

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATION ÉNERGÉTIQUE ET TURBOMACHINE

PAR :

OUZAICHELYNDA

BENLASSOUSONIA

Thème

**«Dimensionnement d'une installation de traitement d'air pour la
salle des équipements électriques »cevital -Bejaia**

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Nos vifs remerciements vont à Mr A. DJERRADA, notre promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions tout le personnel de l'entreprise cevital pour leur accueil exemplaire et de leur aide précieuse durant notre période du stage pratique à l'entreprise et surtout mon encadreur Mr BOUNOUA DJAMEL qui nous ont bien encadré et nous leurs exprimons toutes notre reconnaissance pour leur inoubliable dévouement.

Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

Sans oublier tous les enseignants du département du génie mécanique et tout le corps administratif.

Enfin, un merci tout particulier à tous ceux qui nous ont apporté leur soutien.



Dédicaces

Je dédie ce travail

*Aux êtres les plus chers, à qui je dois
reconnaissance et dévouement toute ma vie,
mes parents;*

A mes fabuleux amis;

A mes collègues de promotion;

*A toute personne m'ayant aidé à
l'aboutissement de ce modeste travail.*

Ouzaich lynda



Dédicaces

Je dédie ce travail

*Aux êtres les plus chers, à qui je dois
reconnaissance et dévouement toute ma vie,
mes parents;*

A mes fabuleux amis;

A mes collègues de promotion;

*A toute personne m'ayant aidé à
l'aboutissement de ce modeste travail.*

Benlassous Sonia

Nomenclature

Symboles latins

Abréviations	Significations	Unités
$APO(t)$	Apports de chaleurs à travers une paroi opaque	(W)
AI_s	Partie sensible des apports internes	(W)
$AINF_s(t)$	Gains sensible dus aux infiltrations d'air extérieur.	(W)
$AINF_l(t)$	Gains latents dus aux infiltrations d'air extérieur.	(W)
AI_l	Partie latente des apports calorifique internes	(W)
$AI_{\text{éclai}}$	Apports internes dus à l'éclairage	(W)
$AI_{\text{Aélec}S}$	Apports internes d'appareil électrique de source sensible	(W)
$AI_{\text{Aélec}l}$	Apports internes d'appareil électrique de source latente	(W)
AI_{Aelec}	Gains dus aux machines électriques	(W)
$AREN_j(t)$	Gains latents dus au renouvellement d'air	(W)
$AREN_s(t)$	Gains sensible dus au renouvellement d'air	(W)
A_{tot}	Puissance frigorifique	(W)
C_{cr}	Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie dans la salle	
C_{Inc}	Coefficient correcteur	(°C)
C_{me}	Coefficient de majoration	
CS_j	Coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j	
C_{TS}	Coefficient correcteur	
$C_{\Delta te}$	Facteur de correction	(°C)
D	Diamètre hydraulique de canalisation	(m)
e	Epaisseur de la couche de matériau	(m)
E_b	Ecart diurne de base	(°C)
h_e	Coefficient d'échange superficiel extérieur	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)
h_i	Coefficient d'échange superficiel intérieur	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)
$HS_{b,e}(t)$	Humidité absolue de base de l'air extérieur	(kg _{d'eau} .kg _{gas} ⁻¹)
$HS_{b,i}(t)$	Humidité absolue de base de l'air intérieur	(kg _{d'eau} .kg _{gas} ⁻¹)
j	perte de charge unitaire	(Pa.m ⁻¹)
K	Conductivité thermique	(W.m ⁻¹ .°C ⁻¹)
$K_{\text{été}}$	Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été	W.m ⁻² .°C
L	Longueur du tube	(m)
m_a	Masse d'air sec	kg _{air sec}
m_v	Masse de vapeur d'eau	kg _{eau}
$p_{s,\theta}$	Pression de saturation	(Pa)
ΔP_s	Pertes de charges singulières	(Pa)

Nomenclature

ΔP_L	Pertes de charges linaires	(Pa)
Q_{occ}	Apports internes dus aux occupants	(W)
$qv_{air\ soufflé}$	Débit volumique d'air soufflé pour la salle considérée	$m^3 \cdot h^{-1}$
qv_{an}	Débit d'air neuf	$m^3 \cdot h^{-1}$
qv_{inf}	Débit d'air infiltré	$m^3 \cdot h^{-1}$
qve_{an}	Débit minimal d'air neuf	$m^3 \cdot h^{-1}$
qv_m	Débit volumique moyen du fluide	$m^3 \cdot h^{-1}$
qv_{inf}	Débit dû aux infiltrations	$m^3 \cdot h^{-1}$
qve_{max}	Débit extrait maximal de référence	$m^3 \cdot h^{-1}$
qve_{min}	Débit extrait minimal de référence	$m^3 \cdot h^{-1}$
$qve_{réf}$	Débit d'air extrait de référence	$m^3 \cdot h^{-1}$
$qvo_{inf,i}$	Débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i	$m^3 \cdot h^{-1}$
R	Résistances thermique des différentes couches de matériaux Constituant la paroi	$(m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1})$
r^s	L'humidité spécifique	$(kg_d' eau \cdot kg_{as}^{-1})$
S_{app}	surface de la zone d'apport	(m^2)
S_i	Surfaces des parois en contact avec l'extérieur	(m^2)
S_{int}	la surface intérieure totale de la paroi considérée	(m^2)
t	Temps	(h)
$TS_{b,e}$	Température extérieure de base	$(^\circ C)$
$TS_{b,i}$	Température intérieure de base du local.	$(^\circ C)$
$TS_e(t)$	Température extérieure à l'instant considéré	$(^\circ C)$
TS_m	Température moyenne sèche de l'air extérieur	$(^\circ C)$
$\Delta Te(t)$	Différence équivalente de température à l'heure t	$(^\circ C)$
$\Delta Tes(t)$	Différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre. $(^\circ C)$	$(^\circ C)$
$\Delta Tem(t)$	Différence de température équivalente non corrigé (condition standard) pour une paroi ensoleillée	$(^\circ C)$
$\Delta t_{inc}(t)$	Écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré	$(^\circ C)$
v	vitesse du fluide	$(m \cdot s^{-1})$
V_h	Volume habitable	(m^3)
V_{salle}	Volume de la salle propre considérée	(m^3)
W_n	Puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	(w)

Nomenclature

Lettres grecques		
Ψ	L'humidité relative	(%)
τ_{brassage}	Taux de brassage	(h^{-1})
ζ	Coefficient de perte de charge singulier	
ρ	masse volumique de l'air	(kg.m^{-3})
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	
γ	Viscosité cinématique du fluide (air)	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$

Liste des figures

Liste des figures

Figure I.1 : Diagramme de l'air humide.....	08
Figure I.2 : Evolution de l'air refroidi.....	09
Figure I.3 : Refroidissement de l'air.....	09
Figure I.4 : Schéma d'une centrale de traitement d'air unizone.....	12
Figure I.5 : Installation de conditionnement d'air.....	13
Figure I.6 : Schéma d'une machine frigorifique.....	14
Figure I.7 :Schéma d'un système à eau glacée, air/eau (pompe à chaleur)	16
Figure I.8 : Evaporateur d'eau glacée basse et moyenne puissance.....	17
Figure I.9 : Evaporateur d'eau glacée à grande puissance.....	17
Figure II.1 : Différents apports calorifiques pour une salle.....	26
Figure IV.1 : Types de conduits.....	53

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Paramètres géométrique du local.....	28
Tableau III.2 : Paramètres climatique et thermodynamique.....	29
Tableau III.3 : Coefficient de transmission thermique des murs extérieurs.....	30
Tableau III.4 : Coefficient de transmission thermique du plancher.....	30
Tableau III.5 : Coefficient de transmission thermique du toit.....	31
Tableau III.6 : Apports à travers la paroi extérieure mur 1 (Est).....	32
Tableau III.7 : Apports à travers la paroi extérieure mur 1 (Est).....	32
Tableau III.8 : Apports à travers la paroi intérieure mur 2 (Nord).	33
Tableau III.9 : Apports à travers la paroi intérieure mur 2 (Nord).....	33
Tableau III.10 : Apports à travers la paroi intérieure mur 3 (Est/Nord).	34
Tableau III.11 : Apports à travers la paroi intérieure mur 3 (Est/Nord).....	34
Tableau III.12 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (Nord/Est).....	35
Tableau III.13 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (Nord/Est).....	35
Tableau III.14 : Apports à travers la paroi intérieure mur 5 (Est/Nord).....	36
Tableau III.15 : Apports à travers la paroi intérieure mur 5 (Est/Nord).....	36
Tableau III.16 : Apports à travers la paroi intérieure mur 6 (Nord/Est).....	37
Tableau III.17 : Apports à travers la paroi intérieure mur 6 (Nord/Est).....	37
Tableau III.18 : Apports à travers la paroi intérieure mur 7 (Ouest).....	38
Tableau III.19 : Apports à travers la paroi intérieure mur 7 (Ouest).....	38
Tableau III.20 : Apports à travers la paroi intérieure mur 8 (Sud).....	39
Tableau III.21 : Apports à travers la paroi intérieure mur 8 (Sud).....	39
Tableau III.22 : Apports à travers le toit.....	40
Tableau III.23 : Apports à travers le toit.....	40
Tableau III.24 : Apports à travers le plancher.....	41
Tableau III.25 : Apports à travers le plancher.....	41
Tableau III.26 : Apports à travers les portes.	42
Tableau III.27 : Apports à travers les portes.....	42
Tableau III.28 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés.....	43

Liste des tableaux

Tableau III.29 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés.....	43
Tableau III.30 : Gains sensible et latents dus aux occupants.....	44
Tableau III.31 : Gains dus aux machines électriques.....	44
Tableau III.32 : La puissance nominale du tube fluorescent.....	45
Tableau III.33 : Les apports de chaleur internes.....	45
Tableau III.34 : Apports de chaleur sensible par renouvellement d'air.....	46
Tableau III.35 : Apports de chaleur sensible par renouvellement d'air.....	47
Tableau III.36 : Apports de chaleur sensible par infiltration.....	48
Tableau III.37 : Apports de chaleur sensible par infiltration.....	49
Tableau III.38 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.....	50
Tableau III.39 : Apports calorifique effectifs sensible et latents.....	50
Tableau III.40 : Valeur de la puissance frigorifique.....	51
Tableau III.41 : Valeur de la puissance frigorifique.....	51
Tableau IV.1 : Dimension du conduit de soufflage.....	59
Tableau IV.2 : Dimension du conduit de reprise.....	59
Tableau IV.3 : Perte de charges linéaires pour le réseau de soufflage.....	60
Tableau IV.4 : Perte de charges linéaires pour le réseau de reprise.....	60
Tableau IV.5 : Perte de charges singulière pour le réseau de soufflage.....	61
Tableau IV.6 : Perte de charges singulière pour le réseau de reprise.....	61

Sommaire

Sommaire

Introduction générale.....	01
Présentation de l'entreprise.....	05

Chapitre 1 : Généralités sur le traitement d'air

Introduction.....	05
I.1. Définition de la climatisation.....	05
I.2. Généralités sur l'air et l'atmosphère.....	05
I.3. Quelques notions sur l'air humide.....	06
I.3.1. Définition de l'air humide.....	06
I.3.2. Caractéristiques de l'air humide.....	07
I.3.3. Diagramme de l'air humide.....	08
I.4. Opérations élémentaires de traitement d'air.....	09
I.4.1. Refroidissement d'air avec déshumidification.....	09
I.5. Centrale de traitement d'air	10
I.5.1. Centrale de traitement d'air unizone.....	10
I.6. Evolution de l'air dans une installation de conditionnement d'air.....	13
I.7. Cycle frigorifique.....	14
I.7.1 Principe de fonctionnement.....	15
I.7.2 Exemples de cycle frigorifique.....	15
I.7.2.1 Pompe à chaleur.....	15
I.7.2.1 Groupe d'eau glacée.....	16

Chapitre II : Réglementation thermique

Introduction.....	18
II.1. Conditions de base.....	18

Sommaire

II.1.1. Caractéristiques de base de l'air extérieur.....	18
II.1.2. Caractéristiques de base de l'air intérieur.....	19
II.2. Méthode de calcul des apports thermiques estivaux.....	19
II.2.1. Apports à travers les parois	19
II.2.2. Apports de chaleur internes.....	22
II.2.3. Apports dus à l'air extérieur.....	24
II.3. La puissance frigorifique nécessaire.....	25
II.4. Etude du cycle de l'évolution de l'air.....	26

Chapitre III : Bilan thermique

Introduction.....	27
III.1. Description de local à climatiser.....	27
III.1.1. Paramètres géométriques.....	27
III.1.2. Paramètres climatiques.....	27
III.1.3. Les autres données du projet.....	28
III.1.4. Composition des parois du local.....	28
III.2. Calcul des charges estivales du local.....	28
III.2.1. Calcul du coefficient de transmission $K_{été}$	28
III.2.1.1. Coefficient de transmission des murs, du plancher et de la toiture.....	28
III.2.1.2. Coefficient de transmission des portes.....	29
III.3. Calcul du bilan frigorifique.....	30
III.3.1. Apports à travers les parois opaques extérieures.....	30
III.3.2. Apports à travers les parois intérieures.....	31
III.3.3. Apports totaux par les parois.....	39
III.4. Apports internes.....	40

Sommaire

III.4.1. Gains dus aux occupants.....	40
III.4.2. Gains dus aux machines électriques.....	41
III.4.3. Gains éclairages.....	42
III.4.4. Apports totaux internes.....	42
III.5. Apports dus à l'air extérieurs.....	42
III.5.1. Apports de chaleur par renouvellement d'air.....	42
III.5.2. Apports de chaleur par infiltration.....	43
III.6. Calcul des apports calorifiques sensibles et latents.....	45
III.6.1. Calcul des apports totaux.....	45

Chapitre VI : Dimensionnement du réseau aéraulique

VI.1. Caractéristique des conduits aérauliques.....	53
VI.2. Evolution de l'air pour le local.....	54
VI.3. Les pertes de charges.....	57
VI.4. Calcul des pertes de charges.....	58
Conclusion générale	62

Sommaire

Présentation de l'entreprise

❖ Site de Cevital

Bien inséré dans l'économie de marché, pour avoir opté pour une technologie de pointe, le complexe de production est situé à l'extrême est de la commune de Bejaia. À environ 3 km du chef-lieu de la commune de Bejaia, et à 280 km d'Alger. Le Complexe fait presque partie du port de Bejaia, et s'étend sur une superficie de 75000 m². Sa situation géographique exceptionnelle et ses importantes capacités d'accostage, d'entreposage et de transit ont fait du port de Bejaia un pôle économique de première importance. Cevital contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale.

❖ Historique

Cevital est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée du pays dans l'économie de marché, elle a été créée par des fonds privés, en 1998.

Autrefois le site de ce complexe industriel n'était qu'un vaste marécage et une décharge publique, mais en faisant appel à des technologies modernes et avec un effort titanesque, ce terrain de 14 hectares a été complètement revalorisé.

Pour répondre aux impératifs des normes à l'échelle internationale, Cevital a fait appel aux leaders mondiaux pour chaque type de machine et équipement, faisant de ce complexe de raffinage l'un des plus performants du monde. Cela a pu rendre possible l'entrée en production de la raffinerie d'huile dès le 12 aout 1999.

❖ Ses grandes dates historiques

1998 : Ouverture de la raffinerie d'huile ;

2001 : Entrée en production de la margarine ;

2003 : Entrée en production de la raffinerie de sucre ;

Actuellement, le groupe Cevital emploie un effectif de plus de 3000 salariés, repartis sur les différentes unités.

Présentation de l'entreprise

❖ Objectif de l'entreprise

Cevital contribue largement développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à s'imposer d'abord sur le marché national et exporter le surplus. Son objectif primordial est d'offrir une gamme de produits satisfaisants en terme de qualité aussi bien qu'en variété.

Les nouvelles données économiques nationales du marché de l'agroalimentaire révèlent que les meilleurs opérateurs sont ceux qui maîtrisent les couts d'une façon efficace et optimale, qui savent aussi amortir les charges tout en conservant le meilleur rapport qualité/prix.

Pour s'imposer sur le marché, Cevital négocie avec les grandes sociétés commerciales telles que : CARREFOUR et AUCHAN (en France), ROYAL (en suisse), et autres sociétés spécialisées dans l'import-export en Ukraine, Russie, Libye. Ses produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis...).

Le complexe agroalimentaire Cevital offre des produits de qualité supérieure à un prix compétitif ; grâce à des unités de production ultra modernes, des contrôles de qualités strictes et un réseau de distribution performant.

