

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Mouloud MAMMARI, Tizi-Ouzou



FACULTE DE GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE

# Mémoire de fin d'études

*En vue de l'obtention du diplôme de Master Professionnel*

*En Génie Mécanique*

*Option : Energétique.*

*Spécialité : Froid, Chauffage et Climatisation*

## *Thème*

*Etude et dimensionnement d'un système  
de traitement d'air d'une clinique :  
ATHENA – Constantine.*

*Dirigé par :*

*\* M<sup>R</sup> S. MAKHLOUF*

*Réalisé par :*

*\* M<sup>lle</sup> LOUALI Fatiha*

*Proposé par :*

*\* M<sup>R</sup> N. ELKRERARFI*

**Promotion 2012/2013**

# *REMERCIEMENTS*

Je tiens à exprimer ici ma grande reconnaissance à **Mr S.MAKHLOUF**, Professeur à l'UMMTO, pour m'avoir orientée, conseillée dans toutes démarches concernant la réalisation de ce projet. Je remercie aussi l'ensemble des enseignants du département Génie Mécanique.

J'ai à cœur également de remercier la direction de GLOBAL COLD pour m'avoir donnée l'opportunité de réaliser le présent projet.

Je remercie, Mr N. ELKRERARFI, Chef du département HVAC (GLOBAL COLD), qui m'a suivie durant ce travail et m'a permis d'enrichir ma formation professionnelle.

Mes reconnaissances vont aussi à l'ensemble du personnel de l'entreprise GLOBAL COLD, qui par leur collaboration amicale et leur professionnalisme a contribué à la bonne réalisation de ce projet.

Enfin, mes remerciements vont à messieurs les membres du jury d'avoir accepté d'examiner et de juger mon travail.

# DEDICACES

*Je dédie ce mémoire*

*A mes très chers parents  
qui m'ont prodigué avec amour et patience  
leur précieux réconfort dans le long périple  
de mon cursus de formation*

*A mes sœurs, Djidji, Kathia, Messad, Souhila*

*A mon cher frère Mahrez*

*A mon beau frère Karim*

*A ma très cher adorable nièce Myriam*

*Et à tous mes proches*

*de mon cercle familial et amical,*

*pour leur soutien moral et leurs encouragements.*

*A l'ensemble de mes professeurs*

*qui m'ont nourri de leurs savoir et de leur expériences.*

## *Nomenclature*

L'essentiel des symboles et abréviations utilisés sont présentés ci-après.

<b>Symboles</b>	<b>Significations</b>	<b>Unités</b>
A	Apports calorifiques	W
D	Déperditions calorifiques	W
d	Diamètre	m
d <sub>e</sub>	Diamètre équivalent	m
e	Epaisseur	m
h	Enthalpie spécifique	kJ/kg <sub>gas</sub>
J	Pertes de charge unitaire	Pa
K	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m <sup>2</sup> °C
L	Longueur	m
l	Largeur	m
M	Masse rapportée à la surface des parois	Kg/m <sup>2</sup>
m	Masse	kg
m <sub>ve</sub>	Débit d'eau extrait, Quantité d'humidité dégagée	Kge/s
N	Nombre de changement d'air	h <sup>-1</sup>
P	Puissance, Pression	W, atm
p	Périmètre	m
Q	Charge calorifique, Frigorifique	W
Q <sub>l</sub>	Charge Latente	W
Q <sub>s</sub>	Charge Sensible	W
q <sub>m</sub>	Débit massique	Kg/s
q <sub>v</sub>	Débit volumique	m <sup>3</sup> /h
R	Résistance thermique	m <sup>2</sup> °C/W
S	Surface	m <sup>2</sup>
T	Température	°C
V	Volume	m <sup>3</sup>
v	Vitesse	m/s
ν	Volume spécifique	m <sup>3</sup> /kg <sub>gas</sub>
X, ω <sub>e</sub>	Teneur en eau	Kge/kg <sub>gas</sub>
Y	Taux d'induction d'air	%
λ	Conductivité thermique	W/m°C
ΔH	Perte de charge	Pa
ΔP	Pression manométrique (statique et dynamique)	Pa
ΔT	Différence de température	°C
ρ	Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
Φ	Flux de chaleur	W
φ, HR	Humidité relative	%
η	Rendement	%
ξ	Coefficient des pertes de charges singulières	-
CLTD <sub>c</sub>	Différence de température corrigée	-
SHFG	Facteur du rayonnement solaire	W/m <sup>2</sup>
S <sub>c</sub>	Facteur d'ombre	-

CLF	Facteur d'amortissement	-
SHG	Puissance sensible dégagée par occupant	W
LHG	Puissance latente dégagée par occupant	W
$\tau$	Taux de brassage	Vol/h

## Indices

Indices	Signification
a	Air
ah	Air humide
an	Air neuf
ar	Air recyclé
rext	Air extrait
BC	Batterie chaude
BF	Batterie froide
CTA	Centrale de traitement d'air
d	Diamètre, dynamique
e	Extérieur, Eau, Equivalent
éc :	Eclairage
f	Frigorifique
g	Global
h	Humide
HV	Humidificateur à vapeur
i	Intérieur
inf	Infiltration
L	Latente, Linéaire
m	Massique, moyen, mélange, machine
occ	Occupant
Pi	Parois intérieur
Pe	Parois extérieur
r	Rosé, renouvellement
S	Soufflage, sensible, sèche
T	Total
u	Utile
v	Volume, vitrage, ventilateur, vapeur

# SOMMAIRE

<b>Introduction générale</b> .....	1
------------------------------------	---

## **Chapitre I : Généralités et définitions.**

I.1 Conditionnement d'air.....	2
I.2 Zones de confort thermique.....	2
I.3 Paramètres de l'air humide.....	4
I.3.1 Température.....	4
a) Température sèche (Ts).....	4
b) Température de rosée (Tr).....	4
c) Température humide (Th).....	4
I.3.2 Humidité relative.....	4
I.3.3 Teneur en eau.....	5
I.3.4 Volume spécifique.....	5
I.3.5 Enthalpie spécifique.....	5
I.4 Cas de salles blanches.....	5
I.4.1 Définition.....	5
I.4.2 Domaine d'utilisation.....	5
I.4.3 Classification.....	6
I.4.4 Conception.....	8
a) Filtration de l'air.....	9
b) Taux de brassage.....	9
c) Diffusion d'air.....	9
d) Cascade de pression « Surpression ».....	9

## **Chapitre II : Données et calculs préliminaires**

II.1 Données relatives au site.....	10
II.1.1 Architecture du bâtiment.....	10
II.1.2 Implantation géographique.....	10
II.2 Données de base thermodynamique.....	10
II.2.1 Conditions intérieures.....	10
II.2.2 Conditions extérieures.....	11
II.3 Démarches préliminaire.....	13
II.3.1 Caractérisation des différentes pièces.....	13
a) Plans des locaux.....	13
b) Composition des distincts murs et parois.....	13
c) Evaluation des coefficients de transmission globaux.....	15

### **Chapitre III : Déperditions thermiques**

III.1 Formule générale.....	19
III.2 Evaluation des déperditions de base.....	19
III.2.1 Pertes par transmission.....	20
a. Surfaiques.....	20
b. Linéique.....	21
III.2.2 Pertes par infiltration.....	21
III.2.3 Pertes par renouvellement d'air.....	23
III.3 Résultats obtenus des différentes déperditions calorifiques.....	24

### **Chapitre IV : Apports calorifiques.**

IV.1 Gains calorifiques dues au milieu externe .....	47
IV.1.1 Gains calorifiques par les parois internes.....	48
IV.1.2 Gains par les parois externes.....	48
a) A travers les parois opaques.....	48
b) A travers le vitrage.....	50
b-1) Apports par transmission.....	50
b-2) Apports par ensoleillement.....	50
c) A travers les portes.....	51
d) A travers les ponts thermiques.....	51
IV.1.3 Apports par infiltration et ventilation.....	52
a) Par infiltration.....	52
b) Par ventilation	
IV.2 Apports calorifiques intérieurs.....	54
IV.2.1 Apports dus aux occupants.....	54
IV.2.2 Apports dus aux machines.....	55
IV.2.3 Apports dus à l'éclairage.....	55
IV.3 Calculs des masses surfaiques des parois extérieures.....	56
IV.4 Résumés des valeurs des gains.....	57

## Chapitre V : Evolution de l'air dans la centrale de Traitement d'air

V.1 Centrale de traitement d'air.....	71
V.1.1 Filtration de l'air.....	72
a- Définition.....	72
b- Fonctions.....	72
c- Particularités.....	72
d- Différents types de filtres.....	73
e- Normes de classification des filtres de moyenne, haute et très haute efficacité .....	73
f- La chaine de filtration.....	75
V.1.2 La surpression.....	75
a. Interprétation.....	75
b. Le but.....	75
c. La cascade de pression.....	76
d. L'obtention de la surpression.....	76
V.1.3 Le taux de brassage.....	79
V.1.4 La diffusion de l'air.....	80
a- La diffusion par flux non unidirectionnel.....	81
b- La diffusion par flux unidirectionnel.....	81
V.2 Les différents débits d'air.....	84
V.2.1 Débit d'air neuf.....	84
V.2.2 Débit d'air soufflé.....	84
V.2.3 Débit d'air mélangé.....	85
V.2.4 Application en saison hivernale.....	87
V.2.5 Application en saison estivale.....	92

## Chapitre VI : Calculs aérauliques

VI.1 Etablir un réseau aéraulique .....	102
VI.1.1 Evaluation des grandeurs des conduits .....	102
VI.1.2 Les vitesses préconisées.....	103
VI.1.3 Les débits d'air soufflés dans chaque salle.....	104
VI.2 Récapitulatifs des diverses sections et vitesses.....	105
VI.2.1 Réseau de soufflage.....	105
VI.2.2 Réseau de reprise.....	107
VI.3 Calcul des pertes de charges.....	114
VI.3.1 Les pertes de charges réparties.....	114
VI.3.2 Les pertes de charges singulières.....	115
VI.3.3 Les pertes de charges totales.....	115
VI.4 Résumés des pertes de charges totales de chaque réseau.....	116

VI.4.1 Réseaux de soufflages.....	116
VI.4.2 Réseaux de reprises.....	122
VI.5 Equilibrage des réseaux.....	129
VI.5.1 Procédé.....	129
VI.5.2 Les organes d'équilibrage.....	129
a) Détermination de la perte de charge à produire.....	129
b) Sélection des organes .....	129

## **Chapitre VII : Choix des différents équipements**

VII. 1 Les éléments de la centrale de traitement d'air.....	132
VII.1.1 Les éléments utiles des CTA.....	133
VII.2 Détermination des caractéristiques des éléments des CTA.....	134
VII.2.1 Batterie froide.....	134
VII.2.2 Batterie chaude.....	137
VII.2.3 Humidificateur à vapeur.....	138
VII.2.4 Ventilateurs.....	139
VII.3 Choix des centrales de traitement d'air.....	142
VII.4 Choix des éléments de diffusion et de reprise.....	144
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>145</b>

## *Présentation de l'organisme d'accueil*



### **GLOBAL COLD**

GLOBAL COLD est une EURL au capital de 1 000.000 DZA, son siège est situé à DRARIA (ALGER).

