

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE MOULOUD MAMMERRI DE TIZI-OUZOU

**Faculté du Génie de la Construction
Département du Génie Mécanique**



Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du Diplôme de
Master Professionnel en Génie Mécanique, option : Énergétique
Spécialité : Froid Chauffage et Climatisation



Intitulé du sujet:

***Etude préliminaire de conception d'une chambre
calorimétrique.***

Proposé par l'ENIEM :

M. OUSLIMANI. M
M. BENIHEDDADENE. D

Dirigé par :

M. NEBBALI. R

Etude menée par :

M. BOUDJBIHA. M
M. SEGHOUANE. Y

Promotion 2013/2014

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à remercier notre promoteur, Mr. R. Nebbali, de nous avoir fait honneur d'accepter de nous diriger et nous accompagner tout au long de ce travail. Nous lui sommes aussi reconnaissants pour le temps qu'il nous a accordé, les conseils prodigués et la patience dont il a fait preuve durant ces derniers mois. Il a été l'un de nos meilleurs enseignants, nous avons tant appris avec lui, nous tenons à lui exprimer notre profonde gratitude pour tout cela.

Nous avons à cœur de remercier Mr. M. Ouslimani, directeur de l'unité climatisation ENIEM, pour nous avoir accueillis au sein de son unité et d'avoir répondu à toutes nos attentes.

Nous remercions Mr. D. Beniheddadene, chef de service dans l'unité climatisation ENIEM, qui nous a suivis durant ce travail et qui a toujours été là pour nous.

Nos sincères remerciements vont aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer notre travail.

A Mr. A. Hamdad et Mr. N. Lamrous, qui font partie des meilleures enseignants que nous n'avions jamais eu, au sérieux et à la rigueur dont ils ont fait preuve, à la qualité de l'enseignement qu'ils nous ont prodigué, Merci.

Dédicaces

Avant tout je remercie Dieu tout puissant de m'avoir offert la chance d'être entouré de personnes aussi chères et valeureuses

A ma chère et tendre mère pour son sacrifice, sa patience, son amour et son soutien pour les quelles je ne pourrai la remercier assez

A mon père pour sa présence et son enseignement

A mes chères frères et sœurs pour leur aide, leur écoute, amour et encouragement

*A mes frères amis qui m'ont jamais épargné de leur bêtises et fraternités,
Matiasse, Djeltti, Setoche le magnifique, Phanchan, Wouchi, Bingou,
Djameuu, Mellab Fekhdar, Bayaziitt, Djallale, Marrikkh, Bizeuu,
Ballali, Dandy, Lwantéz, Kwider, Nitro, Dasleur, Ballak a khayyi
...*

*A mes amies Zahira, Lazi, Emilia, Midjoubā, Nadia, Lyli,
Doudouch, Kenza, Nabila, Wardouch, Kami...*

Boudjbiha Mahdi

Dédicaces

Je dédie ce travail à...

Ma très chère mère.

A ton soutien et à ta patience sans limite. A ton amour et à ton dévouement sans faille. Ton courage face à l'adversité m'a appris à ne jamais baisser les bras. Tu n'as jamais cessé de m'encourager, de croire en moi et c'est grâce à toi que je suis là, aujourd'hui.

Mes mots ne sauront t'exprimer toute ma gratitude et ma reconnaissance pour tout ce que tu m'as donné. Merci pour tout.

A toi Grand chef

J'espère que là où tu es, tu as trouvé la paix éternelle et qu'aujourd'hui, tu es fière de ce que je suis devenu. Tu étais un exemple pour nous tous. J'aurais tant aimé que tu sois présent...

Arava ali

A l'espoir que j'incarne à tes yeux. Tu m'as toujours soutenu et pousser à l'excellence. Tu as toujours voulu qu'on réussisse nos études et tu nous as donné les moyens d'y parvenir. Je ne te remercierai jamais assez pour tout.

A mes grand-mères, qui seront toutes les deux très fières à coup sûr 😊.

À mes deux sœurs, Lynda et Lisa, et à leur amour et soutien indéfectible.

À tous mes oncles et tantes, Amrane, Fairouz, Malek, Mohamed Said, Gouraya, Boualem, Merzouk et Safache qui ont toujours été là, dans les bons, comme dans les mauvais moments.

À ma chère et tendre Mahdjouba. À la femme qui m'a toujours soutenu et pousser à me surpasser. Aux moments de joies passés ensemble et au bonheur éternel qui nous attends. Longue vie à notre amour.

Je tiens à remercier Mr. A. Phaoui pour son amitié et sa grande contribution sans laquelle nous n'aurions pas pu réaliser ce travail. Tanemirt

À mon ami de toujours, Mr. S. Loues et sa femme Lamia. À leur amitié sans faille, à leurs précieuses aides sans limites, à leur disponibilité et sincérité. Merci pour tout.

Je tiens aussi à remercier Mlle. Phahrazad Si Ahmed, qui nous a orienté et recommandé.

À tous mes amis, Katia, Samir, Nassim, Malek, Aghiles, Kouceila, Mustapha, Hakim, Djamel, Boualem, Phabne, bayazit, Abderahmane j'en oublierais sûrement beaucoup et je m'en excuse.

A ceux avec qui j'ai partagé cette ultime épreuve, Mahdju, Lolati, Aksel, Kader, Lounes, Fadhma, Mina, Josef, Slimane, Facine, Idir et Abderahmane.

Aux Zou, à leur tête : « Bizeu », Phabane, Bengou, Bouji, Jesus Djamel, Samir, Houcine, Barbary, Boukhalfa et Idir

A mon ami et binôme, Mahdi, ainsi qu'à toute sa famille.

Merci à tous

Seghouane Facine

Sommaire

Remerciements	i.
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	v
Nomenclature	vi

Introduction Générale

Introduction générale

Chapitre I	Définitions
1. Définition du calorimètre	1
2. Classification des calorimètres	1
2.1. Calorimètres adiabatiques	2
2.1.1. Calorimètres adiabatiques passifs	2
2.1.2. Calorimètre adiabatiques actifs	2
2.2. Calorimètres diathermes	3
2.2.1. Calorimètres diathermes passifs	3
2.2.2. Calorimètres diathermes actifs	3
3. Chambre calorimétrique pour les essais des climatiseurs et pompes à chaleur	4
3.1. Chambre calorimétrique à pertes étalonnées	4
3.2. Chambre calorimétrique à ambiance compensés	6
4. Définition du système de compensation	7
5. Définition du traitement d'air	7
5.1. Utilité du traitement d'air	7
5.2. condition d'ambiance à réaliser	8
5.2.1. Température intérieur T_i	8
5.2.2. Humidité intérieure y_i	8
5.2.3. Renouvellement d'air neuf	8
5.2.4. Débit d'air soufflé	8
6. Charges de climatisation	8
6.1. Les charges sensibles	9
6.2. Les charges latentes	9
7. les différents systèmes de climatisation	9
8. Rappels de l'air humide	9
9. Définition des caractéristiques de l'air humide	11
9.1. l'humidité absolue ou teneur en humidité	11
9.2. humidité relative ou hygrométrie HR(%)	11
9.3. Température sèche ou bulbe sac $T_s(^{\circ}\text{C})$	11
9.4. Température de rosée $T_r(^{\circ}\text{C})$	11
9.5. Température humide $T_h(^{\circ}\text{C})$	11
9.6. Volume spécifique de l'air :	11
9.7. enthalpie massique de l'air humide $h(\text{KJ/kg})$	11

Chapitre II

Eléments d'une chambre calorimétrique

1. Introduction	12
2. Caractéristiques des climatiseurs à étudier dans la chambre calorimétrique	12
2.1. Climatiseurs split système TAC-09 CHS/RT	12
2.2. Climatiseurs split système TAC-12 CHS/RT	12
2.3. Climatiseurs split système TAC-18 CHS/RT	12
2.4. Climatiseurs split système TAC-24 CHS/RT	12
2.5. Armoire de climatisation ASTF-H48A5/N	13
2.6. Armoire de climatisation ASTF-H60A5/N	13
3. Dimensionnement de la chambre calorimétrique	13
3.1. Dimensions des cellules	13
3.2. Dimensions du volume de contrôle	15
3.3. Choix des matériaux	15
4. Caractéristiques du sol du volume de contrôle	17
4.1. Présentations des éléments composant le sol	17
1. Béton armé	17
2. Isolant	17
3. Béton armé	17
4. Vide sanitaire	18
5. Imperméabilisant	18
6. Barrière pare-vapeur	19
7. Panneau vertical	19
8. Muret en béton	19
4.2. Propriétés thermo physiques des matériaux constituant le sol	20

Chapitre III

Bilans thermiques

1. Introduction	21
2. Puissance du système de compensation	21
2.1. Coefficient de surpuissance C_{in}	21
2.2. Ratio des pertes calorifiques C_r	22
3. Conditions maximales d'essai :	22
4. Conditions extérieures d'environnement	23
5. Calcul des déperditions thermique	23
5.1. Pertes par transmission	23
5.1.1. Déperditions surfacique à travers les parois	24
5.1.2. Déperditions linéiques	25
6. Résultats des calculs :	26
6.1. Cellule d'essais	26
6.1.1. Mode refroidissement	26
6.1.1.1. Cellule intérieure	28
6.1.1.2. Cellule extérieure	29
6.1.2. Mode chauffage	30
6.1.2.1. Cellule intérieure	32
6.1.2.2. Cellule extérieure	33
6.2. Volume de contrôle	35

6.2.1..Mode refroidissement	37
6.2.2. Mode chauffage	38

Chapitre IV Conditionnement d'air

1. Centrale à traitement d'air (C.T.A)	40
1.1. Principe de fonctionnement	40
1.2. Systèmes et techniques associés	43
2. Récupérateur de chaleur à plaque	43
3. Définitions	45
3.1. Débit d'air neuf	45
3.2. Débit d'air soufflé	45
3.3. Caractéristiques du mélange :	46
3.3.1. Débit d'air recyclé	46
3.3.2. Taux de recyclage d'air	46
3.3.3. Débit d'air mélangé	46
3.3.4. Température du mélange	47
3.3.5. Enthalpie du mélange	48
3.3.6. Humidité absolue du mélange	48
4. Caractéristique de la cellule intérieure :	49
4.1. Mode refroidissement	49
4.2. Mode chauffage	49
5. Caractéristique de l'air extérieur	50
I. Dimensionnement de la CTA associée à la chambre calorimétrique dépourvue de volume de contrôle	51
6. Mode refroidissement	51
6.1. Point de soufflage	51
6.1.1. Débit d'air soufflé	51
6.1.2. Température de soufflage	52
6.1.2.1. Cellule intérieure	52
6.1.2.2. Cellule extérieure	52
6.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage	53
6.1.3.1. Cellule intérieure	53
6.1.3.2. Cellule extérieure	53
6.1.4. Humidité absolue de soufflage	53
6.1.4.1. Cellule intérieure	53
6.1.4.2. Cellule extérieure	53
6.2. Point de mélange	54
6.2.1. Débit d'air recyclé	54
6.2.2. Débit d'air neuf	54
a. Température à la sortie du récupérateur	54
b. Enthalpie à la sortie du récupérateur	55
6.2.3. Température du mélange	55
6.2.4. Evaluation de l'enthalpie du mélange	55
6.2.5. Humidité absolue du mélange	55
7. Mode chauffage	57
7.1. Point de soufflage	57

7.1.1. Température de soufflage	57
7.1.1.1. Cellule intérieure	57
7.1.1.2. Cellule extérieure	57
7.1.2. Enthalpie spécifique de soufflage	58
7.1.2.1. Cellule intérieure	58
7.1.2.2. Cellule extérieure	58
7.1.3. Humidité absolue de soufflage	58
7.1.3.1. Cellule intérieure	58
7.1.3.2. Cellule extérieure	59
7.2. Point de mélange	60
7.2.1. Débit d'air recyclé	60
7.2.2. Evaluation du débit d'air neuf	60
a. Evaluation de la température à la sortie du récupérateur	61
b. Enthalpie et l'humidité absolue à la sortie du récupérateur	61
7.2.3. Batterie chaude intermédiaire	62
7.2.4. Température du mélange	62
7.2.5. Enthalpie du mélange	62
7.2.6. Humidité absolue du mélange	63
8. Détermination des caractéristiques des éléments des centrales de traitement d'air	64
8.1. Batterie chaude	64
8.1.1. Puissance de la batterie chaude	64
8.1.1.1. Cellule intérieure	64
8.1.1.2. Cellule extérieure	65
8.1.2. Humidificateur à vapeur	65
8.1.2.1. Cellule intérieure	65
a. Puissance de l'humidificateur	65
b. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur	66
8.1.2.2. Cellule extérieure	66
a. Puissance de l'humidificateur	66
b. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur	66
8.2. Batterie froide	67
8.2.1. Cellule intérieure :	67
a. Puissance de la batterie chaude intermédiaire :	67
b. Puissance de la batterie froide	67
c. Efficacité de la batterie froide	67
8.2.2. Cellule extérieure :	68
a. Puissance de la batterie chaude intermédiaire :	68
b. Puissance de la batterie froide	68
c. Efficacité de la batterie froide	69
d. Puissance de la batterie chaude de sortie	69
II. Dimensionnement de la CTA pour le volume de contrôle intérieur	70
9. Mode refroidissement	70
9.1. Point de soufflage	70
9.1.1. Débit d'air soufflé	70
9.1.2. Température de soufflage	71
9.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage	71

9.1.4. Humidité absolue de soufflage	72
9.2. Point de mélange	72
9.2.1. Débit d'air recyclé	72
9.2.2. Débit d'air neuf	72
a. Température à la sortie du récupérateur	72
b. enthalpie à la sortie du récupérateur	73
9.2.3. Température du mélange	73
9.2.4. Enthalpie du mélange	73
9.2.5. Humidité absolue du mélange	74
10. Mode chauffage	75
10.1. Point de soufflage	75
10.1.1. Débit d'air soufflé	75
10.1.2. Température de soufflage	76
10.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage	76
10.1.4. Humidité absolue de soufflage	76
10.2. Caractéristique du point de mélange	77
10.2.1. Débit d'air recyclé	77
10.2.2. Débit d'air neuf	77
a. Evaluation de la température à la sortie du récupérateur	77
b. Enthalpie et de l'humidité absolue à la sortie du récupérateur	77
10.2.3. Batterie chaude intermédiaire	78
10.2.4. Température du mélange	79
10.2.5. Enthalpie du mélange	79
10.2.6. Humidité absolue du mélange	79
11. Détermination des caractéristiques des éléments des centrales de traitement d'air	80
11.1. Batterie chaude	80
11.1.1. Puissance de la batterie chaude	80
11.1.2. Humidificateur à vapeur	81
11.1.2.1. Détermination des caractéristiques de l'air à la sortie de l'humidificateur	81
11.1.2.2. Puissance de l'humidificateur	81
11.1.2.3. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur	81
11.2. Batterie froide	82
11.2.1. Puissance de la batterie chaude intermédiaire	82
11.2.2. Puissance de la batterie froide	82
11.2.3. Efficacité de la batterie froide	82
11.2.4. Puissance de la batterie chaude de sortie	83

Conclusion

Références bibliographique

Liste des figures

Figure I.1. Représentation d'un calorimètre [2]	1
Figure I.2. Chambre calorimétrique à pertes étalonnées [3]	5
Figure I.3. Chambre calorimétrique à ambiance compensée [3]	6
Figure I.4. Diagramme de l'air humide.	10
Figure II.1. Représente le profil du système mâle/femelle du panneau sandwich ainsi que les détails du montage. [5]	16
Figure II.2. Représente la composition du sol du volume de contrôle	17
Figure II.3. Représentant différentes coupes d'une pièce IGLU [®] linea SOLIDO H 18 cm [6]	18
Figure III.1. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu à l'intérieur des deux cellules quand l'appareil est en mode refroidissement	26
Figure III.2. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu à l'intérieur des deux cellules en quand l'appareil est en mode chauffage	30
Figure III.3. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu dans le volume de contrôle	35
Figure IV.1. Schémas explicatif représentant le circuit aérolique	41
Figure IV.2. Schémas représentant les différents éléments de la CTA à travers lesquels passe l'air	41
Figure IV.3. Schémas représentant les différents éléments de la CTA	42
Figure IV.4. Répartition des températures à l'intérieur du récupérateur	44
Figure IV.5. Circuit aéraulique à l'intérieur du récupérateur	44
Figure IV.6. Evolution de l'air à l'intérieure du récupérateur de chaleur	61
Figure IV.7. Evolution de l'air à l'intérieure du récupérateur de chaleur	78

Liste des tableaux

Tableau .II.1 dimensions minimales préconisées pour chaque cellule suivant la puissance de l'appareil à tester [3]	13
Tableau .II.2 dimensions de la cellule prévues pour le climatiseur TAC-24 CHS/RT [3]	14
Tableau .II.3 dimensions nominales intérieures des cellules arrêtées après calculs	14
Tableau .II.4 dimensions nominales intérieures du volume de contrôle arrêtées après calculs.	15
Tableau .II.5 Caractéristiques du panneau frigorifique Coldkit à âme en polyisocyanurate. [5]	15
Tableau .II.6 Dimensions utiles intérieures finales des cellules d'essais.	16
Tableau .II.7 Dimensions utiles intérieures finales du volume de contrôle.	16
Tableau .II.8 Caractéristiques des palettes IGLU' Linea. [6]	18
Tableau .II.9 Caractéristiques techniques de l'imperméabilisant DELTA®-THENE 60. [7]	19
Tableau .II.10 Caractéristiques techniques de la barrière pare-vapeur DELTA®-REFLEX. [8]	19
Tableau II.11 Propriétés thermophysiques des matériaux constituant le sol. [9]	20
Tableau II.12 Résistance thermique de la lame d'air. [9]	20
Tableau.III.1 Conditions extrêmes d'essais dans la chambre calorimétrique. [4]	22
Tableau.III.2 Conditions extrêmes d'essais pour les climatiseurs ENIEM.	22
Tableau.III.3 Données des résistances thermiques d'échanges superficiels [9]	25
Tableau III.4. Bilans thermiques à travers les parois de la cellule intérieure quand l'appareil est en mode refroidissement	28
Tableau III.5. Bilans thermiques à travers les parois de la cellule intérieure quand l'appareil est en mode chauffage	32
Tableau III.6. Bilans thermiques à travers les parois de volume de contrôle quand l'appareil est en mode refroidissement	37
Tableau III.7. Bilans thermiques à travers les parois de volume de contrôle quand l'appareil est en mode chauffage	38
Tableau .IV.1 Paramètres thermodynamiques de l'air intérieur de la chambre calorimétrique en mode refroidissement [10]	49
Tableau .IV.2 Paramètres thermodynamiques de l'air intérieur de la chambre calorimétrique en mode chauffage [10].	49

Tableau.IV.3 Températures moyennes de la ville de Tizi-ouzou prises entre 1990 et 2008 [11].	50
Tableau.IV.4 Paramètres thermodynamiques de l'air ambiant extérieur à la température moyenne du mois de janvier. [10]	50
Tableau.IV.5 Paramètres thermodynamiques de l'air ambiant extérieur à la température moyenne du mois d'août. [10]	50
Tableau .IV.6 Caractéristiques du point de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.	59
Tableau .IV.7 Caractéristiques du point de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.	60
Tableau V.1 dimensions de la chambre calorimétrique.	
Tableau.V.2 Caractéristiques des points de soufflage quand l'appareil à tester est en mode refroidissement.	
Tableau.V.3 Caractéristiques des points de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.	

Nomenclature

Lettres latin

- A Appareil côté intérieur
- B Tubes d'échantillonnage d'air
- C Système d'égalisation de pression
- C_{in} Représente un coefficient de surpuissance sans dimension
- C_p Chaleur spécifique de l'air (J/Kg .s)
- C_r Ratio estimer de pertes calorifiques dues au réseau de tuyauterie éventuelle sans dimension
- D Cellule côté intérieur
- E Cellule côté extérieur
- F Appareil côté extérieur
- G Tubes d'échantillonnage d'air
- H Volume de contrôle
- 1/h Resistance thermique d'échange superficiel ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
- h Enthalpie spécifique (J/Kg $_{as}$)
- H Hauteur, (m)
- K Conductance thermique des parois des cellules ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- l Longueur de la liaison (m)
- P Puissance, Puissance calorifique (W)
- q_m Débit massique de l'air souffler (Kg $_{as}$ /s)
- R Resistance thermique (K/w)
- S Surface d'échange (m^2)
- T Température (K)
- T Taux de brassage (vol/ h $^{-1}$)
- U Energie interne (J)

Lettres Grecques

Δ

Φ Apport ou pertes calorifique par transmission, Déperditions (W)

Υ Humidité relative (%)

γ Taux d'air neuf injecte (%)

ε Efficacité thermique (%)

ρ Masse volumique (Kg/m³)

ν Volume spécifique (m³/Kg_{as})

ψ Taux de recyclage ou de débit d'air neuf (%)

ω Humidité absolue (Kg_e/Kg_{as})

ϕ Flux de chaleur (W)

Indice

a	Appareil
an	Air neuf
as	Air soufflé, Air sec
BC	Batterie chaude
BF	Batterie froide
c	Système de compensation
e	Extérieur, Vapeur d'eau
i	Intérieure
l	Latente
li	Linéique
m	Mélange
p	Panneaux sandwichs
pla	Plafond
r	Récupérateur
rej	Rejeté
s	Soufflage
sol	Sol
T	Transmission

Introduction Générale

Introduction générale

L'évolution actuelle des attentes du marché du bâtiment et tout ce qui se rattache au conditionnement d'air, conduisent les industriels à innover sans cesse et améliorer encore plus les performances des équipements conventionnels et à développer des concepts totalement nouveaux. Ajouter à cela, les contraintes en termes de réduction de consommation d'énergie et des émissions de gaz à effet de serre qui sont devenues extrêmement sévères.