❖ Différentes unités de complexe

- Raffinerie d'huile ;
- Margarinerie ;
- Raffinerie de sucre ;
- Stockage de la matière première ;
- Projet d'extension

Le complexe Cevital compte investir dans plusieurs domaines tels que :

- ✓ La construction de trois usines de bâtiments préfabriqués, chacune de ses usines aura la capacité de réaliser 20 logement/jours.
- ✓ La construction d'un grand hôpital aux normes internationales, doté de tous les équipements modernes.
- ✓ Un investissement dans plusieurs projets de pétrochimie.
- ✓ Créer un nouveau port dans la région centre avec une superficie de 5000 hectares

Introduction générale

Introduction générale

L'air est un mélange d'une rare complexité, il contient environ 21% d'oxygène, 78% d'azote et 1% de gaz rares. L'air est un fluide qui permet de transporter des particules en suspension, et des composés volatiles comme la poussière. Ses propriétés thermodynamiques varient constamment d'un point à un autre, sa composition subit des changements en fonction des corps qu'on y rejette ou qu'on y prélève.

Le conditionnement de l'air est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussières, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (la salle pour des équipements électriques).

Les installations de la climatisation ont un rôle de maintenir la température et l'humidité de l'air à des valeurs prévues et désirées. Elle assure l'ensemble des quatre traitements d'air : chauffage, refroidissement, humidification et déshumidification. En règle générale, elle est aussi équipée d'un système automatique de régulation de la température et de l'humidité. Leur rôle principal est la récupération de l'énergie de l'air extrait et les économies réalisées sur les coûts de fonctionnement de leurs différents composants.

Notre projet porte sur l'étude de la climatisation d'une salle pour des équipements électriques de l'Entreprise (CEVITAL), sise dans la (zone A) sur le versant nord des chaînes côtières, une zone à climat méditerranéen de type maritime.

L'objectif de cette étude est de déterminer les besoins en froid de cette salle des équipements électriques en session d'été. Pour cette raison et aussi pour connaître la puissance à installer dans cette salle il est nécessaire de réaliser le bilan thermique, étape absolument nécessaire et préalable à toute conception d'installation de climatisation ou de conditionnement d'air.

Notre étude est conçue de la manière suivante :

Le premier chapitre " Généralité sur le traitement d'air", est un ensemble de définitions sur la climatisation, ainsi que les différentes fonctions intervenant dans l'étude de l'air humide et une présentation des différents équipements utilisés en traitement d'air.

Le deuxième chapitre " Réglementation thermique ", est la méthode que nous suivrons pour la détermination du bilan thermique; qui va permettre de définir les besoins calorifiques du local.

Introduction générale

Le troisième chapitre " Bilan thermique " consistera à exposer les données du projet et procéder aux calculs nécessaires pour la détermination de la puissance frigorifique nécessaire.

Le dernier chapitre " Dimensionnement d'un réseau aéraulique", comporte les différents calculs permettant le dimensionnement de l'installation de traitement d'air.

Introduction

Le traitement d'air, également appelée « conditionnement d'air », consistant à générer et contrôler une atmosphère intérieure agréable (température, humidité, niveau de poussière, etc.) d'un local pour des raisons d'augmentation aussi bien pour des raisons techniques.

I.1.Définition de la climatisation

Climatiser un local consiste à préparer, et introduire de façon continue dans le local, une certaine quantité d'air dont les caractéristiques sont telles que les conditions d'ambiance du local sont réalisées. Ces conditions portent sur:

- ✓ la température de l'air.
- ✓ son humidité.
- ✓ son renouvellement.
- ✓ sa pureté.

L'objectif est de réaliser un microclimat intérieur confortable quelles que soient les conditions météorologiques extérieures et les apports de chaleur internes au local. Ces conditions météorologiques et ces apports internes définissent les charges que doit équilibrer le système de climatisation, selon la période pour laquelle est conçu ce système, on parle de climatisation d'hiver, d'été ou annuelle.

I.2.Généralités sur l'air et l'atmosphère

L'atmosphère est un mélange de gaz et de particules qui entourent notre planète, l'atmosphère aux rôles principaux suivants:

- ❖ Permettre la vie du monde animal par l'oxygène qu'elle contient,
- ❖ Garantir une température compatible avec la vie à la surface de la Terre par la chaleur que ses gaz retiennent,
- ❖ Stopper les rayonnements solaires nocifs.

Sa composition chimique comprend pour l'essentiel, de l'azote (78%) de l'oxygène (21%), des gaz rares (Argon, Néon, Hélium...), la vapeur d'eau et de du dioxyde de carbone. Les constituants de l'air atmosphérique peuvent être classés en deux catégories:

- ✚ Les constituants comme l'azote, et les gaz rares, dont la concentration est constante;
- ✚ Les constituants dont la teneur varie dans l'atmosphère, tel que le dioxyde de carbone et surtout la vapeur d'eau.

L'ensemble des gaz, dont les proportions restent constantes, forme l'air sec considéré comme un gaz parfait, la composition de l'air sec a été, pour les besoins de science, arrêtées internationalement aux valeurs indiquées ci-dessous:

constituants	symbole	Volume(%)
Azote)	(N ₂)	78.09
Oxygène	(O ₂)	25.95
Argon	(A)	0.93
Dioxyde de carbone	(CO ₂)	0.035
Néon	(Ne)	1.8 10 ⁻³
Hélium	(He)	5.24 10 ⁻⁴
Krypton	(Kr)	1.0 10 ⁻⁴
(Hydrogène	(H ₂)	5.0 10 ⁻⁵
Xénon	(Xe)	8.0 10 ⁻⁶
Ozone	(O ₃)	1.0 10 ⁻⁶
Radon	R _n	6.0 10 ⁻¹⁸

Tableau (I.1): Composition de l'air

I.3. Quelques notions sur l'air humide[1]

I.3.1. Définition de l'air humide

L'air humide est un gaz composé d'un mélange d'air sec et de la vapeur d'eau, celle-ci étant en quantité variable. Sa part massique allant approximativement de 0% à 3%. Chaque gaz a donc sa propre pression partielle égale à celle qu'il exercerait dans le même volume s'il était seul.

$$\text{Air humide} = \text{Air sec} + \text{vapeur d'eau}$$

L'humidité absolue est le nombre de gammes de vapeurs d'eau présents dans 1 kg d'air sec. L'humidité spécifique est parfois appelée rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau. Elle est exprimée en g d'eau par Kg d'air sec.

I.3.2. Caractéristique de l'air humide [1]✓ **Humidité spécifique**

L'humidité absolue est le nombre de gammes de vapeurs d'eau présents dans 1 kg d'air sec. L'humidité spécifique est parfois appelée rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau. Elle est exprimée en g d'eau par Kg d'air sec. Elle est donnée par la formule suivante :

$$r^s = \frac{m_v}{m_a} \left[\frac{\text{kg}_{\text{eau}}}{\text{kg}_{\text{air sec}}} \right] \quad (\text{I.1})$$

✓ **Volume massique**

Volume occupé par l'unité de masse d'air humide. Cette masse contient une masse d'air sec et une masse de vapeur d'eau. Le volume massique est exprimé en m³ par Kg d'air humide.

✓ **Volume spécifique**

Représentant le volume occupé par l'air humide dont la masse d'air sec, le volume spécifique est exprimé en m³ par Kg d'air sec.

✓ **Humidité relative**

Rapport entre la pression partielle de vapeur d'eau (P_V) et la pression de saturation de la vapeur d'eau (P_{VS}). L'humidité relative s'exprime en %, le symbole représentatif est souvent (Ψ):

$$\Psi = 100 \times \frac{P_V}{P_{VS}} \quad (\text{I.2})$$

✓ **Température de bulbe sec**

La température de bulbe sec ou température « sèche » est celle qui est indiquée par le thermomètre dont l'élément sensible, le bulbe est parfaitement sec. Ledit thermomètre étant placé dans l'air. C'est la température au sens habituel du terme.

✓ **Température de rosée**

On définit la température de rosée (θ_r), comme la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau contenue dans un air humide que l'on refroidir à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes d'eau).

✓ **Température de bulbe humide**

C'est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe thermique est recouvert d'une mince couche d'eau (au moyen, par exemple, d'une mèche textile entourant le bulbe et imbibée d'eau distillée).

✓ **L'enthalpie**

L'enthalpie spécifique caractérise l'énergie thermique par kilogramme d'air, l'unité de mesure est le kJ / kg d'air sec.

I.3.3. Diagramme de l'air humide [1]

Ce diagramme regroupe toutes les caractéristiques de l'air humide, il est utilisé dans les calculs des équipements de climatisation.

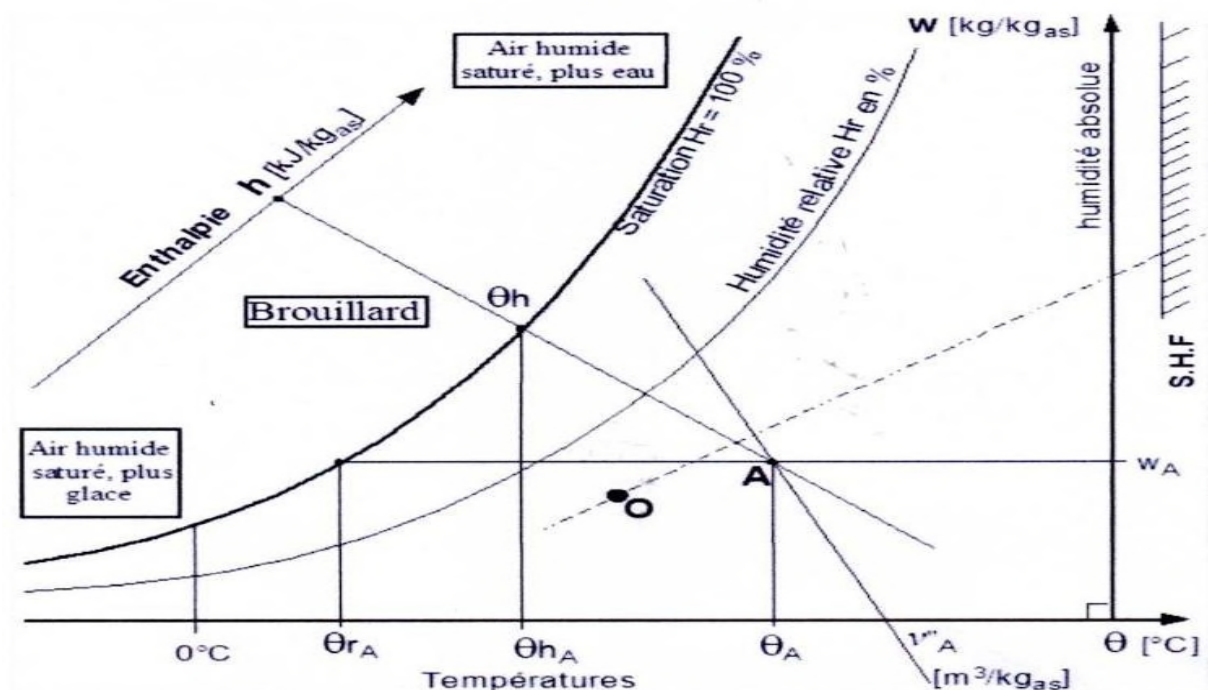


Figure I.1 : Diagramme de l'air humide

θ_A : Température de bulbe sec.

H_{rA} : Humidité relative.

θ_{hA} : Température de bulbe humide.

h_A : Enthalpie spécifique.

θ_{rA} : Température de rosées de l'air (A)

V_A : Volume spécifique.

NB : il suffit d'avoir deux, de ces grandeurs pour retrouver les 5 autres grâce au diagramme de l'air humide, et c'est au moyen d'une simple lecture; c'est la simplicité de ce diagramme qui lui vaut une utilisation quasi systématique par rapport aux calculs.

I.4. Opérations élémentaires de traitement de l'air [1]

Etant donné que le travail demandé consiste à dimensionner une installation de traitement d'air en fonctionnement été uniquement, on aura donc besoin que de l'opération suivante :

I.4.1. Refroidissement d'air avec déshumidification

C'est une des transformations les plus importantes en climatisation, puisqu'il s'agit généralement de refroidir de l'air mais également d'abaisser sa richesse en eau. Pour effectuer cette opération on met l'air en contact avec une surface, solide ou liquide dont la température est inférieure à sa température de rosée.

En raisonnant comme précédemment

- Il entre en (1) de l'air avec: r_1^S, H_1^S, T_1
- Il sort en (2) avec r_2^S, H_2^S, T_2
- Il sort en (3), une masse d'eau liquide m_e , d'enthalpie massique H_e^*
- On extrait une quantité de chaleur Q_f par l'intermédiaire de la batterie **B**.

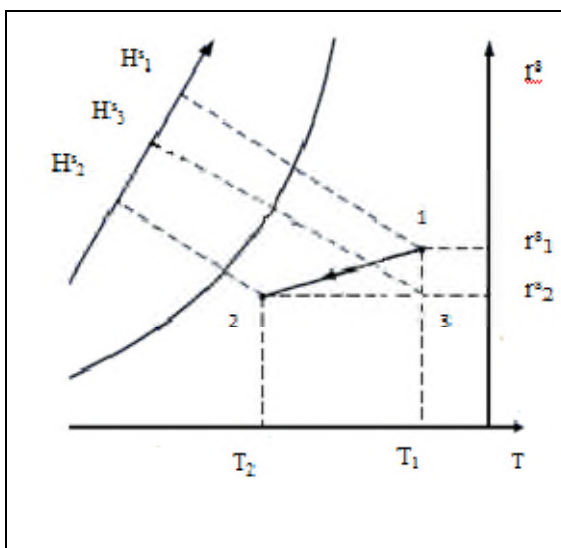


Figure I.2 : Evolution de l'air refroidi

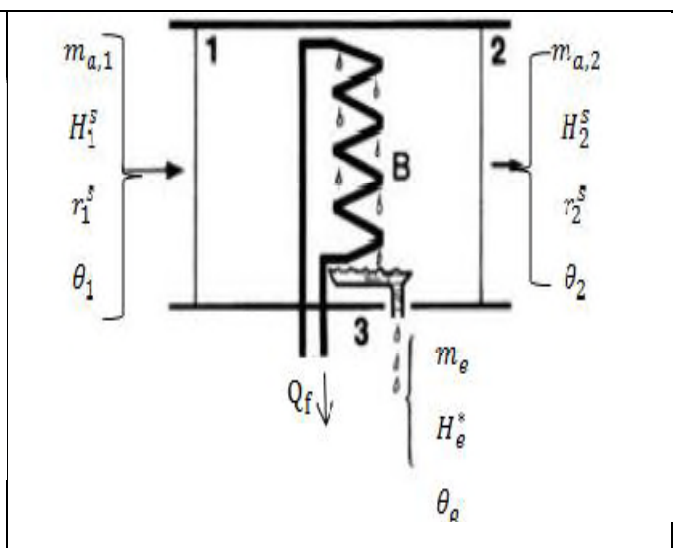


Figure I.3 : Refroidissement de l'air

D'où : [1]

Bilan massique d'air sec :

$$m_{a,1} - m_{a,2} = 0 \rightarrow m_{a,1} = m_{a,2}$$

Bilan massique de l'eau :

$$m_{a,1} \cdot r_1^S - m_e - m_{a,2} \cdot r_2^S = 0 \rightarrow \frac{m_e}{m_a} = r_1^S - r_2^S$$

Bilan énergétique :

$$Q_f = m_a (H_1^S - H_2^S) - m_e \cdot H_e^* \quad (I.3)$$

La transformation peut être décomposée en :

Transformation 1→3 :

Au cours de laquelle la température de bulbe sec ne change pas $T_1 = T_2$, et l'humidité spécifique passe de r_1^S à $r_3^S = r_2^S$.

L'échange de chaleur est purement latent et présenté par :

$$q_L = H_1^S - H_2^S = (2500,8 + 1,8266 \times T_1) \times (r_1^S - r_2^S) \quad (I.4)$$

La transformation 3→2 : Au cours de laquelle l'humidité spécifique ne change pas $r_3^S = r_2^S$, et la température passe de $T_1 = T_3$ à T_2 . L'échange de chaleur est purement sensible et représenté par :

$$q_S = H_3^S - H_2^S = (1,006 + 1,8266 \times r_2^S) \times (T_1 - T_2) \quad (I.5)$$

La chaleur totale extraite est :

$$q_T = q_L + q_S \quad (I.6)$$

I.5. Centrale de traitement d'air [2]

On désigne par centrale de traitement d'air (CTA) des matériels assurant la climatisation de grands locaux ou d'un grand nombre de locaux. Leur construction est souvent modulaires, cela procure une grande liberté au concepteur au moment où il compose une centrale. Les CTA sont installés à l'extérieur des locaux climatisés, par exemple en terrasse ou dans un local technique.

