

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

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

MAHTOUT KENZA

MEDJKOUNE YACINE

Thème

**Etude d'une centrale de traitement d'air du bâtiment de stockage de sucre en morceaux-
CEVITAL**

Soutenu le 24/06/2019 devant le jury composé de :

Mr. A. BENSLIMANE	Président
Mr. A. SAHI	Rapporteur
Mr. F. MENDIL	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Remerciements

Après avoir rendu grâce à Dieu le Tout Puissant et le Miséricordieux, nous tenons à remercier vivement :

Notre promoteur Mr SAHI Adel pour sa disponibilité, son orientation, ses précieux conseils et son encouragement.

A notre maître de stage Mr ADJIR Abdenacir qui nous a beaucoup aidé durant notre stage et qui nous a fait bénéficier de ses précieuses connaissances.

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

Enfin, nous remercions particulièrement nos parents, pour leurs soutiens inconditionnels tout au long de ces longues années d'études.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

À la mémoire de mon père

Ce travail est dédié à mon père, décédé trop tôt, qui m'a toujours poussé et motivé dans mes études.

J'espère que, du monde qui est sien maintenant, et apprécie cet humble geste comme preuve de reconnaissance de la part d'une fille qui a toujours prié pour le salut de son âme. Puisse Dieu, le tout puissant, l'avoir en sainte miséricorde !

À ma très chère maman

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consentis pour mon instruction et mon bien être. Puisse dieu, le très haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

À mes frères et sœurs

À ma sœur Hassiba et son mari Abdenacir ;

À ma sœur Karima ;

À mes frères Fawzi et Yacine.

À mes petites adorables nièces Amélia & Yannel.

Kenza

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

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 mes sœurs

À mon frère.

À mes amis et à tous ceux qui m'ont assisté et soutenu dans mes études.

Yacine

SOMMAIRE

Listes des figures	i
Liste des tableaux	ii
Nomenclature	iii
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I : GENERALITES SUR L’AIR HUMIDE

I.1	Introduction.....	3
I.2	Air atmosphérique	3
I.3	Air humide.....	3
I.3.1	Définition de l’air humide	3
I.3.2	Loi de dalton.....	4
I.3.3	Propriétés de l’air humide.....	4
I.3.3.1	Humidité	4
I.3.3.2	Enthalpie.....	5
I.3.3.3	Température.....	6
I.4	Air saturé.....	8
I.5	Diagrammes de l’air humide.....	9
I.6	Procédés de traitement de l’air humide	11
I.6.1	Mélange d’airs	11
I.6.2	Échauffement ou refroidissement de l’air à humidité spécifique constante :	12
I.6.3	Refroidissement de l’air avec déshumidification.....	13
I.7	Conclusion	15

CHAPITRE II : PRESENTATION DE L’INSTALLATION DE VENTILATION

II.1	Introduction.....	16
II.2	Centrale traitement d’air	16
II.3	Description de l’installation de ventilation pour le stockage du sucre en morceaux Cevital	17
II.3.1	Mode de fonctionnement	17
II.3.2	Distribution d’air	17
II.4	Groupe de production frigorifique.....	20
II.4.1	Descriptif général du groupe frigorifique	20
II.4.2	Principe de fonctionnement	21
II.5	Conclusion	23

CHAPITRE III : REGLEMENTATION THERMIQUE

III.1	Introduction.....	24
III.2	Charges d’un local	24
III.2.1	Charges intérieures	24
III.2.2	Charges extérieures.....	24
III.3	Conditions de base extérieures.....	25

SOMMAIRE

III.3.1	Conditions d'hiver	25
III.3.2	Conditions d'été.....	25
III.3.2.1	Caractéristiques de l'air extérieure	25
III.3.2.2	Rayonnement solaire de base	25
III.4	Conditions de basse intérieure.....	25
III.5	Apports calorifiques.....	27
III.5.1	Apports calorifiques sensibles	27
III.5.2	Apports calorifiques latents	27
III.5.3	Apports calorifiques totaux	27
III.6	Apport à travers les parois opaques.....	28
III.6.1	Coefficient de transmission $K_{\text{été}}$ des parois opaques.....	28
III.6.2	Parois opaques aériennes	28
III.6.2.1	Différence de température équivalente.....	28
III.6.3	Parois opaques intérieures	29
III.6.4	Parois en contact avec le sol.....	29
III.7	Calculs des apports de chaleur internes.....	30
III.7.1	Calculs des gains	30
III.7.1.1	Gains dus à l'occupant.....	30
III.7.1.2	Gains dus à l'éclairage.....	30
III.8	Apport de chaleur par introduction d'air extérieur	31
III.8.1	Apports dus au renouvellement d'air.....	31
III.9	Déperditions calorifiques.....	32
III.9.1	Déperditions calorifiques par transmission	32
III.9.2	Déperditions calorifiques par renouvellement d'air	32
III.9.3	Déperditions calorifiques totales	32
III.10	Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois [8]	33
III.10.1	Paroi séparant deux ambiances de température différentes.....	33
III.10.2	Coefficient K_{hiver} des parois opaques.....	33
III.11	Déperditions à travers les ponts thermiques	34
III.11.1	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	34
III.11.2	Déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés	35
III.11.2.1	Coefficient de réduction de température τ	35
III.12	Puissance de chauffage à installer [8].....	36
III.13	Tableaux récapitulatifs des lois utilisées	36
III.14	Conclusion	38
<u>CHAPITRE IV : BILAN THERMIQUE</u>		
IV.1	Introduction.....	39

SOMMAIRE

IV.2	Représentation du local à climatiser	39
IV.3	Méthode de calcul des apports thermiques estivaux.....	42
IV.4	Calculs des apports à travers les parois opaques	42
IV.4.1	Coefficient de transmission $K_{\text{été}}$	42
IV.4.2	Apport des parois opaques extérieures	43
IV.4.2.1	Différences de température équivalente	43
IV.4.3	Apports des parois et opaque intérieure.....	44
IV.4.4	Apports des parois en contact avec le sol	44
IV.4.5	Apports totaux des parois opaques	44
IV.5	Calculs des apports de chaleur par introduction d'air extérieure.....	45
IV.5.1	Apports dus au renouvellement d'air.....	45
IV.5.2	Apports dus aux infiltrations	45
IV.6	Calculs des gains	46
IV.6.1	Gains dus à l'occupant.....	46
IV.6.2	Gains dus à l'éclairage.....	46
IV.7	Calculs des apports de chaleur internes.....	47
IV.7.1	Apports internes latents	47
IV.7.2	Apports internes sensibles	47
IV.8	Calculs des apports calorifiques sensibles et latents	48
IV.9	Calculs de la puissance frigorifique.....	48
IV.10	Calculs des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois.....	49
IV.10.1	Calcul du coefficient de transmission K_{hiver}	49
IV.10.2	Déperditions à travers les parois opaques D_s	50
IV.10.3	Déperditions à travers les ponts thermiques D_{li}	50
IV.10.4	Déperdition à travers les parois en contact avec le sol D_{sol}	51
IV.10.5	Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés D_{inc}	51
IV.11	Déperditions par renouvellement d'air.....	53
IV.12	Déperditions totales	53
IV.13	Puissance de chauffage	53
IV.14	Évolution de l'air en période d'été	54
IV.14.1	Température de soufflage.....	54
IV.14.2	Caractéristique de point de soufflage	54
IV.14.3	Calculs des débits	55
IV.14.4	Puissance de la batterie froide en mode tout air neuf.....	56
IV.14.5	Puissance de la batterie froide en mode tout air recyclé	56
IV.15	Évolution de l'air en période d'hiver	58
IV.15.1	Fonctionnement actuel	58

SOMMAIRE

IV.15.2	Caractéristique du point de soufflage.....	58
IV.15.3	Caractéristiques du point de soufflage :	58
IV.15.4	Puissance de la batterie chaude en mode tout air neuf	59
IV.15.5	Puissance de la batterie chaude en mode tout air recyclé.....	59
IV.15.6	Fonctionnement normalisé	61
IV.15.7	Caractéristique de point de soufflage	61
IV.15.8	Débit de soufflage	61
IV.15.9	Puissance de la batterie chaude	61
IV.15.10	Puissance de la batterie de préchauffage	62
IV.16	Discussion des résultats	64
IV.17	Conclusion	64
	Conclusion générale et perspectives	65

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1 : Température humide et température sèche.....	7
Figure I. 2 : Température de rosée.....	7
Figure I. 3 : Diagramme de CARRIER	10
Figure I. 4 : Caisson de mélange et représentation schématique.....	12
Figure I. 5 : Batterie à eau (glacée ou chaud), épingle chauffante électrique et représentation schématique de la transformation.....	12
Figure I. 6 : Batterie à eau glacée de refroidissement et déshumidification.....	14
Figure I. 7 : Représentation schématique du procédé de refroidissement avec déshumidification...	14
Figure II. 1 : Installation de traitement de l'air.....	16
Figure II. 2 : Conduites de diffusion d'air sous le stockeur et un collecteur de reprise d'air.....	18
Figure II. 3 : Représentation schématique de la CTA.....	19
Figure II. 4 : Groupe de production frigorifique.....	20
Figure II. 5 : Schéma de principe de fonctionnement d'un groupe d'eau glacé à condensation par air.....	21
Figure II. 6 : Schéma de principe de fonctionnement d'une machine frigorifique.....	23
Figure III. 1 : Déperditions d'un local.....	33
Figure III. 2 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.....	35
Figure IV. 1 : Représentation schématique du local à climatiser.....	39
Figure IV. 2 : Méthode de détermination de point de soufflage.....	54
Figure IV.3 : Représentation graphique de l'air en période d'été.....	57
Figure IV.4 : Représentation graphique de l'air en période d'hiver (fonctionnement actuel).	60
Figure IV. 5 : Représentation graphique pour l'air en période d'hiver (fonctionnement normalisé).	63

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III. 1: Condition intérieure de base.....	26
Tableau III. 2 : Valeurs de z_{lim} pour la zone climatique A.	29
Tableau III. 3 : Tableau récapitulatif des lois utilisées pour les calculs des apports.....	37
Tableau III. 4 : Tableau récapitulatif de lois utilisées pour les calculs des déperditions.	38
Tableau IV. 1 : Paramètres géographiques du local.....	40
Tableau IV. 2 : Paramètres climatiques	40
Tableau IV. 3: Masse surfacique des différentes parois	41
Tableau IV. 4 : Coefficient de transmission $K_{été}$	42
Tableau IV. 5 : Différence de température équivalente pour les murs extérieurs et le toit	43
Tableau IV. 6 : Apports des parois extérieures 1, 2 et le toit.....	43
Tableau IV. 7 : Apports des parois opaques intérieures	44
Tableau IV. 8 : Apport par les parois en contact avec le sol.....	44
Tableau IV. 9 : Apports totaux des parois opaques	45
Tableau IV. 10 : Apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air.....	45
Tableau IV. 11 : Gains dus à l'occupant.....	46
Tableau IV. 12 : Gains dus à l'éclairage	46
Tableau IV. 13 : Apports internes sensibles.	47
Tableau IV. 14 : Apports calorifiques sensibles et latents.....	48
Tableau IV. 15 : Apports calorifiques totaux.....	48
Tableau IV. 16 : Coefficient de transmission K_{hiver}	49
Tableau IV. 17 : Coefficient K_{moy} des parois hétérogènes.....	50
Tableau IV. 18 : Déperditions à travers les parois opaques D_s	50
Tableau IV. 19 : Valeurs du coefficient de réduction de température	51
Tableau IV. 20: Coefficient K_l pour le mur 3.	52
Tableau IV. 21 : Coefficient K_l pour le mur 4.....	52
Tableau IV. 22 : Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.	52
Tableau IV. 23 : Déperditions totales	53

NOMENCLATURE

Symboles	Significations	Unités (SI)
AE_S	Apports calorifique effectifs sensible	[W]
AE_L	Apports calorifique effectifs latents	[W]
A_S	Apport calorifique sensible	[W]
A_L	Apport calorifique latents	[W]
AI_S	Apport interne sensible	[W]
AI_L	Apport interne latents	[W]
$AI_{S,oc}$	Gains sensibles des occupants	[W]
$AI_{L,oc}$	Gains latents des occupants	[W]
AV	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	[W]
AT_S	Apports calorifiques totaux sensible	[W]
AT_L	Apports calorifiques totaux latents	[W]
AT_{tot}	Apports calorifique totaux ou puissance frigorifique	[W]
$AINF_S$	Apports sensibles dus aux infiltrations d'air	[W]
$AINF_L$	Apports latents dus aux infiltrations d'air	[W]
$AREN_S$	Apports calorifiques sensible dus à la ventilation des locaux	[W]
$AREN_L$	Apports calorifique latents dus à la ventilation des locaux	[W]
APO_{tot}	Apport de chaleur total à travers les parois opaques.	[W]
$APO_{aé}$	Apport de à travers les parois extérieure	[W]
APO_{int}	Apport à travers les parois extérieures	[W]
APO_{sol}	Apport des parois en contact avec le sol	[W]
$C_{\Delta as}$	Coefficient majorateurs des gains sensibles	-
$C_{\Delta al}$	Coefficient majorateurs des gains latents	-
$C_{S,oc}$	Chaleur sensible des occupants	[W]
$C_{L,oc}$	Chaleur latente des occupants	[W]
C_{in}	Coefficient de surpuissance	-
C_r	Coefficient des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauterie	-
$C_{p_{a,s}}$	Chaleur massique de l'air sec	[kJ/kg _{a,s} · °C]
C_{p_v}	Chaleur massique de la vapeur d'eau	[kJ/kg _e · °C]
D_i	Diamètre intérieure du conduit d'air	[m]
D_e	Diamètre extérieure du conduit d'air	[m]

NOMENCLATURE

D	Déperditions calorifiques total	[W / °C]
DB	Déperditions de base	[W / °C]
D _T	Déperditions par transmission	[W / °C]
D _s	Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois	[W / °C]
D _{li}	Déperditions à travers les ponts thermiques	[W / °C]
D _{inc}	Déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés	[W / °C]
D _{sol}	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	[W / °C]
D _R	Déperditions calorifiques par renouvellement d'air	[W / °C]
D _{ref}	Déperditions de références	[W / °C]
E _b	Ecart diurne	[°C]
H	Enthalpie massique	[kJ / kg]
h	Coefficient d'échange superficiel	[m ² · °C / W]
H _{a,s}	Enthalpie massique sèche de l'air	[kJ / kg _{a,s}]
H _v	Enthalpie massique de la vapeur d'eau	[kJ / kg _e]
K _{été}	Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été	[W / m ² · °C]
K _{hiver}	Coefficient de transmission surfacique d'hiver pour une paroi homogène	[W / m ² · °C]
K _{moy}	Coefficient de transmission surfacique moyenne pour une paroi hétérogène	[W / m ² · °C]
K _l	Coefficient de transmission linéique de la liaison	[W / m · °C]
K _s	Coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur	[W / m · °C]
L	Longueur intérieure de la liaison	[m]
l _v	Chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C	[kJ / kg _e]
m _{a,s} [*]	Masse volumique de l'air sec	[kg/m ³]
m _v [*]	Masse volumique de la vapeur d'eau	[kg/m ³]
m _{a,s}	Masse de l'air sec	[kg]
m _v	Masse de la vapeur	[kg]
PI	Périmètre intérieur du plancher bas sur terre-plein.	[m]
p _{at}	Pression de l'air atmosphérique	[Pa]
p	Pression de l'air humide	[Pa]
p _{a,s}	Pression de l'air sec	[Pa]
p _v	Pression de la vapeur d'eau	[Pa]

NOMENCLATURE

$P_{\text{sat,e}}$	Pression de saturation de l'eau	[Pa]
$P_{\text{sat,g}}$	Pression de saturation de la glace	[Pa]
P_{sat}	Pression de saturation	[Pa]
Q_c	Puissance de chauffage nécessaire	[W]
qV_{an}	Débit d'air neuf	[m ³ / h]
q_c	Quantité de chaleur à fournir	[kJ / kg _{a,s}]
q_f	Quantité de chaleur à extraire	[kJ / kg _{a,s}]
R	Résistance thermique	[m ² · °C / W]
r	Constante du gaz	[J / kg.K]
r^s	Humidité spécifique	[kg _e / kg _{a,s}]
r_{sat}^s	L'humidité spécifique de saturation	[kg _e / kg _{a,s}]
$r_{\text{b,e}}^s$	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	[kg _e / kg _{a,s}]
S_{int}	Surface intérieure totale de la paroi considérée	[m ²]
S_{app}	Surface de la zone d'apport	[m ²]
Tau	Coefficient de réduction de température	-
T	Température absolue	[K]
V^*	Volume massique	[m ³ / kg]
$V_{\text{a,s}}^*$	Volume massique de l'air sec	[m ³ / kg _{a,s}]
V_{v}^*	Volume massique de la vapeur d'eau	[m ³ / kg _e]
W	Degré de saturation	[%]
w_n	La puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	[W]

Symboles grecs	Significations	Unités (SI)
α	Facteur d'absorption	-
θ	Température sèche	[°C]
θ_h	Température humide	[°C]
θ_r	Température de rosé	[°C]
$\theta_{\text{b,i}}$	Température sèche de base de l'air intérieur	[°C]
$\theta_{\text{b,e}}$	Température sèche de base de l'air extérieure	[°C]
θ_m	Température sèche moyenne	[°C]
θ_{inc}	Température de local non conditionné	[°C]
$\Delta\theta_{\text{inc}}$	Ecart de température sèche entre un espace non conditionné et un local conditionné	[°C]
$\Delta\theta_{\text{eq}}$	Différence de température équivalente à l'heure t	[°C]

NOMENCLATURE

$\Delta\theta_{\text{eqs}}$	Différence de température équivalente à l'heure t pour une paroi à l'ombre	[°C]
$\Delta\theta_{\text{eqm}}$	Différence de température équivalente à l'heure t pour une paroi ensoleillée	[°C]
λ	Conductivité thermique	[W / m · °C]
Ψ	Humidité relative	[%]
$\Psi_{\text{b,i}}$	Humidité relative de base de l'air intérieur	[%]
$\Psi_{\text{b,e}}$	Humidité relative de base de l'air extérieure	[%]

Abréviations

at	Atmosphérique
a,s	Air sec
v	Vapeur d'eau
s	Spécifique
sat	Saturation
g	Glace
c	Chaud
f	Froid
b	Base
e	Extérieure
int	Intérieure
a	Air
m	Moyen
alt	Altitude
tot	Total
S	Sensible
L	Latents
eq	Equivalente
lnc	Local non climatisé
app	Apport
oc	Occupant

Introduction générale

Afin de préserver le confort et l'hygiène d'un bâtiment, il est indispensable de mettre en place un système de ventilation ou une centrale de traitement de l'air approprié aux locaux et à leurs usages. Cet équipement doit pouvoir maîtriser les niveaux de température et d'humidité ambiante, ainsi que la qualité de l'air intérieur, tout en évitant les courants d'air.

Les centrales de traitement de l'air sont devenues incontournables dans les normes d'hygiène du secteur industriel. Tout en réduisant la consommation d'énergie, le traitement assainit l'air, mais permet également de limiter l'excès de vapeur d'eau et des polluants (poussières, bactéries, champignons...etc.).

La climatisation industrielle se distingue de la climatisation résidentielle par l'importance et l'intensité de son fonctionnement. Elle est réservée au conditionnement de petites ou grandes pièces telles que les ateliers ou les bureaux. Elle apporte un confort important, non seulement pour les employés mais également indispensable pour assurer le processus de production des produits et leurs stockages.

La partie majeure des produits agroalimentaires industrialisés, ou conservés pour une longue durée, passe nécessairement par l'opération de traitement d'air. Au cours du procédé, les transferts couplés de chaleur et de masse qui s'effectuent au sein des produits provoquent des changements physiques, chimiques et biologiques. Ces changements sont fortement influencés par la teneur en eau et par la température interne durant le procédé. Pour cette raison, la connaissance de l'évolution de ces paramètres est nécessaire, afin de contrôler la qualité du produit fini et de faciliter son expédition.