Fondée en 2007 par un jeune ingénieur diplômé, GLOBALCOLD est une société spécialisée dans le domaine du froid et de la climatisation (Etude, Installation et Maintenance).

Les perspectives de développement de GLOBAL COLD l'ont poussée à étendre son champ d'action à d'autres activités secondaires, à savoir:

- Installation d'électricité Bâtiment
- Système Détection et Protection Incendie
- Réseau informatique
- Ventilation et Désenfumage
- Plomberie Sanitaire et Evacuation.

# ***INTRODUCTION GENERALE***

Dans les installations industrielles, les laboratoires, les blocs opératoires, la notice de « Propreté » obéit à des normes techniques, technologiques (et de confort) précises et rigoureuses. Des organismes officiels sont, à cet égard, chargés de contrôler la conformité de ces lieux à ces normes et aux exigences des règles sanitaires et d'hygiène.

Le présent projet s'effectue dans cette démarche. Il s'agit, en effet, d'étudier et dimensionner des systèmes de traitement d'air, pour des blocs opératoires, et salles avoisinantes d'un établissement hospitalier (Clinique Anti Cancer). Ces systèmes seront autonomes pour éviter toute pénalisation des autres salles en cas de panne.

Ces blocs opératoires doivent répondre à la qualification de « Salle Propre » dans lesquelles la concentration particulaire est maîtrisée par des moyens nature à minimiser la génération, l'introduction ou la rétention des particules nocives. A cet effet, des paramètres objectifs mesurables seront placés sous contrôles, tels :

- La température,
- Le taux d'humidité,
- La pression relative
- Le taux d'empoussièrement

C'est dans ce cadre précis que s'inscrit ce travail, qui est mené selon le plan suivant : Après une étude bibliographique et généralités sur les salles blanches dans le premier chapitre, on recense les données de base nécessaire, et on effectue les calculs préliminaires (Chapitre II). En suite, on établit le bilan thermique hivernal (Chapitre III), puis le bilan thermique estival, dans le chapitre IV. L'étude du traitement d'air est décrite au chapitre V, on calcule les réseaux de gaines de distribution d'air dans le chapitre VI. Enfin, le chapitre VII, fait l'objet de dimensionnement des centrales de traitement d'air et des différents composants.

On termine ce modeste travail par une conclusion générale.

## Chapitre I : Généralités et définitions.

Depuis que l'Homme existe, sa pensée s'orientait vers l'invention de moyen lui permettant de vaincre le manque de confort thermique en procédant à l'amélioration des moyens de chauffe.

En 1902, le conditionnement d'air proprement dit a pris naissance sous l'impulsion de W-H- CARRIER. Depuis lors, il est utilisé quasiment partout et couvre de nombreuses applications aussi bien industrielles que domestiques.

### I.1 Conditionnement d'air

Le conditionnement de l'air est la technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussière, etc...) d'un local pour des raisons de confort (bureaux,...) ou pour des raisons technique (laboratoires médicaux, blocs opératoires,...).

En règle générale, les principales caractéristiques modifiées, contrôlées ou régulées sont :

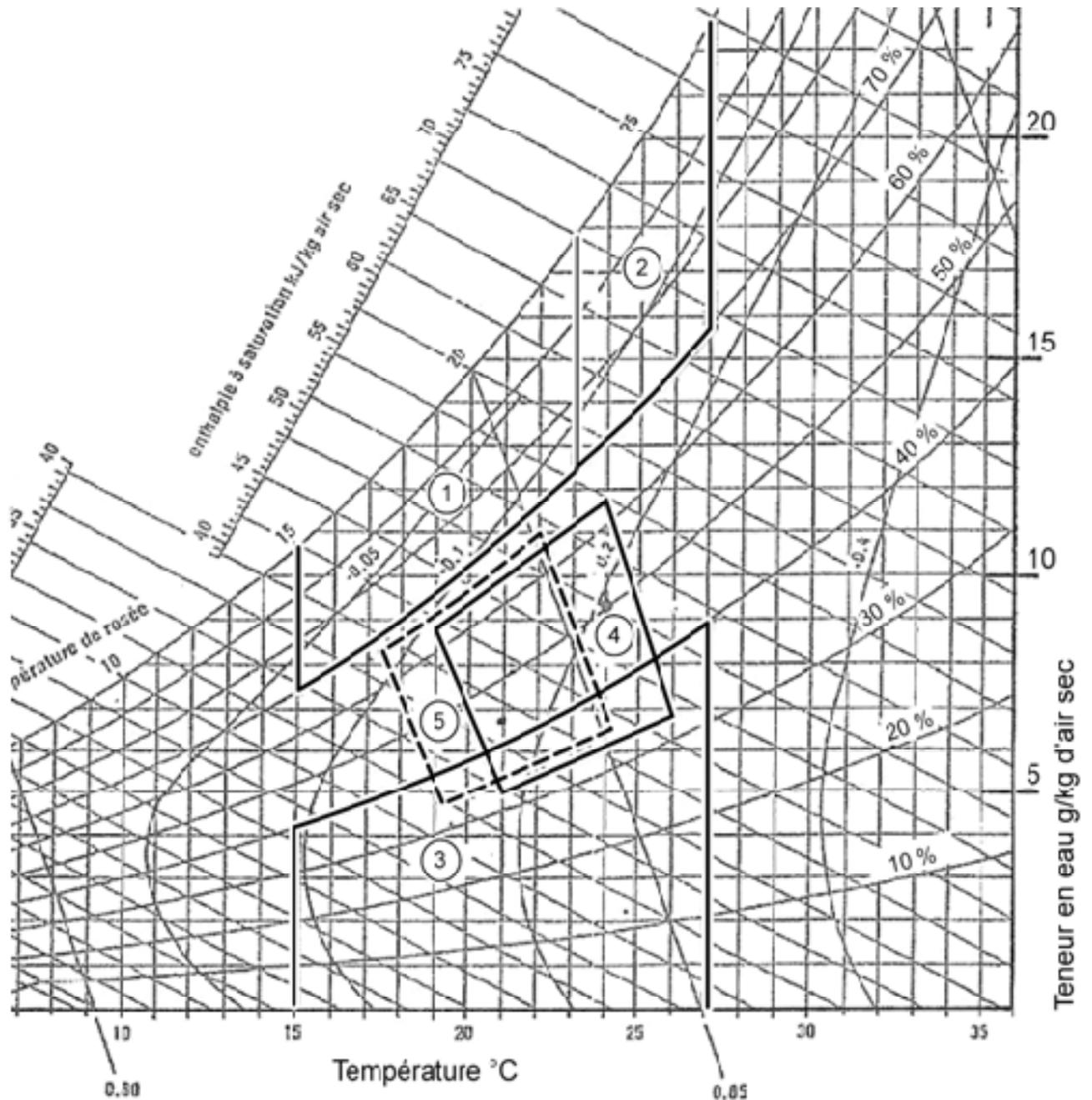
- La température sèche de l'air ;
- Le degré d'humidité (l'abondance d'humidité ambiante crée une sensation de gêne et d'étouffement même si la température est modérée).
- Le mouvement de l'air : sa vitesse, sa direction et son renouvellement
- La filtration et la purification.
- Le niveau sonore.

### I.2 Zones de confort thermique

Le confort est une notion subjective. Une ambiance donnée peut satisfaire un individu et pas nu autre. En effet, le confort dépend de nombreux facteurs en dehors de l'ambiance elle-même. Ces facteurs sont : la santé, l'âge, la façon dont on est vêtu, les habitudes, l'état psychologique du moment, etc.

Il est donc presque utopique d'espérer satisfaire la totalité des individus se trouvant dans une même enceinte climatisée. Dans la littérature spécialisée, à partir du diagramme psychométrique, on trouve des zones de confort « été » et « hiver ».

Ces zones sont représentées dans la figure suivante :



**Figure I.1 :** Diagramme représentant les zones de confort.

- Les zones 1 et 2 de la figure I.1 sont très inconfortables du fait de l'excès d'eau. Ce type d'ambiance est plus propice au développement des champignons et des moisissures.
- La zone 3 tend à provoquer le dessèchement des muqueuses, elle est donc aussi inconfortable.
- Le polygone 4 correspond à la zone de confort « été ».
- Le polygone 5 correspond à la zone de confort « hiver ».

### I.3 Paramètres de l'air humide

L'air environnant est considéré comme un mélange de gaz parfaits, et nous utiliserons donc la loi de Dalton qui nous dit que : « *la pression, l'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie d'un mélange de gaz parfaits sont respectivement égales à la somme des pressions partielles, des énergies internes partielles, des enthalpies partielles et des entropies partielles qu'auraient les gaz constituants s'ils occupaient seuls le volume total à la température du mélange* » ; soit :

- Pression :  $P_{ah} = P_{as} + P_v$
- Enthalpie :  $H_{ah} = H_{as} + H_v$
- Volume :  $V_{ah} = V_{as} = V_v$
- Température :  $T_{ah} = T_{as} = T_v$

L'air sec est essentiellement composé d'azote (78%), et de 21% d'oxygène, ainsi que d'autre gaz à des proportions faibles tels que l'argon, le CO<sub>2</sub>, le CO, ...

#### I.3.1 Température

##### a) Température sèche (Ts)

C'est la température de l'air indiquée par simple lecture sur un thermomètre ordinaire dont le bulbe est parfaitement sec.

##### b) Température de rosée (Tr)

Il s'agit de la température pour laquelle l'air devient saturé pour la pression de vapeur d'eau  $P_v$  considérée. La température de rosée représente encore la température de saturation à humidité spécifique constante.

##### c) Température humide (Th)

C'est la température mesurée à l'aide d'un thermomètre légèrement ventilé et entouré d'un chiffon imbibé d'eau.

#### I.3.2 Humidité relative

Il s'agit du rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air et la pression de saturation de cette vapeur d'eau à la température T.

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{sat}(T)} \quad (I.1).$$

Elle est généralement exprimée en pourcentage. Une hygrométrie de 100% correspond à la saturation, par contre, une hygrométrie de 0% correspond à un air totalement sec.

### I.3.3 Teneur en eau

Teneur en eau ou bien humidité absolue/ spécifique. On définit la teneur en eau comme le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans l'air humide sur la masse d'air sec.

$$\omega = \frac{M_v}{M_{as}} \quad (I.2).$$

### I.3.4 Volume spécifique

Il représente le volume occupé par un kilogramme d'air. Il est noté ( $V_s$ ) et s'exprime en  $m^3/kg$  d'air.

### I.3.5 Enthalpie spécifique

L'enthalpie caractérise l'énergie thermique par kilogramme d'air. Par convention, l'enthalpie de l'air totalement sec à  $0^\circ C$  est nulle. Elle est notée  $h$  et s'exprime en kilojoules par kilogramme d'air sec ( $kJ/kg$ ).