I.5.1. Centrale de traitement d'air unizone

Ce type de climatisation s'applique à un local ou bien à plusieurs locaux ayant des charges identiques. Le débit d'air soufflé est constant, la température et l'hygrométrie de l'air soufflé varient suivant les charges du local.

On définit une zone comme un ensemble de locaux ayant des charges identiques et simultanées, ou variant dans les mêmes proportions au cours du temps.

Description de schéma

L'air est traité dans la centrale et acheminé par un conduit d'air, des volets placés sur les conduits d'air neuf, d'air recyclé et d'air rejeté règlent les débits d'air correspondant.

- **Filtres**

Un filtre placé sur le conduit d'air neuf assure une préfiltration de cet air.

Un autre filtre est disposé après le mélange de l'air neuf et l'air recyclé.

- **Une batterie froide**

Elle assure le refroidissement et la déshumidification de l'air mélangé. Elle peut être à fluide frigorigène (détente directe) mais le plus souvent, elle reçoit de l'eau glacée ou de l'eau glycolique en provenance d'un groupe d'eau glacée.

- **Une batterie chaude**

Elle assure le chauffage de l'air mélangé. Elle peut être composée de résistance électrique, mais le plus souvent elle est irriguée par de l'eau chaude, en provenance d'une chaudière ou d'une sous station, elle peut être alimentée en vapeur.

- **Un humidificateur à vapeur**

Il assure l'humidification de l'air, la vapeur provient d'un humidificateur autonome ou d'un réseau de vapeur.

L'humidification est également possible par pulvérisation d'eau avec un humidificateur adiabatique.

- **Les ventilateurs de soufflage et de reprise**

Assurent la circulation de l'air, ils fonctionnent en harmonie et maintiennent souvent une légère surpression dans le local à climatiser.

- **L'air distribué**

Il est distribué à basse vitesse (2 à 7 m.s⁻¹), cette basse vitesse minimise la puissance électrique nécessaire aux ventilateurs mais impose des conduits de plus grande section. [2]

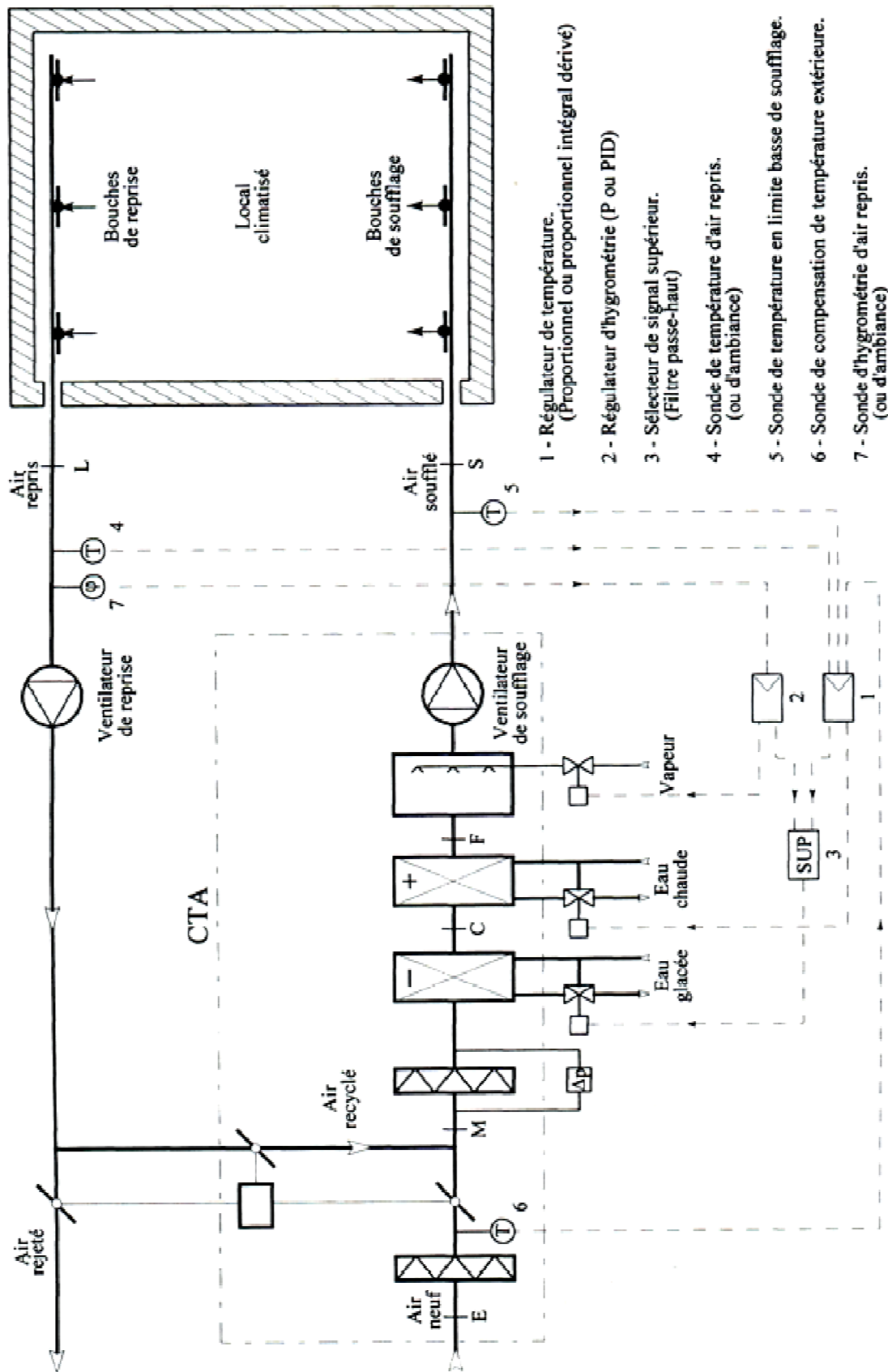


Figure I.4 :Schéma d'une centrale de traitement d'air unizone

I.6. Évolution de l'air dans une installation de conditionnement d'air [3]

Tout sort de milieu à acclimater à conditionner soit local d'habitation ou un milieu de Stockage de produits alimentaires, nécessite un apport d'air neuf.

En hiver, l'air à l'extérieur étant froid et sec il y a nécessité de l'échauffer et de l'humidifier. Pour des raisons d'économie, on recycle une partie de l'air repris. Pour faciliter l'humidification on préchauffe l'air neuf.

Par contre en été, l'air est maintenant chaud et humide. Il y a donc nécessité de le refroidir et de le déshumidifier. Toujours pour les mêmes raisons d'économie, on recycle une partie de l'air repris. On suppose qu'il y a, dans le local, apport de chaleur sensible et apport de chaleur latente.

La batterie froide BF est en fonctionnement pour refroidir et déshumidifier l'air, par contre la batterie de préchauffage BPC et l'humidificateur HA ne sont pas utilisés. La figure suivante montre les différents éléments de l'installation de traitement d'air. [3]

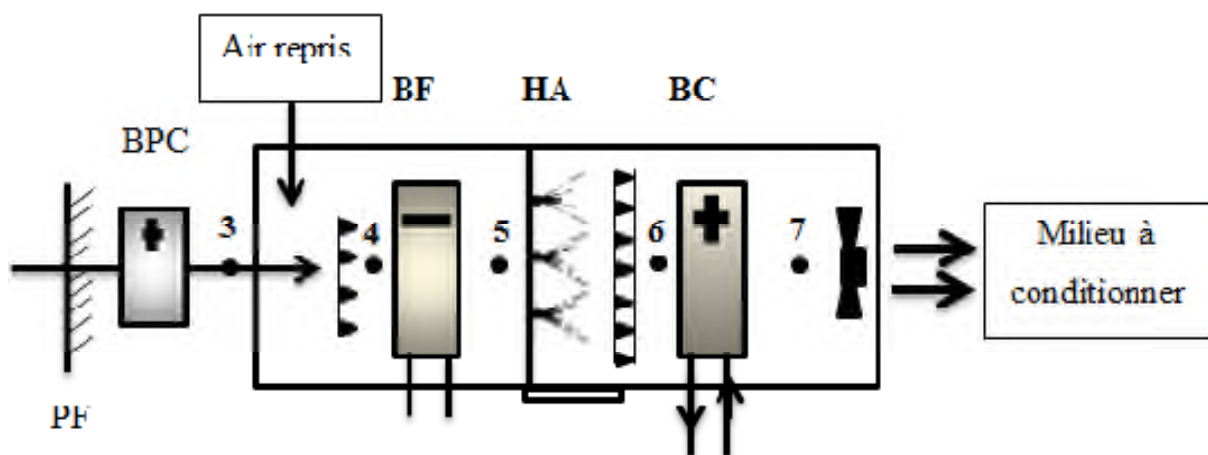


Figure I.5.: Installation de conditionnement d'air.

BF : batterie froide

BC : batterie chaude.

BPC : batterie de préchauffage

F : filtre

HA : humidificateur adiabatique

PF : pré filtre

I.7. Cycle frigorifique [4]

La production du froid c'est la création d'un air ambiant maîtrisé dont la température, l'humidité et la pureté sont régulées. La production du froid est basée sur le principe de l'extraction de la chaleur du milieu à refroidir.

Nous appellerons unité de réfrigération des systèmes produisant uniquement un débit d'air froid filtré, très utilisé dans la conservation d'aliment ou encore dans les systèmes autonomes des faibles dimensions.

Un système de réfrigération est composé de quatre éléments fondamentaux mis bout-à-bout en circuit fermé, c'est ce que nous appellerons le cycle frigorifique, cette figure ci nous le montre :

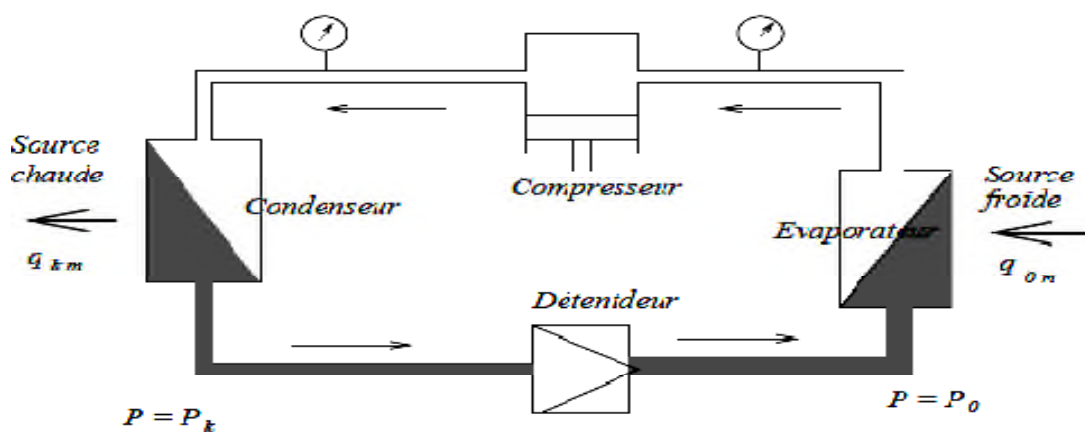


Figure I.6. Schéma d'une machine frigorifique

Ce schéma comporte un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur, dans ce dernier s'effectue la vaporisation du fluide frigorigène, sous la pression P_0 et la température T_0 , en absorbant la chaleur du milieu à refroidir (eau glacée).

L'eau glacée est un fluide caloporteur qui circule entre l'évaporateur et la batterie froide de la centrale de traitement pour refroidir l'air qui la traverse.

I.7.1. Principe de fonctionnement [4]

- Le compresseur aspire le fluide frigorigène gazeux (à bas niveau de température et de pression) issu de l'évaporateur, le comprime à un niveau plus haut de température et de pression puis le refoule vers le condenseur.
- Le condenseur est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux issu du compresseur en le liquéfiant. Cette condensation (liquéfaction) est obtenue par le refroidissement du fluide frigorigène gazeux à pression constante par un médium qui peut être de l'eau ou de l'air.
- Le détendeur permet de réduire la pression du fluide frigorigène liquide (création de pertes de charge) issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur dans le but de permettre sa vaporisation à basse température dans l'évaporateur. [4]

I.7.2.Exemples de cycle frigorifique**I.7.2.1.Pompe à chaleur, systèmes à eau glacée (air, eau)**

Il s'agit ici d'un appareil monobloc comprenant l'unité de production c'est-à-dire l'ensemble du circuit frigorifique (compresseur, évaporateur, condenseur, etc.) ainsi qu'un kit hydraulique (pompe, flexion, etc.) permettant de distribuer dans l'ensemble du réseau de l'eau chauffée ou refroidie, cette eau circule à l'intérieur de tuyauteries (bi tubes) en acier, cuivre, PVC isolés qui alimentent des terminaux : ventilo-convecteurs, centrales de traitement d'air, plancher rayonnant, etc.

L'unité de production est installée à l'extérieur, les terminaux ou appareils intérieurs peuvent être apparents ou dissimulés dans les faux plafonds de l'habitation, chaque pièce étant réglée par thermostat individuel.

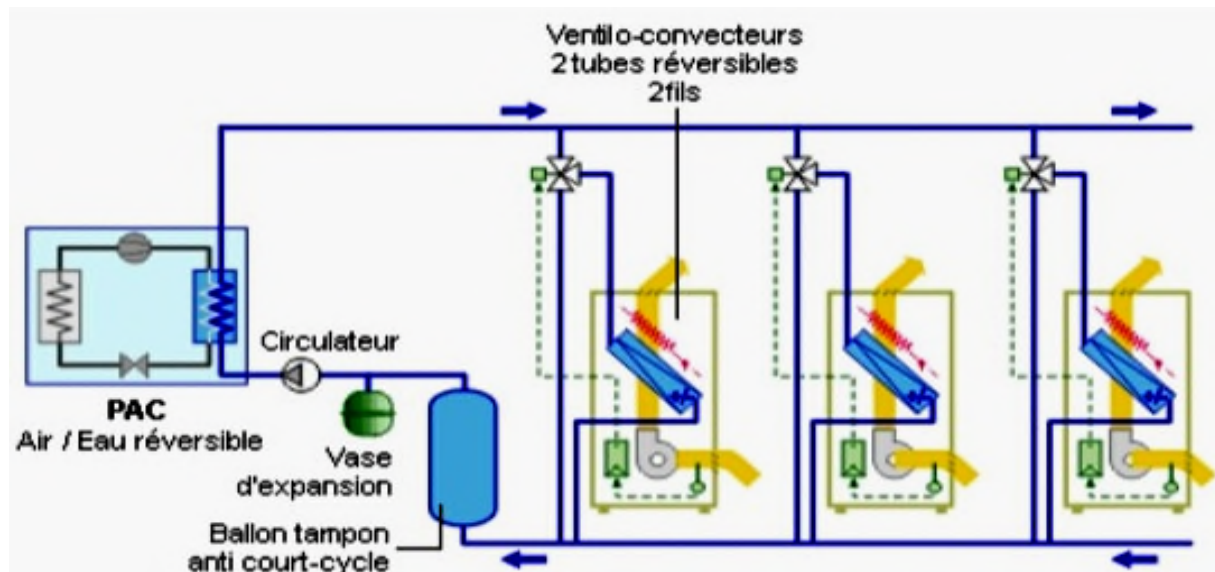


Figure I.7.: Schéma d'un système à eau glacée, air/eau (pompe à chaleur)

I. 7.2.2. Groupe d'eau glacée [5]

Ce gros appareil est installé dans un local technique, ou à l'extérieur. Il alimente un réseau de tubes d'eau glacée, qui dessert des équipements terminaux (ventilo-convecteur...).

Il peut chauffer et refroidir. Le groupe eau/eau peut chauffer à prix très bas des locaux de toutes tailles.

Utilisées "dans l'autre sens", réversibles, les mêmes installations produisent du froid pour climatiser l'été.

❖ Circulation du fluide [5]

Dans un évaporateur à eau glacée (petite et moyenne puissance), le fluide frigorigène circule à l'intérieur du tube central, l'eau circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.

L'eau doit circuler en sens inverse du fluide frigorigène, cela permet l'optimisation de la surchauffe. Une pompe est installée à l'entrée de l'évaporateur, tout en respectant le sens de passage de l'eau par rapport au fluide frigorigène.

