet de déconnecter le moteur du réseau pour des opérations de maintenance par exemple. Il protège également le dispositif en aval contre les risques de court circuit grâce aux fusibles.
- Le contacteur permet d'alimenter le moteur avec une commande manuelle ou automatique avec un automate programmable.
- Le relais thermique protège le moteur contre les surcharges de courant, l'intensité maximale admissible est réglable. Son action différentielle permet de détecter une différence de courants entre les phases en cas de coupure d'une liaison par exemple.
- Le transformateur abaisse la tension secteur à une valeur de 24V pour garantir la sécurité des utilisateurs sur la partie commande.

— **Régulation de la vitesse de rotation du ventilateur par variation de vitesse du moteur :**

La vitesse de rotation ( $n$ ) d'un moteur asynchrone dépend de la fréquence du réseau ( $f$ ), du nombre de paires de pôles du moteur ( $p$ ) et du glissement ( $g$ ) :

$$n(\text{tr/s}) = \frac{f \times (1-g)}{p} \quad (7.6)$$

La régulation de la vitesse peut donc se faire en agissant sur l'un de ces trois paramètres.

- Modifier le nombre de paires de pôles : Le stator peut être équipé :
  - ✓ avec deux bobinages séparés ou plus ;
  - ✓ avec un bobinage à nombre de pôles commutable ;
  - ✓ avec une combinaison des deux solutions ci-dessus.

Nombre de paires de pôles	Vitesse synchrone à 50 Hz [tr/min]
1	3 000
2	1 500
3	1 000
4	750
1 + 2	3 000 / 1 500
2 + 3	1 500 / 1 000
3 + 4	1 000 / 750
2 + 3 + 4	1 500 / 1 000 / 750
3 + 4 + 5	1 000 / 750 / 600

**Tableau 7-1 : Vitesse du moteur en fonction du nombre de paires de pôles** <sup>[27]</sup>

Théoriquement, les combinaisons de vitesse de rotation sont illimitées. Cependant, pour des raisons de place, on voit rarement un nombre de paires de pôles supérieur à 4 (8 pôles) en combinaison avec d'autres bobinages. Autrement, les moteurs deviendraient trop gros pour une puissance donnée. Pour cette raison, il faudrait plus souvent envisager d'utiliser deux moteurs différents, directement reliés aux deux extrémités de l'arbre du ventilateur.

➤ **Modifier le glissement :**

Pour augmenter le glissement d'un moteur, il faut augmenter l'écart entre le champ magnétique tournant et la vitesse de rotation du moteur. Le principe de base, commun à tous ces systèmes, est de faire chuter la tension ; la fréquence et le nombre de pôles restants identiques.

Pour cela, on utilise des transformateurs (appelés autotransformateurs) commandés par servomoteur ou des systèmes de hachage par triacs/thyristors (appelés régulateurs de vitesse électroniques).

Le système de réglage par hachage de phase crée des harmoniques qui non seulement perturbent le fonctionnement du moteur, mais polluent le réseau de distribution. Le réglage par transformateur ne crée par contre pas d'harmonique.

➤ Modifier la fréquence :

La régulation de vitesse la plus favorable du point de vue consommation d'énergie est celle obtenue avec un convertisseur de fréquence.

Les convertisseurs de fréquence comportent généralement les éléments suivants :

- ✓ Un redresseur transformant la tension alternative 50 Hz du réseau en tension continue.
- ✓ Un onduleur transformant la tension continue fournie par le redresseur en une tension alternative (mono- ou triphasée) de fréquence réglable alimentant le ou les moteurs. Cette tension n'est pas une vraie sinusoïde : la sinusoïde est "reconstituée" par des trains d'impulsions de longueur modulée et de hauteur fixe.
- ✓ Un régulateur permettant de piloter le convertisseur au moyen d'un signal de consigne variable. Ceci permet de faire dépendre la vitesse à n'importe quelle loi choisie en fonction de l'application par exemple :
  - vitesse fonction d'une différence de pression;
  - vitesse fonction d'une température;
  - vitesse fonction d'une différence de température

Nous avons choisi de faire notre régulation des moteurs en agissant sur la fréquence pour les raisons suivantes :

- de sa grande fiabilité
- il permet de régler la vitesse de plusieurs moteurs
- le  $\cos \varphi$  est bon donc pas de pénalités pour l'électricité.

**c. Régulation du système solaire et de la production d'eau glacée :**

Des sondes platine sont placées au niveau des endroits dont les températures conditionnent le fonctionnement de l'installation. Les flux solaires sont mesurés et contrôlés à partir d'un ordinateur. On choisira de mesurer le flux global dans le plan du panneau; les débits sont mesurés à partir de diaphragmes à chambres annulaires, dont la pression différentielle est transformée par un transmetteur en un signal tension qui est ensuite exploité par l'ordinateur. Pour le réglage du circuit primaire et secondaire nous allons utiliser des vannes tout ou rien.

Elles sont destinées à ouvrir ou fermer le circuit. Leurs pertes de charges sont relativement faibles en position ouverte car elles sont généralement à passage direct.

Pour les commandes des pompes nous allons utiliser des pressostats qui seront réglés sur les plages de fonctionnement. La commande des refroidisseurs sera assurée par des thermostats.

#### **d. Télé-contrôle de l'installation : Principe**

Le système de refroidissement à absorption solaire doit répondre à un certain degré de fiabilité. L'unité de télé-contrôle est utilisée pour suivre les performances de l'installation de climatisation. Elle doit permettre en outre d'optimiser son fonctionnement et d'en faciliter l'exploitation. Certains paramètres de base comme la température du local, son humidité et les puissances de sortie des capteurs, doivent être suivis afin de respecter l'énergie requise pour les locaux.

Ces systèmes sont munis d'un poste, où passent toutes les informations nous permettant ainsi de prévoir une anomalie du système. Cette unité sera câblée directement aux capteurs.

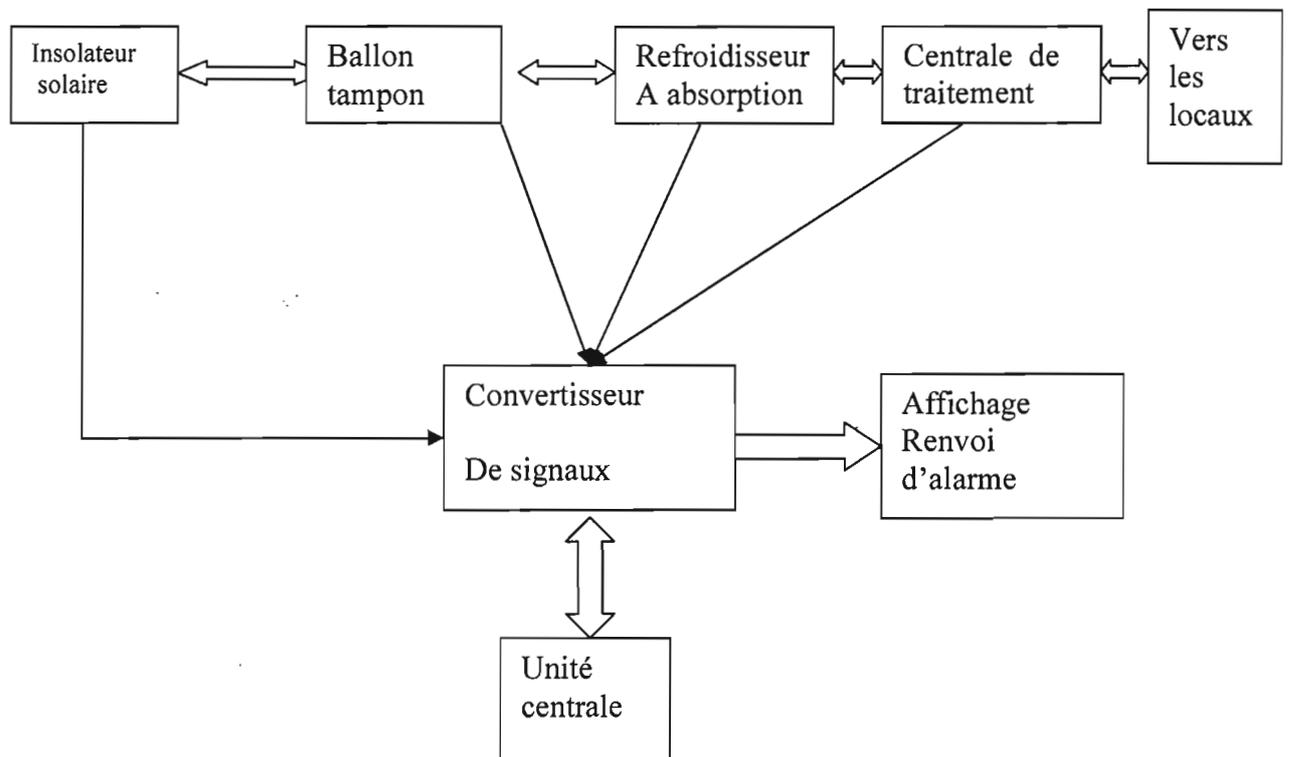
Ce poste peut être relié à une unité centrale pour l'envoi des signaux d'alarme.

Il est souvent utilisé sans aucune programmation pour la consultation et l'enregistrement des paramètres tel que :

- Température du local
- Humidité
- Température de l'eau glacée
- Température du ballon de stockage
- Température d'entrée et de sortie des capteurs
- Flux solaire emmagasiné

--Et d'autres applications à savoir le plan de maintenance avec l'accès aux fiches techniques et des données historiques.

Ce dispositif permettra ainsi d'avoir une vision très rapprochée des installations pour le suivi des besoins calculés et de la production effective.



**Figure 7-10 : Schéma du système de télé contrôle**

## **CHAPITRE VIII: ETUDE FINANCIERE ET IMPACT SUR L'ENVIRONNEMENT**

### **A. ESTIMATION FINANCIERE**

Cette partie permet d'évaluer le coût de réalisation du projet. L'estimation du coût sera faite sur la base des prix standards du marché. Pour ce qui est des diamètres des tuyauteries, nous avons pris le prix des diamètres normalisés supérieurs les plus proches des valeurs calculées.

Ainsi pour cela, nous allons déterminer :

- Le coût du dispositif de distribution et de reprise d'air
- Le coût de la régulation et des appareils annexes
- Le coût de la centrale de production d'air conditionné
- Le coût total de l'installation

#### **a. Cout du dispositif de distribution et de reprise d'air :**

Les gaines sont vendues sur le marché avec des diamètres normalisés .De ce fait, les diamètres calculés doivent être convertis en diamètres normalisés afin d'éviter de faire appel à des commandes spécifiques au niveau des manufacturiers, ce qui engendrerait des coûts supplémentaires. Cependant, la conversion consiste ici à utiliser le diamètre normalisé le plus proche et supérieur à celui calculé tout en y respectant une vitesse d'écoulement de l'air admissible.

Nous reportons ces coûts dans les tableaux suivants:

**1. Cout de la tuyauterie de distribution du restaurant :**

tronçon	RS	RT	PR	PQ	NP	NO	LN	LM	JL	JK	JI
<b>Diamètre theorique (mm)</b>	450	250	490	490	630	130	640	1 130	1 250	450	1 500
<b>longueurs (m)</b>	4	2	8	7	2	2	6	9	5	2	6
<b>Prix unitaire FCFA</b>	27 000	15 000	29 400	29 400	37 800	7 800	38 400	67 800	75 000	27 000	90 000
<b>Prix total FCFA</b>	108 000	30 000	235 200	191 100	75 600	15 600	230 400	610 200	375 000	54 000	540 000

tronçon	GJ	GH	EG	EF	CE	CD	AC	AB	A1A
<b>Diamètre theorique (mm)</b>	1 990	130	1 990	300	1 999	200	1 990	330	2 000
<b>longueurs (m)</b>	5	2	6	2	4	3	2	2	7
<b>Prix unitaire (FCFA)</b>	119 400	7 800	119 400	18 000	119 940	12 000	119 400	19 800	120 000
<b>Prix total (FCFA)</b>	537 300	15 600	767 145	41 400	479 760	36 000	226 860	45 540	840 000

**Tableau 8-1 : Prix de la tuyauterie de distribution du restaurant**

**2. Cout de la tuyauterie de reprise du restaurant:**

tronçon	RS	RT	OR	OP	OQ	MO	MN	KM	KL	IK	IJ
<b>Diamètre (mm)</b>	460	250	495	930	500	1 130	130	1 130	1 520	1 810	930
<b>longueurs (m)</b>	3	1	8	9	3	2	1	11	3	4	9
<b>Prix unitaire (FCFA)</b>	27 600	15 000	29 700	55 800	30 000	67 800	7 800	67 800	91 200	108 600	55 800
<b>Prix total (FCFA)</b>	69 000	7 500	237 600	502 200	90 000	135 600	3 900	745 800	273 600	380 100	502 200

tronçon	GI	GH	EG	EF	CE	CD	AC	AB	A1A
<b>Diamètre (mm)</b>	1 980	130	1 980	300	1 990	200	1 990	335	2 000
<b>longueurs (m)</b>	1	1	6	1	4	1	2	1	7
<b>Prix unitaire (FCFA)</b>	118 800	7 800	118 800	18 000	119 400	12 000	119 400	20 100	120 000
<b>Prix total (FCFA)</b>	118 800	3 900	763 290	9 000	477 600	6 000	226 860	10 050	840 000

**Tableau 8 Prix de la tuyauterie de reprise du restaurant**

**3. Cout des accessoires du restaurant:**▪ **Coudes et Té du réseau de distribution :**

tronçon	RT	PR	PQ	NO	LM	JK	JI	GH	EG	EF	CD	AC	AB
<b>Singularité</b>	Té	Coude	Té	Té	Té	Té	Té	Té	Coude	Té	Té	Té	Té
<b>Diamètre (mm)</b>	250	490	490	630	640	1 250	1 500	130	1 990	300	200	1 990	330
<b>Prix (FCFA)</b>	12 500	24 500	24 500	31 500	32 000	62 500	75 000	6 500	99 500	15 000	10 000	99 500	16 500

**Tableau 8-3 : Prix des accessoires de distribution du restaurant**▪ **Coudes et Té du réseau de reprise :**

tronçon	RT	OR	OP	OQ	MN	KL	IJ	GH	EG	EF	CD	AC	AB
<b>Singularité</b>	Té	Coude	Té	Té	Té	Té	Té	Té	Coude	Té	Té	Té	Té
<b>Diamètre (mm)</b>	250	495	930	500	130	1 520	930	1 980	1 980	300	200	1 990	335
<b>Prix (FCFA)</b>	12 500	24 750	46 500	25 000	6 500	76 000	46 500	99 000	99 000	15 000	10 000	99 500	16 750

**Tableau 8-4 : Prix des accessoires de reprise du restaurant**

Ce qui nous donne un cout total pour les tuyauteries et les accessoires de 11 944 205 FCFA

**4. Cout de la tuyauterie de distribution de la salle polyvalente :**

tronçon	EG	EF	CE	CD	AC
Diamètre (mm)	940	940	1210	940	1480
longueurs (m)	11,5	4,5	9	4,5	14
Prix unitaire (FCFA)	56 400	56 400	72 600	56 400	88 800
Prix total (FCFA)	648 600	253 800	653 400	253 800	1 243 200

**Tableau 8-5 : Prix de la tuyauterie de distribution de la salle polyvalente****5. Cout de la tuyauterie de reprise de la salle polyvalente :**

tronçon	EG	EF	CE	CD	AC
Diamètre (mm)	950	950	1220	950	1500
longueurs (m)	11,5	4,5	9	4,5	14
Prix unitaire (FCFA)	57 000	57 000	73 200	57 000	90 000
Prix total (FCFA)	655 500	256 500	658 800	256 500	1 260 000

**Tableau 8-6 Prix de la tuyauterie de reprise de la salle polyvalente**

### 6. Cout des accessoires du restaurant:

#### ▪ Coudes et Té du réseau de distribution

tronçon	EG	EF	CD	AC
Singularité	Coude	Té	Té	Coude
Diamètre (mm)	940	940	940	1480
Prix (FCFA)	47 000	47 000	47 000	74 000