Notre travail porte sur l'étude d'une centrale de traitement d'air destiné au bâtiment de stockage de sucre en morceaux (CEVITAL), sise dans la zone « A » défini par le DTR comme une zone a climat méditerranéen.

L'objet de notre étude sera consacré, de prime abord, à la vérification des conditions de stockage de sucre en morceaux afin de le déshumidifier, ensuite, nous allons étudier et dimensionner l'installation de traitement d'air qui nous permettra, au bout du compte, d'obtenir de l'air avec des paramètres convenables.

Pour atteindre objectif de notre étude, nous structurons le présent mémoire autour de quatre chapitres répartis comme suit :

INTRODUCTION GENERALE

Le premier chapitre ‘Généralités sur l’air humide’, fait l’objet d’une étude bibliographique concernant l’air humide et ses différentes grandeurs caractéristiques.

Le second chapitre ‘Présentation de l’installation de ventilation’, sera consacré à la description de l’installation de traitement d’air, ainsi les différents équipements utilisés pour assurer le conditionnement de notre local.

Le troisième chapitre ‘Règlementation thermique’, sert à utiliser le document technique réglementaire « DTR » pour la détermination des besoins calorifiques et frigorifiques du local.

Le dernier chapitre ‘Bilan thermique’ consistera à exposer les données du projet et aux calculs nécessaires pour la détermination des puissances de chauffage et de climatisation nécessaire.

CHAPITRE I :
GENERALITES SUR
L'AIR HUMIDE

I.1 Introduction

Le traitement d'air ou le conditionnement d'air, a pour objectif de créer et de maintenir un microclimat agréable (température, humidité, pureté de l'air ... etc.) à l'intérieur d'un local, pour des raisons de confort (bureaux, maison individuelle, etc.) ou bien pour des raisons techniques (laboratoires médicaux, bâtiments de stockage, etc.), quelles que soient les conditions météorologiques extérieures ou bien les charges auxquelles est soumis le local.

I.2 Air atmosphérique

L'atmosphère terrestre est l'enveloppe gazeuse entourant la Terre que l'on appelle air, son rôle est de protéger la vie sur la surface de la Terre. Sa composition chimique comprend pour l'essentiel, de l'azote (78%), de l'oxygène (21%), des gaz rares (Argon, Néon, Hélium...) et dans les basses couches, de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone.

La pression atmosphérique P_{at} dépend uniquement de l'altitude z et elle peut s'exprimer par la relation suivante [1] :

$$P_{at} = 1,19745 \cdot 10^{-8} (288,15 - 0,0065 \cdot z)^{5,25588} \quad (.1)$$

Les expressions utilisées par la suite négligent souvent la correction d'altitude. Dans ce cas la valeur adoptée est celle qui correspond au niveau des mers (altitude zéro)[1].

I.3 Air humide

I.3.1 Définition de l'air humide

L'air qui nous entoure quel qu'il soit, contient une certaine quantité d'eau qui se présente sous forme de vapeur, en effet c'est un mélange en proportions variables d'air sec et de vapeur d'eau, appelé air humide[2].

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

Sachant bien que l'air sec et la vapeur d'eau sont considérés comme des gaz parfaits, donc on peut appliquer la loi des gaz parfaits [3] :

$$p \cdot V^* = r \cdot T \quad (.2)$$

En développant cette équation, on va aboutir à l'expression de la masse volumique de l'air sec et de la vapeur d'eau.

Pour la masse volumique de l'air sec :

$$m_{a,s}^* = \frac{P_{a,s}}{r_{a,s} \cdot T} \quad (.3)$$

Pour la masse volumique de la vapeur d'eau :

$$m_v^* = \frac{P_v}{r_v \cdot T} \quad (.4)$$

I.3.2 Loi de dalton

La loi de dalton, appelée aussi loi des pressions partielles, est une loi de la thermodynamique concernant les mélanges des gaz parfaits. Elle stipule que la pression d'un mélange gazeux est égale à la somme des pressions partielles exercées par chacun des gaz du mélange.

L'application de la loi de dalton conduit à [3] :

$$p = p_{at} = p_v + p_{a,s} \quad (.5)$$

Où :

La masse d'air sec occupant un volume V à une température T est donc :

$$m_{a,s} = m_{a,s}^* \cdot V = \frac{(p - p_v) \cdot V}{287,05 \cdot T} \quad (.6)$$

Et la masse de vapeur d'eau occupant un volume V à une température T est :

$$m_v = m_v^* \cdot V = \frac{p_v \cdot V}{461,51 \cdot T} \quad (.7)$$

I.3.3 Propriétés de l'air humide

L'air humide est défini par plusieurs grandeurs caractéristiques.

I.3.3.1 Humidité

L'humidité est généralement à l'état vapeur, ou quelquefois à l'état liquide (gouttes) ou solide (neige), en concentration variable.

Sachant que la teneur en humidité de l'air est généralement variable, mais sans la modification de la masse de l'air sec (la masse d'air sec reste constante), alors pour cela on se réfère de préférence à la masse de l'air sec plutôt qu'à la masse d'air humide. Voilà pourquoi on utilise deux types de grandeurs dans la climatisation[1].

- Les grandeurs massiques : se réfèrent à la masse d'air humide ;
- Les grandeurs spécifiques : se réfèrent à la masse d'air sec.

- **Humidité spécifique**

L'humidité spécifique notée r^s (parfois appelée aussi rapport de mélange, humidité absolue, teneur en eau, etc.) est définie comme le rapport existant entre la masse d'humidité (vapeur d'eau) et la masse d'air sec à laquelle elle est mélangée, elle est mesurée en kilogrammes d'humidité par kilogramme d'air sec[3].

$$r^s = \frac{m_v}{m_{a,s}} \quad (.8)$$

$$r^s = 0,622 \frac{P_v}{p - P_v} \quad (.9)$$

- **Humidité relative**

L'humidité relative ψ encore appelée degré hygrométrique est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec par la masse de vapeur d'eau contenue dans ce même kilogramme d'air saturé à la même température. Elle est sans dimension, s'écrit généralement en pourcentage.

$$\psi = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (.10)$$

I.3.3.2 Enthalpie

La notion d'enthalpie est difficile à définir. La méthode la plus simple est de considérer qu'il s'agit d'une mesure de l'énergie contenue dans l'air, lors des évolutions à pression constante, ou sensiblement constante.

Sachant que les phénomènes intervenant en conditionnement d'air, hors des circuits frigorifiques, se produisant à pression relativement constante[1]. On considère pour les calculs que l'enthalpie massique se réfère pour l'air sec, l'air humide ou l'eau. Et que l'enthalpie spécifique se réfère pour l'air humide seulement.

- **Enthalpie massique**

L'enthalpie massique contenue dans 1 kg d'air sec se calcule comme suite[3] :

$$H_{a,s} = C_{p_{a,s}} \cdot \theta \quad (.11)$$

Et pour la vapeur d'eau :

$$H_v = l_v + C_{p_v} \cdot \theta \quad (.12)$$

- **Enthalpie spécifique de l'air humide**

L'enthalpie spécifique de l'air humide sous un volume V renfermant un mélange composé d'une masse d'air sec et d'une masse de vapeur d'eau est donnée comme suite[3] :

$$H = m_{a,s} \cdot H_{a,s} + m_v \cdot H_v \quad (.13)$$

$$H = m_{a,s} \left(H_{a,s} + \frac{m_v}{m_{a,s}} \cdot H_v \right) \quad (.14)$$

$$H^s = \frac{H}{m_{a,s}} = H_{a,s} + r^s \cdot H_v \quad (.15)$$

I.3.3.3 Température

C'est une grandeur physique liée à la notion immédiate de chaud et de froid. En conditionnement d'air, la température d'air, exprimée en degrés Celsius [°C], choisie soit pour des raisons de bien-être, soit pour des raisons de conservation, ou pour des raisons de fabrication[1].

- **Température sèche**

Température sèche θ , appelée aussi température de bulbe sec est celle qui est indiquée par un thermomètre dont l'élément sensible, le bulbe, est parfaitement sec, ledit thermomètre étant placé dans l'air en question. C'est la température relevée au thermomètre classique en [°C][3].

- **Température humide**

La température humide θ_h dite aussi température de bulbe humide est celle enregistrée par un thermomètre où le bulbe est recouvert d'une mèche imprégnée d'eau. La température humide, sauf à la saturation (humidité relative à 100%), est inférieure à la température courante (température sèche)[1], comme le montre la figure ci-dessous.

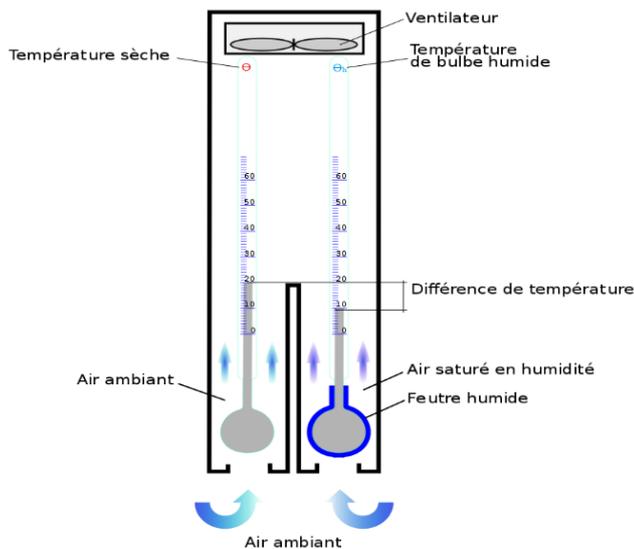


Figure I. 1: Température humide et température sèche.

- Température de rosé

Si l'on refroidit l'air, on atteint, à un moment donné, une température à laquelle commencent à apparaître les condensations (eau ou glace) ; c'est la température de rosée. Il est, parfois, nécessaire de calculer cette température (pour éviter que ne se produisent des condensations)[1].

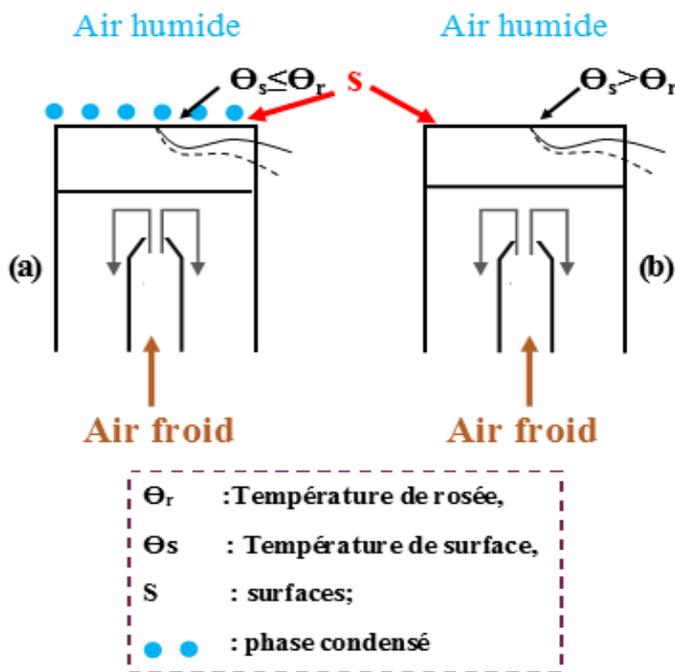


Figure I. 2 : Température de rosée.

I.4 Air saturé

L'air saturé correspond à un air humide, à une température et une pression donnée, dont la quantité de vapeur d'eau est telle que toute quantité d'eau supplémentaire ne peut apparaître que sous forme liquide ou solide.

- **Pression de saturation**

La pression de vapeur saturante est la pression à laquelle un fluide passe de l'état gazeux à l'état liquide (ou de l'état liquide à gazeux) pour une température donnée. En air humide, elle représente la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air peut contenir avant la formation de liquide.

Selon CADIERGUES les relations empiriques qui définissent la pression de saturation p_s sont :

Pour l'eau :

$$\log_{10}(p_{\text{sat,e}}) = \frac{7,625 \cdot \theta}{241 + \theta} + 2.7877 \quad (.16)$$

Pour la glace :

$$\log_{10}(p_{\text{sat,g}}) = \frac{9,756 \cdot \theta}{272,7 + \theta} + 2.7877 \quad (.17)$$

- **Humidité spécifique de saturation**

L'humidité spécifique de saturation est généralement définie lorsque la pression atmosphérique p est beaucoup plus grande que p_v , alors l'expression de l'humidité spécifique devient celle de la saturation :

$$r_{\text{sat}}^s = 0,622 \frac{P_{\text{sat}}}{p - P_{\text{sat}}} \quad (.18)$$

- **Relation entre humidité relative et spécifique**

Le passage de l'humidité relative à l'humidité spécifique et inversement[1], s'effectue au moyen des formules suivantes :

➤ De l'humidité relative vers l'humidité spécifique :

$$r^s = \frac{(0,662 \cdot \psi \cdot p_{\text{sat}})}{(p_{\text{sat}} - \psi \cdot p_{\text{sat}})} \quad (.19)$$

➤ De l'humidité spécifique vers l'humidité relative :

$$\Psi = \frac{(r^s \cdot p_{\text{sat}})}{(p_{\text{sat}} \cdot (0.622 + r^s))} \quad (.20)$$

- **Degré de saturation**

Le degré de saturation W est le rapport de l'humidité spécifique de l'air r^s à l'humidité spécifique de l'air saturé à la même température r_{sat}^s [3]:

$$W = \frac{r^s}{r_{\text{sat}}^s} \quad (.21)$$

Si la température est supérieure à 0°C, l'humidité spécifique de saturation r_{sat}^s est prise par rapport à l'eau.

I.5 Diagrammes de l'air humide

Le diagramme de l'air est un abaque composé de plusieurs familles de courbes qui permettent de relier entre elles les principales variables caractéristiques de l'air humide.

Il existe plusieurs types de diagrammes de l'air humide qui ont été proposés, mais actuellement seulement deux représentations sont utilisées :

- Diagramme de Mollier (r^s, H^s) : à axe oblique qui donne l'humidité spécifique en fonction de l'enthalpie spécifique
- Diagramme de Carrier (θ, r^s) : à axe perpendiculaire qui donne la température en fonction de l'humidité spécifique.

Le diagramme psychrométrique de Carrier est le diagramme le plus souvent utilisé dans le monde, il permet de visualiser les caractéristiques principales d'un mélange gaz-vapeur (air humide), et également de reproduire l'évolution de l'air au cours d'un traitement[4]. Il suffit d'avoir deux de ces grandeurs pour retrouver l'ensemble des propriétés de l'air humide grâce à une simple lecture sur le diagramme [4].

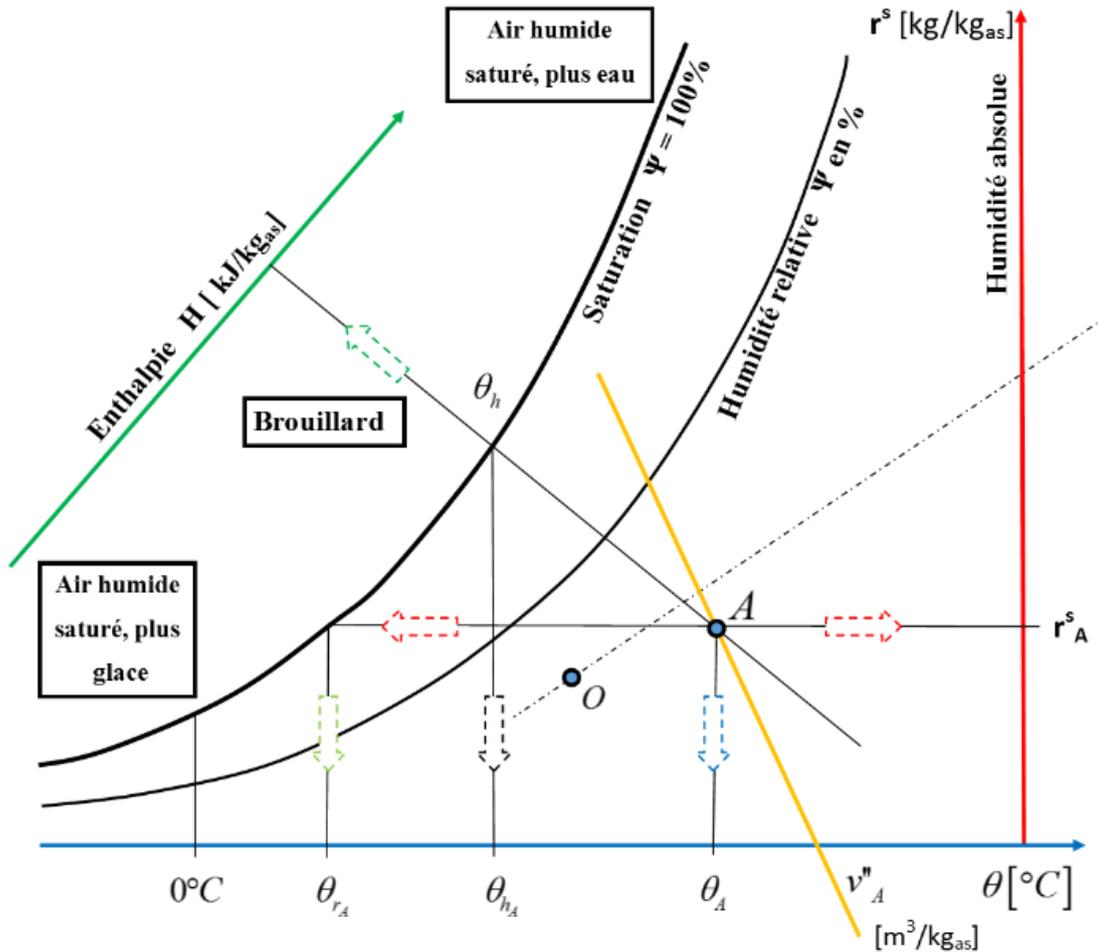


Figure I. 3 : Diagramme de CARRIER.

Avec :

- Droite bleue : Température sèche θ [$^{\circ}\text{C}$]
- Droite rouge : Humidité absolue r^s [$\text{kg}_e / \text{kg}_{\text{a.s.}}$]
- Ligne oblique verte : Enthalpie H [$\text{kJ} / \text{kg}_{\text{a.s.}}$]
- Courbe noire fine : Humidité relative ψ [%] s'exprime en % par rapport à la courbe de saturation $\psi = 100\%$ (courbe noire en gras)
- Ligne oblique orange : Volume spécifique V^s [$\text{m}^3 / \text{kg}_{\text{a.s.}}$]
- Flèche vert clair : Température de rosé θ_r [$^{\circ}\text{C}$]
- Flèche noire : Température humide θ_h [$^{\circ}\text{C}$]
- Le point O : $(24^{\circ}\text{C}, 50\%)$ est un point de référence de l'échelle des facteurs de chaleur sensible (S.H.F).

I.6 Procédés de traitement de l'air humide

L'air est le véhicule privilégié de la chaleur, du froid ou de l'humidité dans le domaine du traitement de l'air, donc il est généralement soumis, depuis sa collecte depuis l'extérieur à un certain nombre d'opérations de transformation avant sa diffusion dans l'enceinte à climatiser :

- Mélange adiabatique de deux airs humides de caractéristiques différentes ;
- Réchauffage d'un air humide ;
- Refroidissement d'un air humide sans ou avec déshumidification ;
- Humidification d'un air ;
- Déshumidification d'un air.

Nous allons présenter dans les paragraphes qui suivent quelques opérations de traitement d'air utilisées dans notre étude [4].

