

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

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Énergétiques et Turbomachines

Par :

BOUADJADJ Zohir

BOUCHICHE Moussa

THÈME

« Étude et Dimensionnement d'une centrale de traitement d'air » Cevital- EL-kseur-Bejaia

Soutenu le 03/07/2019 devant le jury composé de:

M^r BOUTALBI

Président

M^r ALIAGHA

Examineur

M^r DJERRADA

Rapporteur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

REMERCIEMENT

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 L. MESSAOUADENE 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.

Zohir et Moussa

Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail :

✚ À Mes chers parents, c'est grâce à leurs sacrifices et leur patience, qui m'ont permis de réaliser mes ambitions et atteindre mes objectifs.

✚ À, mon frère HAKIM ;

✚ À ma grand-mère, grand-père

✚ À, mes tantes,

✚ À tous les membres de ma grande famille.

✚ À mes amis et à tous ceux qui m'ont assisté et soutenu dans mes études. Surtout A-Meheni et B-Wassim et C-Said

Zohir

Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail :

- ✚ À Mes chers parents, c'est grâce à leurs sacrifices et leur patience, qui m'ont permis de réaliser mes ambitions et atteindre mes objectifs.*
- ✚ À ma belle grand-mère.*
- ✚ A la mémoire de mon grand père, que Dieu l'accueille dans son vaste paradis.*
- ✚ A mes chers frères.*
- ✚ A mes chères sœurs, leurs maris sans oublier mes belle-sœur et mes neveux Aksel, Gaya, Aneza et Azal et ma nièce Zouina.*
- ✚ À tous les membres de ma grande famille.*
- ✚ À mes amis et à tous ceux qui m'ont assisté et soutenu dans mes études.*

A une personne très chère, D.B

Moussa

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Présentation de l'entreprise..... 1

Introduction générale :..... 3

Chapitre I : Généralité sur traitement de l'air

I. Introduction:..... 4

I.1.Définition de la climatisation :..... 4

I.2. Principe de fonctionnement d'une installation de climatisation :..... 4

I.3.Généralité sur l'air atmosphère :..... 5

I.4.L'air humide..... 6

I.5.Exemple d'opération de traitements d'air :.....13

I.6.Centrale de traitement d'air :16

I.7. Centrale unizone de toiture :.....18

I.8. Les éléments fondamentaux d'une centrale et leurs fonctions19

I.9. Réseau aéraulique :.....23

I.9.1. Bouches d'air :.....23

I.9.2. Choix du système :.....24

Conclusion :24

Chapitre II : Réglementation thermique

II. Introduction25

II.1 Conditions de base25

II.1.1 Caractéristique de l'air extérieur25

II.1.2. Caractéristiques de base de l'air intérieur.....26

II.2. Méthode de calcul des charges estivales26

II.2.1 Apports à travers les parois :.....26

II.2.2. Apports de chaleur internes :.....27

Sommaire

II.2.3. Apports dus à l'air extérieur :.....	29
II.2.4. Calcul des apports calorifiques sensibles et latents :.....	31
II.2.5. Calcul des apports calorifiques effectifs sensibles et latents :.....	32
II.2.6. Calcul des apports totaux sensibles et latents :	32
II.3 Étude du cycle de l'évolution de l'air :	33

Chapitre III : Bilan thermique

III. Introduction :.....	35
III.1. Description du local à climatiser :	35
III.2. Calcul des charges estivales du local :.....	38
III.2.1. Calcul du coefficient de transmission :.....	38
III.3. Calcul du bilan frigorifique :.....	39
III.3.1. Apports à travers les parois opaques intérieures :.....	39
III.3.2. Apports totaux par les parois :	47
III.3.3 Apports de chaleur internes :	48
III.4 Apports dus à l'air extérieur :.....	52
III.4.1 Apport de chaleur par renouvellement d'air :.....	52
III.4.2 Apport de chaleur par infiltration :.....	54
III.5. Les calculs des apports calorifiques sensibles et latents :.....	56
III.6. Apports totaux sensibles et latents :.....	59
Conclusion	59

Chapitre IV : Dimensionnement du réseau aéraulique

Introduction.....	60
IV.2.1. Représentation graphique du cycle :	64
IV.3 Les pertes de charges	64
IV.4. Calcul des pertes de charges	67
Conclusion générale :	70

Annexes

Référence bibliographique

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité (SI)
APO	Apports de chaleurs à travers une paroi opaque	W
K_{été}	Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été	W/m²°C
S_{int}	Surface intérieure totale de la paroi considérée	m²
Δt_e	Différence équivalente de la température à l'heure t	°C
TS_a	Température sèche de l'air intérieur du local adjacent	°C
TS_{b,i}	Température sèche de l'air intérieur du local considéré	°C
Δt_{int}	L'écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré	°C
TS_e	Température extérieure à l'instant considéré	°C
C_{inc}	Coefficient correcteur	°C
AINF_l	Gains latents dus aux infiltrations d'air extérieur.	W
AINF_s	Gains sensible dus aux infiltrations d'air extérieur.	W
AREN_l	Gains latents dus au renouvellement d'air	W
AREN_s	Gains sensible dus au renouvellement d'air	W
W_n	Puissance nominale de l'ampoule ou de tube fluorescent	W
C_{cr}	Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie dans la salle	/
C_{me}	Coefficient de majoration	/
C_{TS}	Coefficient correcteur	/
C_{Δte}	Facteur de correction	°C
E_b	Ecart diurne de base	°C
h_e	Coefficient d'échange superficiel extérieur	Wm⁻²/°C
h_i	Coefficient d'échange superficiel intérieur	Wm⁻²/°C
HS_{b,e}(t)	Humidité absolue de base de l'air extérieur	g/kg_{as}
HS_{b,i}(t)	Humidité absolue de base de l'air intérieur	g/kg_{as}

Nomenclature

$N_{Al,i}$	coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne	/
AO_s	Gains sensible dus aux occupants	W
AO_l	Gains latents dus aux occupants	W
$Al_{S,i}$	la partie sensible de l'apport interne	W
CS_j	coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne	/
$Al_{l,i}$	la partie latente de l'apport interne	W
qve_{an}	Débit d'air neuf	m^3/h
qv_{inf}	Débit d'air infiltré	m^3/h
qve_{min}	Débit extrait maximal de référence	m^3/h
qve_{max}	Débit extrait minimal de référence	m^3/h
S_{ouv}	Surface de l'ouverture dans la paroi pour l'ouvrant i	m^2
$qvo_{inf,i}$	Débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i	m^3/h
AE	Apports calorifique effectifs sensibles et latents	W
AE_s	Gains sensibles	W
AE_l	Gains latents	W
AT	Apports calorifique totaux	W
AT_s	Apports calorifique totaux sensibles	W
AT_l	Apports calorifique totaux latents	W
A_s	Apports sensibles	W
A_l	Apports latents	W
W_{eff}	la puissance nominale de moteur	W
θ_f	la température du liquide	$^{\circ}C$
S_i	la surface de la paroi considérée en contact avec l'air intérieur	m^2
r_e	la résistance thermique extérieure	$m^2^{\circ}C/W$
M_{as}	Débit massique d'air sec soufflé	m^3/h
M_{an}	Débit d'air neuf	m^3/h

Nomenclature

M_{am}	Débit d'air mélangé	m^3/h
M_{ar}	Débit d'air repris	m^3/h
P_{BF}	Puissance de la batterie froide	W
P_{BC}	Puissance de la batterie chaude	W
V_h	Volume habitable	m^3
V_{salle}	Volume de la salle propre considéré	m^3
SHF	Facteur de chaleur sensible	/
$\tau_{brassage}$	Taux de brassage	$v_{tritaire}/h$
ΔP_s	Perte de charge singulière	Pa
ΔP_L	Perte de charge linéaire	Pa
ψ	L'humidité relative	%
ζ	Coefficient de perte de charge singulier	/
γ	Viscosité cinématique du fluide (air)	m^2/s
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
U	Vitesse du fluide	m/s

La liste des figures

Figure I.1 : Circuits d'air .	4
Figure I.2 : Représentation des courbes de l'humidité relative dans le diagramme de l'air humide.	7
Figure I.3 : L'enthalpie sur le diagramme de l'air humide.	8
Figure I.4 : Température de bulbe sec et bulbe humide.	9
Figure I.5 : Exemple de lecture des différentes températures sur un diagramme pour les points A et B.	10
Figure I.6 : Le volume spécifique sur le diagramme de l'air humide.	11
Figure I.7 : diagramme de l'air humide	12
Figure I.8 : Mélange adiabatique.	13
Figure I.9 : Evolution du mélange.	13
Figure I.10 : Echauffement de l'air.	14
Figure I.11 : Evolution de l'air chauffé.	14
Figure I.12 : Refroidissement de l'air.	15
Figure I.13 : Evolution de l'air refroidi.	15
Figure I.14 : Processus dans une CTA.	17
Figure I.15 : CTA simple flux.	18
Figure I.16 : CTA double flux.	18
Figure I.17 : Centrale unizone.	19
Figure I.18 : Différentes parties d'une centrale	19
Figure I.19 : Batterie chaude alimentée en eau.	20
Figure I.20 : Batterie froide alimentée en eau.	21
Figure I.21 : Humidificateur à injection d'eau liquide	21
Figure I.22 : Humidificateur à vapeur	22
Figure I.23 : Ventilateur centrifuge	22
Figure II.24 : Différents apports calorifiques pour une salle	33
Figure III.25 : Vue par satellite du local.	36
Figure III.26 : Les murs de panneaux sandwich,	37
Figure III.27 : Constitution des toits.	37
Figure III.28 : Constitution du plancher.	38
Figure IV.29 : représentation de point de soufflage	62
Figure IV.30 : Représentation graphique du cycle en régime été	64
Figure IV.31 : Les pertes de charge linéaire.	65
Figure IV.32 : perte de charge singulière.	66

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Composition volume de l'air atmosphérique	5
Tableau I.2: Lecture des différentes températures et humidité pour les volumes V1 et V2....	11
Tableau III 3: Paramètres géométriques du local.....	35
Tableau III 4 : Paramètres climatiques de la zone B.....	36
Tableau III 5 : Température sèche pour les mois de juillet.....	36
Tableau III 6 : Température sèche pour les mois de d'août.....	36
Tableau III.7 : Conductivité thermique des murs intérieurs.....	38
Tableau III 8 : Conductivité thermique du plancher.....	38
Tableau III. 9 : Conductivité thermique de la toiture	39
Tableau III.10 : Apports à travers les parois intérieure au mur 1 (Est).....	40
Tableau III.11 : Apports à travers les parois intérieure au mur 1.(Est).....	41
Tableau III.12 : Apports à travers les parois intérieure au mur 2.(Ouest).....	41
Tableau III.13 : Apports à travers les parois intérieure au mur 2.(Ouest).....	42
Tableau III.14 : Apports à travers les parois intérieure au mur 3.(Nord).....	42
Tableau III.15 : Apports à travers les parois intérieure au mur 3.(Nord).....	43
Tableau III 16 : Apport à travers le plancher.....	43
Tableau III 17 : Apport à travers le plancher.....	44
Tableau III.18 : Apport à travers le toit.....	44
Tableau III.19 : Apport à travers le toit.....	45
Tableau III.20 : Apports à travers les portes.....	45
Tableau III.21 : Apports à travers les portes.....	46
Tableau III.22 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (sud).....	46
Tableau III.22 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (sud).....	47
Tableau III.24 : Apports totaux à travers les locaux non conditionné.....	47
Tableau III.25 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés	48
Tableau III.26 : Gains sensible et latents dus aux occupants.....	49
Tableau III.27 : Gains sensible chaleur due à l'éclairage.....	49
Tableau III.28 : Gains sensible dus aux moteur électrique dans une pompes..	50
Tableau III.29 : Gains sensibles dus aux machines électriques.....	50
Tableau III.30 : Gains sensibles dus a un réservoir.....	51
Tableau III.31 : gains totaux de chaleur sensible	51
Tableau III.32 : Apports de chaleur sensible par renouvellement d'air	52
Tableau III.33 : Apports de chaleur sensibles par renouvellement d'air.....	53
Tableau III.34 : Apports de chaleur sensible par infiltration.....	54

Liste des tableaux

Tableau III.35 : Apports de chaleur sensible par infiltration.	55
Tableau III.36 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.....	56
Tableau III.37 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.....	56
Tableau III.38 : Calcul des apports calorifique effectifs sensible et latent.....	57
Tableau III.39: Calcul des apports calorifique effectifs sensible et latent.....	57
Tableau III.40 : Les apports calorifiques totaux sensibles et latents.....	58
Tableau III.41 : Les apports calorifiques totaux sensibles et latents.....	58
Tableau IV.42 : caractéristique des différents points du cycle.	64

Présentation de l'entreprise

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 Béjaia. 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.[1]

❖ 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.[1]

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.[1]

❖ 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.

Présentation de l'entreprise

Les nouvelles données économiques nationales du marché de l'agroalimentaire révèlent que les meilleurs opérateurs sont ceux qui maîtrisent les coûts 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

Introduction générale

Introduction générale :

Les industries agro-alimentaires doivent respecter des règles d'hygiène, d'environnement, de sécurité alimentaire. Pour cela elles doivent maintenir des conditions spécifiques de température, d'humidité et de filtration pour maintenir la qualité de leurs produits. Le froid permet de conserver ses produits pour une longue durée, tout en gardant leurs propriétés gustatives et nutritives.

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 de stockage).

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 étude consiste à dimensionner une centrale de traitement d'air, pour climatiser une salle de stockage au sein de l'entreprise CEVITAL (El-kseur), qui appartient à la zone B.

L'objectif de cette étude est de déterminer les besoins en froid de cette salle de stockage 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 travail se divisera en 4 chapitres :

Le premier chapitre « Généralité sur la climatisation » : a pour but de donner une idée générale sur la climatisation, ainsi que les différentes fonctions intervenant dans l'étude de l'air humide et une présentation des différents équipements utilisés et leur principe de fonctionnement.

Le deuxième chapitre " Réglementation thermique ", c'est la méthode que nous suivrons pour la détermination du bilan thermique

Le troisième chapitre « bilan thermique » consistera à exposer les données du projet et procéder aux calculs la détermination de la puissance frigorifique nécessaire de la centrale.

Le dernier chapitre "Dimensionnement du réseau aéraulique " comporte les différents calculs permettant l'acheminement de l'air traité dans le local.

I. Introduction:

Le conditionnement de l'air est une technique de traitement de l'air permettant de contrôler les conditions climatiques pour une atmosphère intérieure agréable (température, humidité, niveau de poussière, etc.) d'un local pour des raisons de confort (bureaux, maisons individuelles) ou pour des raisons techniques (locaux de fabrication ou de stockage, blocs opératoires, laboratoires médicaux, salles de serveurs informatiques).

I.1. Définition de la climatisation :

La climatisation est définie comme étant l'action de maîtriser de façon volontaire la température et l'humidité d'un volume d'air, afin de satisfaire le confort thermique des utilisateurs. Cela implique donc le chauffage et/ou le refroidissement de la masse d'air d'un local tout au long de l'année. A l'usage le terme climatisation indique plus spécifiquement le fait de refroidir un local pendant la période estivale jusqu'à obtenir une température de consigne (et éventuellement une humidité relative) définie. [2]

I.2. Principe de fonctionnement d'une installation de climatisation :

Les fluides primaires (l'air et l'eau) sont traités dans des équipements centralisés qui peuvent être placés dans un local technique ou sur la toiture (grosse installations de climatisation). Ces fluides sont acheminés par des conduits comportant plusieurs accessoires de fonctionnement (clapets, filtres, robinets,...), puis ils sont reçus par les équipements terminaux qui sont situés dans les locaux à climatiser ou à proximité immédiate et les utilisent pour la préparation de l'air soufflé dans les locaux.

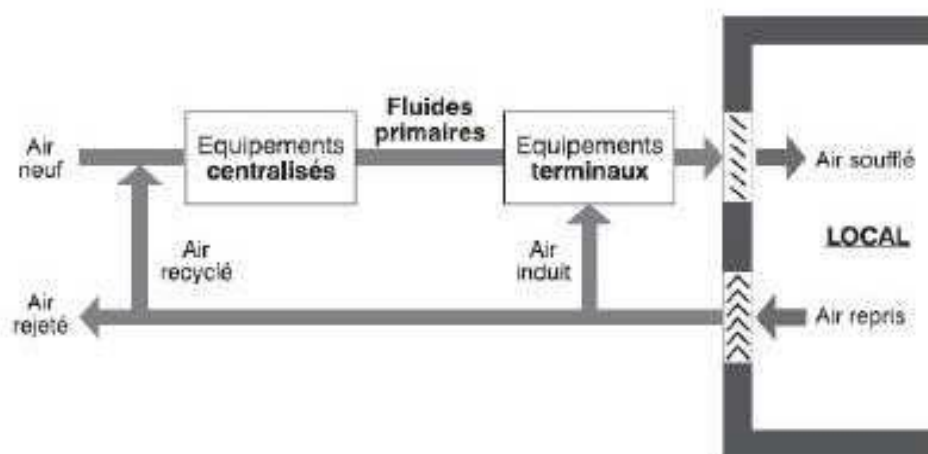


Figure I.1 : Circuits d'air .

I.3.Généralité sur l'air et l'atmosphère :

L'atmosphère est un mélange de gaz et de particules qui entourent notre planète, l'atmosphère a les 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 :

Tableau I.1 : Composition volume de l'air atmosphérique

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 Xénon	(H ₂)	5.0 10 ⁻⁵
Ozone	(Xe)	8.0 10 ⁻⁶
Radon	(O ₃)	1.0 10 ⁻⁶
	<i>R_N</i>	6.0 10 ⁻¹⁸

L'eau, par contre, joue un rôle particulier dans l'atmosphère où elle existe sous trois états: solide, liquide, gazeux. A l'état gazeux, la vapeur d'eau intervient dans des proportions pouvant atteindre 0.1% en Sibérie à 5% dans les régions maritimes équatoriales.

D'un point de vue thermodynamique, l'air atmosphérique peut être considéré comme un mélange de deux gaz: l'air sec et la vapeur d'eau, appelé aussi air humide.

I.4.L'air humide

I.4.1.Généralités sur l'air humide :

L'air ambiant d'un local, quel qu'il soit, contient une certaine quantité d'eau, présente sous forme de vapeur ; on a par conséquent affaire à un mélange binaire d'air sec et de vapeur d'eau.

Dans un bâtiment, cette quantité de vapeur est variable suivant les pièces et leur occupation.

On peut d'ailleurs la caractériser de diverses manières :

- Soit par la teneur en eau de l'air (humidité absolue) ;
- Soit par le degré hygrométrique de l'air (humidité relative) ;
- Soit par la pression partielle de la vapeur contenue dans l'air d'un local. [3]

I.4.2.Définition de l'air humide :

L'air humide est un fluide à l'état gazeux, il est composé de l'air sec et d'eau sous forme de vapeur, on effectuera trois bilans sur chacun des éléments :

- Conservation de la masse d'air sec [kgas/s]
- Conservation de la masse d'eau [kgas/s]
- Conservation de l'énergie thermique [kW]

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

I.4.3. Caractéristiques de l'air humide :

I.4.3.1. Humidité :

Un air trop humide entraîne une sensation d'étouffement, un air trop sec entraîne une déshydrations rapide.

Il y'a deux type de humidité :

I.4.3.1.1. Humidité absolue

L'humidité spécifique ou teneur en eau r [kg/kgas].