**Tableau 8-7 : Prix des accessoires de distribution de la salle polyvalente**

#### ▪ Coudes et Té du réseau de reprise :

tronçon	EG	EF	CD	AC
Singularité	Coude	Té	Té	Coude
Diamètre (mm)	950	950	950	1500
Prix (FCFA)	47 500	47 500	47 500	75 000

**Tableau 8-8 : Prix des accessoires de reprise de la salle polyvalente**

Ce qui nous donne un cout total pour les tuyauteries et les accessoires de 6 572 600 FCFA

**b. Cout de la régulation :**

**1. Au niveau du restaurant :**

Appareil	Prix unitaire FCFA	Nombre	Montant FCFA
Diffuseurs terminaux	51155	14	716 170
Plenum de reprise	51155	14	716 170
clapets motorisés	54037	28	1 513 036
Relais thermique	15000	8	120 000
contacteur KM	15000	8	120 000
Contacteur KA	15000	8	120 000
sectionneur Q	15000	8	120 000
bouton poussoir	10000	16	160 000
câble pour la puissance	75F le mètre	100 mètres de section 2,5mm <sup>2</sup>	7 500
câble pour la commande	60F le mètre	100 mètres de section 1,5mm <sup>2</sup>	6 000
régulateur de pression	26205,602	1	26 205,60
régulateur de pression différentielle	26205,602	1	26 205,60
régulateur de débit	26205,602	2	52 411,20
régulateur de température	26205,602	1	26 205,60
total FCFA			<b>3 729 904,01</b>

**Tableau 8-9 : Prix des appareils de régulation du restaurant**

**2. Au niveau de la salle polyvalente :**

Appareil	Prix unitaire	Nombre	Montant FCFA
Diffuseurs terminaux	51155	3	153465
Plenum de reprise	51155	3	153465
clapets motorisés	54037	6	324222
Relais thermique	15000	8	120000
contacteur KM	15000	8	120000
Contacteur KA	15000	8	120000
sectionneur Q	15000	8	120000
bouton poussoir	10000	16	160000
câble pour la puissance	75F le mètre	100 mètres de section 2,5mm <sup>2</sup>	7500
câble pour la commande	60F le mètre	100 mètres de section 1,5mm <sup>2</sup>	6000
régulateur de pression	26205,602	1	26205,602
régulateur de pression différentielle	26205,602	1	26205,602
régulateur de débit	26205,602	2	52411,204
régulateur de température	26205,602	1	26205,602
TOTAL FCFA			<b>1 415 680,01</b>

**Tableau 8-10 : Prix des appareils de régulation de la salle polyvalente**

**c. Cout de la centrale de traitement d'air conditionne:**

Equipements	Restaurant		salle Polyvalente	
	Caractéristiques	Prix FCFA	Caractéristiques	Prix FCFA
Refroidisseurs + CTA	596kW-99800m <sup>3</sup> /h	160 000 000	280kW-36921m <sup>3</sup> /h	75 000 000
capteurs solaires	306kW-14000m <sup>2</sup>	566 749 440,00	223kW-997m <sup>2</sup>	410 893 344,00
Ballons	15300L	11 708 886,00	11150L	8 265 096,00
Chaudières	213kW	14 576 677,52	155kW	11 834 981,70
bruleurs à gaz naturel	22m <sup>3</sup> /h	2 245 396,00	16 m <sup>3</sup> /h	1 934 784,00
motopompes	64,35m <sup>3</sup> /h	816 670,20	25,74m <sup>3</sup> /h	323 401,40
	total FCFA	<b>756 097 069,72</b>		<b>508 251607,10</b>

**Tableau 8-11 : Prix des équipements de la centrale**

**d. Coût total des installations :**

Les coûts ci-dessous sont les constituants de l'investissement initial pour la mise sur pied du projet.

Cependant, le cout de la main d'œuvre doit être pris en compte. Mais du fait que nous n'ayons pas de détails nécessaire pour le calculer, nous considérons qu'il représente environ 20% de l'investissement initial.

Ainsi les différents coûts et l'investissement total avec une majoration de 2% sont consignés dans le tableau suivant:

Montant	restaurant	Salle polyvalente
Investissement initial (FCFA)	771 771 178,7	516 239 887,1
Cout Main d'œuvre (FCFA)	154 354 235,7	103 247 977,4
Investissement total (FCFA)	<b>1 111 350 497,4</b>	<b>743 385 437,4</b>

**Tableau 8-12 : Coûts d'investissement**

### **B. IMPACT ENVIRONNEMENTAL :**

La quasi-totalité des nuisances environnementales dues aux techniques de climatisation conventionnelles est évitée par la climatisation solaire à absorption du fait que:

- la présence de rejet est éliminée par le soleil qu'est notre source d'énergie.
- La consommation électrique des auxiliaires est plus de vingt fois inférieure à celle du compresseur remplacé.
- L'appoint éventuel se limite le plus souvent à une chaudière gaz à haut rendement, intervenant pour moins de 30% des besoins. Il faut noter que l'appoint n'est nécessaire que s'il faut garantir la température maximale.
- Les fluides frigorigènes employés sont totalement inoffensifs, à la différence des fluides de type HCFC utilisés dans les systèmes conventionnels.
- Les sources de bruit les plus importantes (moteur et compresseur) sont totalement supprimées ce qui permet un meilleur confort acoustique.
- L'absence de pièces mécaniques en mouvement conduit en conséquence à une durée de vie nettement plus longue que les groupes de réfrigération classiques.
- le système est monobloc donc plus compact ce qui permet une occupation plus rationnelle du site d'installation.

En résumé on peut dire que c'est une solution propre, efficace et silencieuse. Elle réduit des émissions de CO<sub>2</sub>, l'emploi de fluides frigorigènes et le bruit urbain et la technique est encore en phase de développement.

## **CONCLUSION :**

Le but de ce projet est de réaliser une étude de conception et de mise en place d'une climatisation centralisée au niveau d'une unité hôtelière de MOUNA NDAYANE située sur la petite côte. La particularité de ce projet réside dans le fait que des machines à absorption doivent être utilisées et que la quasi-totalité de l'énergie est fournie par un système solaire. Le travail a pu être effectué suivant un certain nombre d'étapes chronologiques et ses résultats sont exposés dans les différentes sections du rapport.

De nos jours la climatisation est devenue un élément incontournable gage d'un bien être dans les bâtiments. Elle s'est avérée nécessaire en apportant le confort, l'hygiène et la santé, tous facteurs qui concourent au bien être de l'homme.

Bien que le coût soit assez élevé, le système s'adapte bien au contexte actuel en permettant :

- de réduire la consommation électrique
- d'éviter le rejet de gaz carboniques dans l'environnement pendant sa durée de vie qui est de 25 ans environ.

Etant donné ces bienfaits, nous recommandons vivement que le projet soit réalisé et pendant que des gens ayant une expertise suivent la mise en œuvre.

Ce travail nous a permis de nous sensibiliser sur les éventuels problèmes que nous aurons à affronter dans les projets d'ingénierie. Il nous a en plus permis de maîtriser certaines notions sur la climatisation qui demeure un domaine passionnant.

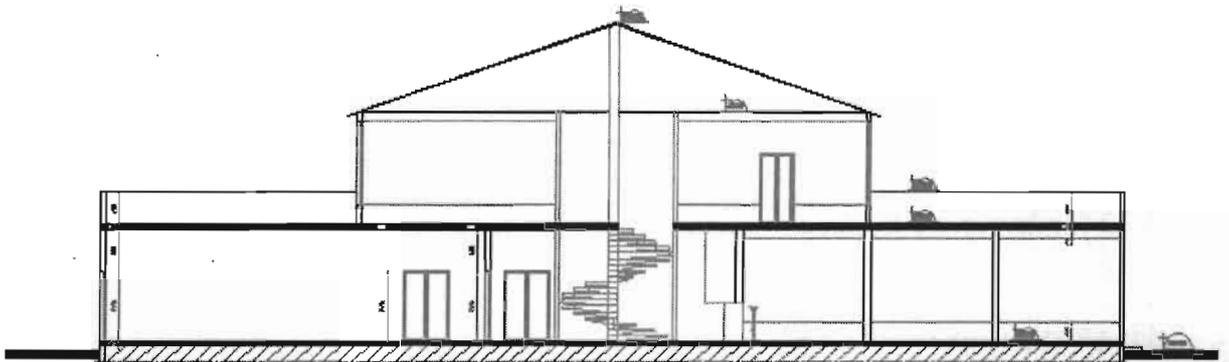
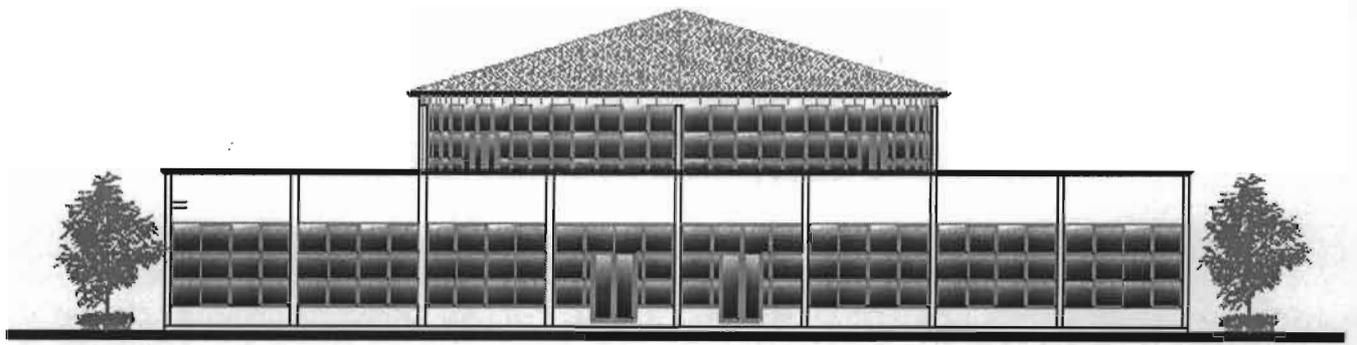
Il faut souligner aussi que de telles initiatives, c'est-à-dire confier des projets concrets à des étudiants dans le cadre de projet de fin études, sont à pérenniser.

Comme toute œuvre humaine, ce travail ne peut être considéré comme terminé et il reste à parfaire. Dans cette optique toute suggestion ou critique pouvant aider à son amélioration sera prise en compte.

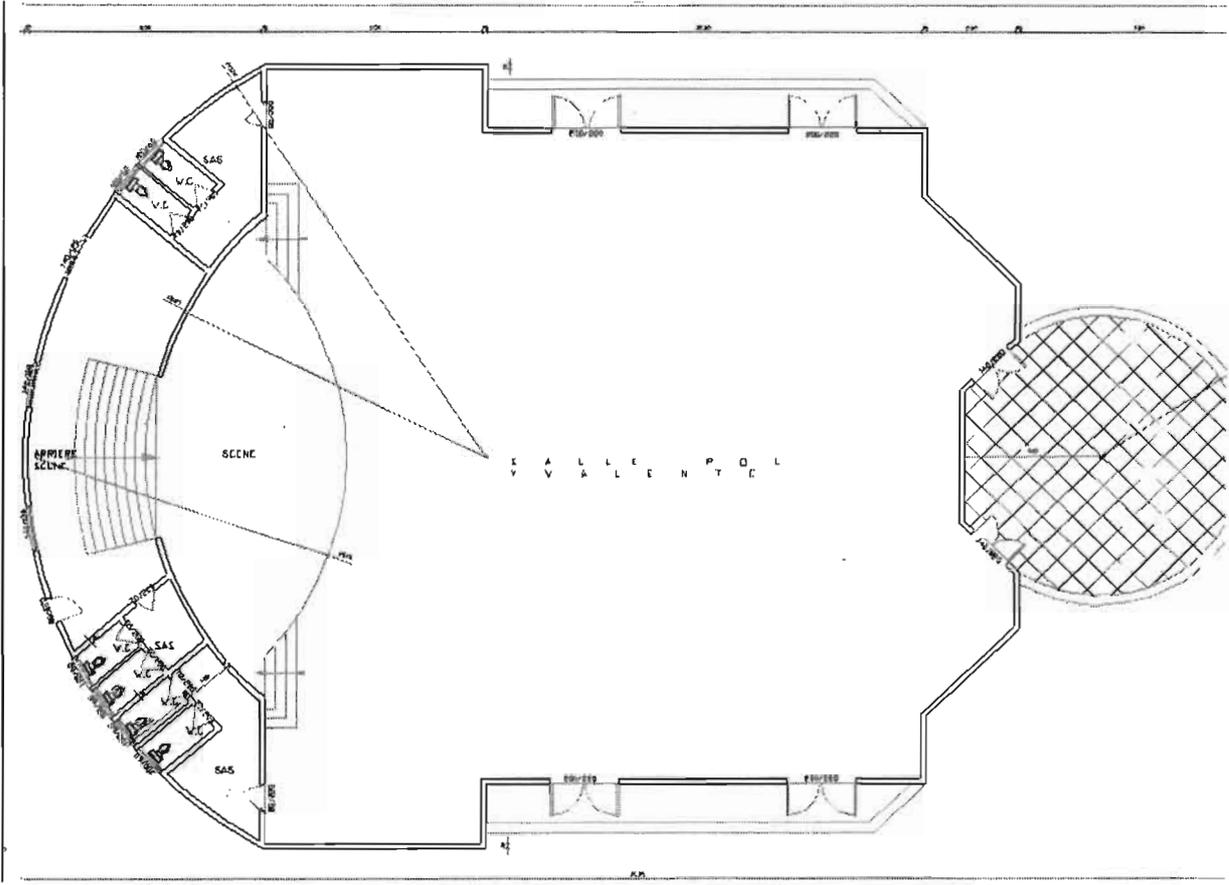
# ANNEXE A

PLANS DE MASSE DES  
BATIMENTS

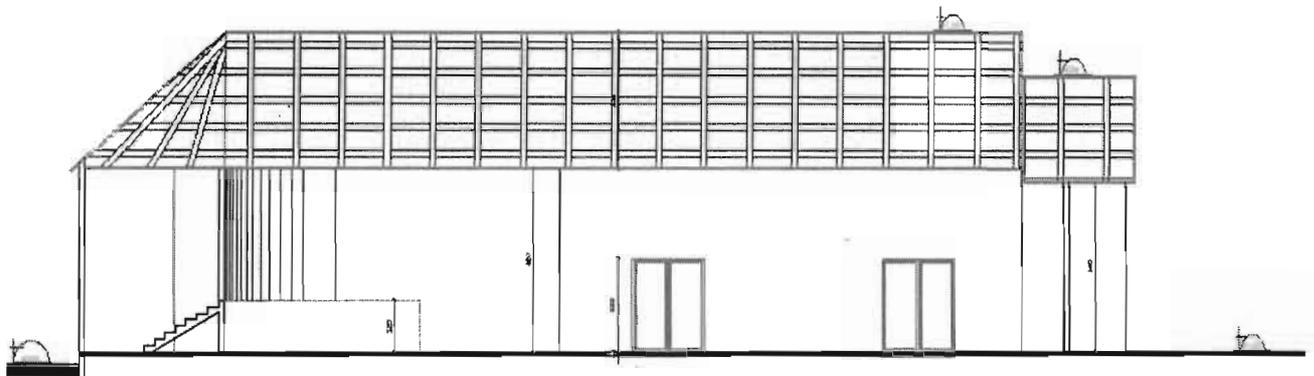




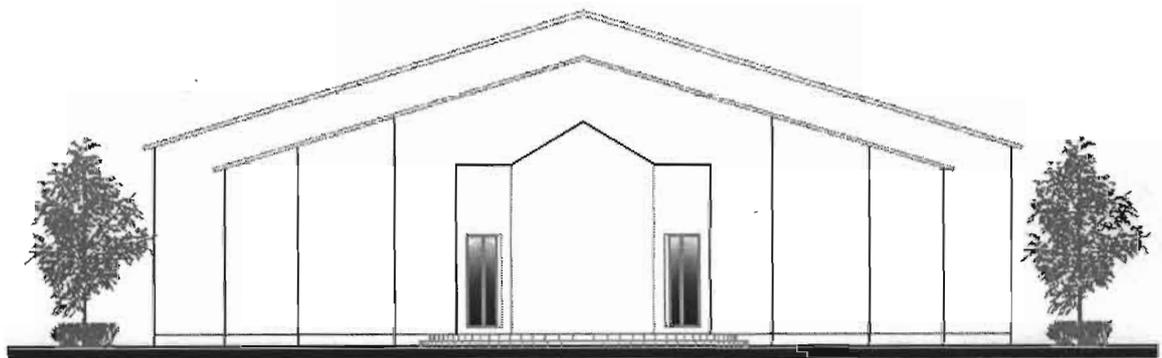
**Figure A2** : Façade principale du restaurant



**Figure A3 : Plan de masse de la salle polyvalente (vue de dessus)**



COUPE AA Ech: 1/100



FACADE PRINCIPALE Ech: 1/100

**Figure A4** : façades principale et latérale de la salle polyvalente

# ANNEXE B

VALEURS D'OCCUPATIONS  
MOYENNES, NIVEAUX  
D'ECLAIREMENT REQUIS ET  
EQUIPEMENTS PREVUS.