## I.4 Cas de salles blanches

### I.4.1 Définition

La salle blanche est une salle dans laquelle la concentration des particules en suspension dans l'air est maîtrisée et qui est construite et utilisée de façon à minimiser l'introduction, la production et la rétention des particules à l'intérieur de la pièce, et dans laquelle d'autres paramètres pertinents, tels que la température, l'humidité et la pression sont maîtrisés comme il convient.

Différents termes sont utilisés pour désigner les salles blanches, comme :

- Salle propre,
- Salle ou zone à contamination maîtrisée,
- Salle ou zone à empoussièrement contrôlé,
- Salle microbiologiquement maîtrisée (essentiellement l'industrie agroalimentaire).

### I.4.2 Domaines d'utilisation

La technologie des salles propres constitue plus que jamais une réponse incontournable aux industries qui ont à lutter contre toutes formes de contamination (particulaire, microbiologique, moléculaire) pour des raisons de sécurité, de productivité, de conformité réglementaire, de fiabilité, voire même de marketing.

Selon les besoins spécifiques de chaque secteur d'activité, les utilisateurs s'équipent de zones à contamination maîtrisée plus ou moins importantes, exigeantes ou singulières. Chacun doit répondre aux contraintes liées à son activité en s'appuyant sur de nombreux textes : normes, réglementation, recommandations...

Parmi les secteurs d'activité concernés, on cite :

- Industrie de la santé : Pharmaceutique, Dispositifs médicaux « implants, prothèses,... », Cosmétique, chimie fine.

La filière pharmaceutique et les industries apparentées disposent de leurs propres recommandations : les BFP « Bonnes Pratiques de Fabrication » qui fixent notamment des classes de propreté à atteindre selon le niveau d'activité.

- Hospitalier : Salles d'opérations, zones à risques des plateaux technique, pharmacie et stérilisation hospitalière...

Le secteur hospitalier dispose depuis 2003 de la norme NF S90-351.

- Agroalimentaire : Produits laitiers, viennoiseries,...

### **I.4.3 Classification**

L'élément le plus important est la quantité de poussière par unité de volume et c'est le seul paramètre contrôlé pour certaines salles blanches aux critères plus souples.

On classifie les salles blanches suivant le nombre de particules par unité de volume. Le standard traditionnel *US FED STD 209E* utilisait les pieds cube mais il est remplacé par le standard *ISO 14644-1* exprimé en mètres cube qui correspond à la norme européenne.

Toutes ces mesures se font à l'aide d'un appareil de mesure : le compteur de particules qui va compter le nombre de particules dans un volume donné et donc déterminer la classe de la salle blanche.

Classe ISO	Classe FS 209	Concentration maximale en nombre de particules pour les niveaux				Utilisation recommandée
		0.5µm		5µm		
		m <sup>3</sup>	Ft <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>	Ft <sup>3</sup>	
3	1	35	1	-	-	
4	10	353	10	-	-	
5	100	3 530	100	-	-	" Bloc à flux laminaire " où sont pratiquées des opérations à risque.
6	1 000	35 300	1 000	247	7	
7	10 000	353 000	10 000	2 470	70	Bloc conventionnel
8	100 000	3 530 000	100 000	24 700	700	Conditionnement en stérilisation

**Tableau I.1** : Norme américaine FS209 et ISO pour la classification des salles à empoussièrement contrôlé.

Par contre la norme française NF S90-351 a mis en avant un concept important qui est celui des zones à risques pour le secteur hospitalier.

Par définition, une zone à risque de bio contamination est un lieu défini et délimité dans lequel les sujets et/ou les produits particulièrement vulnérables à la contamination.

Pour chaque projet de conception, neuf ou rénovation, il appartient aux responsables de la lutte contre les infections (CLIN) de mener à bien une analyse de risques afin de définir le niveau d'exigence requis pour chaque zone ou salle à traiter.

- **Exemples de zones à risques généralement rencontrés**

La connaissance des actes qui seront pratiqués, les profils des patients, les protocoles,...permettent aux futurs utilisateurs de classer avec pertinence leurs locaux.

- **Exemples des salles généralement classées en risque 4 (*très haut risque infectieux*)**

Orthopédie, ophtalmologie, immunodéprimés, greffe, grands brûlés, neurologie, cardiologie.

- **Exemples des salles généralement classées en risque 3 (*haut risque infectieux*)**

Obstétrique, réanimation, vasculaire, digestif, endoscopie.

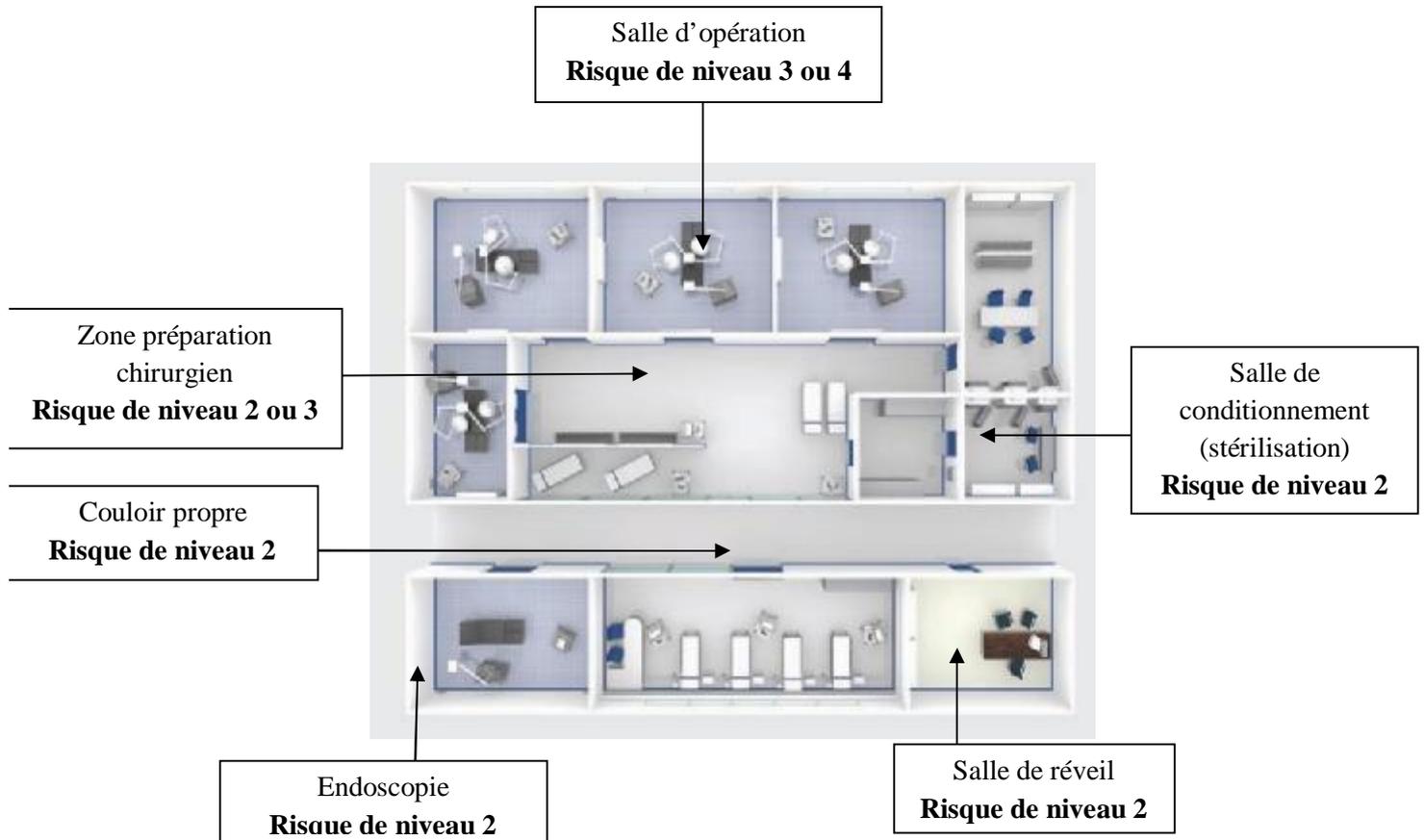
- **Exemples des salles généralement classées en risque 2 (*risque infectieux moyen*)**

Salle de réveil, salle de conditionnement, de stérilisation, urgences, salle de travail.

		Classe particulière de la zone à protéger /m3 (>0.5µm)	Niveau de classe de cinétique de décontamination particulière à 0.5µm
<b>Zone 4</b>	ISO 5	□ 3500	CP 10
<b>Zone 3</b>	ISO7	□ 350.000	CP 20
<b>Zone 2</b>	ISO8	□ 3500.000	CP 20
<b>Zone</b>		Locaux non spécifiques	

**Tableau I.2** : Norme NF S90-351 pour la classification des zones à risques.

- **Exemples de classification**



**Figure I.2** : Exemples de classification des zones à risque dans les blocs opératoires.

#### I.4.4 Conception

La conception d'une salle propre doit prendre en compte les exigences de quatre paramètres :

- La filtration de l'air.
- Le taux de brassage.
- La diffusion d'air.
- Les cascades de pression.

**a) La filtration de l'air**

La filtration de l'air assure la bonne qualité de l'air introduit dans la salle ou rejeté à l'extérieur (cas des locaux confinés).

**b) Le taux de brassage**

Le taux de brassage est le rapport entre le débit d'air soufflé et le volume de la zone considérée.

En salle propre, il est très largement supérieur aux taux généralement utilisés en climatisation de confort.

**c) La diffusion d'air**

Le choix d'une bonne diffusion d'air permet d'assurer l'évacuation correcte de la contamination. Elle permet également de s'affranchir de phénomènes indésirables comme les transferts d'air pollué vers la zone sensible. Deux types de flux d'air ont une définition normalisée NF ISO 14644-6 :

- Flux d'air non unidirectionnel, également qualifié de turbulent. Généralement utilisé pour les ISO 8 à ISO 6.
- Flux d'air unidirectionnel, communément appelé laminaire. Généralement utilisé pour les ISO 5 et moins.

**d) Cascade de pression « Surpression »**

Les cascades de pression évitent les introductions d'air non filtré (en provenance de l'extérieur) dans la salle propre. Très souvent, un minimum de 15 Pa de surpression doit être maintenu entre les différents locaux adjacents, depuis le plus propre jusqu'au « moins propre », et ce, quelque soit le niveau d'étanchéité de l'enceinte. A l'inverse, les zones confinées doivent être maintenues en dépression.

## Chapitre II : Données et calculs préliminaires

Le présent chapitre a pour objet de déterminer les différents paramètres, dits de base, intervenant dans les divers bilans ainsi que le dimensionnement des installations de traitement d'air ou de chauffage et climatisation.

Ces paramètres de base sont de deux types :

- Paramètres concernant le site.
- Paramètres de base thermodynamiques intérieures et extérieures.