Le débit d'eau doit être impérativement constant dans l'évaporateur, on ne doit trouver aucune vanne de régulation ni aucune dérivation entre la pompe et l'entrée de l'échangeur.

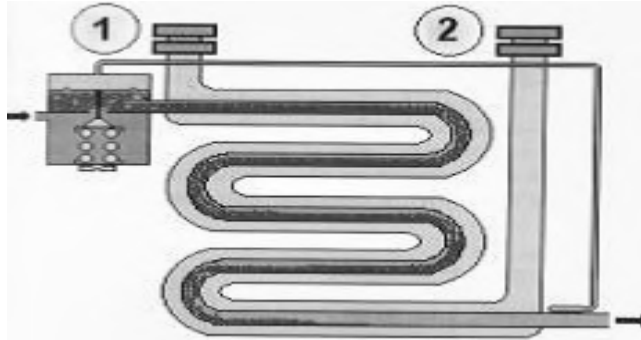


Figure I.8. Evaporateur d'eau glacée basse et moyenne puissance

Quand on doit installer une puissance frigorifique importante, on utilise alors un faisceau de tube en cuivre monté en parallèle. Pour que l'échange soit optimum et dans un minimum de place, on utilise un système de chicanes obligeant le fluide frigorigène d'une part et l'eau d'autre part, à effectués plusieurs passages dans l'évaporateur. L'eau est dirigée par des chicanes qui soutiennent simultanément les tubes, elle balaye les tubes perpendiculairement comme le montre le schéma suivant [5]

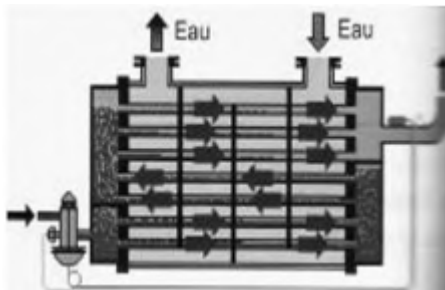


Figure I.9. :Evaporateur d'eau glacée à grande puissance

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi un bilan de connaissance sur l'air humide et les opérations de traitement de ce dernier, par son passage à travers une installation de traitement d'air et les éléments intervenants au cours de son traitement, quel que soit les conditions extérieur (été ou hiver).

Introduction

Afin de pouvoir maintenir les conditions de confort en température, humidité et hygiène, on doit calculer les charges thermiques, c'est à dire les apports et les déperditions du local, cette opération est appelée bilan thermique ou bilan énergétique. Pour ensuite injecter des puissances en chaud ou en froid pour vaincre les apports ou les déperditions du local selon la saison. Dans ce qui suit nous allons présenter la méthode énoncée par le document technique réglementaire (DTR), relatif à la thermique des bâtiments Algériens, qui est un ensemble de lois, de règles et de conventions visant à optimiser la consommation énergétique des habitations

II.1. Condition de base

II.1.1. Caractéristiques de base de l'air extérieur

L'air extérieur est défini par :

- La température sèche de base $TS_{b,e}$ (en °C);
- L'humidité spécifique de base $HS_{b,e}$ (en $\text{Kg}_{d'eau} \cdot \text{kg}_{a_s}^{-1}$);
- L'écart diurne de base E_b (en °C);
- La température moyenne TS_m (en °C);
- **La température sèche de base de l'air extérieur:** c'est une température qui n'est dépassée que pendant 2,5% des heures de juin, de juillet, d'août et de septembre.
- **L'écart diurne de base :** c'est la moyenne mensuelle durant les mois de juillet et d'août de la différence entre les températures sèches maximales de l'air extérieur durant une journée.
- Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur sont fonction de la zone climatique où est implanté le projet.
- La courbe type des variations de la température sèche de l'air extérieur, pour le mois de juillet et d'août, est obtenue à l'aide de la formule suivante :

$$TS_e(t) = TS_{b,e} - [C_{TS}(t) \times E_b] \quad [^\circ\text{C}] \quad (\text{II. 1})$$

- $TS_e(t)$: Température sèche de l'air extérieur à l'heure t.
- $TS_{b,e}$: Température sèche de base de l'air extérieur; les valeurs de $TS_{b,e}$ sont données dans le tableau 9.1 (DTR C-3.4) en fonction de l'heure t.
- $C_{TS}(t)$: Coefficient correcteur; les valeurs de $C_{TS}(t)$ sont données dans le tableau 9.2 (DTR C-3.4) en fonction de l'heure t.

II.1.2. Caractéristiques de base de l'air intérieur

- La température sèche de base de l'air intérieur $TS_{b,i}$ (en °C) et l'humidité relative de base de l'air intérieur $HR_{b,i}$ en (%),
- L'accroissement (toléré) de la température sèche de base de l'air intérieur

NB : Le tableau 9.6 (DTR C-3.4) fixe les valeurs des conditions intérieures de base.

II.2. Méthode de calcul des charges estivales [6]

La charge estivale consiste à calculer :

- Les apports thermiques dus aux parois.
- Les apports thermiques dus aux charges internes.
- Les apports thermiques dus au renouvellement d'air.

II.2.1 Apports à travers les parois

✓ Parois opaques

Les apports de chaleurs à travers une paroi opaque à un instant t , $APO(t)$ sont typiquement de nature chaleur sensible et sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = 1,2 \times K_{été} \times S_{int} \times \Delta Te(t) \quad [W] \quad (II.2)$$

Où :

- **1,2:** Coefficient de majoration tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermique).
- $K_{été}$: Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)
- S_{int} : Surface intérieure totale de la paroi considérée. (m^2)
- $\Delta Te(t)$: Différence équivalente de température à l'heure t . ($°C$)

Avec : $\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}\right)_{été} [m^2.°C.W^{-1}] (II.3)$

Où :

- $\sum R$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi. ($m^2.°C.W^{-1}$)
- $\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$: Somme des résistances d'échange superficiel ($m^2.°C.W^{-1}$)

▪ **Différence de température équivalente**

☀️ □ paroi ensoleillée

$$\Delta T_e(t) = \Delta T_{es}(t) + C_{\Delta te} + \frac{\alpha}{0.9} \times [[\Delta T_{em}(t) - \Delta T_{es}(t)] \times \frac{I_{t_b}}{I_{t,b40}}] \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{II.4})$$

☁️ □ paroi à l'ombre 24 h / 24

$$\Delta T_e(t) = \Delta T_{es}(t) + C_{\Delta te} \quad \text{[}^\circ\text{C]} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

- $\Delta T_{es}(t)$ (en $^\circ\text{C}$): Différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre **tableau 10.5 (Annexe B)**
- $C_{\Delta te}$ (en $^\circ\text{C}$): est un facteur de correction, **tableau 10.7 (Annexe B)**, et d'autre part à l'écart diurne de base E_b pour le mois considéré **tableau (Tableau 9.1 Annexe B)**
- α : Facteur d'absorption de la paroi
- $\Delta T_{em}(t)$ (en $^\circ\text{C}$): Différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée.
- I_{t_b} (en W.m^{-2}) : Rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés par interpolation linéaire
- $I_{t,b40}$ (en W.m^{-2}) : Rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et pour l'orientation considérée.

✓ **Parois en contact d'un local non conditionné**

Les apports de chaleurs à un instant t, $APO(t)$, traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta T_{inc(t)}(t) \text{ [W]} \quad (\text{II.6})$$

Où :

- $K_{été}$: le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été ($\text{W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)
- S_{int} : la surface intérieure totale de la paroi considérée (m^2)
- $\Delta T_{inc(t)}$: écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré ($^\circ\text{C}$)

Avec, $\Delta T_{inc(t)}$ est donné par la formule suivante :

$$\Delta T_{inc(t)} = [(TS_e(t) - C_{inc}) - TS_{b,i}] \quad \text{[}^\circ\text{C]} \quad (\text{II.7})$$

Où :

- $TS_e(t)$: Température extérieure sèche à l'instant considéré. (°C)
- C_{Inc} : est un coefficient correcteur, cette valeur s'obtient par interpolation dans le tableau 10.11 (Annexe B) pour une température de base égale à 34 °C, et le tableau 10.10 (Annexe B) pour une température de base égale à 37 °C. (°C)
- $TS_{b,i}$: représente la température intérieure du local conditionné. (°C)

✓ **Parois opaques en contact avec deux locaux conditionnés**

Les apports de chaleurs à un instant t, $APO(t)$, traversant une paroi opaque en contact avec deux locaux non conditionnés sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times [TSa - TS_{b,i}] [W] \quad (II.8)$$

Où :

- $K_{été}$: le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)
- S_{int} : la surface intérieure totale de la paroi considérée. (m^2)
- TSa : La température sèche de l'air intérieur du local adjacent (°C)
- $TS_{b,i}$: La température sèche de l'air intérieur du local considéré(°C)

✓ **Paroi en contact avec le sol**

$$APO(t) = K_{été} \times S_{app} \times [TS_m \times TS_{b,i}] [W] \quad (II.9)$$

Où :

- $K_{été}$: le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été. ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)
- S_{app} : surface de la zone d'apport. (m^2)
- TS_m : température moyenne sèche de l'air extérieur.(°C)
- $TS_{b,i}$: température intérieure du local conditionné. (°C)

II.2.2. Apports de chaleur internes

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés, ils sont donnés par la formule :

$$AI(t) = \sum_j (CS_i \times AI_{IS,i} \times N_{AI,i}) + \sum_j (CS_i AI_{I,i}) [W] \quad (II.10)$$

Où :

- $AI_{IS,i}$: représente la partie sensible de l'apport interne. (W)
- $AI_{I,i}$: représente la partie latente de l'apport interne. (W)
- CS_i : coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne. . (Tableau 12.1, Annexe B).
- $N_{AI,i}$: coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne. (Tableau 12.1, Annexe B).

❖ Gains dus aux occupants :

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente. Le calcul doit tenir compte des personnes susceptibles de fréquenter les locaux

✓ Gains sensible dus aux occupants :

$$AO_s = n \times C_{soc} [W] \quad (II.11)$$

✓ Gains latents dus aux occupants :

$$AO_l = n \times C_{Loc} [W] \quad (II.12)$$

- n : nombre d'occupants.
- C_{soc} : chaleur sensible par occupant (tableau 12.3 Annexe B) (W)
- C_{Loc} : chaleur latente par occupant (tableau 12.3 Annexe B) (W)

❖ Gains dus aux machines entraînées par un moteur électrique :

S'il s'agit d'une pompe d'un ventilateur véhiculant un fluide à l'extérieur du local, l'apport calorifique AI dans le local correspond à :

$$AI = [W_{eff} - \Delta_p \times qv_m] [W] \quad (II.13)$$

Si le moteur électrique est positionné à l'extérieur du local.

Ou,

$$AI = \left[\frac{W_{eff}}{\eta} - \Delta p \times qv_m \right] \quad [W] \text{ (II.14)}$$

Si le moteur électrique est positionné dans le local.

Ou :

- W_{eff} désigne la puissance nominale. (W)
- η : désigne le rendement du moteur. (**Tableau 12.5 Annexe B**)
- Δp : désigne la pression du ventilateur ou la hauteur manométrique de la pompe. (Pa)
- qv_m : est le débit volumique moyen du fluide. ($m^3.s^{-1}$)

❖ Gains dus aux machines électriques :

Ce type d'appareils peut produire de la chaleur soit de source sensible ou latente en dépit de la nature de l'appareil :

$$AI_{elec} = n \times (AI_{elec^l} + AI_{elec^s}) [W] \text{ (II.15)}$$

Ou :

n : Nombre d'appareils électriques.

AI_{elec^l} : L'apport interne d'appareil électrique de source latente. [W]

AI_{elec^s} : L'apport interne d'appareil électrique de source sensible. [W]

Pour la détermination des apports dus aux machines électriques, on utilisera soit

- Les indications données par les fabricants ou bien les formules de **tableau 5.4 (DTR 3.4)**
- A défaut les valeurs des **tableaux 5.6 à 5.8 (DTR C3.4)**

❖ Gains dus à l'éclairage :

Les appareils d'éclairages constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage est donné par la formule suivante :

$$AI = \sum (W_n \times C_{me} \times C_{cr}) \quad [W] \text{ (II.16)}$$

Où,

- W_n : puissance nominale de l'ampoule ou de tube fluorescent. [W]
- C_{me} : Coefficient de majoration.
- C_{cr} : pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle (Tableau 12.9 Annexe B).

Avec : C_{me} qui est égal à :

- 1.2 : pour les lampes à incandescence.
- 1.25 : pour les tubes fluorescents.

II.2.3. Apports dus à l'air extérieur

Les apports dus à l'introduction d'air extérieur sont de nature sensible ou latente, ils sont donnés par les formules suivantes :

a) Apports thermiques dus au renouvellement d'air

Une atmosphère correcte car les apports dus à l'introduction de l'air neuf à la fois indispensable pour garantir un air hygiénique et il faut réduire au maximum les déperditions dus à l'introduction d'un grand débit d'air neuf. Il est formulé tel le décrivent les deux équations suivantes :

$$AREN_s(t) = 0.320 \times qv_{an} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) [W] \quad \text{(II.17)}$$

$$AREN_l = 0.797 \times qv_{an} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}); 0] \quad [W] \quad \text{(II.18)}$$

Où:

- 0.320 : le produit de la chaleur spécifique de l'air (1004 J.Kg.°C) par la masse volumique de l'air (1,15 Kg.m⁻³) et par un facteur de conversion d'unité (1/3600).
- 0.797 : représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air [1,15 kg.m⁻³] par la chaleur de vaporisation de l'eau [2498 J.g⁻¹] et par un facteur de conversion (1/3600) en (J.kg_{air}/g_{vap}.m_{air}⁻³)
- qv_{an} : représente le débit d'air neuf. (m³.h⁻¹)

- $TS_e(t)$: représente la température sèche de l'air extérieur. ($^{\circ}C$)
- $TS_{b,i}$: représente la température sèche de l'air intérieur. ($^{\circ}C$)
- $HS_{b,e}$: représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur (Tableau 2.1 Annexe B) ($g_{vap} \cdot kg_{as}^{-1}$)
- $HS_{b,i}$: représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur (Tableau 9.6 Annexe B) ($g_{vap} \cdot kg_{as}^{-1}$)

b) Apports de chaleur par infiltration :

Les portes, les fenêtres et toutes les autres ouvertures sont sujets d'infiltration de l'air extérieur donc par la suite des apports de chaleur sous la forme sensible et latente que l'on doit combattre afin d'assurer la température de consigne, elles sont données par les formules suivantes :

$$AINF_S(t) = 0.320 \times qv_{inf} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) \text{ [W]} \text{ (II.19)}$$

$$AINF_l = 0.797 \times qv_{inf} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}); 0] \text{ [W]} \text{ (II.20)}$$

Ou:

- **0,320** : Le produit de la chaleur spécifique de l'air ($1004 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}C$) par la masse volumique de l'air ($1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$) et par un facteur de conversion d'unité ($1/3600$). ($\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^{\circ}C$)
- **0,797** : représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air [$1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$] par la chaleur de vaporisation de l'eau [$2498 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1}$] et par un facteur de conversion ($1/3600$) en ($\text{J} \cdot \text{kg}_{air} / g_{vap} \cdot \text{m}_{air}^{-3}$)
- qv_{inf} : représente le débit dû aux infiltrations. ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)
- TS_e : représente la température sèche de l'air extérieur. ($^{\circ}C$)
- $TS_{b,i}$: représente la température sèche de l'air intérieur. ($^{\circ}C$)
- $HS_{b,e}$: représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur. ($g_{vap} \cdot kg_{as}^{-1}$)
- $HS_{b,i}$: représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur. ($g_{vap} \cdot kg_{as}^{-1}$)

II.3. La puissance frigorifique nécessaire

Le bilan thermique total A_{tot} est la somme de toutes les charges externes et internes.

Il est plus pratique de faire la somme des charges sensibles .