RECEPTIF	PIECE	TAUX D'OCCUPATION
RESTAURANT	Salle RDC bar	1 personne par 1,5 m <sup>2</sup>
	Salle couverte Terrasse	1 personne par 1,5 m <sup>2</sup>
	Office	4 personnes (50% homme et 50% femmes)
	Cuisine	8 personnes (hommes)
	Vestiaire	2 personnes (1 homme et 1 femme)
	Service technique	2 hommes
	Stockage Restaurant	1 homme qui vient chercher par moment des denrées
	Chambre froide	1 homme qui vient chercher par moment des denrées
	Bureau	2 hommes
	Supermarché	1 femme vendeuse
	Stockage Supermarché	1 femme qui vient chercher par moment des denrées
	Lingerie	2 femmes
Bureau Supermarché	1 femme	
SALLE POLYVALENTE	salle	1 personne par m <sup>2</sup>

**Tableau B 1 : Occupations moyennes des locaux**

BATIMENT ET USAGE TYPE	DENSITE MOYENNE D'ECLAIRAGE (W/m <sup>2</sup> )
Immeubles de bureau	17
Chambres	13
Parties communes	12
Salles de banquet et exposition	22
Restaurant Type cafeteria	14
Restaurant Type restaurant de luxe	16
Bar et réception	16
Boutiques et étalages	22
Locaux non occupés	2
Salle à manger	16
Cuisine	22
Salle de bain	14
Salle de contrôle	22
Foyer	14
Salle des fêtes	22
Amphithéâtre	14

**Tableau B2** : densité moyenne d'éclairage admissible des locaux

RECEPTIFS	PIECES	APPAREILS ELECTRIQUES OU A GAZ	
RESTAURANT	BAR RDC	Machine à café XL Basic 2 groupes (4050W-400V triphasé) Frigo(800W) 1 micro-onde (1470W- 230V)	
	Salle couverte Terrasse	1 micro onde (1470W-230V)	
	Office	2 micros ondes (3200W-230V chacun)	
	cuisine		2 batteurs mélangeurs robot chef 25(750 W-400V triphasé)
			2 combinés cutters coupe -légumes R502 à éjection (1.2CV-220V monophasé)
			2 épilucheuses T5S (700W-220V monophasé)
			2 coupes pains électriques TP180 (300W-230V monophasé)
			2 Mixer MP 550 (600W-230V)
			2 Trancheurs OS 250(400W-230V)
			2 Hachoirs viande (4/5 CV -230V)
			2 Centrifugeuse juice master (500W-230V)
			5 presses agrumes (150W -220V)
			2 balances culinaires BX50 (220V)
			2 balances compactes (pâtisserie) (220V)
			2 Grills charcoal ST280-18B(13 kW gaz)
			2 friteuses à gaz SR42G (26kW gaz)
		3 fourneaux double service 1400 GAZ FX3022 .21 (5.5 kW gaz)	
	2 marmites basculantes metos viking 60l (10.5kW gaz)		
	1 lave-vaisselle à capot DV 80 TA (5 kW)		
	Supermarché	1 vitrine réfrigérée 3 kW 1 PC (150W)	
	lingerie	1 machine à laver 5 kg (6000W 4.32 g) 1 fer à repasser (500W)	
	Bureau supermarché	1 PC (150W)	
SALLE POLYVALENTE	Salle commune	8 PC (150W)	

**Tableau B3** : Appareils à gaz ou électriques prévus

# ANNEXE C

TABLEAUX UTILISES DANS LE  
CALCUL DES CHARGES

VALEUR DU COEFFICIENT C [%]

Durée d'occupation [h]	Type de construction du bâtiment	Temps écoulé après l'entrée des occupants [h]																		
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
11	très légère	3	74	79	82	85	87	89	90	92	93	94	94	24	19	16	13	11	10	8
11	légère	6	66	72	77	80	83	85	87	88	89	90	91	31	25	21	17	15	13	11
11	moyenne	9	67	72	76	79	81	83	84	85	86	87	88	29	25	21	18	16	14	13
11	lourde	8	54	60	65	69	73	76	79	82	84	86	88	42	37	32	28	24	21	18
12	très légère	4	74	79	83	85	87	89	91	92	93	94	94	95	25	20	16	14	12	10
12	légère	7	67	73	78	81	84	86	87	89	90	91	91	92	32	26	21	18	15	13
12	moyenne	10	68	73	77	80	82	84	85	86	87	88	89	89	31	26	22	19	17	15
12	lourde	10	55	61	66	70	74	77	80	82	84	86	88	89	44	38	33	29	25	22
13	très légère	5	75	80	83	86	88	89	91	92	93	94	95	95	96	25	20	17	14	12
13	légère	8	68	74	78	82	84	86	88	89	90	91	92	92	93	33	27	22	19	16
13	moyenne	11	70	74	78	81	83	85	86	87	88	89	89	90	90	32	27	23	20	18
13	lourde	11	57	62	67	71	75	78	81	83	85	87	88	90	91	45	39	34	30	26
14	très légère	6	76	81	84	86	88	90	91	92	93	94	95	95	96	96	26	21	17	15
14	légère	9	69	75	79	82	85	87	88	90	91	91	92	93	93	94	34	27	23	19
14	moyenne	12	71	76	79	82	84	85	87	88	89	89	90	91	91	91	33	28	24	21
14	lourde	14	59	64	69	73	76	79	81	84	86	87	89	90	91	92	46	40	35	31
15	très légère	7	77	81	84	87	89	90	92	93	94	94	95	96	96	97	97	26	21	18
15	légère	11	70	76	80	83	86	88	89	90	91	92	93	93	94	94	95	34	28	23
15	moyenne	14	72	77	80	83	85	86	88	89	89	90	91	91	92	92	92	34	28	25
15	lourde	16	61	66	70	74	77	80	82	84	86	88	89	91	92	93	93	47	41	36
16	très légère	8	78	82	85	87	89	91	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	27	21
16	légère	12	72	77	81	84	87	88	90	91	92	93	93	94	94	95	95	95	35	29
16	moyenne	16	74	78	81	84	86	87	89	90	90	91	92	92	92	93	93	93	35	29
16	lourde	19	63	68	72	75	78	81	83	85	87	89	90	91	92	93	94	95	48	42
17	très légère	10	79	83	86	88	90	91	93	94	94	95	96	96	97	97	97	98	98	27
17	légère	14	73	79	83	85	88	89	91	92	92	93	94	94	95	95	95	96	96	36
17	moyenne	18	75	80	83	85	87	88	90	90	91	92	92	93	93	93	94	94	94	35
17	lourde	22	66	70	74	77	80	83	85	86	88	89	91	92	93	94	94	95	95	49
18	très légère	11	81	85	87	89	91	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	98	98	98
18	légère	16	75	80	84	87	89	90	91	92	93	94	94	95	95	96	96	96	96	97
18	moyenne	20	77	81	84	87	88	90	91	91	92	93	93	94	94	94	94	95	95	95
18	lourde	25	69	73	76	79	82	84	86	88	89	90	92	92	93	94	95	95	96	96
19	très légère	13	82	86	89	90	92	93	94	95	95	96	96	97	97	97	98	98	98	98
19	légère	19	77	82	86	88	90	91	92	93	94	95	95	95	96	96	96	97	97	97
19	moyenne	22	79	83	86	88	90	91	92	93	93	94	94	94	95	95	95	95	96	96
19	lourde	29	72	76	79	82	84	86	88	89	90	91	92	93	94	95	95	96	96	97

Tableau C1 : Valeurs du coefficient de correction C (%)

TYPE D'ACTIVITE	APPORT D'ENTHALPIE (métabolisme) [ watt/pers. ]	Température sèche du local (+°C)													
		17		19		21		23		25		27		29	
		Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.
Assis, au repos (salles de spectacle)	114	33	31	86	37	79	46	73	58	67	68	50	80	45	98
Assis, travail léger ou debout au repos (hôtels, locaux scolaires, appartements)	126	102	38	84	46	86	60	78	72	70	85	80	101	46	122
Assis, travail modéré — travail de bureau — travaux d'assemblage, de couture	145	109	51	100	61	90	80	82	85	72	110	81	127	48	147
Debout, travail léger — travaux de montage — magasins, banques — mécanicien radio	174	119	62	108	99	98	121	84	142	73	150	81	175	48	200
Travail modéré — vendeur actif — tôlier — marche réduite — machiniste	197	143	103	117	118	103	140	89	163	75	182	83	203	48	227
Travail actif — marche 3 [km/h] — supermarchés, grands ma- gasins	232	142	126	126	141	111	170	90	190	81	216	85	237	51	260
Travail intense — serveur très actif — marche 3,5 [km/h] — travail en atelier — salles de gymnastique	290	172	192	153	213	137	245	119	274	104	290	87	34	72	337
Travail pénible — marche rapide — danse rapide — effort de poussée — piste de Bowling	406	208	290	189	319	172	357	153	386	138	404	119	429	100	480

Tableau C2 : Apports dus aux occupants  
Enthalpie (Watt/personne) – Humidité (g/h, personne)

DUREE DE L'ECLAIRAGE (h)	TYPE DE CONSTRUCTION OU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourde	0,37	0,67	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14
1	moyenne	0,31	0,67	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12
1	légère	0,25	0,74	0,28	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02
2	lourde	0,37	0,67	0,71	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15
2	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13
2	légère	0,25	0,74	0,83	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03
3	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,29	0,25	0,23	0,20	0,19	0,17
3	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15
3	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04
4	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,29	0,25	0,23	0,20	0,19
4	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16
4	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,26	0,17	0,12	0,08	0,08
5	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,29	0,26	0,23	0,20
5	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,30	0,26	0,22	0,19
5	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,26	0,17	0,12	0,08
6	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,29	0,26	0,23
6	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,30	0,26	0,22
6	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,26	0,17	0,12
7	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,29	0,26
7	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,30	0,26
7	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,26	0,17
8	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
8	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
8	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
9	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
9	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
9	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
10	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
10	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
10	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
11	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
11	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
11	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
12	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
12	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
12	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
13	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
13	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
13	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
14	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
14	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
14	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
15	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
15	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
15	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
16	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
16	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
16	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
17	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
17	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
17	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
18	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
18	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
18	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98
19	lourde	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86
19	moyenne	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88
19	légère	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98

Tableau C3-a: Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires non encastrés)

ALLUMAGE DE L'ECLAIRAGE [h]													
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	—	—	—
0,01	0,01	0,01	0	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	—	—
0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—
0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—	—	—
0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—	—
0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—	—	—
0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,25	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	—	—	—	—
0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—	—
0,87	0,29	0,25	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
0,90	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	—
0,87	0,89	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09
0,90	0,92	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0
0,87	0,89	0,90	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
0,90	0,92	0,94	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
0,96	0,99	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11
0,90	0,92	0,94	0,95	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09
0,99	0,99	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10
0,99	0,99	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12
0,99	0,99	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13
0,99	0,99	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,99	1	0,29	0,26	0,23	0,20
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08
0,87	0,89	0,90	0,92	0,93	0,95	0,96	0,98	0,99	1	0,29	0,26	0,23	0,20
0,90	0,92	0,94	0,95	0,97	0,99	1	1	1	1	0,30	0,26	0,22	0,19
0,99	0,99	1	1	1	1	1	1	1	1	0,26	0,17	0,12	0,08

Tableau C3-a: Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires non encastrés)  
(suite)

DUREE DE L'ECLAIRAGE (h)	TYPE DE CONSTRUCTION DU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourde	0,34	0,55	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18
1	moyenne	0,24	0,56	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15
1	légère	0,17	0,65	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03
2	lourde	0,34	0,55	0,61	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
2	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17
2	légère	0,17	0,65	0,77	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
3	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23
3	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18
3	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05
4	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25
4	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20
4	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07
5	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,39	0,35	0,31	0,28
5	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,40	0,34	0,29	0,25
5	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,35	0,23	0,16	0,11
8	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,39	0,35	0,31
8	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,40	0,34	0,29
8	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,35	0,23	0,16
7	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,39	0,35
7	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,40	0,34
7	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,35	0,23
8	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,39
8	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,40
8	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,35
9	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
9	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
9	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
10	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
10	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
10	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
11	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
11	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
11	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
12	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
12	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
12	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
13	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
13	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
13	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
14	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
14	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
14	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
15	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
15	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
15	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
16	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
16	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
16	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
17	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
17	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
17	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98
18	lourde	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81
18	moyenne	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84
18	légère	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98

Tableau C3-b : Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires encastrés)  
éclairage incandescent non encastré

ALLUMAGE DE L'ECLAIRAGE [h]													
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0
0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0
0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0
0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0
0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0
0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09
0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0
0,83	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11
0,86	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
0,83	0,86	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12
0,86	0,88	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09
0,94	0,99	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0
0,83	0,86	0,88	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14
0,86	0,88	0,90	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10
0,98	0,99	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01
0,83	0,86	0,88	0,90	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15
0,86	0,88	0,90	0,92	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12
0,98	0,99	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16
0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14
0,98	0,99	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18
0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15
0,98	0,99	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03
0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17
0,98	0,99	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,99	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23
0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18
0,98	0,99	1	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05
0,83	0,86	0,88	0,90	0,92	0,95	0,97	0,99	1	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25
0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20
0,98	0,99	1	1	1	1	1	1	1	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07

Tableau C3-b : Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent (luminaires encastrés) éclairage incandescent non encastré (suite)

DUREE DE L'ECLAIRAGE [h]	TYPE DE CONSTRUCTION DU BATIMENT	TEMPS ECOULE APRES									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	lourda	0,23	0,33	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27
1	moyenne	0,17	0,33	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23
1	legere	0	0,48	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04
2	lourda	0,23	0,33	0,41	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31
2	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27
2	legere	0	0,48	0,66	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05
3	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34
3	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30
3	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07
4	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37
4	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32
4	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11
5	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,59	0,52	0,46	0,42
5	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,60	0,51	0,44	0,37
5	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,52	0,34	0,24	0,16
6	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,59	0,52	0,46
6	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
6	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,52	0,34	0,24
7	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
7	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
7	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,52	0,34
8	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
8	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
8	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
9	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
9	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
9	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
10	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
10	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
10	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
11	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
11	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
11	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
12	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
12	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
12	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
13	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
13	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
13	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
14	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
14	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
14	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
15	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
15	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
15	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
16	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
16	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
16	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
17	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
17	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
17	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52
18	lourda	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,59	0,52
18	moyenne	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,60	0,51	0,44
18	legere	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,52

Tableau C3-c : Valeurs du coefficient M pour éclairage fluorescent incandescent encastré