### II.1 Données relatives au site

Afin de pouvoir dimensionner une installation de traitement d'air, il est nécessaire de connaître certains paramètres se rapportant au bâtiment, tels que :

- L'architecture du bâtiment.
- Son implantation géographique.

#### II.1.1 Architecture du bâtiment

Le bâtiment est une annexe de la clinique ATHENA de CONSTANTINE. Il est conçu en six niveaux : deux sous-sols, un rez-de-chaussée, deux étages et une terrasse.

#### II.1.2 Implantation géographique

D'après l'office nationale de la météorologiques de DAR EL BEIDA, la clinique ATHENA, zone ZOUAGHI, ville de CONSTANTINE, est implantée dans une région appartenant à la zone climatique B.

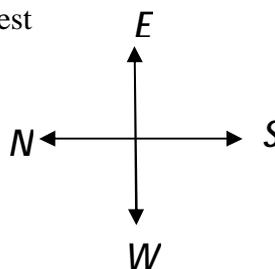
Lieu : ZOUAGHI, ville de CONSTANTINE, wilaya de CONSTANTINE.

Latitude : 36°22' Nord

Longitude : 6°37' Est

Zone urbaine

Orientation : Entrée principale orientée vers l'Ouest



### II.2 Données de base thermodynamique

#### II.2.1 Conditions intérieures

Les conditions intérieures des milieux hospitaliers sont difficiles à définir. En effet, ce type de climatisation sert essentiellement de créer à l'intérieur des blocs opératoires des conditions optimales obéissant à des normes techniques, technologiques (et de confort) précises et rigoureuses.

Les paramètres agissant sur le confort thermique et sur l'activité dans les blocs opératoires sont :

- La pureté et la filtration de l'air
- La surpression
- La température de l'air
- Le degré hygrométrique
- Le mouvement de l'air

Dans se présent projet, il est préconisé, selon le cahier de charge, de garantir les conditions suivantes :

	Période estivale		Période hivernale		Surpression/Dépression
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	
<b>Blocs opératoires</b>	23 ± 2	50	23 ± 2	50	+ 15 Pa
<b>Salles de lavage, morgue, ...</b>	23 ± 2	/	23 ± 2	/	-10 Pa
<b>Autres salles</b>	24 ± 2	50	20	50	0 Pa

**Tableau II-1** : Conditions intérieures de base.

## II.2.2 Conditions extérieures

L'établissement des bilans thermique frigorifique (en été) ou calorifique (en hiver), et le dimensionnement des équipements adéquats nécessitent la connaissance des effets des évolutions climatiques extérieures (température, humidité, vent, rayonnement,...).

On désigne par le climat, le comportement moyen du temps en un lieu ou en un territoire pour une certaine période de l'année tel qu'il résulte d'observation étalées sur plusieurs dizaines d'années. Par exemple, en Algérie le mois de Janvier est le mois le plus froid, alors que mois d'aout est le mois le plus chaud.

### § Période hivernale

La température extérieure qui intervient dans le calcul du bilan calorifique est la température moyenne enregistrée sur un certain nombre d'années.

Si on considère la plus basse température, cela conduira à un surdimensionnement inutile de l'installation, vu quelle est rarement atteinte.

D'après l'office national de la météorologie de DAR EL BEIDA, les valeurs moyennes de la température, du degré hygrométrique et de la vitesse du vent de ces dix (10) dernières années sont :

- Température sèche :  $t_s = 0$  °C.
- Température humide :  $t_h = -1.12$  °C.
- Humidité relative : HR = 80%.
- Vitesse moyenne du vent :  $V_m = 7.6$  m/s.

### § Période estivale

Les températures données par les services météorologiques, correspondent aux températures du mois d'aout d'un jour donné heure par heure.

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h	17h-18h
<b>T (°C)</b>	30.50	32.90	34.50	35.70	40.00	38.60	38.20	38.00	37.50	37.00
<b>HR (%)</b>	41	43	44	45	39	39	42	45	42	42
<b>V (m<sup>3</sup>/kg)</b>	0.8752	0.8854	0.8923	0.8978	0.9089	0.9066	0.9067	0.9077	0.9037	0.9029
<b><math>\omega_e</math> (<math>\frac{g_e}{kg_{as}}</math>)</b>	11.19	13.50	15.49	16.58	20.25	16.82	17.76	18.85	17.08	16.89

**Tableau II-2** : Conditions extérieures de base pour la période estivale.

- Vitesse moyenne du vent :  $V_m = 3.14$  m/s

## II.3 Démarches préliminaires

### II.3.1 Caractérisation des différentes pièces

#### a) Plans des locaux

Dans le présent travail, nous étudierons les locaux du premier sous sol, où se trouve deux blocs opératoires, et ceux du rez de chaussé (composé de 24 pièces), qui sont représentés sur les plans de masse sis après (fin du chapitre).

#### b) Composition des distincts murs et parois

La conception du bâtiment fait appel à une gamme de matériaux parmi les produits disponibles sur le marché national.

§ Les murs extérieurs qui représentent les façades principales du bâtiment sont de quatre types:

- Des murs en double cloison d'épaisseur de 35 cm et de hauteur d'étage de 3 m. Ils sont constitués de briques creuses de 15 cm de l'extérieur et celles de 10 cm de l'intérieur, ces deux cloisons sont séparées par une lame d'air de 5 cm d'épaisseur. De l'extérieur, les murs sont couverts d'une couche de mortier de ciment de 1 cm d'épaisseur et d'une couche de crépis de 1 cm d'épaisseur. De l'intérieur d'une couche de mortier de ciment de 1 cm d'épaisseur et d'une autre couche de plâtre (enduit) de 2 cm d'épaisseur.
- Des murs en simple cloison d'épaisseur de 20 cm. Composés de briques creuses de 15 cm d'épaisseur couvertes de part et d'autre d'une couche de mortier de ciment de 1 cm, et d'une couche de crépis de 1 cm du coté externe, et d'une autre de plâtre de 2 cm du coté interne.
- Des murs en béton d'épaisseur de 23 cm. Ils sont constitués de béton plein de 20 cm d'épaisseur. De l'extérieur d'une couche de crépis de 1 cm. De l'intérieur d'une couche de plâtre de 2 cm. Et d'une couche de plomb de 0.2 cm d'épaisseur du coté intérieur pour les salles de radiologie.

§ Les murs intérieurs sont en simple cloison de 16 cm d'épaisseur, ils sont constitués de briques creuses de 10 cm d'épaisseur, couvert par une couche de mortier de ciment de 1 cm et d'une couche de plâtre de 2 cm d'épaisseur des deux cotés.

§ Une façade de type KAWNEER 1202, qui est une solution de haute gamme pour la réalisation de grandes façades vitrées en aluminium. Elle a été conçue pour répondre aux exigences thermiques les plus élevées, elle permet d'obtenir un coefficient d'échange global  $U \leq 2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . [5]

Dans le tableau qui suit, nous mentionnerons les différents composants de chaque paroi, leurs épaisseurs, la valeur de leurs conductivités thermique, leurs masses volumiques ainsi que leurs masses surfaciques et les résistances thermique correspondantes. [1]

Désignation	Composition	Epaisseur e (m)	Conductivité thermique $\lambda$ (W/m°C)	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Masse surfaccique $m_s$ (kg/m <sup>2</sup> )	Resistance utile (m <sup>2</sup> °C/W)
Mur à double cloison (Ext)	Crépis ext	0.01	0.84	3800	38	0.012
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Briques creuses	0.15	0.48	900	135	0.313
	Lame d'air	0.05	/	1	0.05	0.16
	Briques creuses	0.10	0.48	900	90	0.208
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Enduit plâtre	0.02	0.35	875	17.5	0.057
Mur simple cloison (ext)	Crépis ext	0.01	0.84	3800	38	0.012
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Briques creuses	0.15	0.48	900	135	0.313
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Enduit plâtre	0.02	0.35	875	17.5	0.057
Mur en béton (ext)	Crépis ext	0.01	0.84	3800	38	0.012
	Béton plein	0.2	1.4	2350	470	0.143
	Enduit plâtre	0.02	0.35	875	17.5	0.057
	Plomb	0.002	35	11340	22.68	0.057x10 <sup>-4</sup>
Mur simple cloison (int)	Enduit plâtre	0.02	0.35	875	17.5	0.057
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Briques creuses	0.10	0.48	900	135	0.208
	Mortier de ciment	0.01	1.4	2200	22	0.007
	Enduit plâtre	0.02	0.35	875	17.5	0.057

**Tableau II-3** : Caractéristiques des différents matériaux de construction utilisés.

### c) Evaluation des coefficients de transmission globaux [1]

Le coefficient de transfert thermique, appelé aussi coefficient de transmission thermique surfacique, est un flux thermique au travers d'une surface d'échange. Il permet de calculer l'intensité de l'énergie échangée par unité de surface et unité de temps en fonction de la différence de température de part et d'autre de la surface d'échange.

- **Coefficient de transmission surfacique**

Soit une paroi (un mur par exemple) homogène et isotrope, de surface ( $S$ ), d'épaisseur ( $e$ ) et de conductivité thermique ( $\lambda$ ) constante séparant deux atmosphères (intérieure et extérieure).

La chaleur est transférée entre le milieu intérieur de température ( $T_i$ ) et d'un coefficient d'échange superficiels ( $h_i$ ), et le milieu extérieur de température ( $T_e$ ) et d'un coefficient d'échange superficiel ( $h_e$ ), à travers la paroi.

L'expression du flux de chaleur qui passe à travers cette paroi, en régime permanent, où  $T_e > T_i$ , s'écrit comme suit :

Le transfert se fait par rayonnement et par convection du milieu intérieur à la surface de la paroi, exprimé par :

$$\phi = h_i S (T_i - T_{pi}) \quad (\text{II-1}).$$

Ce même transfert se produit par conduction à travers la paroi. Il est donné par la relation suivante :

$$\phi = \lambda \frac{S}{e} (T_{pi} - T_{pe}) \quad (\text{II-2}).$$

Ce flux sera transmis ensuite au milieu extérieur par rayonnement et convection:

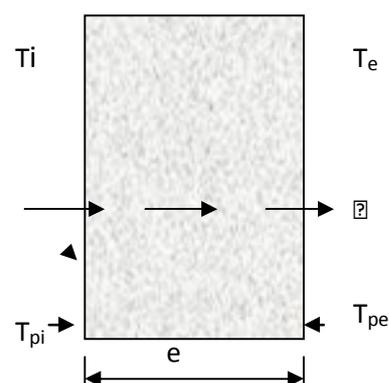
$$\phi = h_e S (T_{pe} - T_e) \quad (\text{II-3}).$$

Ce qui conduit à :

$$\frac{\phi}{S} = \frac{T_i - T_{pi}}{\frac{1}{h_i}} = \frac{T_{pi} - T_{pe}}{\frac{e}{\lambda}} = \frac{T_{pi} - T_e}{\frac{1}{h_e}}$$

D'où :

$$\phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda}} S$$



**Figure II-1** : Expression du flux de chaleur.

Le flux thermique  $\Phi$  à travers la surface d'échange s'exprime par la relation suivante :

$$\phi = K S (T_i - T_e) \quad (\text{II-4}).$$

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda}}$$

K : coefficient de transmission thermique surfacique total, exprimé en watts par mètre carré-kelvin.