Les chambres calorimétriques pour le test des climatiseurs et pompes à chaleur sont des plates-formes d'essais qui répondent aux différents enjeux de maîtrise de l'énergie. De ce fait, elles constituent un concentré de technologies, qui dans notre cas, va nous permettre de tester une large gamme de climatiseurs ENIEM.

La conception et le dimensionnement de la chambre calorimétrique obéissent à des normes techniques et technologiques précises et rigoureuses. Des organismes officiels sont, à cet égard, chargés de contrôler la conformité de ces lieux à ces normes et aux exigences d'essai et d'homologuer la chambre et tous les tests qui y seront menés.

Notre démarche dans le présent projet est de dimensionner la chambre calorimétrique, tout en respectant les normes techniques en vigueur, à savoir la norme **NF EN 14511**. Nous choisirons nous-même les matériaux adéquats à utiliser pour la construction de la chambre, suivant les critères de performances souhaités. Une fois le dimensionnement et la conception de la chambre terminés, nous allons établir un bilan thermique suivant les conditions extrêmes de températures fourni par le constructeur des appareils à tester.

Pour finir, nous dimensionnerons des systèmes de traitement d'air en fonction des pertes ou des apports calorifiques évalués par les bilans thermiques, dans l'optique de pouvoir contrôler les paramètres suivants de l'air :

- Température
- Humidité absolue
- Humidité relative
- Enthalpie spécifique

Ce présent travail est mené selon le plan suivant :

Le chapitre I expose les généralités et définitions ainsi que les différentes chambres calorimétriques existantes.

Les données de base nécessaires (dimensions à respecter suivant la puissance de l'appareil, matériaux à utiliser) au dimensionnement de la chambre calorimétrique fait l'objet du chapitre II.

Au chapitre III, on effectue des bilans thermiques sur les quatre compartiments de la chambre, sous les conditions d'essais imposées par la norme [4].

L'étude du circuit de conditionnement d'air ainsi que ces différents composants, fait l'objet du chapitre IV.

CHAPITRE I

1. Définition du calorimètre :

Le calorimètre est dérivé du mot latin calor, qui signifie chaleur. Cette appellation a été proposée par Lavoisier en 1783 après la réalisation avec Laplace du calorimètre à glace fondante. Il s'agit d'un système thermodynamique se présentant sous la forme d'une enceinte isolée, n'échangeant ni chaleur, ni travail mécanique avec le milieu extérieur. Il est utilisé pour mesurer les quantités de chaleur. Celles-ci peuvent être égales soit à une variation d'enthalpie $(Q)_p = \Delta H$, quand le calorimètre est à pression constante ; soit à une variation d'énergie interne $(Q)_v = \Delta U$, quand le calorimètre est à volume constant.

2. Classification des calorimètres :

La classification des calorimètres n'est pas chose facile, cela est essentiellement dû à la multiplicité de ces derniers, et à leurs différentes formes d'utilisations. Cependant, dans le cadre d'une collaboration internationale [1], une classification simple, qui englobe tous les types de calorimètres, a pu être élaborée. Celle-ci les regroupe en deux grandes familles, Calorimètres adiabatiques et Calorimètres diathermes, selon la manière dont les échanges de chaleur se produisent entre le système S et le volume de contrôle T, comme le montre la figure.1 ci-après :

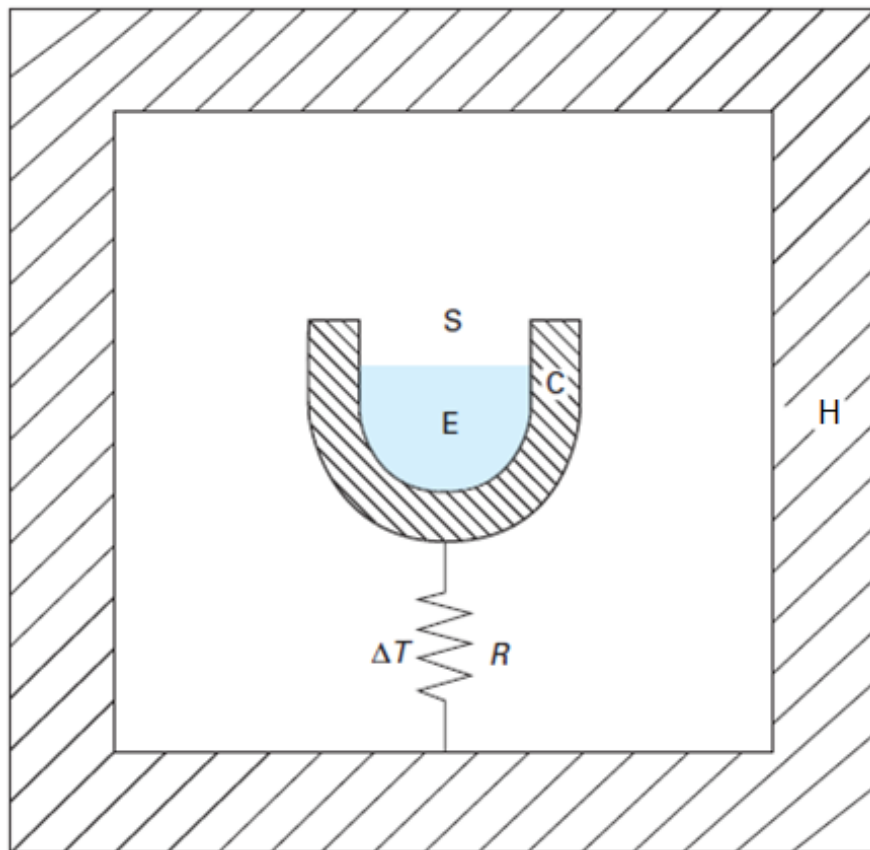


Figure.I.1. Représentation d'un calorimètre [2]

S Système englobant échantillon E et cellule ou creuset C

R Résistance thermique

H Volume de contrôle

ΔT Différence de température entre S et H

2.1. Calorimètres adiabatiques :

Ce sont les calorimètres où on essaie de minimiser ou même d'annuler les échanges de chaleurs entre le système S et le volume de contrôle H. Comme on le verra pour les calorimètres diathermes, les calorimètres adiabatiques sont scindés en deux groupes qu'on appellera « passif » et « actif ».

2.1.1. Calorimètres adiabatiques passifs :

Afin de minimiser les échanges de chaleur entre le système et le volume de contrôle, on a recours à deux moyens : soit en augmentant la résistance thermique R (en ayant recours à une bonne isolation), soit en abaissant la différence de température ΔT ; et ce, suivant la loi de Newton :

$$\phi = \frac{\Delta T}{R} \dots\dots\dots (I.1)$$

Où : ϕ : Flux de chaleur échangé entre le système et le volume de contrôle.

ΔT : La différence de température entre le système et le volume de contrôle.

R : Résistance thermique.

Dans le cas passif, on n'influe que sur la résistance thermique R, ce qui conduit toujours à avoir des pertes de chaleur dont il faudra tenir compte, vu qu'il n'y a jamais une isolation parfaite.

2.1.2. Calorimètres adiabatiques actifs :

Ce sont des calorimètres, pour lesquels en complément de l'isolation, on régule la différence de température ΔT entre le système et le volume de contrôle (**Fig.1**), en influant soit sur la température du système, soit sur la température du volume de contrôle de façon à annuler ΔT , ce qui nous conduira à un échange de chaleur nul.

Le seul moyen de contrôler ΔT est d'agir sur la température du volume de contrôle H, vu qu'on ne souhaite pas intervenir sur le système S, dont les variations de températures font l'objet de mesures calorimétriques.

D'une manière générale, nous diront que la température du volume de contrôle suit celle du système.

2.2. Calorimètres diathermes :

Contrairement aux calorimètres adiabatiques, les calorimètres diathermes favorisent l'échange de chaleur entre le système S et le volume de contrôle H, de façon à ce que ce dernier impose sa température au système. La chaleur échangée est soit calculée directement durant le transfert, soit mesurée à l'aide d'échangeurs à flux de liquide accompagné ou non d'un changement de phase qui surviendra au niveau du volume de contrôle. Dans ce cas, on peut dire que, si on arrive à contrôler la température du thermostat, on contrôlera celle de l'échantillon d'essai.

2.2.1. Calorimètres diathermes passifs :

Les calorimètres diathermes passifs sont ceux où les échanges de chaleurs sont favorisés par une très bonne conductivité thermique entre le système S et le volume de contrôle H. Ainsi et à l'exception des régimes transitoires d'échange de chaleur, l'énergie thermique n'est pas emmagasiner par l'échantillon d'essai et est vite échangée avec le volume de contrôle. On distingue alors, trois moyens pour mesurer la chaleur échangée :

-Par le signal électrique d'un débitmètre thermique.

-Par la détermination du degré d'avancement d'un changement de phase (liquide-gaz, solide-liquide), liquide qu'on placera dans le volume de contrôle, et en connaissant le degré d'avancement du changement de phase de ce liquide, on connaîtra la quantité de chaleur échangée entre le système et le volume de contrôle.

-Par la très faible variation de température d'un liquide circulant, en circuit ouvert, dans un échangeur thermique (constituant le volume de contrôle par exemple). Dans ce cas de figure, le volume de contrôle sera entièrement traversé par un liquide, lequel se réchauffe en contact avec les parois du système, en connaissant la variation de température à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle, nous pourrions ainsi évaluer le flux cédé par le système.

2.2.2. Calorimètres diathermes actifs :

Comme nous l'avons précisé précédemment, dans les calorimètres diathermes, la chaleur produite ou absorbée par la transformation étudiée est rapidement échangée avec le volume de contrôle grâce à un très bon échange conductif entre le système S et le volume de contrôle. En réalité dans les calorimètres diathermes actifs, cet échange thermique est simulé ou compensé par un apport.

En effet, dans ce cas de figure, on intègre une compensation thermique au niveau de la cellule d'essai (**Fig.1**) pour remplacer la bonne conductivité thermique. Cette compensation a pour objectif d'annuler tout effet thermique produit par l'échantillon E et de ramener sans cesse la température de la cellule à la température qu'elle devrait avoir sans l'apport thermique dû à la transformation étudiée. Pour cela, on doit veiller à ce que la différence de température ΔT entre la cellule et le volume de contrôle, soit le plus souvent maintenue nulle.

Ainsi, la mesure calorimétrique se réduit à la mesure de cette puissance de compensation. On parlera alors, de calorimètres diathermes à compensation de puissance.

A noter que le principe de compensation de puissance est aussi utilisé pour les calorimètres adiabatiques passifs et actifs.

3. Chambre calorimétrique pour les essais des climatiseurs et pompes à chaleur :

En raison de la forme du matériel à tester qui se compose de deux parties, l'une intérieure et l'autre extérieure, on a besoin que la chambre soit constituée de deux cellules où on pourra recréer les conditions d'essai adéquates extérieure et intérieure. La chambre calorimétrique permet de mesurer la puissance dégagée ou absorbée par l'appareil à tester simultanément des deux côtés intérieure et extérieure.

Afin de répondre à ces exigences, on dénombre deux types de chambres: La chambre calorimétrique à pertes étalonnées et la chambre calorimétrique à ambiance compensée, lesquelles sont respectivement classées dans les catégories de calorimètres adiabatiques passifs et actifs.

Dans notre étude, nous tiendront compte des normes européennes [3] pour définir le principe de fonctionnement des deux chambres ainsi que de leurs dimensions.

3.1. Chambre calorimétrique à pertes étalonnées :

La chambre calorimétrique à pertes étalonnées appartient à la famille des calorimètres adiabatiques passifs. De ce fait, toutes les parois doivent être parfaitement calorifugées afin d'éviter des pertes thermiques qui ne doivent pas dépasser 5% de la puissance de l'appareil. La chambre calorimétrique doit être posée sur des supports métalliques de façon à assurer une libre circulation de l'air sous son fond.

Dans notre étude, comme nous le verront après, nous allons procéder au dimensionnement de la chambre calorimétrique, choisir les matériaux de constructions (type de panneaux sandwichs, l'isolant utilisé...) et enfin, nous évalueront théoriquement les déperditions à travers les parois de cette chambre. Or, dans le souci d'un calcul pointilleux, il nous faudra réévaluer ces déperditions réellement une fois la chambre construite, et la mesure se fait selon le principe suivant : Toutes les ouvertures doivent être hermétiquement fermées. On élève la température de l'une des cellules au moyen de radiateurs électriques jusqu'à ce qu'elle dépasse d'au moins 11 K la température ambiante environnante. L'ambiance doit être maintenue à température constante dans les limites de $\pm 1 K$ à l'extérieur des six surfaces entourant la cellule, y compris la cloison de séparation. Si cette dernière est de construction identique à celle des autres parois, les déperditions peuvent être déterminées sur la base des rapports de surfaces, sinon on doit augmenter la température de l'autre cellule jusqu'à ce qu'elle atteigne la même température que la première cellule (à savoir dépasser d'au moins 11 K la température

ambiante), ceci afin d'éliminer toute pertes à travers la cloison de séparation, et ainsi effectuer les mêmes essais décrit ci-dessus.

Pour la cellule côté extérieur équipée de dispositifs de refroidissement, on procède de la même manière, sauf que dans ce cas, on abaisse la température de la cellule d'au moins 11 K par rapport à la température ambiante.

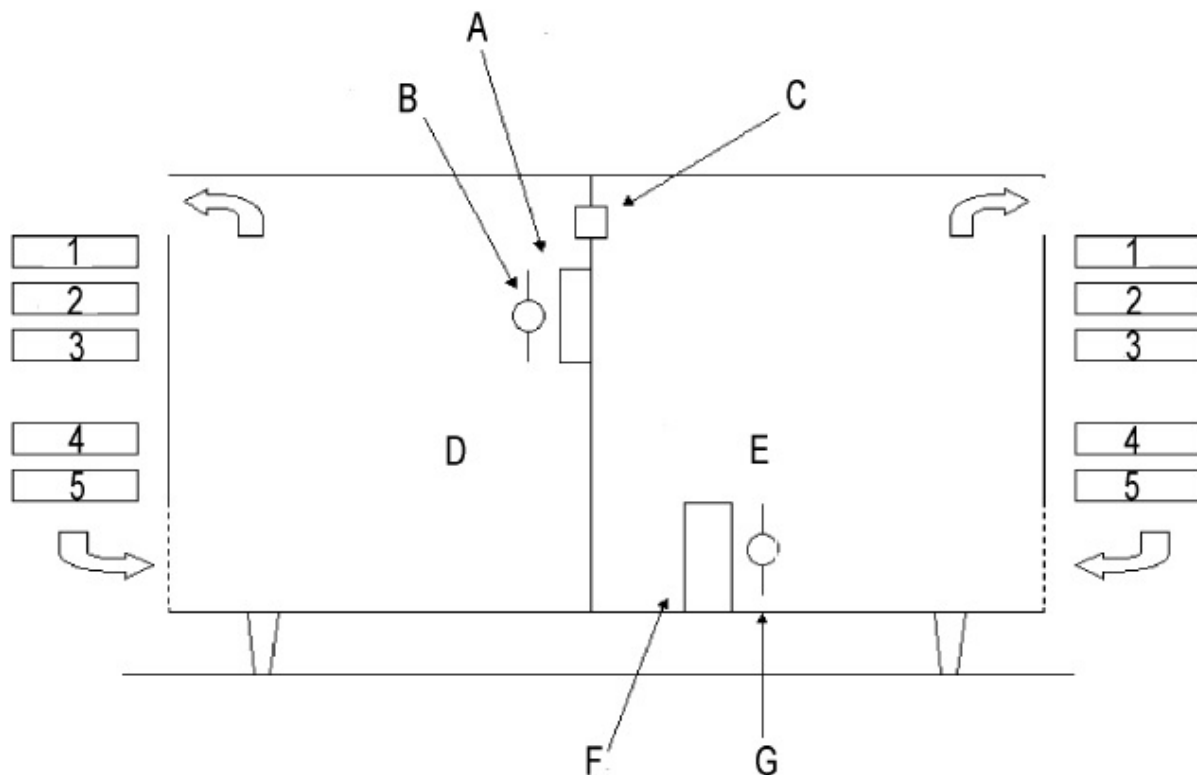


Figure I.2. Chambre calorimétrique à pertes étalonnées [3]

- A Appareil côté intérieur (montage mural)
- B Tubes d'échantillonnage d'air
- C Système d'égalisation de pression
- D Cellule côté intérieur
- E Cellule côté extérieur
- F Appareil côté extérieur
- G Tubes d'échantillonnage d'air

Système de compensation

- 1 Échangeur froid
- 2 Échangeur chaud
- 3 Humidificateur
- 4 Ventilateur
- 5 Mélangeurs

3.2. Chambre calorimétrique à ambiance compensée :

La chambre calorimétrique à ambiance compensée appartient à la famille des calorimètres adiabatiques actifs. Les deux cellules (intérieur et extérieur) doivent être entreposées à l'intérieur d'une enceinte servant de volume de contrôle, comme le montre la Figure.3 ci-après. Son principe de fonctionnement est basé sur le fait de maintenir la température sèche dans le volume de contrôle égale à celle régnant à l'intérieur des cellules. Il est aussi recommandé de maintenir une même température humide à l'intérieur et autour des cellules (volume de contrôle) pour assurer une bonne étanchéité à la vapeur d'eau.

Afin de garder une température uniforme dans le volume de contrôle et d'éviter tout phénomène de stratification, il est souhaitable de garder une distance suffisamment grande entre les parois des cellules et celles du volume de contrôle (il est recommandé de prévoir au moins 0.3 m)

Comme pour la chambre calorimétrique à pertes étalonnées, il est nécessaire d'isoler les parois des cellules de la chambre calorimétrique, et ce afin de limiter les déperditions de chaleur à 10 % au plus de la puissance de l'appareil soumis à essai pour une différence de température de 11K ou à 300W pour la même différence de température. Les déperditions à travers la paroi séparant les deux cellules doivent être prisent en compte dans le calcul du bilan calorifique, pour cela, elles sont soit calculées, soit étalonnées (comme vu précédemment).

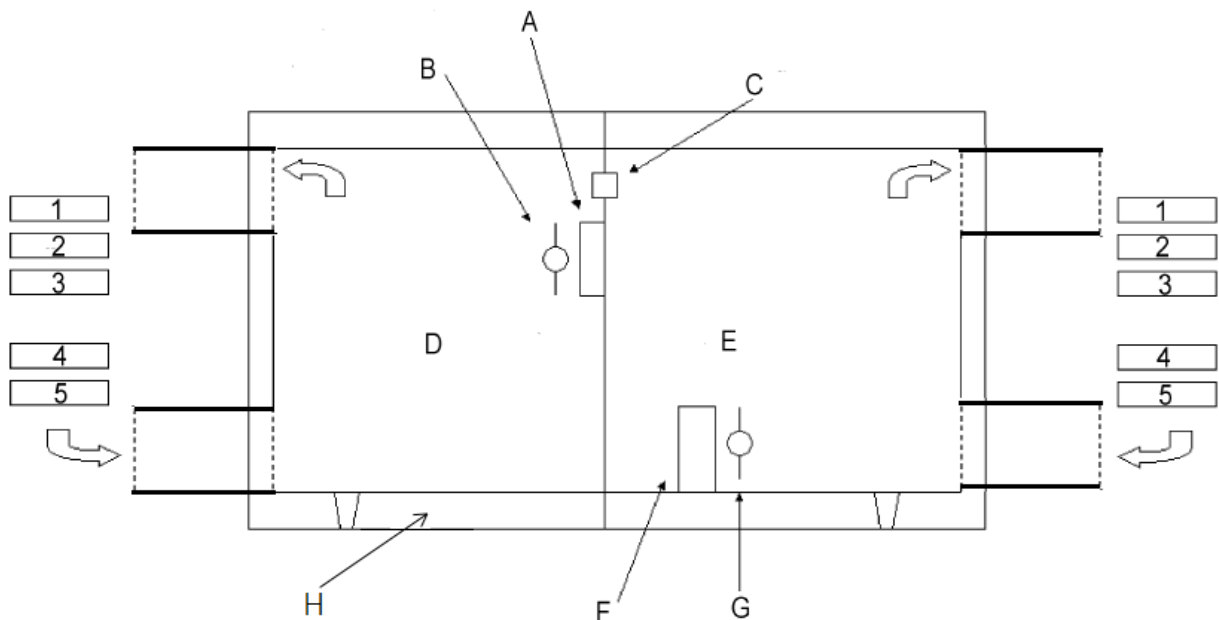


Figure I.3. Chambre calorimétrique à ambiance compensée [3]

A Appareil côté intérieur (montage mural)
 B Tubes d'échantillonnage d'air
 C Système d'égalisation de pression

Système de compensation

1 Échangeur froid
 2 Échangeur chaud

D Cellule côté intérieur	3 Humidificateur
E Cellule côté extérieur	4 Ventilateur
F Appareil côté extérieur	5 Mélangeurs
G Tubes d'échantillonnage d'air	
H Volume de contrôle	

4. Définition du système de compensation :

Le système de compensation est utilisé pour reproduire les conditions de température et d'humidité exigées par les normes d'essai que ce soit uniquement dans les cellules d'essai pour les chambre calorimétrique à pertes étalonnées ou bien dans les cellules et dans le volume de contrôle pour les chambre calorimétrique à ambiance compensée.

Ce système est plus généralement nommé centrale de traitement d'air. Elle est constituée de divers éléments servant à agir sur un ou plusieurs paramètres donnés (Température, Hygrométrie) qui peuvent être utilisés ou non, selon les besoins.

5. Définition du traitement d'air :

Le traitement d'air consiste à préparer et introduire de manière continue dans le local une certaine quantité d'air dont les caractéristiques ci-après sont telles que les conditions de confort du local sont réalisées :

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

L'objectif est de concevoir un climat répondant aux normes d'essai quelles que soient les conditions météorologiques extérieures et les apports de chaleur internes au local. Ces conditions météorologiques et ces apports internes définissent les charges que doit équilibrer le système de climatisation. Et selon la période pour laquelle est conçu ce système, on distingue la climatisation d'hiver, d'été ou annuelle.