C'est la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume v d'air humide, à la masse d'air sec :[1]:

$$r^s = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{\rho_{vV}}{\rho_{aV}} \Rightarrow r_s = 0.062 \frac{p_v}{p - p_a} \quad (I.1)$$

I.4.3.1.2. Humidité relative :

C'est la proportion de vapeur contenue dans l'air humide par rapport au maximum de vapeur qu'il peut contenir à la même température Elle est notée. [2]

$$\psi = 100 \times \frac{p_v}{p_{s\theta}} [\%] \quad (I.2)$$

L'humidité relative s'exprime sous forme de pourcentage. Une hygrométrie de 100% correspond à la saturation. Les valeurs d'hygrométrie inférieure à 100% correspondent aux courbes iso-degré tracée à l'intérieur du diagramme de l'air humide ci-dessous :[3]

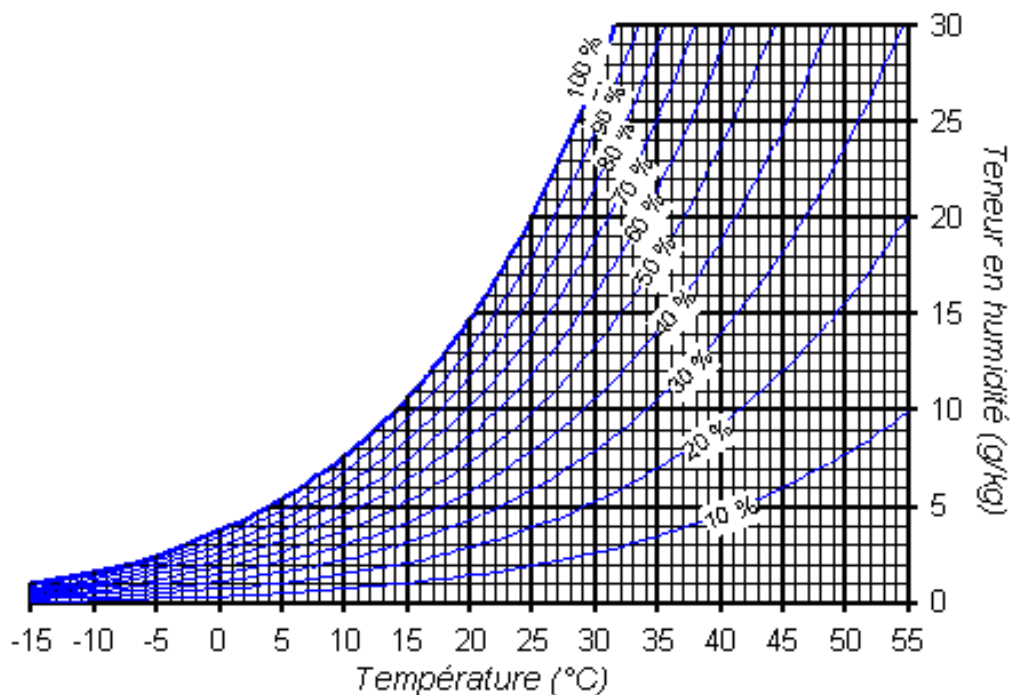


Figure I.2 : Représentation des courbes de l'humidité relative dans le diagramme de l'air humide.

I.4.3.2. Enthalpie spécifique de l'air humide à la température T :

L'enthalpie spécifique, notée H^s représente la quantité de chaleur (sensible et latente) contenue dans un air humide renfermant une masse d'air sec de 1 kg. On peut dire qu'il s'agit de l'enthalpie totale d'une masse d'air humide rapportée à une masse d'air sec présent dans l'air humide considéré. [4]

$$H = m_{as}H_v^* + m_vH_v^* \Rightarrow H^s = H_{as}^* + r^sH_v^* \quad (I.3)$$

$$H^s = 1,006. \theta + r^s(2500,8 + 1,826. \theta) \quad (kJ/kgas) \quad (I.4)$$

Une série de lignes «isenthalpes » sont tracées . Pour un point A donné sur le diagramme, le lecteur de l'enthalpie H pour ce point s'effectue en menant une parallèle à ces isenthalpes jusqu'à la règle de graduation [4]

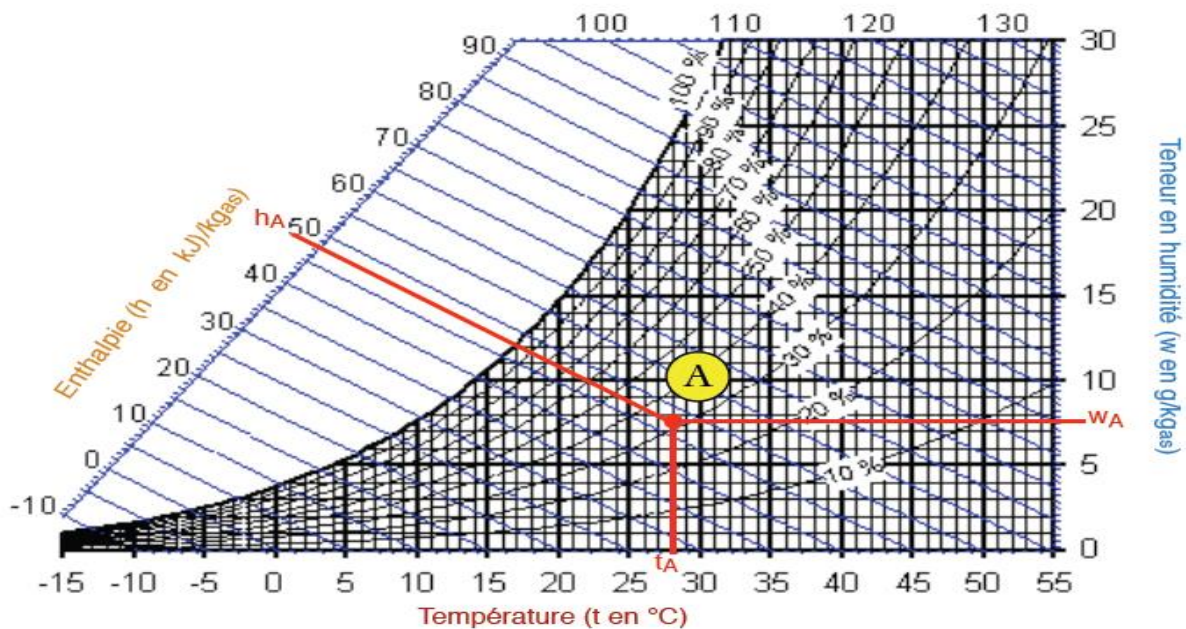


Figure I.3 : L'enthalpie sur le diagramme de l'air humide.

Pour le Point A, nous avons les valeurs suivantes:

- L'enthalpie h_A est de 48 kJ/kgas ;
- La teneur en humidité W_A est de 7,7 g/kgas ;
- La température de l'air T_A est de 28°C ;
- L'Hygrométrie ϕ d'environ 32%.

I.4.3.3. Température :

I.4.3.3.1. Température de rosé (θ_r) :

C'est la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau, contenue dans un air humide que l'on refroidit à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes de liquide). Et elle est notée θ_r en °C. [4]

I.4.3.3.2. Température humide (θ_h) :

La température humide θ_h est la température lue sur un thermomètre dont le bulbe est recouvert d'un gaze saturé d'eau et placée dans un flux d'air. L'air au contact avec le bulbe produit une évaporation qui engendre un abaissement de la température du bulbe qui se stabilise lorsque l'air se sature. [4]

I.4.3.3.3. Température sèche de l'air (θ_s) :

La température sèche θ_s de l'air est la température repérée et lue sur un thermomètre placé dans un courant d'air, à l'abri de tout rayonnement. [4]

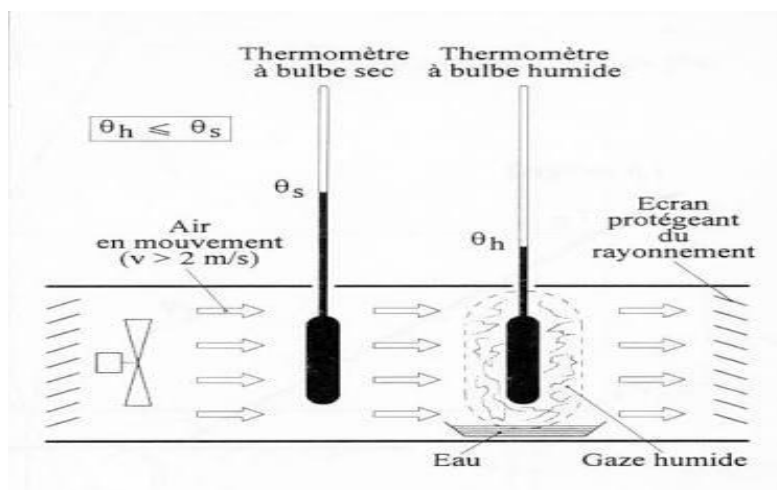


Figure I.4 : Température de bulbe sec et bulbe humide.

Remarque : Nous avons toujours $\theta_r < \theta_h < \theta_s$. Dans le cas particulier de la saturation,

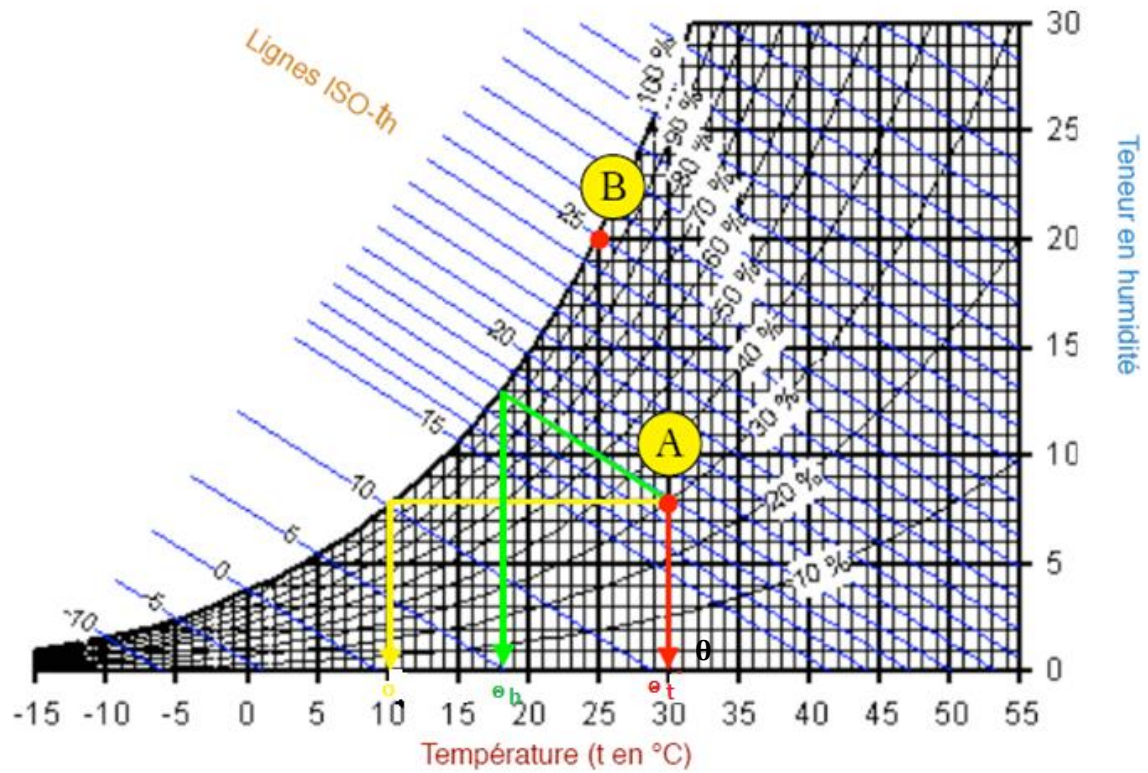


Figure I.5 : Exemple de lecture des différentes températures sur un diagramme pour les points A et B

Points	Températures		
	θ_s °C	θ_h °C	θ_r °C
A	30	18	10,1
B	25	25	25

I.4.3.4. Volume spécifique :

Le volume spécifique, représente le volume occupé par l’air humide dont la masse d’air sec qu’il contient est égale à 1kg.

$$v = \frac{V_{AH}}{m_{as}} \quad m^3/kgas \quad (I.5)$$

Où : V_{AH} est le volume d’air humide considéré en m^3 .

Le volume spécifique de l'air augmente avec la température (car l'air se dilate en s'échauffant). Augmente aussi avec la teneur en humidité (car la vapeur d'eau est moins dense que l'air sec).

La lecture du volume spécifique V_s se fait à l'aide des droites iso-volume tracées de 0.74 à 0.95 par intervalle de 0.01 m^3/kg_{as} . Elles n'apparaissent pas sur tous les diagrammes car cette caractéristique n'est pas toujours utilisée. [3]

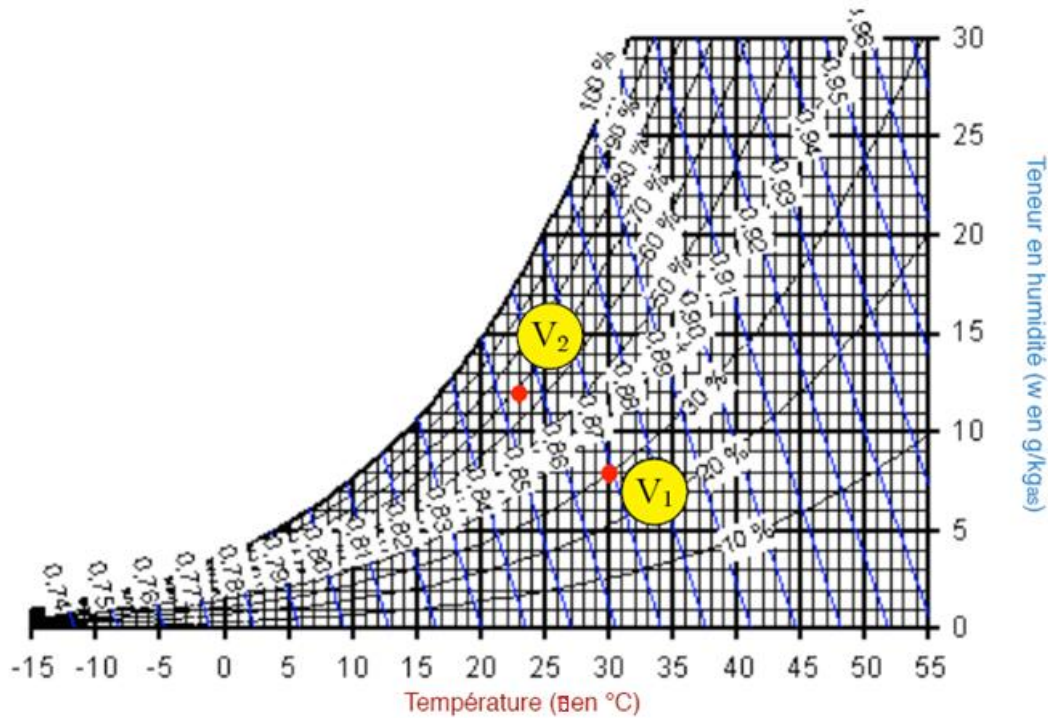


Figure I.6 : Le volume spécifique sur le diagramme de l'air humide.

Tableau I.2: Lecture des différentes températures et humidité pour les volumes V1 et V2

Points	Températures			Hygrométrie	Enthalpie	Volume Spécifique	Humidité Absolue
	θ_s (°C)	θ_h (°C)	θ_r (°C)	ψ (en %)	H (kJ/kg _{as})	V_s (m ³ /kg _{as})	r^s (kg/kg _{as})
V ₁	30	18	11	30		0,87	8
V ₂	23	19	10,6	68		0,856	12

I.4.4. Diagramme de l'air humide :

Le diagramme de l'air humide regroupe les grandeurs physiques décrites ci-dessus. Il existe des diagrammes de l'air humide de différents auteurs, ne présentant que peu de différences. Le plus utilisé actuellement est le diagramme de CARRIER qui a pour abscisse la température en ($^{\circ}\text{C}$) et pour ordonnée l'humidité absolue (en kg d'eau par kg d'air sec).

Comme certaines grandeurs physiques sont influencées par la pression atmosphérique, un diagramme psychrométrique doit être défini sur la base d'une pression atmosphérique donnée.

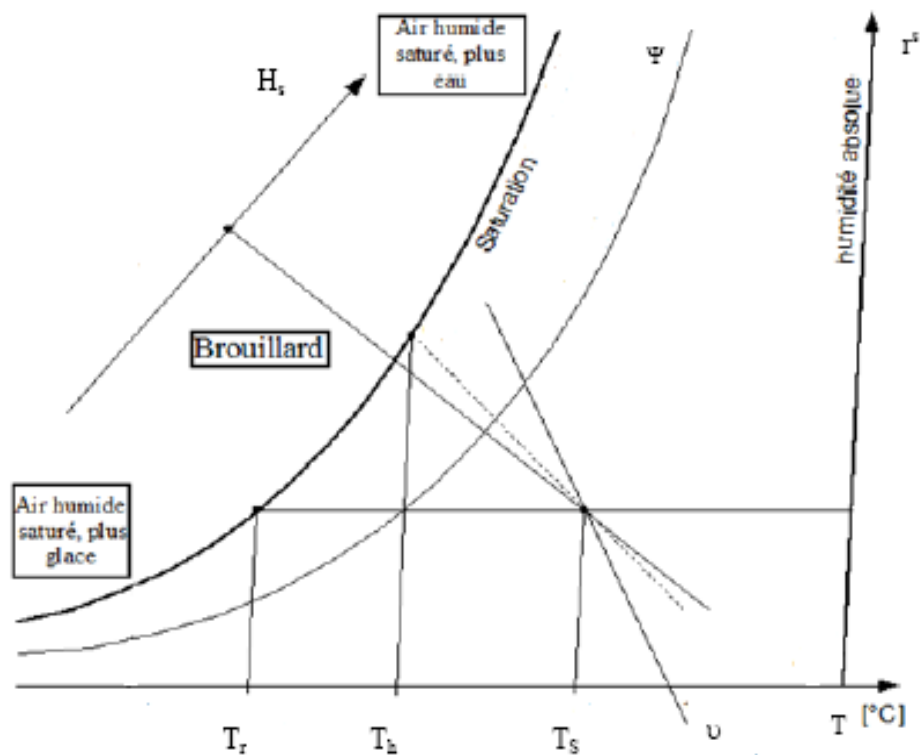


Figure I.7 : diagramme de l'air humide

T_s : Température sèche en ($^{\circ}\text{C}$); **T_h** : Température humide en ($^{\circ}\text{C}$)

T_r : Température de rosé ($^{\circ}\text{C}$); **H_S** : Humidité absolue (en kg d'eau.kg-1 d'air sec).

ψ : Humidité relative (en %); **v** : volume spécifique (en m³.kg d'air) ;

h : enthalpie (en kj.kg-1 d'air).