C'est aussi l'inverse de R :

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e}{\lambda}$$

R : résistance thermique surfacique totale.

Le mur est constitué généralement de plusieurs couches de matériaux d'épaisseurs et de conductivités thermiques différentes, l'équation de calcul devient :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e}{\lambda}}$$

Où :

n : nombre de couche.

$e_i$  : épaisseur de paroi.

$\lambda_i$  : conductivité thermique du matériau constitutif.

$\frac{1}{h_i}$  : Résistance thermique superficielle du milieu intérieur.

$\frac{1}{h_e}$  : Résistance thermique superficielle du milieu extérieur.

$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{e}{\lambda}$  : Résistance à la transmission de la chaleur par conduction surfacique des parois planes.

**Echanges superficiels [1]**

Les résistances thermiques d'échanges superficiels intérieur ( $1/h_i$ ) et extérieur ( $1/h_e$ ) sont données dans le tableau qui suit :

Disposition de la paroi et sens du flux	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_e + 1/h_i$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_e + 1/h_i$
Paroi verticale Flux horizontal 	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
Paroi horizontale Flux ascendant 	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
Paroi horizontale Flux descendant 	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

**Tableau II- 4** : Résistance thermique d'échanges superficiels intérieurs et extérieurs.

Après calculs, les valeurs des coefficients de transmission K, sont donnés dans le tableau suivant :

- Valeurs des coefficients de transmission surfacique K

Désignation	Epaisseur total (m)	En contact avec :	$R_m = \sum \frac{e_i}{\lambda_i}$	$R_i + R_e$ ( $m^2 \cdot C/W$ )	K ( $W/ m^2 \cdot C$ )
Mur double cloison ext	0.35	l'extérieur	0.764	0.17	1.07
Mur simple cloison ext	0.20	l'extérieur	0.393	0.17	1.78
Mur en béton ext	0.23	l'extérieur	0.212	0.17	2.62
Mur simple cloison int	0.16	locaux non chauffés	0.336	0.22	1.80
Mur rideau		l'extérieur	-	-	2

**Tableau II-5** : Coefficient de transmission surfacique « K ».

- **Coefficients de transmission surfacique « K » des portes [1]**

Pour les portes courantes, les coefficients « K » sont donnés dans le tableau suivant :

Type de portes	Portes donnant sur l'extérieur	Portes donnant sur local non chauffé
<b>Portes en Bois</b>		
-Portes opaques	3.5	2.0
-portes avec proportion de vitrage □ 30%	4.0	2.4
-Portes avec une proportion de vitrage comprise entre 30% et 60%.	4.5	2.7
<b>Portes en métal</b>		
-Portes opaques	5.8	4.5
-Portes équipées de vitrage simple	5.8	4.5

**Tableau II-6** : Coefficient de transmission surfacique « K » des portes.

- **Coefficient de transmission des vitrages [1]**

Type de vitrage	Epaisseur de la lame d'air (mm)	Nature de la menuiserie.	Paroi verticale.	Paroi horizontale.
<b>Vitrage simple</b>	-	Bois	5.0	5.5
		Métal	5.8	6.5
<b>Vitrage double</b>	5 à 7	Bois	3.3	3.5
		Métal	4.0	4.3
	8 à 9	Bois	3.1	3.3
		Métal	3.9	4.2
	10 à 11	Bois	3.0	3.2
		Métal	3.8	4.1
	12 à 13	Bois	2.9	3.1
		Métal	3.7	4.0
<b>Double fenêtre</b>	Plus de 30	Bois	2.6	2.7
		Métal	3.0	3.2

**Tableau II-7** : Coefficient de transmission des vitrages.

## Chapitre III : Déperditions thermiques.

Dans le chapitre précédent, nous avons recensé toutes les données de base nécessaire pour effectuer l'étude des déperditions thermiques. Ce chapitre est donc consacré pour le bilan thermique hivernal. Ça consiste à évaluer la puissance calorifique nécessaire, afin de déterminer la centrale de chauffage ainsi que le choix des unités terminales.

### III.1 Formule générale

Les besoins calorifique des différentes salles de traitement ainsi que de consultations, sont égaux à la somme de toutes les déperditions de chaleur à travers l'enveloppe extérieure des salles, diminuant la somme des apports internes, c.à.d.:

$$Q = \sum D_T - \sum A_i \quad (\text{III-1})$$

Où :

Q : charge calorifique d'un local.

$D_T$  : Déperdition calorifique unitaire.

$A_i$  : Apport calorifique interne unitaire.

Les déperditions calorifiques sont affectées de majoration pour tenir compte de certains facteurs d'influences.

### III.2 Evaluation des déperditions de base

Les déperditions calorifiques d'un local ne sont autres que l'énergie thermique cédée par celui-ci au milieu extérieur. Ces pertes sont dues à la transmission à travers les parois d'une part et d'autre à la pénétration de l'air extérieur froid dans le local par les divers ouvertures et défauts d'étanchéité.

Le calcul des déperditions s'avère très complexe, on a recours alors à des méthodes de calcul codifiées et normalisées. Parmi ces méthodes, on opte pour la méthode de ASHRAE d'autant plus qu'elle est recommandée par le cahier de charge, dans laquelle les déperditions sont calculées en deux catégories :

- Les déperditions par transmission (surfaciques et linéiques).
- Les déperditions par infiltration et renouvellement d'air.

### III.2.1 Pertes par transmission

Dans la méthode ASHRAE, on entend par transmission, les déperditions par conduction et par convection sans tenir compte du rayonnement, celui-ci est introduit sous forme de majoration selon l'orientation.

Un local est limité par plusieurs parois d'agencement et de construction différente (murs, portes, fenêtres). Le flux total qui quitte la salle par transmission à travers l'ensemble des parois, est la somme algébrique des flux qui traversent ces parois.

#### a. Surfaiques

Considérons une paroi de surface  $S$ , séparant le local du milieu extérieur. Les températures intérieure et extérieure du local sont respectivement  $t_i$  et  $t_e$  :

$$Q_{TS} = K S \Delta T \quad (\text{III.2})$$

Avec :

$Q_{TS}$  : le flux de chaleur franchissant la paroi (Kcal/h),

$K$  : coefficient de transmission surfaique (Kcal/h.m<sup>2</sup>°C),

$S$  : Surface d'échange.

$\Delta T$  : différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ( $\Delta T = t_i - t_e$ ) en °C.

#### • Majoration du bilan

Les déperditions par rayonnement, comme on l'a mentionné au paravent, sont introduit sous forme de majoration  $Z_H$  (%) selon l'orientation des parois extérieures. Comme on fait une deuxième majoration  $Z_D$  (%) selon le mode d'exploitation.

#### § Majoration $Z_H$ (%)

Orientation	S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
Majoration $Z_H$	-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5

Tableau III-1 : Majoration  $Z_H$  pour orientation.

### § Majoration $Z_D$ (%) d'exploitation

Mode d'exploitation	Coefficient D	0.1 à 0.29	0.30 à 0.69	0.70 à 1.49	1.5
I	Interruption réduite	7	7	7	7
II	Interruption de 8h à 12h de durée	20	15	15	15
III	Interruption de 12h à 16h de durée	30	25	20	15

**Tableau III-2** : Majoration  $Z_D$  d'exploitation.

Avec : 
$$D = \frac{Q_{P_{ext}}}{S_{P_{ext}} (t_i - t_e)}$$

Où :

$Q_{P_{ext}}$  : Déperdition calorifique de la paroi extérieure.

$S_{P_{ext}}$ : surface de la paroi extérieure.

#### b. Linéiques [1]

On rencontre ce cas de déperdition tout le long d'une liaison de parois adjacentes.

Les différents cas de figures qui peuvent se présenter sont:

- Liaison de deux parois extérieures par une ossature métallique.
- Liaison entre un mur et une menuiserie extérieure.
- Liaison entre une paroi extérieure et une intérieure.
- Angle de deux parois extérieures.

La valeur brute de ces déperditions le long d'une liaison est donnée par la formule suivante:

$$Q = k. L. \Delta T$$

Le produit «  $k. L. \Delta T$  » est en général une majoration des déperditions surfaciques, évaluées à **20%**.

#### III.2.2 Pertes par infiltration

Les déperditions par infiltration sont dues aux infiltrations par les joints des portes et fenêtres donnant vers l'extérieur et vers les couloirs, qui sont à des conditions différentes de celles des locaux à conditionner. Elles varient suivant l'étanchéité de la salle, de la vitesse du vent ainsi que le volume des salles. En effet, les façades des salles exposées à l'action du vent subissent un écoulement d'air de l'extérieur vers l'intérieur des salles.

Ces infiltrations se présentent sous forme sensible et latente.

- **Infiltration sensible**

La valeur de ces déperditions est donnée par la relation suivante :

$$Q_S = \dot{m}_{inf} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Ou bien :  $Q_S = \dot{m}_{inf} \cdot \Delta H = \dot{m}_{inf} \cdot (h - h_e)$  (III.3)

Avec :

$Q_S$  : Déperdition par infiltration sensible (Kcal/h).

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_e$  : Enthalpie de l'air extérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$\dot{m}_{inf}$  : Débit d'air infiltré (kg/h), calculé comme suit ;

$$\dot{m}_{inf} = N \cdot \frac{V}{3600} \cdot \rho$$

Où :  $V$  : volume de la salle (m<sup>3</sup>).

$\rho$  : Masse volumique de l'air extérieur (kg/ m<sup>3</sup>).

$N$  : Nombre de changement d'air (h<sup>-1</sup>).

$$N = a + b \cdot V_{air} + c \cdot (T_e - T_i)$$

$V_{air}$  : vitesse de l'air extérieur prise égale à 7.6 m/s.

$a, b, c$  : coefficients dépendants de l'étanchéité de la construction.

Type de construction	a	b	C
Peu perméable	0.15	0.010	0.007
Perméabilité moyenne	0.20	0.015	0.014
Perméable	0.25	0.020	0.022

**Tableau III-3** : Coefficient d'étanchéité de la construction.

- **Infiltration latente**

Donnée par l'expression qui suit :

$$Q_L = \dot{m}_{inf} \cdot \Delta H = \dot{m}_{inf} \cdot (h_i - h) \quad (III.4)$$

Avec :

$\dot{m}_{inf}$  : Débit d'air infiltré (kg/h), exprimé précédemment.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_i$  : Enthalpie de l'air intérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

**Remarque**

Dans le cas des blocs opératoires qui sont maintenus en surpression par rapport au milieu extérieur, les déperditions par infiltration dues à l'effet du vent sont nulles.

**III.2.3 Pertes par renouvellement d'air (par ventilation)**

Les déperditions par renouvellement d'air doivent être prises en compte, elles sont dues aux ouvertures ou gaines de ventilation.