5.1. Utilité du traitement d'air :

Le traitement d'air s'avère nécessaire pour les locaux soumis à de fortes variations de charges qui peuvent être dues à

- des apports de chaleur interne importants variables dans le temps; ex: salle de sport, chambre calorimétrique.
- des conditions climatiques sévères; ex: climats chauds et humides en particulier.
- la conception architecturale; ex: baies vitrées au sud, utilisation de matériaux de construction très légers conduisant à une très faible inertie thermique.

5.2. Condition d'ambiance à réaliser :

5.2.1. Température intérieure T_i :

Contrairement à ce qui se fait pour la climatisation des maisons d'habitation où des critères de confort sont pris en compte, dans notre cas on se référera uniquement aux conditions d'essai citées dans les textes normatifs [4]. Donc, les recommandations de limiter l'écart de soufflage, qui est l'écart de température entre l'air soufflé T_s et l'air intérieur T_i , à des fins de confort thermique, ne sont pas pris en compte.

Les températures tirées des textes normatifs que nous utiliserons pour nos calculs, seront présentées dans des tableaux pour chaque cas.

5.2.2. Humidité intérieure Y_i :

Les normes de confort conduisent à retenir une humidité relative intérieure Y_i tel que :

40% < Y_i < 60%

Sauf que dans notre cas, nous utiliserons des humidités de l'ordre de :

$Y_i = 90%$ quand l'appareil à tester est en mode refroidissement.

$Y_i = 50%$ quand l'appareil à tester est en mode chauffage.

5.2.3. Renouvellement d'air neuf :

Le débit de renouvellement d'air neuf dépend du type de local, exemples :

4 l/s/pers écoles

5 l/s/pers habitations, bureaux, salles de conférence (avec interdiction de fumer)

7 l/s/pers bureaux (avec permission de fumer), ateliers avec travail sédentaire

8 l/s/pers salles de conférence (avec permission de fumer)

10 l/s/pers ateliers avec travail non sédentaire

10 l/s/pers salles de bain

Dans notre cas et en l'absence de personnes à l'intérieur des deux cellules durant les essais, nous minimiserons le renouvellement d'air, que nous évaluerons à 20% du débit d'air total soufflé à l'intérieur des deux cellules, afin de réduire la consommation d'énergie.

5.2.4. Débit d'air soufflé :

Pour éviter des turbulences désagréables dans le local, il faut limiter ce débit en fonction du volume de ce local. On définit à cet effet le taux de brassage t tel que :

$$t = \frac{\text{débit d'air soufflé} (m^3 \cdot h^{-1})}{\text{volume du local} (m^3)} < 10 \text{ vol} \cdot h^{-1} \quad (\text{I.2})$$

6. Charges de climatisation :

Les charges de climatisation représentent la puissance que doit fournir le système de compensation pour maintenir les conditions intérieures voulues. On définit deux types de charges :

6.1. Les charges sensibles :

Les charges sensibles qui, en l'absence de système de compensation, entraînent une variation de la température intérieure T_i ; ce sont soit des apports sensibles qui augmenteraient T_i ; ex: climatiques (air extérieur en été, rayonnement solaire sur les parois) et intérieurs (personnes, éclairage, machines), soit des pertes sensibles qui diminueraient T_i ; ex: air extérieur en hiver. On distingue les charges instantanées qui agissent immédiatement sur T_i ; ex: rayonnement solaire sur une vitre et renouvellement d'air extérieur, aussi les charges différentes qui agissent avec un certain retard; ex: charges climatiques au travers des parois plus ou moins inertes, charges internes.

6.2. Les charges latentes :

Les charges latentes qui, en l'absence de système de compensation, entraînent une variation de l'humidité intérieure. Ce sont soit des pertes; ex : air extérieur d'hiver trop sec introduit à l'intérieur pour le renouvellement d'air, soit des apports; ex: air extérieur humide dans les pays équatoriaux, les personnes ou les machines à l'intérieur.

7. Les différents systèmes de climatisation :

On distingue les systèmes suivants :

- les climatiseurs individuels
- les systèmes tout air (avec réseau de gaines d'air chaud ou froid)
- les systèmes tout eau (ventilo-convecteurs)
- les systèmes mixtes (réseau d'air et réseau d'eau : éjecto-convecteurs)
- les CTA (centrale de traitement d'air)

8. Rappels sur le diagramme de l'air humide :

Le diagramme de l'air humide permet de visualiser l'état de l'air humide à la pression atmosphérique, caractérisé par sa température T , ainsi que la quantité de vapeur d'eau qu'il contient par unité de masse d'air sec appelée humidité absolue ω . Il définit également en fonction de la température la quantité maximale de vapeur d'eau admissible au-delà de laquelle l'équilibre diphasique air/vapeur d'eau est impossible.

L'axe des températures :

La température de l'air est indiquée sur l'axe horizontal gradué en [°C] elle est notée t .

L'axe de l'humidité absolue :

L'axe vertical du diagramme indique la teneur en humidité de l'air, qui est la quantité de vapeur présente dans 1 kilogramme d'air sec, elle s'exprime en gramme de vapeur d'eau par kilogramme d'air sec et elle est notée ω [$g_{eau}/kg_{air\ sec}$].

La saturation de l'air en vapeur d'eau :

La courbe limitant le graphique à gauche correspond à la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air peut contenir sans qu'elle ne se condense. Lorsque l'air contient cette quantité de vapeur, on dit qu'il est saturé en humidité ou que son hygrométrie est de **100 %**.

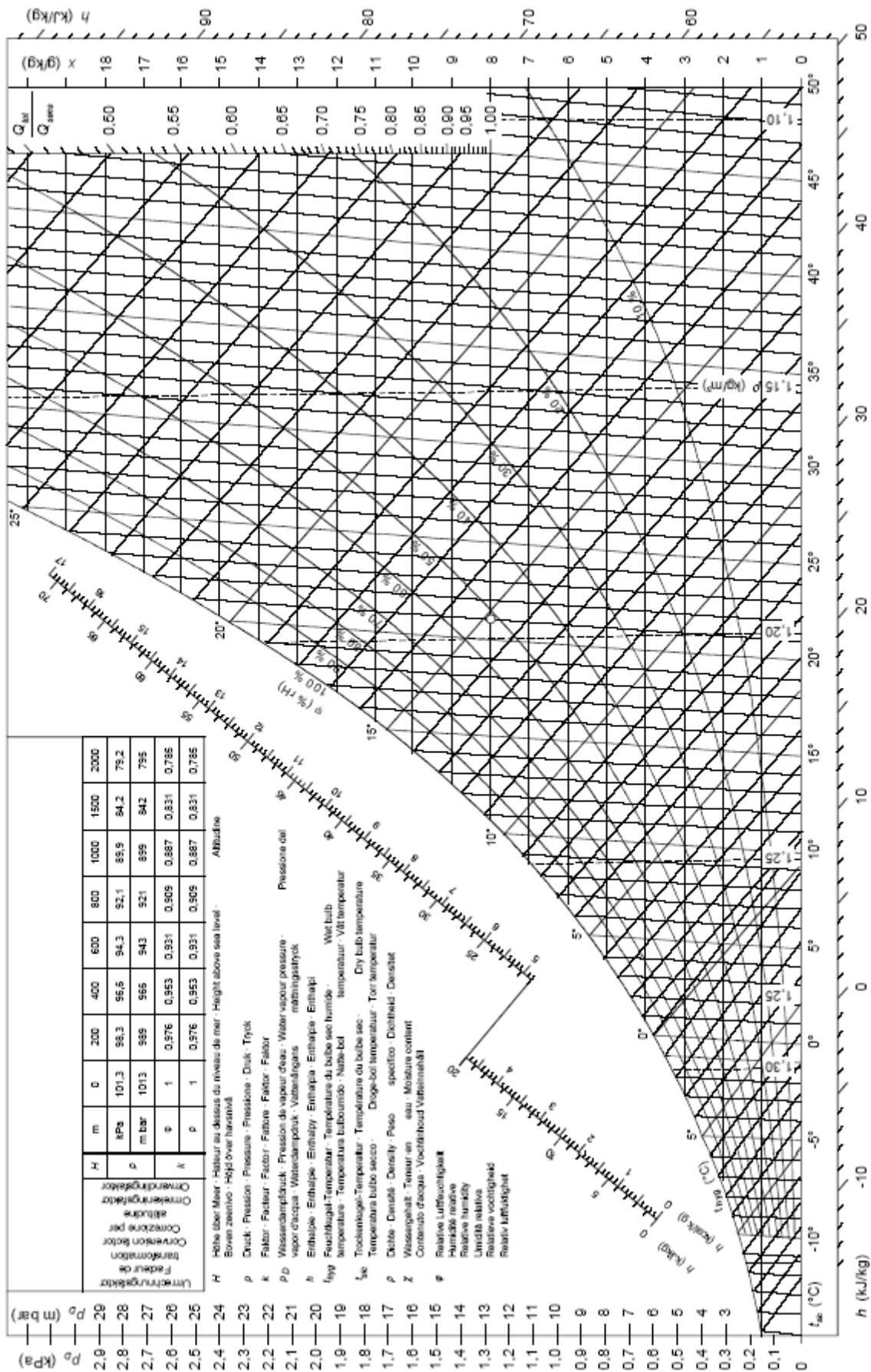


Figure I.4. Diagramme de l'air humide.

9. Définition des caractéristiques de l'air humide :**9.1. L'humidité absolue ou teneur en humidité ω :**

Elle indique la quantité de vapeur d'eau présente dans l'air, elle est notée ω [$g_{eau}/kg_{air\ sec}$].

9.2. Humidité relative ou hygrométrie $Y(\%)$:

Pour une température donnée, elle représente le rapport de l'humidité absolue et l'humidité maximale que l'air pourrait atteindre s'il était saturé. Elle est notée Y et est exprimée en pourcentage.

9.3. Température sèche ou de bulbe sec ($^{\circ}C$) :

C'est la température lue sur un thermomètre ordinaire en contact avec l'air, à l'ombre et à l'abri de tout rayonnement thermique.

9.4. Température de rosée ($^{\circ}C$) :

C'est la température à partir de laquelle la vapeur d'eau contenu dans l'air commence à se condenser. Lorsque l'air se refroidit sa température diminue et dans un premier temps sa teneur en humidité reste constante tandis que son hygrométrie augmente. Si le refroidissement est suffisant l'air peut atteindre l'état de saturation et sa vapeur d'eau commence à se condenser. On dit qu'il atteint son point de rosé, correspondant à la température de rosée.

9.5. Température humide ($^{\circ}C$) :

C'est la température mesurée à l'aide d'un thermomètre légèrement ventilé et dans le bulbe est enroulé d'un chiffon imbibé d'eau. Elle est toujours inférieure ou égale à la température sèche car l'évaporation de l'eau imbibant le chiffon provoque un refroidissement du bulbe du thermomètre.

9.6. Volume spécifique de l'air :

C'est le volume occupé par un kilogramme d'air sec accompagné des quelques grammes de vapeur d'eau qui lui sont mélangés, on le note v . Il augmente avec la température car l'air se dilate en s'échauffant, ainsi qu'avec la teneur en humidité car la vapeur d'eau est moins dense que l'air sec.

9.7. Enthalpie massique de l'air humide h (kJ/kg) :

Elle indique l'énergie contenue dans l'air, par convention, elle est totalement nulle à $0^{\circ}C$. Elle augmente avec la température de l'air et sa teneur en humidité. Elle peut prendre une valeur négative pour de l'air de température inférieure à $0^{\circ}C$, selon sa teneur en humidité. Elle est notée h et s'exprime en kilojoule par kilogramme d'air sec.

CHAPITRE III

1. Introduction

Les dimensions de la chambre calorimétrique répondent à des normes [3] bien définies, que ce soit pour les deux cellules (intérieur et extérieur), ou bien pour le volume de contrôle. Ces normes prennent en considération plusieurs critères, que nous citerons au cours de notre étude, afin d'évaluer les dimensions de la chambre calorimétrique suivant la puissance et la taille du produit à tester.

2. Caractéristiques des climatiseurs à étudier dans la chambre calorimétrique

Nous présentons ici, les caractéristiques des différents climatiseurs ENIEM qui vont être testés dans la chambre calorimétrique.

2.1. Climatiseurs split système TAC-09 CHS/RT :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 2640W qui équivaut à une puissance de 9000 BTU/H, et en mode calorifique de 2780W soit une puissance de 9500 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 718/240/180 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

2.2. Climatiseurs split système TAC-12 CHS/RT :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 3520W qui équivaut à une puissance de 12000 BTU/H, et en mode calorifique de 3520W soit une puissance de 12000 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 770/240/180 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

2.3. Climatiseurs split système TAC-18 CHS/RT :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 5280W qui équivaut à une puissance de 18000 BTU/H, et en mode calorifique de 5570W soit une puissance de 19000 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 885/275/210 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

2.4. Climatiseurs split système TAC-24 CHS/RT :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 7017W qui équivaut à une puissance de 24000 BTU/H, et en mode calorifique de 7163W soit une puissance de 24500 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 1025/310/180 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

2.5.Armoire de climatisation ASTF-H48A5/N :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 13500W qui équivaut à une puissance de 46000 BTU/H, et en mode calorifique de 16300W qui équivaut à une puissance de 55600 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 565/1910/370 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

2.6.Armoire de climatisation ASTF-H60A5/N :

Ce sont des climatiseurs développant des puissances en mode frigorifique de 17500W qui équivaut à une puissance de 60000 BTU/H, et en mode calorifique de 19000W qui équivaut à une puissance de 65000 BTU/H. Les dimensions de l'appareil sont 565/1910/370 (mm), faisant référence respectivement à la longueur, la hauteur et la profondeur ou la largeur de l'appareil.

3. Dimensionnement de la chambre calorimétrique :**3.1.Dimensions des cellules :**

Des dimensions intérieures minimales pour chaque plage de puissance des appareils sont proposées dans le tableau.II.1 ci-après. Toutefois, on doit veiller à garder une distance minimale de 1m entre l'appareil et les différentes parois de la cellule (plafond, sol, murs). La gamme de produits à tester dans la chambre calorimétrique étant vaste, et dans le souci de se conformer aux recommandations, nous procéderons par étape en tenant compte des dimensions suivantes :

Puissance frigorifique nominale de l'appareil W	Dimensions intérieures minimales proposées pour chaque cellule de la chambre calorimétrique m		
	Profondeur	Hauteur	Longueur
3 000	2,4	2,1	1,8
6 000	2,4	2,1	2,4
9 000	2,7	2,4	3,0
12 000	3,0	2,4	3,7

Tableau.II.1 dimensions minimales préconisées pour chaque cellule suivant la puissance de l'appareil à tester [3]

Par ailleurs, la norme européenne [3] recommande d'utiliser les dimensions suivantes pour les appareils de puissance supérieure à 12000W :

Profondeur ≥ 4 fois la profondeur de l'appareil.

Hauteur ≥ 2.5 fois la hauteur de l'appareil.

Longueur ≥ 1.5 fois la longueur de l'appareil.

Afin de répondre à l'ensemble de la gamme de climatiseurs, nous allons donc dimensionner notre chambre calorimétrique sur la base de l'armoire de climatisation ASTF-H60A5/N. Cependant, nous remarquons que la profondeur et la longueur de la cellule qui lui sont préconisées étant nettement plus faibles que celles prévues pour le climatiseur TAC-24 CHS/RT, on considérera dans nos calculs : La hauteur de l'armoire ASTF-H60A5/N et la longueur et profondeur du climatiseur TAC-24 CHS/RT (Tableau.II.1).

Le climatiseur TAC-24 CHS/RT appartient à la gamme de produits ayant une puissance frigorifique nominale de 9000W, les dimensions minimales intérieures des cellules prévues sont :

Dimensions minimales intérieures des cellules prévues pour TAC-24 CHS/RT		
Longueur	Hauteur	Largeur
3100	4800	2700

Tableau.II.2 dimensions de la cellule prévues pour le climatiseur TAC-24 CHS/RT [3]

La longueur de l'appareil étant de 1025 mm, la longueur de la chambre doit être d'au moins 3025 mm afin de respecter l'exigence de 1m de distance entre l'appareil et les parois de la cellule.

Pour la hauteur des cellules, et vu que le calcul se fait sur la base de la hauteur de l'armoire de climatisation ASTF-H60A5/N, la norme prévaut une hauteur de 2.5 fois la hauteur de l'appareil, donc on aura : $1910 \times 2.5 = 4775$ mm.

En tenant compte de tous ces paramètres les dimensions minimales arrêtées sont :

Dimensions utiles intérieures des cellules d'essai (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
3100	4800	2700

Tableau.II.3 dimensions nominales intérieures des cellules arrêtées après calculs

3.2. Dimensions du volume de contrôle :

Les exigences rapportées par la norme [3] indiquent une distance minimum de 0.3m entre les parois du volume de contrôle et celles des cellules afin de permettre une bonne circulation de l'air à l'intérieur et éviter le phénomène de stratification afin d'avoir une température homogène dans chaque coin du volume.

Pour permettre une ouverture totale des portes des deux cellules d'essai, ainsi qu'un déplacement libre des personnes, que ce soit pour le nettoyage ou pour la maintenance à l'intérieur du volume de contrôle, un espace suffisant devra être pris.

Les dimensions des portes choisies sont 2430×1600 mm, donc la distance entre les parois où seront disposées les portes et celles du volume de contrôle devra être au minimum de 1800 mm.

Un passage de 800mm est laissé pour la libre circulation du personnel, afin d'assurer l'entretien et ou la maintenance.

Les dimensions arrêtées en tenant compte des paramètres cités sont :

Dimensions utiles intérieures du volume de contrôle (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
8400	5800	5700

Tableau.II.4 dimensions nominales intérieures du volume de contrôle arrêtées après calculs.

3.3. Choix des matériaux :

Après de multiples recherches afin de trouver un matériau suffisamment isolant, résistant à de forte température et avec une forte tolérance à l'humidité, notre choix s'est porté sur la gamme de panneaux sandwichs industriels à âme en polyisocyanurate (PIR) de type frigorifique Coldkit, dont les caractéristiques sont décrites dans le tableaux ci-après :

Epaisseur (mm)	Largeur utile (mm)	Longueur max (mm)	Conductance U (W/m^2K)	Poids approx. (Kg/m^2)
200	1185	13500	0.11	16.8

Tableau.II.5 Caractéristiques du panneau frigorifique Coldkit à âme en polyisocyanurate. [5]

Afin d'assurer une très bonne étanchéité et de minimiser les pertes de chaleur, les panneaux frigorifiques sont dotés de fraisages de deux parties, mâle et femelle, en sortie de lignes, comme le montre ces deux images :

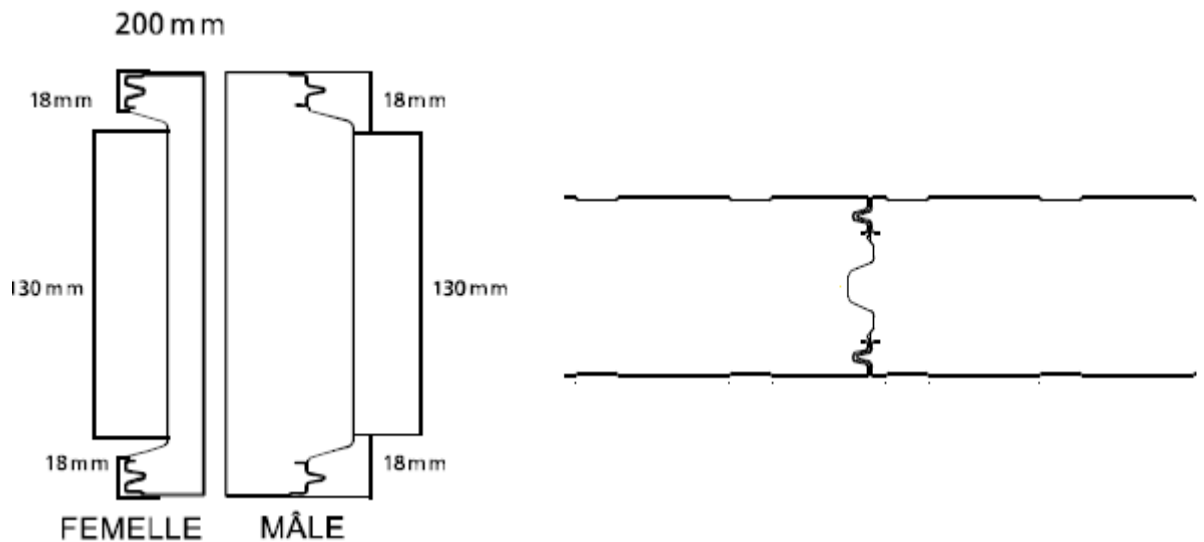


Figure.II.1. Représente le profil du système mâle/femelle du panneau sandwich ainsi que les détails du montage. [5]

Etant tenu par la largeur utile du panneau, les nouvelles dimensions des deux cellules intérieur et du volume de contrôle deviennent comme suit :

Dimensions utiles intérieures des cellules d'essai (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
3555	4800	3555

Tableau.II.6 Dimensions utiles intérieures finales des cellules d'essais.

Dimensions utiles intérieures du volume de contrôle (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
9480	6200	7110

Tableau.II.7 Dimensions utiles intérieures finales du volume de contrôle.

4. Caractéristiques du sol du volume de contrôle :

Contrairement aux deux cellules qui doivent être surélevées afin de permettre la circulation de l'air sous leurs sol, la composition du sol du volume de contrôle est beaucoup plus technique et ce afin d'éviter certains problèmes liés essentiellement aux problèmes de givrage du sol et condensation au voisinage extérieur du panneau de sol, dus aux températures négative qui peuvent régner à l'intérieur du volume de contrôle.