TYPE D'APPAREIL	PUISSANCE NOMINALE (W)	APPORTS D'ENTHALPIE (W)	APPORTS D'HUMIDITE (kg/h)	DUREE DE FONCTIONNEMENT NORMAL (mn)
<b>Appareils ménagers :</b>				
— four électrique .....	3 000	3 000	0,88	45 à 60
— cuisinière électrique .....	3 000	3 000	2,16	60
.....	5 000	5 000	3,60	60
— grille-pain .....	500	500	0,14	5 à 15
— plaque chauffante .....	500	500	0,40	15 à 30
.....	1 000	1 000	0,80	15 à 30
— moulin à café .....	500	500	0,20	1
— mixer .....	1 000	1 000	0,40	1
— réfrigérateur (100 l) .....	100	100	—	marche continue
— réfrigérateur (200 l) .....	175	175	—	marche continue
— stérilisateur .....	1 000	1 000	0,94	30
— machine à laver (3 kg) .....	3 000	3 000	2,16	60
— machine à laver (5 kg) .....	6 000	6 000	4,32	60
— fer à repasser .....	500	500	0,40	60
— aspirateur .....	200	200	—	5 à 15
— sèche-cheveux .....	500	500	0,23	5 à 15
.....	1 000	1 000	0,46	5 à 15
— radio .....	40	40	—	
<b>Appareils de restaurants :</b>				
— percolateurs avec chauffe-eau				
• 2 percolateurs 2 litres d'eau .....	600 à 800	300 à 400	0,1 à 0,2	marche continue
• 4 percolateurs 20 litres d'eau .....	4 000 à 5 000	1 000 à 2 000	0,5	marche continue
— table chauffante				
• avec chauffe-assiettes .....	fonction de la surface			
• sans chauffe-assiettes .....	4 200 (W/m <sup>2</sup> )	2 200 (W/m <sup>2</sup> )	1,6 (kg/m <sup>2</sup> h)	marche continue
.....	3 200 (W/m <sup>2</sup> )	1 750 (W/m <sup>2</sup> )	1,7 (kg/m <sup>2</sup> h)	marche continue
— grille-pain				
• 2 tranches .....	2 200	1 900	0,55	marche continue
• 4 tranches .....	2 500	1 750	1,1	marche continue
— grill à sandwiches .....	1 600	800	0,3	marche continue
— grill à viande (250 × 300 [mm]) .....	3 000	1 750	0,9	marche continue
— moule à gaufres (300 × 330 [mm]) .....	750	500	0,3	marche continue
— friteuse				
• 5 [l] d'huile .....	2 600	1 200	1	marche continue
• 10 [l] d'huile .....	7 000	3 000	2,4	marche continue

Tableau C4 : Apports de certaines machines

ALTITUDE (m)	CLIMATS BRUMEUX ET CHARGES DE POUSSIERE (grandes villes industrielles)					CLIMATS MOYENNEMENT BRUMEUX (villes moyennes)					CLIMATS CLAIRS (hors agglomérations)				
	8 (h)	9 (h)	10 (h)	11 (h)	12 (h)	8 (h)	9 (h)	10 (h)	11 (h)	12 (h)	8 (h)	9 (h)	10 (h)	11 (h)	12 (h)
	18 (h)	19 (h)	14 (h)	13 (h)	12 (h)	18 (h)	19 (h)	14 (h)	13 (h)	12 (h)	18 (h)	19 (h)	14 (h)	13 (h)	12 (h)
0	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,99	1
500	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02
1 000	1,1	1,08	1,08	1,08	1,08	1,09	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,05	1,05	1,04
1 500	1,15	1,12	1,11	1,10	1,10	1,12	1,10	1,10	1,09	1,09	1,10	1,09	1,08	1,08	1,06
2 000	1,21	1,18	1,15	1,13	1,13	1,18	1,15	1,12	1,12	1,12	1,13	1,11	1,10	1,10	1,09

Tableau C5 : Coefficient de correction à appliquer aux apports effectifs pour tenir compte de l'altitude et du trouble de l'atmosphère

ORIENTATION (Latitude - Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE																										
		Matin						Après-midi												Matin								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4				
NE	lourde	0,47	0,54	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,04	0,04	0,04
	moyenne	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,04	0,03	0,03	0,02
	légère	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	lourde	0,39	0,54	0,42	0,39	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,04
	moyenne	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,04	0,04	0,03	0,03
	légère	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SE	lourde	0,04	0,28	0,47	0,39	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,07	0,06	0,06	0,05
	moyenne	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,04	0,04
	légère	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
S	lourde	0,06	0,06	0,23	0,36	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,08	0,07	0,06	0,06
	moyenne	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,08	0,07	0,06	0,06
	légère	0,10	0,71	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	0
SO	lourde	0,08	0,06	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,09	0,08	0,08	0,08
	moyenne	0,07	0,06	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,09	0,08	0,07	0,06
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,24	0,17	0,12	0,04	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0	0,02	0,01	0,01	0
O	lourde	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,26	0,52	0,63	0,45	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,09	0,08	0,07	0,06
	moyenne	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,31	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,09	0,08	0,07	0,06
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,02	0,02	0,02	0,01
NO	lourde	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,06	0,07	0,08	0,08	0,06	0,07
	moyenne	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,08	0,07	0,06	0,06
	légère	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,01
N et Ombre	lourde	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,84	0,87	0,88	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,15	0,14	0,12	0,11
	moyenne	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,23	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,16	0,15	0,13	0,12
	légère	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,36	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01

Tableau C6 : coefficient de correction N affectant les apports effectifs maximaux d'un vitrage simple avec écran intérieur et fonctionnement continu

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUN	N	0	142	204	272	245	252	258	252	245	232	204	142	0	
	NE	0	374	491	494	410	310	190	61	44	41	34	19	0	
	E	0	304	482	425	292	135	44	44	44	41	34	19	0	
	SE	0	116	131	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0	
	S	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
	SO	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	131	116	0	
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	482	364	0	
	Horizontale	0	19	34	41	44	44	63	165	310	418	484	580	374	0
JUILLET ET MAI	N	0	116	160	191	204	208	210	208	204	191	160	116	0	
	NE	0	371	480	471	390	270	135	50	44	41	34	19	0	
	E	0	380	478	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0	
	SE	0	144	184	113	50	44	44	44	44	41	34	19	0	
	S	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
	SO	0	19	34	41	44	44	44	44	50	113	184	144	0	
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	478	380	0	
	Horizontale	0	19	34	41	44	44	51	135	270	390	471	480	371	0
AOÛT ET AVRIL	N	0	53	87	97	103	107	107	107	103	97	87	53	0	
	NE	0	346	443	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0	
	E	0	405	513	465	324	145	44	44	44	41	37	19	0	
	SE	0	210	248	204	109	46	44	44	44	41	37	19	0	
	S	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0	
	SO	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	248	210	0	
	O	0	19	37	41	44	44	44	248	324	465	513	405	0	
	Horizontale	0	19	37	41	44	44	44	75	191	320	418	443	346	0
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0	
	NE	0	298	371	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0	
	E	0	421	524	474	336	147	44	44	44	41	37	19	0	
	SE	0	298	371	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0	
	S	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0	
	SO	0	19	37	41	44	44	44	47	213	317	371	298	0	
	O	0	19	37	41	44	44	44	147	336	474	524	421	0	
	Horizontale	0	19	37	41	44	44	44	97	213	317	371	298	0	
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0	
	NE	0	210	248	204	109	46	44	44	44	41	37	19	0	
	E	0	405	513	465	324	143	44	44	44	41	37	19	0	
	SE	0	346	443	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0	
	S	0	53	87	97	103	107	107	107	97	87	53	0		
	SO	0	19	37	41	44	44	75	191	320	418	443	346	0	
	O	0	19	37	41	44	44	44	144	324	465	513	405	0	
	Horizontale	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	248	210	0	
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
	NE	0	144	184	113	50	44	44	44	44	41	34	19	0	
	E	0	304	478	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0	
	SE	0	371	480	471	390	270	135	50	44	41	34	19	0	
	S	0	116	131	191	204	208	210	208	204	191	131	116	0	
	SO	0	19	34	41	44	44	50	135	270	390	471	480	371	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	478	380	0	
	Horizontale	0	19	34	41	44	44	44	44	50	113	184	144	0	
DECEMBRE	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
	NE	0	116	131	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0	
	E	0	364	482	425	292	135	44	44	44	41	34	19	0	
	SE	0	374	491	494	410	290	165	61	44	41	34	19	0	
	S	0	142	204	272	245	252	258	252	245	232	204	142	0	
	SO	0	19	34	41	44	44	63	165	290	418	484	491	374	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	482	364	0	
	Horizontale	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	131	116	0	

Tableau C7 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
0° latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUN	N	59	138	157	142	138	135	129	135	138	142	157	138	8	
	NE	173	412	480	440	333	204	87	44	44	41	34	24	6	
	E	169	421	487	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6	
	SE	56	153	173	135	78	44	44	44	44	41	34	24	6	
	S	8	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	6	
	SO	8	24	34	41	44	44	44	44	78	135	173	153	56	
	Horizontale	12	138	338	522	645	732	784	732	645	522	336	138	12	
JUILLET ET MAI	N	15	107	122	109	103	87	84	87	103	109	122	107	15	
	NE	131	399	485	418	342	175	68	44	44	41	34	22	2	
	E	157	425	498	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2	
	SE	81	179	208	175	100	44	44	44	44	41	34	22	2	
	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	2	
	SO	2	22	34	41	44	44	44	44	100	175	208	179	81	
	Horizontale	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	498	422	157	
AOÛT ET AVRIL	N	2	46	50	48	46	44	44	44	46	46	50	46	2	
	NE	53	355	408	349	252	107	44	44	44	41	34	22	2	
	E	78	434	513	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2	
	SE	56	248	285	267	188	85	44	44	44	41	34	22	2	
	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	56	
	SO	2	22	34	41	44	44	44	85	188	267	295	248	56	
	Horizontale	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	513	434	78	
SEPTEMBRE ET MARS	N	2	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	2	
	NE	2	280	324	252	142	53	44	44	44	41	34	19	2	
	E	2	408	518	474	333	147	44	44	44	41	34	19	2	
	SE	2	305	399	383	295	175	86	44	44	41	34	19	2	
	S	2	19	41	59	75	85	87	85	75	59	41	19	2	
	SO	2	19	34	41	44	44	65	175	295	383	399	305	2	
	Horizontale	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	518	408	2	
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	15	31	41	44	44	44	44	44	41	31	15	0	
	NE	0	182	208	138	87	44	44	44	44	41	31	15	0	
	E	0	371	487	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0	
	SE	0	324	462	489	386	254	144	56	41	41	31	15	0	
	S	0	56	125	173	204	223	230	223	204	173	125	56	0	
	SO	0	15	31	41	44	44	56	144	254	386	489	462	324	0
	Horizontale	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	487	371	0	
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	85	118	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	E	0	311	449	415	282	122	44	44	41	37	28	12	0	
	SE	0	311	480	508	459	342	219	97	53	37	28	311	0	
	S	0	109	204	285	302	327	333	327	302	285	204	109	0	
	SO	0	12	28	37	53	97	219	342	459	508	480	12	0	
	Horizontale	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	449	311	0	
DECEMBRE	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	46	87	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	E	0	270	430	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0	
	SE	0	311	484	513	469	380	248	113	72	37	28	12	0	
	S	0	157	232	295	342	364	377	364	342	295	232	157	0	
	SO	0	12	28	37	72	113	248	380	469	513	484	311	0	
	Horizontale	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	430	270	0	

Tableau C8 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
10° latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18			
JUN	N	88	129	104	70	50	53	46	53	50	78	104	129	87	
	NE	254	484	452	383	201	119	46	44	44	44	37	29	9	
	E	254	405	803	440	302	120	44	44	44	44	37	29	9	
	SE	87	195	230	208	178	66	44	44	44	44	37	29	9	
	S	9	29	37	44	44	44	44	44	44	44	37	29	9	
	SO	9	29	37	44	44	44	44	66	138	200	230	195	87	
	O	9	29	37	44	44	44	44	120	302	440	503	485	255	
	NO	9	29	37	44	44	44	44	46	110	201	301	452	484	255
	Horizontale	35	100	300	553	679	730	788	730	679	553	300	100	35	
	N	53	87	72	51	46	44	44	44	46	53	72	87	63	
JUILLET ET MAI	NE	223	415	434	349	230	97	44	44	44	41	37	24	9	
	E	235	465	513	456	311	144	44	44	44	41	37	24	9	
	SE	97	219	287	248	179	90	44	44	44	41	37	24	9	
	S	9	24	37	41	44	44	44	44	44	41	37	24	9	
	SO	9	24	37	41	44	44	44	90	170	240	287	219	97	
	O	9	24	37	41	44	44	44	144	311	456	513	465	235	
	NO	9	24	37	41	44	44	44	97	230	349	434	415	223	
	Horizontale	9	173	371	550	679	754	789	754	679	550	371	173	9	
	N	19	31	34	41	44	44	44	44	44	41	34	31	19	
	AOUT ET AVRIL	NE	142	349	371	280	157	50	44	44	44	41	34	22	6
E		166	447	519	489	333	180	44	44	44	41	34	22	6	
SE		90	280	355	339	307	173	63	44	44	41	34	22	6	
S		8	22	34	44	63	75	81	75	63	44	34	22	8	
SO		8	22	34	41	44	44	63	173	307	339	355	280	90	
O		8	22	34	41	44	44	44	100	333	480	519	447	166	
NO		8	22	34	41	44	44	44	50	157	280	371	349	142	
Horizontale		15	151	330	524	660	739	778	739	660	524	330	151	15	
N		0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
SEPTEMBRE ET MARS		NE	0	281	273	188	88	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	408	513	489	327	142	44	44	44	41	34	19	0	
	SE	0	311	427	440	377	263	120	46	44	41	34	19	0	
	S	0	24	60	119	184	192	204	192	184	119	60	24	0	
	SO	0	19	34	41	44	46	129	263	377	440	427	311	0	
	O	0	19	34	41	44	44	44	142	327	489	513	408	0	
	NO	0	19	34	41	44	44	44	80	186	273	281	281	0	
	Horizontale	0	94	292	480	623	708	732	708	623	480	292	94	0	
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	44	41	37	28	12	0
	OCTOBRE ET FEVRIER	NE	0	138	184	90	41	44	44	44	41	37	28	12	0
E		0	311	482	443	314	153	44	44	44	41	37	28	12	0
SE		0	285	459	502	409	374	232	95	41	37	28	12	0	
S		0	68	157	239	292	333	349	333	292	239	157	68	0	
SO		0	12	28	37	41	44	46	232	374	489	502	459	285	0
O		0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	482	311	0	
NO		0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
Horizontale		0	58	213	399	537	616	654	616	537	399	213	58	0	
N		0	9	24	34	41	41	41	41	41	34	24	9	0	
NOVEMBRE ET JANVIER		NE	0	75	81	44	41	41	41	41	41	34	24	9	0
	E	0	223	403	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0	
	SE	0	230	452	515	496	425	285	144	50	34	24	9	0	
	S	0	87	217	314	388	427	443	427	388	314	217	87	0	
	SO	0	9	24	34	50	144	285	425	496	515	452	230	0	
	O	0	9	24	34	37	41	41	135	285	399	403	223	0	
	NO	0	9	24	34	37	41	41	41	41	34	24	9	0	
	Horizontale	0	15	151	317	459	541	588	541	459	317	151	15	0	
	N	0	9	22	34	37	41	41	41	41	37	22	9	0	
	DECEMBRE	NE	0	44	58	37	37	41	41	41	41	37	22	6	0
E		0	175	371	380	267	107	41	41	41	37	22	6	0	
SE		0	188	437	524	509	421	305	188	63	34	22	6	0	
S		0	78	232	349	415	459	489	459	415	349	232	78	0	
SO		0	6	22	34	63	188	305	421	500	524	437	188	0	
O		0	6	22	34	37	41	41	107	267	380	371	175	0	
NO		0	6	22	34	37	41	41	41	41	37	22	6	0	
Horizontale		0	12	113	289	425	506	535	506	425	289	113	12	0	