- **Charges sensibles totales**

Ce sont les apports de chaleur sensible dans le local, apports dus à la différence de Température entre l'intérieur et l'extérieur, d'où la formule :

$$AI_{S,Tot} = AI_{Socc} + AI_{Smachi} + AI_{Séclai} + AREN_s + AINF_s + APO \quad (II.21)$$

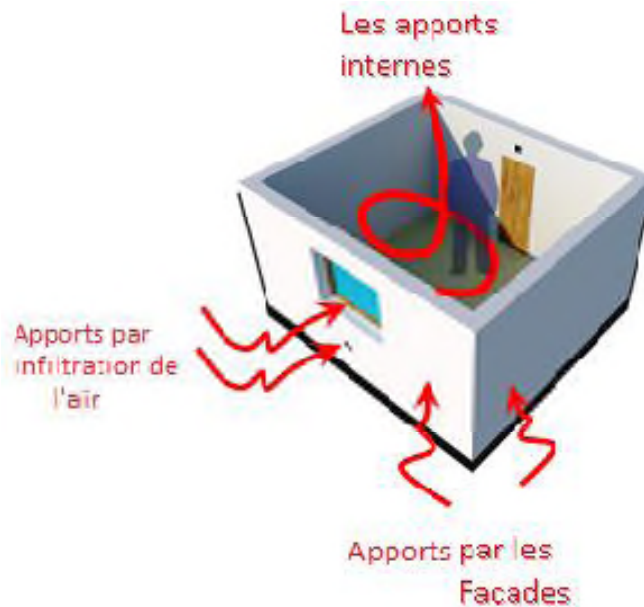


Figure II.1. Différents apports calorifiques pour une salle

II.4. Étude du cycle de l'évolution de l'air

1-Calcul du débit d'air

○ Débit d'air soufflé [7]

Le calcul du bilan thermique nous a permis de déterminer le débit en masse d'air sec à

Envoyer dans la salle électrique. Dans le cadre de climatisation de confort, la détermination de ce débit d'air s'obtient en fixant un écart de soufflage entre la température de l'air soufflé et la température intérieure de la salle compris dans l'intervalle [8.°C, 15°C]. Dans notre cas, nous nous sommes fixé un écart de soufflage de 13°C. Le calcul des différents débits à envoyer dans les zones à climatiser est donné par la formule :

$$M_{as} = \frac{A_T}{h_1^s - h_s^s} \quad (II.22)$$

M_{as} [Kg_{as}/s] : Débit massique d'air sec soufflé ;

A_T [Kw] : Puissance frigorifique totale à fournir ;

h_s^s [$\frac{kJ}{Kg_{as}}$] : Enthalpie de l'air soufflé ;

$h_I^s \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{gas}}} \right]$: Enthalpie intérieure du local considéré.

Une fois le débit est déterminé, il y a lieu de vérifier le taux de brassage qui représente le Volume d'air traité renouvelé dans le local pendant une heure, en utilisant la relation :

$$\tau = \frac{\text{Débit d'air soufflé}}{\text{volume du local}} = \frac{q_v}{V} \quad (\text{II.24})$$

$\tau [\text{h}^{-1}]$: Taux de brassage ;

$V [\text{m}^3]$: Volume du local ;

$q_v [\text{m}^3/\text{h}]$: Débit volumique de soufflage.

Selon la norme, la valeur de taux de brassage ne dépasse pas 15 en climatisation de confort.

○ Débit d'air repris (ou extrait)

Il est soit celui correspondant au débit de soufflage, soit diminué du taux de surpression (ou augmenté du taux de dépression) admis dans le local.

2- Puissance des batteries

○ Puissances de la batterie chaude

$$P_{Bc} = M_{as} \times \Delta h_S^5 \quad (\text{II.25})$$

$P_{Bc} [\text{Kw}]$: Puissance de la batterie chaude ;

$M_{as} [\text{kg/s}]$: Débit massique d'air soufflé ;

$\Delta h_S^5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{gas}}} \right]$: Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie chaude.

○ Puissances de la batterie froide

$$P_{BF} = M_{as} \times \Delta h_M^5 \quad (\text{II.26})$$

$P_{BF} [\text{Kw}]$: Puissance de la batterie froid ;

$M_{as} [\text{kg/s}]$: Débit massique d'air soufflé ;

$\Delta h_M^5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{gas}}} \right]$: Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie froide.

Introduction

Tout projet en climatisation commence par le calcul des apports. L'été, les bilans thermiques sont toujours positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports positifs afin de garantir des conditions d'ambiance souhaitée.

Pour réaliser l'étude de notre installation, il est nécessaire de connaître certaines données concernant la situation géographique, la caractéristique climatiques de la région ou sera implanté le projet, ainsi que les conditions thermodynamiques de base de l'air.

III.1. Description de local à climatiser :

Notre projet consiste à dimensionner une salle électrique pour la climatiser, l'application de projet se fait au niveau de l'entreprise privé Cevital, situé au port de Béjaia, qui appartient à la zone « A » du versant nord, dans l'annexe 5 de DTR C3-4, dont l'altitude est à moins de 100 m.

- Latitude : 36°44'17.21"N (36.44 Nord) ;
- Longitude : 5° 4'39.88"E (5.4 Est) ;
- Altitude est < à 100 m.

III.1.1. Paramètres géométriques :

local	Surface					
	Orientation	Mur [m ²]	Porte [m ²]	Mur net [m ²]	Plancher [m ²]	Toiture [m ²]
Mur 1 (Ext)	Est	92	-	92	265.5	265.5
Mur 2 (Int)	Nord	24	-	24		
Mur 3 (Int)	Est/Nord	12	-	12		
Mur 4 (Int)	Nord/Est	12	2.5	9.5		
Mur 5 (Int)	Est/Nord	6	-	6		
Mur 6 (Int)	Nord/Est	16	-	16		
Mur 7 (Int)	Ouest	72	2.5	69.5		
Mur 8 (Int)	Sud	52	-	52		

Tableau III.1 : paramètres géométrique du local

III.1.2. Paramètres climatiques :

	Conditions extérieures de base			Conditions intérieures de base		
Paramètres climatiques	HR [%]	TS _{b,e} [°C]	HS _{b,e} [g _{d'eau} ·kg _{as} ⁻¹]	HR [%]	TS _{b,i} [°C]	HS _{b,i} [g _{d'eau} ·kg _{as} ⁻¹]
Juillet	34	34	14.5	50	24	13
Août	50	38	16			

Tableau III.2 : paramètres climatique et thermodynamique.

III.1.3. Les autres données du projet

- Occupants : 4/h
- Matériaux de construction : panneaux sandwich.

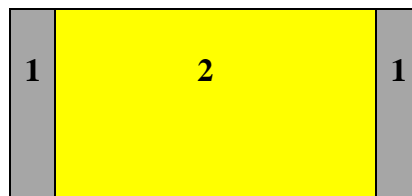
III.1.4. Composition des parois du local

A. Mûrs :



- 1- Tôle en acier : $e = 2 \times 0.001$ m
- 2- Mousse extensible : $e = 0.078$ m

B. toiture :



- 1-Tôle en acier : $e = 2 \times 0.001$ m
- 2-Mousse extensible : $e = 0.078$ m

III.2. Calcul des charges estivales du local

III.2.1. Calcul du coefficient de transmission $K_{\text{été}}$

III.2.1.1. Coefficient de transmission des murs, du plancher et de la toiture

Le coefficient de transmission pour les parois opaques est calculé comme suit :

$$\frac{1}{K_{\text{été}}} = \sum R + \left(\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \right) \text{été} [\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}]$$

- $\sum R$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux constituant la paroi. ($\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$)
- $\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$: Somme des résistances d'échange superficiel intérieur et extérieur. ($\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$)

- **Murs :**

Composition	e [m]	λ [W/m. °C]	R [$\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [$\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$]	$K_{\text{été}}$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}$]
Tôle en acier	0.002	26	0.000077	0.14	0.635
Mousse extensible	0.078	0.025	3.12		
$\Sigma R=$	3.120077				

Tableau III.3 : coefficient de transmission thermique des murs extérieurs.

- **Plancher :**

Composition	e [m]	λ [W/m. °C]	R [$\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [$\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$]	$K_{\text{été}}$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}$]
Carrelage	0.08	1.7	0.047	0.17	0.2741
Béton	0.1	1.75	0.0571		
$\Sigma R=$	0.1041				

Tableau III.4 : Coefficient de transmission thermique du plancher.

- Toiture

Composition	e [m]	λ [W/m. °C]	R [m ² . °C.W ⁻¹]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m ² . °C.W ⁻¹]	K _{été} [W.m ⁻² . °C]
Tôle en acier inoxydable	0.002	26	0.000077	0.33	0.290
Mousse extensible	0.078	0.025	3.12		
$\Sigma R=$	3.120077				

Tableau III.5 : coefficient de transmission thermique du toit.

III.2.1.2. Coefficient de transmission des portes

- Le coefficient K pour les portes extérieures : K= 5.8 [W.m⁻². °C⁻¹]
- Le coefficient K pour les portes non conditionnées : K= 4.5 [W.m⁻². °C⁻¹]

III.3. Calcul du bilan frigorifique

$$A_{\text{tot}} = \Sigma (A_{\text{PO}} + A_{\text{I}} + A_{\text{REN}_s} + A_{\text{REN}_l} + A_{\text{INF}_s} + A_{\text{INF}_l}) \quad [\text{W}]$$

Le calcul consiste à déterminer les paramètres suivants :

- Apports à travers les parois opaques extérieures (APO (t)).
- Calcul des charges internes et externes du local.
- Apports sensible et latents par renouvellement d'air et par infiltration.

Dans ce qui suit-on présente le bilan frigorifique de la salle des équipements électriques pour une période de 8h à 17h.

III.3.1. Apport à travers les parois opaques extérieures :

- Paroi à l'ombre :

Exemple de calcul formule (II.2) et (II.5)

$$\Delta te(8h) = 0 + 2.6 = 2.6^{\circ}\text{C}$$

$$\text{APO}(8h) = 1.2 \times 0.635 \times 92 \times 2.9 = 182.2704 \quad [\text{W}]$$

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$	S_{int}	Δtes	$C_{\Delta te}$	Δte	APO
08	0.635	92	0	2,6	2.6	182.2704
09			0		2.6	182.2704
10			0		2.6	182.2704
11			0		2.6	182.2704
12			0		2.6	182.2704
13			0.5		3.1	217.3224
14			0.5		3.1	217.3224
15			1,7		4.3	301.4472
16			2,2		4.8	336.4992
17			2,8		5.4	378.5616

Tableau III.6: Apports à travers la paroi extérieure mur 1 Est.

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$	S_{int}	Δtes	$C_{\Delta te}$	Δte	APO
08	0.635	92	0	3.8	3.8	266.3952
09			0		3.8	266.3952
10			0		3.8	266.3952
11			0		3.8	266.3952
12			0		3.8	266.3952
13			0.5		4.3	301.4472
14			0.5		4.3	301.4472
15			1.7		5.5	385.572
16			2.2		6	420.624
17			2.8		6.6	462.6864

Tableau III.7 : Apports à travers la paroi extérieure mur 1 Est.

III.3.2 Apports à travers les parois opaques intérieures

✚ parois opaque en contacts avec des locaux non conditionnés

Exemple de calcul formule (II.6)

$$TS_e(8h) = 34 - [0.77 \times 9] = 27.07 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_{Inc}(8h) = [(27.07 + 15) - 24] = 18.07 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$APO(8h) = 0.635 \times 24 \times 18.07 = 275.3868 \text{ [W]}$$

Juillet

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	24	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	275.3868
09			18.33	28.33	-14			0.63		279.3492
10			19.68	29.68	-14			0.48		299.9232
11			19.85	30.85	-13			0.35		302.517
12			20.11	32.11	-12			0.21		306.4764
13			20.39	33.39	-11			0.067		310.7436
14			21	34	-11			0		320.04
15			20	34	-10			0		304.8
16			19	34	-9			0		289.56
17			19.57	33.57	-10			0.047		298.2468

Tableau III.8 : Apports à travers la paroi intérieure mur 2. (Nord)

Aout

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	24	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	281.4828
09			19.55	28.55	-15			0.63		297.942
10			20.80	30.80	-14			0.48		316.992
11			20.75	32.75	-12			0.35		316.23
12			21.85	34.85	-11			0.21		332.994
13			21.995	36.995	-9			0.067		335.2038
14			22	38	-8			0		335.28
15			22	38	-8			0		335.28
16			21	38	-7			0		320.04
17			21.295	37.295	-8			0.047		324.5358

Tableau III.9 : Apports à travers la paroi intérieure mur 2. (Nord)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 3 Est/Nord

Juillet

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	12	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	137.6934
09			18.33	28.33	-14			0.63		139.6746
10			19.68	29.68	-14			0.48		149.9616
11			19.85	30.85	-13			0.35		151.257
12			20.11	32.11	-12			0.21		153.2382
13			20.39	33.39	-11			0.067		155.3718
14			21	34	-11			0		160.02
15			20	34	-10			0		152.40
16			19	34	-9			0		144.78
17			19.57	33.57	-10			0.047		149.1234

Tableau III.10 : Apports à travers la paroi intérieure mur 3. (Est/Nord)

Aout

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	12	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	140.7414
09			19.55	28.55	-15			0.63		148.971
10			20.80	30.80	-14			0.48		158.496
11			20.75	32.75	-12			0.35		158.115
12			21.85	34.85	-11			0.21		166.497
13			21.995	36.995	-9			0.067		167.6019
14			22	38	-8			0		167.640
15			22	38	-8			0		167.640
16			21	38	-7			0		160.02
17			21.295	37.295	-8			0.047		162.2679

Tableau III.11 : Apports à travers les parois intérieures mur 3. (Est/Nord)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 4 (Nord/Est)

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	9.5	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	109.0072
09			18.33	28.33	-14			0.63		110.5757
10			19.68	29.68	-14			0.48		118.7196
11			19.85	30.85	-13			0.35		119.7451
12			20.11	32.11	-12			0.21		121.3135
13			20.39	33.39	-11			0.067		123.0026
14			21	34	-11			0		126.6825
15			20	34	-10			0		120.65
16			19	34	-9			0		114.6175
17			19.57	33.57	-10			0.047		118.0560

Tableau III.12 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4. (Nord/Est)

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	9,5	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	111.4202
09			19.55	28.55	-15			0.63		117.9353
10			20.80	30.80	-14			0.48		125.476
11			20.75	32.75	-12			0.35		125.1743
12			21.85	34.85	-11			0.21		131.8101
13			21.995	36.995	-9			0.067		132.6848
14			22	38	-8			0		132.715
15			22	38	-8			0		132.715
16			21	38	-7			0		126.6825
17			21.295	37.295	-8			0.047		128.4621

Tableau III.13 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4. (Nord/Est)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 5 (Est/Nord)

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	6	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	68.8467
09			18.33	28.33	-14			0.63		69.8373
10			19.68	29.68	-14			0.48		74.9808
11			19.85	30.85	-13			0.35		75.6285
12			20.11	32.11	-12			0.21		76.6191
13			20.39	33.39	-11			0.067		77.6859
14			21	34	-11			0		80.01
15			20	34	-10			0		76.20
16			19	34	-9			0		72.39
17			19.57	33.57	-10			0.047		74.5617

Tableau III.14 : Apports à travers les parois intérieures mur 5. (Est/Nord)

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	6	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	70.3707
09			19.55	28.55	-15			0.63		74.4855
10			20.80	30.80	-14			0.48		79.248
11			20.75	32.75	-12			0.35		79.0575
12			21.85	34.85	-11			0.21		83.2485
13			21.995	36.995	-9			0.067		83.8009
14			22	38	-8			0		83.82
15			22	38	-8			0		83.82
16			21	38	-7			0		80.01
17			21.295	37.295	-8			0.047		81.1339

Tableau III.15 : Apports à travers les parois intérieures mur 5. (Est/Nord)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 6 (Nord/Est)

Juillet

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	16	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	183.5912
09			18.33	28.33	-14			0.63		186.2328
10			19.68	29.68	-14			0.48		199.9488
11			19.85	30.85	-13			0.35		201.676
12			20.11	32.11	-12			0.21		204.3176
13			20.39	33.39	-11			0.067		207.1624
14			21	34	-11			0		213.36
15			20	34	-10			0		203.20
16			19	34	-9			0		193.04
17			19.57	33.57	-10			0.047		198.8312

Tableau III.16 : Apports à travers la paroi intérieure mur 6. (Nord/Est)

Aout

Heure	$K_{été}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	16	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	187.6552
09			19.55	28.55	-15			0.63		198.628
10			20.80	30.80	-14			0.48		211.328
11			20.75	32.75	-12			0.35		210.82
12			21.85	34.85	-11			0.21		221.996
13			21.995	36.995	-9			0.067		223.4692
14			22	38	-8			0		223.52
15			22	38	-8			0		223.52
16			21	38	-7			0		213.36
17			21.295	37.295	-8			0.047		216.3572

Tableau III.17 : Apports à travers la paroi intérieure mur 6. (Nord/Est)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 7 (Ouest)