Le sol du volume de contrôle devra être conçu comme suis :

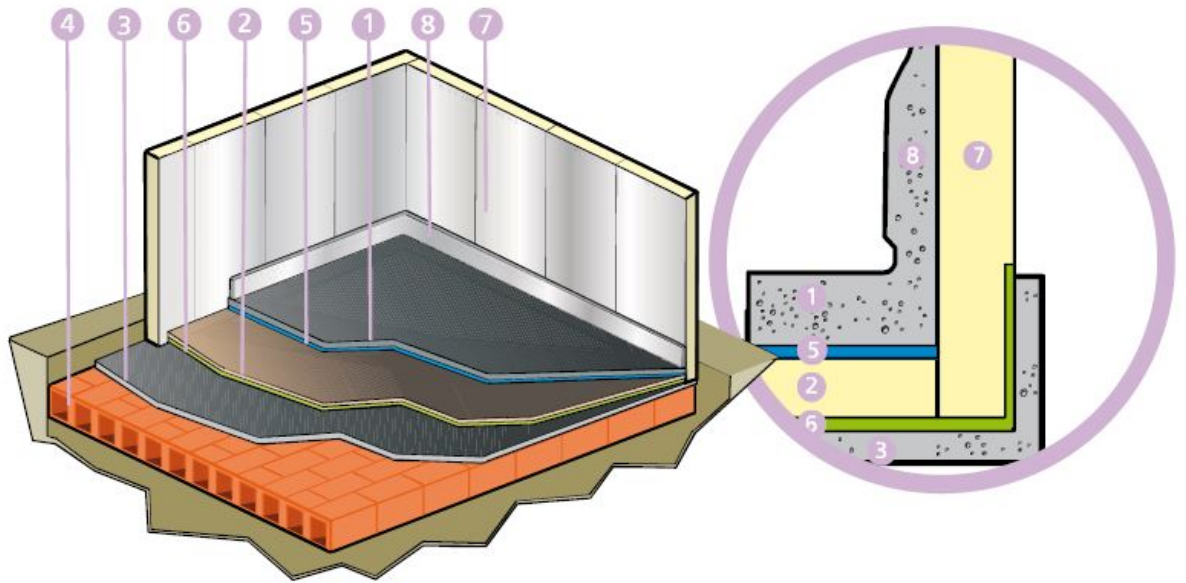


Figure .II.2. Représente la composition du sol du volume de contrôle

4.1. Présentations des éléments composant le sol :

Tous ces éléments seront posés sur une dalle de mortier bâtard de 50cm d'épaisseur.

1. Béton armé :

Une couche de 10 cm de béton armé est préconisée.

2. Isolant :

On utilise des plaques de 20 cm d'épaisseur en Polystyrène expansé.

3. Béton armé :

Une autre couche de 10cm de béton armé servant à solidifier et à protéger les éléments du vide sanitaire.

4. Vide sanitaire :

Permet de créer un conduit d'air grâce à des palettes, qui servira d'isolant naturel, afin d'éviter le givrage du sol.

Le vide sanitaire sera réalisé avec les palettes IGLU' Linea du groupe Daliform group.

Les données techniques des palettes sont présentées dans le tableau suivant :

IGLU'® linea SOLIDO H 18 cm		
Dimensions utiles	Cm	50 x50
Consommation béton armé à ras	m ³ /m ²	0.033
Poids de la pièce	Kg	1.300
Dimensions Palette	Cm	110 x110 x220 h
	m ² /PAL	80
	Pièces/PAL	320
	Kg/PAL	430

Tableau.II.8 Caractéristiques des palettes IGLU' Linea. [6]

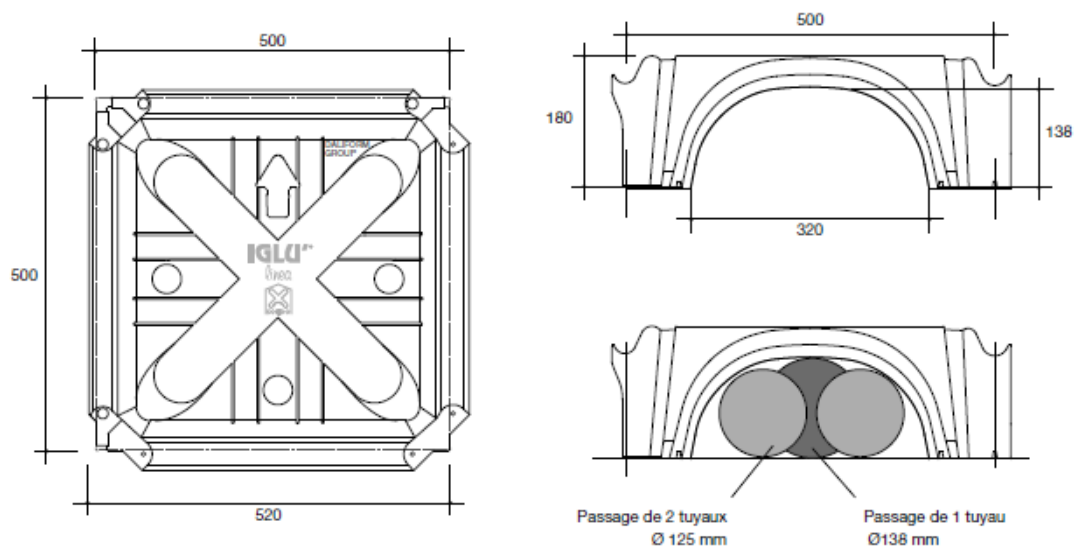


Figure II.3. Représentant différentes coupes d'une pièce IGLU'® linea SOLIDO H 18 cm [6]

5. Imperméabilisant :

Afin de protéger l'isolant d'éventuelles infiltrations d'eau ou d'humidité, nous allons le recouvrir d'une fine barrière d'étanchéité à l'eau, Le DELTA®-THENE 60, produit par Cosella-Dorcken [7].

Le DELTA®-THENE 60 est une membrane auto-adhésive (à peler et coller) de 1,5 mm d'épaisseur. Elle est constituée de bitume modifié SBS (styrène-butadiène-styrène) et d'une pellicule stratifiée croisée de polyéthylène. Ses caractéristiques techniques sont les suivantes :

DELTA®-THENE 60	
Epaisseur	1.5 mm
Dimension	18.7 m x 1 m
Gross / Net coverage per roll	18.7 m ² / 17.3 m ²
Poids du rouleau	29 kg
Temperature resistance	-35°C to +80°C

Tableau.II.9 Caractéristiques techniques de l'imperméabilisant DELTA®-THENE 60. [7]

6. Barrière pare-vapeur :

Il est disposé entre l'isolant et le béton armé coté bas, afin d'éviter toute remonté capillaire d'eau ou de vapeur d'eau, qui risqueraient d'endommager l'isolant.

Nous utiliserons pour cela le produit DELTA®-REFLEX, produit par Cosella-Dorken [8].

DELTA®-REFLEX est constitué d'une couche d'aluminium totalement imperméable à la vapeur d'eau, offrant une très haute réflexion, résistante à la corrosion. Cette couche d'aluminium est laminée entre un film transparent de polyester, d'un film de polyéthylène et d'un renfort. Ses données techniques sont les suivantes :

DELTA®-REFLEX	
Classement de résistance au feu.	Hautement résistant au feu: B1 (Z-PA-III/2.1268) (DIN 4102)
Résistance à la rupture	environ 450 N/5 cm dans les deux sens (DIN 53 354)
valeur S_d	> 150 m
Température de service	- 40 °C à + 80 °C
Masse surfacique	environ 180g/m ²
Poids du rouleau	environ 13.5kg
Longueur	25m / 50m
Largeur	3m / 1.50m

Tableau.II.10 Caractéristiques techniques de la barrière pare-vapeur DELTA®- REFLEX. [8]

7. Panneau vertical :

Panneau frigorifique Coldkit à âme en polyisocyanurate. [5]

8. Muret en béton :

Le tout va reposer sur 50 cm de béton de propreté afin de consolider l'assise de la chambre calorimétrique.

4.2. Propriétés thermophysiques des matériaux constituant le sol :

Matériau	Masse volumique sèche ρ (kg/m^3)	Conductivité thermique λ ($W/m \cdot ^\circ C$)	Capacité thermique ($J/kg \cdot ^\circ C$)
Béton plein	2200 à 2500	1,75	1080
Béton caverneux	1700 à 2100	1,4	1080
Matières synthétiques compactes (caoutchoucs, formo-phénoliques, polyesters, polyéthylènes, polyamides)	900 à 1500	0,40	1404
Polystyrène expansé	20 à 35	0,038	1404
Aluminium	2700	230	936

Tableau II.11 Propriétés thermophysiques des matériaux constituant le sol. [9]

Position de la lame d'air	Sens du flux	Epaisseur de la lame d'air en mm						
		5 à 7	8 à 9	10 à 11	12 à 13	14 à 24	25 à 50	55 à 300
Horizontale	Ascendant	0,11	0,12	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14
	Descendant	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20
Verticale		0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,16

Tableau II.12 Résistance thermique de la lame d'air. [9]

CHAPITRE III

1. Introduction :

La réalisation d'essais dans les chambres calorimétriques, qu'elles soient à pertes étalonnées ou à ambiances compensées, impose le respect des conditions de températures et d'humidité très strict, à l'intérieur des deux cellules d'essais. Le maintien de ces conditions thermiques déterminées par les normes d'essais [4] est assuré par un système de compensation, en l'occurrence une Centrale de Traitement d'Air (CTA).

Afin de calculer la puissance de la CTA, nous allons procéder à un calcul thermique, suivant les lois dictées par le Document Technique Réglementaire Algérien [9], de toutes les puissances qui entrent en jeu à l'intérieur des deux cellules d'essais. Pour cela, nous prendrons les conditions d'essai les plus extrêmes appliquées au produit forte puissance, qui est dans notre cas, l'armoire de climatisation ASTF-H60A5/N.

2. Puissance du système de compensation :

Les besoins calorifiques des deux cellules sont égaux à la somme de toutes les pertes par transmissions auxquelles on additionne la puissance frigorifique de l'appareil à tester (coté évaporateur), ou bien par l'addition des apports calculés à la chaleur dégagée par l'appareil du coté condenseur. On en déduit l'équation suivante [9]:

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a$$

Où :

P_c : Puissance calorifique du système de compensation (W)

Φ_t : Déperditions par transmission à travers les parois de la cellule (W)

P_a : Puissance frigorifique de l'appareil à tester (W)

C_{in} : Représente un coefficient de surpuissance (Sans dimension)

C_r : Est un ratio qui tient compte des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries éventuel (Sans dimension)

a. Coefficient de surpuissance C_{in} :

C'est un coefficient appliqué aux seules déperditions par transmission. Il est introduit pour diminuer le temps nécessaire à l'obtention de la température désirée lors d'une mise en route ou d'une relance. Il prend les valeurs suivantes :

- 0,10 en cas de chauffage continu.
- 0,15 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est faible ou moyenne.
- 0,20 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est forte.

Dans notre cas, et comme mentionné dans le DTR [9] pour les constructions de classe d'inertie forte constituées d'éléments préfabriqués (Panneaux sandwichs), le coefficient $C_{in} = 0.2$.

b. Ratio des pertes calorifiques C_r :

Il prend les valeurs suivantes :

- 0 pour les installations de type chauffage individuel.
- 0,05 pour les installations de type chauffage central dans lesquelles toutes les tuyauteries sont calorifugées.
- 0,10 pour les installations de type chauffage central dans lesquelles les tuyauteries sont calorifugées seulement dans les zones non chauffées.
- 0,20 pour les installations de type chauffage central dont le réseau de tuyauteries n'est pas calorifugé.

Dans notre cas, le réseau des gaines de soufflage est entièrement calorifugé, c'est pourquoi : $C_r = 0.05$.

3. Conditions maximales d'essai :

Selon la norme NF EN 14511-2 : 18 Octobre 2013, les essais doivent s'effectuer dans les conditions extrêmes de fonctionnement. Elles sont consignées dans les tableaux ci-dessous :

Type	Température au condenseur °C	Température à l'évaporateur °C	Tension V
Tous les types	Limite supérieure d'utilisation	Limite supérieure d'utilisation	Tension nominale

Tableau.III.1 Conditions extrêmes d'essais dans la chambre calorimétrique. [4]

D'où les données pour notre cas de figure :

Mode de fonctionnement de l'appareil	Type	Température au condenseur °C	Température à l'évaporateur °C	Tension V
Refroidissement	Armoire de climatisation ASTF-H60A5/N	54°C	54°C	Tension nominale
Chauffage	Armoire de climatisation ASTF-H60A5/N	-7°C	-7°C	Tension nominale

Tableau.III.2 Conditions extrêmes d'essais pour les climatiseurs ENIEM.

Par ailleurs, on doit veiller à respecter les procédures suivantes : 1h de fonctionnement, 3min d'arrêt puis à nouveau 1h de fonctionnement dans les conditions données dans le Tableau.III.2. L'appareil doit répondre aux exigences suivantes :

- L'appareil ne doit pas être endommagé.
- Le moteur de l'appareil doit fonctionner en continu pendant la première heure sans déclenchement des dispositifs de protection contre les surcharges.
- Après la période de coupure de 3min, l'appareil doit redémarrer automatiquement, au plus tard 5min après le redémarrage du compresseur.
- Le moteur de l'appareil doit à nouveau fonctionner en continu pendant le reste de la deuxième heure sans déclenchement des dispositifs de protection contre les surcharges.

4. Conditions extérieures d'environnement :

Sachant que la chambre calorimétrique sera construite à l'intérieur d'une chaîne de fabrication, les conditions extérieures à la chambre seront celles de la chaîne de fabrication, qui sera maintenue à une température $T_e = 20^\circ C$ et un taux d'humidité $Y_e = 50\%$ et ce, afin d'assurer le confort des employés d'usine.

5. Calcul des déperditions thermiques:

5.1. Pertes par transmission :

Elles représentent les déperditions à travers toutes les parois des cellules par conduction et par convection sans tenir compte du rayonnement. Le flux total qui quitte une cellule par transmission est la somme algébrique des flux qui traversent ses parois, il s'exprime par:

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}$$

Où :

Φ_T : Déperditions par transmission à travers les parois de la cellule (W)

Φ_s : Déperditions surfaciques à travers les parois verticales de la cellule (W)

Φ_{sol} : Déperditions surfaciques à travers le sol (W)

Φ_{pla} : Déperditions surfaciques à travers le plafond (W)

Φ_{li} : Déperditions linéiques (W)

5.1.1. Déperditions surfaciques à travers les parois :

Elles sont toutes régies par la même loi, les différences qui existent résident dans les résistances thermiques superficielles et les surfaces d'échanges. Elles sont représentées par la loi suivante :

$$\Phi = KS\Delta T = KS(T_i - T_e)$$

Où :

K : Conductance thermique globale des parois des cellules (W/m².°C)

S : Surface d'échanges (m²)

T_i : Température à l'intérieur de la cellule (°C)

T_e : Température extérieure (°C)

- **Conductance thermique des parois :**

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_p} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

Où :

K_p : Conductance des panneaux sandwichs (W/m².°C)

$\frac{1}{h_i}$: Résistance thermique d'échanges superficiels du coté intérieure (m².°C/W)

$\frac{1}{h_e}$: Résistance thermique d'échanges superficiels du coté extérieure (m².°C/W)

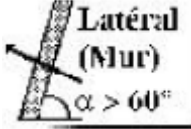

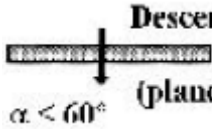
$\frac{1}{h}$ en $m^2 \cdot ^\circ C/W$	Paroi en contact avec :		
	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0.11	0.11	0.22
 Ascendant (toiture) $\alpha < 60^\circ$	0.09	0.09	0.18
 Descendant (plancher) $\alpha < 60^\circ$	0.17	0.17	0.34

Tableau.III.3 Données des résistances thermiques d'échanges superficiels [9]

5.1.2. Déperditions linéiques :

Ce sont les pertes qui surviennent le long d'une liaison de parois adjacentes. Ces pertes sont données par la loi suivante :

$$\Phi_{li} = l K_{li} (T_i - T_e)$$

Cependant pour le cas de liaisons de matériaux composites tels que les panneaux sandwichs, ces pertes sont évaluées de 10 à 20% des déperditions surfaciques. [9]

Nous évaluons à 10% les déperditions linéiques dans notre étude, cela est dû à la forme de l'emboîtement de nos panneaux sandwichs et à leur bonne étanchéité.

Où :

K_{li} : Conductance thermique linéique des parois des cellules ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

l : Longueur de la liaison (m)

T_i : Température à l'intérieur de la cellule ($^\circ C$)

T_e : Température extérieure ($^\circ C$)

6. Résultats des calculs :

Tenant compte des dimensions de la cellule consignées dans le Tableau.II.6, cf : II .3.3, des valeurs des résistances thermiques de conduction (Tableau.II.5, cf : II .3.3) et de convection (Tableau.III.3, cf : III.4.1.1), et des relations () exprimant les flux de chaleur, on effectue les différents bilans thermiques associés aux cellules de la chambre calorimétrique.

6.1. Cellules d'essais :

6.1.1. Mode refroidissement :

La figure ci-après présente les flux échangés entre les deux cellules et l'extérieur ainsi que les puissances dégagées par le climatiseur.

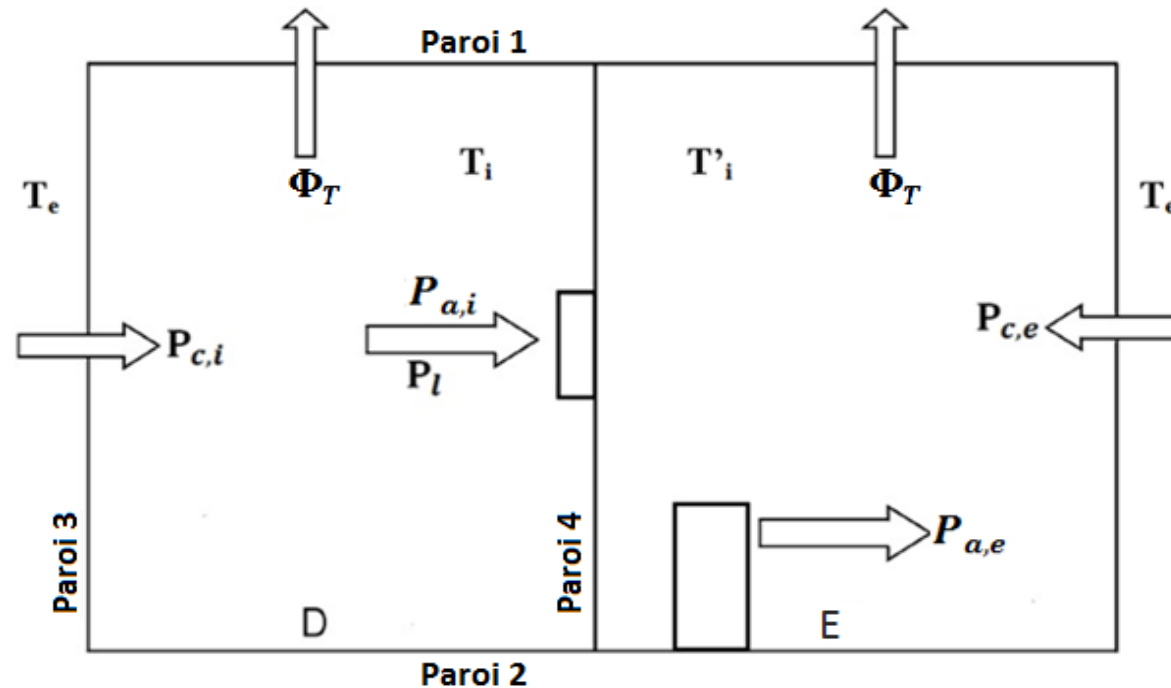


Figure III.1. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu à l'intérieur des deux cellules quand l'appareil est en mode refroidissement

D Cellule coté intérieur

E Cellule coté extérieur

$P_{c,i}$ Puissance calorifique ou frigorifique du système de compensation coté intérieur (W)

$P_{c,e}$ Puissance calorifique ou frigorifique du système de compensation coté extérieur (W)

$P_{a,i}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester soufflé coté intérieur(W)

$P_{a,e}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester dégagée du coté extérieur(W)

P_l Puissance latente de déshumidification (W)

Φ_t Apports ou pertes calorifiques par transmission à travers les parois de la cellule (W)

T_i Température de la cellule côté intérieur (°C)

T'_i Température de cellule côté extérieur (°C)

T_e Température régnant à l'extérieur des deux cellules (°C)

Bilan en mode refroidissement														
Cellules	Parois	Longueur L	Hauteur H	Largeur L	Surface S	Surface Déduite (surface porte)	Surface réelle	Résistance des panneaux R'	Résistance surfacique de convection R	Conductance globale K	Ti	Te	ΔT	Puissance Φ
Cellule 1	paroi 1	3.555	4.8		17.064	3,888	13.176	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	48.113884
	paroi 2	3.555	4.8		17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	62.311424
	paroi 3		4.8	3.555	17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	62.311424
	paroi 4		4.8	3.555	17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	54	54	0	0
	porte 1		2,43	1,6	3,888	0	3,888	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	14,19754
	sol1	3.555		3.555	12.638025	0	12.638025	9,09090909	0,34	0,10603432	54	20	34	45.562188
	plafond 1	3.555		3.555	12.638025	0	12.638025	9,09090909	0,18	0,10786429	54	20	34	46.348513

Tableau III.4. Bilans thermiques à travers les parois d'une cellule quand l'appareil est en mode refroidissement

a. Cellule intérieure :

Récapitulatif des lois ayant servies à la réalisation du tableau :

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 187 \text{ W}$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol} S_{sol} (T_i - T_e) = 45.5 \text{ W}$$

$$\Phi_{plafond1} = K_{pla1} S_{pla1} (T_i - T_e) = 46.5 \text{ W}$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 279 = 27.9 \text{ W}$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 187 + 45.5 + 46.5 + 27.9 = 306.9W$$

Ce qui donne une puissance calorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](306.9) + 17500 = (1.2 \times 306.9) + 17500$$

$$P_c = 17868,28W = 17.87 KW$$

b. Cellule extérieure :

Récapitulatif des lois ayant servies à la réalisation du tableau :

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 187 W$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol}S_{sol}(T_i - T_e) = 45.5W$$

$$\Phi_{plafond1} = K_{pla1}S_{pla1}(T_i - T_e) = 46.5W$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 279 = 27.9W$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 187 + 45.5 + 46.5 + 27.9 = 306.9W$$

Ce qui donne une puissance calorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](306.9) + 22360 = (1.2 \times 306.9) + 22360$$

$$P_c = 22728,28W = 22.73 KW$$

6.1.2. Mode chauffage :

La figure ci-après présente les flux échangés entre les deux cellules et l'extérieur ainsi que les puissances dégagées par le climatiseur.