I.6.1 Mélange d'airs

Lors d'un processus de traitement d'air, on est amené à mélanger deux airs de natures différentes, afin d'obtenir un mélange qui a des caractéristiques différentes de ces derniers, si bien que l'absence d'échange de chaleur entre eux le qualifie d'adiabatique [3].

En pratique, il s'agit le plus souvent de mélanges d'air dans des installations de traitement d'air, par exemple un mélange d'air extérieur et un mélange d'air intérieur recyclé. En général, les caractéristiques de l'air extérieur et de l'air recyclé sont connues, et à l'aide des équations de bilan (massique et énergétique) nous allons retrouver les caractéristiques du mélange formé par ces deux derniers.

- Bilan massique de l'air sec :

$$m_{a,s_3} = m_{a,s_1} + m_{a,s_2} \quad (.22)$$

- Bilan massique de l'eau :

$$m_{a,s_3} \cdot r_3^s = m_{a,s_1} \cdot r_1^s + m_{a,s_2} \cdot r_2^s \quad (.23)$$

- Bilan énergétique :

$$m_{a,s_3} \cdot H_3^s = m_{a,s_1} \cdot H_1^s + m_{a,s_2} \cdot H_2^s \quad (.24)$$

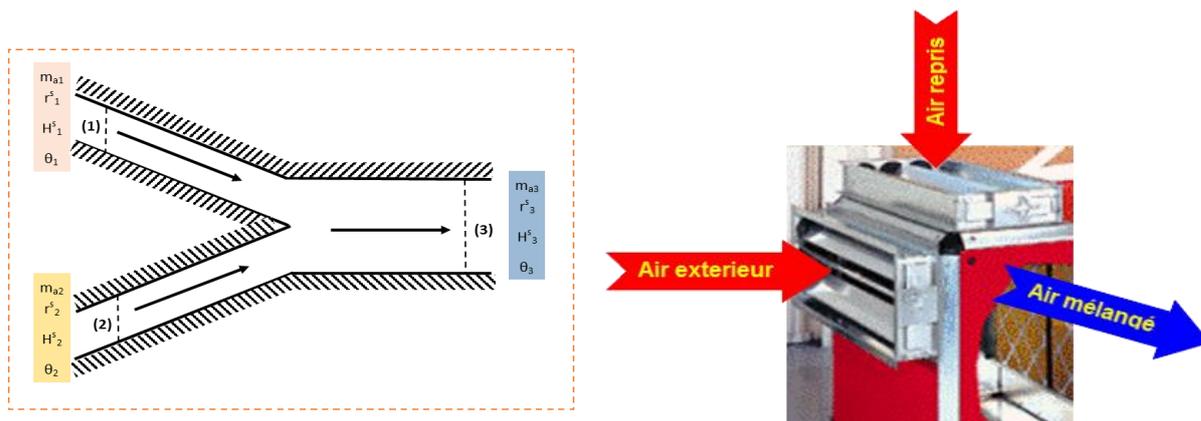


Figure I. 4 : Caisson de mélange et représentation schématique.

I.6.2 Échauffement ou refroidissement de l'air à humidité spécifique constante :

Que l'on ait à faire à un processus de refroidissement ou à échauffement de l'air à humidité constante (apport ou extraction de chaleur sensible), la méthode de traitement de chaque cas est similaire. On est amené donc à déterminer la puissance de la batterie froide dans le cas de refroidissement et de la batterie chaude dans le cas du chauffage, par la résolution du bilan massique et énergétique [3].

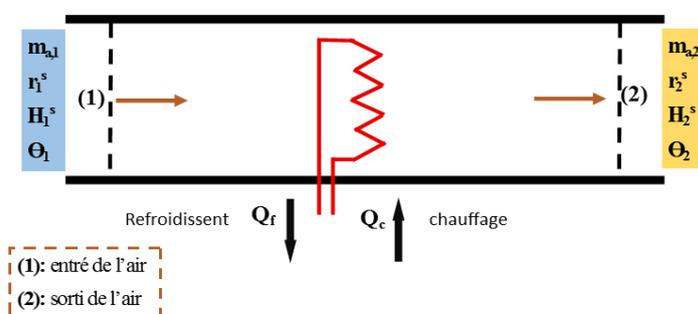
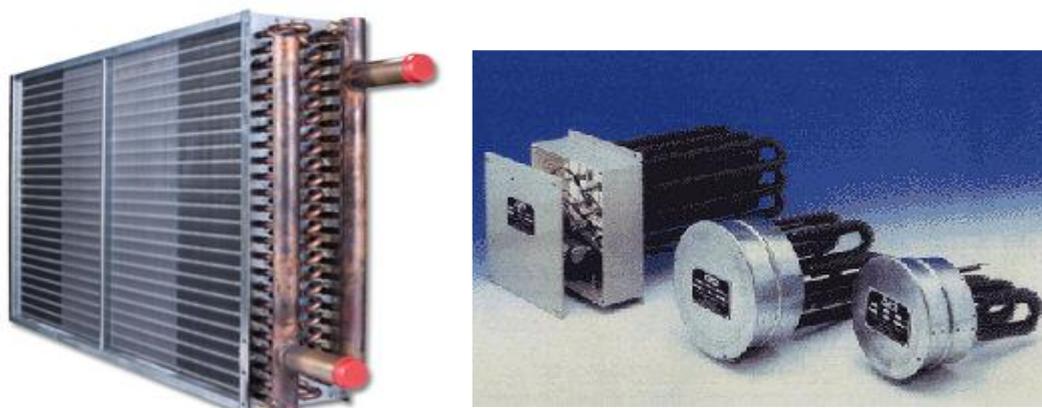


Figure I. 5 : Batterie à eau (glacée ou chaude), épingle chauffante électrique et représentation schématique de la transformation.

➤ Bilan massique de l'air sec :

$$m_{a,s_1} - m_{a,s_2} = 0 \quad (.25)$$

$$m_{a,s_1} = m_{a,s_2} = m_{a,s} \quad (.26)$$

➤ Bilan massique de l'eau :

$$m_{a,s_1} \cdot r_1^s - m_{a,s_2} \cdot r_2^s = 0 \quad (.27)$$

$$\rightarrow r_1^s = r_2^s \quad (.28)$$

➤ Bilan énergétique :

Échauffement à humidité spécifique constante

$$m_{a,s_1} \cdot H_1^s + Q_c - m_{a,s_2} \cdot H_2^s = 0 \quad (.29)$$

$$Q_c = m_{a,s} \cdot (H_2^s - H_1^s) \quad (.30)$$

$$q_c = \frac{Q_c}{m_{a,s}} = H_2^s - H_1^s \quad (.31)$$

Refroidissement à humidité spécifique constante

$$m_{a,s_1} \cdot H_1^s - Q_f - m_{a,s_2} \cdot H_2^s = 0 \quad (.32)$$

$$Q_f = m_{a,s} \cdot (H_1^s - H_2^s) \quad (.33)$$

$$q_f = \frac{Q_f}{m_{a,s}} = H_1^s - H_2^s \quad (.34)$$

I.6.3 Refroidissement de l'air avec déshumidification

Quand l'air est refroidi à une température inférieure à sa température de rosée, le refroidissement produit la déshumidification (abaisser sa richesse en eau), c'est une des transformations les plus importantes en conditionnement d'air.

Pour réaliser cette dernière, il est impérativement nécessaire que la température de surface de la batterie froide soit inférieure à la température de rosée de l'air entrant[4].



Figure I. 6 : Batterie à eau glacée de refroidissement et déshumidification.

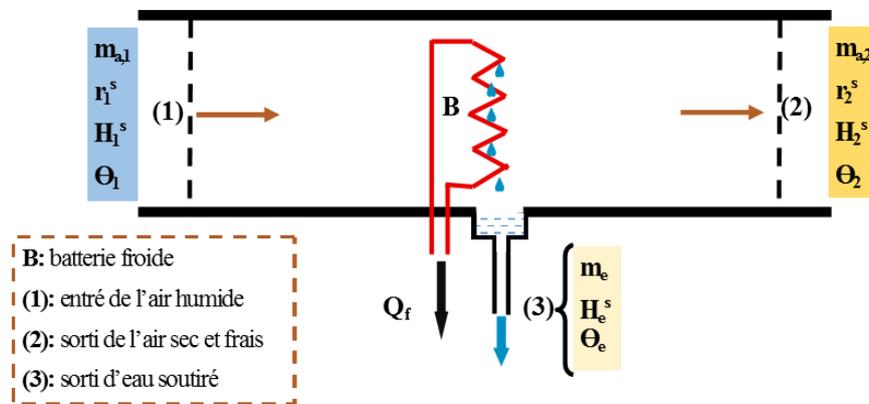


Figure I. 7 : Représentation schématique du procédé de refroidissement avec déshumidification.

L'écriture des équations du bilan massique et énergétique va nous permettre de déterminer la puissance de la batterie froide dans ce cas.

➤ Bilan massique de l'air sec :

$$\left. \begin{aligned} m_{a,s_1} - m_{a,s_2} &= 0 \\ m_{a,s_1} &= m_{a,s_2} = m_{a,s} \end{aligned} \right\} \quad (.35)$$

➤ Bilan massique de l'eau :

$$m_{a,s_1} \cdot r_1^s - m_{a,s_2} \cdot r_2^s - m_e = 0 \quad (.36)$$

D'où :

$$m_e = m_{a,s} (r_1^s - r_2^s) \quad (.37)$$

$$\frac{m_e}{m_{a,s}} = r_1^s - r_2^s \quad (.38)$$

➤ Bilan énergétique :

$$m_{a,s_1} \cdot H_1^s - m_{a,s_2} \cdot H_2^s - m_e \cdot H_e - Q_f = 0 \quad (.39)$$

$$Q_f = m_{a,s} \cdot (H_1^s - H_2^s) - m_e \cdot H_e \quad (.40)$$

Ou bien par unité de masse d'air sec :

$$q_f = \frac{Q_f}{m_{a,s}} = (H_1^s - H_2^s) - (r_1^s - r_2^s) \cdot H_e \quad (.41)$$

I.7 Conclusion

Au cours de ce premier chapitre nous avons établi un bilan de connaissance concernant l'air et ses différentes propriétés, nous avons commencé par présenter quelques généralités sur l'air humide, passant par la présentation du diagramme psychrométrique qui permet de lire l'ensemble des caractéristiques utilisées pour une étude de traitement de l'air, et pour finir nous avons exposé les différents procédés de conditionnement de ce dernier qui vont nous permettre d'aboutir aux caractéristiques finales souhaitées.

CHAPITRE II :
PRESENTATION DE
L'INSTALLATION DE
VENTILATION

II.1 Introduction

Climatisé un local dans le secteur industriel ou quelconque pièce d'habitation où cohabitent fumées, poussières, vapeur d'eau...rendent indispensables l'extraction d'air vicié et l'apport en compensation d'air neuf. Donc l'utilisation d'une centrale de traitement d'air est nécessaire. Son rôle consiste à la préparation, ou bien, au traitement et à la distribution de l'air aux conditions de confort déjà choisi.

II.2 Centrale traitement d'air

Une centrale de traitement d'air est un ensemble d'équipements dont le rôle principal est d'assurer et de maintenir les conditions climatiques intérieures souhaitées, en termes de température, hygrométrie. Elles peuvent être monoblocs ou constituées de plusieurs modules additionnés les uns aux autres, suivant la configuration souhaitée. Les centrales de traitement de l'air constituent l'un des organes principaux d'un système CVC (chauffage, ventilation, climatisation).

Elles sont généralement placées à l'extérieur des locaux à climatisé ou bien à l'intérieur dans local technique[5].



Figure II. 1 : Installation de traitement de l'air.

II.3 Description de l'installation de ventilation pour le stockage du sucre en morceaux Cevital

L'installation de ventilation destinée pour le stockage du sucre en morceaux chez CEVITAL est de type uni-zone.

Les CTA uni-zone s'appliquent à un local ou bien à plusieurs locaux ayant des charges identiques. Le débit d'air soufflé est constant, la température et l'hygrométrie de l'air soufflé varient suivant les charges du local.

Le but de cette installation est de maintenir les conditions climatiques intérieures du bâtiment de stockage suivant :

- Température : Minimum 15°C
Maximum 35°C
- Humidité relative : inférieure ou égale à 65%

II.3.1 Mode de fonctionnement

Afin d'atteindre des conditions climatiques souhaitées au sein d'un local, l'air est amené à être traité soit par un apport d'air neuf « mode tout air neuf » ou bien recycler celui déjà présent dans le local « mode tout air recyclé ».

Le basculement entre les deux modes se fait automatiquement par le biais d'une sonde de température extérieure [6].

- Mode tout air neuf : est utilisé si la concentration en poussières de sucre est importante et pour des conditions climatiques extérieures favorables ($T < 15^{\circ}\text{C}$) afin de limiter le fonctionnement du groupe frigorifique.
- Mode tout air recyclé : peut être utilisé lorsqu'il n'y a pas de risque de retour de poussières sucre et dans le cas de conditions climatiques extérieures sont défavorables ($T > 17^{\circ}\text{C}$).

II.3.2 Distribution d'air

Indépendamment du choix du mode de ventilation, l'air traité est ensuite insufflé dans un réseau de collecteurs d'air permettant de distribuer l'air sous le stockeur.

Cette distribution d'air s'effectue par un ensemble de 12 antennes réparties sous la surface du stockeur, composé de [6]:

- 12 x Conduits 'perforés' permettant une diffusion d'air homogène
- 12 x Registres de réglage de débit d'air permettant l'équilibrage sur les 12 antennes.

Un collecteur de reprise d'air permet de reprendre l'air chaud et humide en partie supérieure du stockeur.

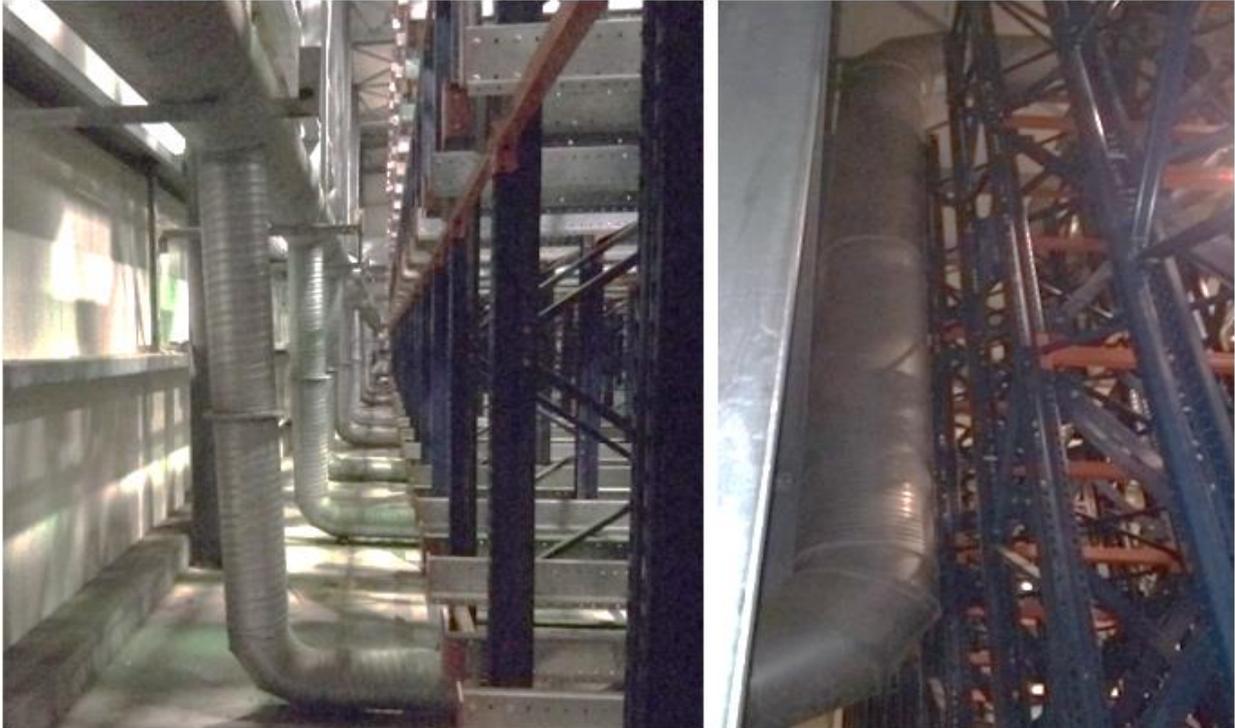


Figure II. 2 : Conduites de diffusion d'air sous le stockeur et un collecteur de reprise d'air.

A noter que chaque ventilateur est équipé d'un variateur de fréquence permettant d'optimiser la consommation électrique aux débits d'air souhaités et permettant également de régler une légère dépression ou surpression du bâtiment.

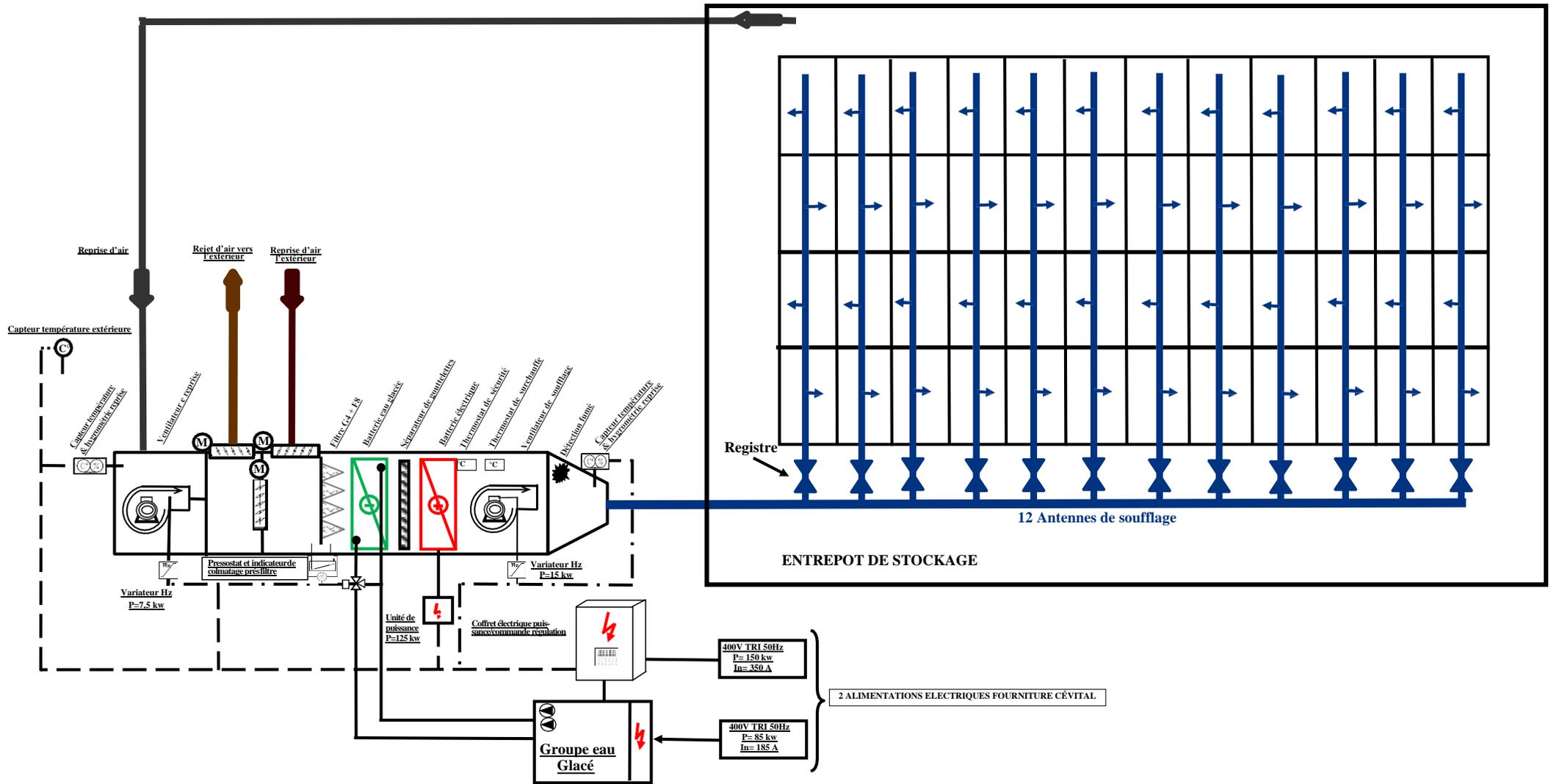


Figure II. 3 : Représentation schématique de la CTA.