I.5.Exemple d'opération de traitements d'air :

I.5.1.Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différente :

Par le canal (1) s'écoule, figure (I.8), en régime permanent, une masse d'air humide avec les caractéristiques: r^s_1 , H^s_1 et de masse d'air sec $m_{a,1}$. Dans le même temps une masse d'air humide de propriétés différentes, passe par le canal 2: r^s_2 , H^s_2 et de masse d'air sec $m_{a,2}$. Ces deux airs se mélangent en (3) et donnent un air qui a pour caractéristique : r^s_3 , H^s_3 , et de masse $m_{a,3}$. [5]

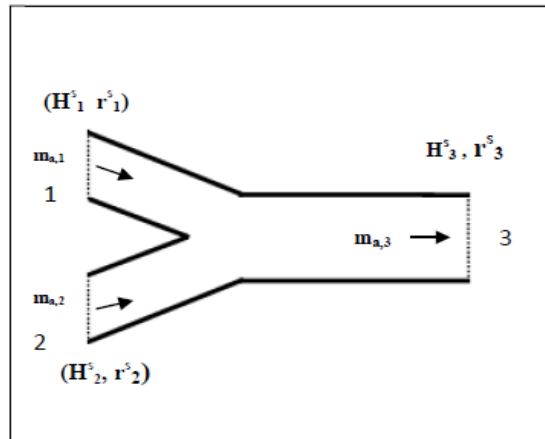


Figure I.8 : Mélange adiabatique.

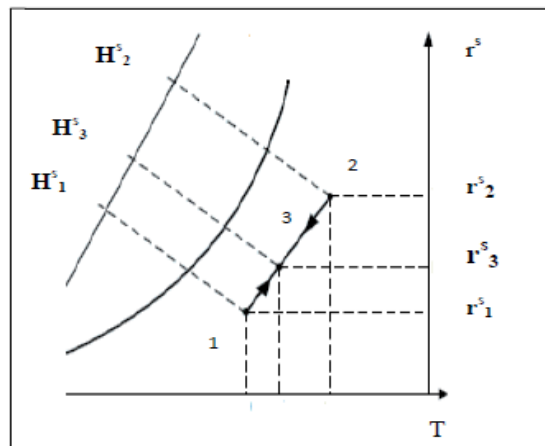


Figure I.9 : Evolution du mélange.

Les bilans du mélange s'écrivent:

- Bilan massique air sec: $m_{a,1} + m_{a,2} - m_{a,3} = 0$ (1)
- Bilan massique de l'eau $m_{a,1} r^s_1 + m_{a,2} r^s_2 - m_{a,3} r^s_3 = 0$ (2)
- Bilan énergétique $m_{a,1} H^s_1 + m_{a,2} H^s_2 - m_{a,3} H^s_3 = 0$ (3)

De (1) de (2) en éliminant $(m_{a,3})$, on trouve:

$$\frac{m_{a,1}}{m_{a,2}} = \frac{r^s_2 - r^s_3}{r^s_3 - r^s_1} \tag{I.6}$$

En traitant de la même façon (1) et (3) on obtient:

$$\frac{m_{a,1}}{m_{a,2}} = \frac{H_2^s - H_3^s}{H_3^s - H_1^s} \quad (I.7)$$

- Le mélange de deux airs humides, donne un air humide de caractéristiques intermédiaires entre les points (1) et (2).
- Le débit masse d'air sec en (3), est la somme des débits masse $m_{a, 1}$ et $m_{a, 2}$.

I.5.2.Echauffement de l'air à humidité spécifique constante :

Pendant le temps (t), en régime permanent, on fait passer par un caisson un air humide:

- Qui entre en (1) caractérisé par : r^s_1, H^s_1, T_1 .
- Ressort en (2) avec: r^s_2, H^s_2, T_2 .
- On apporte une quantité de chaleur Q_c par l'intermédiaire du réchauffeur (R).

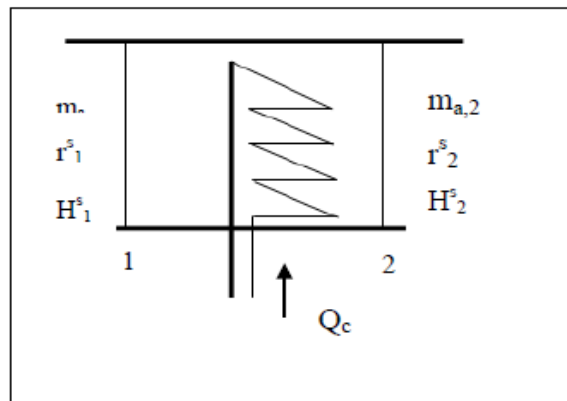


Figure I.10 : Echauffement de l'air.

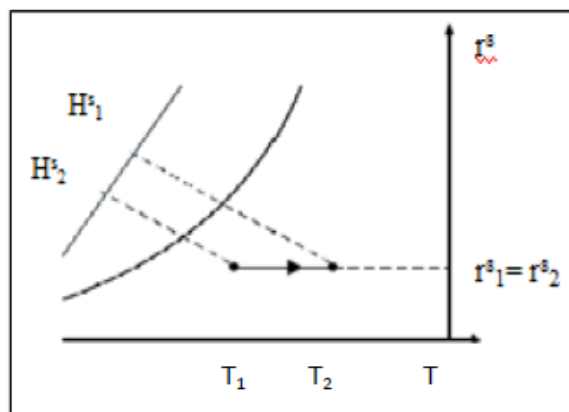


Figure I.11 : Evolution de l'air chauffé.

Bilans de l'opération Bilan massique de l'air sec:

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

Bilan massique de l'eau:

$$m_{a,1} r^s_1 - m_{a,2} r^s_2 = 0 \longrightarrow r^s_1 = r^s_2$$

Bilan énergétique:

$$m_{a,1} H^s_1 - m_{a,2} H^s_2 + Q_c = 0 \longrightarrow Q_c = m_a (H^s_1 - H^s_2) \quad (I.8)$$

- Le débit d'air sec entrant est égal au débit d'air sortant.
- L'humidité spécifique reste constante, car l'apport de chaleur est purement sensible.[5]

I.5.3. Refroidissement d'air avec déshumidification

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

En raisonnant comme précédemment [5]

- Il entre en (1) de l'air avec: r^s_1, H^s_1, T_1 .
- Il sort en (2) avec: r^s_2, H^s_2, 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.

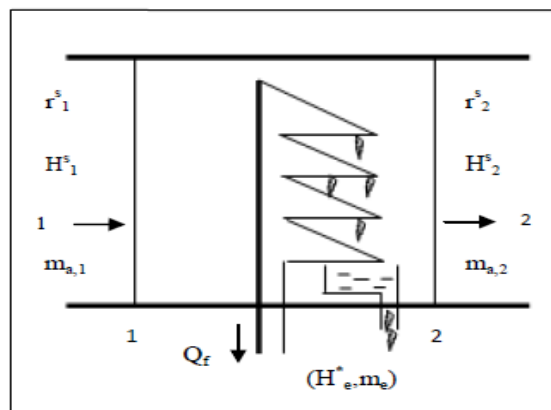


Figure I.12 : Refroidissement de l'air.

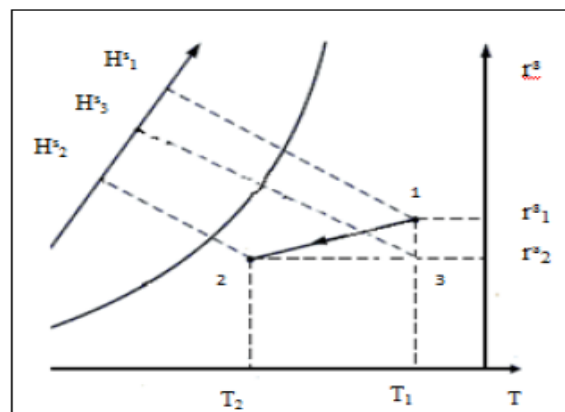


Figure I.13 : Evolution de l'air refroidi.

D'ou:

Bilan massique d'air sec:

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

Bilan massique de l'eau:

$$m_{a, 1} r^s_1 - m_e - m_{a, 2} r^s_2 = 0 \quad \longrightarrow \quad \frac{m_e}{m_a} = r^s_1 - r^s_2$$

Bilan énergétique:

$$Q_f = m_a (H^s_1 - H^s_2) - m_e H^*_e \quad (\text{I.9})$$

La transformation peut être décomposé en:

- Transformation 1 → 3 : au cours de la quelle la température de bulbe sec ne change pas, $T_1 = T_3$, et l'humidité spécifique passe de r^s_1 à $r^s_3 = r^s_2$. L'échange de chaleur est purement latent, et est représenté par:

$$q_L = H^s_1 - H^s_3 = (2500.8 + 1.8266 T_1) (r_{s1} - r^s_2) \quad (\text{I.10})$$

- Transformation 3 → 2 : au cours de la quelle l'humidité spécifique ne change pas $r^s_3 = r^s_2$, et la température passe de $T_1 = T_3$ à T_2 . L'échange de chaleur est purement sensible et représenté par :

$$q_s = H^s_3 - H^s_2 = (1.006 + 1.8266 r^s_2) (T_1 - T_2) \quad (\text{I.11})$$

- La chaleur totale échangée est:

$$q_t = q_L + q_s \quad (\text{I.12})$$

I.6. Centrale de traitement d'air :

I.6.1. But de traitement d'air :

Le but de traitement de l'air est de maintenir un air à des valeurs déterminées dans un bâtiment ou un local quelles que soient les variations externes, (intempéries ou variations diverses (humidité ou température ou qualité d'air changeant) a un confort maximum.

I.6.2. Définition d'une centrale de traitement d'air : (abréviation correspondante CTA)

Une centrale de traitement d'air est un élément technique dédié au chauffage au rafraîchissement, à l'humidification ou à la déshumidification des locaux tertiaires ou industriels, c'est un système tout air à débit constant ou variable.

Une CTA est soit de type monobloc, soit elle est constituée de modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration, modules ventilation, module batteries froides et chaudes, module filtres, etc. [6]

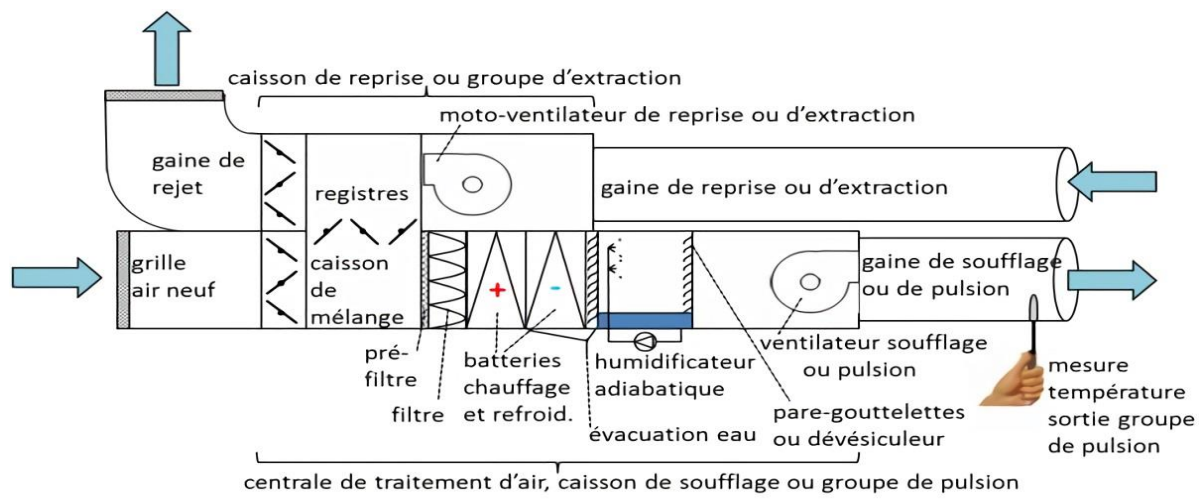


Figure I.14 : Processus dans une CTA.

I.6.3. Principe de fonctionnement d'une centrale

La centrale de traitement d'air (CTA) est un équipement destiné à :

- Ventiler par l'introduction d'air neuf et l'extraction d'air vicié,
- Filtrer l'air,
- Chauffer par soufflage d'air chaud,
- Rafraîchir par soufflage d'air froid,
- Échanger les calories entre 2 flux d'air,
- Déshumidifier par condensation de la vapeur d'eau,
- Humidifier par vaporisation d'eau.

L'air traité sera ensuite diffusé dans les locaux desservis grâce à des réseaux de conduits, de matière, formes et section adaptées, avec des diffuseurs choisis en fonction des critères de confort recherchés (bouches à induction, à déplacement, gaines textiles, etc.) [7]

I.6.4. Les type de centrales de traitement d'air (CTA) :

I.6.4.1. La CTA simple flux :

L'air à traiter est aspiré en suite il passe par un filtre, on le chauffe ou on le refroidit suivant les besoins de notre local en faisant passer sur une batterie chaude ou froide, L'humidifier si nécessaire, et enfin le souffler dans le local à traiter. [7]

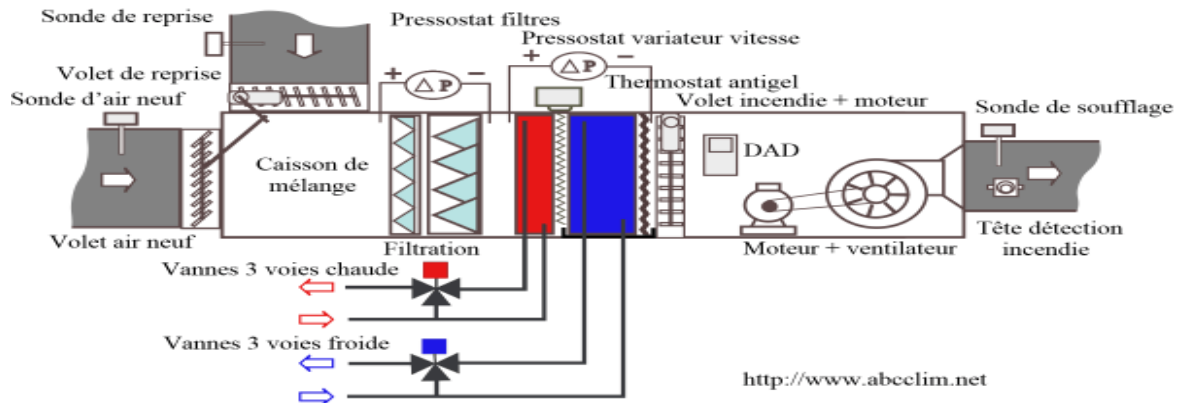


Figure I.15 : CTA simple flux.

I.6.4.2. La CTA double flux :

La CTA double flux, elle permet toutes les combinaisons possibles entre la reprise d'air, l'air neuf, l'air rejeté et l'air traité suivant la configuration. [7]

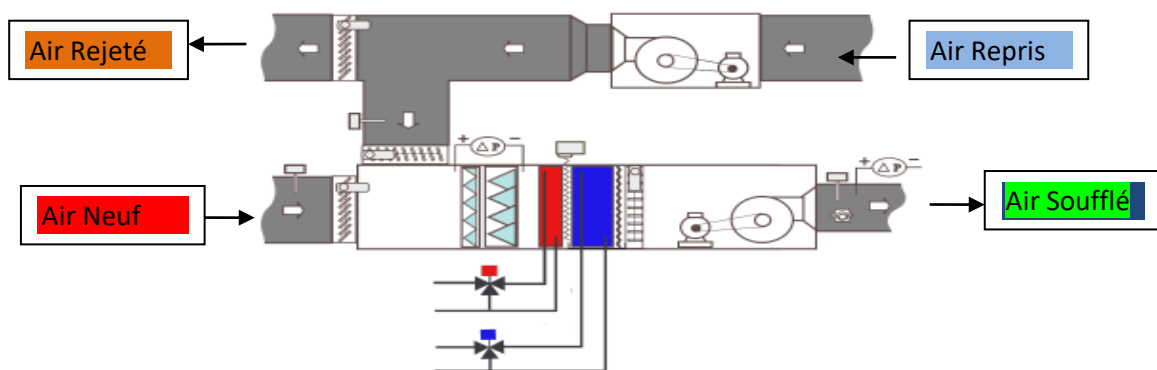


Figure I.16 : CTA double flux.

I.7. Centrale unizone de toiture (" roof-tops ") :

Ce sont des CTA unizones, elles s'appliquent à un local où 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 (les gains de chaleur). Leurs particularités résident dans le fait qu'elles renferment notamment les groupes frigorifiques avec leurs condenseurs à air, en plus des éléments nécessaires au traitement de l'air en toute saison. Les centrales de toiture sont disponibles avec leur production de froid, mais aussi souvent avec un circuit frigorifique réversible. (Annexe A)

Outre les contraintes dues à l'installation en toiture (perçement de la dalle, résistance mécanique de la dalle, étanchéité..), les centrales nécessitent une maintenance sérieuse et un

bon suivi car elles sont soumises aux intempéries, de plus elles sont source de bruit et ne sont pas très esthétiques. C'est un ensemble compact, économique à l'achat et à la mise en œuvre.[10]

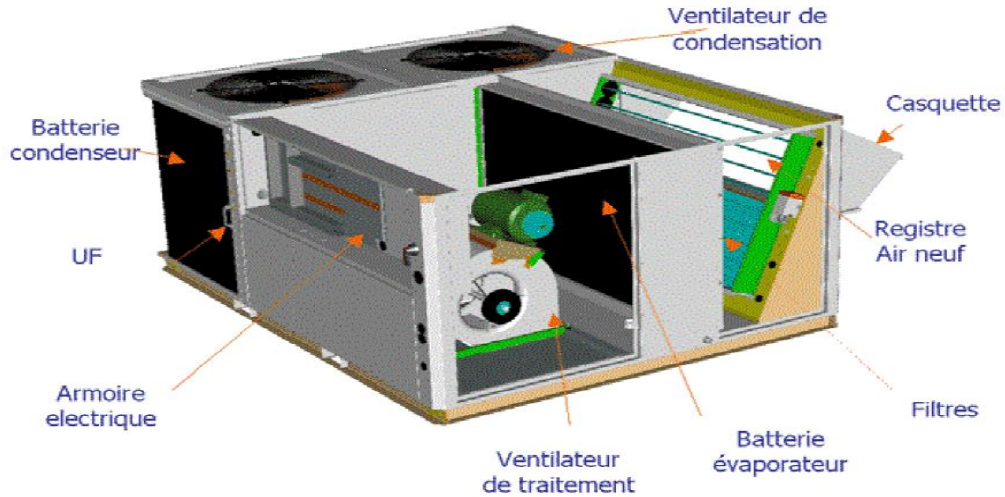


Figure I.17 : Centrale unizone.

I.8. Les éléments fondamentaux d'une centrale et leurs fonctions

La centrale de traitement d'air est un ensemble parties qui permettent le traitement de l'air suivant des conditions requises. Le concepteur détermine la nature et l'ordre des différents composants de la centrale selon les résultats envisagés. [9]

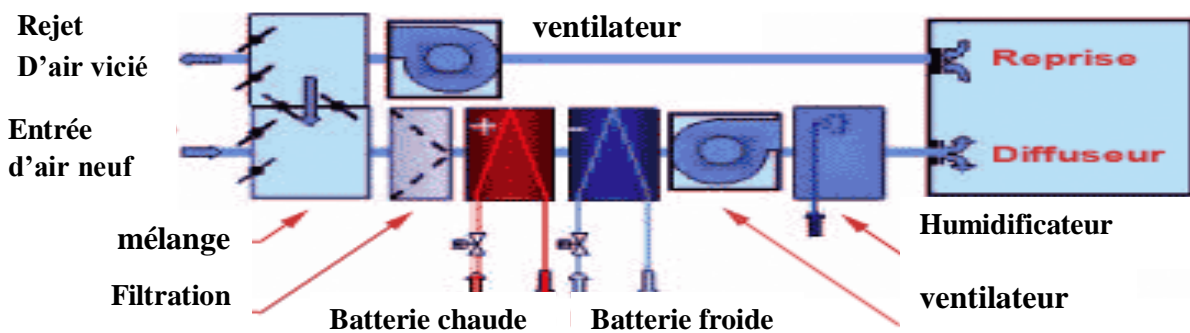


Figure I.18 : Différentes parties d'une centrale

Une CTA est généralement composée de :

I.8.1.Caisson de mélange :

Le caisson de mélange a pour objectif de contrôler la réunion homogène de débits d'air de provenances différentes par exemple de l'air neuf extérieur et de l'air repris à l'intérieur des locaux, afin de maîtriser au mieux l'énergie suivant les besoins de ventilation.