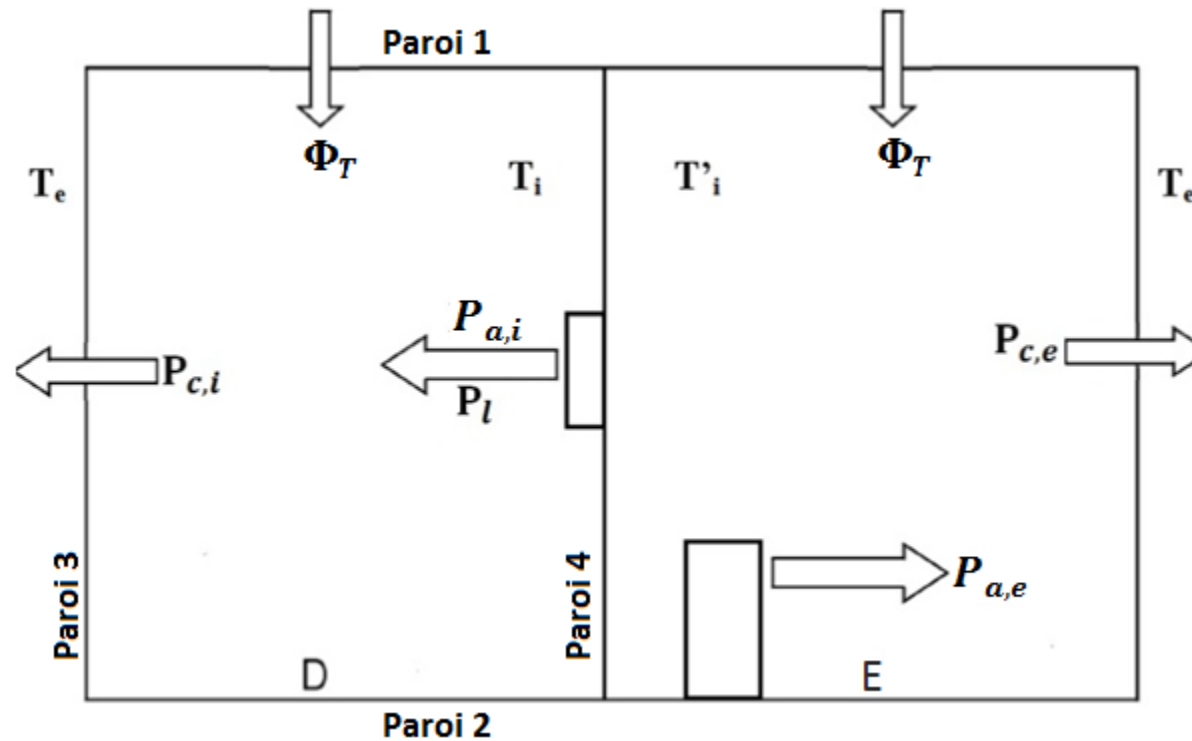


Figure III.2. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu à l'intérieur des deux cellules en quand l'appareil est en mode chauffage

D Cellule coté intérieur

E Cellule coté extérieur

$P_{c,i}$ Puissance calorifique ou frigorifique du système de compensation coté intérieur (W)

$P_{c,e}$ Puissance calorifique ou frigorifique du système de compensation coté extérieur (W)

$P_{a,i}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester soufflé coté intérieur(W)

$P_{a,e}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester dégagée du coté extérieur(W)

P_l Puissance latente de déshumidification (W)

Φ_t Apports ou pertes calorifiques par transmission à travers les parois de la cellule (W)

T_i Température de la cellule côté intérieur (°C)

T'_i Température de cellule côté extérieur (°C)

T_e Température régnant à l'extérieur des deux cellules (°C)

Bilan en mode chauffage														
Cellules	Parois	Longueur L	Hauteur H	Largeur L	Surface S	Surface Déduite (surface porte)	Surface réelle	Résistance des panneaux R'	Résistance surfacique de convection R	Conductance globale K	Ti	Te	ΔT	Puissance Φ
Cellule 1	paroi 1	3.555	4.8		17.064	3,888	13.176	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	38.208084
	paroi 2	3.555	4.8		17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	49.482601
	paroi 3		4.8	3.555	17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	49.482601
	paroi 4		4.8	3.555	17.064	0	17.064	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	-7	0	0
	porte 1		2,43	1,6	3,888	0	3,888	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	11.274517
	sol1	3.555		3.555	12.638025	0	12.638025	9,09090909	0,34	0,1060343	-7	20	27	36.181737
	plafond 1	3.555		3.555	12.638025	0	12.638025	9,09090909	0,18	0,1078643	-7	20	27	36.806172

Tableau III.5. Bilans thermiques à travers les parois d'une cellule quand l'appareil est en mode chauffage

a. Cellule intérieure :

Récapitulatif des lois ayant servies à la réalisation du tableau :

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 148.5 \text{ W}$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol1} S_{sol1} (T_i - T_e) = 36.8 \text{ W}$$

$$\Phi_{pla1} = K_{pla1} S_{pla1} (T_i - T_e) = 38.2 \text{ W}$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 223.5 = 22.35 \text{ W}$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 148.5 + 22.35 + 36.8 + 38.2 = 245,85 \text{ W}$$

Ce qui donne une puissance frigorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](245,85) + 19000 = (1.2 \times 245,85) + 19000$$

$$P_c = 19295 \text{ W} = 19.295 \text{ KW}$$

b. Cellule extérieure :

Récapitulatif des lois ayant servies à la réalisation du tableau :

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 148.5 \text{ W}$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol1} S_{sol1} (T_i - T_e) = 36.8 \text{ W}$$

$$\Phi_{pla1} = K_{pla1} S_{pla1} (T_i - T_e) = 38.2 \text{ W}$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 223.5 = 22.35 \text{ W}$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 148.5 + 22.35 + 36.8 + 38.2 = 245,85 \text{ W}$$

Ce qui donne une puissance frigorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](245,85) + 24184 = (1.2 \times 245,85) + 24184$$

$$P_c = 24479 \text{ W} = 24.479 \text{ KW}$$

6.2. Volume de contrôle :

Comme pour le calcul des déperditions des deux cellules, le bilan thermique sur le volume de contrôle se fait en prenant compte des pertes et des apports de chaleur. Vu que les conditions de température et d'hygrométrie à faire respecter à l'intérieur des deux volumes de contrôles ainsi que les conditions extérieures sont les mêmes, nous ne ferons le bilan que sur l'un deux, la puissance trouvée sera la même pour l'autre volume. La figure suivante montre les puissances qui influent sur le volume de contrôle:

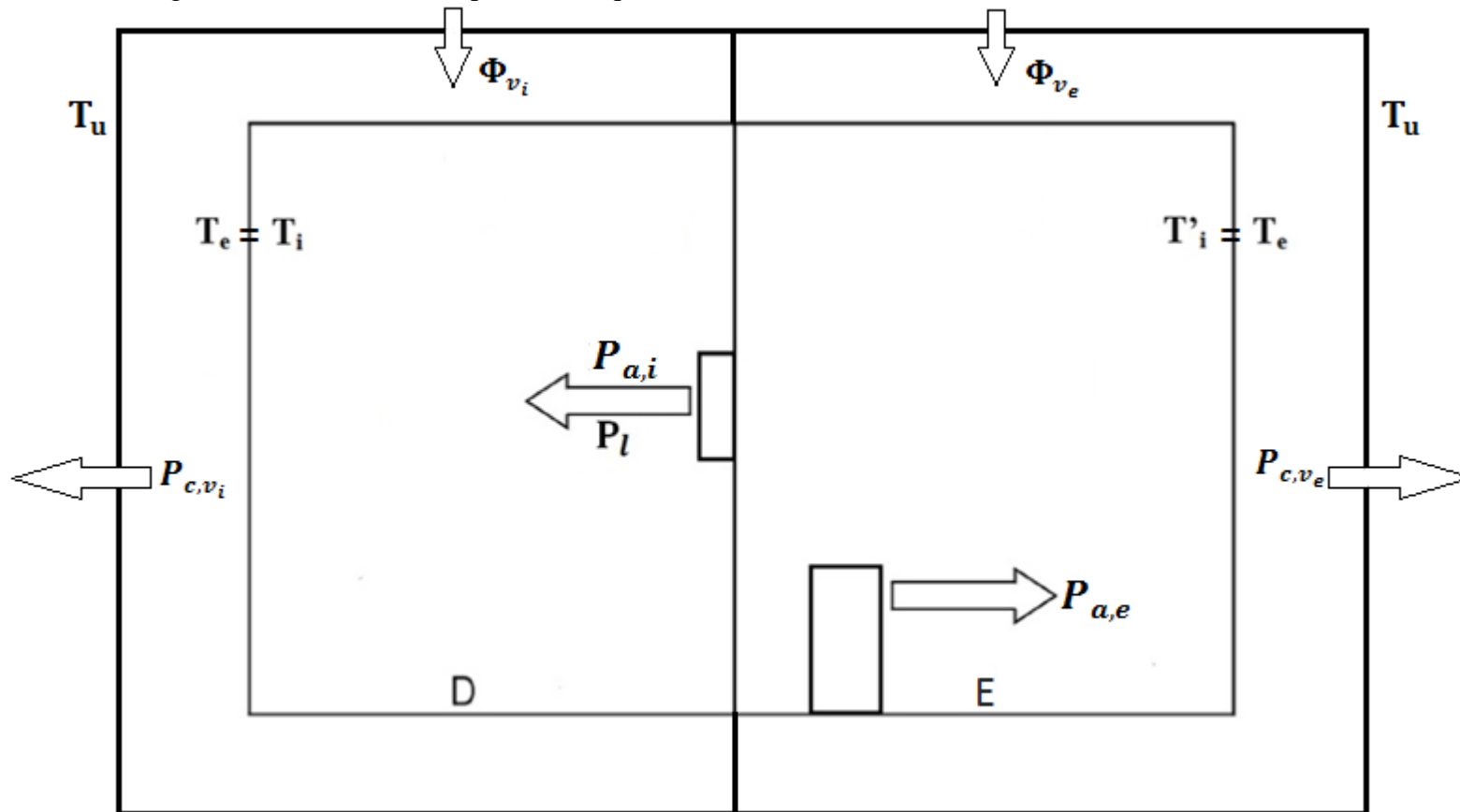


Figure III.3. Schéma explicatif des puissances entrant en jeu dans le volume de contrôle

D Cellule coté intérieur

E Cellule coté extérieur

$P_{c,v_i} = P_{c,v_e}$ Puissance calorifique ou frigorifique du système de compensation du volume de contrôle (W)

$P_{a,i}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester soufflé coté intérieur (W)

$P_{a,e}$ Puissance calorifique ou frigorifique de l'appareil à tester dégagée du coté extérieur (W)

P_l Puissance latente de déshumidification (W)

$\Phi_{v_i} = \Phi_{v_e}$ Apports ou pertes calorifiques par transmission à travers les parois du volume de contrôle (W)

T_i Température de la cellule côté intérieur (°C)

T'_i Température de cellule côté extérieur (°C)

T_e Température régnant dans le volume de contrôle (°C)

T_u Température régnant à l'extérieur de la chambre calorimétrique (disposée à l'intérieur de l'usine) (°C)

6.2.1. Mode refroidissement :

Bilan en mode refroidissement														
Cellules	parois	Longueur L	Hauteur H	Largeur L	Surface S	Surface Déduite (surface porte)	Surface réelle	Résistance des panneaux R'	Résistance surfacique de convection R	Conductance globale K	Ti	Te	ΔT	Puissance Φ
Cellule 1	paroi 1	4,64	6,2	7,11	28,768	3,888	24,88	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	90,8525679
	paroi 2	4,64	6,2	7,11	28,768	0	28,768	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	105,050107
	paroi 3	4,64	6,2	7,11	44,082	0	44,082	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	160,971178
	paroi 4	4,64	6,2	7,11	44,082	0	44,082	9,09090909	0,22	0,1074009	54	54	0	0
	porte 1	4,64	2,43	1,6	3,888	0	3,888	9,09090909	0,22	0,1074009	54	20	34	14,1975395
	sol1	4,64		7,11	32,9904	0	32,9904	9,09090909	0,34	0,1590515	54	17	34	194,145392
	plafond 1	4,64		7,11	32,9904	0	32,9904	9,09090909	0,18	0,10786429	54	20	34	120,988523

Tableau III.6. Bilans thermiques à travers les parois du volume de contrôle quand l'appareil est en mode refroidissement

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 371.07 \text{ W}$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol1} S_{sol1} (T_i - T_e) = 194.14 \text{ W}$$

$$\Phi_{pla1} = K_{pla1} S_{pla1} (T_i - T_e) = 121 \text{ W}$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 686.21 = 68.62 \text{ W}$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 371.07 + 68.62 + 194.14 + 121 = 754.83 \text{ W}$$

Ce qui donne une puissance frigorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](754.83) = 1.2 \times 754.83$$

$$P_c = 905.8W = 0.9058KW$$

6.2.2. Mode chauffage :

Bilan en mode chauffage

Cellules	parois	Longueur L	Hauteur H	Largeur L	Surface S	Surface Déduite (surface porte)	Surface réelle	Résistance des panneaux R'	Résistance surfacique de convection R	Conductance globale K	Ti	Te	ΔT	Puissance Φ
Cellule 1	paroi 1	4,64	6,2	7,11	28,768	3,888	24,88	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	72,1476274
	paroi 2	4,64	6,2	7,11	28,768	0	28,768	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	83,4221441
	paroi 3	4,64	6,2	7,11	44,082	0	44,082	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	127,830053
	paroi 4	4,64	6,2	7,11	44,082	0	44,082	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	-7	0	0
	porte 1	4,64	2,43	1,6	3,888	0	3,888	9,09090909	0,22	0,1074009	-7	20	27	11,2745167
	sol1	4,64		7,11	32,9904	0	32,9904	9,09090909	0,34	0,16058397	-7	17	24	127,145507
	plafond 1	4,64		7,11	32,9904	0	32,9904	9,09090909	0,18	0,10786429	-7	20	27	96,0791214

Tableau III.7. Bilans thermiques à travers les parois du volume de contrôle quand l'appareil est en mode chauffage

$$\Phi_s = \Phi_{paroi1} + \Phi_{paroi2} + \Phi_{paroi3} + \Phi_{paroi4} + \Phi_{porte1} = 294.67 W$$

$$\Phi_{sol1} = K_{sol1}S_{sol1}(T_i - T_e) = 127.14W$$

$$\Phi_{pla1} = K_{pla1}S_{pla1}(T_i - T_e) = 96.07W$$

$$\Phi_{li} = 0.1 \times \sum (\Phi_s + \Phi_{sol} + \Phi_{pla}) = 0.1 \times 517.9 = 51.79$$

On en déduit donc la puissance des déperditions par transmission :

$$\Phi_T = \Phi_s + \Phi_{li} + \Phi_{sol} + \Phi_{pla} = 294.67 + 51.79 + 127.14 + 96.07 = 569.67 \text{ W}$$

Ce qui donne une puissance frigorifique du système de compensation égale à :

$$P_c = [1 + \text{Max}(C_{in}; C_r)]\Phi_t + P_a = [1 + \text{Max}(0.2; 0)](569.67) = 1.2 \times 569.67$$

$$P_c = 683.6 \text{ W} = 0.6836 \text{ KW}$$

CHAPITRE IV

1. Centrale à traitement d'air (C.T.A) :

La CTA est un équipement qui permet la maîtrise de la température, l'hygrométrie et la qualité de l'air d'un local en créant un climat artificiel par:

- Ventilation avec introduction d'air neuf et extraction d'air vicié.
- Filtration de l'air.
- Chauffage avec soufflage d'air chaud.
- Refroidissement avec soufflage d'air froid.
- L'échange de chaleur entre 2 flux d'air.
- Déshumidification avec condensation de la vapeur d'eau.
- Humidification avec vaporisation d'eau.

L'air traité sera ensuite diffusé dans les locaux grâce à des réseaux de conduits, de matière, formes et section adaptées, avec des diffuseurs choisis selon les critères de confort recherchés comme les bouches à induction, à déplacement, gaines textiles etc..

La CTA peut être utilisée pour chauffer ou refroidir, ou les deux. Elle est particulièrement bien adaptée, et même incontournable, pour le chauffage et le refroidissement des grands volumes, dans lesquels on désire maintenir de très bonnes conditions de température et d'humidité, été comme hiver :

- les salles polyvalentes à dominante culturelle ou sportive.
- les supermarchés et les hypermarchés.
 - Dans les locaux à forte occupation intermittente :
- les salles recevant du public comme les cinémas, salles de spectacles.
- les amphithéâtres et les auditoriums.
 - Pour des applications spécifiques :
- Les halls de stockage pour des produits alimentaires ou les matières premières.
- Les ateliers de haute technologie comme les salles blanches, chambres calorimétriques.
- Les locaux techniques; salles serveurs, autocom.
- Les piscines.
- Les hôpitaux et blocs opératoires.

1.1. Principe de fonctionnement :

L'air suit un parcours bien défini en partant de la centrale de traitement d'air vers un volume donné afin d'y faire régner des conditions thermodynamiques précises. Le débit d'air soufflé à l'intérieur de ce volume sera totalement repris ; une partie sera recyclée et l'autre sera rejeté vers l'extérieur comme le montre la figure ci-après :

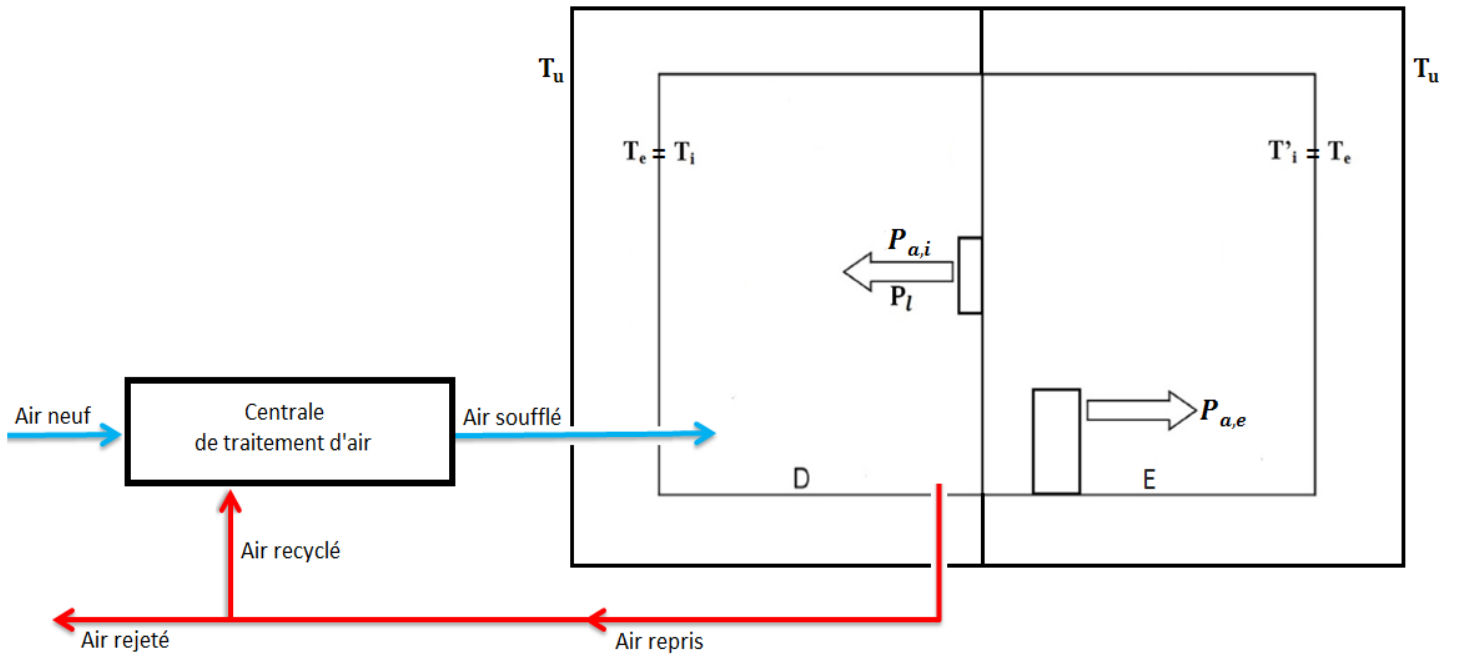


Figure IV.1. Schémas explicatif représentant le circuit aérolique

Les figures IV.2 et IV.3 montrent les différents éléments de la CTA traversés par l'air afin d'obtenir les conditions de soufflage souhaitées. La figure IV.3 représente une coupe verticale de la CTA où les différents organes sont illustrés ainsi que le circuit aérolique.