II.4 Groupe de production frigorifique

Le groupe d'eau glacée, aussi appelés « chiller », est généralement une installation monobloc comportant toute l'unité du circuit frigorifique (compresseur, détendeur, évaporateur, condenseur), permettant de distribuer de l'eau chaude ou glacée aux batteries de la CTA par le biais d'un réseau de distribution qui est constitué d'un ensemble de tuyauteries, généralement en acier noir isolé thermiquement (coquilles de polystyrène ou laine de roche avec protection PVC ou aluminium) ou encore en PVC haute densité. L'eau est utilisée dans ce type d'installation alors, soit elle est pure, soit mélangée avec du glycol afin d'éviter qu'elle se gèle. Cette installation peut être installée dans un local technique, ou en extérieur[7].



Figure II. 4 : Groupe de production frigorifique.

II.4.1 Descriptif général du groupe frigorifique

Ce groupe de production frigorifique est destiné aux besoins de refroidissement et de déshumidification de l'air. Il est de type "à condensation à air" c'est-à-dire que, l'ensemble des calories extraites sur le flux d'air est évacué par un condenseur à air. Le fluide frigorifique utilisé est le R 410A de charge 2 x 17kg. Le groupe frigorifique est placé à l'extérieur près du stockeur, et il se compose des éléments suivants [7]:

- Quatre compresseurs frigorifiques de type « scroll hermétique »
- Un échangeur à plaques (deux circuits) pour refroidir l'eau glycolée
- Un condenseur à air ventilé (deux circuits) il permet la condensation du fluide frigorigène, grâce aux ventilateurs de refroidissement placés sur un échangeur à ailettes.

- Deux filtres / déshydrateur fluides frigorigères
- Deux voyants de contrôle passager fluide
- Deux électrovannes d'alimentation fluide
- Deux détendeurs thermostatiques permettant l'injection de fluide frigorigène dans les deux échangeurs à plaques.
- Un module électronique de régulation de température d'eau glycolée
- Un réservoir d'eau glacée de capacité
- Un double circulateur d'eau glycolée
- Un contrôleur de débit d'eau.

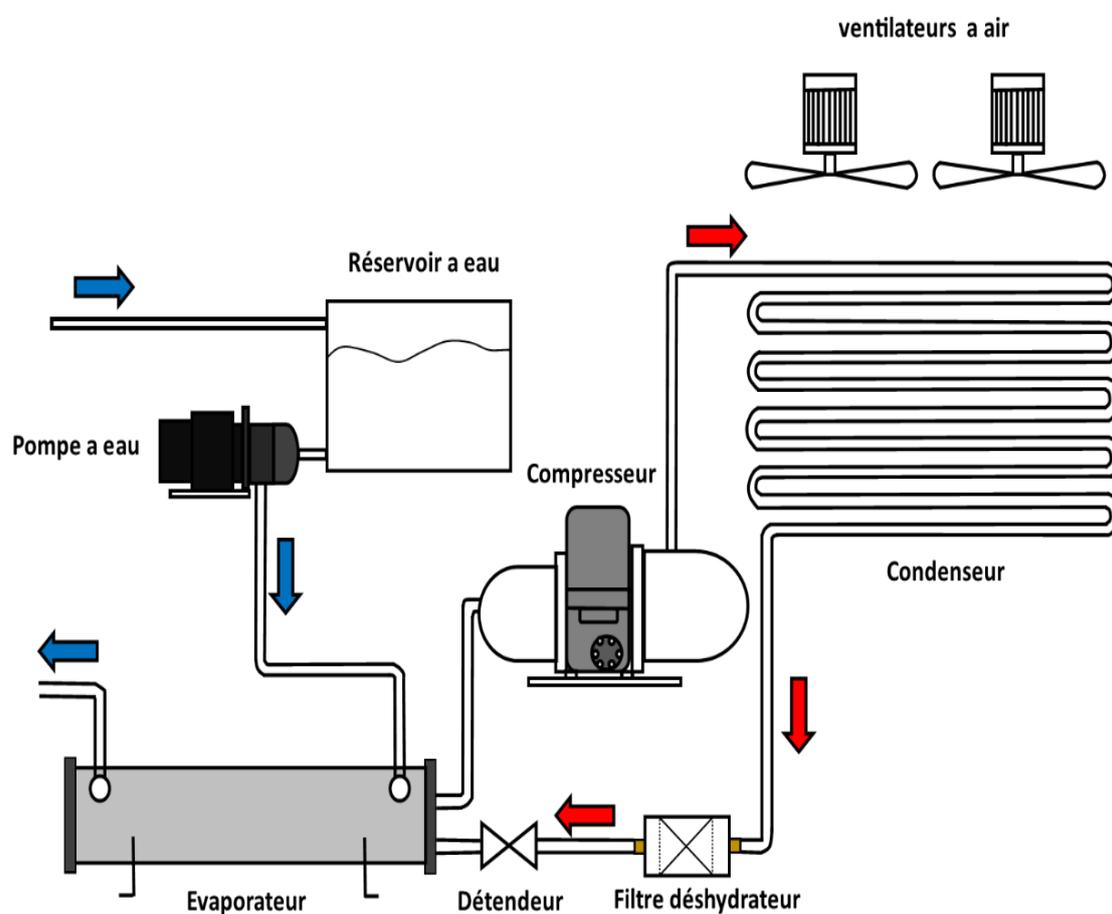


Figure II. 5 : Schéma de principe de fonctionnement d'un groupe d'eau glacé à condensation par air.

II.4.2 Principe de fonctionnement

Le fluide frigorigère circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Durant ces étapes, le fluide frigorigère va être amené à changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures[7].

- **Compression**

À l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température, de plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. À la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

- **Condensation**

À l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression. En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide.

À la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

- **Détente**

À l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.

À la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide plus vapeur et à basse pression.

- **Evaporation**

À l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état liquide plus vapeur et à basse pression. En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur.

À la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression.

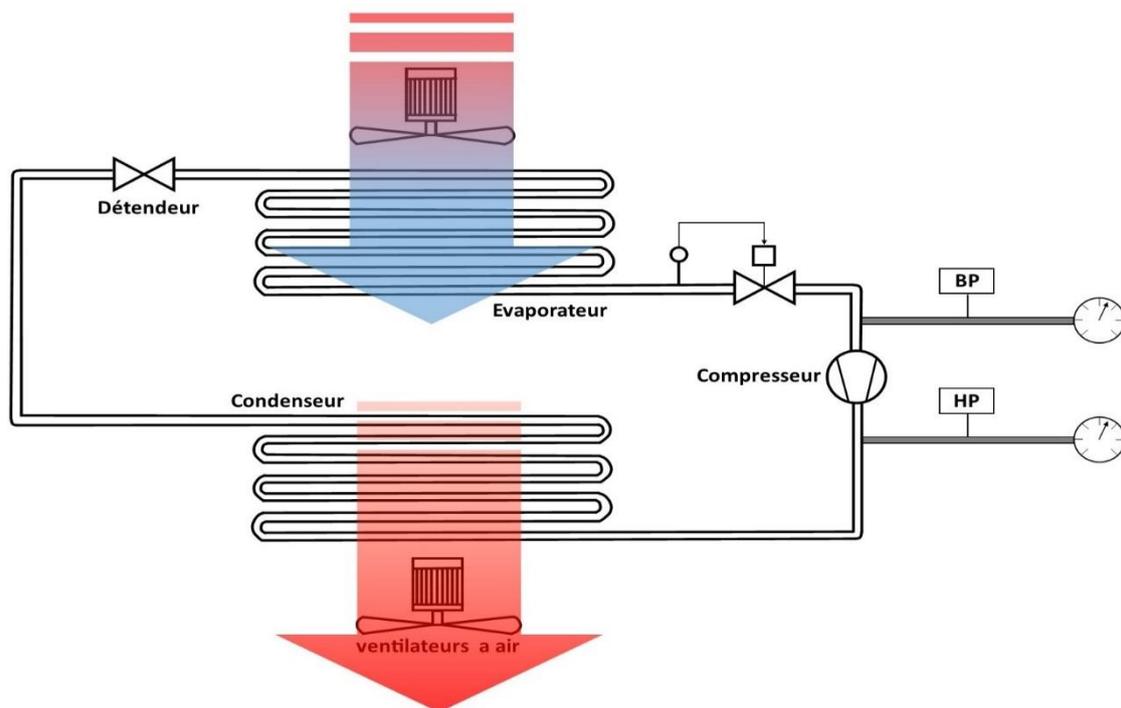


Figure II. 6 : Schéma de principe de fonctionnement d'une machine frigorifique.

II.5 Conclusion

Les exigences envers les installations de conditionnement d'air deviennent de plus en plus accrues surtout dans les domaines de confort, d'économie et l'environnement. C'est pour ça que les CTA n'arrêtent pas de se développer au fil du temps pour répondre aux besoins imposés, en termes de technicité ou de la qualité.

Toute installation de conditionnement d'air doit être en mesure de maîtriser un nombre important de paramètres simultanément comme la température et l'humidité de l'air, la qualité de l'air, la distribution et la diffusion de l'air, le bruit, etc.

CHAPITRE III :
REGLEMENTATION
THERMIQUE

III.1 Introduction

Tout projet en thermique débute par le calcul des charges thermique c'est à dire les apports et les déperditions. L'été, les bilans thermiques sont presque toujours positifs, L'hiver, les bilans thermiques sont le plus souvent négatifs, l'équipement à installer dans les deux cas devra compenser les apports d'été et les déperditions d'hiver afin de garantir des conditions d'ambiance souhaité.

III.2 Charges d'un local

On appelle charges d'un local les quantités d'énergie (chaleur) et d'humidité qu'il faut retirer de l'air par unité de temps pour assurer les conditions de température et éventuellement d'humidité, souhaitées à l'intérieur du volume climatisé[1].

Par convention, on compte positivement la chaleur et l'humidité apportées à l'air du local et négativement la chaleur et l'humidité perdues. Les charges se classent en deux groupes, les charges intérieures et les charges extérieures[5].

III.2.1 Charges intérieures

Elles regroupent tous les facteurs internes d'un bâtiment (les occupants, l'éclairage, les machines, etc.) capable de faire varier son équilibre thermique ou hygrométrique.

Les charges intérieures se présente donc sous deux formes : latente ou sensible[5].

III.2.2 Charges extérieures

Elles regroupent tous les facteurs externes d'un bâtiment susceptibles de faire varier son équilibre thermique ou son taux d'humidité. Les facteurs influençant les charges extérieures sont[5] :

- Les apports par ensoleillement ;
- Les apports et les déperditions par transmission au travers les parois ;
- Les apports et les déperditions dus aux infiltrations, la conduction et la convection.

Le calcul des charges de climatisation, en été consisté à rechercher la valeur maximale de la somme de toutes ces charges, en hiver, on se contente de calculer les déperditions par les parois car les autres charges sont favorables.

III.3 Conditions de base extérieures

Les conditions de base extérieure dépendent de la situation géographique du local à climatiser ainsi que la saison. Pour cela il faut bien distinguer les conditions de base d'hiver et les conditions de base d'été.

III.3.1 Conditions d'hiver

En hiver, l'air extérieure est caractérisé par [1] :

- La température extérieure de base notée $\theta_{b,e}$ en [°C] qui correspond à la température minimale quotidienne constatée au moins 5 fois au cours d'une année.
- L'humidité spécifique extérieure de base $r_{b,e}^s$ en [$\text{kg}_e / \text{kg}_{a,s}$], est obtenue en supposant que l'air extérieur est presque souvent saturé.

III.3.2 Conditions d'été

Les conditions de base d'été est particularisé par les caractéristique de l'air extérieur et le rayonnement solaire de base [8].

III.3.2.1 Caractéristiques de l'air extérieure

L'air que l'on respire en milieu ambiant, c'est-à-dire à l'extérieur, présente un niveau de qualité différent selon la zone climatique et de l'altitude ou est implanté le projet, ce dernier est défini par :

- Température sèche de base $\theta_{b,e}$
- L'humidité spécifique de base $r_{b,e}^s$
- L'écart diurne de base E_b
- La température moyenne θ_m

III.3.2.2 Rayonnement solaire de base

Le rayonnement thermique est la transmission d'énergie thermique de surface à surface par onde électromagnétiques.

III.4 Conditions de base intérieure

Les conditions climatiques de base intérieure sont imposées par l'utilisateur du local et peuvent être éloigné des conditions de confort.

La température sèche de base de l'air intérieur $\theta_{b,i}$ (en °C), l'humidité relative de base de l'air intérieur $\psi_{b,i}$ (en %) et l'accroissement (toléré) de la température sèche de base de l'air intérieur sont les principaux critères à respecter[8].

Le tableau suivant représente les valeurs des conditions intérieures de base pour un séjour de longue durée :

Application	Niveau de confort amélioré		Niveau de confort normal		
	Température sèche [°C]	Humidité relative [%]	Température sèche [°C]	Humidité relative de base [%]	Accroissement toléré de la température [°C]
Séjour de longue durée	24	45	27	50	2

Tableau III. 1: Condition intérieure de base.

Partie 1 : calculs des apports calorifiques

III.5 Apports calorifiques

Les apports calorifiques appelés aussi gains d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées, en ne tenant pas compte des apports dus à l'installation[8].

III.5.1 Apports calorifiques sensibles

Apports calorifiques sensibles A_s ou gains sensibles, sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air d'un environnement quelconque, sont définie comme la somme ; des apports par les parois opaques, les apports à travers les parois vitrées, les apport interne des parties sensible et les apports sensible dus aux infiltration d'air[8].

$$A_s = A_{PO} + A_V + A_{I_s} + A_{INF_s} \quad (II.1)$$

III.5.2 Apports calorifiques latents

Les apports calorifiques latents A_l ou gains latents, sont les apports d'humidité sous forme de vapeur d'eau qui affectent le local considéré.

Les apports calorifiques latents sont données comme la somme des apports interne des parties latents et les apports latents dus aux infiltration[8].

$$A_l = A_{I_l} + A_{INF_l} \quad (II.2)$$

III.5.3 Apports calorifiques totaux

Les apports calorifiques ou puissance frigorifique sont égaux aux gains du local augmentes, d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air total qui passe à travers l'installation, et augmentes, d'autre part, des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même[8].

$$AT_s = (C_{\Delta as} \cdot A_s) + A_{REN_s} \quad (II.3)$$

$$AT_l = (C_{\Delta al} \cdot A_l) + A_{REN_l} \quad (II.4)$$

III.6 Apport à travers les parois opaques

III.6.1 Coefficient de transmission $K_{\text{été}}$ des parois opaques

Le coefficient $K_{\text{été}}$ des parois opaques est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été, il est défini comme la somme des résistances thermique des différentes couches du mur et les résistances d'échange superficiel interne et externe.

Le coefficient $K_{\text{été}}$ est calculé par la relation suivante [8]:

$$\frac{1}{K_{\text{été}}} = \sum R_i + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{II.5})$$

Avec,

$$\circ \sum R_i = \frac{e_i}{\lambda_i} : \quad (\text{II.6})$$

○ h_e , h_i : Coefficients d'échanges superficiels interne et externe.

III.6.2 Parois opaques aériennes

Les parois opaques aériennes sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur que ce soit horizontal ou bien vertical.

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t $APO_{\text{aé}}$ ont pour expression :

$$APO_{\text{aé}} = 1,2 \cdot K_{\text{été}} \cdot S_{\text{int}} \cdot \Delta\theta_{\text{eq}} \quad (\text{II.7})$$

III.6.2.1 Différence de température équivalente

La différence de température équivalente $\Delta\theta_{\text{eq}}$ peut être positive (apports) ou négative (déperditions), dans le cas où elle est négative, on n'en tiendra pas compte dans les calculs.

La formule ci-dessous représente la différence de température équivalente pour les parois ensoleillées [8] :

$$\Delta\theta_{\text{eq}} = \Delta\theta_{\text{eqs}} + C_{\Delta\theta e} + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta\theta_{\text{eqm}} - \Delta\theta_{\text{eqs}}] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (\text{II.8})$$

Avec,

- $C_{\Delta\theta_e}$: facteur de correction dû à la différence maximale de la température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur et à l'écart diurne de base ; pour le mois considère en [°C].

III.6.3 Parois opaques intérieures

Les parois opaques intérieures regroupent principalement tous les murs intérieurs en contact avec un autre local que soit conditionné ou non conditionné.

Les apports de chaleur à un instant t , APO_{int} , traversant une paroi opaque en contact avec un locaux non conditionnés sont données par les formules suivante [8]:

$$APO_{int} = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{inc} \quad (II.9)$$

Où,

$$\Delta\theta_{inc} = [(\theta_e - C_{Inc}) - \theta_{b,i}] \quad (II.10)$$

III.6.4 Parois en contact avec le sol

Les apports par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont calculés en fonction de la différence de niveau z , tel que la différence compte positivement entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol, négativement entre le niveau du sol et le niveau du mur considérer.

La relation suivante donne les apports APO à travers une paroi en contact avec le sol [8]:

$$APO_{sol} = K_{été} \cdot S_{app} \cdot (\theta_m - \theta_{loc,c}) \quad (II.11)$$

Les apports par transmission pour une paroi en contact avec le sol, plancher ou mur enterre, sont considères comme nuls au-delà de $z = z_{lim}$.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de z_{lim} pour la zone climatique A [8]:

Température du local conditionné [°C]	24	25	26	27
Valeur de z_{lim} dans la zone climatique A en m	3,80	3,40	3,00	2,60

Tableau III. 2 : Valeurs de z_{lim} pour la zone climatique A.

III.7 Calculs des apports de chaleur internes

Les apports de chaleur interne proviennent de tous les éléments situés à l'intérieur d'un local et susceptible de modifier son équilibre thermique.

Les apports interne sont déterminés en multipliant, pour chaque apport, les gains maxima par un coefficient de simultanéité (noté CS) spécifique à chaque apport, et en utilisant un coefficient dit d'amortissement noté N_{AI} , comme représenter la formule suivante :

$$AI = \sum (CS \cdot AI_S \cdot N_{AI}) + \sum (CS \cdot AI_L) \quad (II.12)$$

III.7.1 Calculs des gains

III.7.1.1 Gains dus à l'occupant

L'homme apporte chaleur sensible (par notre corps à 37°C) et chaleur latente (par notre production de vapeur d'eau en respiration et transpiration).

Les gains sensibles et latents dus aux occupants sont donc donnés par les deux formules suivantes[8] :

- Gains sensibles occupants

$$AI_{S,oc} = n \cdot C_{S,oc} \quad (II.13)$$

- Gains latents occupants

$$AI_{L,oc} = n \cdot C_{L,oc} \quad (II.14)$$

Avec

- n : nombre d'occupants

III.7.1.2 Gains dus à l'éclairage

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible. Si l'on connaît, la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont calculés par la relation suivante [8]:

$$AI_{éc} = \sum (w_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \quad (II.15)$$

Avec,

- $C_{me} = 1.2$: coefficient de majoration des lampes à incandescence ;

- C_{cr} : pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle ; il est égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

III.8 Apport de chaleur par introduction d'air extérieur

Les apports de chaleur dus à l'introduction d'air extérieur sont une source de chaleur latente et sensible. Il existe deux types ; les apports dus à l'introduction d'air neuf (renouvellement d'air) et apports dus aux infiltrations[8].