I.8.2.Caisson de filtration :

Filtrer consiste à éliminer toutes ou une partie des particules ou aérosols d'un fluide gazeux qu'il contient en les retenant sur une couche poreuse appelée «media filtrant». L'opération de filtration n'a aucune action sur les caractéristiques thermiques de l'air. N'apparaissant pas sur le diagramme de l'air humide, l'opération provoque une chute de pression de l'air, mais fait cependant partie intégrante d'une centrale de traitement d'air.

I.8.3.Batterie chaude :

La batterie chaude assure le préchauffage ou le chauffage de l'air à l'aide d'un fluide chaud qui peut être de l'eau, de l'eau surchauffée, de la vapeur, la condensation d'un fluide frigorigène ou des résistances électriques. Durant l'opération de chauffage, l'humidité absolue reste constante. En revanche, l'humidité relative (en %) diminue.

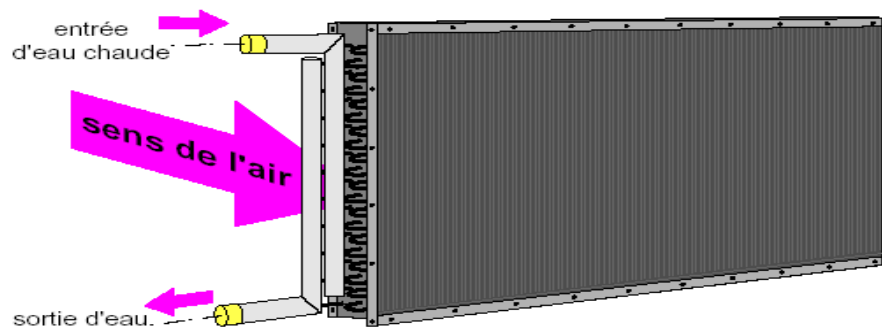


Figure I.19 : Batterie chaude alimentée en eau.

I.8.4.Batterie froide :

La batterie froide assure le refroidissement de l'air, avec ou sans déshumidification, à l'aide d'un fluide qui peut être de l'eau glacée ou glycolée ou par évaporateur d'un fluide frigorigène (batterie à détente directe). Durant l'opération de refroidissement sans déshumidification, l'humidité absolue reste constante. En revanche, l'humidité relative (en %) augmente. Durant l'opération de refroidissement avec déshumidification, l'humidité absolue diminue, l'humidité relative (en %) augmente.

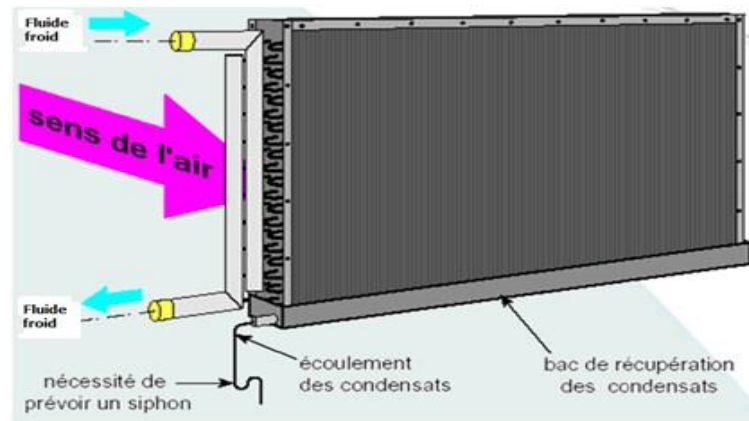


Figure I.20 : Batterie froide alimentée en eau.

I.8.5. Humidificateur :

L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau de l'air traité, c'est-à-dire à augmenter l'humidité absolue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact intensif entre l'air et la source d'humidité.

Cette source d'humidité peut être :

- De l'eau finement pulvérisée et projetée dans le flux d'air ou elle se transforme en vapeur. Le changement d'état nécessite un apport de chaleur qui sera fourni par l'air traité (chaleur latente de vaporisation) ;
- De la vapeur produite :

Soit indépendamment dans un circuit de distribution alimenté par une chaudière de production de vapeur,

- ✓ Soit par un dispositif incorporé.

Les différents types d'humidificateur sont :

- ✓ Humidificateurs à injection d'eau liquide ;
- ✓ Humidificateurs à vapeur.

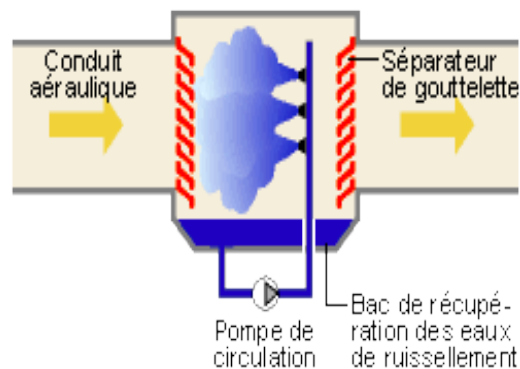


Figure I.21 : Humidificateur à injection d'eau liquide

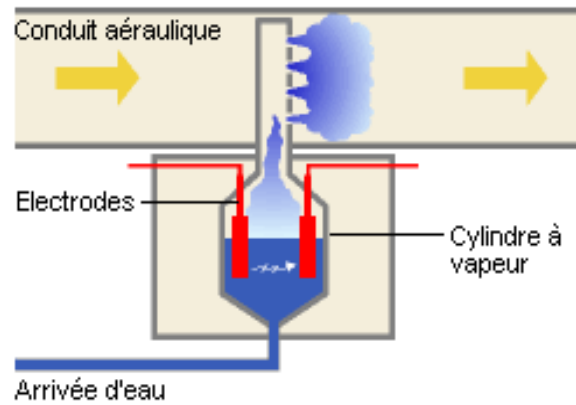


Figure I 22 : Humidificateur à vapeur

I.8.6. Ventilateur centrifuge :

Le ventilateur centrifuge, ou moto-ventilateur centrifuge est une turbomachine dans laquelle l'air entre à travers son œil central pour ensuite être évacué suivant une direction perpendiculaire à l'axe de rotation, à travers l'orifice de refoulement. Cette opération permet de véhiculer l'air et lui assurer un écoulement continu :

- Dans la centrale de traitement d'air elle-même ;
- Dans le réseau de distribution d'air, par les gaines de soufflage ;
- Dans le réseau de reprise d'air, par les gaines d'aspiration.

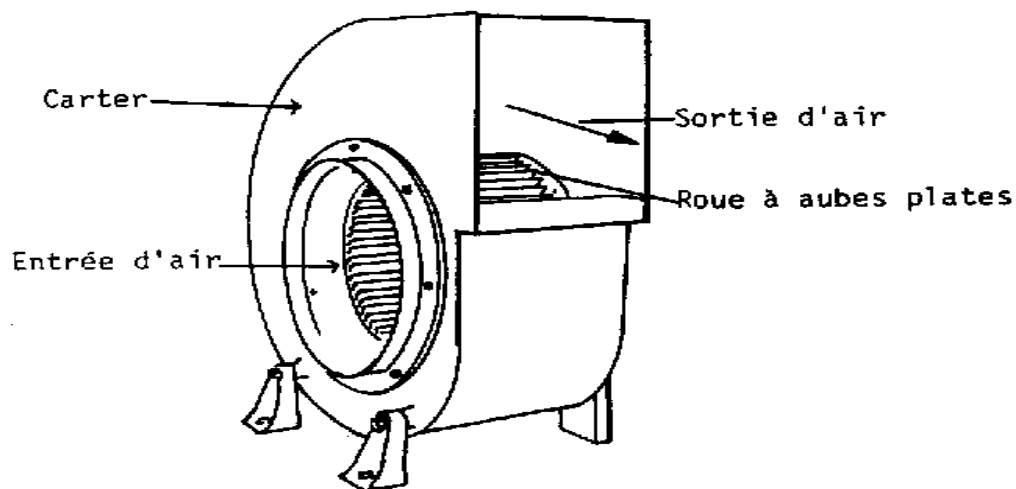


Figure I.23 : Ventilateur centrifuge

I.9. Réseau aéraulique :

Le terme aéraulique est utilisé afin de couvrir toutes les techniques (ventilation, etc.) utilisant et manipulant l'air à une pression très voisine de la pression atmosphérique. Pour étudier valablement les installations aérauliques (intérieures) il faut souvent prendre en compte les relations avec l'air extérieur.

Les réseaux aérauliques sont constitués d'un certain nombre de composant, que nous classerons en deux catégories : [8]

1. Les composants de base :

- Les bouches et diffuseurs, servant à assurer dans les locaux desservis un comportement satisfaisant de l'air au soufflage comme à l'extraction ;
- Les conduits d'air, ou gaines de ventilation, constituant souvent l'essentiel des réseaux, leur section (circulaire, rectangulaire ou carrée) dépend du type du matériau utilisé (acier, aluminium, plastique, PVC ou textile), du lieu d'installation (place disponible) et du type de raccordement ;
- Les ventilateurs, servant à animer la circulation d'air dans les réseaux.

2. Les composants complémentaires :

- Les filtres ;
- Les échangeurs thermiques.

I.9.1. Bouches d'air :

Les bouches représentent un élément terminal aéraulique, ce sont des orifices qui permettent d'introduire ou d'évacuer l'air, et ont également pour fonction d'orienter l'air par des ailettes pour lui donner une direction. La bouche est en conception aluminium, plastique, ou autre, et peut être équipée d'un registre de réglage de débit permettant un équilibrage de la distribution d'air par rapport aux autres bouches [8].

Les bouches d'introduction d'air (soufflage), et celle d'évacuation (reprise, extraction, transfert) se sélectionnent en fonction :

- Du débit d'air ;
- De la portée de l'air soufflé ;
- Des caractéristiques du local ;
- Du niveau sonore requis ;
- De la perte de charge admissible
- Des critères architecturaux et économiques (confort, industrie, locaux spécifiques, coût).

I.9.2. Choix du système :

Concevoir une installation de climatisation correctement passe par les critères suivant :

- Techniquement, l'installation doit répondre aux besoins de confort définis par l'utilisateur et être simple à utiliser ;
- Economiquement, l'investissement et les frais d'exploitation de l'installation soient réduits avec une consommation d'énergie minimale, et par la suite très peu de maintenance.
- Adaptation de l'installation aux impératifs de chantier, et réduire au maximum l'encombrement des équipements qui la constitue.

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, quelles que soient les conditions extérieures (été ou hiver).

II. Introduction

La documentation technique réglementaire (DTR), et un ensemble de lois qui sont portées pour réduire les échanges thermiques dans le domaine de la construction et augmenter le confort des occupants, et cela on donnant un seuil réglementaire pour notre construction. Ce seuil tient compte de nombreux paramètres dont l'isolation, l'ensoleillement, la ventilation, les équipements et les systèmes de conditionnement d'air .

L'ensemble des lois que contient le DTR sont obligatoires à suivre lors de la construction de diverse bâtisse afin de consommer moins d'énergie toute en restant dans le confort voulu.

II.1 Conditions de base

II.1.1 Caractéristique de l'air extérieur

L'air extérieur est défini par :

- La température sèche de base $TS_{b,e}$ (en °C): c'est une température qui n'est dépassée que pendant 2,5% des heures de Juin, de Juillet, d'Aout et de septembre.
- L'humidité spécifique de base $HS_{b,e}$ (g vap.kga.s-1): c'est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures.
- L'écart diurne de base E_b (en °C):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 la journée.
- La température moyenne TS_m (en °C) : c'est la moyenne mensuelle durant les mois de juillet et Août, de la température moyenne quotidienne.

La construction de la courbe donnant les valeurs des températures sèche de l'air pour Les mois de Juillet et d'Août est obtenue a l'aide de la formule suivante:

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

- $TS_e(t)$ (°C):Température sèche de l'air extérieur à l'heure t.
- $TS_{b,e}(t)$ (°C):Température sèche de base de l'air extérieur, ses valeurs sont données ? Dans tableau 9.1.Annexe B2 (DTR C3.T).
- $C_{TS}(t)$: Coefficient correcteur; les valeurs $C_{ts}(t)$ sont données dans tableau 9.2, Annexe D1 (DTR C3.T) en fonction de l'heure t.

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

Les conditions intérieures de base sont définies par :

- 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 (%) [10]
- L'accroissement de la température sèche de base de l'air intérieur.

Les conditions intérieures de basse sont données dans le tableau 9.6, Annexe D3 (DTR C3.T)

II.2. Méthode de calcul des charges estivales

Les charges thermiques estivales comprennent 3 types principaux de charge thermique :

- Les apports thermiques dus aux parois.
- Les apports thermiques dus à l'air extérieur.
- Les apports thermiques internes.

II.2.1 Apports à travers les parois :

II.2.1.1. Parois intérieures 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 :

$$APO(t) = k_{été} \times S_{int} \times \Delta t_{inc(t)}(t) \quad [W] \quad (II.2)$$

- **$APO(t)$ (en W) :** Apports de chaleur à un instant t traversant une paroi opaque en contact avec un local conditionné
- **$K_{été}$:** Le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)
- **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 ($^\circ C$)
Avec, $\Delta t_{inc(t)}$ est donné par la formule suivante :

$$\Delta T_{inc(t)} = [(TS_e(t) - C_{inc}) - TS_{b,i}] \quad [^\circ C] \quad (II.3)$$

- **$TS_e(t)$:** Température extérieure sèche à l'instant considéré. ($^\circ C$)
- **C_{inc} :** Est un coefficient correcteur. cette valeur s'obtient par interpolation dans le tableau 10.11 (Annexe C3) pour une température de base égale 38 ($^\circ C$)

- $TS_{b,i}$: Représente la température intérieure du local conditionné. (°C)

II.2.1.2. Parois opaques en contact avec des 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 :

$$APO(t) = K \times S_{int} \times [TS_a - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (II.4)$$

- **$APO(t)$ (en W) :** Apports de chaleur à un instant t traversant une paroi opaque en contact avec un local conditionné
- **K:** Le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considéré pour l'été ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)
- **S_{int} :** La surface intérieure totale de la paroi considérée. (m^2)
- **TS_a :** 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)

II.2.2. Apports de chaleur internes :

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

$$AI(t) = \sum_j (CS_i \times AI_{Is,i} \times N_{AI,i}) + \sum_j (CS_i \times AI_{I,i}) \quad [W] \quad (II.5)$$

- **$AI_{Is,i}$:** 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 simultanété relatif à l'apport interne. (tableau 12.1, Annexe E5)
- **$N_{AI,i}$:** Coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne. (tableau 12.1, Annexe E5)

II.2.2.1. Apports thermique dus aux occupants :

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente, le calcul doit tenir compte du nombre des personnes susceptible de fréquenter les locaux.

✓ **Gains sensibles dus aux occupants :**

$$AO_s = n \times C_{soc} [W] \quad (II.6)$$

✓ **Gains latents dus aux occupants :**

$$AO_l = n \times C_{loc} [W] \quad (II.7)$$

- **n** : Nombre d'occupants.
- **C_{soc}** : Chaleur sensible par occupant (**tableau 12.3 Annexe E1**) (W)
- **C_{loc}** : Chaleur latente par occupant (**tableau 12.3 Annexe E1**) (W)

II.2.2.2. Apports dus aux machines entraînées par un moteur électrique :

- Dans le cas où le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé, toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur dans le local climatisé.

L'apport AI du a l'ensemble moteur-machine est donné par la formule :

$$AI_{\text{moteur } S} = W_a = \frac{W_{\text{eff}}}{\eta} \quad (II.8)$$

- **W_{eff}** : Désigne la puissance nominale, (en W)
- **η** : Désigne le rendement du moteur

-S'il s'agit d'une pompe ou d'un ventilateur véhiculant un fluide à l'extérieur du local, l'apport calorifique **AI_{pompe}** dans le local correspond à :

$$AI_{\text{pompe } S} = \left[\frac{W_{\text{eff}}}{\eta} - \Delta p \times qv_m \right] [W] \quad (II.9)$$

Si le moteur électrique est positionné dans la salle.

- **W_{eff}** : Désigne la puissance nominale.(W)
- **η** : Désigne le rendement du moteur. (Tableau 12.5 Annexe E4)
- **Δp** : Désigne la pression du ventilateur ou la hauteur manométrique de la pompe. (Pa)
- **qv_m** : Est le débit volumique moyen du fluide. (m³. S⁻¹)

II.2.2.3. Apports thermiques 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 donnée par la formule suivante :

$$AI_{\text{elc } S} = \sum (W_n \times C_{me} \times C_{cr}) [W] \quad (II.10)$$

- **AI** : Gains dus à l'éclairage en (W)
- **W_n**: Puissance nominale de l'ampoule ou de tube fluorescent. (W)
- **C_{me}**: Coefficient de majoration ;
 - 1.2 pour les lampes à incandescence.
 - 1.25 pour les tubes fluorescents
- **C_{cr}**: Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.
- **C_{cr}=1** : Pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordées à un système d'extraction d'air

Quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air, **C_{cr}** est donne dans (tableau 12.9 annexe E2)

II.2.2.4. Apports thermiques dus a un réservoir :

Les gains sensibles dus a un réservoir **AI_{rs}** contenant un liquide maintenu a une certaine température sont donnes par la formule suivante :

$$AI_{rs} = (\theta_f - TS_{b,i}) \times \sum \frac{S_i}{\frac{e_{ij}}{\lambda_{ij}} + r_{ej}} \quad [W] \quad (II.11)$$

- **θ_f** : Est la température du liquide. (en °C)
- **TS_{b,i}** : Est la température de base l'air intérieur. (en °C)
- **S_i** : Est la surface de la paroi considérée en contact avec l'air intérieur. (Tableau 12.13 du DTR) (en m²)
- **e** : (en m) Désigné l'épaisseur de la couche de matériau constituant les parois du réservoir.
- **λ** : Désigne la conductivité thermique du matériaux considère. (en W/m°C)
- **r_e** : Désigné la résistance superficielle extérieure.(Tableau 12.13 DTR) (en m².°C/W)

L'indice **i** désigné la paroi, l'indice **j** désigné les différentes couches de matériau.