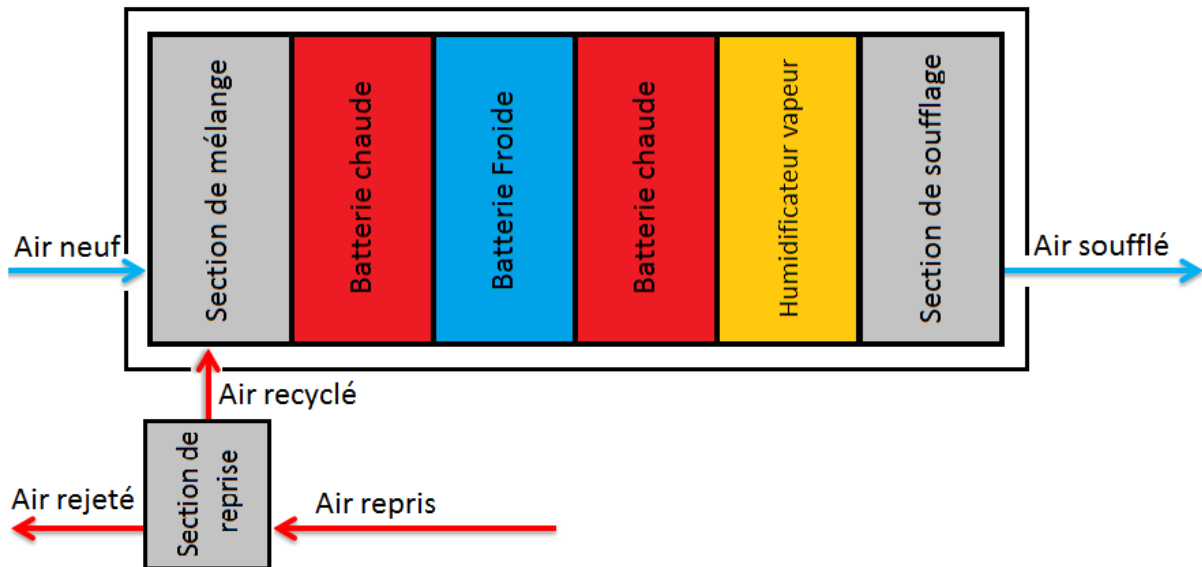


Figure IV.2. Schémas représentant les différents éléments de la CTA à traversés par l'air

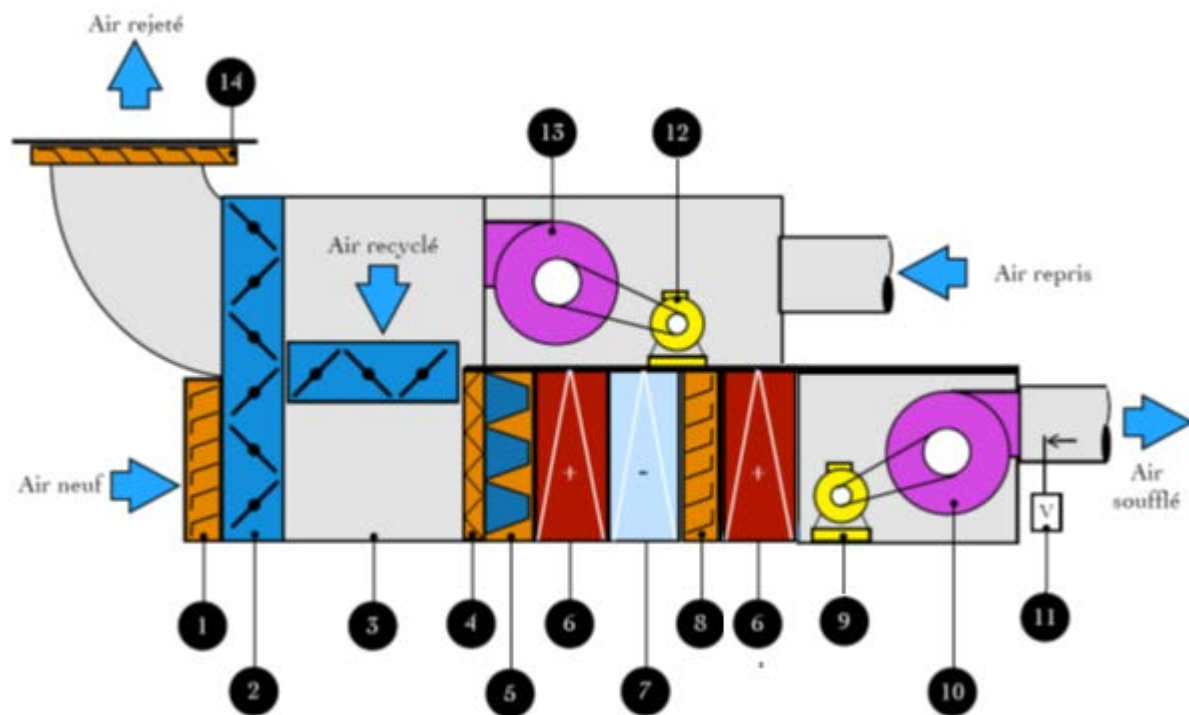
Composition d'une CTA :

Figure IV.3. Coupe verticale d'une CTA illustrant ces différents organes

- 1- Grille d'entrée d'air neuf
- 2- Les registres
- 3- Caisson de mélange air neuf et air recycle
- 4- Filtration d'air (filtre plisse)
- 5- Filtration d'air (filtre a poche)
- 6- Batterie chaude
- 7- Batterie froide
- 8- Pare gouttelette
- 9- Moteur du ventilateur de soufflage
- 10- Ventilateur de soufflage
- 11- Humidificateur à vapeur
- 12- Moteur du ventilateur de reprise
- 13- Ventilateur de reprise
- 14- Grille de rejet

La disposition des éléments de la CTA est faite d'une façon à pouvoir satisfaire les conditions souhaitées en un seul passage d'air. De ce fait, l'air rentre à la CTA, via une grille d'entrée métallique qui protège de la pluie et de l'entrée des petits animaux (rongeurs, oiseaux. etc...). Ensuite l'air est dirigé vers les registres qui sont couplés automatiquement aux ventilateurs et permettent une régulation et un dosage du débit d'air entrant dans le caisson de mélange. Une fois le mélange fait, l'air se dirige à travers différents filtres vers la batterie chaude (en mode chauffage) ou la batterie froide (en mode refroidissement), pour débouché sur un pare-gouttelettes, qui sert à emprisonné les condensats qui seraient entraînés par l'air. Une deuxième batterie chaude est installée juste après, dans le cas où l'air aurait besoin d'être

réchauffé à la sortie de la batterie froide pour atteindre les conditions de soufflage souhaitées. Le ventilateur de soufflage placé en fin de ligne permet de garantir le débit de soufflage souhaité. Enfin et pour finir, un évaporateur vapeur est placé juste aux abords de la bouche de soufflage, il sert à humidifier l'air de façon isotherme jusqu'à atteindre l'humidité de soufflage préconisée. Le circuit de reprise est quant à lui composé d'un ventilateur de reprise, pour assurer le débit de reprise, de registres qui assurent la gestion des débits d'air recyclés et rejetés. Une grille de rejet, assurant le même rôle que la grille d'entrée d'air, est placée en bout de chaîne.

1.2. Systèmes et techniques associées :

La CTA doit être associée à d'autres systèmes, pour la production de chaleur ou de froid. Soit un réseau d'eau chaude provenant d'une chaufferie ou tout autre source de production de chaleur, mais aussi à un groupe d'eau glacée ou de fluides frigorigènes pour le mode de refroidissement. Des récupérateurs de chaleur sont aussi à prévoir afin de faire des économies d'énergies.

2. Récupérateur de chaleur à plaque :

Afin de faire des gains d'énergie et améliorer le rendement de notre installation, nous avons décidé de placer un récupérateur de chaleur à la prise d'air neuf extérieur, qui échangera de la chaleur avec l'air rejeté (extrait) de l'intérieur de la cellule.

C'est un échangeur de chaleur constitué de plaques, tubes ou de gaufrages de type nid d'abeille, de faible épaisseur en aluminium ou en matière plastique qui sépare les veines d'air.

Nous avons choisi ce type de récupérateur parce qu'il est adapté au débit d'air utilisé (<5000 m³/h), ajouter à cela sa fiabilité, sa longue durée de vie, l'absence de pièces en mouvement et il n'a pas besoin de beaucoup de maintenance.

Le rendement de récupération est fonction de la configuration de l'écoulement de l'air, de la distance entre les plaques, de la surface et de l'état de surface des plaques. Dans ce type de récupérateur, le rendement est compris entre 50 et 85%. Il est donné par la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{q_{man}(T_r - T_a)}{q_{min}(T_i - T_a)}$$

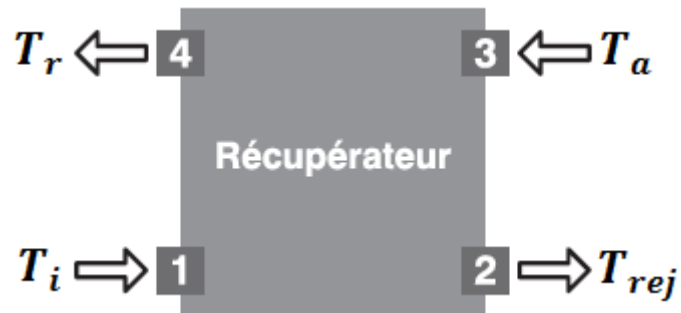


Figure IV.4. Répartition des températures à l'intérieur du récupérateur

ε : Efficacité thermique du récupérateur

q_{man} : Débit massique de l'air neuf (Kg_{as}/s)

q_{rej} : Débit massique de l'air rejeté de l'intérieur de la cellule (Kg_{as}/s)

q_{min} : C'est le débit minimum entre q_{man} et q_{rej} (Kg_{as}/s)

T_r : Température à la sortie du récupérateur ($^{\circ}C$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^{\circ}C$)

T_a : Température de l'air ambiant extérieur ($^{\circ}C$)

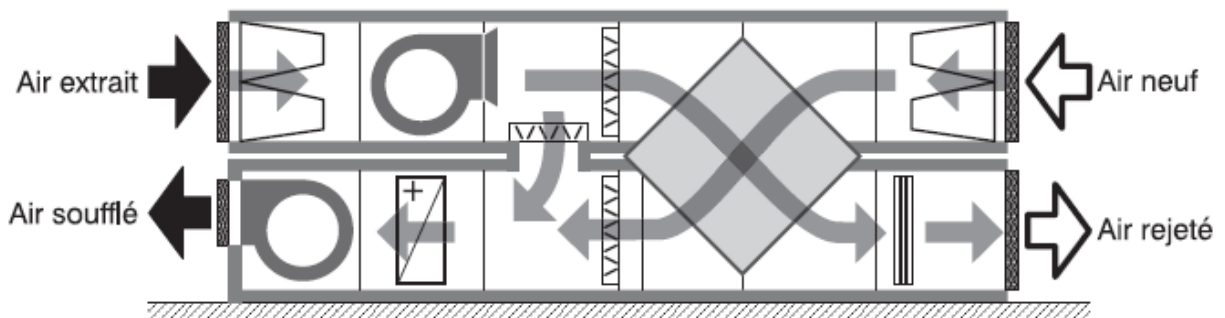


Figure IV.5. Circuit aéraulique à l'intérieur du récupérateur

3. Définitions

Après la filtration et la purification de l'air à introduire dans les différentes cellules pour des raisons d'hygiène et de santé. Cet air sera diffusé sous certaines conditions de températures et d'humidité adéquate, sous une vitesse et une direction appropriées. De plus, l'air vicié ou pollué doit être évacué afin d'assurer des conditions d'essai plus ou moins satisfaisantes.

3.1. Débit d'air neuf

Il existe dans l'air toute sorte de particules (poussières, bactérie...) qui tendent à polluer l'air et à le rendre moins sain. Le maintien de la teneur en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant exige un taux de renouvellement d'air différent pour chaque cas défini.

Ce taux de renouvellement d'air dépend de nombreux facteurs, parmi lesquels :

- Le nombre d'occupants.
- Les dimensions des salles.
- L'affectation de la salle, c'est-à-dire les activités s'y déroulant.

Le taux de renouvellement d'air est fondé sur un apport d'air extérieur minimal de 15 vol/h.

Il est exprimé par le rapport du débit d'air neuf par le débit d'air soufflé admis dans le local.

$$\psi_{an} = \frac{q_{man}}{q_{mas}}$$

Où :

ψ_{an} : Taux d'air neuf injecté (%)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{man} : Débit massique de l'air neuf à introduire dans la cellule (Kg_{as}/s)

3.2. Débit d'air soufflé

Le débit d'air à souffler à l'intérieur d'une cellule donnée, se déduit de l'une de ces deux équations :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i) = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

$$q_{ve} = q_{mas} (\omega_s - \omega_i)$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (KW)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_s : Enthalpie spécifique de l'air humide à souffler (KJ/Kg_{as})

h_i : Enthalpie spécifique de l'air humide à l'intérieur de la cellule (KJ/Kg_{as})

C_p : Chaleur spécifique de l'air ($KJ/Kg.s$)

T_s : Température de soufflage ($^{\circ}C$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^{\circ}C$)

q_{ve} : Débit de vapeur d'eau injectée (charges hydriques) (Kg_e/s)

ω_s : Humidité absolue de l'air soufflé (Kg_e/Kg_{as})

ω_s : Humidité absolue de l'air intérieur de la cellule (Kg_e/Kg_{as})

3.3. Caractéristiques du mélange :

Pour des raisons d'économie d'énergie, on fait recycler une partie de l'air intérieur repris afin de le mélanger avec de l'air neuf extérieur pour ensuite l'introduire dans la cellule d'essai.

3.3.1. Débit d'air recyclé

Le débit d'air recyclé est donné par la relation suivante :

$$q_{mar} = q_{mas} - q_{man}$$

Où :

q_{mar} : Débit massique de l'air recyclé (Kg_{as}/s)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{man} : Débit massique de l'air neuf à introduire dans la cellule (Kg_{as}/s)

3.3.2. Taux de recyclage d'air

C'est le rapport entre l'air recyclé et l'air soufflé dans la cellule, il est exprimé en pourcentage (%) et est donné par la relation suivante:

$$\psi_{ar} = \frac{q_{mar}}{q_{mas}}$$

3.3.3. Débit d'air mélangé

Le débit d'air mélangé est celui soufflé à l'intérieur de la cellule. Il est obtenu par un mélange d'air neuf et d'air recyclé. Il est donné par la relation suivante :

$$q_{mam} = q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

3.3.4. Température du mélange

La température d'une quantité d'air du mélange est la somme des températures de chaque quantité d'air recyclé et d'air neuf, elle s'écrit comme suit :

$$q_{mam} \cdot T_m = q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_e$$

Ce qui nous donne :

$$T_m = \frac{q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_e}{q_{mam}}$$

On a aussi :

$$\psi_{ar} = \frac{q_{mar}}{q_{mas}}$$

Et :

$$\psi_{an} = \frac{q_{man}}{q_{mas}}$$

Ce qui nous conduit à écrire :

$$T_m = \psi_{ar} \cdot T_i + \psi_{an} \cdot T_e$$

Où :

q_{mar} : Débit massique de l'air recyclé (Kg_{as}/s)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{man} : Débit massique de l'air neuf à introduire dans la cellule (Kg_{as}/s)

T_m : Température de l'air du mélange ($^{\circ}C$)

T_i : Température de l'air humide à l'intérieur de la cellule ($^{\circ}C$)

T_e : Température de l'air neuf extérieur ($^{\circ}C$)

ψ_{ar} : Taux de recyclage d'air (%)

ψ_{an} : Taux d'air neuf injecté (%)

3.3.5. Enthalpie du mélange :

On fait un bilan enthalpique sur l'air recyclé et l'air neuf mélangés à l'intérieur du caisson de mélange, on trouve :

$$(q_{mar} + q_{man}) \cdot h_m = q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_e$$

Comme on a :

$$q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

Alors, le bilan s'écrit :

$$q_{mas} \cdot h_m = q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_e$$

Ce qui nous donne :

$$h_m = \frac{q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_e}{q_{mam}}$$

Ou encore :

$$h_m = \psi_{ar} \cdot h_i + \psi_{an} \cdot h_e$$

Où :

q_{mar} : Débit massique de l'air recyclé (Kg_{as}/s)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{man} : Débit massique de l'air neuf à introduire dans la cellule (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_i : Enthalpie spécifique de l'air humide à l'intérieur de la cellule (KJ/Kg_{as})

h_e : Enthalpie spécifique de l'air neuf extérieur (KJ/Kg_{as})

3.3.6. Humidité absolue du mélange

Après la connaissance des valeurs de la température et de l'enthalpie du mélange, la valeur de la teneur en eau (humidité absolue) au point du mélange peut être lue directement sur le diagramme de l'air humide. Les relations exprimant cette quantité sont :

$$\omega_m = \frac{q_{mar} \cdot \omega_i + q_{man} \cdot \omega_e}{q_{mam}}$$

Ou :

$$\omega_m = \psi_{ar} \cdot \omega_i + \psi_{an} \cdot \omega_e$$

4. Caractéristique de la cellule intérieure :

Les conditions d'essai dictées par la norme NF EN 14511-2 [4] impose, pour les deux modes, refroidissement et chauffage, les paramètres de consigne suivants :

4.1. Mode refroidissement :

-Puissance calorifique du système de compensation $P_c = 17.87$ kW

-Volume de la cellule intérieur $V = 60.66$ m³

Pression	101325.00	[Pa]
Température	54.0	[°C]
Humidité rel.	90.0	[%]
Humidité abs.	95.7538	[g/kg]
Enthalpie	303.14	[kJ/kg]
Volume spécifique	1.07	[m ³ /kg]
T rosée	51.8	[°C]
T humide	52.0	[°C]
Pression Sat	15.0199	[KPa]
Pression Vap	13.5179	[kPa]

Tableau.IV.1 Paramètres thermodynamiques de l'air intérieur de la chambre calorimétrique en mode refroidissement [10].

4.2. Mode chauffage :

-Puissance calorifique du système de compensation $P_c = 19.29$ kW

-Volume de la cellule intérieur $V = 60.66$ m³

Pression	101325.00	[Pa]
Température	-7.0	[°C]
Humidité rel.	50.0	[%]
Humidité abs.	1.0397	[g/kg]
Enthalpie	-4.45	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.76	[m ³ /kg]
T rosée	-14.8	[°C]
T humide	-9.0	[°C]
Pression Sat	0.3382	[KPa]
Pression Vap	0.1691	[kPa]

Tableau.IV.2 Paramètres thermodynamiques de l'air intérieur de la chambre calorimétrique en mode chauffage [10].

5. Caractéristique de l'air extérieur :

On utilisera pour notre étude, les caractéristiques de l'air extérieur de la ville de Tizi-ouzou, rassemblées suivant les données de la station météorologique ONM de Boukhalfa, Tizi-ouzou[11]. Le tableau suivant présente les valeurs moyennes des températures minimales et maximales, ainsi que le taux d'hygrométrie moyen de la ville de Tizi-ouzou, pour chaque mois de l'année durant une période de 18ans, entre 1990 et 2008.

T ⁰ C	Jan.	Fév.	Mar.	Avr.	Mai.	Juin.	Juil.	Aout.	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.	Moy
Max	15,16	16,68	19,61	21,66	26,36	31,68	35,48	35,88	31,37	26,65	19,87	15,83	24,68
Min	06	06,65	08,45	10,15	14,04	18,17	21,07	21,82	18,81	15,35	10,42	07,28	13,18
T⁰moy	10,58	11,66	14,01	15,90	20,20	24,92	28,27	28,85	25,09	21	15,14	11,55	18,93
H(%)	79,6	76,6	72,5	70,5	69,0	58,2	52,1	50,4	60,2	69,0	75,8	79,5	67,8

Tableau.IV.3 Températures moyennes de la ville de Tizi-ouzou présent entre 1990 et 2008 [11].

Nous utiliserons les constantes des deux mois où l'on trouve les moyennes les plus basses et les plus hautes de l'année. Pour les Températures maximales on prendra la moyenne du mois d'aout, pour les températures les plus basses on prendra la moyenne du mois de janvier.

Pression	101325.00	[Pa]
Température	6.0	[°C]
Humidité rel.	79.6	[%]
Humidité abs.	4.6036	[g/kg]
Enthalpie	17.60	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.80	[m3/kg]
T de rosée	2.7	[°C]
T humide	4.4	[°C]
Pression Sat	0.9352	[KPa]
Pression Vap	0.7445	[kPa]

Tableau.IV.4 Paramètres thermodynamiques de l'air ambiant extérieur à la température moyenne du mois de janvier. [10]

Pression	101325.00	[Pa]
Température	35.88	[°C]
Humidité rel.	50.4	[%]
Humidité abs.	18.8301	[g/kg]
Enthalpie	84.41	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.90	[m3/kg]
T de rosée	24.0	[°C]
T humide	26.7	[°C]
Pression Sat	5.9076	[KPa]
Pression Vap	2.9774	[kPa]

Tableau.IV.5 Paramètres thermodynamiques de l'air ambiant extérieur à la température moyenne du mois d'aout. [10]

I. Dimensionnement de la CTA associée à la chambre calorimétrique dépourvue de volume de contrôle :

6. Mode refroidissement :

6.1. Point de soufflage :

6.1.1. Débit d'air soufflé :

Le taux de brassage recommandé pour cette salle est de 25 vol/h, afin de respecter la vitesse de l'air maximum de 1m/s admise à l'intérieur de la cellule.