III.8.1 Apports dus au renouvellement d'air

Les gains sensibles et latents dus au renouvellement de l'air $AREN_s$ sont donnés par les formules ci-dessous [8]:

$$AREN_s = 0,320 \cdot qv_{an} \cdot (\theta_{s,e} - \theta_{b,i}) \quad (II.16)$$

$$AREN_l = 0,797 \cdot qv_{an} \cdot \text{Max} \cdot [(r_{b,e}^s - r_{b,i}^s), 0] \quad (II.17)$$

Où,

- **0,320** en $[J/m^3 \cdot ^\circ C]$: représente le produit de la chaleur spécifique de l'air $1004[J/kg \cdot ^\circ C]$ par la masse volumique de l'air $1,15[kg/m^3]$ et par un facteur de conversion $(1/3600)$.
- **0,797** en $[J \cdot kg_{a,s} / kg_h \cdot m_{a,s}]$ représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air $1,15 [kg/m^3]$ par la chaleur de vaporisation de l'eau $2498 [J/g]$ et par un facteur de conversion $(1/3600)$.

Partie 2 : calculs des déperditions calorifiques

III.9 Déperditions calorifiques

La chaleur se déplace naturellement du chaud vers le froid. Dès que l'on chauffe un bâtiment à une température supérieure à celle de l'extérieure, la chaleur va essayer de sortir de l'intérieur du bâtiment vers le milieu extérieur. Ce déplacement de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur s'appelle la déperdition calorifique.

Les déperditions calorifiques sont égales au flux de chaleurs sortant d'un local, ou d'un groupe de locaux, par transmission de chaleurs à travers les parois et par renouvellement d'air, pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur [8].

III.9.1 Déperditions calorifiques par transmission

Les déperditions calorifiques par transmission représentent le flux de chaleurs sortant ou perdu à travers les parois d'un local, pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur [8]. Elle représente la somme des déperditions aux parois D_s , des déperditions aux ponts thermiques D_{li} , des déperditions aux parois en contact avec le sol D_{sol} et les déperditions à travers les locaux non chauffés D_{inc} .

$$D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} \quad (II.18)$$

III.9.2 Déperditions calorifiques par renouvellement d'air

Les déperditions calorifiques par renouvellement d'air d'un local représentent les pertes de chaleur provenant des entrées d'air neuf et de l'excédent d'air extrait, ainsi que des infiltrations d'air dans le local en cause des perméabilités des parois.

$$D_R = D_{Rv} + D_{Rs} \quad (II.19)$$

Remarque : Les déperditions par renouvellement d'air doivent uniquement être prise en compte lors du dimensionnement des installations de chauffages pour des locaux d'habitation. Dans notre cas, nous n'allons pas en tenir lors de notre étude du local de stockage.

III.9.3 Déperditions calorifiques totales

L'addition des déperditions par transmission aux déperditions par renouvellement d'air donne les déperditions totales du local essentielles pour le chauffage. Elles sont données par la formule ci-dessous [8]:

$$D = D_T + D_R \quad (\text{II.20})$$

Comme notre étude n'est pas basée sur un local d'habitation, nous n'allons pas tenir en compte des déperditions par renouvellement d'air. Alors la formule des déperditions totale devient :

$$D = D_T \quad (\text{II.21})$$

$$D = \sum (D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc}) \quad (\text{II.22})$$

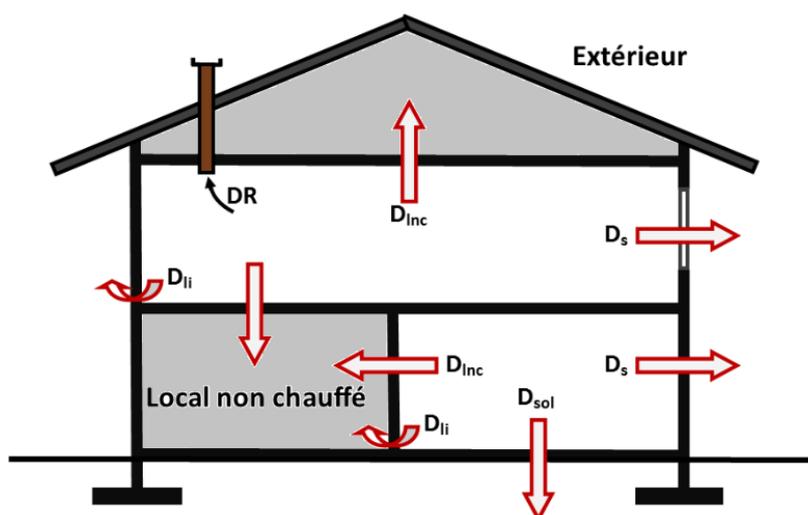


Figure III. 1 : Déperditions d'un local.

III.10 Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois [8]

III.10.1 Paroi séparant deux ambiances de température différentes

Les déperditions surfaciques par transmission à travers une paroi, pour une différence de température de 1°C entre les ambiances que sépare cette paroi est le produit entre le coefficient de transmission surfacique et la surface intérieure de la paroi

$$D_s = K_{\text{hiver}} \cdot S_{\text{int}} \quad (\text{II.23})$$

Pour les parois séparant deux ambiances de température égale, les déperditions par transmission à travers cette paroi sont considérées nulles.

III.10.2 Coefficient K_{hiver} des parois opaques

Le coefficient de transmission thermique d'une paroi est caractérisé par la quantité de chaleur traversant une paroi en régime permanent, par unité de temps, par unité de surface et par unité de différence de température entre les ambiances de la paroi.

Le coefficient K_{hiver} d'une paroi est la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant les parois et des résistances thermiques superficielles internes et externes de cette dernière

➤ Paroi homogène

$$\frac{1}{K_{\text{hiver}}} = \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (\text{II.24})$$

➤ Paroi hétérogène

$$K_{\text{moy}} = \frac{\sum K_{\text{hiver}} \cdot S_{\text{int}}}{\sum S_{\text{int}}} \quad (\text{II.25})$$

III.11 Déperditions à travers les ponts thermiques

Les déperditions à travers une liaison, ou pont thermique, pour une différence de température de 1°C, sont définies par le produit entre le coefficient de transmission linéique de la liaison et la longueur de la liaison.

$$D_{\text{li}} = K_1 \cdot L \quad [\text{W}/^\circ\text{C}]$$

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le local peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du local, soit :

$$D_{\text{li}} = \sum (K_1 \cdot L) = 0.20 \cdot \sum (K_{\text{hiver}} \cdot S_{\text{int}}) \quad (\text{II.26})$$

$$D_{\text{li}} = 0.20 \cdot \sum D_s \quad (\text{II.27})$$

III.11.1 Déperditions à travers les parois en contact avec le sol

Les déperditions D_{sol} pour un plancher bas sur terreplein ou pour un mur enterré sont le résultat du produit entre le coefficient linéique du plancher bas ou du mur et le périmètre intérieur du plancher.

$$D_{\text{sol}} = K_s \cdot PI \quad (\text{II.28})$$

Où,

Les valeurs des coefficients du plancher bas K_s sont données en fonction de la différence de niveau notée z . Elle est comptée négativement lorsque le plancher est plus bas que le sol, et positivement dans le cas contraire.

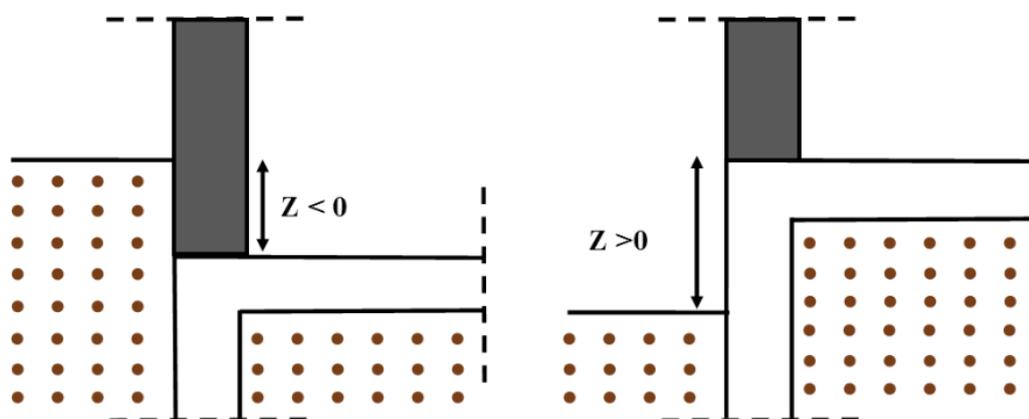


Figure III. 2 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.

III.11.2 Déperditions à travers les parois en contact avec des locaux non chauffés

Un local non chauffé est compris comme un local dont le chauffage n'existe plus ou risque d'être interrompu pendant de longues périodes, ainsi que tout local chauffé par intermittence.

Les déperditions par transmission D_{inc} par degré d'écart de température à travers une paroi en contact avec un local non chauffé sont définies par la somme des déperditions surfaciques et des déperditions par ponts thermiques de la paroi multipliée par un coefficient de réduction de température appelé Tau

$$D_{inc} = \text{Tau} \cdot \left[\sum D_s + \sum (K_l \cdot L) \right] \quad (\text{II.29})$$

III.11.2.1 Coefficient de réduction de température Tau

Le coefficient Tau est un coefficient de réduction relatif à un local non chauffé quelconque.

La valeur de Tau est obtenue en considérant que la température du local non chauffé résulte d'un équilibre entre les apports de chaleur provenant directement, ou indirectement des locaux chauffés, et les déperditions du local non chauffé vers l'extérieur ou vers un autre local non chauffé.

Ceci conduit à la formule suivante :

$$\text{Tau} = \frac{\theta_{b,i} - \theta_{inc}}{\theta_{b,i} - \theta_{b,e}} = \frac{d_e}{d_e + a_c} \quad (\text{II.30})$$

Le terme a_c est associé à la différence de température $(\theta_i - \theta_{inc})$. De la même manière, d_e est associé à la différence de température $(\theta_{inc} - \theta_e)$. Et la valeur θ_{inc} se trouve toujours à une température intermédiaire entre θ_i et θ_e .

III.12 Puissance de chauffage à installer [8]

La puissance de chauffage est l'énergie nécessaire pour assurer une température de consigne et de confort dans la pièce ou le bâtiment à chauffer, cette puissance ne doit pas être inférieure aux déperditions de base.

Théoriquement, il suffirait d'une puissance utile égale aux déperditions de base pour être en mesure d'assurer la température de consigne d'un local. Mais dans le cas pratique, en raison de l'inertie du bâtiment et des éventuelles pertes calorifiques dues aux réseaux de tuyauterie, la puissance à fournir doit être supérieure aux déperditions de base.

La puissance de chauffage Q nécessaire pour un logement est donnée par :

$$Q = [\theta_{b,i} - \theta_{b,e}] \cdot [(1 + \text{Max}(C_r, C_{in})) \cdot D_T] + [(1 + C_r) \cdot D_R] \quad (\text{II.31})$$

III.13 Tableaux récapitulatifs des lois utilisées

Apports calorifiques	
Coefficient de transmission d'été	$\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}]$ <p>Avec : $R = \frac{e}{\lambda} \quad [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}]$</p>
Apports calorifiques des parois opaques extérieures	$\text{APO}_{aé} = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{eq} \quad [\text{W}]$ <p>Avec : $\Delta\theta_{eq} = \Delta\theta_{eqs} + C_{\Delta\theta e} + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta\theta_{eqm} - \Delta\theta_{eqs}] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad [^\circ\text{C}]$</p>
Apports calorifiques des parois opaques intérieures	$\text{APO}_{int} = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{inc} \quad [\text{W}]$ <p>Avec : $\Delta\theta_{inc} = [(\theta_{s,e} - C_{inc}) - \theta_{b,i}] \quad [^\circ\text{C}]$</p>
Apports calorifiques des parois en contact avec le sol	$\text{APO}_{sol} = K_{été} \cdot S_{app} \cdot (\theta_m - \theta_{loc,c}) \quad [\text{W}]$
Apports de chaleur interne	$\text{AI} = \sum (\text{CS} \cdot \text{AI}_s \cdot N_{AI}) + \sum (\text{CS} \cdot \text{AI}_T) \quad [\text{W}]$
	$\text{AI}_{S,oc} = n \cdot C_{S,oc} \quad [\text{W}]$

Gains sensibles et latents occupants	$AI_{L,oc} = n \cdot C_{L,oc} \quad [W]$
Gains dus à l'éclairage	$AI_{éc} = \sum(w_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \quad [W]$
Apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air	$AREN_s = 0,320 \cdot qv_{an} \cdot (\theta_{s,e} - \theta_{b,i}) \quad [W]$
	$AREN_l = 0,797 \cdot qv_{an} \cdot \text{Max} \cdot [(r_{b,e}^s - r_{b,i}^s), 0]$
Apports calorifiques sensibles et latents	$A_s = APO + AV + AI_s + AINF_s \quad [W]$
	$A_L = AI_L + AINF_L \quad [W]$
Apports calorifiques effectifs sensibles et latents	$AE_s = (C_{\Delta as} \cdot A_s) + (BF \cdot AREN_s) \quad [W]$
	$AE_L = (C_{\Delta al} \cdot A_L) + (BF \cdot AREN_L) \quad [W]$
Apports calorifiques totaux sensibles et latents	$AT_s = (C_{\Delta as} \cdot A_s) + AREN_s \quad [W]$
	$AT_L = (C_{\Delta al} \cdot A_L) + AREN_L \quad [W]$

Tableau III. 3 : Tableau récapitulatif des lois utilisées pour les calculs des apports.

Déperditions calorifiques	
Déperditions transmissions par	$D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} \quad [W/°C]$
Déperditions par renouvellement d'air	$D_R = D_{Rv} + D_{Rs} \quad [W/°C]$
Déperditions totales	$D = D_T = D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc} \quad [W/°C]$
Déperditions par transmission à travers les parois	$D_s = K_{hiver} \cdot S_{int} \quad [W/°C]$
Coefficient de transmission surfacique des parois opaques homogènes et hétérogènes	$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad [m^2 \cdot °C/W]$
	$K_{moy} = \frac{\sum K_{hiver} \cdot S_{int}}{\sum S_{int}} \quad [W/m^2 \cdot °C]$
Déperditions par ponts thermiques	$D_{li} = K_1 \cdot L \quad [W/°C]$
	$\sum (K_1 \cdot L) = 0,20 \cdot \sum (K_{hiver} \cdot S_{int}) \quad [W/°C]$
Déperditions par transmissions à travers les parois en contact avec le sol	$D_{sol} = K_s \cdot p \quad [W/°C]$
Déperditions par transmissions à travers les locaux non chauffés	$D_{inc} = \text{Tau} \cdot \left[\sum (K_{hiver} \cdot S_{int}) + \sum (K_1 \cdot L) \right] \quad [W/°C]$
Coefficient de réduction de température	$\text{Tau} = \frac{\theta_{b,i} - \theta_{inc}}{\theta_{b,i} - \theta_{b,e}} = \frac{d_e}{d_e + a_c}$

Puissance de chauffage	$Q = [\theta_{b,i} - \theta_{b,e}] \cdot [(1 + \text{Max}(C_r, C_{in})) \cdot D_T] + [(1 + C_r) \cdot D_R]$ [W]
------------------------	---

Tableau III. 4 : Tableau récapitulatif de lois utilisées pour les calculs des déperditions.

III.14 Conclusion

Ce présent chapitre repose sur les lois qui sont régies par réglementation algérienne à travers un document technique ‘règlementation thermique des bâtiments’ « DTR ».

Ce chapitre a pour objectif de poser les équations nécessaires à la détermination des apports calorifiques appelés aussi ‘charge estivale’ en période d’été, et des déperditions calorifiques en hiver ‘charge hivernale’, des bâtiments ou tout genre de volume thermique, afin de calculer les puissances de chauffage et de climatisation nécessaire des batteries chaude et froide.

CHAPITRE IV :
BILAN THERMIQUE

IV.1 Introduction

Le bilan thermique (énergétique) est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée. Ce bilan doit évidemment être équilibré, par conservation de l'énergie.

Le bilan énergétique détaille donc toutes les pertes et tous les gains, les sommes des gains et des pertes étant égales si la période de consommation est suffisamment grande.

IV.2 Représentation du local à climatiser

Notre étude porte sur le dimensionnement d'un local de stockage du sucre en morceaux en niveau de l'entreprise privée Cevital, située au port de Bejaïa dont l'altitude est inférieure à 100m ; et qui appartient à la zone climatique « A » du versant nord.

- Latitude : 36°44'06.4"N
- Longitude : 5°04'40.4"E
- Altitude < 100 m

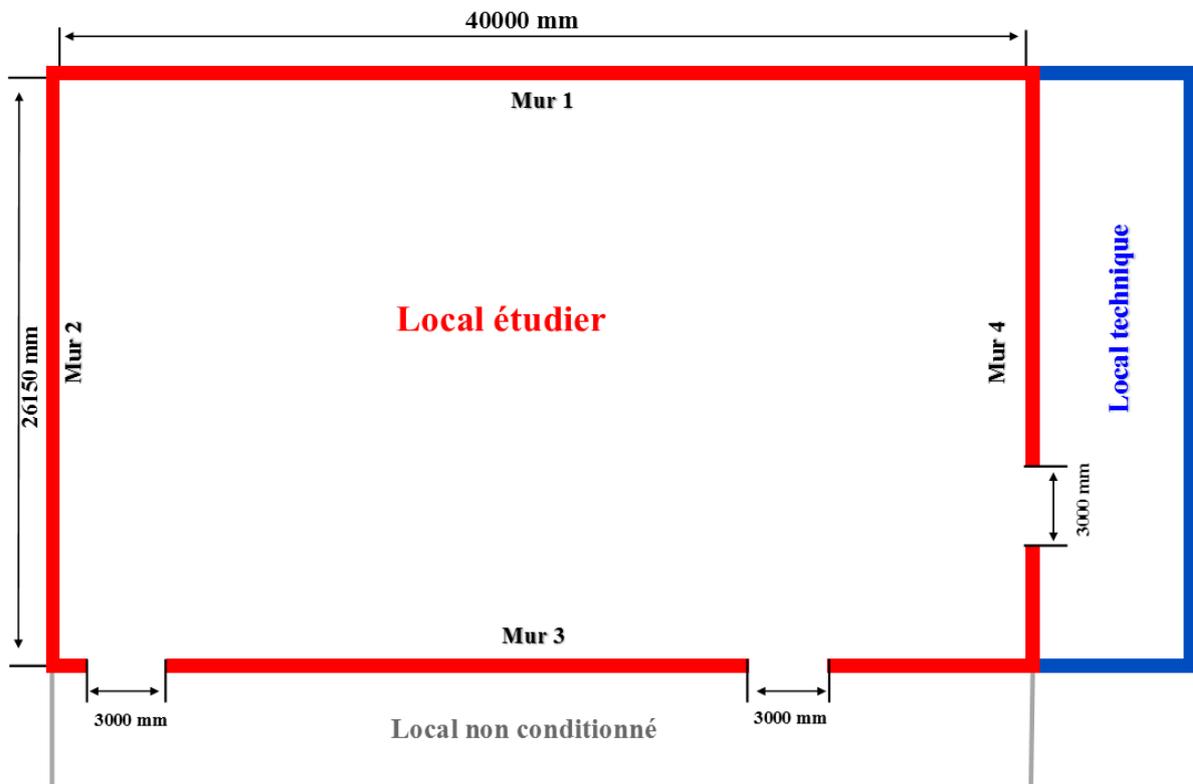


Figure IV. 1 : Représentation schématique du local à climatiser.