Elles se présentent sous deux formes sensible et latente.

- **Déperdition sensible**

Ces déperditions se déterminent comme suit :

$$Q_S = \rho \cdot V_{Per} \cdot N_{Per} \cdot (h - h_e) \quad (III.5).$$

Avec :  $Q_S$  : Déperdition sensible par ventilation (Kcal/h).

$\rho$  : Masse volumique de l'air extérieur (kg/m<sup>3</sup>).

$V_{Per}$  : Débit d'air théorique qu'il faut introduire dans le local par personne (m<sup>3</sup>/h.per).

$N_{Per}$  : Nombre de personne présente dans la salle.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kgas).

$h_e$  : Enthalpie de l'air extérieur (Kcal/kgas).

- **Déperdition latente**

Calculée par la relation suivante :

$$Q_L = \rho \cdot V_{Per} \cdot N_{Per} \cdot (h_i - h) \quad (III.6).$$

Avec :

$Q_L$  : Déperdition latente par ventilation (Kcal/h).

$\rho$  : Masse volumique de l'air extérieur (kg/m<sup>3</sup>).

$V_{Per}$  : Débit d'air théorique qu'il faut introduire dans le local par personne (m<sup>3</sup>/h.per).

$N_{Per}$  : Nombre de personne présente dans la salle.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kgas).

$h_i$  : Enthalpie de l'air intérieur (Kcal/kgas).

**III.3 Résultats obtenus des différentes déperditions calorifiques (voir plans architectural)**

Panoramique dentaire:

S(m <sup>2</sup> )=	10,64	H(m)=	3,00	V(m3)=	31,92
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION  $Q = k \cdot S \cdot \Delta T$  ; m : mur, e, i : cotés extérieur et intérieur ; F : fenêtre ; P : porte

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	2,21	2,40	3,00	1,00		7,2	20	318,24			
me	E	0,92	4,20	3,00	1,00	2,48	10,12	20	186,21			
Fe	E	2,58	2,00	1,24	1,00		2,48	20	127,97			
mi	N	1,55	2,40	3,00	1,00	2,13	5,0662	8	62,82			
Pi	N	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									725	-5%	15%	735

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION  $Q_s = m (h - h_e)$  ;  $Q_L = m (h_i - h)$  ;  $m = (a + b \cdot v_i + c \cdot (t_e - t_i)) \cdot V \cdot \rho$

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	31,9	1,2

m=	14,0	kg/h
----	------	------

14,0	6,6	1,5
14,0	9,3	6,6

Q <sub>s</sub> =	71	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	38	kcal/h

VENTILATION  $Q_s = \rho \cdot V_{per} \cdot Nbre \cdot (h - h_e)$  ;  $Q_L = \rho \cdot V_{per} \cdot Nbre \cdot (h_i - h)$

	ρ(kg/m3)	V <sub>per</sub>	Nb	h, h <sub>i</sub>	h <sub>e</sub> , h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	1027	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	154	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	1181	kcal/h	1,37	kW

Salle chiler IRM:

S(m <sup>2</sup> )=	11,83	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	35,49		
Te(°C) =		0		Ti(°C)=		20	

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	2,21	2,48	3,00	1,00		7,44	20	328,85			
mi	N	1,55	2,50	3,00	1,00	3,18	4,322	8	53,59			
Pi	N	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
									426	-5%	15%	436

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	35,5	1,2

m=	15,6	kg/h
----	------	------

15,6	6,6	1,5
15,6	9,3	6,6

Q <sub>s</sub> =	79	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	42	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	736	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	159	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	895	kcal/h	1,04	kW

Salle IRM:

S(m <sup>2</sup> )=	34,52	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	103,56		
Te(°C) =		0		Ti(°C)=		20	

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	0,92	6,63	3,00	1,00	7,84	12,05	20	221,72			
fe	S	2,58	2,80	2,80	1,00		7,84	20	404,54			
mi	N	1,55	6,30	3,00	1,00	3,18	15,722	8	194,95			
Pi	N	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
									865	-10%	15%	870

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	103,6	1,2

m=	45,5	kg/h
----	------	------

45,5	6,6	1,5
45,5	9,3	6,6

Q <sub>s</sub> =	232	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	123	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	1	6,6	1,5	110,16	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	1	9,3	6,6	58,32	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	1212	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	181	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	1393	kcal/h	1,62	kW

Salle Commande IRM:

S(m <sup>2</sup> )=	8,34	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	25,02		
Te(°C) =		0		Ti(°C)=		20	

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	0,92	1,57	3,00	1,00	1,24	3,47	20	63,85			
fe	S	2,58	1,00	1,24	1,00		1,24	20	63,98			
mi	N	1,55	1,80	3,00	1,00	2,13	3,2662	8	40,50			
Pi	N	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									198	-10%	15%	203

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	25,0	1,2

m=	11,0	kg/h
----	------	------

11,0	6,6	1,5
11,0	9,3	6,6

Q <sub>S</sub> =	56	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	30	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	1	6,6	1,5	110,16	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	1	9,3	6,6	58,32	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	369	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	88	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	457	kcal/h	0,53	kW

Salle de préparation:

S(m <sup>2</sup> )=	11,25	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	33,75
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	0,92	3,90	3,00	1,00	1,24	10,46	20	192,46			
fe	S	2,58	1,00	1,24	1,00		1,24	20	63,98			
mi	N	1,55	4,15	3,00	1,00	2,1338	10,3162	8	127,92			
Pi	N	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									414	-10%	15%	419

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	33,8	1,2

m=	14,8	kg/h
----	------	------

14,8	6,6	1,5
14,8	9,3	6,6

Q <sub>S</sub> =	76	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	40	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	V <sub>per</sub>	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	715	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	157	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	872	kcal/h	1,01	kW

**RADIO\_OS POU MON:**

S(m <sup>2</sup> )=	21,26	H(m)=	3,00	V(m3)=	63,78
Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20		

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	S	0,92	4,65	3,00	1,00		13,95	20	256,68			
mi	N	1,55	5,10	3,00	1,00	3,178	12,122	8	150,31			
Pi	N	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
									451	-5%	15%	461

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	63,8	1,2

m=	28,0	kg/h
----	------	------

28,0	6,6	1,5
28,0	9,3	6,6

QS=	143	kcal/h
QL=	76	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	824	kcal/h		
QLT=	192	kcal/h		
Qtotal=	1016	kcal/h	1,18	kW

Salle ECHOGRAPHIE:

S(m <sup>2</sup> )=	7,38	H(m)=	3,00	V(m3)=	22,14
Te(°C) =		0	Ti(°C)=		20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	E	0,92	2,78	3,00	1,00	2,48	5,86	20	107,82			
Fe	E	2,58	2,00	1,24	1,00		2,48	20	127,97			
mi	S	1,55	2,30	3,00	1,00	3,178	3,722	8	46,15			
Pi	S	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
									326	0%	15%	341

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	22,1	1,2

m=	9,7	kg/h
----	-----	------

9,7	6,6	1,5
9,7	9,3	6,6

Q <sub>S</sub> =	50	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	26	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	611	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	143	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	754	kcal/h	<b>0,88</b>	<b>kW</b>

Salle d'interprétation:

S(m <sup>2</sup> )=	16,56	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	49,68
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	E	0,92	2,88	3,00	1,00	2,48	6,16	20	113,34			
Fe	E	2,58	2,00	1,24	1,00		2,48	20	127,97			
mi	W	1,55	2,88	3,00	1,00	2,1338	6,5062	8	80,68			
mi	N	1,55	4,65	3,00	1,00		13,95	8	172,98			
Pi	W	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									524	0%	15%	539

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	49,7	1,2

m=	21,8	kg/h
----	------	------

21,8	6,6	1,5
21,8	9,3	6,6

Q <sub>S</sub> =	111	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	59	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	3	6,6	1,5	330,48	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	3	9,3	6,6	174,96	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	981	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	234	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	1215	kcal/h	1,41	kW

Consultation N1:

S(m <sup>2</sup> )=	13,03	H(m)=	3,00	V(m3)=	39,09
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	N	0,92	1,88	3,00	1,00	1,24	4,4	20	80,96			
me	N	2,21	0,44	3,00	1,00		1,32	20	58,34			
me	E	1,53	2,56	3,00	1,00		7,68	20	235,01			
mi	W	1,55	4,20	3,00	1,00		12,6	8	156,24			
Fe	N	2,58	1,00	1,24	1,00		1,24	20	63,98			
mi	S	1,55	3,15	3,00	1,00	2,13	7,3162	8	91			
Pi	S	1,7	0,9	2,3	1,00		2,1338	8	29			
									715	15%	15%	745

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	39,1	1,2

m=	17,2	kg/h
----	------	------

17,2	6,6	1,5
17,2	9,3	6,6

QS=	88	kcal/h
QL=	46	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	1053	kcal/h		
QLT=	163	kcal/h		
Qtotal=	1216	kcal/h	1,41	kW

Consultation N2:

S(m <sup>2</sup> )=	12,72	H(m)=	3,00	V(m3)=	38,16
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	N	0,92	2,80	3,00	1,00	2,48	5,92	20	108,93			
me	W	1,53	3,90	3,00	1,00		11,7	20	358,02			
Fe	N	2,58	1,00	1,24	2,00		2,48	20	127,97			
mi	S	1,55	3,00	3,00	1,00	2,1338	6,8662	8	85,14			
Pi	S	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									709	10%	15%	734

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	38,2	1,2

m=	16,8	kg/h
----	------	------

16,8	6,6	1,5
16,8	9,3	6,6

Qs=	85	kcal/h
QL=	45	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	1040	kcal/h		
QLT=	162	kcal/h		
Qtotal=	1202	kcal/h	1,40	kW

Consultation N3:

S(m <sup>2</sup> )=	12,56	H(m)=	3,00	V(m3)=	37,68
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	N	0,92	3,00	3,00	1,00	1,24	7,76	20	142,78			
Fe	N	2,58	1,00	1,24	1,00		1,24	20	63,98			
mi	S	1,55	3,00	3,00	1,00	2,1338	6,8662	8	85,14			
Pi	S	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									321	10%	15%	346

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	37,7	1,2

m=	16,5	kg/h
----	------	------

16,5	6,6	1,5
16,5	9,3	6,6

Qs=	84	kcal/h
QL=	45	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	651	kcal/h		
QLT=	161	kcal/h		
Qtotal=	812	kcal/h	0,94	kW

**Consultation N4:**

S(m <sup>2</sup> )=	13,08	H(m)=	3,00	V(m3)=	39,24
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	N	0,92	3,00	3,00	1,00	2,48	6,52	20	119,97			
Fe	N	2,58	1,00	1,24	2,00		2,48	20	127,97			
mi	S	1,55	3,15	3,00	1,00	2,1338	7,3162	8	90,72			
Pi	S	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									368	10%	15%	393