On a :

$$t = \frac{q_{vas}}{V}$$

On aura donc :

$$q_{vas} = t \times V = 25 \times 60.66 = 1516.5 \text{ m}^3/\text{heure} = 0.4212 \text{ m}^3/\text{seconde}$$

On en déduit le débit massique de soufflage :

$$q_{mas} = q_{vas} \cdot \rho$$

Où :

$$\rho = 1.1764 \text{ Kg}_{as}/\text{m}^3$$

Ce qui nous donne :

$$q_{mas} = 0.4212 \times 1.1764 = 0.495 \text{ Kg}_{as}/\text{s}$$

Où :

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{vas} : Débit volumique de l'air soufflé (m^3/s)

ρ : Moyenne de la masse volumique entre les températures -15et 90°C ($\text{Kg}_{as}/\text{m}^3$). [12]

6.1.2. Température de soufflage :**6.1.2.1. Cellule intérieure :**

On a :

$$P_{c,i} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T_i = \frac{17.87}{0.495 \times 1.01} + 54 = 89.74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=90^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg} \cdot s$) [12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^\circ\text{C}$)

6.1.2.2. Cellule extérieure :

On a :

$$P_{c,e} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T'_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T'_i = \frac{22.36}{0.495 \times 1.01} + 54 = 98.72 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,e}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule extérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=55^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg} \cdot s$) [12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T'_i : Température de la cellule extérieure ($^\circ\text{C}$)

6.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage :**6.1.3.1. Cellule intérieure :**

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{17.87}{0.495} + 303.14 = 339.24 \text{ KJ/Kg}_{as}$$

6.1.3.2. Cellule extérieure :

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{22.36}{0.495} + 303.14 = 348.31 \text{ KJ/Kg}_{as}$$

6.1.4. Humidité absolue de soufflage :

On la déduit directement à partir du diagramme de l'air humide. Dans notre cas, on la déduit grâce au calculateur PSYCHRO [10] en introduisant les données de température et d'enthalpie spécifique, on trouve :

6.1.4.1. Cellule intérieure :

$$\omega_s = 93.48 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as} = 0.09348 \text{ Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

6.1.4.2. Cellule extérieure :

$$\omega_s = 92.93 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as} = 0.09293 \text{ Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

6.2. Point de mélange :**6.2.1. Débit d'air recyclé :**

Vu qu'on n'a pas besoin d'un gros volume d'air neuf à l'intérieur de la cellule d'essai, on prévoit donc de recycler 80% de l'air repris de l'intérieur de la cellule, ce qui nous permettra d'avoir un gain d'énergie considérable.

D'où :

$$q_{mar} = 0.8 \times q_{mas} = 0.8 \times 0.495 = 0.396 \text{ Kg/s}$$

6.2.2. Débit d'air neuf :

On a :

$$q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

D'où :

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 0.495 - 0.396 = 0.099 \text{ Kg/s}$$

a. Température à la sortie du récupérateur :

L'efficacité thermique du récupérateur choisi est de $\varepsilon = 60\%$.

On a :

$$\varepsilon = \frac{q_{man}(T_r - T_a)}{q_{min}(T_i - T_a)}$$

Sachant que :

$$q_{mas} = q_{man} + q_{mar}$$

et que :

$$q_{mar} < q_{mas}$$

Il vient le débit d'air rejeté et envoyé vers le récupérateur de chaleur correspond à :

$$q_{rej} = q_{mas} - q_{mar}$$

Il apparait que le récupérateur assure l'échange de chaleur entre des débits égaux d'air neuf q_{man} et rejeté q_{rej} .

On conclue que :

$$\varepsilon = \frac{(T_r - T_a)}{(T_i - T_a)}$$

D'où :

$$T_r = \varepsilon(T_i - T_a) + T_a = 0.6 \times (54 - 6) + 6 = 34.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b. Enthalpie à la sortie du récupérateur :

Vu que dans le récupérateur l'échange de chaleur se fait sans échange de masse, donc le taux d'humidité absolue reste le même $\omega_e = \omega_r = 4.6036 \text{ } g_e/Kg_{as}$. Connaissant la température et l'humidité absolue à la sortie du récupérateur, on trouve la valeur de l'enthalpie à l'aide du logiciel PSYCHRO [10]:

$$h_r = 46.81 \text{ } KJ/Kg$$

6.2.3. Température du mélange :

On a :

$$T_m = \frac{q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_r}{q_{mam}} = \frac{(0.396 \times 54) + (0.099 \times 34.8)}{0.495} = 50.16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.2.4. Evaluation de l'enthalpie du mélange :

On a :

$$h_m = \frac{q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_r}{q_{mam}}$$

D'où :

$$h_m = \frac{(0.396 \times 303.14) + (0.099 \times 46.81)}{0.495} = 251.87 \text{ } KJ/Kg$$

6.2.5. Humidité absolue du mélange :

On a :

$$\omega_m = \frac{q_{mar} \cdot \omega_i + q_{man} \cdot \omega_e}{q_{mam}}$$

D'où :

$$\omega_m = \frac{(0.396 \times 95.75) + (0.099 \times 4.60)}{0.495} = 77.52 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$\omega_m = 0.07752 \text{ } Kg_e / Kg_{as}$$

7. Mode chauffage :

7.1. Point de soufflage

7.1.1. Température de soufflage :

7.1.1.1. Cellule intérieure :

On a :

$$P_{c,i} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T_i = \frac{-19.295}{0.495 \times 1.0058} - 7 = -45.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=-45^\circ\text{C}$ ($KJ/Kg.s$)[12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^\circ\text{C}$)

7.1.1.2. Cellule extérieure :

On a :

$$P_{c,i} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T_i = \frac{-24.184}{0.495 \times 1.0058} - 7 = -55.57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=-45^\circ\text{C}$ ($KJ/Kg.s$)[12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^\circ\text{C}$)

7.1.2. Enthalpie spécifique de soufflage :**7.1.2.1. Cellule intérieure :**

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{-19.295}{0.495} - 4.45 = -43.43 \text{ KJ}/\text{Kg}_{as}$$

7.1.2.2. Cellule extérieure :

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{-24.184}{0.495} - 4.45 = -53.30 \text{ KJ}/\text{Kg}_{as}$$

7.1.3. Humidité absolue de soufflage :

On la déduit directement à partir du diagramme de l'air humide. Dans notre cas, on la déduit grâce au calculateur PSYCHRO en introduisant les données de température d'enthalpie spécifique. On trouve :

7.1.3.1. Cellule intérieure :

$$\omega_s = 0.8468 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as} = 0.0008468 \text{ Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

Les paramètres d'état de l'air humide soufflé sous les conditions $h_s = -43.43 \text{ KJ}/\text{Kg}_{as}$ et

$\omega_s = 0.8468 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$ ne peuvent être retenues au risque d'obtenir du givre. C'est pourquoi, afin de maintenir le même taux d'humidité absolue $\omega_s = 0.8468 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$, on fixe un taux d'humidité relative (hygrométrie) à $Y = 90\%$, on trouvera alors les nouvelles caractéristiques de soufflage, qui sont présentées dans le tableau ci-après.

La différence de température résultant de ce changement sera comblée par la pause d'un échangeur à plaque à l'intérieur de la cellule.

Pression	101325.00	[Pa]
Température	-15.83	[°C]
Humidité rel.	90.0	[%]
Humidité abs.	0.8468	[g/kg]
Enthalpie	-13.83	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.73	[m ³ /kg]
T de rosée	-17.0	[°C]
T humide	-16.0	[°C]
Pression Sat	0.1531	[kPa]
Pression Vap	0.1378	[kPa]

Tableau.IV.6 Caractéristiques du point de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.

Les nouvelles températures et humidités de soufflage sont :

$$T_s = -15.83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_s = -13.83 \text{ } \text{KJ}/\text{Kg}_{as}$$

$$\omega_s = 0.8468 \text{ } g_e/\text{Kg}_{as} = 0.0008468 \text{ } \text{Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

7.1.3.2. Cellule extérieure :

$$\omega_s = 1.1010 \text{ } g_e/\text{Kg}_{as} = 0.001101 \text{ } \text{Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

Les paramètres d'état de l'air humide soufflé sous les conditions $h_s = -53.30 \text{ } \text{KJ}/\text{Kg}_{as}$ et

$\omega_s = 1.1010 \text{ } g_e/\text{Kg}_{as}$ ne peuvent être retenue au risque d'obtenir du givre. C'est pourquoi, afin de maintenir le même taux d'humidité absolue $\omega_s = 1.1010 \text{ } g_e/\text{Kg}_{as}$, on fixe un taux d'humidité relative (hygrométrie) à $Y = 90\%$, on trouvera alors les nouvelles caractéristiques de soufflage, qui sont présentées dans le tableau.IV.5, ci-après.

La différence de température résultant de ce changement sera comblée par la pause d'un échangeur à plaque à l'intérieur de la cellule.

Pression	101325.00	[Pa]
Température	-12.97	[°C]
Humidité rel.	90.0	[%]
Humidité abs.	1.1010	[g/kg]
Enthalpie	-10.33	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.74	[m ³ /kg]
T de rosée	-14.1	[°C]
T humide	-13.2	[°C]
Pression Sat	0.1989	[KPa]
Pression Vap	0.1790	[kPa]

Tableau.IV.7 Caractéristiques du point de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.

Les nouvelles températures et humidités de soufflage sont :

$$T_s = -12.97 \text{ °C}$$

$$h_s = -10.33 \text{ KJ/Kg}_{as}$$

$$\omega_s = 1.1010 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as} = 0.001101 \text{ Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

7.2. Point de mélange :

Comme pour le cas précédent, nous utiliserons un récupérateur de chaleur pour abaisser la température de l'air à introduire dans le caisson de mélange afin d'avoir un meilleur rendement et éviter d'avoir de grosses quantités de condensats.

7.2.1. Débit d'air recyclé :

Vu que nous n'avons pas besoin d'un gros volume d'air neuf à l'intérieur de la cellule d'essai, on prévoit donc de recycler 80% de l'air repris de l'intérieur de la cellule, ce qui nous permettra d'avoir un gain d'énergie considérable.

D'où :

$$q_{mar} = 0.8 \times q_{mas} = 0.8 \times 0.495 = 0.396 \text{ Kg/s}$$

7.2.2. Evaluation du débit d'air neuf :

On a :

$$q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

D'où :

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 0.495 - 0.396 = 0.099 \text{ Kg/s}$$

a. Evaluation de la température à la sortie du récupérateur :

L'efficacité thermique du récupérateur choisi est de $\varepsilon = 60\%$

On a :

$$\varepsilon = \frac{(T_r - T_a)}{(T_i - T_a)}$$

D'où :

$$T_r = \varepsilon(T_i - T_a) + T_a = 0.6 \times (-7 - 35.88) + 35.88 = 10.152 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b. Enthalpie et de l'humidité absolue à la sortie du récupérateur :

Afin de connaître l'enthalpie à la sortie du récupérateur, on suit les étapes suivantes :

Sur le diagramme de l'air humide, l'air est refroidi suivant une droite horizontale (le taux d'humidité absolue reste le même $\omega_e = 18.83 \text{ } g_e / Kg_{as}$) jusqu'à atteindre la courbe de saturation (Apparition des premières gouttelettes d'eau). On descend le long de la courbe de saturation jusqu'à atteindre la température de sortie du récupérateur qui est de $T_r = 10.152 \text{ } ^\circ\text{C}$ où on pourra directement lire les deux constantes recherchées, comme le montre la figure suivante :

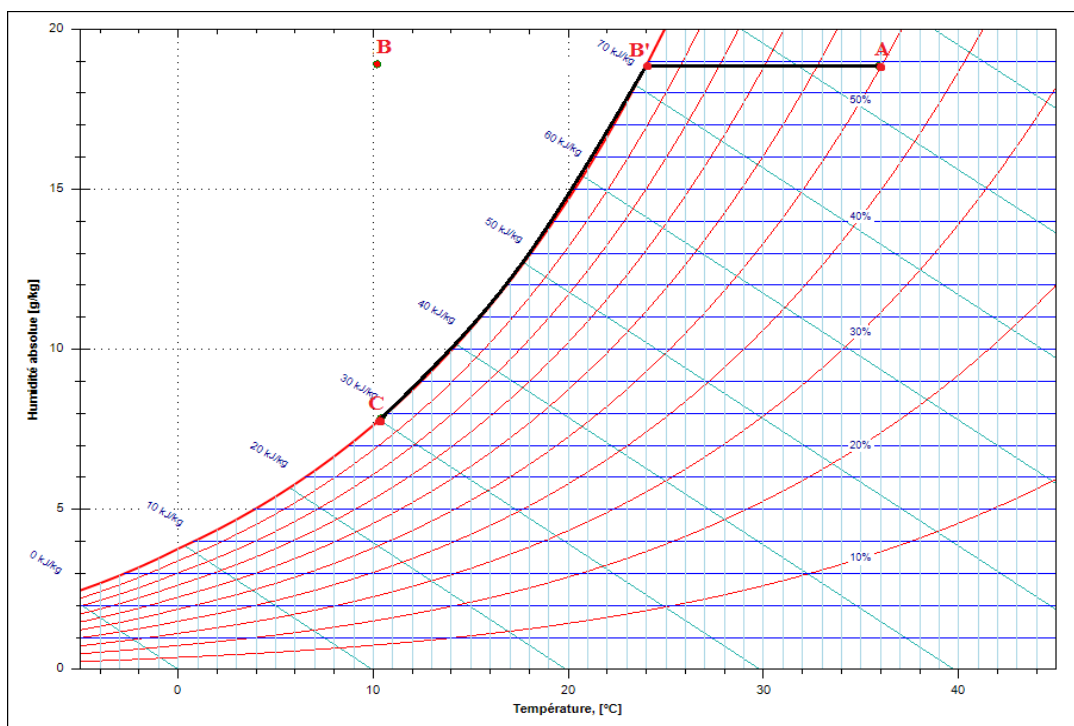


Figure IV.6. Evolution de l'air à l'intérieur du récupérateur de chaleur

$$h_r = 29.64 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

$$\omega_r = 7.71 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

Nous allons procéder à un réchauffage de l'air (à humidité absolue constante), afin de d'éviter la saturation de l'air et l'entraînement des gouttelettes d'eau dans le circuit aéraulique.

7.2.3. Batterie chaude intermédiaire :

Nous allons augmenter la température à l'aide d'une batterie chaude, à humidité constante, jusqu'à atteindre une température de 16°C. Les caractéristiques de ce point sont les suivantes :

$$T_{bci} = 16^\circ\text{C}$$

$$\omega_{bci} = 7.71 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

$$h_{bci} = 35.62 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

7.2.4. Température du mélange :

On a :

$$T_m = \frac{q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_{bci}}{q_{mam}} = \frac{(0.396 \times -7) + (0.099 \times 16)}{0.495} = -2.4^\circ\text{C}$$

7.2.5. Enthalpie du mélange :

On a :

$$h_m = \frac{q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_{bci}}{q_{mam}}$$

D'où :

$$h_m = \frac{(0.396 \times -4.45) + (0.099 \times 35.62)}{0.495} = 3.56 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

7.2.6. Humidité absolue du mélange :

On a :

$$\omega_m = \frac{q_{mar} \cdot \omega_i + q_{man} \cdot \omega_r}{q_{mam}}$$

D'où :

$$\omega_m = \frac{(0.396 \times 1.039) + (0.099 \times 7.71)}{0.495} = 2.37 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$\omega_m = 0.00237 \text{ } Kg_e / Kg_{as}$$

8. Détermination des caractéristiques des éléments des centrales de traitement d'air :

8.1. Batterie chaude :

8.1.1. Puissance de la batterie chaude :

Le bilan enthalpique sur la batterie chaude nous donne :

$$P_{BC} = q_{mas}(h_{sb} - h_m)$$

P_{BC} : Puissance de la batterie chaude (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie chaude (KJ/Kg_{as})

L'évolution de la température à l'intérieur de la batterie chaude se fait à humidité absolue constante et la température de sortie étant égale à celle de soufflage, on détermine h_{sb} grâce au logiciel PSYCHRO [10].

8.1.1.1. Cellule intérieure :

On a :

$$T_{sb} = T_s = 89.74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ } g_e/Kg_{as}$$

$$h_{sb} = 296.72 \text{ } KJ/Kg_{as}$$

On aura donc :

$$P_{BC} = 0.495(296.72 - 251.85) = 22.21 \text{ } KW$$

8.1.1.2. Cellule extérieure :

On a :

$$T_{sb} = T_s = 98.72 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$h_{sb} = 307.01 \text{ } KJ / Kg_{as}$$

On aura donc :

$$P_{BC} = 0.495(307.01 - 251.85) = 27.30 \text{ } KW$$

8.1.2. Humidificateur à vapeur

L'évolution de l'air à l'intérieur de l'humidificateur se fait de façon isotherme, jusqu'à atteindre les caractéristique finales de soufflage. L'humidité absolue à l'entrée de l'humidificateur est égale à celle du mélange, vu que l'évolution de l'air à l'intérieur de la batterie chaude se fait à humidité absolue constante.

8.1.2.1. Cellule intérieure :

On a :

$$T_{eh} = T_{sh} = T_{sb} = 89.74 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\omega_{eh} = \omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$\omega_{sh} = \omega_s = 93.64 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$h_{sh} = h_s = 339.24 \text{ } KJ / Kg_{as}$$

$$h_{eh} = h_{sb} = 296.72 \text{ } KJ / Kg$$

a. Puissance de l'humidificateur :

$$P_{HV} = q_{mas}(h_{sh} - h_{eh}) = 0.495(339.24 - 251.87) = 43.25 \text{ } KW$$

b. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur :

$$q_{ve} = q_{mas}(\omega_{sh} - \omega_{eh}) = 0.495(0.09364 - 0.07752) = 0.0079794 \text{ Kg}_e/\text{s}$$

8.1.2.2. Cellule extérieure :

On a :

$$T_{eh} = T_{sh} = T_{sb} = 98.72 \text{ °C}$$

$$\omega_{eh} = \omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

$$\omega_{sh} = \omega_s = 92.93 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

$$h_{sh} = h_s = 348.31 \text{ KJ}/\text{Kg}_{as}$$

$$h_{eh} = h_{sb} = 307.01 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

a. Puissance de l'humidificateur :

$$P_{HV} = q_{mas}(h_{sh} - h_{eh}) = 0.495(348.31 - 307.01) = 20.44 \text{ KW}$$

b. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur :

$$q_{ve} = q_{mas}(\omega_{sh} - \omega_{eh}) = 0.495(0.09293 - 0.07752) = 0.0076279 \text{ Kg}_e/\text{s}$$

8.2. Batterie froide :**8.2.1. Cellule intérieure :****a. Puissance de la batterie chaude intermédiaire :**

$$P_{BC} = q_{mas}(h_{bci} - h_r) = 0.495(35.62 - 29.64) = 2.96 \text{ KW}$$

b. Puissance de la batterie froide :

Le bilan enthalpique sur la batterie froide nous donne :

$$P_{BF} = q_{mas}(h_m - h_{sb})$$

P_{BF} : Puissance de la batterie froide (KW)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

$$P_{BF} = 0.495(3.56 + 13.83) = 8.61 \text{ KW}$$

c. Efficacité de la batterie froide:

$$\varepsilon = \frac{h_m - h_{sb}}{h_m - h_{ADP}}$$

Où :

ε : Efficacité de la batterie froide (%)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

h_{ADP} : Enthalpie spécifique du point de l'apparition de la première gouttelette d'eau (KJ/Kg_{as})

ADP : En anglais "Apparatus dew point" ou apparition du point de rosée et le point qui lie la tangente de la courbe de saturation au point de mélange.

Les deux points se confondent, l'efficacité de la batterie est donc :

$$\varepsilon = 1$$

8.2.2. Cellule extérieure :

a. Puissance de la batterie chaude intermédiaire :

$$P_{BC} = q_{mas}(h_{bci} - h_r) = 0.495(35.62 - 29.64) = 2.96 \text{ KW}$$

b. Puissance de la batterie froide :

Le bilan enthalpique sur la batterie froide nous donne :

$$P_{BF} = q_{mas}(h_m - h_{sb})$$

P_{BF} : Puissance de la batterie froide (KW)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

$$h_{sb} = -11.57 \text{ (KJ}/\text{Kg}_{as})$$

$$T_{sb} = -14.04 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{BF} = 0.495(3.56 + 11.57) = 7.49 \text{ KW}$$

c. Efficacité de la batterie froide:

$$\varepsilon = \frac{h_m - h_{sb}}{h_m - h_{ADP}}$$

Où :

ε : Efficacité de la batterie froide (%)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

h_{ADP} : Enthalpie spécifique du point de l'apparition de la première gouttelette d'eau (KJ/Kg_{as})

ADP : En anglais "Apparatus dew point" ou apparition du point de rosée et le point qui lie la tangente de la courbe de saturation au point de mélange.

$$h_{ADP} = -13.81 \text{ (} KJ/Kg_{as} \text{)}$$

$$T_{ADP} = -16^\circ C$$

D'où :

$$\varepsilon = \frac{3.56 + 11.57}{3.56 + 13.81} = 0.87 = 87\%$$

d. Puissance de la batterie chaude de sortie :

$$P_{BC} = q_{mas}(h_s - h_{sb}) = 0.495(-10.33 + 11.57) = 0.613 \text{ KW}$$

II. Dimensionnement de la CTA pour le volume de contrôle intérieur :

9. Mode refroidissement :

9.1. Point de soufflage :

9.1.1. Débit d'air soufflé

Le taux de brassage recommandé pour cette salle est de 20 vol/h.

On a :

$$t = \frac{q_{vas}}{V}$$

On aura donc :

$$q_{vas} = t \times V = 20 \times 123.2 = 2464.04 \text{ m}^3/\text{heure} = 0.6844 \text{ m}^3/\text{seconde}$$

On en déduit le débit massique de soufflage :

$$q_{mas} = q_{vas} \cdot \rho$$

Ce qui nous donne :

$$q_{mas} = 0.6844 \times 1.1764 = 0.8052 \text{ Kg}_{as}/s$$

Où :

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{vas} : Débit volumique de l'air soufflé (m^3/s)

ρ : Moyenne de la masse volumique entre les températures -15 et 90°C ($\text{Kg}_{as}/\text{m}^3$). [12]

9.1.2. Température de soufflage :

On a :

$$P_{c,i} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T_i = \frac{0.9058}{0.8052 \times 1.008} + 54 = 55.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=55^\circ\text{C}$ ($\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{s}$) [12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^\circ\text{C}$)

9.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage :

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{0.9058}{0.8052} + 303.14 = 304.26 \text{ } \text{KJ}/\text{Kg}_{as}$$

9.1.4. Humidité absolue de soufflage :

On la déduit directement à partir du diagramme de l'air humide. Dans notre cas, on la déduit grâce au calculateur PSYCHRO en introduisant les données de température d'enthalpie spécifique. On trouve :

$$\omega_s = 95.68 \frac{g_e}{Kg_{as}} = 0.09568 \frac{Kg_e}{Kg_{as}}$$

9.2. Point de mélange :

9.2.1. Débit d'air recyclé :

Vu qu'on n'a pas besoin d'un gros volume d'air neuf à l'intérieur de la cellule d'essai, on prévoit donc de recycler 80% de l'air repris de l'intérieur de la cellule, ce qui nous permettra d'avoir un gain d'énergie considérable.