Tableau C9 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
20° latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUN	N	103	90	56	44	44	44	44	44	44	44	56	90	103
	NE	329	437	408	305	173	59	44	44	44	44	37	31	15
	E	339	491	508	449	307	138	44	44	44	44	37	31	15
	SE	131	235	283	283	230	138	53	44	44	44	37	31	15
	S	15	31	37	44	46	50	66	59	46	44	37	31	15
	SO	15	31	37	44	44	44	53	138	230	283	283	235	131
JUILLET ET MAI	O	15	31	37	44	44	44	44	138	307	449	506	491	339
	NO	15	31	37	44	44	44	44	59	173	305	408	437	329
	Horizontale	59	191	412	566	682	754	786	754	682	566	412	191	59
	N	88	63	44	41	44	44	44	44	44	41	44	63	68
	NE	292	412	386	280	144	50	44	44	44	41	37	28	12
	E	313	487	518	456	311	138	44	44	44	41	37	28	12
AOÛT ET AVRIL	SE	131	258	314	314	261	166	68	44	44	41	37	28	12
	S	12	28	37	44	63	85	94	85	63	44	37	28	12
	SO	12	28	37	41	44	44	44	166	261	314	314	258	131
	O	12	28	37	41	44	44	44	138	311	456	518	487	314
	NO	12	28	37	41	44	44	44	50	144	280	386	412	292
	Horizontale	46	208	386	553	673	742	774	742	673	553	386	208	46
SEPTEMBRE ET MARS	N	19	28	34	41	41	44	44	44	41	41	34	28	19
	NE	173	339	314	206	85	44	44	44	41	41	34	28	6
	E	208	462	518	465	320	144	44	44	41	41	34	28	6
	SE	116	307	399	405	351	258	122	46	41	41	37	28	6
	S	6	28	41	85	147	182	197	182	147	85	41	28	6
	SO	6	28	37	41	41	46	122	258	351	405	399	307	116
OCTOBRE ET FEVRIER	O	6	28	37	41	41	44	44	138	311	465	518	462	208
	NO	6	28	37	41	41	44	44	44	85	208	314	339	173
	Horizontale	19	147	336	506	629	708	739	708	629	506	336	147	19
	N	0	15	31	37	41	44	44	44	41	37	31	15	0
	NE	0	232	283	125	46	44	44	44	41	37	31	15	0
	E	0	390	496	452	324	151	44	44	41	37	31	15	0
NOVEMBRE ET JANVIER	SE	0	307	412	478	443	355	210	78	41	37	31	15	0
	S	0	28	56	188	258	307	329	307	258	188	56	28	0
	SO	0	15	31	37	41	78	210	355	443	478	412	307	0
	O	0	15	31	37	41	44	44	151	324	452	496	390	0
	NO	0	15	31	37	41	44	44	44	46	125	283	232	0
	Horizontale	0	78	254	425	563	635	666	635	563	425	254	78	0
DECEMBRE	N	0	0	12	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	NE	0	0	31	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	E	0	0	289	329	252	100	37	37	34	28	12	0	0
	SE	0	0	358	493	509	449	339	226	87	28	12	0	0
	S	0	0	201	355	447	500	513	500	447	355	201	0	0
	SO	0	0	12	28	87	226	339	449	509	493	358	0	0
OCTOBRE ET FEVRIER	O	0	2	19	28	34	37	37	109	261	384	342	85	0
	NO	0	2	19	28	34	37	37	37	34	28	50	28	0
	Horizontale	0	5	85	223	342	427	456	427	342	223	85	5	0
	N	0	0	12	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	NE	0	0	31	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	E	0	0	289	329	252	100	37	37	34	28	12	0	0
NOVEMBRE ET JANVIER	SE	0	0	358	493	509	449	339	226	87	28	12	0	0
	S	0	0	201	355	447	500	513	500	447	355	201	0	0
	SO	0	0	12	28	87	226	339	449	509	493	358	0	0
	O	0	0	12	28	34	37	37	100	252	329	289	0	0
	NO	0	0	12	28	34	37	37	37	34	28	31	0	0
	Horizontale	0	0	59	200	305	383	412	383	305	200	59	0	0

Tableau C10 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
30° latitude Nord

	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUN	N	101	61	37	41	44	44	44	44	44	41	37	63	100	
	NE	371	418	352	270	94	44	44	44	44	41	37	31	19	
	E	396	506	509	447	298	138	44	44	44	41	37	31	19	
	SE	180	276	342	348	311	223	107	44	44	41	37	31	19	
	S	19	31	37	59	109	138	170	138	109	59	37	31	19	
	SO	19	31	37	41	44	44	107	223	311	348	342	276	180	
	O NO Horizontale	19 19 97	31 31 258	37 37 421	41 41 563	44 44 680	44 44 730	44 44 745	138 44 730	298 44 660	447 230 563	509 352 421	506 418 258	396 371 97	
JUILLET ET MAI	N	75	44	37	41	44	44	44	44	44	41	37	44	75	
	NE	333	399	329	208	81	44	44	44	44	41	37	31	15	
	E	371	506	515	452	307	135	44	44	44	41	37	31	15	
	SE	170	302	374	383	346	258	131	46	44	41	37	31	15	
	S	15	31	41	81	138	197	197	138	81	41	31	31	15	
	SO	15	31	37	41	44	46	131	258	346	383	374	302	170	
	O NO Horizontale	15 15 75	31 31 230	37 37 396	41 41 537	44 44 638	44 44 708	44 44 732	131 44 708	46 44 638	44 208 537	41 329 396	37 399 230	371 333 75	
AOÛT ET AVRIL	N	22	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	22	
	NE	212	320	258	144	50	44	44	44	44	41	34	24	9	
	E	263	452	509	456	317	142	44	44	44	41	34	24	9	
	SE	151	329	434	458	437	336	208	78	44	41	37	24	9	
	S	9	24	37	100	280	305	320	305	280	160	75	24	9	
	SO	9	24	37	41	44	78	208	336	437	458	434	329	151	
	O NO Horizontale	9 9 26	24 24 147	37 37 314	41 41 471	44 44 581	44 44 645	44 44 673	142 44 645	317 44 581	458 160 471	509 258 314	462 320 147	263 213 26	
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	15	28	37	41	41	44	41	41	37	28	15	0	
	NE	0	160	182	81	41	41	44	41	41	37	28	15	0	
	E	0	364	489	437	311	142	44	41	41	37	28	15	0	
	SE	0	298	452	509	493	418	283	129	44	37	28	15	0	
	S	0	27	138	254	346	383	440	383	346	254	138	37	0	
	SO	0	15	28	37	41	44	129	283	418	493	509	452	298	0
	O NO Horizontale	0 0 0	15 15 68	28 28 210	37 37 390	41 41 480	41 41 553	44 44 575	41 41 553	41 41 480	37 81 390	28 182 210	15 160 68	0 0 0	
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	7	19	31	34	37	37	37	34	31	19	7	0	
	NE	0	109	100	37	34	37	37	37	34	31	19	7	0	
	E	0	267	368	383	276	122	37	37	34	31	19	7	0	
	SE	0	254	415	390	513	452	336	197	63	31	19	7	0	
	S	0	66	186	327	430	484	509	484	430	327	186	66	0	
	SO	0	7	19	31	34	37	37	37	34	31	19	7	0	
	O NO Horizontale	0 0 0	7 7 24	19 19 90	31 31 201	34 34 317	37 37 386	37 37 405	37 37 386	34 34 317	31 81 201	19 100 90	7 109 24	0 0 0	
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	
	NE	0	0	37	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	
	E	0	0	285	314	232	103	34	31	28	22	9	0	0	
	SE	0	0	342	452	491	452	384	219	85	22	9	0	0	
	S	0	0	186	327	437	496	522	496	437	327	186	0	0	
	SO	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0	
	O NO Horizontale	0 0 0	0 0 50	9 9 135	22 22 230	28 28 289	31 31 324	34 34 289	31 31 289	28 28 230	22 22 135	9 100 50	0 0 0	0 0 0	
DECEMBRE	N	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	
	NE	0	0	22	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0	
	E	0	0	226	270	213	97	31	31	28	19	6	0	0	
	SE	0	0	276	421	465	447	381	230	94	22	6	0	0	
	S	0	0	160	310	421	496	518	496	421	310	160	0	0	
	SO	0	0	6	22	28	31	34	31	28	22	6	0	0	
	O NO Horizontale	0 0 0	0 0 24	6 6 100	19 19 173	28 28 239	31 31 287	31 31 239	31 31 239	28 28 173	19 19 100	6 100 24	0 0 0	0 0 0	

Tableau C11 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
40° latitude Nord

MOIS	ORIENTATION MOIS	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	90	37	37	41	44	44	44	44	44	41	37	37	90
	NE	398	393	295	157	50	44	44	44	44	41	37	31	24
	E	437	518	509	427	295	129	44	44	44	41	37	31	24
	SE	201	320	396	425	390	307	191	72	44	41	37	31	24
	S	24	31	50	122	213	273	292	273	213	122	50	31	24
	SO	24	31	37	41	44	72	191	307	390	425	396	320	201
JUILLET ET MAI	O	24	31	37	41	44	44	44	129	295	427	509	516	437
	NO	24	31	37	41	44	44	44	44	50	157	295	393	398
	Horizontale	138	270	418	544	619	673	691	673	619	544	418	270	138
	N	86	34	37	41	44	44	44	44	44	41	37	34	86
	NE	358	388	273	138	46	44	44	44	44	41	37	31	19
	E	412	506	513	443	302	135	44	44	44	41	37	31	19
AOUT ET AVRIL	SE	204	336	421	449	427	342	219	81	44	41	37	31	19
	S	19	31	66	157	252	307	333	307	252	157	66	31	19
	SO	19	31	37	41	44	81	219	342	427	449	421	336	204
	O	19	31	37	41	44	44	44	135	302	443	513	506	412
	NO	19	31	37	41	44	44	44	44	46	138	273	388	358
	Horizontale	103	235	374	500	590	645	664	645	590	500	374	235	103
SEPTEMBRE ET MARS	N	24	24	31	37	41	44	44	44	41	37	31	24	24
	NE	239	286	219	97	41	44	44	44	41	37	31	24	12
	E	295	456	496	443	307	142	44	44	41	37	31	24	12
	SE	166	349	452	493	480	415	280	125	41	37	31	24	12
	S	12	28	113	230	329	408	434	408	329	230	113	28	12
	SO	12	24	31	37	41	125	280	415	480	498	452	349	166
OCTOBRE ET FEBVRIER	O	12	24	31	37	41	44	44	142	307	443	496	456	295
	NO	12	24	31	37	41	44	44	44	41	37	219	295	239
	Horizontale	41	144	280	412	502	563	581	563	502	412	280	144	41
	N	0	12	24	31	37	37	37	37	37	31	24	12	0
	NE	0	182	144	50	37	37	37	37	37	31	24	12	0
	E	0	320	434	408	292	135	37	37	37	31	24	12	0
NOVEMBRE ET JANVIER	SE	0	270	437	509	513	456	329	175	53	31	24	12	0
	S	0	34	160	292	412	471	498	471	412	292	160	34	0
	SO	0	12	24	31	53	175	329	456	513	509	437	270	0
	O	0	12	24	31	37	37	37	135	292	408	434	320	0
	NO	0	12	24	31	37	37	37	37	37	31	24	12	0
	Horizontale	0	46	153	276	371	440	485	440	371	276	153	46	0
DECEMBRE	N	0	0	12	22	28	31	34	31	28	22	12	0	0
	NE	0	90	63	22	28	31	34	31	28	22	12	0	0
	E	0	230	311	329	248	109	34	31	28	22	12	0	0
	SE	0	217	349	456	493	452	361	217	75	22	12	0	0
	S	0	53	166	311	430	493	524	493	430	311	166	53	0
	SO	0	0	12	22	75	217	361	452	493	456	349	217	0
NOVEMBRE ET JANVIER	O	0	0	12	22	28	31	34	109	248	329	311	230	0
	NO	0	0	12	22	28	31	34	31	28	22	63	90	0
	Horizontale	0	6	59	142	226	270	295	270	226	142	59	6	0
	N	0	0	2	12	19	24	28	24	19	12	2	0	0
	NE	0	0	15	12	19	24	28	24	19	12	2	0	0
	E	0	0	160	201	179	87	28	24	19	12	2	0	0
DECEMBRE	SE	0	0	195	298	399	399	336	210	66	12	2	0	0
	S	0	0	107	219	364	449	480	449	364	219	107	0	0
	SO	0	0	2	12	66	210	336	399	399	298	195	0	0
	O	0	0	2	12	19	24	28	87	179	201	160	0	0
	NO	0	0	2	12	19	24	28	24	19	12	15	0	0
	Horizontale	0	0	12	41	94	147	186	147	94	41	12	0	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0
	NE	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0
	E	0	0	0	85	147	72	22	19	15	9	0	0	0
	SE	0	0	0	129	336	384	314	195	78	9	0	0	0
	S	0	0	0	97	311	412	443	412	311	97	0	0	0
	SO	0	0	0	9	78	195	314	384	336	129	0	0	0
DECEMBRE	O	0	0	0	9	15	19	22	72	147	85	0	0	0
	NO	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0
	Horizontale	0	0	0	15	59	103	126	103	59	15	0	0	0

Tableau C12 : Apports effectifs d'un vitrage ordinaire et non protégé (W/m<sup>2</sup>)  
50° latitude Nord

Table CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSW	S	HOR
0	Dec	-1.6	-2.7	-2.7	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	-0.5
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-2.2	-2.2	-0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	-0.5
	Feb/Oct	-1.6	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	-0.5	3.8	-0.0
	Mar/Sept	-1.6	0.0	0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	-1.1	-2.7	-3.3	-4.4	-4.4	-1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-4.4	-5.0	-4.4	-2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-5.0	-5.5	-4.4	-2.7
8	Dec	-2.2	-3.3	-3.3	-3.3	-1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	-2.7
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-3.3	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	-2.2
	Feb/Oct	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-0.5
	Mar/Sept	-1.6	-1.1	-0.5	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	-1.6	-2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	-0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-3.8	-5.0	-3.8	-1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-4.4	-5.0	-3.8	-1.1
16	Dec	-2.2	-3.3	-4.4	-4.4	-2.2	-0.5	2.2	5.0	7.2	-3.0
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-3.8	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.6	-3.0
	Feb/Oct	-1.6	-2.7	-2.7	-2.2	-1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	-2.2
	Mar/Sept	-1.6	-1.6	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5
	Apr/Aug	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	-0.5	-2.2	-3.3	-4.4	-3.8	0.0
24	Dec	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-1.6	1.6	5.0	7.2	-7.2
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	5.0	7.2	-6.1
	Feb/Oct	-2.2	-2.7	-3.3	-3.3	-1.6	-0.5	1.6	3.8	5.5	-3.8
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-1.6
	Apr/Aug	-1.1	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-0.5	-1.1	-1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	-1.6	-2.2	-3.3	-3.3	0.5
32	Dec	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.3
	Feb/Oct	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	Apr/Aug	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dec	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.2
	Mar/Sept	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	Apr/Aug	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	-1.6
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1
48	Dec	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-1.6	1.1	3.3	-12.7
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-7.2	-6.1	-4.4	-0.5	2.7	4.4	-12.2
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Mar/Sept	-2.2	-3.3	-3.3	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.1	-6.1
	Apr/Aug	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	-2.7
	May/Jul	0.0	-0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-7.7	-5.0	-2.7	-1.6	-15.5
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-8.3	-7.7	-6.6	-3.3	-0.5	1.1	-15.0
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-5.5	-6.6	-5.5	-3.8	0.0	3.3	5.0	-12.2
	Mar/Sept	-2.7	-3.3	-3.8	-4.4	-2.7	-1.1	2.2	4.4	6.6	-8.3
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	-4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	-1.6
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	0.0
64	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-9.4	-10.0	-8.8	-7.7	-6.6	-16.6
	Jan/Nov	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-8.8	-7.2	-5.5	-4.4	-16.1
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-2.2	0.5	2.2	-14.0
	Mar/Sept	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-2.2	1.1	3.8	6.1	-11.6
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	-8.3
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	-5.0
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.3	3.8	5.0	-1.6

(1) The correction is applied directly to the CLTD for a wall or roof as given in Tables 222 of 223  
 (2) The CLTD correction given in this table is not applicable to Table 223 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass.  
 (3) For South latitudes, replace Jan. through Dec. by July through June.