- **Paramètres géographiques**

	Orientation	Surfaces				
		Mur[m ²]	Port[m ²]	Mur net [m ²]	Plancher [m ²]	Toiture [m ²]
Mur 1 (ext)	Ouest	400	-	400	1046	1046
Mur 2 (ext)	Sud	261,5	-	261,15		
Mur 3 (int)	Est	400	21	379		
Mur 4 (int)	Nord	261,5	10,5	251		

Tableau IV. 1 : Paramètres géographiques du local.

- **Paramètre climatique**

Conditions de base intérieure			Conditions de base estivale				Conditions de base hivernale	
$\theta_{b,i}$ [°C]	$\psi_{b,i}$ [%]	$r_{b,i}^s$ [kg _e / kg _{a,s}]	$\theta_{b,e}$ [°C]	$r_{b,e}^s$ [kg _e / kg _{a,s}]	E_b	$\psi_{b,e}$ [%]	$\theta_{b,e}$ [°C]	$\psi_{b,e}$ [%]
24	50	0.00931	34	0,0145	9	43	7	90

Tableau IV. 2 : Paramètres climatiques.

- **Composition des parois du local**

- **Murs**

3 murs en panneau sandwich -Tôle en acier : $e = 0,002$ m

-Tôle en aluminium laquée $e = 0,002$ m

-Laine de roche : $e = 0,56$ m

1 mur en béton armé - $e = 0.3$ m

- **Toiture**

Panneau sandwich -Tôle en acier : $e = 0,002$ m

-Tôle en aluminium laqué $e = 0,002$ m

-Laine de roche : $e = 0,66$ m

- **Plancher**

Plancher en béton - $e = 0.70$ m

- **Autres données**

- Nombre d'occupants : 4/h

- Nombre d'ampoules : 40 ampoules à incandescentes (250Watts/ampoule).

- Masse surfacique des différentes parois

	Toiture	Murs	Plancher
m_{surf} [kg/m ²]	11,38	11,42	1680

Tableau IV. 3: Masse surfacique des différentes parois.

Partie 1 : calculs des charges estivales [8]

IV.3 Méthode de calcul des apports thermiques estivaux

Les charges thermiques estivales comprennent 3 types de charges thermiques principaux.

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

IV.4 Calculs des apports à travers les parois opaques

IV.4.1 Coefficient de transmission $K_{été}$

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

$$\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$$

$$\text{Avec : } R = \frac{e}{\lambda}$$

	Composition	e [m]	λ [W/m·°C]	R [m ² ·°C/W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m ² ·°C/W]	$\sum R$	$K_{été}$ [W/m ² ·°C]
Mur 1 et 2	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,14	1,244588	0,72223662
	Laine de roche	0,056	0,045	1,24444444			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Mur 3	Béton armé	0,3	1,75	0,17142857	0,21	0,171429	2,62172285
Mur 4	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,21	1,244588	0,68748
	Laine de roche	0,056	0,045	1,24444444			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Toiture	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,33	1,46681	0,55654187
	Laine de roche	0,066	0,045	1,46666667			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Plancher	Béton	0,7	2,3	0,30434783	0,21	0,304348	1,94420964

Tableau IV. 4 : Coefficient de transmission $K_{été}$.

Le coefficient K pour les portes intérieures à enroulement rapide : $K = 6,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Remarque : les valeurs des résistances d'échanges superficiels sont prises dans l'annexe A, (tableau A.1).

IV.4.2 Apport des parois opaques extérieures

Les apports par les parois opaques extérieures sont calculés par la formule suivant :

$$APO_{ac} = 1,2 \cdot K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{eq}$$

IV.4.2.1 Différences de température équivalente

Pour le cas de notre étude, nous avons qu'une seule paroi horizontale en contact avec l'extérieur et deux parois verticales ; l'une vers l'ouest et l'autre vers le sud, donc nous allons utiliser la formule de différence de température équivalente pour les parois ensoleillées :

$$\Delta\theta_{eq} = \Delta\theta_{eqs} + C_{\Delta\theta e} + \frac{\alpha}{0,9} \cdot [\Delta\theta_{eqm} - \Delta\theta_{eqs}] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)}$$

Selon la réglementation thermique algérienne du bâtiment, les calculs des apports calorifiques doivent être menés pour le mois de juillet à 15h, car il est considéré comme le mois le plus chaud de l'année[8].

➤ Mur 1 et 2 et le toit

	Orientation	$\Delta\theta_{eqs}$ [°C]	$\Delta\theta_{eqm}$ [°C]	$C_{\Delta\theta e}$	α	$I_{t,b}$ [W/m ²]	$I_{t,b}(40)$ [W/m ²]	$\Delta\theta_{eq}$ [°C]
Mur 1	Ouest	6,7	17,8	2,6	0,7	516	516	17,933333
Mur 2	Sud	6,7	15,6	2,6	0,7	110	217	12,808961
Toiture	horizontal	7,2	21,1	2,6	0,7	750	734	20,846776

Tableau IV. 5 : Différence de température équivalente pour les murs extérieurs et le toit.

Remarque : La détermination des valeurs de $I_{t,b}$ pour la latitude 36° Nord est obtenue par interpolation linéaire, annexe A (Tableau A.3).

Après avoir calculé la différence de température équivalente, nous allons déduire les apports des parois opaques en contact avec l'extérieur :

	$K_{été}$ [W/m ² ·°C]	S_{int} [m ²]	$\Delta\theta_{eq}$ [°C]	APO_{ac} [W]
Mur 1	0,7222366	400	17,93333	6217,0115
Mur 2	0,7222366	261,5	12,80896	2902,9951
Toiture	0,5565419	1046	20,84678	14562,964

Tableau IV. 6 : Apports des parois extérieures 1, 2 et le toit.

IV.4.3 Apports des parois et opaque intérieure

Les apports des parois opaques intérieurs sont calculés en fonction de l'écart de température sèche entre un espace non conditionné et un local conditionné.

$$APO_{int} = K_{été} \cdot S_{int} \cdot \Delta\theta_{inc}$$

Avec,

$$\Delta\theta_{inc} = [(\theta_e - C_{Inc}) - \theta_{b,i}]$$

	$\theta_{s,e}$ [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	C_{Inc}	$\Delta\theta_{inc}$ [°C]	$K_{été}$ [W/m ² ·°C]	S_{int} [m ²]	APO_{in} [W]
Mur 3	34	24	-10	20	2,621723	379	19872,66
Mur 4	34	24	-10	20	0,68748	251	3451,1496
Porte	34	24	-10	20	6,02	10,5	1264,2

Tableau IV. 7 : Apports des parois opaques intérieures.

Remarque : Les valeurs du coefficient de correction C_{Inc} sont présent dans l'annexe A (Tableau A.7) pour une masse surfacique du plancher supérieure à 150 [kg/m²] et une température de base extérieure égale a 34 °C pour un local technique (cas2).

IV.4.4 Apports des parois en contact avec le sol

Les apports par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont donnés par :

$$APO_{sol} = K_{été} \cdot S_{app} \cdot (\theta_m - \theta_{b,i})$$

	θ_m [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$K_{été}$ [W/m ² ·°C]	S_{app} [m ²]	APO_{sol} [W]
Plancher	25,5	24	1,9442096	1046	3050,4649

Tableau IV. 8 : Apport par les parois en contact avec le sol.

IV.4.5 Apports totaux des parois opaques

Les apports totaux des parois opaques correspondent à la somme des apports à travers les parois opaques extérieures ; intérieure et celles en contact avec le sol

$$APO_{tot} = \sum APO_{aé} + APO_{int} + APO_{sol}$$

APO _{aé} [W]			APO _{in} [W]			APO _{sol} [W]	APO _{tot} [W]
Mur 1	Mur 2	Toiture	Mur 3	Mur 4	Porte	Plancher	
6217,0115	2902,9951	14562,964	19872,66	3451,1496	1264,2	3050,4648	53849,845

Tableau IV. 9 : Apports totaux des parois opaques.

IV.5 Calculs des apports de chaleur par introduction d'air extérieure

IV.5.1 Apports dus au renouvellement d'air

Le renouvellement d'air d'un local est assuré par un débit d'air neuf hygiénique extérieur non pollué pour le maintien d'une teneur acceptable en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant.

Pour calculer les apports dus au renouvellement d'air sensible et latent, on doit tenir compte du débit d'air neuf :

$$AREN_s = 0,320 \cdot qv_{an} \cdot (\theta_e - \theta_{b,i})$$

$$AREN_l = 0,797 \cdot qv_{an} \cdot \text{Max} \cdot [(r_{b,e}^s - r_{b,i}^s), 0]$$

Avec,

$$\theta_e = \theta_{b,e} - (C_{Ts} \cdot E_b)$$

θ_e : Représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure t,

C_{Ts} : Coefficient de correction en % à l'heure t, qui est égale à 0% pour le mois de juillet à 15h, annexe A (Tableau A.8).

qv _{an} [m ³ /h]	θ_e [°C]	$\theta_{b,i}$ [°C]	$r_{b,e}^s$ [g _e / kg _{a,s}]	$r_{b,i}^s$ [g _e / kg _{a,s}]	n	AREN _s [W]	AREN _L [W]
25	34	24	14,5	9,31	4	320	413,643

Tableau IV. 10 : Apports sensibles et latents dus au renouvellement d'air.

IV.5.2 Apports dus aux infiltrations

Les apports dus aux infiltrations sont considérés seulement par les ouvrants (portes, fenêtres) que seule l'action du vent les provoque.

Sachant que le local de stockage étudié est dépourvue de fenêtres et que les portes dont il dispose donnent vers d'autres locaux non ouverts, donc le débit par infiltration est nul ce qui fait que les apports dus aux infiltrations sensibles et latents sont négligeables.

IV.6 Calculs des gains

IV.6.1 Gains dus à l'occupant

Les dégagements de chaleur par occupants seront importants plus la température à l'intérieur du local est élevée.

Le calcul des apports de chaleur sensibles et latents s'effectue automatiquement en fonction de la température ambiante du local et du type d'activité.

$$AI_{S,oc} = n \cdot C_{S,oc}$$

$$AI_{L,oc} = n \cdot C_{L,oc}$$

$C_{S,oc}$ [W]	$C_{L,oc}$ [W]	n	$AI_{L,oc}$ [W]	$C_{L,oc}$ [W]
86	134	4	344	536

Tableau IV. 11 : Gains dus à l'occupant.

IV.6.2 Gains dus à l'éclairage

La chaleur sensible relâchée par les ampoules incandescentes électriques est calculée comme suit :

$$AI_{éc} = \sum(w_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr})$$

w_n / lampes [W]	Nbre de lampes	w_n [W]	C_{me}	C_{cr}	$AI_{éc}$ [W]
250	40	10000	1,2	1	12000

Tableau IV. 12 : Gains dus à l'éclairage.

Remarque : Selon la réglementation algérienne (DTR-C3T) :

C_{me} Est égale 1,2 pour les lampes à incandescence,

C_{cr} Est égale à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

IV.7 Calculs des apports de chaleur internes

On désigne par apport de chaleur interne, les quantités de chaleur dégagée ayant une origine les occupants, les machines à moteur électrique, l'éclairage, etc.

Dans notre cas, seules les sources de charge interne par occupants et par éclairage qui sont pris en considération.

$$AI = \sum (CS \cdot AI_s \cdot N_{AI}) + \sum (CS \cdot AI_L)$$

Avec,

CS : Coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne, annexe A (Tableau A.11)

N_{AI} : Coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne,

IV.7.1 Apports internes latents

Les apports internes latents sont ceux engendrés par les occupants.

$$AI = \sum (CS \cdot AI_L)$$

$$AI_L = 0,9 \cdot 536$$

$$AI_L = 482,4 \text{ W}$$

IV.7.2 Apports internes sensibles

Les gains totaux sensibles sont la somme des gains sensibles dus à l'occupant et l'éclairage.

$$AI = \sum (CS \cdot AI_s \cdot N_{AI})$$

Avec,

Le coefficient d'amortissement N_{AI} relatif aux apports internes dus aux occupants et l'éclairage est égale à 100% dans le cas où la durée de l'apport interne est supérieure à la durée de fonctionnement de l'installation.

CS_{oc}	$CS_{éc}$	$AI_{s,oc}$ [W]	$AI_{éc}$ [W]	$N_{AI,j}$	$N_{AI,éc}$	AI_s [W]
0,9	0,85	344	12000	1	1	10509,6

Tableau IV. 13 : Apports internes sensibles.

IV.8 Calculs des apports calorifiques sensibles et latents

Les apports calorifiques sensibles et latents sont calculés de la manière suivante :

$$A_S = APO_{\text{tot}} + AI_S$$

$$A_L = AI_{L,\text{tot}}$$

APO_{tot} [W]	AI_S [W]	AI_L [W]	A_S [W]	A_L [W]
53849,845	10509,6	482,4	64359,445	482,4

Tableau IV. 14 : Apports calorifiques sensibles et latents.

IV.9 Calculs de la puissance frigorifique

Le calcul de la puissance frigorifique de l'installation revient au calcul des apports calorifiques totaux.

$$AT_{\text{tot}} = AT_S + AT_L$$

Avec,

$$AT_S = (C_{\Delta_{\text{as}}} \cdot A_S) + AREN_S$$

$$AT_L = (C_{\Delta_{\text{al}}} \cdot A_L) + AREN_L$$

$C_{\Delta_{\text{as}}}$	$C_{\Delta_{\text{al}}}$	A_S [W]	A_L [W]	$AREN_S$ [W]	$AREN_L$ [W]	AT_S [W]	AT_L [W]	AT_{tot} [W]
1,05	1	64359,45	482,4	320	413,643	67897,42	896,043	68793,461

Tableau IV. 15 : Apports calorifiques totaux.

Les valeurs des coefficients $C_{\Delta_{\text{as}}}$, $C_{\Delta_{\text{al}}}$ sont dans l'annexe A (Tableau A.12), pour notre étude nous avons pris le cas où les conduits d'air sont à l'intérieure des locaux climatisés.

Partie 2 : calculs des charges hivernales [8]

IV.10 Calculs des déperditions surfaciques par transmission à travers les parois

Le calcul du bilan revient au calcul de la somme des déperditions thermiques par transmissions et des déperditions par renouvellement d'air.

$$D = \sum (D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc})$$

IV.10.1 Calcul du coefficient de transmission K_{hiver}

Comme nous l'avons déjà cité dans la première partie, le coefficient de transmission pour les parois homogène est calculé comme suit :

$$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$$

	Composition	e [m]	λ [W/m·°C]	R [m ² ·°C/W]	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$ [m ² ·°C/W]	$\sum R$	K_{hiver} [W/m ² ·°C]
Mur 1 et 2	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,17	1,244588	0,70691972
	Laine de roche	0,056	0,045	1,24444444			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Mur 3	béton armé	0,3	1,75	0,17142857	0,22	0,171429	2,55474453
Mur 4	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,22	1,244588	0,68278598
	Laine de roche	0,056	0,045	1,24444444			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Toiture	Tôle en acier inoxydable	0,002	15	0,00013333	0,14	1,46681	0,62235112
	Laine de roche	0,066	0,045	1,46666667			
	Tôle laquée en aluminium	0,002	200	0,00001			
Plancher	Béton	0,7	2,3	0,30434783	0,22	0,304348	1,90713101

Tableau IV. 16 : Coefficient de transmission K_{hiver} .

Les résistances d'échanges superficiels pour l'hiver sont dans l'annexe B (Tableau B.2).

• **Coefficient moyen des parois hétérogènes**

Le coefficient de transmission moyen des parois hétérogènes est calculé par la formule suivante :

$$K_{\text{moy}} = \frac{\sum K_{\text{hiver}} \cdot S_{\text{int}}}{\sum S_{\text{int}}}$$

	S _{int} [m ²]		K _{hiver} [W/m ² ·°C]		K _{moy} [W/m ² ·°C]
	Mur	porte	Mur	porte	
Mur 3	379	21	2,5547445	6,02	2,736670414
Mur 4	251	10,5	0,68278598	6,02	0,89709094

Tableau IV. 17 : Coefficient K_{moy} des parois hétérogènes.

IV.10.2 Déperditions à travers les parois opaques D_s

Pour calculer les déperditions à travers les parois opaques, on doit faire la somme des déperditions pour chaque paroi opaque, comme représenter dans le tableau suivant :

	S _{int} [m ²]	K _{hiver} [W/m ² ·°C]	K _{moy} [W/m ² ·°C]	D _s [W/°C]	∑ D _s [W/°C]
Mur 1	400	0,706919723	-	282,76789	2447,8641
Mur 2	261,5	0,706919723	-	184,85951	
Mur 3	400	-	2,7366704	1094,6682	
Mur 4	261,5	-	0,8970909	234,58928	
Toiture	1046	0,622351118	-	650,97927	

Tableau IV. 18 : Déperditions à travers les parois opaques D_s.

IV.10.3 Déperditions à travers les ponts thermiques D_{ti}

Les déperditions à travers les ponts thermiques peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du local grâce à la loi suivante :

$$D_{ti} = \sum (K_l \cdot L) = 0,20 \cdot \sum (K_{\text{hiver}} \cdot S_{\text{int}})$$

$$D_{ti} = 0,20 \cdot \sum D_s$$

$$D_{ti} = 0,20 \cdot 2447,86$$

$$D_{ti} = 489,5728 \text{ W/°C}$$

IV.10.4 Déperdition à travers les parois en contact avec le sol D_{sol}

$$D_{sol} = K_s \cdot PI$$

Avec :

- Périmètre du sol $PI = 132,3 \text{ m}$
- Coefficient de transmission du plancher pour une hauteur de $0,7\text{m}$
 $K_s = 2.35 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, annexe B (Tableau B.4)

$$D_{sol} = 2,35 \cdot 132,3 = 310,905 \text{ W}^\circ\text{C}$$

IV.10.5 Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés D_{inc}

$$D_{inc} = \text{Tau} \cdot \left[\sum D_s + \sum (K_1 \cdot L) \right]$$

Les murs 3 et 4 sont les seuls à être en contact avec d'autres locaux non chauffés.

- **Calcul du coefficient de réduction de température Tau**

La valeur de Tau résulte de l'écriture de l'équilibre thermique entre le local chauffé et l'espace non chauffé :

$$\text{Tau} = \frac{\theta_{b,i} - \theta_{inc}}{\theta_{b,i} - \theta_{b,e}}$$

	$\theta_{b,i}$ [°C]	$\theta_{b,e}$ [°C]	θ_{inc} [°C]	Tau
Mur 3	24	7	20	0,2352941
Mur 4	24	7	16	0,4705882

Tableau IV. 19 : Valeurs du coefficient de réduction de température.

Remarque : Les valeurs des températures des locaux non chauffés en contact avec les murs 3 et 4 sont mesurées et fournies par Cevital.

- **Calcul du coefficient K_1**

Pour le mur 3

Le coefficient K_1 pour une liaison entre une paroi extérieure courante et une paroi intérieure non isolée est donné comme suite (annexe B, tableau B.3) :

$$K_1 = \frac{0,4 \cdot e}{R + 0,15}$$

Donc :

$$D_{li} = (K_{1,plancher} \cdot L) + (K_{1,toiture} \cdot L)$$

	K_1 [W/m·°C]	L [m]	D_{li} [W/°C]	$\sum D_{li}$ [W/°C]
Plancher	0,6163328	40	24,653312	25,346036
Toiture	0,0173181	40	0,692724	

Tableau IV. 20: Coefficient K_1 pour le mur 3.

Pour le mur 4

Le coefficient K_1 pour une liaison entre parois extérieures courante et une paroi intérieure isolée est donné comme suite (annexe B, tableau B.3) :

$$K_1 = \frac{0,4 \cdot e}{R + 0,25}$$

Donc :

$$D_{li} = (K_{1,plancher} \cdot L) + (K_{1,toiture} \cdot L)$$

	K_1 [W/m·°C]	L [m]	D_{li} [W/°C]	$\sum D_{li}$ [W/°C]
Plancher	0,5056931	26,15	13,223875	13,650365
Toiture	0,0163094	26,15	0,4264908	

Tableau IV. 21 : Coefficient K_1 pour le mur 4.