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	69.5	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	797.4743
09			18.33	28.33	-14			0.63		808.9487
10			19.68	29.68	-14			0.48		868.5276
11			19.85	30.85	-13			0.35		876.0301
12			20.11	32.11	-12			0.21		887.5046
13			20.39	33.39	-11			0.067		899.8617
14			21	34	-11			0		926.7825
15			20	34	-10			0		882.650
16			19	34	-9			0		838.5175
17			19.57	33.57	-10			0.047		863.6730

Tableau III.18 : Apports à travers la paroi intérieure mur 7. (Ouest)

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	69.5	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	815.1273
09			19.55	28.55	-15			0.63		862.7903
10			20.80	30.80	-14			0.48		917.9560
11			20.75	32.75	-12			0.35		915.7494
12			21.85	34.85	-11			0.21		964.2951
13			21.995	36.995	-9			0.067		970.6943
14			22	38	-8			0		970.915
15			22	38	-8			0		970.915
16			21	38	-7			0		926.7825
17			21.295	37.295	-8			0.047		939.8016

Tableau III.19 : Apports à travers la paroi intérieure mur 7. (Ouest)

➤ Apports à travers les parois opaques intérieures pour le mur 8 (Sud)

Juillet

Heure	$K_{\text{été}} [\text{W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}]$	$S_{\text{int}} [\text{m}^2]$	$\Delta t_{\text{inc}} [^\circ\text{C}]$	$TS_e [^\circ\text{C}]$	$C_{\text{inc}} [^\circ\text{C}]$	$TS_{b,i} [^\circ\text{C}]$	$TS_{b,e} [^\circ\text{C}]$	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	52	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	596.6714
09			18.33	28.33	-14			0.63		605.2566
10			19.68	29.68	-14			0.48		649.8336
11			19.85	30.85	-13			0.35		655.447
12			20.11	32.11	-12			0.21		664.0322
13			20.39	33.39	-11			0.067		673.2778
14			21	34	-11			0		693.420
15			20	34	-10			0		660.40
16			19	34	-9			0		627.380
17			19.57	33.57	-10			0.047		646.2014

Tableau III.20: Apports à travers la paroi intérieure mur 8. (Sud)

Aout

Heure	$K_{\text{été}} [\text{W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}]$	$S_{\text{int}} [\text{m}^2]$	$\Delta t_{\text{inc}} [^\circ\text{C}]$	$TS_e [^\circ\text{C}]$	$C_{\text{inc}} [^\circ\text{C}]$	$TS_{b,i} [^\circ\text{C}]$	$TS_{b,e} [^\circ\text{C}]$	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	52	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	609.8794
09			19.55	28.55	-15			0.63		645.541
10			20.80	30.80	-14			0.48		686.816
11			20.75	32.75	-12			0.35		685.165
12			21.85	34.85	-11			0.21		721.487
13			21.995	36.995	-9			0.067		726.2749
14			22	38	-8			0		726.44
15			22	38	-8			0		726.44
16			21	38	-7			0		693.42
17			21.295	37.295	-8			0.047		703.1609

Tableau III.21 : Apports à travers la paroi intérieure mur 8. (Sud)

➤ Apport à travers le toit

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	265.5	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	3046.4665
09			18.33	28.33	-14			0.63		3090.3005
10			19.68	29.68	-14			0.48		3317.9004
11			19.85	30.85	-13			0.35		3346.5611
12			20.11	32.11	-12			0.21		3390.3952
13			20.39	33.39	-11			0.067		3437.6011
14			21	34	-11			0		3540.4425
15			20	34	-10			0		3371.85
16			19	34	-9			0		3203.2575
17			19.57	33.57	-10			0.047		3299.3552

Tableau III.22 : Apports à travers le toit.

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{Inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{Inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.635	265.5	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	3113.9035
09			19.55	28.55	-15			0.63		3295.9834
10			20.80	30.80	-14			0.48		3506.724
11			20.75	32.75	-12			0.35		3498.2944
12			21.85	34.85	-11			0.21		3683.7461
13			21.995	36.995	-9			0.067		3708.1920
14			22	38	-8			0		3709.035
15			22	38	-8			0		3709.035
16			21	38	-7			0		3540.4425
17			21.295	37.295	-8			0.047		3590.1772

Tableau III.23 : Apports à travers le toit.

➤ Apport à travers le plancher

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.274	265.5	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	1315.0171
09			18.33	28.33	-14			0.63		1333.9382
10			19.68	29.68	-14			0.48		1432.1825
11			19.85	30.85	-13			0.35		1444.5540
12			20.11	32.11	-12			0.21		1463.4751
13			20.39	33.39	-11			0.067		1483.8517
14			21	34	-11			0		1528.2435
15			20	34	-10			0		1455.47
16			19	34	-9			0		1382.6965
17			19.57	33.57	-10			0.047		1424.1774

Tableau III.24 : Apports à travers le plancher.

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	0.274	265.5	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	1344.1265
09			19.55	28.55	-15			0.63		1422.7219
10			20.80	30.80	-14			0.48		1513.6888
11			20.75	32.75	-12			0.35		1510.0501
12			21.85	34.85	-11			0.21		1590.1009
13			21.995	36.995	-9			0.067		1600.6531
14			22	38	-8			0		1601.017
15			22	38	-8			0		1601.017
16			21	38	-7			0		1528.2435
17			21.295	37.295	-8			0.047		1549.7117

Tableau III.25 : Apport à travers le plancher.

➤ Apports à travers les portes

Juillet

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	4,5	5	18.07	27.07	-15	24	34	0.77	9	406.575
09			18.33	28.33	-14			0.63		412.425
10			19.68	29.68	-14			0.48		442.80
11			19.85	30.85	-13			0.35		446.625
12			20.11	32.11	-12			0.21		452.475
13			20.39	33.39	-11			0.067		458.775
14			21	34	-11			0		472.5
15			20	34	-10			0		450
16			19	34	-9			0		427.5
17			19.57	33.57	-10			0.047		440.325

Tableau III.26 : Apports à travers les portes.

Aout

Heure	$K_{\text{été}}$ [W.m ⁻² .°C ⁻¹]	S_{int} [m ²]	Δt_{inc} [°C]	TS_e [°C]	C_{inc} [°C]	$TS_{b,i}$ [°C]	$TS_{b,e}$ [°C]	C_{TS}	E_b	APO [W]
08	4,5	5	18.47	26.45	-16	24	38	0.77	15	415.575
09			19.55	28.55	-15			0.63		439.875
10			20.80	30.80	-14			0.48		468
11			20.75	32.75	-12			0.35		466.875
12			21.85	34.85	-11			0.21		491.625
13			21.995	36.995	-9			0.067		494.8875
14			22	38	-8			0		495
15			22	38	-8			0		495
16			21	38	-7			0		472.20
17			21.295	37.295	-8			0.047		479.1375

Tableau III.27 : Apports à travers les portes.

III.3.3 Apports totaux par les parois

Juillet

Heure	APO/ Murs	APO/ Portes	APO/ Toit	APO/ Plancher	APO/ Total
08	2350.9414	406,575	3046.4665	1315.0171	7119
09	2382.1453	412,425	3090.3005	1333.9382	7218.809
10	2544.1656	442,80	3317.9004	1432.1825	7737.0485
11	2564.5711	446,625	3346.5611	1444.5540	7802.3112
12	2595.772	452,475	3390.3952	1463.4751	7902.1173
13	2664.4282	458,775	3437.6011	1483.8517	8044.656
14	2737.6374	472,50	3540.4425	1528.2435	8278.8234
15	2701.7472	450	3371.85	1455.47	7979.0672
16	2616.7842	427,50	3203.2575	1382.6965	7630.2382
17	2726.2561	440,325	3299.3552	1424.1774	7890.1137

Tableau III .28 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés

Aout

Heure	APO/ Murs	APO/ Portes	APO/ Toit	APO/ Plancher	APO/ Total
08	2483.0722	415.575	3113.9035	1344.1265	7356.6772
09	2612.6883	439.875	3295.9834	1422.7219	7771.2686
10	2762.7072	468	3506.724	1513.6888	8251.12
11	2756.7064	466.875	3498.2944	1510.0501	8231.9259
12	2888.7229	491.625	3683.7461	1590.1009	8654.1949
13	2941.747	494.8875	3708.1920	1600.6531	8745.4796
14	2941.7772	495	3709.035	1601.017	8746.8292
15	2941.7772	495	3709.035	1601.017	8746.8292
16	2940.939	472.20	3540.4425	1528.2435	8481.825
17	2931.4058	479.1375	3590.1772	1549.7117	8550.4322

Tableau III.29 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés.

III.4. Apports internes :**III.4.1 Gains dus aux occupants :**

D'après : (II.11) : $AO_s = n \times C_{Soc}(\text{Gains sensible dus aux occupants})$. [W]

Et (II.12) : $AO_l = n \times C_{Loc}(\text{Gains latente dus aux occupants})$. [W]

Le résultant de calcul est présenté dans le tableau (III.30)

Nombre d'occupants	Gains sensibles AO_s [W]	Gains latent AO_l [W]
4	344	536

Tableau III.30 : Gains sensible et latents dus aux occupants.

III.4.2 Gains dus aux machines électriques

Appareil	Gain sensible	$AI_{elec.s}$ [W] (total)
	$AI_{elec.s}$ [W]	
Armoire de climatisation	480000	480000

Tableau III.31 : Gains dus aux machines électriques.

III.4.3 Gains éclairages :

D'après la formule (II.16) :

$$AI_{\text{eclai}} = \Sigma (W_n \times C_{\text{me}} \times C_{\text{cr}}) \quad [\text{W}]$$

$$C_{\text{me}} = 1.25, C_{\text{cr}} = 0.5 \text{ et } W_n = 8496 [\text{W}]$$

Pour voir les valeurs de W_n on multiplie sur la surface de plancher correspondante, et le résultat est présenté dans le tableau III.32 qui suivent :

Pièce	Puissance dégagée Pour un tube [W.m ²]	Surface du plancher Correspondant (m ²)	W _n [W]
Salle électrique	32	265.5	8496

Tableau III.32 : La puissance nominale du tube fluorescent.

$$AI_{\text{eclai}} = 8496 \times 1.25 \times 0.5 = 5310 [\text{W}]$$

III.4.4: Apports totaux internes :

Apports	AO _s [W]	AO ₁ [W]	AI _{elec} ^s [W]	AI _{eclai} [W]	AI [W]
Valeurs	344	536	480000	5310	486190

Tableau III.33 : Les apports de chaleur internes.

III.5 : Apports dus à l'air extérieur**III.5.1 : Apport de chaleur par renouvellement d'air :**➤ **Apport de chaleur sensible :**

D'après (II.17) :

$$\mathbf{AREN_s(t) = 0.320 \times qv_{an} \times (TS_e(t) - TS_{b,i})} \quad [\text{W}]$$

Avec :

$$\mathbf{qv_{an} = MAX \times [0.6 \times V_h ; qv_{e,ref}]} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

Et :

$$\mathbf{qv_{e,ref} = \frac{(5 \times qv_{e,min}) + qv_{e,max}}{6} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]}$$

$$\mathbf{qv_{an} = 637.2 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]}$$

Exemple de calcul pour le mois de juillet à 8h :

$$\mathbf{AREN_s(8h) = 0.320 \times 637.2 \times (27.07 - 24) = 625.9853} \quad [\text{W}]$$

Les résultats de calculs sont présentés dans le tableau :

Juillet

Heure	qv _{an}	TS _e	TS _{b,i}	TS _e - TS _{b,i}	AREN _s
08	637.2	27.07	24	3.07	625.9853
09		28.33		4.33	882.9043
10		29.68		5.68	1158.1747
11		30.85		6.85	1396.7424
12		32.11		8.11	1653.6614
13		33.39		9.39	1914.6586
14		34		10	2039.04
15		34		10	2039.04
16		34		10	2039.04
17		33,57		9.57	1951.3613

Tableau III.34: Apports de chaleur sensible par renouvellement d'air.

Aout

Heure	$q_{v_{an}}$	TS_e	$TS_{b,i}$	$TS_e - TS_{b,i}$	$AREN_s$
08	637.2	26.45	24	2.45	499.5648
09		28.55		4.55	927.7632
10		30.80		6.8	1386.5472
11		32.75		8.75	1784.16
12		34.85		10.85	2212.3584
13		36.995		12.995	2649.7325
14		38		14	2854.656
15		38		14	2854.656
16		38		14	2854.656
17		37.295		13.295	2710.9037

Tableau III.35: Apport de chaleur sensible par renouvellement d'air.

➤ **Apports de chaleur latente :**

D'après la formule (II.18) :

$$AREN_1 = 0.797 \times q_{v_{an}} \times \text{Max} [(HS_{b,e}(t) - HS_{b,i}); 0] \quad [W]$$

- **Le calcul de l'apport de chaleur latente pour le mois de juillet :**

$$AREN_1(t) = 0.797 \times 637.2 \times \text{Max} [(14.5-9) ; 0]$$

$$AREN_1(t) = 2793.1662 \quad [W]$$

- **Le calcul de l'apport de chaleur latente pour le mois d'aout :**

$$AREN_1(t) = 0.797 \times 637.2 \times \text{Max} [(16-9) ; 0]$$

$$AREN_1(t) = 3554.9388 \quad [W]$$

III.5.2. Apport de chaleur par infiltration

➤ Apport de chaleur sensible :

D'après la formule (II.19) :

$$\text{AINF}_s(t) = 0.320 \times qv_{\text{inf}} \times (\text{TS}_e(t) - \text{TS}_{b,i}) \quad [\text{W}]$$

Avec

$$qv_{\text{inf}} = (qv_{\text{ouv}} \times S_{\text{ouv},i}) \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$qv_{\text{inf}} = 2 \times (2.5 \times 21.7) = 108.5 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

Exemple de calcul pour le mois de juillet à 8h :

$$\text{AINF}_s(8\text{h}) = 0.320 \times 108.5 \times (27.07 - 24) = 106.5904 \quad [\text{W}]$$

Le résultat de calcul est présenté dans le tableau III.36 et III.37 :

Juillet

Heure	qv_{inf}	TS_e	$\text{TS}_{b,i}$	$\text{TS}_e - \text{TS}_{b,i}$	AINF_s
08	108.5	27.07	24	3.07	106.5904
09		28.33		4.33	150.3376
10		29.68		5.68	197.2096
11		30.85		6.85	237.832
12		32.11		8.11	281.5792
13		33.39		9.39	326.0208
14		34		10	347.20
15		34		10	347.20
16		34		10	347.20
17		33,57		9.57	332.2704

Tableau III.36 : Apports de chaleur sensible par infiltration.

Aout

Heure	qv_{inf}	TS_e	$TS_{b,i}$	$TS_e - TS_{b,i}$	$AINF_s$
08	108.5	26.45	24	2.45	85.064
09		28.55		4.55	157.976
10		30.80		6.8	236.096
11		32.75		8.75	303.80
12		34.85		10.85	376.712
13		36.995		12.995	451.1864
14		38		14	486.08
15		38		14	486.08
16		38		14	486.08
17		37.295		13.295	461.6024

Tableau III.37 : Apport de chaleur sensible par infiltration.

➤ **Apport de chaleur latent :**

D'après la formule (II.20) :

$$AINF_1 = 0.797 \times qv_{inf} \times \text{Max} [(HS_{b,e} - HS_{b,i}); 0] \quad [W]$$

$$\text{Avec } qv_{inf} = (qvo_{inf,i} \times S_{ouv,i}) \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$

- **Le calcul de l'apport de chaleur latente pour le mois de juillet :**

$$AINF_1(t) = 0.797 \times 108.5 \times [(14.5 - 9) ; 0]$$

$$AINF_1(t) = 475.6097 \quad [W]$$

- **Le calcul de l'apport de chaleur latente pour le mois d'aout :**

$$AINF_1(t) = 0.797 \times 108.5 \times [(16 - 9) ; 0]$$

$$AINF_1(t) = 605.3215 \quad [W]$$

III.6. Calcul des apports calorifiques sensibles et latents

Juillet

Heure	APO(W)	AI _s	AREN _s	AINF _s	AREN _l	AINF _l	AO _l
08	7119	485654	625.9853	106.5904	2793.1662	475.6097	536
09	7218.809		882.9043	150.3376			
10	7737.0485		1158.1747	197.2096			
11	7802.3112		1396.7424	237.832			
12	7902.1173		1653.6614	281.5792			
13	8044.656		1914.6586	326.0208			
14	8278.8234		2039.04	347.20			
15	7979.0672		2039.04	347.20			
16	7630.2382		2039.04	347.20			
17	7890.1137		1951.3613	332.2704			

Tableau III.38 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.