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 :

II.2.3.1. 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 apports dus à l'introduction d'un grand débit d'air neuf. Il est formulé tel le décrivent les deux équations suivantes :

$$\mathbf{AREN_s(t) = 0,320 \times qv_{an} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) \text{ [W]} \quad \text{(II.12)}}$$

$$\mathbf{AREN_l(t) = 0,797 \times qv_{an} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \text{ [W]} \quad \text{(II.13)}}$$

- **AREN_s** : Gains sensibles dus au renouvellement d'air (en W)
- **AREN_l** : Gains latents dus au renouvellement d'air (en W)
- **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. (°C)
- **TS_{b,i}** : Représente la température sèche de l'air intérieur. (°C)
- **HS_{b,e}** : Représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur (g_{vap}.kg_{as}⁻¹ (Tableau 2.1 Annexe G1)
- **HS_{b,i}** : Représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur (g_{vap}.kg_{as}⁻¹). (Tableau 9.6 Annexe D3)

II.2.3.1.1. Débit d'air neuf :

$$\mathbf{qv_{an} = \text{Max}[0,6 \times v_h; qv_{ref}] \text{ [m}^3\text{/h]} \quad \text{(II.14)}}$$

- **qv_{an}**: Débit minimal d'air neuf (m³/h),
- **v_h**: Volume habitable (m³),
- **qv_{ref}** : Débit d'air extrait de référence (m³/h)

$$\mathbf{qv_{ref} = (5qv_{e,min} + qv_{e,max})/6 \quad \text{[m}^3\text{/h]} \quad \text{(II.15)}}$$

- **qv_{e,min} (en m³/h)** : Débit extrait minimal de référence dans (tableau 13.4 (DTR C 3t)
- **qv_{e,max} (m³/h)** : : Débit extrait maximal de référence dans (tableau 6.2 (DTR C 3.t))

II.2.3.2. 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 :

$$AINF_s(t) = 0,320 \times qv_{inf} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) \quad [W] \quad (II.16)$$

$$AINF_l = 0,797 \times qv_{inf} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad [W] \quad (II.17)$$

- $AINF_s(t)$: Gaine sensible dus aux infiltration d'air extérieur (en W)
- $AINF_l(t)$: Gaine latents dus aux infiltration d'air extérieur (en W)
- **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_{inf} : Représente le débit dû aux infiltrations. (m³ . h⁻¹)
- TS_e : Représente la température sèche de l'air extérieur. (°C)
- $TS_{b,i}$: Représente la température sèche de l'air intérieur. (°C)
- $HS_{b,e}$: Représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur. (g_{vap} .kg_{as}⁻¹)
- $HS_{b,i}$: Représente l'humidité spécifique de base de l'air intérieur.(g_{vap} .kg_{as}⁻¹)

II.2.3.2.1. Débit d'air dû aux infiltrations :

$$qv_{inf} = (qvo_{inf,i} \times S_{ouv,i}) \quad [m^3/h] \quad (II.18)$$

- qv_{inf} : Débit d'air dû aux infiltrations en (m³/h) ;
- qvo_{inf} : Débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i en (m³/h) ;
- S_{ouv} : Surface de l'ouverture dans la paroi pour l'ouvrant i ;

II.2.4. Calcul des apports calorifiques sensibles et latents :

$$A = A_s + A_l \quad [W] \quad (II.19)$$

$$A_s = APO + AI_s + AINF_s \quad [W] \quad (II.20)$$

$$A_l = AI_l + AINF_l \quad [W] \quad (II.21)$$

- **AI** (en W): Apports latents;
- **As** (en W): Apports sensibles;
- **APO** (en W) : Apports par les parois opaques;
- **AV** (en W) : Apports à travers les parois vitrées;
- **AI_s** et **AI_l** (en W) : Parties sensibles et latentes des apports internes;
- **AINF_s** et **AINF_l** (en W) : Parties sensibles et latentes des apports dus aux infiltrations d'air.

II.2.5. Calcul des apports calorifiques effectifs sensibles et latents :

$$AE = AE_s + AE_l \quad [W] \quad (II.22)$$

$$AE_s = (C_{\Delta as} \times A_s) + (BF \times AREN_s) \quad [W] \quad (II.23)$$

$$AE_l = (C_{\Delta al} \times A_l) + (BF \times AREN_l) \quad [W] \quad (II.24)$$

- **AE_s** (en W) : Gains sensibles;
- **AE_l** (en W) : Gains latents;
- **AE** : Apports calorifiques effectifs sensibles et latents;
- **C_{Δas}** et **C_{Δal}** : Coefficients majorateurs des gains sensibles et latents, tableau (8.1) ; Annexe C2)
- **BF** ou facteur de **by-pass**: exprime la partie de l'air extérieur (air neuf) non traité La valeur de **BF** est donnée dans le (tableau 8.1 Annexe C1) ;
- **AREN_s**, **AREN_l** (en W) : C'est des gains sensibles et latents dus au renouvellement d'air.

II.2.6. Calcul des apports totaux sensibles et latents :

$$AT = AT_s + AT_l \quad [W] \quad (II.25)$$

$$AT_s = (C_{\Delta as} \times A_s) + AREN_s \quad [W] \quad (II.26)$$

$$AT_l = (C_{\Delta al} \times A_l) + AREN_l \quad [W] \quad (II.27)$$

- **AT_s** (en W): Apports calorifiques totaux sensibles;
- **AT_l** (en W): Apports calorifiques totaux latents;
- **AT** (en W): Apports calorifiques totaux.

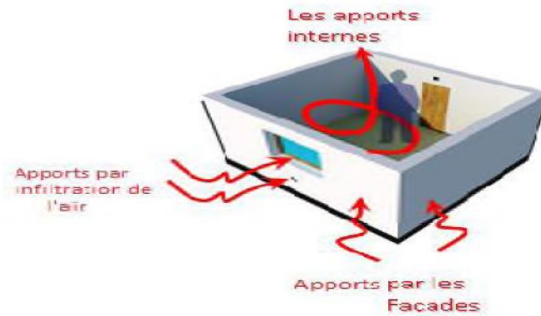


Figure II.24 : Différents apports calorifiques pour une salle

II.3 Étude du cycle de l'évolution de l'air :

II.3.1 Calcul du débit d'air :

❖ Débit d'air soufflé

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 [7°C, 12°C]. Dans notre cas, nous nous sommes fixé un écart de soufflage de 8°C. [11]

Le calcul du bilan thermique nous a permis de déterminer le débit en masse d'air sec à souffler dans la salle qui sera calculé par la relation suivante :

$$M_{as} = \frac{AT}{h_i + h_s} \quad [\text{kW}] \quad (\text{II.28})$$

- **AT** (kW) : Puissance frigorifique totale à fournir ;
- **M_{as}** (en kg/s) : Débit massique d'air sec soufflé ;
- **h_i** (en kJ/kg_{as}) : Enthalpie intérieure du local ;
- **h_s** (en kJ/kg_{as}) : Enthalpie de soufflage.

Une fois, le débit déterminé, il faut vérifier le taux de brassage qui représente le volume d'air traité renouvelé dans le local pendant une heure selon la formule :

$$\tau = \frac{\text{débit d'air soufflé}}{\text{volume du local}} = \frac{q_v}{V} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (\text{II.29})$$

τ [h⁻¹] : Taux de brassage ;

V [m³] : Volume du local ;

q_v [m³/h] : Débit volumique de soufflage.

❖ 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.

II.3.2 Puissance des batteries :**❖ Puissances de la batterie chaude :**

$$P_{BC} = M_{as} \times \Delta h_s^5 \quad (\text{II.30})$$

- P_{BF} [kW]: Puissance de la batterie chaude ;
- M_{as} [kg/s]: Débit massique d'air soufflé ;
- Δh_s^5 [kJ/kg_{as}]: Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie chaude.

❖ Puissances de la batterie froide :

$$P_{BF} = M_{as} \times \Delta h_m^5 \quad (\text{II.31})$$

- P_{BC} [kW]: Puissance de la batterie froide ;
- M_{as} [kg/s]: Débit massique d'air soufflé ;
- Δh_m^5 [kJ/kg_{as}]: Variation d'enthalpie entrée-sortie de la batterie froide

III. Introduction :

Tout projet de climatisation se fait à partir de l'identification des différentes sources possibles. Le calcul du bilan thermique de climatisation permet de déterminer les apports thermiques à travers les parois du local afin d'évaluer la charge total à vaincre, et de calculer le débit d'air neuf à souffler, et la puissance frigorifique adéquate à installer.

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

III.1.Description du local à climatiser :

Le local à climatiser est une salle de stockage, se trouve au 1^{er} niveau de l'unité de conditionnement de sauce, au sein de groupe CEVITAL (unité El-kseur) . Situé à la commune de EL-kseur _ Bejaia. qui appartient à la zone « B » comprend le rivage de la mer au nord dans l'annexe 5 de DTR C3-T dont l'altitude à moins de 100 m.

Les différentes façades sont comme suit :

- Les façades Est, Ouest et Nord sont en contact avec des locaux non conditionnée
- La façade Sud est en contact avec une salle électrique conditionnée.

III.1.1.Paramètres géométriques :

Tableau III 3: Paramètres géométriques du local.

Local	Surface					
	Orientation	Mur m ²	Porte m ²	Mur net (m ²)	Plancher m ²	Toiture m ²
Mur1 (Int)	Est	80.8	–	80.8	131.2	131.51
Mur2(Int)	Ouest	80.8	2.52	78.28		
Mur 3 (Int)	Nord	46	–	46		
Mur 4 (Int)	Sud	36.9	–	36.9		

III.1.2.Paramètres climatiques :

D'après le (DTR), les Données climatiques pour la zone climatique (B) où est implanté le projet sont:

Tableau III 4 : Paramètres climatiques de la zone B.

La salle	Condition de base extérieure			Condition de base intérieure		
Paramètre Climatique	Ψ (%)	$TS_{b,e}$ (°C)	$HS_{b,e}$ (g/kgas)	Ψ (%)	$TS_{b,i}$ (°C)	$HS_{b,i}$ (g/kgas)
Juillet	32	36	11.5	50	21	7,8
Aout	30	38	12.5			

**Figure III.25** : Vue par satellite du local

III.1.3.Variation de la température sèche de l'air extérieur

Tableau III 5 : Température sèche pour les mois de juillet..

Heure	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
TS_e (°C)	25.99	27.81	29.76	31.45	33.27	35.12	36	36	36	35.38

Tableau III 6 : Température sèche pour les mois de d'août.

Heure	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
TS_e (°C)	26.45	28.55	30.80	32.75	34.85	36.99	38	38	38	37.48

III.1.4.Les autres données du projet :

➤ Occupants :

Les occupants dégagent de la chaleur sous forme sensible et latente qui dépend essentiellement de la température ambiante et du type d'activité ;

- Nombre : 4 Occupants
- Activité : Travail léger

➤ **Eclairage :**

L'éclairage artificiel à l'intérieur de la salle est en tube fluorescent de puissance 53 w, le nombre de tube est de 10 tubes.

- **Réservoir :** 8 cuves + 8 pompes électriques + 8 moteurs électriques
- **Matériaux de construction :** Panneaux sandwich et carrelage anti acide.

III.1.5.Construction des parois :

➤ **Murs :**

Les murs en panneaux sandwich d'une épaisseur 0.08 m (80 mm), sont composés de :

- Deux tôles d'acier de faible profondeur, de type lisse, $e = 2 \times 0.001$ m
- Lame isolante : mousse polyuréthane rigide injectée en continu entre les deux tôles d'acier. $e = 0.078$ m

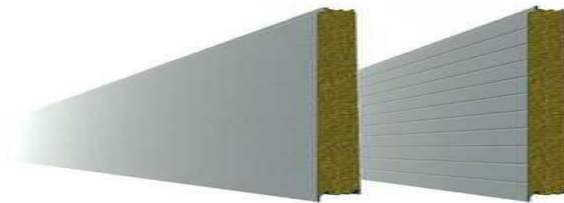


Figure III.26 : Les murs de panneaux sandwich,

➤ **Toiture :**

Le toit est en panneaux sandwich il est composé de :

- Deux tôles d'acier : $e = 2 \times 0.001$ m.....(1)
- Mousse polyuréthane : $e = 0.078$ m.....(2)

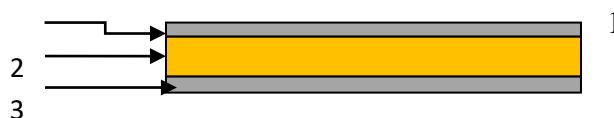


Figure III.27 : Constitution des toits

➤ **Plancher :**

Le plancher est composé de :

- Carrelage anti acide : $e = 0.025$ m (1)
- Mortier de pose : $e = 0.035$ m (2)
- Béton plein : $e = 0.1$ m (3)



Figure III.28 : Constitution du plancher.

III.2.Calcul des charges estivales du local :

III.2.1. Calcul du coefficient de transmission K :

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 :

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

- $\sum R$: Somme des résistances thermique des différentes couches de matériaux Constituant la paroi
- $\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$: Somme des résistances d'échange superficiel.

❖ **Murs intérieurs :**

Tableau III.7 : Conductivité thermique des murs intérieurs.

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	0.002	26	0.000077	0.21	0.3003
Mousse Polyuréthane	0.078	0.025	3.12		
$\Sigma R=$	3.120077				

❖ **Plancher :**

Tableau III 8 : Conductivité thermique du plancher.

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 [W. m ² . °C]
Carrelage anti acide	0.025	1.7	0.015	0.17	3.876
Mortier de pose	0.035	2.2	0.016		
Béton plein	0.1	1.75	0.057		
$\Sigma R=$	0.088				

❖ Toiture :

Tableau III. 9 : Conductivité thermique de la 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	0.002	26	0.000077	0.33	0.290
Mousse polyuréthane	0.078	0.025	3.12		
$\Sigma R=$	3.120077				

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 en contact avec des locaux non conditionnés : $K= 4.5$ [W.m⁻². °C⁻¹]

III.3. Calcul du bilan frigorifique :

Le bilan frigorifique consiste a calculer les paramètre suivante :

- Apports a travers les parois opaques intérieures.
- Apports de chaleur internes et les apports dus d'air extérieur.
- Apports calorifiques sensible et latente.

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

III.3. 1.Apports à travers les parois opaques intérieures :**III.3.1.1. Apports à travers les parois intérieures en contact avec des locaux non conditionné :**

Formule : (II.1) ; (II.2) et (II.3)

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_{inc(t)}(t) \quad [W]$$

$$\Delta T_{inc(t)} = [(TS_e(t) - C_{inc}) - TS_{b,i}] \quad [°C]$$

$$TS_e(t) = TS_{b,e} - (C_{TS}(t) \times E_b)$$

❖ **Apports à travers le mur 1 (Est) ;**

Exemple de calcul :

$$TS_e(8) = 36 - (0.77 \times 13) = 25.99 \text{ C}^\circ$$

$$\Delta T_{inc(t)} = [(25.99(8) - (-16)) - 21] = 20.99 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Ou :

$$APO(8) = 0.3003 \times 80.8 \times 20.99(t8) = 509.30 \text{ [W]}$$

La suite de calcul des apports à travers les parois opaques intérieures pour chaque heure ayant une orientation Sud est similaire à celui ci-dessus (voir les tableaux III. 10 et III. 19 pour le mois de Juillet et Août)

Remarque : On fait la même méthode de calcul pour les autres parois en contact avec des locaux non conditionnés.

Juillet

Tableau III.10 : Apports à travers les parois intérieure au mur 1 (Est).

Heure	$K_{été} \text{ (W /m}^2\text{C)}$	$S_{int} \text{ (m}^2\text{)}$	$TS_{b,e} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$C_{Inc} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$TS_{b,i} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\Delta T_{inc} \text{ (}^\circ\text{C)}$	APO (W)
8	0.3003	80.8	25.99	-16	21	20,99	509,306
9			27.81	-15		21,81	529,203
10			29.76	-14		22,76	552,254
11			31.45	-12		22,45	544,732
12			33.27	-11		23,27	564,628
13			35.12	-9		23,129	561,207
14			36	-8		23	558,072
15			36	-8		23	558,077
16			36	-7		22	533,813
17			35.38	-8		22,389	543,252

Août

Tableau III.11 : Apports à travers les parois intérieure au mur 1.(Est)

Heure	$K_{été}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	AP O (W)
8	0.3003	80.8	26.45	-16	21	21,45	520,467
9			28.55	-15		22,55	547,158
10			30.80	-14		23,8	577,488
11			32.75	-12		23,75	576,275
12			34.85	-11		24,85	602,966
13			36.99	-9		24,99	606,484
14			38	-8		25	606,606
15			38	-8		25	606,606
16			38	-7		24	582,341
17			37.48	-8		24,48	594,061

❖ Apports à travers le mur 2 (Ouest) ;

Juillet

Tableau III.12 : Apports à travers les parois intérieure au mur 2.(Ouest)

Heure	$K_{été}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	0.3003	78.28	25.99	-16	21	20,99	493,422
9			27.81	-15		21,81	512,698
10			29.76	-14		22,76	535,03
11			31.45	-12		22,45	527,743
12			33.27	-11		23,27	547,019
13			35.12	-9		23,129	543,704
14			36	-8		23	540,672
15			36	-8		23	540,672
16			36	-7		22	517,164
17			35.38	-8		22,389	526,309

Août

Tableau III.13 : Apports à travers les parois intérieure au mur 2.(Ouest)

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	0.3003	78.28	26,45	-16	21	21,45	504,235
9			28,55	-15		22,55	530,093
10			30,8	-14		23,8	559,478
11			32,75	-12		23,75	558,302
12			34,85	-11		24,85	584,16
13			36.98	-9		24.99	587,569
14			38	-8		25	587,687
15			38	-8		25	587,687
16			38	-7		24	564,179
17			37,483	-8		24,483	575,533

❖ Apports à travers le mur 3(Nord) ;

Juillet

Tableau III.14 : Apports à travers les parois intérieure au mur 3.(Nord)

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	0.3003	46	25,99	-16	21	20,99	289,951
9			27,81	-15		21,81	301,278
10			29,76	-14		22,76	314,402
11			31,45	-12		22,45	310,119
12			33,27	-11		23,27	321,447
13			35,129	-9		23,129	319,499
14			36	-8		23	317,717
15			36	-8		23	317,717
16			36	-7		22	303,903
17			35,389	-8		22,389	309,277

Août

Tableau III.15 : Apports à travers les parois intérieure au mur 3.(Nord)

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	0.3003	46	26,45	-16	21	21,45	296,306
9			28,55	-15		22,55	311,501
10			30,8	-14		23,8	328,768
11			32,75	-12		23,75	328,077
12			34,85	-11		24,85	343,272
13			36,995	-9		24,995	345,275
14			38	-8		25	345,345
15			38	-8		25	345,345
16			38	-7		24	331,531
17			37,483	-8		24,483	338,203

❖ Apports à travers le plancher :

Formule : (II.2) et (II.3)

Exemple de calcul :

$$TS_e(8) = 36 - (0.77 \times 13) = 25.99 \text{ C}^\circ$$

$$\Delta T_{\text{inc}(t)} = [(25.99(8) - (-16)) - 21] = 20.99 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\text{Ou : APO}(8) = 3.876 \times 131.2 \times 20.99(t8) = 10674.06 \text{ [W]}$$

Juillet

Tableau III 16 : Apport à travers le plancher.

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	3.876	131.2	25,99	-16	21	20,99	10674,069
9			27,81	-15		21,81	11091,065
10			29,76	-14		22,76	11574,170
11			31,45	-12		22,45	11416,525
12			33,27	-11		23,27	11833,521
13			35,129	-9		23,129	11761,818
14			36	-8		23	11696,217
15			36	-8		23	11696,217
16			36	-7		22	11187,686
17			35,389	-8		22,389	11385,505

Août

Tableau III 17 : Apport à travers le plancher.