Les valeurs des déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés sont représentées dans le tableau suivant :

	Tau	D_s [W/°C]	D_{li} [W/°C]	D_{inc} [W/°C]	$\sum D_{inc}$ [W/°C]
Mur 3	0,2352941	1094,6682	25,346	263,53275	380,351372
Mur 4	0,4705882	234,58928	13,6503	116,81863	

Tableau IV. 22 : Déperdition à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

IV.11 Déperditions par renouvellement d'air

La réglementation algérienne stipule que les déperditions par renouvellement d'air sont prises en compte seulement lors du dimensionnement d'une installation de chauffage à usage d'habitation, et vu que notre étude est basée sur un local de stockage de sucre en morceaux, les déperditions par renouvellement d'air sont négligées.

IV.12 Déperditions totales

$$D = \sum (D_s + D_{li} + D_{sol} + D_{inc})$$

D_s [W/°C]	D_{li} [W/°C]	D_{sol} [W/°C]	$\sum D_{inc}$ [W/°C]	D [W/°C]
2447,86411	489,572823	310,905	380,3467	3628,68864

Tableau IV. 23 : Déperditions totales.

IV.13 Puissance de chauffage

$$Q = [\theta_{b,i} - \theta_{b,e}] \cdot [1 + \text{Max}(C_r, C_{in})] \cdot D$$

$$Q = [24 - 7] \cdot [1 + 0,20] \cdot 3628,689$$

$$Q = 74025,2482 \quad \text{W}$$

Les valeurs des coefficients C_r et C_{in} qui sont respectivement le ratio des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries et le coefficient de surpuissance sont pris selon la réglementation algérienne, $C_r = 0.20$, $C_{in} = 0.20$.

Partie 3 : dimensionnement de l'installation

IV.14 Évolution de l'air en période d'été

IV.14.1 Température de soufflage

Pour déterminer la température de soufflage, on doit fixer un écart de soufflage entre la température de l'air à l'entrée de la bouche de soufflage et la température intérieure du local de stockage compris dans l'intervalle [8°C,12°C] lorsque le soufflage est loin des occupants.[5]

$$\Delta\theta_{\text{sfl}} = |\theta_{\text{sfl}} - \theta_{\text{b,i}}|$$

Le choix de l'écart de soufflage influe directement sur le confort des personnes (l'air trop chaud ou trop froid crée une sensation désagréable), comme il influe aussi sur le débit de soufflage (le débit de soufflage est d'autant plus grand que l'écart de soufflage est réduit).[5]

Dans notre cas, nous allons fixer un écart de soufflage de 9°C, sachant que $\theta_{\text{b,i}} = 24^\circ\text{C}$ donc :

$$\theta_{\text{sfl}} = 15^\circ\text{C}$$

IV.14.2 Caractéristique de point de soufflage

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer les caractéristiques du point de soufflage, pour notre étude nous choisirons la méthode graphique.

$$\tan \alpha = \frac{A_s}{A_L} \Rightarrow \alpha = 85^\circ$$

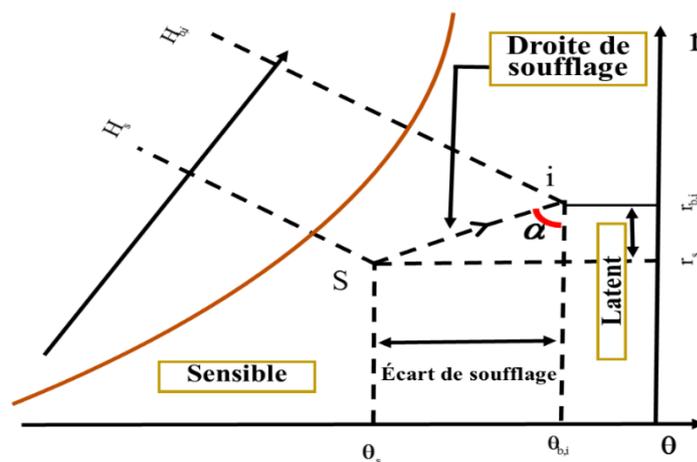


Figure IV. 2: méthode de détermination de point de soufflage.

Après avoir tracé la droite de soufflage, les caractéristiques du point de soufflage sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{\text{sfl}} = 15^{\circ}\text{C} \\ \psi = 78\% \\ r_{\text{sfl}}^{\text{s}} = 8,23 \text{ g/kg}_{\text{a,s}} \\ H_{\text{sfl}} = 35,5 \text{ kJ/kg}_{\text{a,s}} \end{array} \right.$$

En allongeant la droite de soufflage sur le diagramme à la saturation, les caractéristiques du point 'b' sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{\text{b}} = 10^{\circ}\text{C} \\ r_{\text{b}}^{\text{s}} = 7,64 \text{ g/kg}_{\text{a,s}} \\ H_{\text{b}} = 29,30 \text{ kJ/kg}_{\text{a,s}} \end{array} \right.$$

IV.14.3 Calculs des débits

- Débit de soufflage

Lorsque l'écart de soufflage est choisi, le débit massique de soufflage se calcule par l'équation résultant du bilan[5] :

$$qm_{\text{a,sfl}} = \frac{A_{\text{tot}}}{H_{\text{b,i}} - H_{\text{sfl}}}$$

$$qm_{\text{a,sfl}} = \frac{64,8418}{47,83 - 35,5}$$

$$qm_{\text{a,sfl}} = 5,25 \text{ kg}_{\text{a,s}} / \text{s}$$

De ce fait, nous allons déduire le débit volumique de soufflage

$$qv_{\text{a,sfl}} = qm_{\text{a,sfl}} \cdot 3600 \cdot v''$$

$$qv_{\text{a,sfl}} = 15713,5 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Le débit de soufflage et l'écart de soufflage sont intimement liés, choisir l'un, c'est imposer l'autre.

- **Débit d'air neuf**

Lorsque l'installation fonctionne en mode tout air neuf, le débit extrait du local est directement rejeté vers l'extérieur, ce qui fait que le débit d'air neuf égale au débit de soufflage ($qm_{ar} = 0$)

$$qm_{a,sfl} = qm_{an} + qm_{ar}$$

Vu qu'il n'y a pas de débit de reprise donc :

$$qm_{a,sfl} = qm_{an} = 5,25 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air repris**

Lorsque l'installation fonctionne en mode tout air recyclé, le débit extrait du local est directement envoyé dans l'installation pour être recyclé, ce qui fait que le débit d'air recyclé égale au débit de soufflage ($qm_{an} = 0$)

$$qm_{a,sfl} = qm_{an} + qm_{ar}$$

$$qm_{ar} = qm_{a,sfl} = 5,25 \text{ kg/s}$$

IV.14.4 Puissance de la batterie froide en mode tout air neuf

Pour calculer la puissance de la batterie froide en mode tout air neuf on va utiliser les caractéristiques de l'air extérieur et celles du soufflage.

$$P_{BF} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{b,e} - H_{sfl})$$

$$\text{Avec : } H_{b,e} = 71,04 \text{ kJ/kg}_{a,s}$$

$$P_{BF} = 186,9 \text{ kW}$$

IV.14.5 Puissance de la batterie froide en mode tout air recyclé

Pour trouver la puissance de la batterie froide en mode tout air recyclé, on doit utiliser les caractéristiques du local et celles de soufflage.

$$P_{BF} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{b,i} - H_{sfl})$$

$$\text{Avec : } H_{b,i} = 47,83 \text{ kJ/kg}_{a,s}$$

$$P_{BF} = 64,8418 \text{ kW}$$

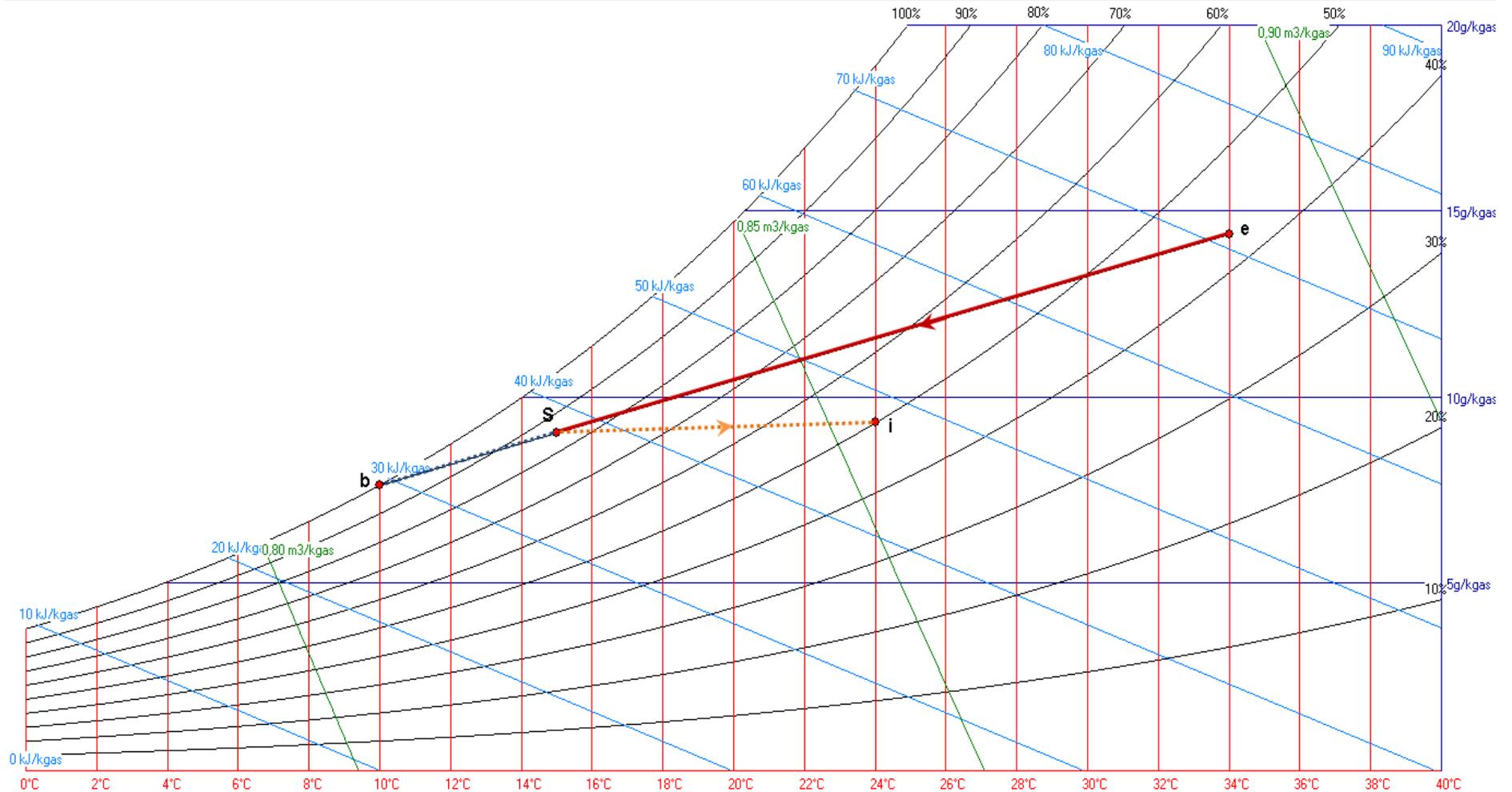


Figure IV.3 : Représentation graphique de l'air en période d'été.

IV.15 Évolution de l'air en période d'hiver

IV.15.1 Fonctionnement actuel

Vu que notre installation est dépourvue d'un humidificateur qui permet d'humidifier l'air extérieur, le chauffage se fait donc à humidité spécifique constante $r_{b,e}^s = r_{b,i}^s = 5,59 \text{ g/kg}_{a,s}$

Suivant la droite de soufflage à l'humidité constante du point extérieur, on place la température du local sur la droite de soufflage, on trouve les caractéristiques suivantes du local :

$$\begin{cases} \theta_{b,i} = 24^\circ\text{C} \\ \psi = 30\% \\ r_{b,i}^s = 5,59 \text{ g/kg}_{a,s} \\ H_{b,i} = 38,37 \text{ kJ/kg}_{a,s} \end{cases}$$

Le fonctionnement de l'installation est considéré hors réglementation, puisqu'il ne garantit que la moitié des conditions de bases intérieures du point de vue hygrométrie, sachant bien que pour l'hygiène et le confort des occupants le taux d'humidité relative doit être de 50% au lieu de 30% pour une température de 24°C.

IV.15.2 Caractéristique du point de soufflage.

Pour trouver les caractéristiques du point de soufflage on va fixer un écart de soufflage entre [8°C, 12°C] comme la méthode utilisée pour la climatisation.

$$\Delta\theta_{\text{sfl}} = |\theta_{b,i} - \theta_{\text{sfl}}|$$

$$\Delta\theta_{\text{sfl}} = 9^\circ\text{C} \quad \rightarrow \quad \theta_{\text{sfl}} = 33^\circ\text{C}$$

D'après le diagramme psychométrique, les caractéristiques du point de soufflage sont :

$$\begin{cases} \theta_{\text{sfl}} = 33^\circ\text{C} \\ \psi = 18\% \\ r_{\text{sfl}}^s = 5,59 \text{ g/kg}_{a,s} \\ H_{\text{sfl}} = 47,52 \text{ kJ/kg}_{a,s} \end{cases}$$

IV.15.3 Caractéristiques du point de soufflage :

On a la puissance nécessaire au chauffage du local qui est égale à $Q = 74.02 \text{ kW}$

$$Q = qm_{a,\text{sfl}} \cdot (H_{\text{sfl}} - H_{b,i})$$

$$qm_{a,sfl} = \frac{Q}{(H_{sfl} - H_{b,i})}$$

$$qm_{a,sfl} = 8,89 \text{ kg/s}$$

IV.15.4 Puissance de la batterie chaude en mode tout air neuf

Pour calculer la puissance de la batterie chaude en mode tout air neuf on va utiliser les caractéristiques de l'air extérieur et celles du soufflage.

$$P_{BC} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{sfl} - H_{b,e})$$

Avec : $H_{b,e} = 21,09 \text{ kJ/kg}_{a,s}$

$$P_{BC} = 213,8 \text{ kW}$$

IV.15.5 Puissance de la batterie chaude en mode tout air recyclé

Pour trouver la puissance de la batterie chaude en mode tout recyclé, on doit utiliser les caractéristiques du local et celles de soufflage.

$$P_{BC} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{sfl} - H_{b,i})$$

Avec : $H_{b,i} = 38,37 \text{ kJ/kg}_{a,s}$

$$P_{BC} = 74,02 \text{ kW}$$

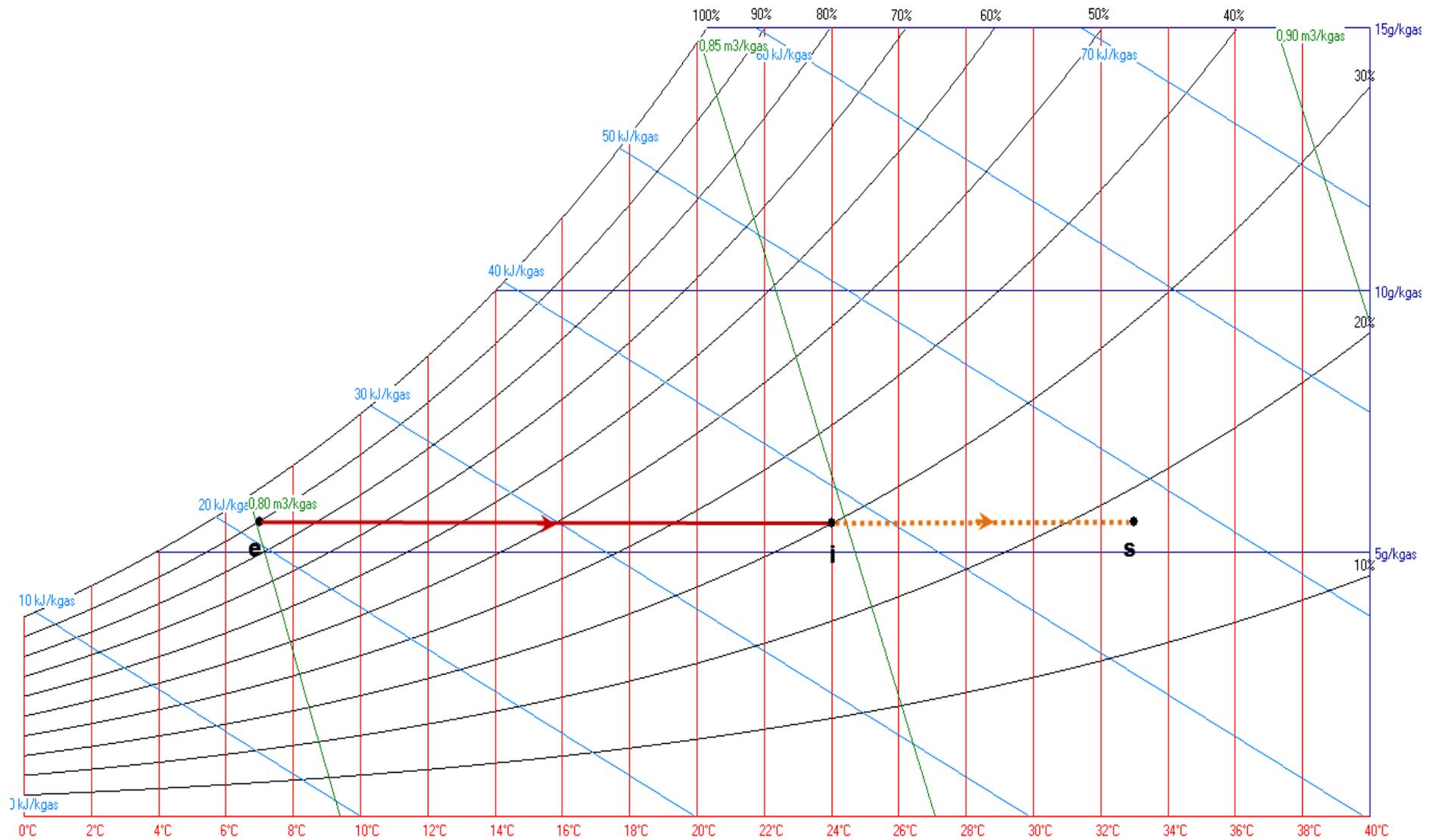


Figure IV.4 : Représentation graphique de l'air en période d'hiver (fonctionnement actuel).

IV.15.6 Fonctionnement normalisé

Afin d'assurer la santé, l'hygiène, le confort des occupants, ainsi les conditions idéales pour le stockage de sucre en morceaux (24°C et 50% d'hygrométrie), on suggère d'installer une batterie de préchauffage qui fonction à humidité spécifique constante et un humidificateur isotherme.

IV.15.7 Caractéristique de point de soufflage

Après avoir fixé un écart de soufflage de 9°C, les caractéristiques du point de soufflage d'après le diagramme sont :

$$\begin{cases} \theta_{sfl} = 33^\circ\text{C} \\ \psi = 30\% \\ r_{sfl}^s = 9,31 \text{ g/kg}_{a,s} \\ H_{sfl} = 57,04 \text{ kJ/kg}_{a,s} \end{cases}$$

IV.15.8 Débit de soufflage

Le débit de soufflage est calculé en utilisant la même méthode que la précédente :

$$Q = qm_{a,sfl} \cdot (H_{sfl} - H_{b,i})$$

$$qm_{a,sfl} = \frac{Q}{(H_{sfl} - H_{b,i})}$$

$$qm_{a,sfl} = 8,03 \text{ kg/s}$$

IV.15.9 Puissance de la batterie chaude

Pour limiter la puissance de la batterie de préchauffage, le point d'entrée de la batterie chaude (3) doit être à une humidité relative de 100% (saturation).