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	39,2	1,2

m=	17,2	kg/h
----	------	------

17,2	6,6	1,5
17,2	9,3	6,6

Q <sub>S</sub> =	88	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	47	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	701	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	163	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	864	kcal/h	1,01	kW

Consultation N5:

S(m <sup>2</sup> )=	13,34	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	40,02
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	N	0,92	3,00	3,00	1,00	1,24	7,76	20	142,78			
Fe	N	2,58	1,00	1,24	1,00		1,24	20	63,98			
mi	E	1,55	4,20	3,00	1,00		12,6	8	156,24			
mi	S	1,55	3,20	3,00	1,00	2,1338	7,4662	8	92,58			
pi	S	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
									485	10%	15%	510

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	40,0	1,2

m=	17,6	kg/h
----	------	------

17,6	6,6	1,5
17,6	9,3	6,6

QS=	90	kcal/h
QL=	47	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	820	kcal/h		
QLT=	164	kcal/h		
Qtotal=	984	kcal/h	1,14	kW

Hall/Circulation:

S(m <sup>2</sup> )=	220,40	H(m)=	3,00	V(m3)=	661,20
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
me	NW	1,53	3,56	3,00	1,00		10,68	20	326,81			
me	SW	1,53	3,56	3,00	1,00		10,68	20	326,81			
me	N	1,72	5,10	3,00	1,00		15,3	20	526,32			
me	NW	1,72	3,50	3,00	1,00		10,5	20	361,20			
me	SW	1,72	3,50	3,00	1,00		10,5	20	361,20			
me	S	1,72	5,10	3,00	1,00		15,3	20	526			
Pe	W	2,58	2,34	3,00	1,00		7,02	4	72			
									2501	0%	15%	2516

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	661,2	1,2

m=	290,4	kg/h
----	-------	------

290,4	6,6	1,5
290,4	9,3	6,6

QS=	1481	kcal/h
QL=	784	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	42	6,6	1,5	4626,72	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	42	9,3	6,6	2449,44	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	8624	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	3234	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	11857	kcal/h	13,79	kW

**Radiographie télécommandée:**

S(m <sup>2</sup> )=	200,00	H(m)=	3,00	V(m3)=	600,00
Te(°C) =		0	Ti(°C)=		20

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	S	1,55	4,65	3,00	1,00	3,178	10,772	8	133,57			
Pi	S	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
									177	0%	15%	192

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	600,0	1,2
m=		263,5	kg/h			
263,5	6,6	1,5	QS=		1344	kcal/h
263,5	9,3	6,6	QL=		712	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	1756	kcal/h		
QLT=	828	kcal/h		
Qtotal=	2584	kcal/h	3,01	kW

Salle de mammographie:

S(m <sup>2</sup> )=	7,78	H(m)=	3,00	V(m3)=	23,34
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	S	1,55	2,20	3,00	1,00	3,178	3,422	8	42,43			
Pi	S	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
mi	W	1,55	2,80	3,00	1,00		8,4	8	104,16			
									190	0%	15%	205

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	23,3	1,2

m=	10,3	kg/h
----	------	------

10,3	6,6	1,5
10,3	9,3	6,6

QS=	52	kcal/h
QL=	28	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	478	kcal/h		
QLT=	144	kcal/h		
Qtotal=	622	kcal/h	0,72	kW

**OSTEO\_DENSITOMETRE:**

S(m <sup>2</sup> )=	10,29	H(m)=	3,00	V(m3)=	30,87
	Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20	

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	E	1,55	2,83	3,00	1,00		8,49	8	105,28			
Pi	N	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
mi	N	1,55	3,20	3,00	1,00	3,178	6,422	8	79,63			
									229	0%	15%	244

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	30,9	1,2

m=	13,6	kg/h
----	------	------

13,6	6,6	1,5
13,6	9,3	6,6

Qs=	69	kcal/h
QL=	37	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	533	kcal/h		
QLT=	153	kcal/h		
Qttotal=	687	kcal/h	0,80	kW

Salle Scanner:

S(m <sup>2</sup> )=	32,47	H(m)=	3,00	V(m3)=	97,41
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	S	1,55	4,36	3,00	1,00	3,178	9,902	8	122,78			
Pi	S	1,72	1,40	2,27	1,00		3,178	8	43,73			
mi	N	1,55	3,83	3,00	1,00		11,49	8	142,48			
									309	0%	15%	324

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	97,4	1,2

m=	42,8	kg/h
----	------	------

42,8	6,6	1,5
42,8	9,3	6,6

Qs=	218	kcal/h
QL=	116	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	1	6,6	1,5	110,16	kcal/h
QL =	1,2	18	1	9,3	6,6	58,32	kcal/h

QST=	652	kcal/h		
QLT=	174	kcal/h		
Qtotal=	826	kcal/h	0,96	kW

Commande Scanner:

S(m <sup>2</sup> )=	8,49	H(m)=	3,00	V(m3)=	25,47
	Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20	

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	S	1,55	2,69	3,00	1,00	2,1338	5,9362	8	73,61			
Pi	S	1,72	0,94	2,27	1,00		2,1338	8	29,36			
mi	E	1,55	2,83	3,00	1,00		8,49	8	105,28			
									208	0%	15%	223

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m3)	ρ(kg/m3)
0,15	0,010	7,6	0,007	20	25,5	1,2

m=	11,2	kg/h
----	------	------

11,2	6,6	1,5
11,2	9,3	6,6

Qs=	57	kcal/h
QL=	30	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m3)	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Qs =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
QL =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

QST=	500	kcal/h		
QLT=	147	kcal/h		
Qtotal=	647	kcal/h	0,75	kW

Petit bureau:

S(m <sup>2</sup> )=	8,49	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	25,47
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	N	2,58	3,20	3,00	1,00		9,6	8	198,14			
									198	0%	15%	213

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	25,5	1,2

m=	11,2	kg/h
----	------	------

11,2	6,6	1,5
11,2	9,3	6,6

QS=	57	kcal/h
QL=	30	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	2	6,6	1,5	220,32	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	2	9,3	6,6	116,64	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	490	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	147	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	637	kcal/h	0,74	kW

Attente Oncologie:

S(m <sup>2</sup> )=	24,83	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	74,49
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

TRANSMISSION

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	N	2,58	3,90	3,00	1,00		11,7	8	241,49			
									241	0%	15%	256

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

INFILTRATION

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	74,5	1,2

m=	32,7	kg/h
----	------	------

32,7	6,6	1,5
32,7	9,3	6,6

QS=	167	kcal/h
QL=	88	kcal/h

VENTILATION

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	6	6,6	1,5	660,96	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	6	9,3	6,6	349,92	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	1084	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	438	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	1522	kcal/h	1,77	kW

Attente Imagerie:

S(m <sup>2</sup> )=	27,79	H(m)=	3,00	V(m <sup>3</sup> )=	83,37
		Te(°C) =	0	Ti(°C)=	20

**TRANSMISSION**

Parois	Orientation	K	L (M)	H(M)	Nbre	Déduction	S. retenue	DT	Q (kcal/h)	Majoration.O	Majoration.Ex	Qt(kcal/h)
mi	S	2,58	3,90	3,00	1,00		11,7	8	241,49			
									241	0%	15%	256

Te=0°C	HR= 80%	he=1,5 kcal/ kge
T=20°C	HR= 25%	h=6,6 kcal/ kge
Ti=20°C	HR= 50%	hi=9,3 kcal/ kge

**INFILTRATION**

a	b	v <sub>i</sub> (m/s)	c	Ti-Te	V(m <sup>3</sup> )	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
0,15	0,010	7,6	0,007	20	83,4	1,2

m=	36,6	kg/h
----	------	------

36,6	6,6	1,5
36,6	9,3	6,6

QS=	187	kcal/h
QL=	99	kcal/h

**VENTILATION**

	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Vper	Nb	h, hi	he, h		
Q <sub>s</sub> =	1,2	18	6	6,6	1,5	660,96	kcal/h
Q <sub>L</sub> =	1,2	18	6	9,3	6,6	349,92	kcal/h

Q <sub>ST</sub> =	1104	kcal/h		
Q <sub>LT</sub> =	449	kcal/h		
Q <sub>total</sub> =	1552	kcal/h	1,81	kW

Les déperditions nettes totales des locaux représentent la somme des déperditions nettes par transmission, par infiltration et par renouvellement d'air.

La valeur de ces déperditions est donnée par la formule suivante :

$$D_{Total} = Q_{Trans} + Q_{inf} + Q_{Ren} \quad (III.7).$$

Soit :

$$D_{Total} = 1181 + 895 + 1393 + 457 + 872 + 1016 + 754 + 1215 + 1216 + 1202 + 812 + 864 + 984 + 11857 + 2584 + 622 + 687 + 826 + 647 + 637 + 1522 + 1552 = 33\,795 \text{ kcal/h.}$$

$$D_{Total} = 39296.5 \text{ W}$$

Soit:  $D_{Total} = 39.30 \text{ kW.}$

Les déperditions totales obtenues pour le cas du RDC :

- Les déperditions totales du bloc N1 a pour valeur :

$$D_{Total} = Q_C = 5.52 \text{ kW.}$$

- Les déperditions totales du bloc N2 a pour valeur :

$$D_{Total} = Q_C = 4.60 \text{ kW.}$$

- Les déperditions totales du reste des salles du RDC a pour valeur :

$$D_{Total} = Q_C = 18.55 \text{ kW.}$$

## Chapitre IV : Apports calorifiques

A l'instar du chauffage en période hivernal, la fraîcheur constitue aussi un facteur de confort thermique de l'être humain à l'intérieur d'une salle, en période estivale, lorsque les températures extérieures et intérieures sont trop élevées.

L'installation de climatisation doit assurer en plus de sa fonction primordiale le rafraîchissement, la filtration, le renouvellement, la distribution et la circulation de l'air pendant l'occupation des salles ainsi que le maintien de l'humidité dans des limites favorables.

Le classement des différentes charges est de deux catégories:

- Les charges dues à l'environnement extérieur ;
- Les charges dues à l'environnement intérieur.

Donc, le bilan thermique estival se traduit par l'égalité entre la somme de tous les apports intérieurs et extérieurs, qui représente la quantité de chaleur à soustraire des locaux (ou charge frigorifique) pour maintenir la température constante.

Le bilan s'exprime par :

$$\sum \text{apports extérieurs} + \sum \text{apports intérieurs} = \text{Charge frigorifique.}$$

Les gains internes seront calculés pour une journée du mois d'Août, et pour 9h de la journée (8h-9h, 9h-10h, 10h-11h, 11h-12h, 12h-13h, 13h-14h, 14h-15h, 15h-16h, 16h-17h).

Ce choix est fondé sur:

- La durée des apports internes qui est de huit heures,
- L'ensoleillement maximal qui est atteint pendant le mois d'Août et ces heures de la journée.

### IV.1 Gains calorifiques dues au milieu externe

Les apports calorifiques externes sont dus aux influences de plusieurs facteurs climatiques sur l'environnement des salles à climatiser. Ces facteurs sont :

- La température sèche de l'air extérieur ;
- L'humidité relative,
- L'intensité du rayonnement solaire.