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	3.876	131.2	26,45	-16	21	21,45	10907,994
9			28,55	-15		22,55	11467,378
10			30,8	-14		23,8	12103,042
11			32,75	-12		23,75	12077,616
12			34,85	-11		24,85	12637,000
13			36,995	-9		24,995	12710,737
14			38	-8		25	12713,280
15			38	-8		25	12713,280
16			38	-7		24	12204,748
17			37,483	-8		24,483	12450,369

❖ Apport à travers le toit

Formules : (II.2) et (II.3)

Exemple de calcul :

$$TS_e(8) = 36 - (0.77 \times 13) = 25.99 \text{ (°C)}$$

$$\Delta T_{\text{inc}(t)} = [(25.99(8) - (-16)) - 21] = 20.99 \text{ (°C)}$$

$$\text{Ou : APO}(8) = 0.290 \times 131.52 \times 20.99(t8) = 800.51 \text{ W}$$

Juillet

Tableau III.18 : Apport à travers le toit.

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	AOP (W)
8	0.290	131.51	25,99	-16	21	20,99	800,514
9			27,81	-15		21,81	831,787
10			29,76	-14		22,76	868,018
11			31,45	-12		22,45	856,195
12			33,27	-11		23,27	887,468
13			35,129	-9		23,129	882,091
14			36	-8		23	877,171
15			36	-8		23	877,171
16			36	-7		22	839,033
17			35,389	-8		22,389	853,869

Août

Tableau III.19 : Apport à travers le toit.

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	0.290	131.51	26,45	-16	21	21,45	818,057
9			28,55	-15		22,55	860,009
10			30,8	-14		23,8	907,682
11			32,75	-12		23,75	905,775
12			34,85	-11		24,85	947,726
13			36,995	-9		24,995	953,256
14			38	-8		25	953,447
15			38	-8		25	953,447
16			38	-7		24	915,309
17			37,483	-8		24,483	933,730

❖ Apports à travers les portes :

Juillet

Tableau III.20 : Apports à travers les portes

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{Inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	4.5	2.52	25,99	-16	21	20,99	238,026
9			27,81	-15		21,81	247,325
10			29,76	-14		22,76	258,098
11			31,45	-12		22,45	254,583
12			33,27	-11		23,27	263,881
13			35,129	-9		23,129	262,282
14			36	-8		23	260,820
15			36	-8		23	260,820
16			36	-7		22	249,480
17			35,389	-8		22,389	253,891

Août

Tableau III.21 : Apports à travers les portes.

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_e (°C)	C_{inc} (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	ΔT_{inc} (°C)	APO (W)
8	4.5	2.52	26,45	-16	21	21,45	243,243
9			28,55	-15		22,55	255,717
10			30,8	-14		23,8	269,892
11			32,75	-12		23,75	269,325
12			34,85	-11		24,85	281,799
13			36,995	-9		24,995	283,443
14			38	-8		25	283,500
15			38	-8		25	283,500
16			38	-7		24	272,160
17			37,483	-8		24,483	277,637

III.3.1.2. Apports à travers les parois intérieures en contact avec un local conditionné :

Formule : (II.4)

$$APO(t) = K_{\text{été}} \times S_{\text{int}} \times [TS_a - TS_{b,i}] \quad [W]$$

❖ Pour le mur 4 (Sud) ;

Exemple de calcul :

$$APO(t) = 0.3003 \times 36.9 \times [24 - 21] = 33.24 \quad [W]$$

Juillet

Tableau III.22 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (sud).

Heure	$K_{\text{été}}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_a (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	APO (W)
8	0.3003	36.9	24	21	33.24
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					

Exemple de calcul

$$APO(t) = 0.3003 \times 36.9 \times [25 - 21] = 44.32 \quad [W]$$

Août

Tableau III.23 : Apports à travers la paroi intérieure mur 4 (sud).

Heure	$K_{été}$ (W /m ² °C)	S_{int} (m ²)	TS_a (°C)	$TS_{b,i}$ (°C)	APO (W)
8	0.3003	36.9	25	21	44.32
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					

III.3.2. Apports totaux par les parois :

Juillet

Tableau III.24 : Apports totaux à travers les locaux non conditionné

Heure	APO (W) Plan	APO (W) Toit	APO (W) Est	APO (W) Ouest	APO (W) Nord	APO (W) Sud	APO (W) porte	APO (W) total
8	10674,069	800,5145	509,306	493,4220	289,9516	33.24	238,026	13038,531
9	11091,065	831,7875	529,203	512,6982	301,2789		247,325	13546,598
10	11574,170	868,0186	552,254	535,0303	314,4020		258,098	14135,213
11	11416,525	856,1958	544,732	527,7430	310,1198		254,583	13943,139
12	11833,521	887,4689	564,628	547,0191	321,4471		263,881	14451,206
13	11761,818	882,0914	561,207	543,7045	319,4993		262,282	14363,844
14	11696,217	877,1717	558,077	540,6721	317,7174		260,82	14283,916
15	11696,217	877,1717	558,077	540,6721	317,7174		260,82	14283,916
16	11187,686	839,0338	533,813	517,1646	303,9036		249,48	13664,321
17	11385,505	853,8694	543,252	526,3090	309,2771		253,891	13905,344

Août

Tableau III.25 : Apports totaux à travers les locaux non conditionnés

Heure	APO (W) Plan	APO (W) Toit	APO (W) Est	APO (W) Ouest	APO (W) Nord	APO (W) Sud	APO (W) Porte	APO (W) Total
8	10907,994	818,057	520,467	504,235	296,306	44.32	243,243	13334,624
9	11467,378	860,009	547,158	530,093	311,501		255,717	14016,178
10	12103,042	907,682	577,488	559,478	328,768		269,892	14790,672
11	12077,616	905,775	576,275	558,302	328,077		269,325	14759,692
12	12637,000	947,726	602,966	584,160	343,272		281,799	15441,246
13	12710,737	953,256	606,484	587,569	345,275		283,443	15531,087
14	12713,28	953,447	606,606	587,687	345,345		283,5	15534,185
15	12713,28	953,447	606,606	587,687	345,345		283,5	15534,185
16	12204,748	915,309	582,341	564,179	331,531		272,16	14914,591
17	12450,369	933,730	594,061	575,533	338,203		277,637	15213,855

III.3.3 Apports de chaleur internes :

La formule générale (II.5) :

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

III.3.3.1 Apport de chaleur due aux occupants :

Formule : (II.6) et (II.7)

$$\checkmark \quad AO_s = n \times C_{soc} \text{ (Gains sensibles dus aux occupants)} \quad [W]$$

$$\checkmark \quad AO_l = n \times C_{loc} \text{ (Gains latents dus aux occupants)} \quad [W]$$

Exemple : $AI(8) = (0.8 \times 0.54 \times 428) + 452 = 636.896 \text{ [W]}$

Le calcul des gains dus aux occupants pour chaque heure est présenté dans le tableau III. 26 :

Tableau III.26 : Gains sensible et latents dus aux occupants.

Heure	CS (W)	N _{AI} (W)	AI _{s,oc} (W)	AI _{l,oc} (W)	AI _s (W)	AI _l (W)	AI (W)
8	0.8	0.54	428	452	184,896	452	636,896
9		0.89			304,736		756,736
10		0.91			311,584		763,584
11		0.92			315,008		767,008
12		0.94			321,856		773,856
13		0.94			321,856		773,856
14		0.95			325,28		777,28
15		0.95			325,28		777,28
16		0.96			328,704		780,704
17		0.96			328,704		780,704

III.3.3.2. Apport de chaleur dus à l'éclairage :

Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante :

Après la formule : (II.9)

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

$C_{me} = 1.25 ;$

$C_{cr} = 1 ;$

Le résultat de calcul est présenté dans le tableau III.27:

Tableau III.27 : Gains sensible chaleur due à l'éclairage

Type d'éclairage	Nombre	W _n [W]	C _{me}	C _{cr}	AI _{ecle} [W] (Totale)
Tube fluorescent	10	53	1.25	1	662.5

III.3.3.3. Apport dus aux machines entrainés par un moteur électrique :

- S'il s'agit d'une pompe ou d'un ventilateur véhiculant un fluide à l'extérieur du local, l'apport calorifique AI dans le local correspond a [11] :

D'après la formule : (II.8)

$$AI = \left[\frac{W_{\text{eff}}}{\eta} - \Delta p \times qv_m \right] \text{ [W]}$$

Si le moteur électrique est positionné dans le local.

Le résultant de calcul est présenté dans le tableau.III.28 :

Tableau III.28 : Gains sensible dus aux moteur électrique dans une pompes..

Nombre des pompes	W_{eff} [W]	η	Δp [Pa]	qv_m [m ³ / s]	AI pompe S [W]
8	2500	0.81	600000	0.002	15091.28

- Dans le cas où le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé (cas a de la figure 5.1), toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur dans le local climatisé. L'apport AI du a l'ensemble moteur-machine est donné par la formule [11] :

$$AI = w_a = \frac{W_{\text{eff}}}{\eta}$$

Tableau III.29 : Gains sensibles dus aux machines électriques.

Nombre des moteur	W_{eff} [W]	η	w_a [w]	AI moteurS [W] (Totale)
8	7500	0.85	8823.52	70588.16

III.3.3.4. Apport dus à un réservoir :

Les gains sensibles dus a un réservoir Al_r contenant un liquide maintenu a une certaine température sont donnes par la formule suivante :

D'après la formule : (II.10)

$$Al_r = (\theta_f - TS_{b,i}) \times \sum \frac{S_i}{\sum \frac{e_{ij}}{\lambda_{ij}} + r_{ej}} \quad [W]$$

Tableau III.30 : Gains sensibles dus a un réservoir

Nombre des réservoirs	Gains sensible Al_{res} s [w]	Al_{res} s (total) [w]
8	37.82	302.59

Remarque : Pour les gains de chaleur totale latents, on n'a que les gains dus aux occupants.

$Al_l=452$ W

III.3.3.5. gains totaux de chaleur sensible :

Tableau III.31 : gains totaux de chaleur sensible

Heure	Al_{ecl} s [W]	Al_{pompe} s [W]	Al_{moteur} s [W]	Al_{res} s [W]	Al_{oucp} s (W)	Al_s (total) (W)
8	662.5	15091.28	70588.24	302.59	184,896	86792,506
9					304,736	86912,346
10					311,584	86922,618
11					315,008	86922,618
12					321,856	86929,466
13					321,856	86929,466
14					325,28	86932,89
15					325,28	86932,89
16					328,704	86936,314
17					328,704	86936,314

III.4 Apports dus à l'air extérieur :

III.4.1 Apport de chaleur par renouvellement d'air :

❖ **Apports de chaleur sensible :**

D'après la formule : (II.11) et (II.13) et (II.14)

$$AREN_s(t) = 0,320 \times qv_{an} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) \text{ [W]}$$

Avec :

$$qv_{an} = MAX \times [0,6 \times V_h ; qve_{ref}] \text{ [m}^3 \cdot h^{-1}]$$

Et :

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

$$qve_{ref} = ((5 \times 25) + 15) \div 6 = 18.33 \text{ [m}^3 h^{-1}]$$

Donc :

$$qv_{an} = 397.54 \text{ [m}^3 h^{-1}]$$

Exemple de calcul pour le mois de juillet a 8h

$$ARENs = 0.320 \times 397.54 \times (25.99 - 21) = 634.792 \text{ [W]}$$

Les résultats de calculs sont dans le tableau III.32:

Juillet

Tableau III.32 : Apports de chaleur sensible par renouvellement d'air

Heure		qv _{an}	TS _e	TS _{b,i}	TS _e - TS _{b,i}	ARENs
8	0.320	397.54	25.99	21	4.99	634.792
9			27.81		6.81	866.319
10			29.76		8.76	1114.384
11			31.45		10.45	1329.373
12			33.27		12.27	1560.901
13			35.129		14.129	1797.389
14			36		15	1908.192
15			36		15	1908.192
16			36		15	1908.192
17			35.389		14.389	1830.465

Août

Tableau III.33 : Apports de chaleur sensibles par renouvellement d'air.

Heure		qv_{an}	TS_e	$TS_{b,i}$	$TS_e - TS_{b,i}$	ARENs
8	0.320	397.54	26.45	21	5.45	693.310
9			28.55		7.55	960.456
10			30.80		9.80	1246.685
11			32.75		11.75	1494.750
12			34.85		13.85	1761.897
13			36.995		15.995	2034.769
14			38		17	2162.617
15			38		17	2162.617
16			38		17	2162.617
17			37.295		16.295	2072.933

❖ **Apports de chaleur latents :**

D'après la formule : (II.12)

$$AREN_I = 0,797 \times qv_{an} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \text{ [W]}$$

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

$$AREN_I(t) = 0.797 \times 397.54 \times (11.5 - 7.8)$$

$$AREN_I(t) = 1172.30 \text{ [W]}$$

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

$$AREN_I(t) = 0.797 \times 397.54 \times (12.5 - 7.8)$$

$$AREN_I(t) = 1489.14 \text{ [W]}$$

III.4.2 Apports de chaleur par infiltration :

❖ **Apports de chaleur sensible :**

D'après la formule : (II.15) et (II.17)

$$AINF_S(t) = 0,320 \times qv_{inf} \times (TS_e(t) - TS_{b,i}) \quad [W]$$

Avec :

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

$$qv_{inf} = 4.5 \times 2.52 = 11.34 \quad [m^3 \cdot h^{-1}] .$$

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

$$AINF_S(t) = 0.320 \times 11.34 \times (25.99 - 21)$$

$$AINF_S(t) = 18.108 \text{ W}$$

Les résultats de calcul sont dans le tableau III.34

Juillet

Tableau III.34 : Apports de chaleur sensible par infiltration.

Heure		qv_{inf}	TS_e	$TS_{b,i}$	$TS_e - TS_{b,i}$	$AINF_S$
8	0.320	11.34	25.99	21	4.99	18.108
9			27.81		6.81	24.712
10			29.76		8.76	31.882
11			31.45		10.45	37.921
12			33.27		12.27	44.525
13			35.12		14.12	51.271
14			36		15	54.432
15			36		15	54.432
16			36		15	54.432
17			35.38		14.38	52.215

Août

Tableau III.35 : Apports de chaleur sensible par infiltration.

Heure		qv_{inf}	TS_e	$TS_{b,i}$	$TS_e - TS_{b,i}$	$AINF_S$
8	0.320	11.34	26.45	21	5.45	19.777
9			28.55		7.55	27.397
10			30.80		9.80	35.562
11			32.75		11.75	42.638
12			34.85		13.85	50.259
13			36.995		15.995	58.426
14			38		17	61.689
15			38		17	61.689
16			38		17	61.689
17			37.295		16.295	59.131

❖ Apports de chaleur latents :

D'après la formule : (II.16) et (II.17)

$$AINF_I(t) = 0,797 \times qv_{inf} \times \text{Max}[(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad [W]$$

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

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

$$AINF_I(t) = 0.797 \times 11.34 \times (11.5 - 7.8)$$

$$AINF_I(t) = 33.44 \quad [W]$$

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

$$AINF_I(t) = 0.797 \times 11.34 \times (12.5 - 7.8)$$

$$AINF_I(t) = 42.48 \quad [W]$$

III.5. Les calculs des apports calorifiques sensibles et latents :

D'après les formules (II.20) et (II.21)

Exemple de calcul a 8h :

$$A_s = 13303,851 + 86792,506 + 18,108 = 100114,47 \quad W$$

$$A_l = 452 + 33,44 = 485,44 \quad w$$

Juillet

Tableau III.36 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.

Heure	A_s	Apo [W]	$AINF_s$	A_l	$AINF_l$	A_l	A_s
08	86792,506	13038,5312	18.108	452	33.44	485.44	100114,47
09	86912,346	13546,5987	24.712				100483,65
10	86922,618	14135,2136	31.882				101089,71
11	86922,618	13943,1393	37.921				100903,68
12	86929,466	14451,2069	44.525				101425,2
13	86928,466	14363,8441	51.271				101343,58
14	86932,89	14283,9164	54.432				101271,24
15	86932,89	14283,9164	54.432				101271,24
16	86932,314	13664,3217	54.432				100651,07
17	86932,314	13905,344	52.215				100889,87

Août

Tableau III.37 : Apports calorifiques effectifs sensible et latents.

Heure	A_s	APO[W]	$AINF_s$	A_l	$AINF_l$	A_l	A_s
08	86792,506	13334,624	19.777	452	42.48	494.48	100146,91
09	86912,346	14016,179	27.397				100955,92
10	86922,618	14790,672	35.562				101748,85
11	86922,618	14759,692	42.638				101724,95
12	86929,466	15441,246	50.259				102420,97
13	86928,466	15531,087	58.426				102517,98
14	86932,89	15534,185	61.689				102528,76
15	86932,89	15534,185	61.689				102528,76
16	86932,314	14914,591	61.689				101908,59
17	86932,314	15213,855	59.131				102205,3

III.5.1 .Calcul des apports calorifiques effectifs sensible et latent :

Formule (II.23) et (II.24) :

Exemple de calcul :

$$AE_s = (1,15 \times 100114,47) + (0,5 \times 634,792) = 115449,04 \text{ W}$$

$$AE_l = (1,15 \times 485,44) + (0,5 \times 1172,2) = 1120,048 \text{ W}$$

On présente les résultats dans les tableaux III.38 Et 39 suivants :

Juillet

Tableau III.38 : Calcul des apports calorifique effectifs sensible et latent

Heure	C _{Δas}	A _s (W)	A _l (W)	AREN _l (W)	AREN _s (W)	C _{Δal}	BF	AE _s (W)	AE _l (W)
8	1,15	100114,47	485,44	1172,20	634.792	1,1	0,5	115449,04	1120,084
9		100483,65			866.319			115989,36	
10		101089,71			1114.384			116810,36	
11		100903,68			1329.373			116703,92	
12		101425,2			1560.901			117419,43	
13		101343,58			1797.389			117443,81	
14		101271,24			1908.192			117416,02	
15		101271,24			1908.192			117416,02	
16		100651,07			1908.192			116702,83	
17		100889,87			1830.465			116938,58	

Août

Tableau III.39: Calcul des apports calorifique effectifs sensible et latent

Heure	C _{Δas}	A _s (W)	A _l (W)	AREN _l (W)	AREN _s (W)	C _{Δal}	BF	AE _s (W)	AE _l (W)
8	1,15	100146,91	494,48	1489,14	693.310	1,1	0,5	115515,6	1288 ,498
9		100955,92			960.456			116579,54	
10		101748,85			1246.685			117634,52	
11		101724,95			1494.750			117731,07	
12		102420,97			1761.897			118665,06	
13		102517,98			2034.769			118913,06	
14		102528,76			2162.617			118989,38	
15		102528,76			2162.617			118989,38	
16		101908,59			2162.617			118276,19	
17		102205,3			2072.933			118572,56	

III.5.2. Les apports calorifiques totaux sensibles et latents :

D'après la formule (II.26) et (II.27)

Exemple de calcul :

$$AT_s = (1,15 \times 100114,47) + 634,792 = 115766,433 \quad \text{W}$$

$$AT_l = (1,15 \times 485,44) + 1172,20 = 1706,184 \quad \text{W}$$

On présente les résultats dans les tableaux III.40 Et 41 suivants

Juillet

Tableau III.40 : Les apports calorifiques totaux sensibles et latents

Heure	C _{Δas}	A _s (W)	AREN _s (W)	C _{Δal}	A _l (W)	AREN _l (W)	AT _s (W)	AT _l (W)
8	1,15	100114,47	634,792	1,1	485,44	1172,20	115766,433	1706,184
9		100483,65	866,319				116422,517	
10		101089,71	1114,384				117367,551	
11		100903,68	1329,373				117368,605	
12		101425,2	1560,901				118199,881	
13		101343,58	1797,389				118342,506	
14		101271,24	1908,192				118370,118	
15		101271,24	1908,192				118370,118	
16		100651,07	1908,192				117656,923	
17		100889,87	1830,465				117853,816	

Août

Tableau III.41 : Les apports calorifiques totaux sensibles et latents

Heure	C _{Δas}	A _s (W)	AREN _s (W)	C _{Δal}	A _l (W)	AREN _l (W)	AT _s (W)	AT _l (W)
8	1,15	100146,91	693,310	1,1	494,48	1489,14	115862,257	2033,068
9		100955,92	960,456				117059,764	
10		101748,85	1246,685				118257,863	
11		101724,95	1494,750				118478,443	
12		102420,97	1761,897				119546,013	
13		102517,98	2034,769				119930,446	
14		102528,76	2162,617				120070,691	
15		102528,76	2162,617				120070,691	
16		101908,59	2162,617				119357,496	
17		102205,3	2072,933				119609,028	

III.6.Apports totaux sensibles et latents :

Après avoir calculé le bilan thermique pour notre local, on constate des apports importants à 15h au mois d'août par rapport aux autres heures de la journée, évidemment c'est l'heure critique, on doit prendre cette heure pour le choix de la puissance nécessaire et pour couvrir nos besoins en froid avec sûreté.