Nous allons déterminer les caractéristiques de ce point en prolongeant la droite de soufflage jusqu'à la saturation :

$$\begin{cases} \theta_3 = 12,95^\circ\text{C} \\ \psi_3 = 100\% \\ r_3^s = 9,31 \text{ g/kg}_{a,s} \\ H_3 = 36,53 \text{ kJ/kg}_{a,s} \end{cases}$$

- **Puissance de la batterie chaude en mode tout air neuf**

$$P_{BC} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{sfl} - H_3)$$

$$P_{BC} = 164,83 \text{ kW}$$

- **Puissance de la batterie chaude en mode tout air recyclé**

$$P_{BC} = qm_{a,sfl} \cdot (H_{sfl} - H_{b,i})$$

$$P_{BC} = 74,5 \text{ kW}$$

IV.15.10 Puissance de la batterie de préchauffage

Le point de préchauffe correspond à l'entrée de l'humidificateur, il est isotherme par rapport à l'entrée de la batterie chaude et il a la même humidité spécifique que le point extérieur.

On va utiliser le diagramme de l'air humide pour déterminer les caractéristiques de point de préchauffage :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_2 = 12,95^\circ\text{C} \\ \psi_2 = 60\% \\ r_2^s = 5,59 \text{ g/kg}_{a,s} \\ H_2 = 27,19 \text{ kJ/kg}_{a,s} \end{array} \right.$$

$$P_{BPC} = qm_{a,sfl} \cdot (H_2 - H_e)$$

$$P_{BPC} = 40,09 \text{ kW}$$

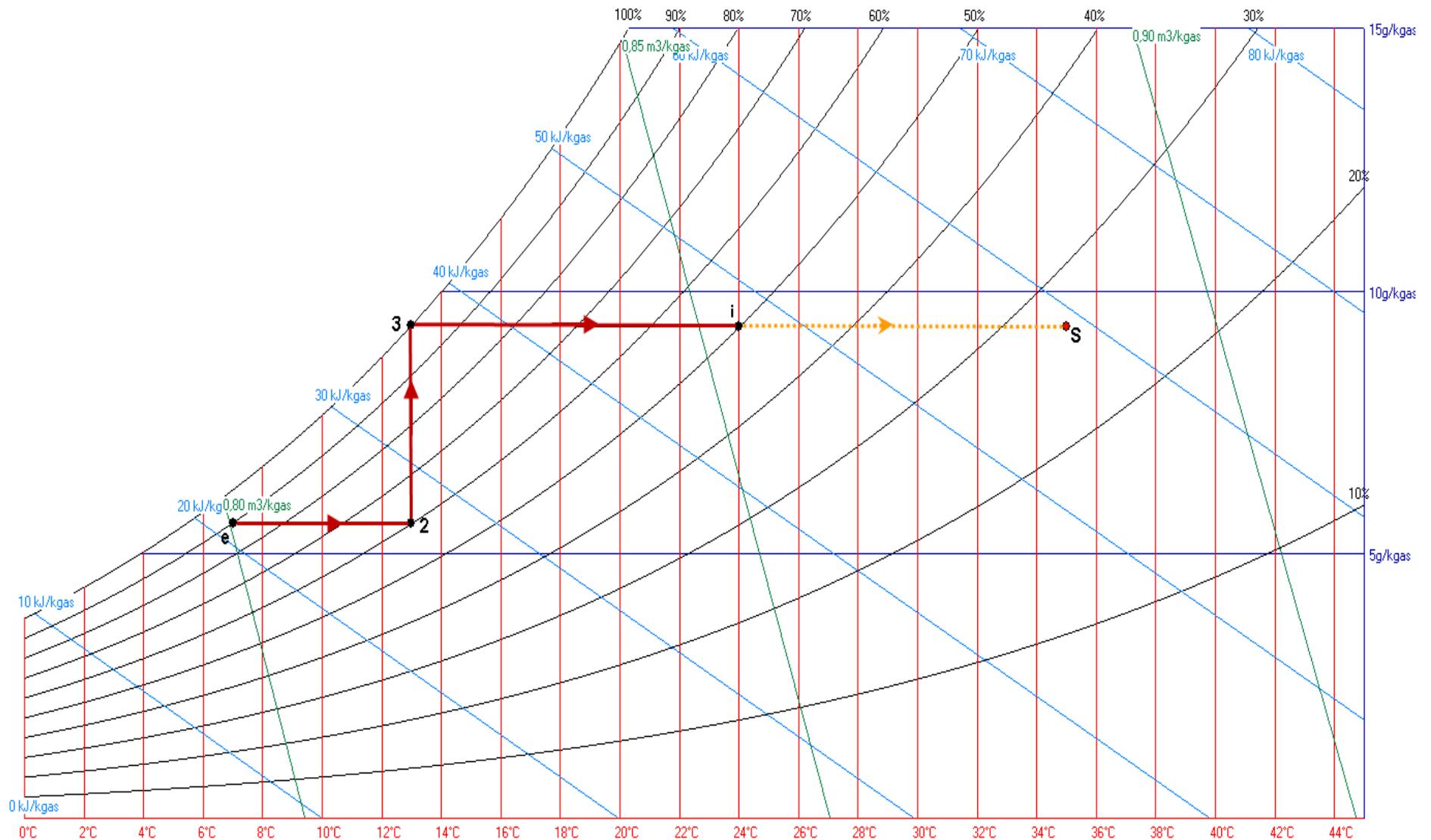


Figure IV. 5 : Représentation graphique pour l'air en période d'hiver (fonctionnement normalisé).

IV.16 Discussion des résultats

Les résultats obtenus montrent que :

En période d'été, la valeur de la puissance de la batterie froide coïncide avec la valeur de celle du site, ce qui permet de dire que la batterie froide assure les conditions de stockage requises ainsi que l'hygrométrie du bâtiment.

En période d'hiver la puissance de la batterie chaude en fonctionnement actuel ne garantit pas les conditions de base intérieure, que ce soit en termes de température ou d'hygrométrie, ce qui nous a motivés à proposer une solution sur la constitution de la CTA cela afin de garantir un fonctionnement réglementaire.

IV.17 Conclusion

Le calcul des apports et des déperditions calorifiques suivant la méthode adoptée dans le document technique réglementaire algérien nous a permis de déterminer les puissances nécessaires pour conditionner le local de stockage (période été, période hiver), et désigné la capacité de l'équipement adéquat en suggérant pour la partie chauffage un fonctionnement réglementaire de l'installation par l'ajout d'une batterie de préchauffage et d'un humidificateur afin d'assurer l'hygrométrie du local.

**CONCLUSION
GENERALE
ET PERSPECTIVES**

Conclusion générale et perspectives

L'opération de traitement de l'air aujourd'hui s'élargit de plus en plus dans le domaine industriel des produits agroalimentaires et elle reste la méthode la plus fréquemment utilisée afin de garantir et de maintenir les produits en bonne qualité. Néanmoins, la climatisation gourmande en consommation d'énergie fait malheureusement l'objet d'un coût très exorbitant.

L'étude et le dimensionnement d'une centrale ou d'un système de climatisation est un projet important et requière des connaissances techniques autant que la disponibilité de donnée reconnue comme conditions de base de confort ou de conditions liées à une utilisation spécifique, ajoutée à celle des conditions de base extérieure du lieu du projet.

Après avoir défini toutes les caractéristiques de notre local à conditionner, à savoir, ses paramètres climatiques, géographiques, l'orientation, les dimensions de ses parois, de différents matériaux isolants le local du milieu extérieur, et la nature de l'ensemble des éléments constitutifs à l'intérieur. On a abouti au calcul du bilan thermique.

Le calcul du bilan thermique est régi par la réglementation thermique du bâtiment par le biais d'un document technique « DTR », afin de dimensionner les puissances frigorifiques et calorifiques à mettre en œuvre pour satisfaire le cahier de charge imposé.

À travers la comparaison opérée, entre les résultats obtenus durant notre étude et ceux du site industriel de CEVITAL, nous avons constaté que les puissances de chauffage et de climatisation calculées dans notre étude sont inférieures à celle du site industriel. Un constat qui nous permettra d'en déduire que l'installation est surdimensionnée par rapport au local.

En fin de compte, la relation 'local-installation-personnel' représente une donnée importante dans laquelle l'architecte et l'ingénieur ont chacun un rôle pour obtenir le confort intérieur et de réduire la consommation énergétique au strict minimum.

Néanmoins, les résultats de ce modeste travail constituent les bases d'un travail à poursuivre et à améliorer dans le but d'une étude plus approfondie.

Ainsi les perspectives futures sont dans les premiers temps sur l'étude du groupe frigorifique. Il est nécessaire dans le cas d'un dimensionnement de la centrale de traitement d'air de connaître la puissance nécessaire du groupe afin d'alimenter la batterie froide en eau à bonne température afin de subvenir aux conditions imposées, et de connaître l'efficacité de l'échangeur à plaque à

CONCLUSION GENERALE

travers l'évolution de température du fluide frigorigère utilisée. En effet, l'efficacité de l'échangeur aura un impact primordial sur la puissance du groupe frigorigère.

Annexe A : valeurs utilisées dans les calculs des apports

I. Zones climatiques

Zone climatique A : Cette zone est délimitée par la mer au nord et les hautes plaines de l'intérieur au sud.

Zone climatique A1 : elle comprend es régions de Bejaia, Skikda, El kala, et Beni saf, elle est caractérisée par une température extérieure de base égale à 7°C.

II. Résistance d'échanges superficiels d'été

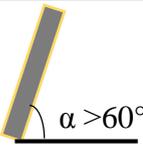
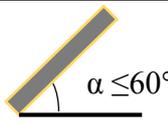
$\frac{1}{h}$ en $[m^2 \cdot C / W]$	Parois en contact avec :			Parois en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
 Latéral $\alpha > 60^\circ$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	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 A. 1 : valeurs des coefficients d'échange superficiel

III. Facteur d'absorption α

Le facteur d'absorption α des parois extérieures est selon la paroi, peinte (en fonction de la couleur), ou non peinte (en fonction du matériau constituant).

ANNEXE

Nature du matériau	Facteur d'absorption	Nature du matériau	Facteur d'absorption
Asphalte	0,90	Pierre calcaire Blanche	0,60
Feutre bitume	0,90	Granit poli	0,45
Sable	0,70	Acier poli	0,06
Ardoise	0,93	Cuivre poli	0,04
Tuile	0,80	Aluminium poli	0,04
Carrelage clair	0,30	Tôle galvanisée	0,70
Marbre poli	0,60	Amiante ciment	0,96
Tôle oxydée	0,80	Peinture	0,60
Tôle rugueuse	0,94	d'aluminium	0,80
Béton, brique	0,75	Fonte brute	0,80
		Gravier	0,80

Tableau A. 2 : facteur d'absorption en fonction de la nature du matériau

IV. Rayonnement solaire de base

Les valeurs de rayonnement solaire de base total et diffus sont données dans le tableau suivant :

Rayonnement total de base I_t , b et diffus de base I_d , b (en W/m^2)										
Latitude Nord	Mois	ORIENTATION								Horiz .
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	356	81	356	520	372	788
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

Tableau A. 3 : Rayonnement de base

- Il y a lieu d'interpoler pour les valeurs intermédiaires.
- Les valeurs pour l'orientation Nord correspondent au rayonnement diffus de base.

ANNEXE

V. Différence de température équivalente pour les murs ensoleiller ou à l'ombre

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

Tableau A. 4 : Différence équivalente de température pour les murs extérieurs.

ANNEXE

VI. Différence de température équivalente pour les toits

Différence équivalente de température $\Delta\Theta_{es}(t)$ ou $\Delta\Theta_{em}(t)$ (en °C) – Toits ensoleillés																									
Condition	m_{surf} kg / m ²	Temps Solaire Vrai																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
ensoleillé	≤ 50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	≤ 100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
	≥ 400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8

Tableau A. 5 : Différence équivalente de température pour les toits.

VII. Facteur de correction $C_{\Delta\Theta_e}$

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

Tableau A. 6 : Facteur de correction $C_{\Delta\Theta_e}$

VIII. Coefficient de correction C_{inc}

Dans le cas où la masse rapportée à la surface du plancher du local non conditionnée et supérieure à 150 kg/m^2 , les valeurs de C_{inc} sont données dans le tableau ci-dessous, pour une température de base extérieure égale à 34°C selon les cas suivants :

- **Cas 1** : les locaux à apports de chaleur interne négligeable tels que les combles non habitables faiblement ou très faiblement ventilés, les vides sanitaires faiblement ou très faiblement ventilés, et les circulations ;
- **Cas 2** : les locaux techniques tels que les chaufferies, les centrales de climatisation, etc. ;
- **Cas 3** : les locaux non conditionnés d'un logement, les locaux à usage d'enseignement, d'hébergement, de bureaux et de réunion ;
- **Cas 4** : les locaux à usage artisanal, de restauration, de vente et les cuisines collectives

$\theta_{b,e} = 34^\circ\text{C}$									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-2	-14	-3	-4	13	2	-11	0	-6
2	-2	-15	-4	-4	14	2	-11	0	-6
3	-3	-15	-4	-4	15	3	-10	1	-5
4	-3	-16	-4	-5	16	4	-9	1	-5
5	-3	-16	-4	-4	17	3	-10	1	-5
6	-3	-16	-4	-4	18	3	-10	1	-6
7	-3	-16	-4	-4	19	3	-10	0	-6
8	-2	-15	-3	-3	20	2	-11	0	-7
9	-1	-14	-3	-8	21	2	-11	-1	-2
10	-1	-14	-2	-7	22	1	-12	-1	-2
11	0	-13	-2	-7	23	0	-13	-2	-3
12	1	-12	-1	-7	24	-1	-14	-2	-3

Tableau A. 7 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 34°C

IX. Coefficient de correction C_{Ts}

Les valeurs du coefficient de correction C_{Ts} sont données dans le tableau suivant :

ANNEXE

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 A. 8 : Valeurs de C_{TS}

X. Chaleur sensible et latent des occupants

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

Tableau A. 9 : gains dus aux occupants

XI. Débit d'air neuf par occupant en fonction du type de local

Type de locaux	Débit minimal en m ³ /h. occupant
Bureaux et locaux assimilés sans travail physique / Locaux d'enseignement	25
Locaux de réunions, spectacles, vente, restauration	30
Ateliers et locaux avec travail physique léger	45
Autres ateliers et locaux	60

Tableau A. 10 : Prescriptions minimales d'air neuf pour un occupant.

XI Coefficient de simultanéité

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 A. 11 : Coefficients de simultanéité des gains internes

XII Coefficients majorateurs des gains sensible et latents

$C_{\Delta as}$ et $C_{\Delta al}$ sont des coefficients majorateurs des gains sensibles qui prend en compte les gains supplémentaires ; à défaut d'un calcul précis, on prendra les valeurs donnés dans le tableau suivant :

Disposition des conduits d'air	$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$
Installation sans réseau de conduits d'air, installation dont les conduits d'air, Sont à l'intérieur des locaux climatisé	1,05	1,00
Installation dont les conduits d'air sont à l'extérieur des locaux climatisé, ou traversant des locaux non climatisés	1,15	1,10

Tableau A. 12 : valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents.

Annexe B : valeurs utilisées dans les déperditions

I. Température de base extérieure

Zones	Altitude (m)	t_{be} (°C)	Zones	Altitude (m)	t_{be} (°C)
Zone A	<300	3	Zone C	<300	1
	300 à 450	2		300 à 450	0
	450 à 600	1		450 à 600	-1
	600 à 800	0		600 à 800	-2
	≥ 800	-1,5		≥ 800	-4,5
Zone A1	<300	7	Zone D	<300	4
	300 à 450	6		300 à 450	3
	450 à 600	5		450 à 600	2
	600 à 800	4		600 à 800	1
	≥ 800	2,5		≥ 800	-0,5
Zone B	< 450	-2			
	450 à 600	-3			
	600 à 800	-4			
	≥ 800	-5,5			

Tableau B. 1 : Températures extérieures de base.

II. Coefficient d'échange superficiel pour l'hiver

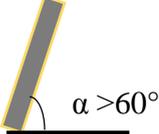
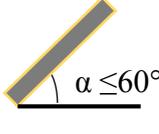
$\frac{1}{h}$ en $[m^2 \cdot C / W]$	Parois en contact avec :			Parois en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
 Latéral (Mur)	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
 Ascendant (toiture)	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
 Descendant (plancher)	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

Tableau B. 2 : Coefficient en fonction de la différence de niveau z.

III. Coefficient K_l d'une liaison entre une paroi extérieure courante et une paroi intérieure non isolé et une autre paroi isolée

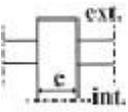
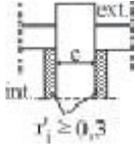
Schéma		
Signification	Paroi extérieure courante. Paroi intérieure non isolée qu'elle fasse saillie ou non.	Paroi extérieure courante. Paroi intérieure, qu'elle fasse saillie ou non, revêtue sur ses deux faces d'un isolant de résistance thermique $r'_i \geq 0,3 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$.
Valeurs de k_l (W/m.°C)	$\frac{0,4 \times e}{R + 0,15}$	$\frac{0,4 \times e}{R + 0,25}$

Tableau B. 3 : coefficient K_l d'une liaison

IV. Coefficient K_s en fonction de l'altitude z

z (en m)	inférieur à - 6,00	de -6,00 à - 4,05	de -4,00 à - 2,55	de -2,50 à - 1,85	de -1,80 à - 1,25	de -1,20 à - 0,75
k_s (en W/m.°C)	0	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
z (en m)	de - 0,70 à - 0,45	de - 0,40 à -0,25	de - 0,20 à 0,20	de 0,25 à 0,40	de 0,45 à 1,00	de 1,05 à 1,50
k_s (en W/m.°C)	1,20	1,40	1,75	2,10	2,35	2,55

Tableau B. 4 : coefficient K_s

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]R. CADIERGUES, calcul des charges de climatisation et conditionnement d'air, Livre PYC,. PARIS, 1998.
- [2]L. BOREL, "Thermodynamique et energetique," 1984.
- [3]M. Duminil, "Air humide," Tech. de'Ingénieur, vol. 1, no. B2230, pp. 1–27, 1986.
- [4]J.Castaig-Lasvignottes, "Air humide : propriétés thermodynamiques, opérations unitaire et technologie associées a son emploi.," Univ. PAU DES PAYS L'ADOUR, vol. 84, pp. 487–492, 2003.
- [5]J. L. JACQUES Bouteloup, MICHEL Le Guay, Climatisation Conditionnement d'air, les systemes, Les editio. PARIS, 1998.
- [6]"instructions de conduite," Doc. fourni par Cevital.
- [7]"Aquaciat power standard - N14621A-1," Doc. fourni par Cevital.
- [8]R. E. De, C. National, and R. Int, DOCUMENT TECHNIQUE REGLEMENTAIRE. 2011.

Résumé

L'objectif de ce mémoire est d'étudier une centrale de traitement d'air installé destiné pour un local de stockage de sucre en morceaux afin d'améliorer et de contrôler les paramètres hygrométriques de l'air pour assurer et maintenir le produit dans de bonnes conditions de stockage.

Après avoir défini l'air humide et ses principales grandeurs physiques caractérisant. Le calcul l'ensemble des apports et des déperditions thermiques sont faits à base du document réglementaire « DTR », ce qui permet la détermination des puissances calorifiques nécessaires aux bons maintiens des conditions intérieurs imposés pour le stockage du sucre en morceaux.

Mots-clés : DTR, traitement d'air, hygrométrie.

Abstract

The objective of this memory is to study an air handling unit installed for a piece of sugar storage in order to improve and control the hygrometric parameters of the air to ensure and maintain the product in good storage conditions

After defining the humid air and its main physical quantities characterizing. Calculation of all heat input and heat losses are made based on the regulatory document "DTR", which allows the determination of the heating power necessary for the good maintenance of indoor conditions imposed for the storage of sugar cubes

Keywords : DTR, hygrometry, air treatment