Tableau C13 : Valeurs de la correction latitude/mois LM

$\Delta\theta_{ev}$  en °C pour les murs

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								H of Maxi- mum CLTD	Mini- mum CLTD	Maxi- mum CLTD	Differ- ence			
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400							
Group A Walls																															
N	8	8	8	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	2	6	8	2				
NE	11	11	10	10	10	9	9	9	9	8	8	8	9	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	22	8	11	3			
E	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	14	14	14	14	14	22	10	14	4			
SE	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	13	13	13	22	10	13	3			
S	11	11	11	11	10	10	9	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	11	23	8	11	3			
SW	14	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	10	10	10	11	12	13	13	14	14	24	9	14	5			
W	15	15	15	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10	11	11	12	13	14	14	15	1	10	15	5		
NW	12	12	11	11	11	10	10	10	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	11	11	11	1	8	12	4			
Group B Walls																															
N	8	8	8	7	7	6	6	6	5	5	5	5	5	5	6	6	6	7	7	8	8	8	8	8	24	5	8	3			
NE	11	10	10	9	9	8	7	7	7	7	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11	11	12	12	12	11	11	21	7	12	5	
E	13	13	12	11	10	10	9	8	8	8	8	9	9	10	10	11	12	13	13	14	14	15	15	15	14	14	20	8	15	7	
SE	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	21	8	14	6		
S	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	6	6	7	8	8	9	10	11	11	11	12	12	12	12	23	6	12	4		
SW	15	15	14	13	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	9	10	11	13	14	15	15	16	16	24	7	16	8			
W	16	16	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	9	11	12	14	15	16	16	17	24	8	17	9			
NW	13	12	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	7	7	8	8	9	11	12	13	13	13	24	6	13	7				
Group C Walls																															
N	9	8	7	7	6	5	5	4	4	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	9	9	9	10	9	9	22	4	10	6		
NE	10	10	9	8	7	6	6	6	6	6	7	8	10	10	11	12	12	13	13	13	13	13	12	12	11	20	6	13	7		
E	13	12	11	10	9	8	7	7	8	9	11	13	14	15	16	16	17	17	16	16	16	15	14	13	18	7	17	10			
SE	13	12	11	10	9	8	7	6	7	7	9	10	12	14	15	16	16	16	16	16	16	16	16	15	14	13	19	6	16	10	
S	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5	5	6	6	8	9	11	12	13	14	14	14	14	13	12	20	5	14	9		
SW	16	15	14	13	11	10	9	8	7	7	6	6	6	7	8	10	12	14	16	18	18	18	18	17	22	6	18	12			
W	17	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	8	9	11	13	16	18	19	20	19	18	22	7	20	13			
NW	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	6	6	6	7	9	10	12	14	15	15	15	22	5	15	10				
Group D Walls																															
N	8	7	7	6	5	4	3	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8	9	10	11	11	10	10	9	21	3	11	8			
NE	9	8	7	6	5	4	4	4	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	10	11	12	13	13	13	12	11	10	19	4	14	10
E	11	10	8	7	6	5	5	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18	18	17	17	16	15	13	12	16	5	18	13		
SE	11	10	9	7	6	5	5	5	5	7	10	12	14	16	17	18	18	17	17	16	15	14	12	12	17	5	18	13			
S	11	10	8	7	6	5	4	4	3	3	4	4	5	7	9	11	13	15	16	16	15	14	13	12	19	3	16	11			
SW	15	14	12	10	9	8	6	5	5	4	4	4	5	5	7	9	12	15	18	20	21	21	20	19	21	4	21	17			
W	17	15	13	12	10	9	7	6	5	5	5	5	5	6	6	8	10	13	17	20	22	23	22	21	19	21	5	23	18		
NW	14	12	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	4	5	6	7	9	10	12	15	17	18	17	16	15	22	4	18	14		
Group E Walls																															
N	7	6	5	4	3	2	2	2	3	3	4	5	6	7	8	10	10	11	12	12	11	10	9	8	20	2	12	10			
NE	7	6	5	4	3	2	3	3	3	8	11	13	14	14	14	14	14	15	14	14	13	12	11	9	8	16	2	13	11		
E	8	7	6	5	4	3	3	6	10	15	18	20	21	21	20	19	18	18	17	15	14	12	11	9	13	3	21	11			
SE	8	7	6	5	4	3	3	4	7	10	14	17	19	20	20	20	19	18	17	16	14	13	11	10	15	3	20	17			
S	8	7	6	5	4	3	2	2	3	5	7	10	14	16	18	19	18	17	16	14	13	11	10	17	2	19	17				
SW	12	10	8	7	6	4	4	3	3	3	4	5	7	10	14	18	21	24	25	24	22	19	17	14	19	3	25	20			
W	14	12	10	8	6	5	4	3	3	4	4	5	6	8	11	15	20	24	27	27	25	22	19	16	20	3	27	24			
NW	11	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	7	9	11	14	18	21	21	20	18	15	13	20	3	21	18			
Group F Walls																															
N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	12	13	13	13	11	9	7	6	19	1	13	12			
NE	5	4	3	2	1	1	3	8	13	16	17	16	16	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6	11	1	17	16				
E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	19	18	17	15	13	11	10	8	7	12	1	25	24			
SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	20	19	17	16	14	12	10	8	7	13	1	24	23			
S	5	4	3	2	2	1	1	1	2	4	7	11	15	19	21	22	21	19	17	15	12	10	8	7	16	1	22	21			
SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	24	28	30	29	25	20	16	13	10	18	1	30	29			
W	9	7	5	4	3	2	2	2	3	4	6	8	11	16	22	27	32	33	30	24	19	15	12	19	2	33	31				
NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	15	19	24	26	24	20	16	12	10	19	1	26	25			
Group G Walls																															
N	2	1	0	0	0	1	4	5	5	7	8	10	12	13	13	14	14	15	12	8	6	5	4	3	18	0	15	15			
NE	2	1	1	0	0	5	15	20	22	20	16	15	15	15	15	14	12	10	8	6	5	4	3	9	0	22	22				
E	2	1	1	0	0	6	17	26	30	31	28	22	19	17	16	15	13	11	8	7	5	4	3	10	0	31	31				
SE	2	1	1	0	0	3	10	18	24	27	28	27	23	20	18	16	15	13	11	8	7	6	4	3	11	0	28	28			
S	2	1	1	0	0	1	3	7	12	17	22	25	26	24	21	17	14	11	8	7	5	4	3	14	0	26	28				
SW	3	2	2	1	0	0	3	8	14	21	28	33	35	34	29	20	13	10	7	6	4	3	16	0	35	35					
W	4	3	2	1	1	1	3	5	6	8	10	15	23	31	37	40	37	27	16	11	8	6	5	17	1	40	38				
NW	3	2	1	1	0	0	1	3	4	6	8	10	12	15	20	26	31	31	23	14	10	7	5	4	18	0	31	31			

Tableau C14 : valeurs des écarts virtuels de température  $\Delta\theta_{ev}$  pour les murs

# ANNEXE D

## FEUILLES DE CALCUL DU BILAN DES CHARGES

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	Bar	mois	Septembre
orientation	Ouest	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta(^{\circ}\text{C})$	$\varphi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### charges dues à l'environnement extérieures

#### ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
nord	89,664	1,17	0,98	34	0,9	3145,9475
sud	29,64	1,17	0,24	52,475	0,9	393,07033
ouest	29,64	1,17	0,81	515	0,9	13019,635

#### Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k (w/m <sup>2</sup> °C)	écart virtuel de température (°C)	Charge(W)
poteaux	légère	10,5	1,14	8,08	96,7176
vitrage Nord		89,664	5,8	10,1	5252,51712
vitrage Sud		29,64	5,8	10,1	1736,3112
vitrage Ouest		29,64	5,8	10,1	1736,3112

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	2,2	1520,96	52,652179	64,43818			10954,80
humidité	2,2	1520,96			11,2	13,4	7361,446

## Charges dues à l'environnement intérieur

### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	Charges (w) ou (g/h)
enthalpie	290	0,9	assis	114		29754
humidité	290	0,9	assis		62	16182

### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaires fluo	6960	0,83	1	5776,8

### Machines électriques

Appareils	charge (W)
Machine à café XL Basic 2 groupes (4050 W - 400V triphasé)	4050
1 Frigo (800W)	800
1 micro onde (1470 W - 230 V)	1470

### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Températures du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
Frigorie	0,24	48,25	24	16	92,64

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	Rez de chaussée	latitude	14°25
local	Stockage resto,	mois	Septembre
orientation	Ouest	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta(^{\circ}\text{C})$	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieures

#### Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °c)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°c)	$\Delta\theta_{ev}$ corrigé (°C)	charge (W)
Mur Sud	légère	14	2,356	13	9,43265	311,126528

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	$h_i$ (kj /kg as)	$h_e$ (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	1.1	84	52,6521792	64,438188			302.507
humidité	1.1	84			11,2	13,4	203.28

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou g/h)
Enthalpie	1	1	trav, moderé	197		197
Humidité	1	1	trav, moderé		172,5	172,5

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	72	0,83	1,2	59,76

#### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
Frigorie	0,24	10	24	16	19,2

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	Bureau Sud-est	mois	Septembre
orientation	Sud-est	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta(^{\circ}\text{C})$	$\varphi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieur

#### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Est	4,8	1,17	0,11	34	0,9	18,903456
Sud	4,8	1,17	0,24	52,475	0,9	63,6551136

#### Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k (w/m <sup>2</sup> °C)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	$\Delta\theta_{ev}$ corrigé (°C)	charge(W)
Mur Est	légère	14	2,356	18	13,475	444,4594
Mur Sud	légère	14	2,356	13	9,43265	311,126528
Vitrage Est		4,8	5,8	8	10,1	281,184
Vitrage Sud		4,8	5,8	8	10,1	281,184

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
Enthalpie	2,2	53,9	52,6521792	64,438188			388,218034
Humidité	2,2	53,9			11,2	13,4	260,876

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou (g/h)
Enthalpie	2	1	Assis,trav, modéré	145		290
Humidité	2	1	Assis,trav, modéré		102,5	205

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	261,8	0,83	1,2	260,7528

### Machines électriques

Appareils	charge (W)
1 ordinateur de bureau de 150W	150

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	Vestiaire	mois	Septembre
orientation	Sud	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	h (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w ou g/h)
Enthalpie	2	Assis,trav, léger	128		230,4
Humidité	2	Assis,trav, léger		78,5	141,3

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	92,4	0,83	1,2	92,0304

#### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
Frigorie	0,24	24	16	15,36

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	Bureau supermarché	mois	Septembre
orientation	Sud-est	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\varphi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou g/h)
Enthalpie	1		assis, trav, de bureau	145		116
Humidité	1		assis, trav, de bureau		102,5	82

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	306	0,17	1	52,02

#### Machines électriques

Appareils	charge (W)
1 ordinateur de bureau de 150 W	150

#### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
Frigorie	0,24	3,85	24	16	7,392

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	Etage	latitude	14°25
local	Salle	mois	Septembre
orientation		heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

**Charges dues à l'environnement extérieur**  
Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Est	16,13	1,17	0,8	4950,75	0,9	67270,3553
Ouest	16,13	1,17	0,06	29,525	0,9	30,0887326
Nord	16,13	1,17	0,74	134,475	0,9	1690,19188
Sud	16,13	1,17	0,43	35,275	0,9	257,631058
Nord Est	16,13	1,17	0,73	468,1	0,9	5803,95772
Sud Est	16,13	1,17	0,57	197,225	0,9	1909,41161
Sud Ouest	16,13	1,17	0,06	29,525	0,9	30,0887326

Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °C)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	$\Delta\theta_{ev}$ corrigé (°C)	charge (W)
Mur Est	légère	3,72	2,356	5	4,9396875	43,293002
Mur Ouest	légère	3,72	2,356	6	5,5896875	48,98981
Mur Nord	légère	3,72	2,356	3	6,284375	55,0782735
Mur Sud	légère	3,72	2,356	4	2,23	19,5444336
Mur Nord Est	légère	3,72	2,356	4	6,13	53,7252816
Mur Sud Est	légère	3,72	2,356	5	3,049	26,7224117
Mur Sud Ouest	légère	3,72	2,356	5	3,049	26,7224117
Vitrage Est		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Ouest		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Nord		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Sud		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Nord Est		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Sud Est		16,13	5,8	0	2,1	196,4634
Vitrage Sud Ouest		16,13	5,8	0	2,1	196,4634

Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	$h_i$ (kJ /kg as)	$h_e$ (kJ /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
Enthalpie	2,2	686,2	52,6521792	64,43819			4942,39731
Humidité	2,2	686,2			11,2	13,4	3321,208

## Charges dues à l'environnement intérieur

### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou g/h)
Enthalpie	131	inconnu	Assis au repos	114		13410,914
Humidité	131	inconnu	Assis au repos		62	7293,6552

### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	3136	0,83	1	2602,88

### Machines électriques

Appareils	charge (W)
1 micro onde (3,2 KW)	3200

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	Rez de chaussée	latitude	14°25
local	cuisine	mois	Septembre
orientation	Sud-ouest	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta(^{\circ}\text{C})$	$\phi(\%)$	$\Gamma(\text{g/kgas})$	$h(\text{kJ/kgas})$
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieur

#### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Sud-ouest	8,97	1,17	0,06	29,525	0,9	16,73254382

#### Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °c)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	$\Delta\theta_{ev}$ corrigé (°C)	Charge (W)
Mur Sud-ouest	légère	15,2	2,356	5	3,049	109,1883488
Vitrage Sud-ouest	légère	8,97	5,8	0	2,1	109,2546

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m3)	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
Enthalpie	1,1	336,7	52,65218	64,438188			1212,55113
Humidité	1,1	336,7			11,2	13,4	814,814

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou (g/h)
Enthalpie	8	1	Trav, actif	232		1856
Humidité	8	1	Trav, actif		206	1648

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluo	2116,4	0,83	1,2	2107,9344

### Machines électriques

Appareils	charge (W)
2 Batteurs mélangeurs robot chef 25 (750W - 230 V)	3750
2 coupe-légumes R502 à injection (1,2CV-220 V monophasé)	1764
2 Eplucheuses T5S (700W- 220 V monophasé)	1400
2 Coupe-pains électriques TP180 (300W-230 V monophasé)	600
2 Mixer MP 550 (600W-230V)	1200
2 Trancheuses OS 250 (400W - 230V)	800
2 Hachoirs viande (4/5 CV - 230 V)	1176
2 centrifugeuses Juice master (500W - 230 V)	1000
5 Presses agrumes (150 W - 220V)	750
1 Lave vaisselle à capot V 80 TA ( 5KW)	5000

### Processus industriel

Appareils à gaz	charge (W)
2 Grills charcoal ST 280 -18B (13 KW )	26000
2 Friteuses à gaz SR42G ( 26 KW)	52000
3 Fourneaux double service 1400 GAZ FX 3022,21 (5,5KW)	16500
2 Marmites basculantes Metos viking 60L (10,5 KW)	21000

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	office	mois	Septembre
orientation		heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta(^{\circ}\text{C})$	$\varphi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w ou g/h)
enthalpie	4	0,5	travail debout, léger	174		348
humidité	4	0,5	travail debout, léger		149	298

#### Machines électriques

Appareils	charge (W)
2 micro-ondes de 3200W	6400
2 chauffes plats de 400W	800

#### Eclairage

type d'éclairage	Puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
luminaires fluorescents	176	0,83	1,2	175,296

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	supermarché	mois	Septembre
orientation	nord -es	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\varphi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieur

#### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Nord	9,88	1,17	0,98	34	0,9	346,649285
Est	34,84	1,17	0,11	34	0,9	137,207585

#### Parois externes

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °c)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	Charge (W)
MUR Nord	légère	5,6	2,356	5,61	74,0161
vitrage Nord	légère	9,88	5,8	10,1	578,77
vitrage Est	légère	34,84	5,8	10,1	2040,93