Les apports de chaleurs sont :

$$AT_s = 120070,691 \text{ [W]}$$

$$AT_l = 2033,068 \text{ [W]}$$

$$AT = AT_s + AT_l = 120070,691 + 2033,068 \rightarrow$$

$$AT = 122103,759 \text{ [W]}$$

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 15h au mois d'août 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, une gaine d'extraction. Le faux plafond servira au cheminement horizontal des gaines et à la mise en place des équipements terminaux.

IV.1 Caractéristiques des conduites aérauliques

En climatisation il existe deux types de gaines se présentent sous 2 formes :

- ❖ Rectangulaire : elles sont moins encombrantes et plus esthétiques.
- ❖ Circulaires : elles présentent moins de pertes de charge et leurs prix est généralement plus compétitif.

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.

Les matériaux utilisés pour les conduits :

- ❖ Conduits rigides : sont la tôle d'acier (tôle noire, tôle d'acier d'inox, etc)
- ❖ Conduits semi-rigides autoporteurs, c'est la laine de verre avec revêtement extérieur

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 15h est essentielle pour trouver les conditions de soufflage :

Mois d'août			
Apports	AT_s	AT_i	$AT_{[w]}$
Le locale	120070.691	2033.068	122103.759

Calcul du facteur de chaleur sensible (SHF) pour Le local

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

$$\text{SHF} = \frac{\text{apports sensibles}}{\text{apports totaux}} = \frac{A_s}{AT} \rightarrow \text{SHF} = \frac{120070.691}{122103.759} = \mathbf{0.98}$$

- **Température de l'air soufflé**

La différence de température ΔT_s est prise dans l'intervalle [7 °C, 12°C] avec :

$$\Delta T_s = T_i - T_s$$

T_s : Température de soufflage en °C

T_i : Température de base intérieure en °C

Si on prend $\Delta T_s = 10^\circ C$

$$\mathbf{10} = \mathbf{21} - T_s \rightarrow T_s = \mathbf{11}^\circ C, \text{ on trouve } T_s = \mathbf{11}^\circ C$$

Les caractéristiques du point **i** sont :

$$\text{Points (i):} \begin{cases} T_i = 21 & [^\circ C] \\ h_i = 41 & [KJ.kg^{-1}] \\ HS_i = 7.8 & [g_{eau}.g_{as}^{-1}] \end{cases}$$

- **Calcul du point de soufflage :**

$$\text{On a : } \text{tg}\alpha = \frac{A_l}{A_s} \rightarrow \alpha = \text{arctg}\left(\frac{2033.068}{120070.691}\right) = \mathbf{0.97}^\circ$$

$$\text{Points (s):} \begin{cases} T_s = 11 & [^\circ C] \\ h_s = 30.5 & [KJ.kg^{-1}] \\ HS_s = 7.7 & [g_{eau}.g_{as}^{-1}] \end{cases}$$

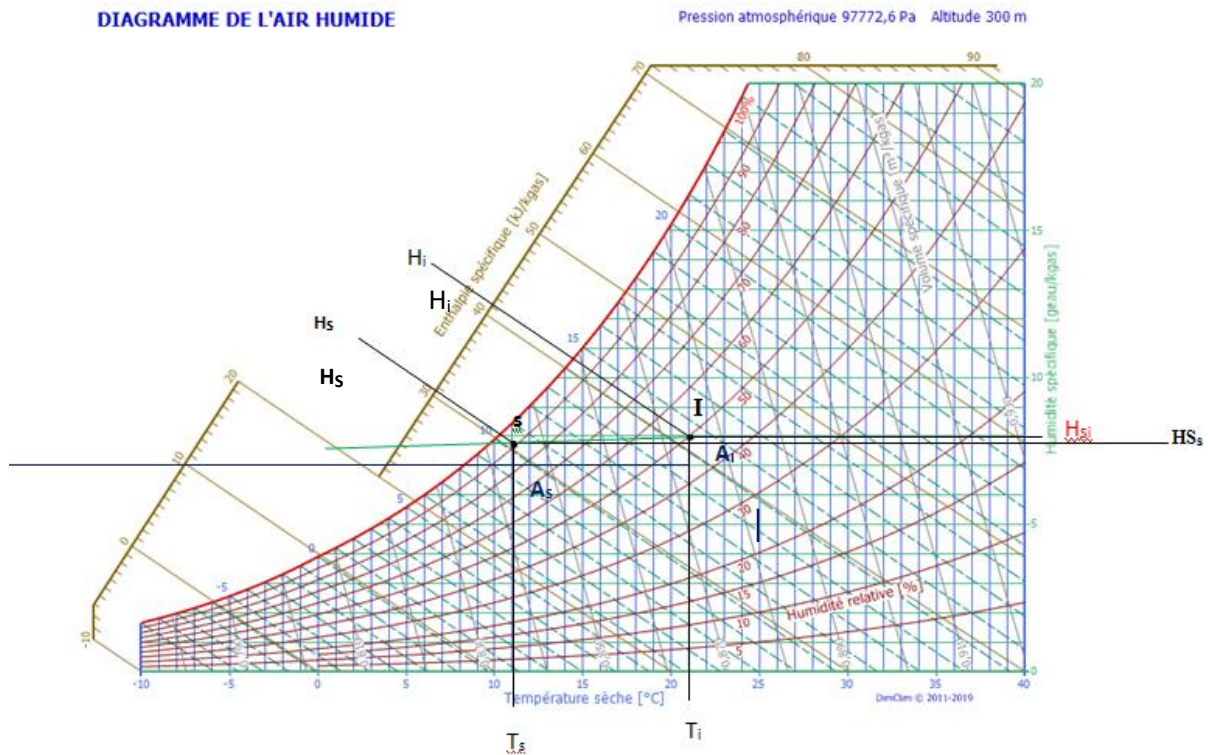


Figure IV.29 : représentation de point de soufflage

▪ **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 nocifs, dans ces salles est à 100% neuf et l'air repris rejeté en totalité [1].

Avec :

$$M_{as} = \frac{AT}{h_i^s - h_s^s}$$

$$M_{as} = \frac{122.103759}{41-30.5} = 11.62 \text{ kg/s}$$

$$M_{as} = 34886.788 \text{ m}^3/\text{h}$$

▪ **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 [5-15] selon le niveau de charge dégagé :

$$M_{an} = \tau_{brassage} \times V_{salle}$$

$$M_{an} = 8 \times 662.56 = 5300.48 \text{ m}^3/\text{h} = 1.766 \text{ kg/s}$$

- Débit d'air recycle :

$$M_{ar} = M_{as} - M_{an}$$

$$M_{ar} = 11.62 - 1.766 = 9.854 \text{ kg/s}$$

- Calcul du point de mélange

On utilise la méthode suivante:

On a :

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

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.

$$M_{am} = M_{an} + M_{ar} = 1.766 + 9.854 = 11.62 \text{ [kg. s}^{-1}\text{]}$$

$M_{am} = M_{as}$, Application :

$$D_{IM} = \frac{1.766}{11.62} \times 10 = 1.51 \text{ [cm]}$$

D'après le diagramme psychométrique les caractéristiques du point de mélange M sont :

$$\text{Points (s)} \left\{ \begin{array}{l} T_m = 23.6 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_m = 40.50 \text{ [kg.kg}_{as}^{-1}\text{]} \\ HS_m = 8.5 \text{ [g}_{eau} \cdot g_{as}^{-1}\text{]} \end{array} \right.$$

- Sortie de la batterie froide :

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

On a:

$$\text{Points (5)} \left\{ \begin{array}{l} T_5 = 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_5 = 29.10 \text{ [kg.kg}_{as}^{-1}\text{]} \\ HS_5 = 7.6 \text{ [g}_{eau} \cdot kg_{as}^{-1}\text{]} \end{array} \right.$$

- Calcul de la puissance de la batterie froide :

$$P_{BF} = M_{as} \times \Delta h_M^5 = 11.62 \times (40.5 - 29.10) = 132.5 \text{ [kw]}$$

- Calcul du débit massique d'eau condensé sur la batterie froide :

$$M_e = M_{as} \times \Delta HS_m^5 = 11.62 \times (8.5 - 7.6) = 10.46 \text{ [kg/s]}$$

IV.2.1.Représentation graphique du cycle :

- Caractéristique des différents points :

Tableau IV.42 : caractéristique des différents points du cycle.

Point	e	I	M	5	S
T	38	21	23.6	10	11
h	70.4	41	40.50	29.10	30.50
HS	12.5	7.8	8.5	7.6	7.7

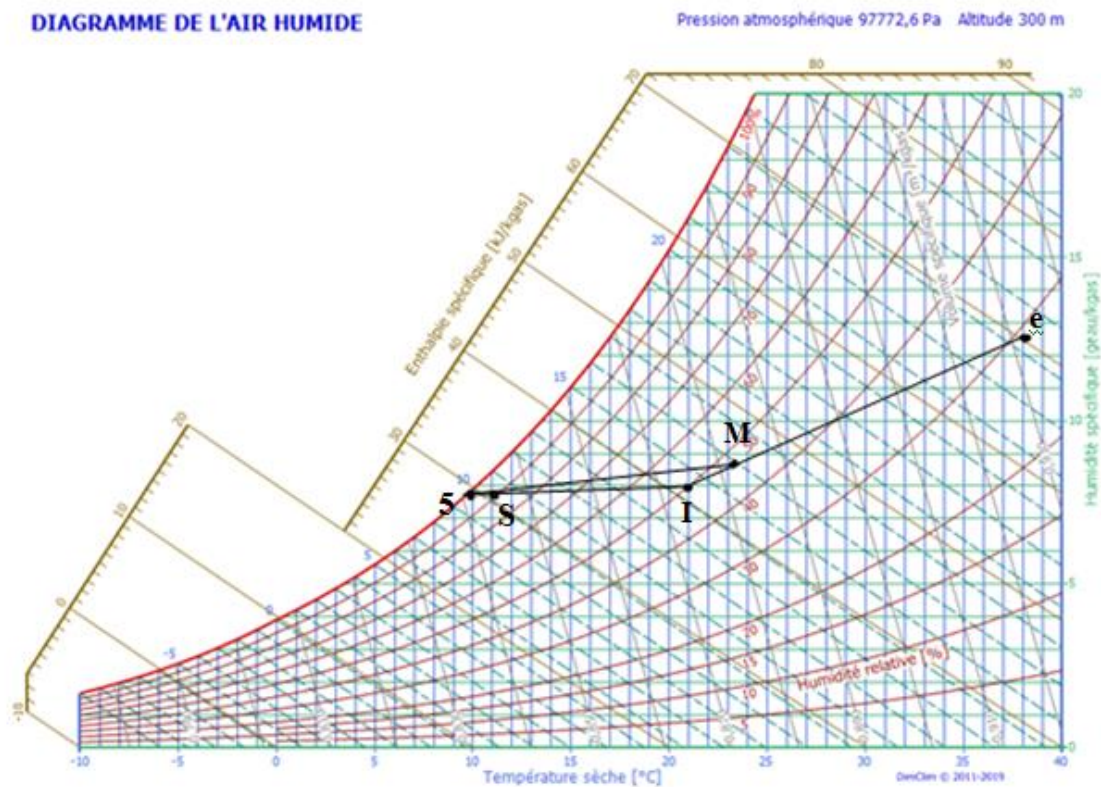


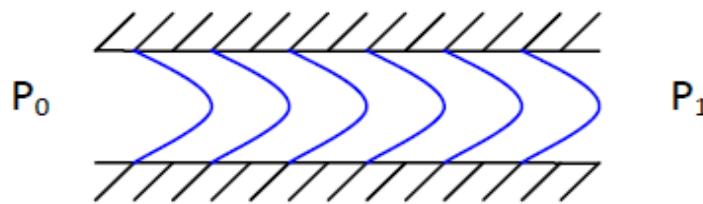
Figure IV.30 : Représentation graphique du cycle en régime été

IV.3 Les pertes de charges

Les pertes de charge sont un problème récurrent de la mécanique des fluides surtout dans le domaine des transports de fluide. Physiquement, elles correspondent à une perte de pression dans une canalisation. [13]

IV.3.1. Les pertes de charge linéaire

Les pertes de charge dites régulières qui interviennent dans toutes les canalisation à cause de la présence de paroi. On note la perte de charge ΔP .



$$\Delta P = P_1 - P_2$$

Figure IV.31 : Les pertes de charge linéaire.

Les pertes de charge régulière existent dans toutes les canalisation, elles sont la conséquence de la perturbation du fluide par la paroi. ON sait que la perturbation peut se caractériser par la grandeur sans dimension **Re** :

$$\mathbf{Re} = \frac{\mathbf{D} \times \mathbf{v}}{\boldsymbol{\gamma}}$$

Re : Nombre de Reynolds ;

D : Diamètre de la gaine (m) ;

v : Viscosité du l'air ($m \cdot s^{-1}$) ;

$\boldsymbol{\gamma}$: Vitesse cinématique du l'air ($m^2 \cdot s^{-1}$) ;

Avec : $\boldsymbol{\gamma} = 15 \times 10^{-6}$ ($m^2 \cdot s^{-1}$) ;

Les pertes de charge vont donc suivre différents modèles suivant le régime du fluide et la rugosité de la canalisation. Ces deux notions sont introduites dans le calcul des pertes de charge par le coefficient **$\boldsymbol{\gamma}$** .

On a alors :

$$\Delta P_L = \left(\boldsymbol{\lambda} \times \frac{L}{D} \times \boldsymbol{\rho} \times \frac{\bar{v}^2}{2} \right) \quad [\text{Pa}]$$

Avec :

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 ($m.s^{-1}$) ;

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

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

IV.3.2 pertes des charge singulières

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

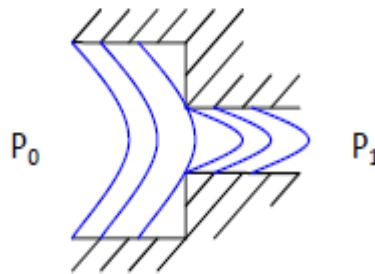


Figure IV.32 : perte de charge singulière

On détermine la perte de charge totale de n'importe quel élément du réseau par la formule :

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

ξ : 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 choisit des gaines rectangulaire en acier galvanisé, le calcul de la section des gaines se fera par la relation suivante :

$$q_v = s \times v \text{ [m}^3 \cdot \text{s]}]$$

Donc :

$$s = \frac{q_v}{v}$$

Où :

q_v : Débit volumique du fluide (air) ($\text{m}^3 \cdot \text{S}^{-1}$) ;

v : vitesse du fluide (air) ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) ;

S : Section de la gaine (m^2) ;

Des calculs précédant nous avons :

- Le débit d'air à souffler : $M_{as} = 11.62 \text{ kg/s} = 9.68 \text{ m}^3/\text{s}$;

-Le débit d'air e extraire : $M_{ex} = 9.85 \text{ kg/s} = 8.20 \text{ m}^3/\text{s}$;

On trouve pour :

- **Le circuit de soufflage**

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

Tronçon	$M_{as} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$V (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$S (\text{m}^2)$	$a \times b (\text{mm}^2)$
AB	9.68	9	1.08	1800×600
BC	7.20		0.80	1600×500
CD	4.68		0.52	1300×400
DE	1.80		0.20	500×400
EF	0.33		0.03	250×150

- Pour le circuit de reprise

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

Tronçon	$M_{ex}(\text{m}^3 \text{s}^{-1})$	$V (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$S (\text{m}^2)$	$a \times b(\text{mm}^2)$
A_1B_1	8.85	9	0.98	1600×600
B_1C_1	2.88		0.20	800×400
C_1D_1	0.45		0.05	250×200

A) Calcul des pertes de charges linaires

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

- Circuit de soufflage :

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

Tronçon	L (m)	D (m)	S(m ²)	$M_{as} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	V (m. s ⁻¹)	Régime d'écoulement	λ	$\Delta P_L(\text{pa})$	
AB	3.3	0.90	1.08	9.68	9	Turbulent	0.012	2.13	
BC	1.8	0.76	0.80	7.20		Turbulent	0.013	1.49	
CD	2.9	0.61	0.52	4.68		Turbulent	0.014	3.23	
DE	2	0.44	0.20	1.80		Turbulent	0.015	3.31	
EF	4.1	0.18	0.03	0.33		Turbulent	0.017	18.81	
TOTAL									28.97

- Circuit de reprise

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

Tronçon	L (m)	D (m)	S(m ²)	$M_{as} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	V (m. s ⁻¹)	Régime d'écoulement	λ	ΔP_L	
A_1B_1	3.625	0.872	0.98	8.85	9	Turbulent	0.011	2.22	
B_1C_1	2.003	0.533	0.20	2.88		Turbulent	0.014	2.55	
C_1D_1	5.212	0.222	0.05	0.45		Turbulent	0.016	18.25	
TOTAL									23.02

B) Perte de charge singulière :

$$\Delta P_s = \xi \times \frac{v^2}{2} \times \rho$$

○ Circuit de soufflage

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

Tronçon	Coude	D (m)	V (m. s ⁻¹)	Déviati on (θ°)	ξ	ΔP _s (pa)
AB	0.45	0.90	9	90	1.3	63.18
BC	0.38	0.76		90	1.3	63.18
CD	0.30	0.61		90	1.3	63.18
DE	0.22	0.44		90	1.3	63.18
EF	0.09	0.18		90	1.3	63.18
TOTAL						315.90

○ Circuit de reprise

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

Tronçon	Coude	D (m)	V (m. s ⁻¹)	Déviati on (θ°)	ξ	ΔP _s (pa)
A ₁ B ₁	0.43	0.872	9	90	1.3	63.18
B ₁ C ₁	0.26	0.533		90	1.3	63.18
C ₁ D ₁	0.11	0.222		90	1.3	63.18
TOTAL						189.54

Conclusion :

La conception correcte des réseaux aérauliques implique une technologie précise, en particulier quand on met en jeu les aspects « ventilation ». cette terminologie varie beaucoup selon les pays et selon les auteurs. La terminologie que nous adopterons, mise au point par l’auteur, est celle qui est généralement utilisée en France.