Aout

Heure	APO(W)	AI _s	AREN _s	AINF _s	AREN _l	AINF _l	AO _l
08	7356.6772	485654	499.5648	85.064	3554.9388	605.3215	536
09	7771.2686		927.7632	157.976			
10	8251.12		1386.5472	236.096			
11	8231.9259		1784.16	303.80			
12	8654.1949		2212.3584	376.712			
13	8745.4796		2649.7325	451.1864			
14	8746.8292		2854.656	486.08			
15	8746.8292		2854.656	486.08			
16	8481.825		2854.656	486.08			
17	8550.4322		2710.9037	461.6024			

Tableau III.39 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.

III.6.1 : Calcul des apports totaux :

$$A_{\text{tot}} = \Sigma (APO + AI + AREN_s + AINF_s + AREN_l + AINF_l)$$

On présente les résultants dans les tableaux (III.40 et III.41) qui suivent :

Juillet

Heure	APO	AI	AREN _s	AREN _l	AINF _s	AINF _l	A _{tot}
08	7119	486190	625.9853	2793.1662	106.5904	475.6097	497310.3516
09	7218.809		882.9043		150.3376		497710.8268
10	7737.0485		1158.1747		197.2096		498551.2087
11	7802.3112		1396.7424		237.832		498895.6615
12	7902.1173		1653.6614		181.5792		499196.1338
13	8044.656		1914.6586		326.0208		499744.1113
14	8278.8234		2039.04		347.20		500123.8393
15	7979.0672		2039.04		347.20		499824.0831
16	7630.2382		2039.04		347.20		499475.2541
17	7890.1137		1951.3613		332.2704		499632.5213

Tableau III.40 : Valeur de la puissance frigorifique.

Aout

Heure	APO	AI	AREN _s	AREN _l	AINF _s	AINF _l	A _{tot}
08	7356.6772	486190	499.5648	3554.9388	85.064	605.3215	498291.5663
09	7771.2686		927.7632		157.976		499207.2711
10	8251.12		1386.5472		236.096		500224.0235
11	8231.9259		1784.16		303.80		500670.1462
12	8654.1949		2212.3584		376.712		501593.5256
13	8745.4796		2649.7325		451.1864		502196.6588
14	8746.8292		2854.656		486.08		502437.8255
15	8746.8292		2854.656		486.08		502437.8255
16	8481.825		2854.656		486.08		502172.7913
17	8550.4322		2710.9037		461.6024		502073.1986

Tableau III.41 : Valeur de la puissance frigorifique.

$$A_{\text{tot}} = 502437.8255 \text{ [W]}$$

Conclusion

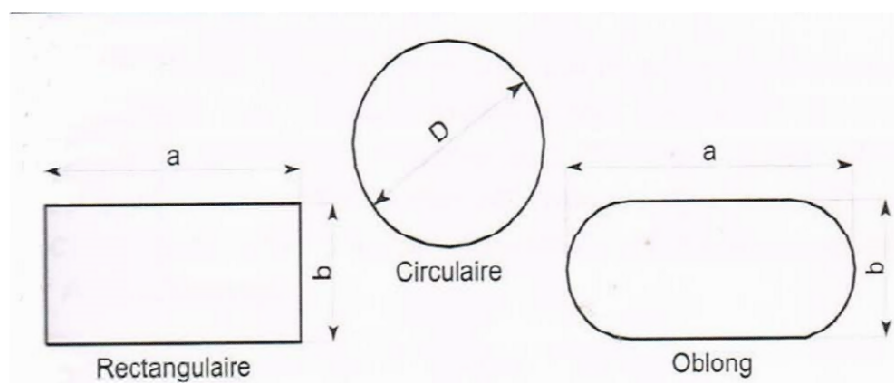
Le calcul du bilan thermique suivant la méthode technique réglementaire nous a permis de déterminer tous les apports de chaleurs pour notre salle, ces apports sont importants à 14h au mois de juillet et 15h au mois d'aout par rapport aux autres heures de la journée.

Introduction

En climatisation centralisée, il existe en général trois types de gaines techniques: une gaine de soufflage, une gaine de reprise et une gaine d'extraction. Le faux plafond servira au cheminement horizontal des gaines et à la mise en place des équipements terminaux.

IV.1.Caractéristique des conduits aérauliques

La figure montre les principaux types de conduits utilisés: circulaire, rectangulaire et oblong. Pour les conduits rectangulaires et oblongs, le grand coté et le petit côté sont toujours désignés respectivement, par les symboles a et b .



Figure(IV.1): Types de conduits

Les qualités recherchées sont les suivantes :

- Faible conductivité thermique (elles sont quelquefois calorifuges).
- Faibles pertes de charges (des abaques donnant les pertes de charges en ml).
- Résistantes à la corrosion.
- Bonne résistance mécanique.
- Étanchéité aux assemblages.
- Faibles transmission de l'énergie acoustique.

Chapitre IV Dimensionnement du réseau aéraulique

Les matériaux utilisés pour les conduits :

- ✓ Conduits rigides : sont la tôle d'acier (tôle noire, tôle d'acier d'innox, etc.)
- ✓ Conduits semi-rigides autoporteurs, c'est la laine de verre avec revêtement extérieure aluminium extérieur lisse, le revêtement intérieur et extérieur aluminium existe aussi.
- ✓ Conduits flexibles et semi-rigides, on utilise l'Alu-Coustic, l'Alu-Phonic, etc.)
- ✓ Conduits flexibles, on utilise le vinyle ou l'aluminium.

IV.2 Evolution de l'air pour le local :

✚ Eté

- **Heure critique :**

La détermination de l'heure critique, pour laquelle les apports de chaleur sont maximaux (qui est dans notre cas à 14h) est essentielle pour trouver les conditions de soufflage :

Mois d'aout			
Apports	A_s	A_l	A_T
Le local	497741.5652	4696.2603	502437.8255

$$A_s = APO + AI_s + AREN_s + AINF_s$$

Facteur de chaleur sensible

Le facteur de chaleur sensible est défini comme le rapport des apports sensible par les apports totaux.

$$SHF = \frac{\text{apports sensibles}}{\text{apports totaux}} = \frac{A_s}{A_T} \rightarrow SHF = \frac{497741.5652}{502437.8255} = 0.99$$

- **Température de l'air soufflé**

La différence de température ΔT est prise dans l'intervalle [8°C, 15°C], avec :

$$\Delta T = T_i - T_s$$

T_s : Température de soufflage en °C

T_i : Température de base intérieure en °C

On prend $\Delta T = 11^\circ\text{C}$, on trouve $T_s = 13^\circ\text{C}$

$$T_i = 24^\circ\text{C}$$

$$h_i = 48 \text{ [kJ.kg}_{\text{as}}^{-1}\text{]}$$

$$HS_i = 9.1 \text{ [g}_{\text{eau}}\text{.kg}_{\text{as}}^{-1}\text{]}$$

- **Calcul de point de soufflage :**

On a: $\tan \alpha = \frac{A_l}{A_s}$ (on met les calculs puis on trace la droite de soufflage).

D'après le diagramme psychrométrique les caractéristiques de point de soufflage sont :

$$T_s = 13^\circ\text{C}$$

$$h_s = 36 \text{ [kJ.kg}_{\text{as}}^{-1}\text{]}$$

$$HS_s = 8.8 \text{ [g}_{\text{eau}}\text{.kg}_{\text{as}}^{-1}\text{]}$$

- **Débit massique de l'air soufflé :**

L'air soufflé dans une salle renfermant des équipements électriques doit assurer des conditions d'asepsie très sévères en éliminant les concentrations en particules de poussières, les ordures et autres produits nocif, dans ces salle est à 100% neuf et l'air repris rejeté en totalité [8]

Avec :

$$M_{\text{as}} = \frac{A_T}{h_i^s - h_s^s} = \frac{502.4378}{48 - 36} = 41.87 \text{ kg.s}^{-1}$$

- **Débit d'air neuf :**

Le taux de brassage d'air d'un local est fonction de l'utilisation du local. Dans les locaux industriels les normes proposent en moyenne un taux de brassage de l'intervalle [20-60] par personne selon le niveau de charge dégager :

$$M_{\text{an}} = \tau_{\text{brassage}} \times V_{\text{salle}} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$M_{\text{an}} = 25 \times 1062 = 26550 \text{ [m}^3\text{/h]} = 8.8483 \text{ kg/s}^{-1}$$

- **Débit d'air recycle :**

$$M_{ar} = M_{as} = 41.87 \text{ kg.s}^{-1}$$

- **Calcul du point de mélange**

On utilise la méthode suivante :

On a

$$\frac{D_{IM}}{D_{IE}} = \frac{M_{an}}{M_{am}} \text{ Donc } D_{IM} = \frac{M_{an}}{M_{am}} \times D_{IE}$$

Avec

D_{IM} : est la distance géométrique entre le point I et le point M.

D_{IE} : est la distance géométrique entre le point I et le point E.

M_{am} : est le débit d'air mélangé.

$$M_{am} = M_{an} + M_{ar} = 8.8483 + 41.87 = 50.7181 \text{ kg.s}^{-1}$$

$$D_{IM} = \frac{8.8483}{50.7181} \times 8.2 = 1.31 \text{ cm}$$

D'après le diagramme psychrométrique, les caractéristiques de point de mélange sont :

$$T_m = 26.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_m = 53 \text{ [kg.kg}_{as}^{-1}]$$

$$HS_m = 10.3 \text{ [g}_{eau} \cdot \text{kg}_{as}^{-1}]$$

- **Sortie de la batterie froide :**

On prolonge la droite qui relie le point de soufflage jusqu'à la saturation :

On a

$$T_5 = 12.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 35 \text{ [kg.kg}_{as}^{-1}]$$

$$HS_5 = 9 \text{ [g}_{eau} \cdot \text{kg}_{as}^{-1}]$$

- **Calcul de la puissance de la batterie froide :**

$$P_{BF} = M_{as} \times \Delta h_M^5 = 41.87 \times (53 - 36) = 711.79 \text{ [kW]}$$

- **Calcul de la puissance de la batterie chaude :**

$$P_{Bc} = M_{as} \times \Delta h_s^5 = 41.87 \times (36-35) = 41.87 \text{ [kW]}$$

- **Débit masse d'eau condensé sur la batterie froide :**

$$M_e = M_{as} \times \Delta H_{SM}^5 = 41.87 \times (10.3-9) = 54.431 \text{ [kW]}$$

IV.3. Les pertes de charges

Le terme perte de charge désigne l'ensemble des frottements qui accompagne inévitablement l'écoulement d'un fluide dans une canalisation. Les pertes de charges sont exprimées en hauteur de colonne de fluide ou en différence de pression. Leur calcul va nous permettre de choisir un ventilateur adéquat pour assurer la circulation de l'air dans le circuit.

Il existe deux types de pertes de charge :

1) Pertes de charges linéaires :

Les pertes de charges dites linéaire qui intervient dans toutes les canalisations à cause de la présence de paroi. On note la perte de charge ΔP :

$$\Delta P_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \rho \times \frac{\bar{U}^2}{2} [\text{Pa}]$$

λ : coefficient de perte de charge linéaire

L : Longueur de gaine. (m)

D : diamètre de la gaine. (m)

ρ : Masse volumique du fluide (kg.m⁻³)

\bar{U} : Vitesse moyenne de l'air (m.s⁻¹)

Chapitre IV Dimensionnement du réseau aéraulique

La détermination de λ en fonction du régime et de la rugosité on a alors :

$$\lambda = \frac{1}{[2 \times \text{Log} \left(\frac{\text{Re}}{4.522 \times \log(\text{Re}) - 3.8215} \right)]^2}$$

$$\text{D'où } \text{Re} = \frac{D \times v}{\gamma}$$

Re : Nombre de Reynolds

D : Diamètre de la gaine (m)

V : Vitesse de l'air (m.s⁻¹)

γ : Vitesse cinématique de l'air (m².s⁻¹)

Avec : $\gamma = 15 \times 10^{-6}$ [m².s⁻¹]

2) Pertes de charges singulières :

Les pertes de charges singulières se produisent quand il y a perturbation de l'écoulement normal, d'écoulement des parois et formation de tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou de direction de la conduite.

$$\Delta P_s = \zeta \times \frac{v^2}{2} \times \rho [\text{Pa}]$$

ζ : Coefficient de perte de charge singulier.

V : vitesse du fluide (air) (m.s⁻¹)

ρ : Masse volumique de l'air (kg.m⁻³)

IV.4. Calcul des pertes de charges

- **Calcul de la section des gaines du réseau aéraulique :**

Nous avons choisi des gaines circulaires en acier, le calcul de la section des gaines se fera par la relation suivante :

$$q_v = S \times V \quad [\text{m}^3.\text{s}]$$

✓ **S** : Section du conduit. (m²)

Chapitre IV Dimensionnement du réseau aéraulique

- ✓ V : Vitesse de circulation de l'air. ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
- ✓ q_v : Débit volumique de l'air. ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

Des calculs précédant nous avons :

- Le débit d'air à souffler : $M_{as} = 41.87 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 34.89 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;
- Le débit d'air à extraire : $M_{ex} = 33.02 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 27.52 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;

On trouve pour :

Le circuit de soufflage

Tronçon	$M_{as} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$V (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$S (\text{m}^2)$
AB	34.89	10	3.489
BC	22.56		2.256
CD	10.56		1.056
DE	8.89		0.889
EF	3.25		0.325

Tableau (IV.1) : Dimension du conduit de soufflage

Pour le circuit de reprise

Tronçon	$M_{ex} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$V (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$S (\text{m}^2)$
A_1B_1	27.52	10	2.752
B_1C_1	10.56		1.056
C_1D_1	5.68		0.568

Tableau (IV.2) : Dimension du conduit de reprise

Chapitre IV Dimensionnement du réseau aéraulique

A) Calcul des pertes de charges linaires

Circuit de soufflage

Tronçon	L (m)	D (m)	S (m ²)	q _v (m ³ .s ⁻¹)	\bar{U} (m.s ⁻¹)	Régime D'écoulement	λ	ΔP_L	
AB	2.12	2.1077	3.489	34.89	10	Turbulent	0.0109	0.6578	
BC	1	1.6948	2.256	22.56	10	Turbulent	0.0114	0.4085	
CD	3.82	1.1595	1.056	10.56	10	Turbulent	0.0122	2.4115	
DE	1	1.0639	0.889	8.86	10	Turbulent	0.0136	0.7669	
EF	6.13	0.6433	0.325	3.25	10	Turbulent	0.0135	7.7185	
TOTAL									11.9632

Tableau (IV.3) : perte de charge linéaire pour le réseau de soufflage.

Circuit de reprise

Tronçon	L (m)	D (m)	S (m ²)	q _v (m ³ .s ⁻¹)	\bar{U} (m.s ⁻¹)	Régime D'écoulement	λ	ΔP_L	
A ₁ B ₁	3.584	1.8719	2.752	27.52	10	Turbulent	0.0112	1.28663	
B ₁ C ₁	2.056	1.1595	1.056	10.56		Turbulent	0.0122	1.2979	
C ₁ D ₁	7.121	0.8504	0.568	5.68		Turbulent	0.0203	10.1992	
TOTAL									12.78370

Tableau (IV.4) : perte de charge linéaire pour le réseau de reprise.

Chapitre IV Dimensionnement du réseau aéraulique

B) Perte de charge singulière :

$$\Delta P_s = \zeta \times \frac{v^2}{2} \times \rho \quad [\text{Pa}]$$

Circuit de soufflage

Tronçon	Coude	D (m)	V (m.s ⁻¹)	ζ	ΔP_s (Pa)
AB	0.5	2.1077	10	1.1766	70.5965
BC	0.5	1.6948		0.2669	16.014
CD	0.5	1.1595		0.07907	4.7442
DE	0.5	1.0639		0.3172	19.032
EF	0.5	0.6433		0.1123	6.738
TOTAL					117.1247

Tableau (IV.5) : Perte de charge singulière pour le réseau de soufflage.

Circuit de reprise

Tronçon	Coude	D (m)	V (m.s ⁻¹)	ζ	ΔP_s (Pa)
A ₁ B ₁	0.5	1.8719	10	0.0436	2.6161
B ₁ C ₁	0.5	1.1595		0.3081	18.4860
C ₁ D ₁	0.5	0.8504		0.2310	13.865
TOTAL					34.9621

Tableau (IV.6) : Perte de charge singulière pour le réseau de reprise.

Conclusion :

Le calcul des pertes de charges consiste à déterminer les dimensions des gaines ainsi l'estimation de l'énergie perdue au cours de la transmission du fluide.