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	1,1	487,9	62,652179	64,438188			266,2591841
humidité	1,1	487,9			11,2	13,4	1180,718

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou (g/h)
enthalpie	1		travail actif	232		185,6
humidité	1		id		206	164,8

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire fluorescents	3066,8	0,83	1	2545,444

### Machines électriques

Appareils	charge (W)
vitrine réfrigéré	3000
1 ordinateur	150

### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
frigorie	0,24	26,75	24	16	51,36

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	stockage supermarché	mois	Septembre
orientation	nord	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	h (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieur

#### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Nord	4,4	1,17	0,98	34	0,9	154,378224

#### Parois extérieures

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °c)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	Charge (W)
mur Nord	légère	6,3	2,356	5,61	83,26811
vitrage Nord	légère	4,4	5,8	10,1	257,752

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	1,1	81,9	52,652118	64,438149			294,945423
humidité	1,1	81,9			11,2	13,4	198,198

## Charges dues à l'environnement intérieur

### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w ou g/h)
enthalpie	1		travail modéré	197		157,6
humidité	1		travail modéré		172,5	138

### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaire	514,8	0,83	1	427,284

### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
frigorif	0,24	9,7	24	16	18,624

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	service technique	mois	Septembre
orientation	Sud	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	h (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	<b>30</b>	<b>50</b>	<b>13,4</b>	64,438188

## Charges dues à l'environnement extérieur

### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Sud	3,08	1,17	0,24	52,475	0,9	40,8453646

### Parois extérieures

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °c)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	Charge (W)
mur Sud	légère	9,1	2,356	9,43265	202,232243
vitrage Sud	légère	3,08	5,8	10,1	180,4264

### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	h <sub>i</sub> (kj /kg as)	h <sub>e</sub> (kj /kg as)	Γ <sub>i</sub> (g/kgas)	Γ <sub>e</sub> (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	1,1	89,5	52,652118	64,43815			322,315206
humidité	1,1	89,5			11,2	13,4	216,59

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou (g/h)
enthalpie	2	1	travail modéré	197		394
humidité	2	1	travail modéré		172,5	345

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaires fluorescents (non encastrés)	563,2	0,83	1,2	560,9472

#### Machines électriques

Appareils	charges(w)
2 ordinateurs de 150 w	300

#### Tuyauterie

Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
frigorie	0,24	10,5	24	16	20,16

Bâtiment	restaurant	situation	petite cote
niveau	rez de chaussée	latitude	14°25
local	lingerie	mois	Septembre
orientation	nord	heure	16h
type de climat	moyennement brumeux	altitude	6m

	$\theta$ (°C)	$\phi$ (%)	$\Gamma$ (g/kgas)	$h$ (kJ/kgas)
conditions intérieures	24	60	11,2	52,6521792
conditions extérieures	30	50	13,4	64,438188

### Charges dues à l'environnement extérieur

#### Ensoleillement des vitrages

orientations	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient d'encadrement k1	coefficient de correction N (vitrage simple) ou facteur solaire F (vitrage spécial, protégé)	Qmax ou Qeff (w/m <sup>2</sup> )	coefficient d'altitude et de climat k2	charge (w)
Nord	6,05	1,17	0,98	34	0,9	212,270058

#### Parois extérieures

orientation	type de structure	aire brute (m <sup>2</sup> )	coefficient k (w/m <sup>2</sup> °C)	écart virtuel de température $\Delta\theta_{ev}$ (°C)	Charge (W)
mur Nord	légère	4,9	2,356	5,61	64,764084
vitrage Nord	légère	6,05	5,8	10,1	354,409

#### Infiltrations d'air extérieur

type d'apport	débit massique d'air d'infiltration (kg/h m <sup>3</sup> )	volume du local (m <sup>3</sup> )	hi (kj /kg as)	he (kj /kg as)	$\Gamma_i$ (g/kgas)	$\Gamma_e$ (g/kgas)	charge (W) ou (g/h)
enthalpie	1,1	52	52,652118	64,43815			187,266935
humidité	1,1	52			11,2	13,4	125,84

### Charges dues à l'environnement intérieur

#### Occupants

type d'apport	nombre d'occupants	coeff d'occupation (hommes ou femme)	type d'activité	apport d'enthalpie par occupant (W/pers)	apport d'humidité par occupant (g/h,pers)	charges (w) ou (g/h)
enthalpie	2		debout travail léger	174		278,4
humidité	2		debout travail léger		149	238,4

#### Eclairage

type d'éclairage	puissance électrique installée (W)	coefficient M	coefficient de correction (supports éventuels)	charge (W)
Luminaires fluorescents (non encastrés)	563,2	0,83	1,2	560,9472

### Machines électriques

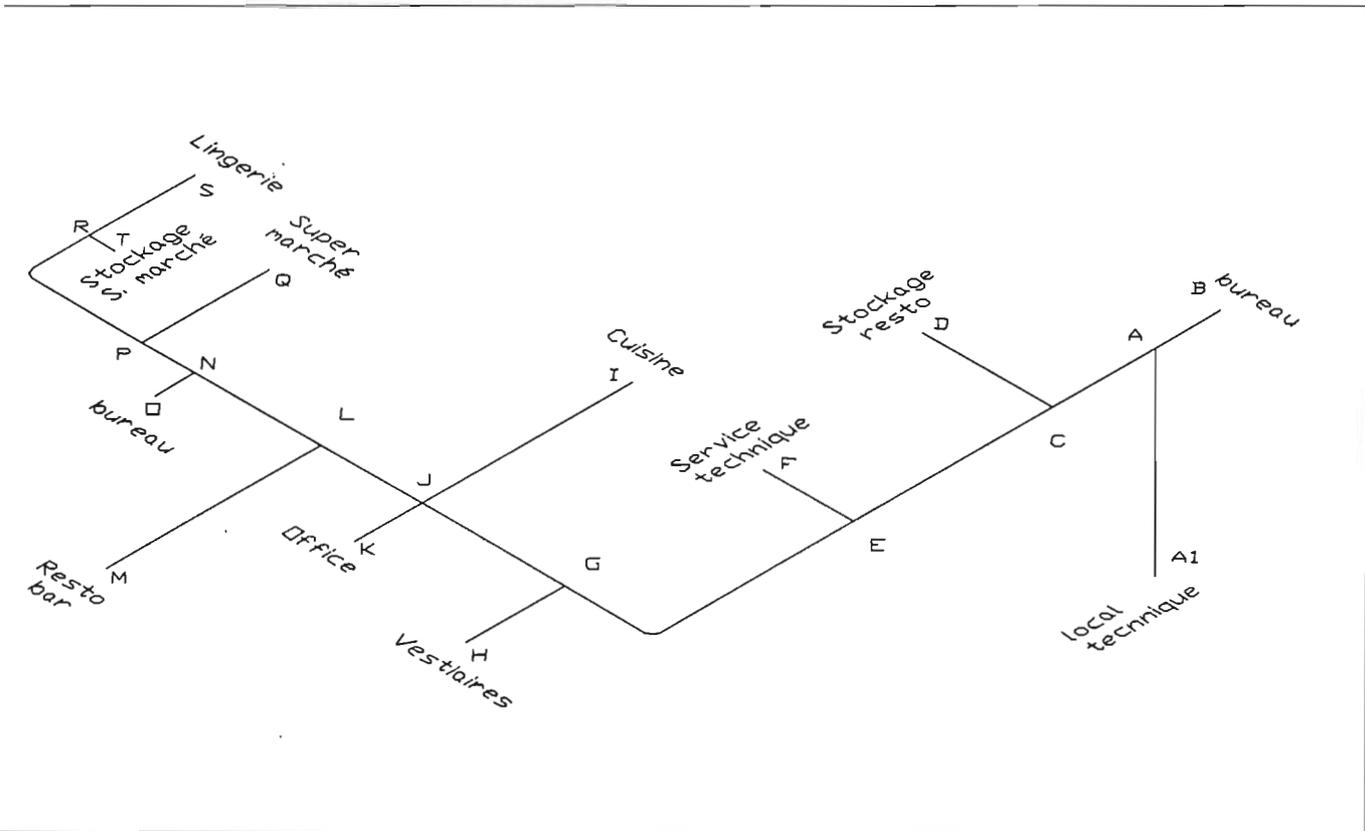
Appareils	charges(w)
2 ordinateurs de 150 w	300

### Tuyauterie

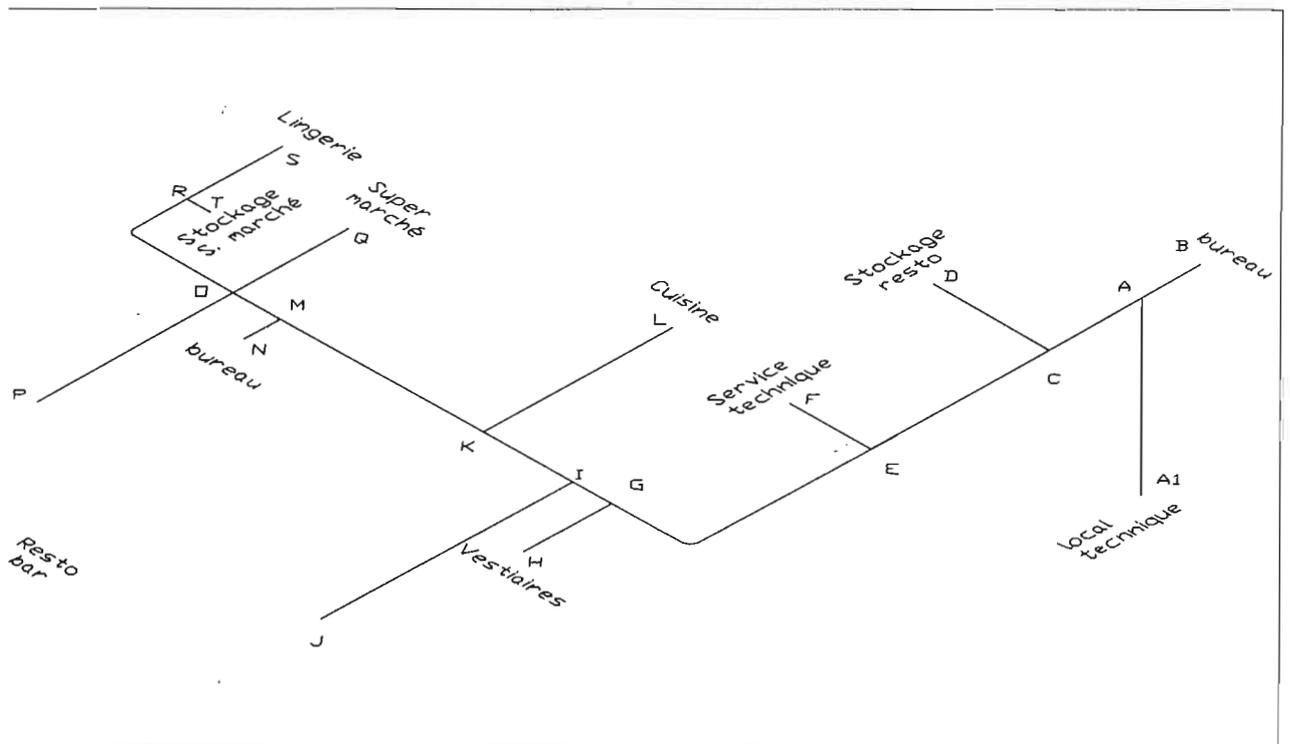
Type d'apport	Coefficient K (W/m°C)	Longueur de tuyauterie (m)	Température du local (°C)	Température de l'air soufflé (°C)	Charge (W)
frigorie	0,24	10,5	24	16	20,16