Conclusion générale :

Le traitement de l'air joue un rôle primordial puisqu'il doit permettre d'une part de protéger la zone à risque (salle de stockage des produits alimentaires). C'est pour cela que nous sommes contraints à fournir un débit d'air adéquat, en termes de température et d'humidité imposée.

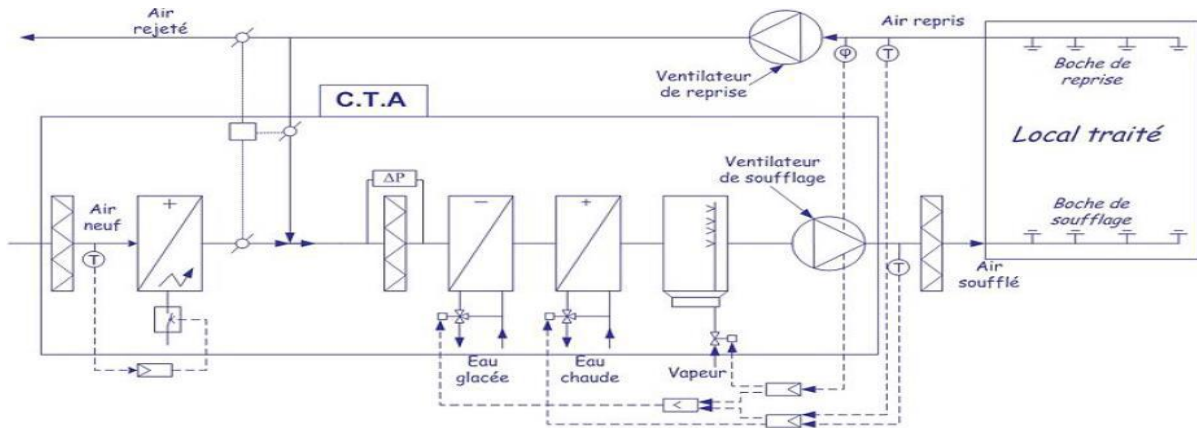
Ces conditions de température d'humidité et de niveau acoustique, sont assurées par des installations de traitements d'air. C'est ce qui nous a conduits, en effet, à dimensionner une centrale de traitement d'air.

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

Après la définition de toutes les caractéristiques du local à climatiser, comme les différents paramètres climatiques, géométriques, et les différents matériaux de construction, toutes les dimensions et la nature de l'ensemble des éléments constituant l'intérieur, nous sommes arrivés au calcul du bilan thermique en utilisant les multiples formules, l'aide de la méthode citée dans le DTR, afin d'évaluer la puissance frigorifique de l'installation.

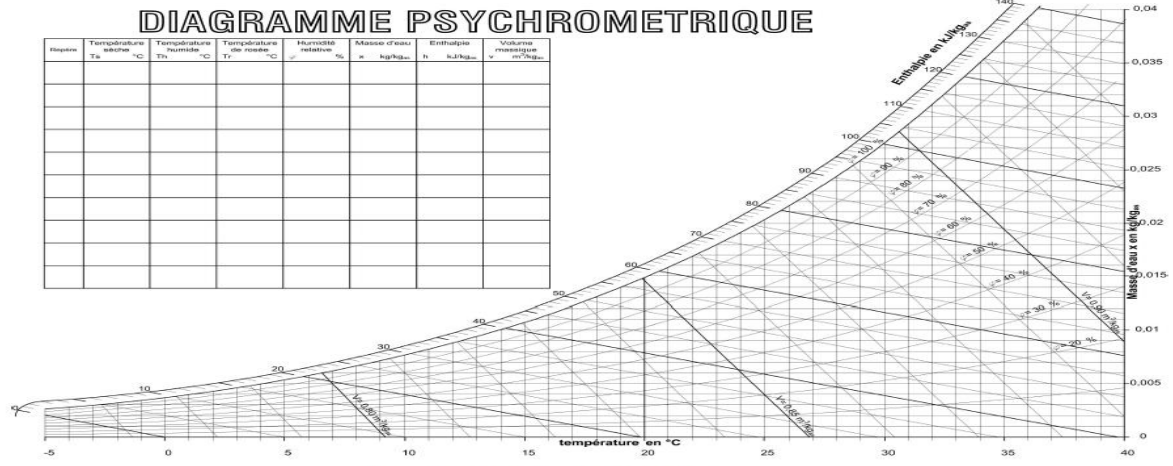
D'après l'étude qu'on a réalisée, la puissance nécessaire pour répondre aux exigences frigorifiques du local est de (122 kW). On est parvenu à dimensionner la batterie froide en déterminant la puissance de cette dernière qui est de l'ordre de 132.5 kW et déterminer le débit de soufflage et de reprise adéquat. Pour dimensionner le réseau aéraulique qui se compose de gaines, nous avons calculé les différents diamètres et sections de ces dernières, dans la même optique nous avons procédé au calcul des pertes de charges du réseau .

Annexe A



Centrale de traitement d'air unizone.

Annexe B1



Annexe B2

Zone climatique		Température sèche TS _{b,e} (°C)	Humidité spécifique HS _{b,e} (g _{vap} /kg _{as})	Ecart diurne E _b (°C)	Température moyenne TS _m (°C)	Ecart annuel de température EAT (°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

Annexe B3



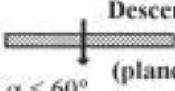
$\frac{1}{h}$ en m ² .C/W	Pari en contact avec :			Pari en contact avec :		
	1/hi	1/he	1/hi + 1/he	1/hi	1/he	1/hi + 1/he
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,16	0,04	0,20	0,17	0,17	0,33
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

Tableau 10.1 : Valeurs des coefficients d'échange superficiel

Annexe C1

Types de locaux	Facteur BF
Habitations, locaux à usage d'hébergement	0,30 à 0,50
Locaux à usage d'enseignement, de bureaux, de réunion, petits magasins	0,20 à 0,30
Banques, ateliers	0,10 à 0,20
Lieux de restaurations, grands magasins, Hôpitaux, salle d'opérations, lieux de stockage,	0,05 à 0,10
locaux abritant des équipements sensibles	< 0,10

Tableau 8.1 : Facteurs BF en fonction du type de local

Annexe C2

Disposition des conduits d'air	C _{Δas}	C _{Δal}
Installation sans réseau de conduits d'air (climatiseurs individuels), installation dont les conduits d'air sont à l'intérieur de locaux climatisés	1,05	1,00
Installation dont les conduits d'air sont à l'extérieur des locaux climatisés, ou traversant des locaux non climatisés 1,15 1,10	1,15	1,10

Tableau 8.1: Valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents

Annexe C3

TS _{b,e} = 37°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°C

AnnexeD1

Heure	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
C_{TS} (%)	67	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
Heure	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
C_{TS} (%)	21	6,7	0	0	0	4,7	12	20	28,5	32	43	53

Tableau 9.2 : Valeurs de C_{TS}

AnnexeD2

N _A 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	10	9	8
		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	95	96	96	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	93	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_A (t) en pourcentage

AnnexeD3

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

AnnexeE1

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)					
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.					
		28	27	26	25	24	21
		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

AnnexeE2

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

Annexe E3

Forme de la paroi	Caractéristiques géométriques de la paroi	Surface Si (m ²)	re (m ² .°C/W)
rectangulaire	longueur : a largeur : b	a × b	Flux horizontal : re = 0,12 Flux descendant : re = 0,17 Flux ascendant : re = 0,10
circulaire	Rayon intérieur	$\pi \times R_i^2$	re = 0,15
cylindrique	Rayon intérieur : Ri longueur du cylindre : L	$2 \times \pi \times L \times R_i$	
sphérique	Rayon intérieur : Ri	$4 \times \pi \times R_i^2$	
calotte sphérique	Rayon intérieur : Ri hauteur de la calotte : d	$2 \times \pi \times R_i \times d$	

Tableau 12.13 : Détermination des surfaces Si et de re

Annexe E4

Puissance nominale		Rendement (%)	Puissance nominale		Rendement (%)
[W]	[ch]		[kW]	[ch]	
37	1/20	40	2,2	3	81
61	1/12	50	3,7	5	82
92	1/8	55	5,5	7,5	85
122	1/6	60	7,36	10	85
184	1/4	64	11	15	86
245	1/3	66	14,7	20	87
368	1/2	70	18,4	25	88
550	3/4	72	22	30	89
736	1	80	29,4	40	89
1100	1,5	80	37	50	90
1470	2	80			

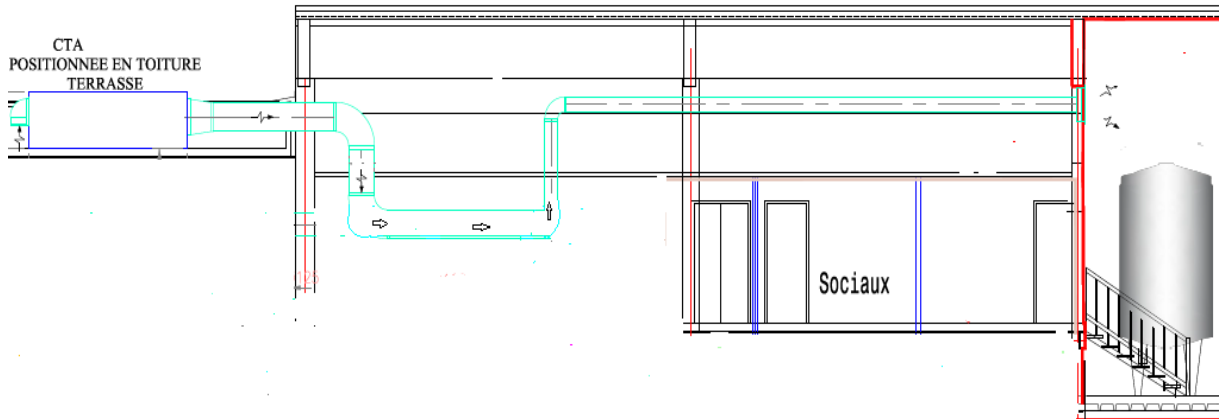
Tableau 12.5 : Rendements moyens des moteurs électriques

Annexe E5

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

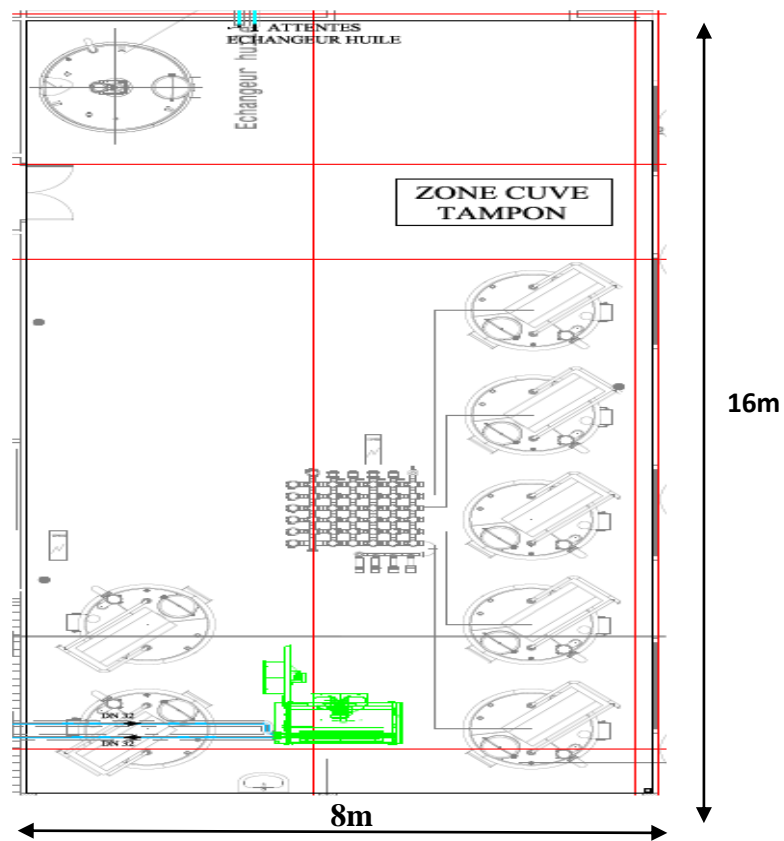
Tableau 12.1 : Coefficients de simultanéité des gains internes

Annexe F



Installation du réseau aéraulique.

Annexe F2



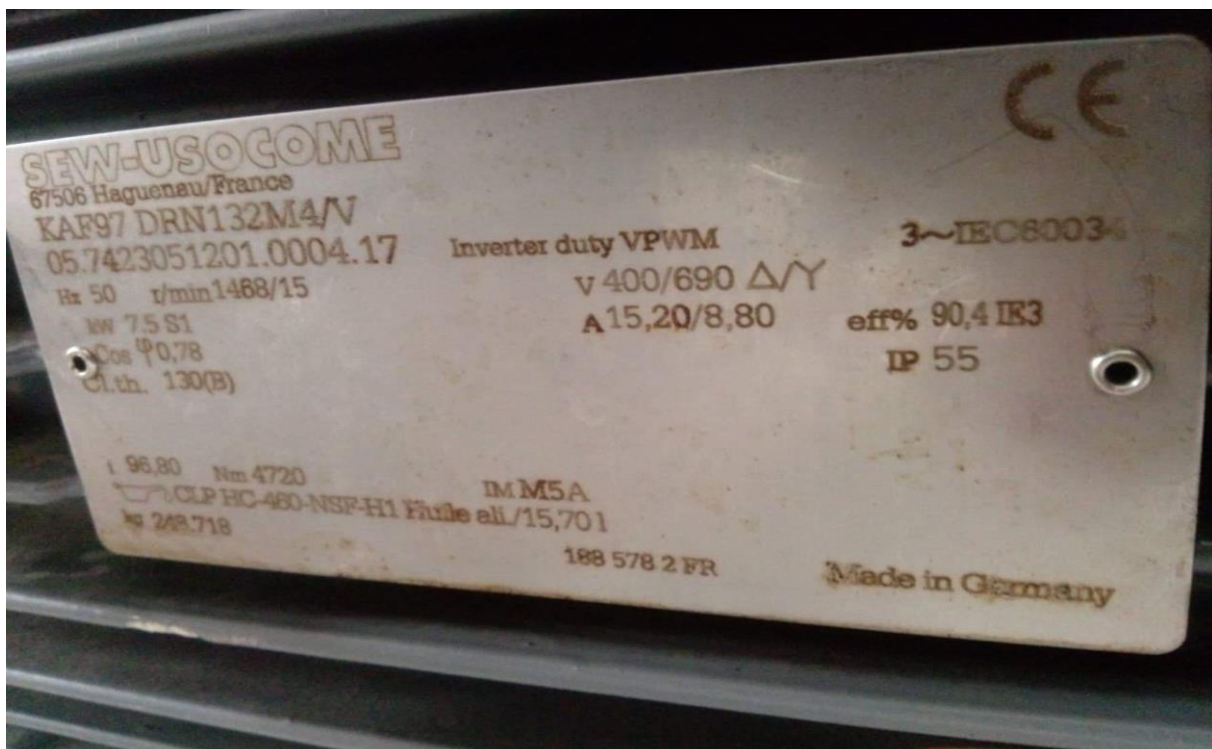
Plans du la salle de stockage.

Annexe G1

zone	Logement individuel					Logement en immeuble collectif				
	a	b	c	d	e	a	b	c	d	e
A	1,10	2,40	1,40	3,50	4,50	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50
A1	1,10	2,40	1,40	3,50	4,50	0,90	2,40	1,20	3,50	4,50
B	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50	0,90	2,40	1,20	3,50	4,50
C	1,10	2,40	1,20	3,50	4,50	0,90	2,40	1,20	3,50	4,50
D	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50	2,40	3,40	1,40	3,50	4,50

Tableau 2.1 : Les coefficients de référence

Annexe G2



Annexe G3



Les Refinance Bibliographies

- [1] OUZAICHE, Lynda, BENLASSOUS, Sonia, DJERRADA, A., et al. " Dimensionnement d'une installation de traitement d'air pour la salle des équipements électriques" cevital-Bejaia. 2018. Thèse de doctorat. Université Abderrahmane Mira-Bejaia.
- [2] Simpson, W. M., and T. K. Sherwood. "Performance of small mechanical draft cooling towers." *Refrigerating Engineering* 52.6 (1946)
- [3] BENHAMOUCHE, chafaa, TOUG, samir (dimensionnement d'une centrale de conditionnement d'air pour le chauffage Et la climatisation d'un bloc médical à Akbou 2015) Mémoire de fin d'étude
- [4] Jean-Marie SEYNHAEVE, caractéristique de l'air humide ,application divers.
- [5] cours de froide et climatisation université de Créteil présente par jacques Besse
- [6] SIMO-TAGNE, Merlin, ZOULALIAN, André, REMOND, Romain, et al. Modeling and simulation of an industrial indirect solar dryer for Iroko wood (*Chlorophora excelsa*) in a tropical environment. *Maderas. Ciencia y tecnología*, 2017, vol. 19, no 1, p. 95-112.
- [7] Mr BELAHBIB Hamza. Mémoire de fin d'étude (dimensionnement d'une installation de climatisation centralisée pour un auditorium de 500 place) promotion 2014
- [8] M. Notarianni, J.R. Murat, Les salles blanches: des réalisations délicates où prime la maîtrise d'oeuvre. *Nouvelle technologie* (2000), 288-296]
- [9] Jeudi de L'ALEC – La ventilation en tertiaire - 16 décembre 2010
- [10] BACHA, Nabil, MOHAMMEDI, Djamel, MAOUCHE, Naoual, et al. Etude et dimensionnement d'une installation de traitement d'air pour le conditionnement de sucre-Cevital béjaia. 2014. Thèse de doctorat. Université Abderrahmane Mira-Bejaia.
- [11] Maxime, Dminil. Air humide. *Technique d'ingénieur*, B2230 ; 2003.
- [12] DTR C3-T règles de calcul des apports calorifique des bâtiments, ministère d'habitat, juin 2011
- [13] Philippe Nunes climatisation douce, article dans climatisation revue de presse environnement mai 2008]



Résumé

L'objectif de ce mémoire sert à dimensionner une centrale de traitement d'air pour la climatisation en raison d'améliorer et contrôler les paramètres hygrométriques de l'air pour assurer le confort thermique des bâtiments à des valeurs prévues et désirer. Afin d'augmenter le rendement physiologique de l'être humain, et d'éviter le choc thermique, plus souffler l'air sans gêne notable des occupants.

Au début, nous avons calculé tous les apports calorifiques suivant la réglementation thermique, ce qui nous autorise à déterminer les puissances nécessaires qui maintiennent aux conditions du local. Ensuite, nous avons défini l'air humide et ses principales grandeurs physiques caractérisant.

Enfin, on a déterminé notre réseau aéraulique pour fixer la vitesse de soufflage dans les locaux.

Abstract

The purpose of this memory is to size an air handling unit for air conditioning due to improve and control hygrometric parameters of the air to ensure the thermal comfort of buildings at expected values and desire. In order to increase the physiological performance of the human being, and to avoid heat shock, no longer blow the air without significant annoyance of the occupants.

At the beginning, we calculated all the heat gains according to the thermal regulation, which authorizes us to determine the necessary powers which maintain the conditions of the local. Then we defined the humid air and its main physical quantities characterizing.

Finally, we determined our air network to fix the blowing speed in the premises.