D'où :

$$q_{mar} = 0.8 \times q_{mas} = 0.8 \times 0.805 = 0.644 \frac{Kg}{s}$$

9.2.2. Débit d'air neuf :

On a :

$$q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

D'où :

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 0.805 - 0.644 = 0.161 \frac{Kg}{s}$$

a. Température à la sortie du récupérateur :

L'efficacité thermique du récupérateur choisi est de $\varepsilon = 60\%$.

On a :

$$\varepsilon = \frac{q_{man}(T_r - T_a)}{q_{min}(T_i - T_a)}$$

Sachant que :

$$q_{mas} = q_{man} + q_{mar}$$

et que :

$$q_{mar} < q_{mas}$$

Il vient le débit d'air rejeté et envoyé vers le récupérateur de chaleur correspond à :

$$q_{rej} = q_{mas} - q_{mar}$$

Il apparait que le récupérateur assure l'échange de chaleur entre des débits égaux d'air neuf q_{man} et rejeté q_{rej} .

On conclue que :

$$\varepsilon = \frac{(T_r - T_a)}{(T_i - T_a)}$$

D'où :

$$T_r = \varepsilon(T_i - T_a) + T_a = 0.6 \times (54 - 6) + 6 = 34.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b. Enthalpie à la sortie du récupérateur :

Vu que dans le récupérateur l'échange de chaleur se fait sans échange de masse, donc le taux d'humidité absolue reste le même $\omega_e = \omega_r = 4.6036 \text{ } g^e/Kg_{as}$. Connaissant la température et l'humidité absolue à la sortie du récupérateur, on trouve la valeur de l'enthalpie à l'aide du logiciel PSYCHRO [10]:

$$h_r = 46.81 \text{ } KJ/Kg$$

9.2.3. Température du mélange :

On a :

$$T_m = \frac{q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_r}{q_{mam}} = \frac{(0.644 \times 54) + (0.161 \times 34.8)}{0.805} = 50.16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

9.2.4. Enthalpie du mélange :

On a :

$$h_m = \frac{q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_r}{q_{mam}}$$

D'où :

$$h_m = \frac{(0.644 \times 303.14) + (0.161 \times 46.81)}{0.805} = 251.87 \text{ } KJ/Kg$$

9.2.5. Humidité absolue du mélange :

On a :

$$\omega_m = \frac{q_{mar} \cdot \omega_i + q_{man} \cdot \omega_r}{q_{mam}}$$

D'où :

$$\omega_m = \frac{(0.644 \times 95.75) + (0.161 \times 4.60)}{0.805} = 77.52 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$\omega_m = 0.07752 \text{ } Kg_e / Kg_{as}$$

10. Mode chauffage :**10.1. Point de soufflage :****10.1.1. Débit d'air soufflé**

Le taux de brassage recommandé pour cette salle est de 25 vol/h.

On a :

$$t = \frac{q_{vas}}{V}$$

On aura donc :

$$q_{vas} = t \times V = 20 \times 123.2 = 2464.04 \text{ m}^3/\text{heure} = 0.6844 \text{ m}^3/\text{seconde}$$

On en déduit le débit massique de soufflage :

$$q_{mas} = q_{vas} \cdot \rho$$

Ce qui nous donne :

$$q_{mas} = \frac{0.6844}{0.85} = 0.8052 \text{ Kg}_{as}/s$$

Où :

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

q_{vas} : Débit volumique de l'air soufflé (m^3/s)

ρ : Moyenne de la masse volumique entre les températures -15 et 90°C ($\text{Kg}_{as}/\text{m}^3$) [12]

10.1.2. Température de soufflage :

On a :

$$P_{c,i} = q_{mas} \cdot C_p \cdot \Delta T = q_{mas} \cdot C_p \cdot (T_s - T_i)$$

D'où :

$$T_s = \frac{P_{c,i}}{q_{mas} \cdot C_p} + T_i = \frac{-0.683}{0.805 \times 1.0059} - 7 = -7.84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Où :

$P_{c,i}$: Puissance calorifique du système de compensation coté cellule intérieure (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

C_p : Chaleur spécifique de l'air à $T=-5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{s}$) [12]

T_s : Température de soufflage ($^\circ\text{C}$)

T_i : Température de la cellule intérieure ($^\circ\text{C}$)

10.1.3. Enthalpie spécifique de soufflage :

On la définit à partir de la relation suivante :

$$P_c = q_{mas} \cdot (h_s - h_i)$$

d'où :

$$h_s = \frac{P_c}{q_{mas}} + h_i = \frac{-683}{0.8052} - 4.45 = -5.29 \text{ } \text{KJ}/\text{Kg}_{as}$$

10.1.4. Humidité absolue de soufflage :

On la déduit directement à partir du diagramme de l'air humide. Dans notre cas, on la déduit grâce au calculateur PSYCHRO en introduisant les données de température d'enthalpie spécifique. On trouve :

$$\omega_s = 1.043 \text{ } \text{g}_e/\text{Kg}_{as} = 0.001043 \text{ } \text{Kg}_e/\text{Kg}_{as}$$

10.2. Caractéristique du point de mélange :

10.2.1. Débit d'air recyclé :

Vu que nous n'avons pas besoin d'un gros volume d'air neuf à l'intérieur de la cellule d'essai, on prévoit donc de recycler 80% de l'air repris de l'intérieur de la cellule, ce qui nous permettra d'avoir un gain d'énergie considérable.

D'où :

$$q_{mar} = 0.8 \times q_{mas} = 0.8 \times 0.805 = 0.644 \text{ Kg/s}$$

10.2.2. Débit d'air neuf :

On a :

$$q_{mas} = q_{mar} + q_{man}$$

D'où :

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 0.805 - 0.644 = 0.161 \text{ Kg/s}$$

a. Evaluation de la température à la sortie du récupérateur :

L'efficacité thermique du récupérateur choisi est de $\varepsilon = 60\%$

On a :

$$\varepsilon = \frac{(T_r - T_a)}{(T_i - T_a)}$$

D'où :

$$T_r = \varepsilon(T_i - T_a) + T_a = 0.6 \times (-7 - 35.88) + 35.88 = 10.152 \text{ }^\circ\text{C}$$

b. Enthalpie et de l'humidité absolue à la sortie du récupérateur :

Afin de connaître l'enthalpie à la sortie du récupérateur, on suit les étapes suivantes :

Sur le diagramme de l'air humide, l'air est refroidi suivant une droite horizontale (le taux d'humidité absolue reste le même $\omega_e = 18.83 \text{ } g_e / Kg_{as}$) jusqu'à atteindre la courbe de saturation (Apparition des premières gouttelettes d'eau). On descend le long de la courbe de saturation jusqu'à atteindre la température de sortie du récupérateur qui est de $T_r = 10.152 \text{ }^\circ\text{C}$ où on pourra directement lire les deux constantes recherchées, comme le montre la figure suivante :

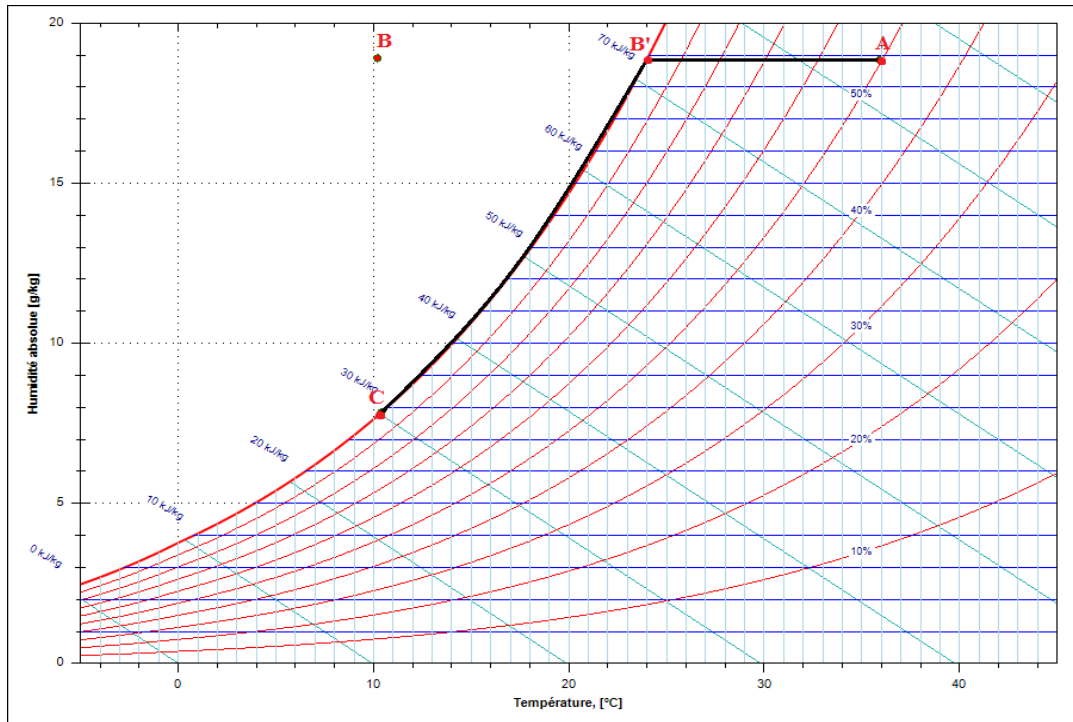


Figure IV.6. Evolution de l'air à l'intérieur du récupérateur de chaleur

$$h_r = 29.64 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

$$\omega_r = 7.71 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

Nous allons procéder à un réchauffage de l'air (à humidité absolue constante), afin de d'éviter la saturation de l'air et l'entraînement des gouttelettes d'eau dans le circuit aéraulique.

10.2.3. Batterie chaude intermédiaire :

Nous allons augmenter la température à l'aide d'une batterie chaude, à humidité constante, jusqu'à atteindre une température de 16°C. Les caractéristiques de ce point sont les suivantes :

$$T_{bci} = 16^\circ\text{C}$$

$$\omega_{bci} = 7.71 \text{ g}_e/\text{Kg}_{as}$$

$$h_{bci} = 35.62 \text{ KJ}/\text{Kg}$$

10.2.4. Température du mélange :

On a :

$$T_m = \frac{q_{mar} \cdot T_i + q_{man} \cdot T_{bci}}{q_{mam}} = \frac{(0.644 \times -7) + (0.161 \times 16)}{0.805} = -2.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

10.2.5. Enthalpie du mélange :

On a :

$$h_m = \frac{q_{mar} \cdot h_i + q_{man} \cdot h_{bci}}{q_{mam}}$$

D'où :

$$h_m = \frac{(0.644 \times -4.45) + (0.161 \times 35.62)}{0.805} = 3.56 \text{ KJ/Kg}$$

10.2.6. Humidité absolue du mélange :

On a :

$$\omega_m = \frac{q_{mar} \cdot \omega_i + q_{man} \cdot \omega_{bci}}{q_{mam}}$$

D'où :

$$\omega_m = \frac{(0.644 \times 1.039) + (0.161 \times 7.71)}{0.805} = 2.37 \text{ } g_e/Kg_{as}$$

$$\omega_m = 0.00237 \text{ } Kg_e/Kg_{as}$$

11. Détermination des caractéristiques des éléments des centrales de traitement d'air :

11.1. Batterie chaude :

11.1.1. Puissance de la batterie chaude :

Le bilan enthalpique sur la batterie chaude nous donne :

$$P_{BC} = q_{mas}(h_{sb} - h_m)$$

P_{BC} : Puissance de la batterie chaude (W)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie chaude (KJ/Kg_{as})

L'évolution de la température à l'intérieur de la batterie chaude se fait à humidité absolue constante ($\omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ } g_e/Kg_{as}$) et la température de sortie étant égale à celle de soufflage ($T_{sh} = T_{sb} = 55.1 \text{ } ^\circ C$), on détermine h_{sb} directement à l'aide du logiciel Psychro [10].

$$h_{sb} = 257.04 \text{ } KJ/Kg_{as}$$

On aura donc :

$$P_{BC} = 0.805(257.04 - 251.87) = 4.15 \text{ } KW$$

11.1.2. Humidificateur à vapeur

11.1.2.1. Détermination des caractéristiques de l'air à la sortie de l'humidificateur :

L'évolution de l'air à l'intérieur de l'humidificateur se fait de façon isotherme, jusqu'à atteindre les caractéristiques finales de soufflage. L'humidité absolue à l'entrée de l'humidificateur est égale à celle du mélange, vu que l'évolution de l'air à l'intérieur de la batterie chaude se fait à humidité absolue constante.

On a donc :

$$T_{eh} = T_{sh} = T_{sb} = 55.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\omega_{eh} = \omega_{sb} = \omega_m = 77.52 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$\omega_{sh} = \omega_s = 95.68 \text{ } g_e / Kg_{as}$$

$$h_{sh} = h_s = 304.26 \text{ } KJ / Kg_{as}$$

$$h_{eh} = h_{sb} = 257.04 \text{ } KJ / Kg$$

11.1.2.2. Puissance de l'humidificateur :

$$P_{HV} = q_{mas}(h_{sh} - h_{eh}) = 0.805(304.26 - 257.04) = 38.01 \text{ } KW$$

11.1.2.3. Débit de vapeur d'eau injecté par l'humidificateur :

$$q_{ve} = q_{mas}(\omega_{sh} - \omega_{eh}) = 0.805(0.09568 - 0.07752) = 0.01462 \text{ } Kg_e / s$$

11.2. Batterie froide :**11.2.1. Puissance de la batterie chaude intermédiaire :**

$$P_{BC} = q_{mas}(h_{bci} - h_r) = 0.495(35.62 - 29.64) = 2.96 \text{ KW}$$

11.2.2. Puissance de la batterie froide :

Le bilan enthalpique sur la batterie froide nous donne :

$$P_{BF} = q_{mas}(h_m - h_{sb})$$

P_{BF} : Puissance de la batterie froide (KW)

q_{mas} : Débit massique de l'air soufflé (Kg_{as}/s)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

On aura donc :

$$P_{BF} = 0.805(3.56 + 12.03) = 12.54 \text{ KW}$$

11.2.3. Efficacité de la batterie froide:

$$\varepsilon = \frac{h_m - h_{sb}}{h_m - h_{ADP}}$$

Où :

ε : Efficacité de la batterie froide (%)

h_m : Enthalpie spécifique de l'air du mélange (KJ/Kg_{as})

h_{sb} : Enthalpie spécifique de l'air humide à la sortie de la batterie froide (KJ/Kg_{as})

h_{ADP} : Enthalpie spécifique du point de l'apparition de la première gouttelette d'eau (KJ/Kg_{as})

ADP : En anglais "Apparatus dew point" ou apparition du point de rosée et le point qui lie la tangente de la courbe de saturation au point de mélange.

$$h_{ADP} = -13.81 \text{ (KJ/Kg}_{as}\text{)}$$

$$T_{ADP} = -16^{\circ}\text{C}$$

D'où :

$$\varepsilon = \frac{3.56 + 12.03}{3.56 + 13.81} = 0.897 = 89.7\%$$

11.2.4. Puissance de la batterie chaude de sortie :

$$P_{BC} = q_{mas}(h_s - h_{sb}) = 0.805(-5.29. +12.03) = 5.42 \text{ KW}$$

Conclusion Générale

Conclusion générale

L'objet de notre travail porte sur la conception d'une chambre calorimétrique utilisée pour évaluer les performances de l'ensemble des climatiseurs ENIEM.

Au cours de cette étude, nous avons veillé à respecter les différentes consignes et conditions dictées par la norme NF EN 14511 [3] et [4] qui imposent :

- Les dimensions des cellules suivant la puissance de l'appareil à tester.
- La vitesse de l'air à l'intérieur de chaque cellule.
- La distance entre les parois du volume de contrôle et celles des cellules.
- L'étude a permis de définir les dimensions suivantes :

Dimensions utiles intérieures de chaque cellule d'essai (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
3555	4800	3555
Dimensions utiles intérieures du volume de contrôle (mm)		
Longueur	Hauteur	Largeur
9480	6200	7110

Tableau V.1 dimensions de la chambre calorimétrique

- Les parois sont constituées de de panneaux sandwichs industriels à âme en polyisocyanurate (PIR) de type frigorifique Coldkit.
- Le plancher est composé de :
 - 10cm de béton armé
 - Imperméabilisant [7]
 - 20cm de Polystyrène expansé
 - une barrière pare-vapeur [8]
 - 10cm de béton armé
 - vide sanitaire réalisé avec les palettes Iglu [6]
 - 50cm de béton de propreté
- La centrale de traitement d'air (CTA) associée permet de maintenir l'air insufflé à des niveaux de température et d'hygrométrie appropriés.

	Cellule intérieure	Cellule extérieure	Volume de contrôle	unités
Pression	101325.00	101325.00	101325.00	[Pa]
Température	89.74	98.72	55.1	[°C]
Humidité rel.	19.05	13.59	85.3	[%]
Humidité abs.	93.4885	92.9393	95.6862	[g/kg]
Enthalpie	339.24	348.31	304.26	[kJ/kg]
Volume spécifique	1.18	1.21	1.07	[m3/kg]
T de rosée	51.4	51.3	51.8	[°C]
T humide	54.0	26.9	52.1	[°C]
Pression Sat	69.4898	96.8723	15.8354	[KPa]
Pression Vap	13.2399	13.1722	13.5096	[kPa]

Tableau.V.2 Caractéristiques des points de soufflage quand l'appareil à tester est en mode refroidissement.

Conclusion générale

	Cellule intérieure	Cellule extérieure	Volume de contrôle	unités
Pression	101325.00	101325.00	101325.00	[Pa]
Température	-15.83	-12.97	-7.84	[°C]
Humidité rel.	90.0	90.0	54.0	[%]
Humidité abs.	0.8468	1.1010	1.0437	[g/kg]
Enthalpie	-13.83	-10.33	-5.29	[kJ/kg]
Volume spécifique	0.73	0.74	0.75	[m ³ /kg]
T de rosée	-17.0	-14.1	-14.7	[°C]
T humide	-16.0	-13.2	-9.6	[°C]
Pression Sat	0.1531	0.1989	0.3143	[KPa]
Pression Vap	0.1378	0.1790	0.1697	[kPa]

Tableau.V.3 Caractéristiques des points de soufflage quand l'appareil à tester est en mode chauffage.

Les différentes évolutions de l'air à travers la CTA sont schématisées dans les diagrammes suivants :

Afin de finaliser cette étude, il est nécessaire de joindre les dimensions du circuit aéraulique pour permettre la réalisation de la chambre calorimétrique. Ces deux points présentent des perspectives fort intéressantes puisqu'elles donnent lieu à une étude expérimentale.

Références :

- [1] ROUQUEROL (J.), WADSO (I.), LEVER (T.) et HAINES (P.). – Chapter 2. Developments in nomenclature. In Handbook of Thermal Analysis and Calorimetry, GALLAGHER (P.) and BROWN (M.) Eds, Elsevier, vol. 5, p. 21-62, Amsterdam (2007).
- [2] Jean ROUQUEROL, Françoise ROUQUEROL, Phillip LLEWELLYN et Renaud DENOYEL. Calorimétrie : principes, appareils et utilisation. Techniques de l'Ingénieur p1202 ; (10/12/2012).
- [3] NF EN 14511-3, Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux — Partie 3 : Méthodes d'essai ; 18 Octobre 2013.
- [4] NF EN 14511-2, Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux — Partie 2 : Conditions d'essai ; 18 Octobre 2013.
- [5] Coldkit, Spécifications Techniques, Panneau industriel, <http://www.coldkit.com/wp-content/uploads/ColdKit-Sp%C3%A9cifications-Techniques-Panneau-Industriel-0512.pdf>
- [6] Daliform Group, Vides sanitaires aérés, IGLÙ, Données Techniques, http://fr.daliform.com/prodotti/download/files/56_4.pdf
- [7] Cossela Dorken, DELTA®-THENE 60, données techniques, http://www.cosella-dorken.com/bvf-ca-fr/products/foundation_residential/waterproofing/products/thene_60.php
- [8] Cossela Dorken, DELTA®-REFLEX, informations techniques, http://www.cosella-dorken.com/bvf-ca-fr/products/vapor_barriers/products/reflex.php
- [9] Document Technique Réglementaire Algérien, D.T.R. C 3-2, Réglementation thermique des bâtiments d'habitation, 10 Décembre 1997.
- [10] Psychro est un logiciel de calcul des caractéristiques de l'air humide. larbighobrinni.free.fr

[11] Station météorologique ONM de Boukhalfa, Tizi-ouzou, publié par Abdellah SBARGOUD, Diagnostic environnemental de la gare routière (pollution atmosphérique par TSP et métaux lourds), Université Mouloud MAMMERRI TIZI-OUZOU - Ingénieur d'état en Ecologie et Environnement 2009, sur le site internet : http://www.memoireonline.com/08/11/4675/m_Diagnostic-environnemental-de-la-gare-routiere-pollution-atmospherique-par-TSP-et-metaux-lourds7.html

[12] Logiciel Refprop, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties ; NIST Standard Reference Database 23, Version 7, Beta version 2/11/02 ; E.W. Lemmon and M.O.McLinden.