Conclusion générale

L'objectif de cette étude concerne la fourniture de climatisation pour les équipements des salles électriques d'une usine 3500T.

L'étude et dimensionnement d'un système de climatisation est un projet important exigeant des connaissances techniques autant que la disponibilité de données reconnues comme conditions de base du confort thermique, et les conditions de base extérieure sur le lieu du projet.

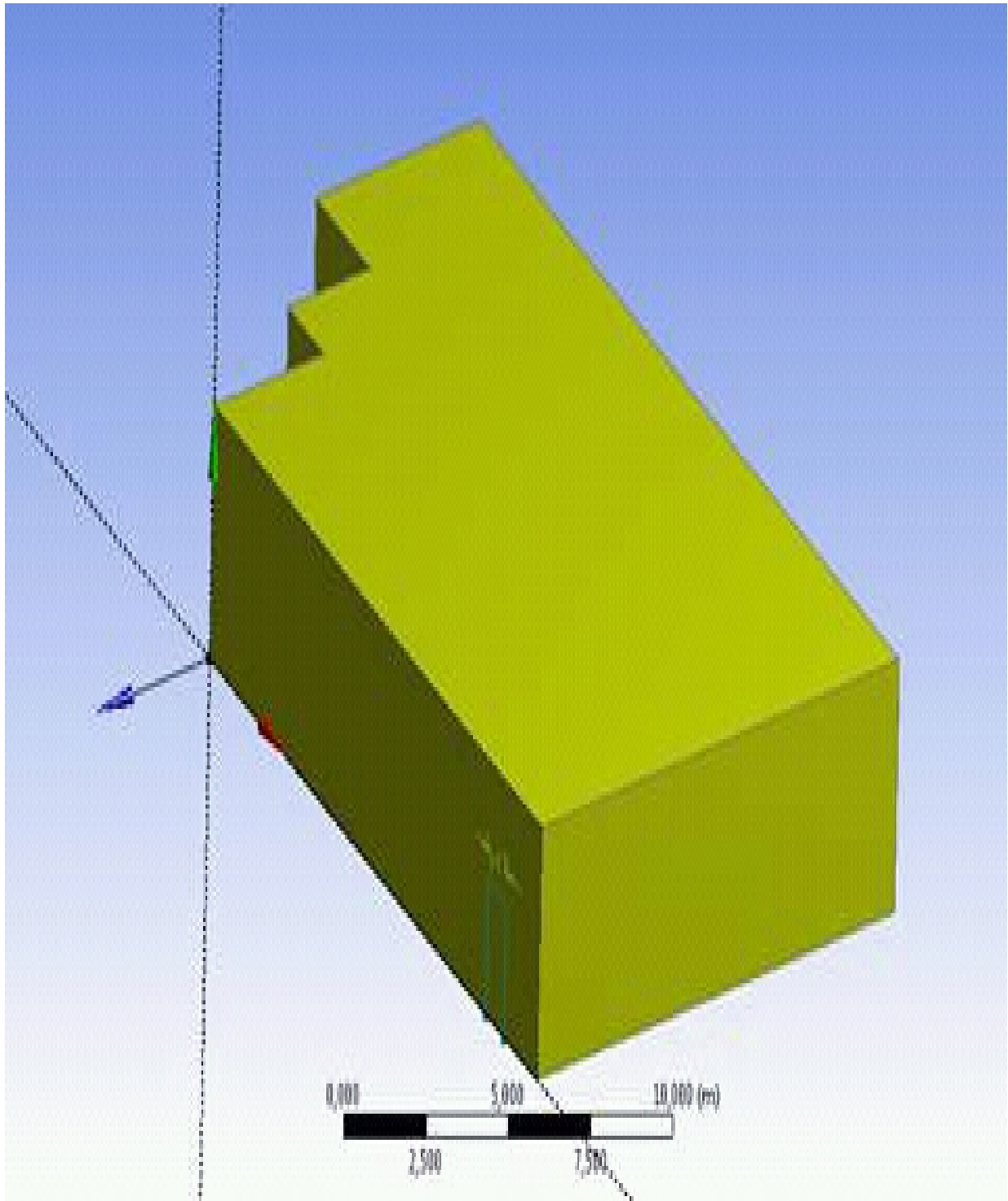
Après avoir défini toutes les caractéristiques de notre local à conditionner notamment ses paramètres climatiques, et géographiques aussi pour l'orientation et toutes les dimensions des différents espaces et la nature de l'ensemble des éléments constitutifs à l'intérieur, ainsi que les différents matériaux qui isolent le local par rapport au milieu extérieur, on a abouti au calcul du bilan thermique.

En suivra le document technique réglementaire (DTR), qu'on exploite à dimensionner la puissance de l'installation pour le froid à mettre en œuvre.

Après avoir effectué le calcul du bilan thermique, on est parvenu à dimensionner la batterie froide en déterminant la puissance de cette dernière qui est de l'ordre de 837.4 kW et déterminer le débit de soufflage et de reprise adéquat pour couvrir le besoin en froid dans le local.

A la fin, on a dimensionné le réseau aéraulique qui se compose de gaines, en calculant les différents diamètres et sections de ces dernières, dans la même optique on a procédé au calcul des pertes de charges.

Annexe A :



Plan 3D de la salle des équipement électrique avec toiture

Annexe B :


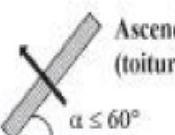
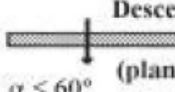
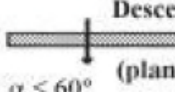
$\frac{1}{h}$ en m ² .C/W  Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	Paroi en contact avec : - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			Paroi en contact avec : - un autre local, chauffé ou non chauffé, - un comble, - un vide sanitaire.		
	1/hi	1/he	1/hi + 1/he	1/hi	1/he	1/hi + 1/he
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,16	0,04	0,20	0,17	0,17	0,33
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

Tableau 10.1 : Valeurs des coefficients d'échange superficiel

Défiance équivalente de température $\Delta t_{s(t)}$ ou $\Delta t_{em(t)}$ (en °C)-Murs ensoleillés ou à l'ombre																									
Orientation	M_{ext} kg/m'	Temps Solaire Vrais																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	≤100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	2,8	2,8	2,8
	≥700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	3,3
E	≤100	0,5	3,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,3	3,3	3,3
	≥700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7
SE	≤100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9
	≥700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5
S	≤100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	≥700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9
SO	≤100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,1
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
	≥700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	≤100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4
	≥700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2
NO	≤100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	≥700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
N (à l'ombre)	≤100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5
	≥700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5

Tableau 10.5: Différence équivalente de température pour les mur extérieurs

Type de fenêtre	Coefficient K_f de la menuiserie ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	
	Sans profil continu complémentaire	Avec profils continus complémentaires (tapées, glissières, couvre-joints,...)
Fenêtre battante ou coulissante	7,0	7,5
Porte-fenêtre battante ou coulissante	7,5	8,0

Tableau 3.7 : Coefficient K_f des menuiseries métalliques

Zone climatique		Température sèche TS_{tr} ($^\circ C$)	Humidité spécifique HS_{tr} (g_{vapeur}/kg_m)	Ecart diurne E_b ($^\circ C$)	Température moyenne TS_m ($^\circ C$)	Ecart annuel de température EAT ($^\circ C$)
A	alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
	500 ≤ alt < 1000 m	33,5	13	10	25	32,5
	alt ≥ 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
B	alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
	500 ≤ alt < 1000 m	37	11	15	26,5	36
	alt ≥ 1000 m	35	10	14	25	36
B1	alt < 500 m	42	11	18	29	41,5
B2	alt ≥ 500 m	39	8,5	18	25	
C	alt < 500 m	39,5	6	18	29	41
	alt ≥ 500 m	36	11	15	29	36
D	alt < 1000 m	40	8,5	20	27	41,5
	alt ≥ 1000 m	34	8,5	18	25	40
E		44	6,5	15,5	33	38
E1	alt < 500 m	37	6	18	29	41
	alt ≥ 500 m	34	11	15	29	36
F		46	5,5	16,5	36,5	43

Tableau 9.1 : Conditions extérieures de base

Valeurs de $C_{\Delta t_e}$ (en °C)																		
$\Delta t_{s_{max}} = TS_{h,r} - TS_{h_i}$	Ecart diurne de base E_b (en °C)																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26	-26,5	-27	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22	-22,5	-23	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18	-18,5	-19	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14	-14,5	-15	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4	-4,5	-5	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2	-2,5	-3	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2	-2,8	-3,3	-3,9
12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10	9,4	8,9	8,3

Tableau 10.7 : Facteur de correction $C_{\Delta t_e}$

$TS_{b,e} = 37^\circ C$									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-3	-16	-4	-5	13	4	-9	2	-4
2	-4	-17	-5	-6	14	5	-8	2	-3
3	-5	-18	-6	-6	15	6	-8	3	-3
4	-6	-18	-6	-7	16	6	-7	3	-3
5	-6	-18	-6	-6	17	6	-8	3	-3
6	-6	-18	-6	-6	18	5	-8	2	-4
7	-5	-18	-6	-6	19	4	-9	2	-5
8	-4	-16	-4	-4	20	4	-10	1	-6
9	-3	-15	-4	-9	21	3	-11	0	-1
10	-1	-14	-3	-8	22	2	-11	-1	-2
11	1	-12	-1	-6	23	0	-13	-2	-3
12	2	-11	0	-5	24	-1	-14	-3	-4

Tableau 10.11 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à $37^\circ C$

Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité CS				
		Locaux				
		Bureaux Réunions Accueil	Logement Hébergement	Vente Restauration	Artisanal Industriel	Enseignement
Occupant	Sensible Latent	0,80	0,50	0,80	0,90	1,00
Moteurs électriques	Sensible	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Appareils électriques	Sensible Latent	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Eclairage fluorescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage fluorescent encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage encastré dans un faux plafond avec plénum de reprise	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Appareil à gaz	Sensible Latent	0	0,50	0,85	0,85	0
Réservoir	Sensible Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Evaporation libre	Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Vapeur vive	Sensible Latent	0	0	1,00	1,00	0
Tuyauteries, conduits d'air	Sensible	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Tableau 12.1 : Coefficients de simultanéité des gains internes

N _{AI} Type	Durée de fonct. de l'inst.	M kg/m ³	Durée des apports internes : 10 heures NOMBRES D'HEURES ECOULEES DEPUIS LE DÉBUT DES APPORTS INTERNES																							
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
			Type I	24	≥ 750	37	67	71	74	76	79	81	83	84	86	87	29	26	23	20	19	17	15	14	12	11
500	31	67			72	76	79	81	83	85	87	88	90	30	26	22	19	16	15	13	12	10	9	8	7	6
≤ 150	25	74			83	88	91	94	96	96	98	98	99	26	17	12	8	5	4	3	2	1	1	1	0	0
16	≥ 750	60		82	83	84	84	84	85	85	86	88	90	32	28	25	23	19								
	500	46		79	84	86	87	88	88	89	89	90	90	30	26	22	19	16								
	≤ 150	29		77	85	89	92	95	96	96	98	98	99	26	17	12	8	5								
12	≥ 750	63		90	91	93	93	94	95	95	96	96	97	37												
	500	57		89	91	92	94	94	95	95	96	96	97	36												
	≤ 150	42		86	91	93	95	97	98	98	99	99	99	26												
Type II	24	≥ 750	34	55	61	65	68	71	74	77	79	81	83	39	35	31	28	25	23	20	18	16	15	14	12	11
		500	27	56	63	68	72	75	78	80	82	84	86	40	34	29	25	20	18	17	15	14	12	10	9	8
		≤ 150	17	65	77	84	88	92	94	95	97	98	98	35	23	16	11	7	5	4	3	2	1	1	0	0
	16	≥ 750	58	75	79	80	80	81	82	83	84	86	87	39	35	31	28	25								
		500	46	73	78	82	82	82	83	84	85	87	88	40	34	29	25	20								
		≤ 150	22	69	80	86	89	83	94	95	97	98	98	35	23	16	11	7								
	12	≥ 750	69	86	89	90	91	91	92	93	94	95	95	50												
		500	58	85	88	88	90	92	93	94	94	94	95	48												
		≤ 150	40	81	88	91	93	96	97	97	98	99	99	35												
Type III	24	≥ 750	23	33	41	47	52	57	61	66	69	72	74	59	52	46	42	37	34	31	27	25	23	21	18	16
		500	17	33	44	52	56	61	66	69	74	77	79	60	51	44	37	32	30	27	23	20	18	16	14	12
		≤ 150	0	48	66	76	82	87	91	93	95	97	98	52	34	24	16	11	7	5	4	2	2	1	0	0
	16	≥ 750	57	64	68	72	73	73	74	74	75	76	78	59	52	46	42	37								
		500	47	60	67	72	74	77	78	79	80	81	82	60	51	44	37	32								
		≤ 150	7	53	70	78	84	88	91	93	95	97	98	52	34	24	16	11								
	12	≥ 750	75	79	83	84	86	88	89	91	91	93	93	75												
		500	68	77	81	84	86	88	89	89	92	93	93	72												
		≤ 150	34	72	82	87	89	92	95	95	97	98	99	52												

Tableau 12.2: Valeurs du coefficient d'amortissement N_{AI} (t) en pourcentage

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)											
		28		27		26		25		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.											
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	65	37	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	67	65	71	60	83	49
		52	94	58	88	64	83	70	77	74	72	85	62
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	68	63	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	80	140	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	132	161	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	149	277	154	271	177	248

Tableau 12.3. : Gains dus aux occupants

Débit d'air pour 100 W de puissance de lampe ou de tube (m ³ /h)	20	30	50	100
Ccr	0,6	0,5	0,4	0,35

Tableau 12.9 : Valeurs de Ccr

APPLICATION	Niveau de confort amélioré		Niveau de confort normal		
	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Température sèche (°C)	Humidité relative (%)	Accroissement toléré de la température (°C)
Séjour de longue durée Logement, hôtel, bureaux, hôpital, école, etc.	24	45	27	50	2
Séjour de courte durée Magasin, banque, bureaux de poste, salon de coiffure, etc.	24	45	27	50	2
Séjour de durée limitée avec gains latents importants Amphithéâtre, salle de spectacle, lieu de culte, salle de restauration, cuisine, etc.	24	50	27	60	1

Tableau 9.6 : Conditions intérieures de base

Référence bibliographique

Référence bibliographique

[1]M.Duminil, technique de l'ingénieur : Conditionnement d'air .D132.

[2]JACQUES BOUTELOUP, MICHEL LE GAUY, JEAN LIGEN: Climatisation Conditionnement d'air Les système.

[3]Mémoire fin d'études « Étude d'implantation d'une climatisation centralisée à la Gouvernance de Saint Louis » Présenté par DIOP Bassirou et TOUR (Juillet 2004).

[4]Thèse de magistère option énergie renouvelable présenté par monsieur M.A. MEZIANE, sous thème « étude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application à la climatisation d'immeuble ». Université de Tlemcen.

[5]J.Desmons. Aide-mémoire Génie climatique.Systèmes - Fluides frigorigènes - Cas pratiques
Paris : DUNOD ; (04/2017)

[6] DTR C 3-4. Règles de calcul des apports calorifiques : Ministère de l'habitat;(1998).

[7]Philippe Nunes Climatisation douce, article dans Climatisation (7) revue de presse Environnement mai 2008.

[8]Mémoire de fin d'étude «Étude de climatisation d'un bloc opératoire de type orthopédie en tout air neuf » E.I.E.R, le 03 JUIN 1995.

Résumé

L'objectif de ce mémoire est le dimensionnement d'une installation de climatisation d'une salle pour des équipements électriques qui auront pour but ; d'assurer un confort thermique, mais aussi limitera les contaminations pouvant nuire au bon fonctionnement de ces équipements.

En premier lieu nous avons fait une généralité sur le traitement d'air et nous avons calculé tous les apports calorifiques suivant la réglementation thermique, ce qui nous autorise à déterminer la puissance calorifique nécessaire au maintien des conditions de base intérieures. Et grâce auquel le choix du meilleur système de climatisation c'est effectué.

Mots clés : traitement d'air, Bilan thermique, DTR, Froid

Abstract

The objective of this thesis is the dimensioning of an air-conditioning installation of a room for sequencing equipment which will aim at; to ensure thermal comfort, but also limit contamination that can affect the proper functioning

In the first place we made a generality on the treatment of air and we calculated all the contributions calorific according to the thermal regulation, which authorizes us to determine the calorific power necessary to the maintenance of the basic conditions interior. And thanks to which the choice of the best air conditioning system is done.

Key words: air treatment, thermal balance, DTR, cold