# ANNEXE E

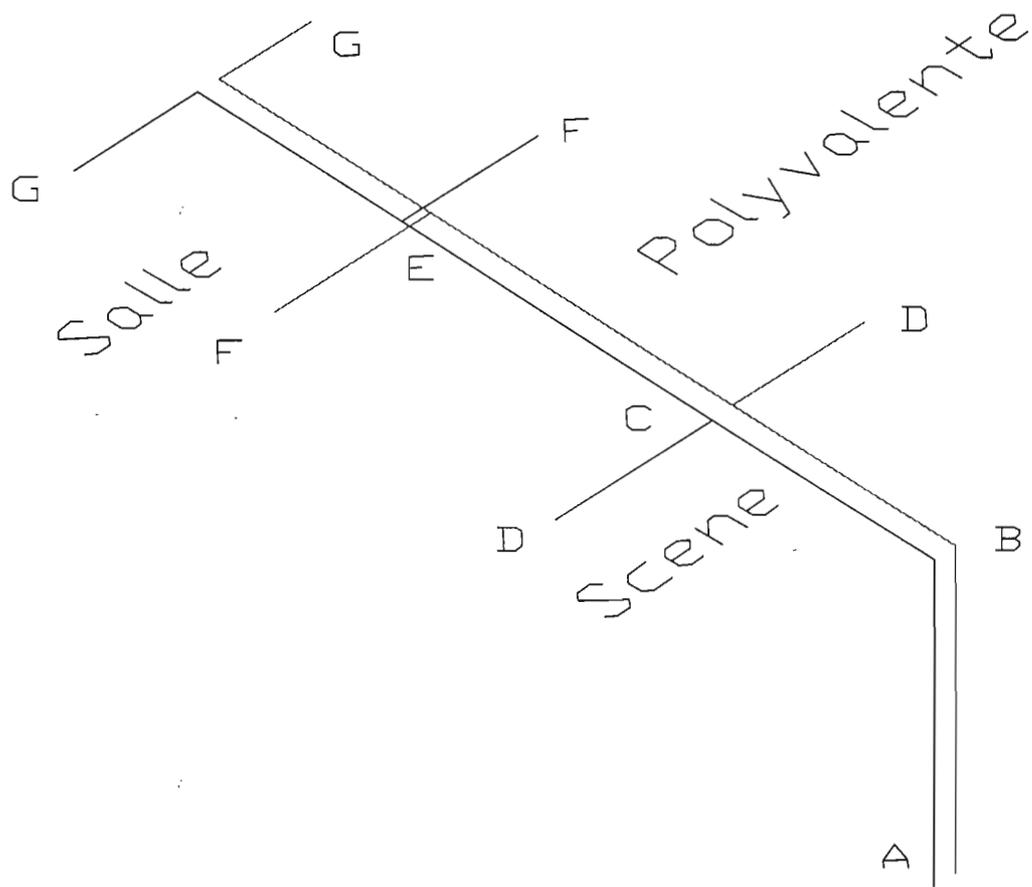
## TRACES DES TUYAUTERIES



**Figure E1** : tracé du réseau de distribution de l'air du restaurant



**Figure E2** : tracé du réseau de reprise de l'air du restaurant



**Figure E3** : tracé du réseau de distribution et de reprise de l'air du restaurant

# ANNEXE F

## VALEURS ET COEFFICIENTS DES PERTES DE PRESSION

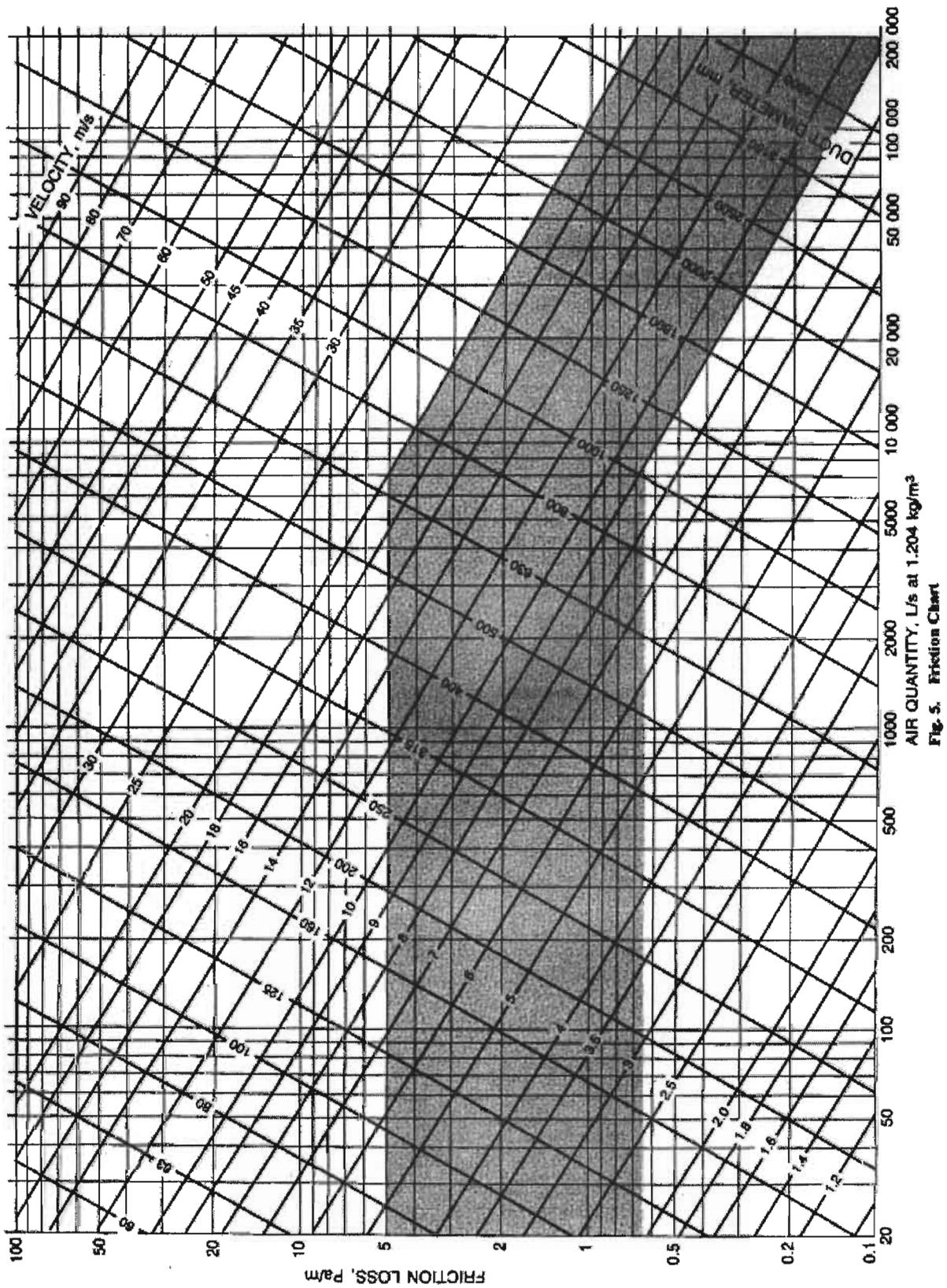


Fig. 5. Friction Chart

Tableau F1 : abaque donnant les pertes de charges, la vitesse et les diamètres des conduites d'air d'après ASHRAE

Conduits à section rectangulaire (b = largeur ; a = hauteur)												
	b/a	0,25	0,5	1,0	4,0		C/a	0,25	0,5		S2/S1	ζ
	R/a						R/a					
	0	1,3	1,5	1,5	1,4		0,5	0,4	0,5		0,1	1,0
	0,5	1,3	1,1	1,0	1,0		0,75	0,25	0,3		0,2	0,7
	0,75	0,6	0,5	0,4	0,4		1,0	0,2	0,2		0,4	0,4
	1,0	0,4	0,3	0,25	0,2		2,0	0,1	0,1		0,6	0,2
	1,5	0,2	0,15	0,1	0,1						0,8	0,1
	α	ζ <sub>2</sub>		α	ζ		R/D	ζ <sub>2</sub>		S2/S1	ζ	
	15°	0,1		15°	0,1		0,5	1,0		0,0	2,5	
	30°	0,3		30°	0,3		0,75	0,5		0,2	2,5	
	45°	0,5		45°	0,7		1,0	0,25		0,4	2,3	
	60°	0,7		60°	1,0		1,5	0,15		0,6	2,0	
	90°	1,3		90°	1,4		2,0	0,1		0,8	1,6	
	α	ζ <sub>2</sub>		α	ζ		R/D	ζ <sub>2</sub>		S2/S1	ζ	
	15°	0,1		15°	0,5		0,5	1,0		0,1	0,6	
	30°	0,3		30°	0,3		0,75	0,5		0,2	0,45	
	45°	0,7		45°	0,3		1,0	0,25		0,4	0,3	
	60°	1,0		60°	0,5		1,5	0,15		0,6	0,2	
	90°	1,4		90°	0,7		2,0	0,1		0,8	0,1	
	α	ζ <sub>2</sub>		α	ζ		R/a	ζ		S2/S1	ζ	
	5°	0,15		5°	0,15		0,2	1,0		1	0	
	10°	0,25		10°	0,25		0,4	0,8		0,9	0,1	
	15°	0,4		15°	0,4		0,6	0,9		0,8	0,1	
	30°	0,8		30°	0,8		0,8	1,1		0,7	1	
	45°	0,9		45°	0,9		1,0	1,2		0,8	1	
60°	1,0	60°	1,0			0,5	2					
								0,8	5	8		
								0,4	8			

Conduits à section circulaire (diamètre = D)												
	R/D	ζ		R/D	ζ		R/D	ζ		α	ζ	
	0,5	0,9		0,5	1,3		0,5	1,1		15°	0,1	
	0,75	0,45		0,75	0,8		0,75	0,6		30°	0,2	
	1,0	0,35		1,0	0,5		1,0	0,4		45°	0,5	
	1,5	0,25		1,5	0,3		1,5	0,25		60°	0,7	
	2,0	0,2		2,0	0,25		2,0	0,2		90°	1,3	
	α	ζ <sub>2</sub>		R/D	ζ <sub>2</sub>		R/D	ζ <sub>2</sub>		α	ζ <sub>2</sub>	
	15°	0,1		0,5	1,3		0,5	1,2		15°	0,1	
	30°	0,3		0,75	0,9		0,75	0,6		30°	0,3	
	45°	0,5		1,0	0,8		1,0	0,4		45°	0,7	
	60°	0,7		1,5	0,6		1,5	0,25		60°	1,0	
	90°	1,3		2,0	0,5		2,0	0,2		90°	1,4	
	α	ζ		α	ζ		R/D	ζ		d/D	ζ	
	0°	0,9		0°	0,9		0,2	0,2		0,1	2,5	
	15°	0,5		15°	0,5		0,5	0,1		0,2	2,5	
	30°	0,3		30°	0,3		0,8	0,05		0,4	2,5	
	45°	0,3		45°	0,3					0,6	2,3	
	60°	0,4		60°	0,4					0,8	1,9	
90°	0,5	90°	0,5			0,9	1,5					
	d/D	ζ		α	ζ		d/D	ζ		d/D	ζ	
	0,1	1,0		5°	0,15		0,1	0,6		1	0	
	0,2	0,9		10°	0,25					0,9	0,1	
	0,4	0,7		15°	0,4					0,8	1	
	0,6	0,4		30°	0,8					0,7	2	
	0,8	0,2		45°	0,9					0,5	5	
		90°	1,0			0,6	8					

Tableau F2 : coefficient de pertes de charges singulières dans les conduits d'air  
(Source: «COSTIC»)

# ANNEXE G

## CATALOGUES FOURNISSEURS

## YAZAKI

Model	WFC	Modular	Modular Assemblies			
		10	20	30	40	50
Cooling	Capacity (MBH)	120.0 (35,2kw)	240(70, 32 kw)	360(105,6k w)	480(140,80k w)	600(174,82 6)
	Chilled Water Temp. (°F)*	44 ,6(7°c)Out let, 54,5(12,5°c) Inlet				
Chilled Water	Rated Water Flow (gpm)	26.4	52.9	79.3	105.7	132.1
	Evap. Press Drop (psi)	5.5				
Heat Medium	Heat Input (MBH)	171.4(50,3 kw)	342.8 (100,6k w)	514.2 (150,83kw)	680.3 (199,6kw)	850.3 (249,5 kw)
	Hot Water Temp. (°F)	190.4 (88°c) Inlet, 181.4 (83°c) Outlet				
	Rated Water Flow (gpm)	37.8	75.6	113.4	150.9	188.7
	Gen Press. Drop (psi)	3.9				
Cooling Water	Heat Rejection (MBH)	291,4(85.5 kw)	582.8 (170,95)	874,2(256, 5)	1156.5 (339,24)	1445.5 (424,01)
	Cooling Water Temp. (°F)	85(29,5°c) Inlet, 94(35°c) Outlet				
	Rated Water Flow (gpm)**	64.2	128.5	192.7	256.6	320.8
	Cond. & Abs. Press. Drop (psi)	9.7				
Electrical	Power Supply	208/230V, 60Hz, 1 ph				
	Consumption (W)	30	60	90	120	150
Number of Modules		1	2	3	4	5
Weight	Dry (lb)	1606	3212	4818	6424	8030

MBH = Btu/hr x 10<sup>3</sup>

### NOTES:

1. Specifications are based on water in all circuits and fouling factor of 0.0005 ft<sup>2</sup>hr°F/Btu.
2. A motorized chilled water bypass valve is optional on modular assemblies and requires a 24V, 50/60 Hz (4.8W) power supply.

\* Chilled water outlet temperature is factory set at 46.4°F outlet

\*\* Minimum cooling water flow.

## Carrier

### Restaurant :

#### **Groupe frigorifique RCH 040**

Puissance frigorifique **633 kW** - Puissance calorifique 125 à 375 kW

Température eau chaude 80 à 90°C

Débit d'eau glacée 30,2 l/s

Perte de pression de l'eau glacée 54 kPa

Débit d'eau chaude 41,7 L/s

Perte de pression de l'eau chaude 74 kPa

Débit de l'eau de refroidissement 71,3 L/s

Perte de pression 59 kPa

Puissances 3 pompes 2,65 kW

Alimentation électrique 8,5 kVA

Longueur L 3630 mm

Largeur l 1570 mm

Hauteur h 2490 mm

Poids en fonctionnement 10300 kg

### Salle polyvalente :

#### **Groupe frigorifique RCH 020**

Puissance frigorifique **316 kW** - Puissance calorifique 125 à 375 kW

Température eau chaude 80 à 90°C

Débit d'eau glacée 15,2 L/s

Perte de pression de l'eau glacée 54 kPa

Débit d'eau chaude 21,2 l/s

Perte de pression de l'eau chaude 74 kPa

Débit de l'eau de refroidissement 35,7 L/s

Perte de pression 59 kPa

Puissances 3 pompes 1,45 kW

Alimentation électrique 6,1 kVA

Longueur L 3540 mm

Largeur l 1240 mm

Hauteur h 2010 mm

Poids en fonctionnement 6000 kg

Elles sont livrées sous forme d'un monobloc

Les pertes de pression d'eau chaude n'induit la perte de pression de la vanne régulatrice de puissance.

La pression de service maximale de l'eau glacée, l'eau de refroidissement, et de l'eau chaude est de 780 kpa.

Le facteur d'encrassement de l'eau glacée, de l'eau de refroidissement, de l'eau chaude est de 0,000086 m<sup>2</sup>k/W

Les performances sont calculées pour des températures 12-7°C, 30-31°C et 80 -83°C pour l'eau glacée, l'eau de refroidissement et l'eau chaude.

Alimentation électrique 200/220 v 50/60HZ en stand art.

**TRANE**

**RESTAURANT :**

**ABSC 174 :**

Alimentation eau chaude

Puissance frigorifique = 611 kW

Eau chaude de température 90°C à 130°C

Coefficient de performance 0.63

Puissance d'entrée pour les pompes de solution : 5,1 kW,

Température minimum de l'air ambiant : 5°C

Température maximum de l'air ambiant : 50°C

Température maximum de l'eau glacée : 15°C

Température minimum de l'eau glacée : 4,5°C

Charge de bromure de lithium : 950kg

Charge d'eau distillée : 322kg

Longueur : 3800 mm

Largeur : 1630mm

Hauteur : 2330mm

Poids en opération : 6800kg

Poids au repos : 5000kg

Alimentation électrique 400BV/3ph/50 HZ 12,5A maxi

**SALLE POLYVALENTE :**

**ABSC 112**

Alimentation eau chaude

Puissance frigorifique = 294 kW

Eau chaude de température 90°C à 130°C

Coefficient de performance 0.63

Puissance d'entrée : 4.2 kW, 5°C

Température minimum de l'air : 50°C

Température maximum de l'air

Température maximum de l'eau glacée =15°C

Charge de bromure de lithium : 950kg

Charge d'eau distillée : 322kg

Longueur : 3800 mm

Largeur : 1630mm

Hauteur : 2330mm

Poids en opération : 6800kg

Poids au repos : 5000kg

Alimentation électrique 400V/3ph/50 HZ 12,5A max

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

[1]-TECSOL : Manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives (Juin 2001)

[2]-Actualités techniques :

- cahier technique du bâtiment n°41 (décembre 1981/janvier1982)
- Solaire 1 n° 20 (Avril-Mai 1982)

[3]-M. Priller: ABSORPTION PRINCIP – Carrier

[4]-Hans-Martin Henning (Ed.): Solar-assisted Air-Conditioning in Buildings --- SpringerWienNewYork

[5]-EFFICACITE ENERGETIQUE DE LA CLIMATISATION EN REGION TROPICALE :

Tome1: conception des nouveaux bâtiments - Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie IEPF

[6]-EFFICACITE ENERGETIQUE DE LA CLIMATISATION EN REGION TROPICALE :

Tome2: exploitation des installations existantes - Institut de l'énergie et de l'environnement de la francophonie IEPF

[7]-ADEME : FICHE OX « CLIMATISATION A ABSORPTION »

[8]- [BE 9 270] Traitement de l'air et climatisation. Généralités—Techniques de l'Ingénieur

[9]- [BE 9 271] Traitement de l'air et climatisation. Les composants et leurs fonctions—Techniques de l'Ingénieur

[10]- [BE 9 272] Traitement de l'air et climatisation. Aspects thermiques et mécaniques—Techniques de l'Ingénieur

[11]- [BE 9 273] Traitement de l'air et climatisation. Aspects acoustiques et physico-chimiques—Techniques de l'Ingénieur

[12]- [Doc. BE 9 274] Traitement de l'air et climatisation. Pour en savoir plus—Techniques de l'Ingénieur

[13]-P. NEVEU : Mécanique des fluides—UNIVERSITE DE PERPIGNAN

[14]-Pierre NEVEU : AERAUQUE --- CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS (CNAM) Mai 2000

[15]-B. NDOYE : Cours Froid et climatisation —Ecole Supérieure Polytechnique 2007

[16]-P. Demba : cours Plomberie industrielle--- Ecole Supérieure Polytechnique 2007

[17]-Ballon de stockage d'eau chaude –Ecole des Mines de Paris

[18]-Seni TAMBA : Machines hydraulique-- Ecole Supérieure Polytechnique 2007

[20]-<http://www.thermexcel.com/>

[21]-<http://www.culture.gouv.fr/culture/conservation/fr/grottes/Pageshtm/humidite.htm>

[22]-<http://www.forbat.com/formation/climatisation-nf.htm>

[23]-<http://www.salon-eneo.com/2007/fiche-exposant/fr/yazaki,2,4546978801.htm>

[24]-<http://www.enr66.com/list.php?id=5> Celliers des templiers

[25]-<http://www.thermexcel.com/french/ressourc/calcul.htm>

[26]-<http://neveu.pierre.free.fr/enseign/aeraulique/chap4.htm>

[27]-<http://mrw.wallonie.be/energieplus/CDRom/Climatisation/>

[28]-[http://membres.lycos.fr/depollunet/Precis/Chap3/Aspirat3c2\\_3.html](http://membres.lycos.fr/depollunet/Precis/Chap3/Aspirat3c2_3.html)

[29]-<http://www.tecsol.fr/RafrSol>

[30]-<http://www.outilssolaires.com>

[31]-<http://www.lenntech.com/fran%E7ais/tours-de-refroidissement.htm>