Les apports externes se partagent ainsi:

- Apports dus aux échanges thermiques à travers les différentes parois.
- Apports dus à l'ensoleillement.
- Apports dus aux infiltrations et au renouvellement d'air (ventilation).

#### IV.1.1 Gains calorifiques par les parois internes [2]

Les apports à travers les parois internes sont en fonction de la différence des températures entre la salle à conditionner et celle adjacente, de la structure des murs (leurs compositions) et de la surface d'échange.

Le flux ainsi échangé est donné par la relation : [3]

$$Q_{mi} = K S \Delta T \quad (\text{IV.1})$$

Où :

$Q_{mi}$  : Le flux de chaleur traversant la paroi interne considérée.

$K$  : coefficient de transmission de la paroi considérée.

$\Delta T$  : représente l'écart de température entre l'espace non conditionné et la salle considéré.

$$\Delta T = T_c - T_i = 4^\circ\text{C}.$$

Avec :  $T_c$  : température du local non conditionné (couloir) ;

$T_i$  : température intérieure de salle conditionnée.

#### IV.1.2 Gains par les parois externes [2]

##### a) A travers les parois opaques

Les apports par transmission à travers les parois extérieures sont fonction de plusieurs paramètres :

- La constitution de la paroi.
- L'orientation.
- Le moment considéré.
- La masse surfacique de la paroi.

Les transferts thermiques se divisent en trois types. Premièrement nous avons le transfert thermique par conduction et convection, puis le transfert par rayonnement et le transfert thermique par transfert de masse. Lorsque tous les facteurs externes au système sont constants, théoriquement, la dynamique du transfert thermique se stabilise après un certain temps.

Par exemple, le transfert thermique en régime permanent est défini par l'équation suivante :

$$Q = K.S.(T_e - T_i) \quad (IV.2).$$

Où :

Q : est la quantité d'énergie transférée.

K : est le coefficient de conduction.

S : est la surface d'échange thermique.

( $T_e - T_i$ ) : sont respectivement la température extérieure et intérieure.

Par contre, la variabilité des conditions climatiques étant ce quelle est, le transfert thermique des bâtiments, est toujours en régime transitoire. L'équation (IV.2) n'est donc pas applicable.

Pour palier à ce problème, l'ASHRAE propose un modèle qui corrige le différentiel de température afin de tenir compte de l'accumulation d'énergie dans la masse du bâtiment.

Pour le transfert thermique par conduction et convection, le terme ( $T_e - T_i$ ) de l'équation (IV.2) est remplacé par le différentiel de température CLTD, tel que présenté à l'équation suivante :

$$Q_{me} = K.S.CLTD \quad (IV.3).$$

Où :

$Q_{me}$  : est la puissance de transfert thermique par conduction.

K : est le coefficient de transfert thermique.

S : est la surface d'échange du transfert thermique.

CLTD : est la différence de température standardisée.

Les conditions standards pour le coefficient CLTD sont énumérées ci-après :

- Haut niveau d'absorption du rayonnement solaire (couleur noire).
- Rayonnement solaire pour la 40° latitude et le 21 juillet.
- Température intérieure  $T_i = 25.5^\circ\text{C}$ .
- Température extérieure moyenne  $T_e = 29.4^\circ\text{C}$ .
- Coefficient de convection intérieure  $h_i = 8.3 \text{ W/m}^2.\text{K}$ .
- Coefficient de convection extérieure  $h_e = 17 \text{ W/m}^2.\text{K}$ .
- Pas de ventilation forcée dans l'entre plafond.

Si ces conditions ne sont pas respectées, un nouveau différentiel est calculé selon l'équation suivante :

$$CLTD_{COR} = CLTD.K + (25.5 - T_i) + (T_e - 29.4)$$

Où :

CLTD<sub>c</sub> : (Cooling Load Température Différence ), est la différence de température différée corrigée.

CLTD : est la différence de température différée standardisée, qui dépend des différents paramètres cité au préalable (constitution de la paroi, l'orientation, l'heure solaire,...).donnée par les tables de ASHRAE. [2] (Annexe 1)

K : facteur de correction pour la couleur de la paroi ;

K=1 : couleur foncée

K=0.83 : couleur moyenne

K=0.65 : couleur claire.

T<sub>i</sub> : température intérieure des salles.

T<sub>e</sub> : température extérieure.

### **b) A travers le vitrage [2]**

Les apports de chaleur à travers un vitrage peuvent se classer comme suit :

- Apports par transmission.
- Apports par ensoleillement (rayonnement).

#### **b-1) Apports par transmission**

Ils sont dus à la simple différence de température entre le milieu extérieur et le milieu intérieur, de la qualité de vitrage (conductivité) et de la surface totale (encadrement inclus), cela s'exprime par la formule suivante :

$$Q_{vit} = K_V \cdot S_V \cdot (T_e - T_i) \quad (IV.4).$$

K<sub>V</sub> : coefficient de transmission global du vitrage. (Tableau II.7).

#### **b-2) Apports par ensoleillement**

Les apports dus à l'ensoleillement des vitrages sont de loin les plus importants. Ils représentent 50 à 80% des charges totales des locaux climatisés.

En raison de la multiplicité des phénomènes qui interviennent dans ces apports, le calcul est parfois complexe et souvent délicat. Le phénomène de base qui intervient dans ces calculs est le rayonnement solaire global.

L'intensité du flux solaire global qui atteint une surface vitrée non protégée dépend des facteurs suivants :

- **La situation géographique du bâtiment** : elle est généralement caractérisée par la latitude qui détermine la hauteur du soleil au dessous de l'horizon à une époque donnée.
- **Le moment considéré** : qui est caractérisé par l'heure et le mois de l'année où l'on veut calculer les apports dus aux vitrages.
- **L'orientation** : de la surface vitrée par rapport au flux solaire incident.

Le flux de chaleur ainsi transmis est donné par la formule suivante :

$$Q_{ens} = SHFG \cdot S_c \cdot CLF \cdot S_{ens} \quad (IV.5).$$

Où :

$Q_{ens}$  : gains de chaleur par transmission (W).

SHFG : (Sensible Heat Factor Gain max), facteur du rayonnement solaire maximal en fonction du mois et l'heure considérée de l'orientation et de la latitude [ $W/m^2$ ]. (Annexe

CLF : (Cooling Heat Factor), facteur d'amortissement pour le cas des fenêtres.

$S_c$  : Facteur d'ombre.

$S_{ens}$  : surface totale du vitrage atteinte par l'ensoleillement ( $m^2$ ).

### c) A travers les portes

Les apports par transmission à travers les portes s'expriment par :

$$Q_p = K_p \cdot S_p \cdot (T_e - T_i) \quad (IV.6).$$

Avec :

$Q_p$  : gains de chaleur par les portes (W).

$K_p$  : Coefficient de transmission des portes, ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) (Tableau II-6)

$S_p$  : surface de la porte ( $m^2$ ).

$(T_e - T_i)$  : Différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

### d) A travers les ponts thermiques [3]

Les apports à travers les ponts thermiques en période d'été, sont évalués à 20% des apports surfaciques.

### IV.1.3 Apports par infiltration et ventilation

#### a) Par infiltration

Les infiltrations constituent une source de gain qui varie en fonction du débit d'air d'infiltration suivant l'étanchéité des portes et fenêtres, de la porosité des parois et de la direction et vitesse du vent. Il est évident que l'écart de température induit une différence de pression entre le milieu extérieur et le milieu intérieur qui influe sur la variation de l'apport de chaleur.

Ces apports se présentent sous deux formes, sensible et latente, (déjà cité dans le chapitre précédent).

- **Forme sensible**

$$Q_S = \dot{m}_{inf} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Ou bien : 
$$Q_S = \dot{m}_{inf} \cdot \Delta H = \dot{m}_{inf} \cdot (h - h_i) \quad (IV.7)$$

Avec :

$Q_S$  : Gains par infiltration sensible (Kcal/h).

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_i$  : Enthalpie de l'air intérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$\dot{m}_{inf}$  : Débit d'air infiltré (kg/h), calculé comme suit ;

$$\dot{m}_{inf} = N \cdot \frac{V}{3600} \cdot \rho$$

Où :  $V$  : volume de la salle (m<sup>3</sup>).

$\rho$  : Masse volumique de l'air (kg/ m<sup>3</sup>).

$N$  : Nombre de changement d'air (h<sup>-1</sup>).

$$N = a + b \cdot V_{air} + c \cdot (T_e - T_i)$$

$V_{air}$  : vitesse de l'air extérieur prise égale à 3.14 m/s.

$a, b, c$  : coefficients dépendants de l'étanchéité de la construction.

- **Forme latente**

Donnée par l'expression qui suit :

$$Q_L = \dot{m}_{inf} \cdot \Delta H = \dot{m}_{inf} \cdot (h_e - h) \quad (IV.8)$$

Avec :

$\dot{m}_{inf}$  : Débit d'air infiltré (kg/h), exprimé précédemment.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_e$  : Enthalpie de l'air extérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

### b) Par ventilation

Egalement cité dans le chapitre précédent.

- **Gains sensibles**

$$Q_S = \rho \cdot V_{Per} \cdot N_{Per} \cdot (h_i - h) \quad (IV.9).$$

Avec :  $Q_S$  : Gains sensibles par ventilation (Kcal/h).

$\rho$  : Masse volumique de l'air extérieur (kg/m<sup>3</sup>).

$V_{Per}$  : Débit d'air théorique qu'il faut introduire dans le local par personne (m<sup>3</sup>/h.per).

$N_{Per}$  : Nombre de personne présente dans la salle.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_i$  : Enthalpie de l'air intérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

- **Gains latents**

$$Q_L = \rho \cdot V_{Per} \cdot N_{Per} \cdot (h_e - h) \quad (IV.10).$$

Avec :

$Q_L$  : Gains latents par ventilation (Kcal/h).

$\rho$  : Masse volumique de l'air extérieur (kg/m<sup>3</sup>).

$V_{Per}$  : Débit d'air théorique qu'il faut introduire dans le local par personne (m<sup>3</sup>/h.per).

$N_{Per}$  : Nombre de personne présente dans la salle.

$h$  : Enthalpie de l'air du mélange (Kcal/kg<sub>as</sub>).

$h_e$  : Enthalpie de l'air extérieur (Kcal/kg<sub>as</sub>).

## IV.2 Apports calorifiques induits par le milieu interne [2]

Les charges dus à l'environnement intérieur sont constituées principalement par les dégagements de chaleur sous forme sensible et latente à l'intérieur des salles conditionnées.

Pour obtenir une évaluation admissible des apports, nous apports lors des calculs des coefficients dits d'amortissements. Ces coefficients sont affectés séparément pour chaque apport interne.

Les apports internes se composent de:

- La chaleur dégagée par les occupants.
- La chaleur dégagée par les différents appareils et machines.
- La chaleur dégagée par l'éclairage.

### IV.2.1 Apports dus aux occupants

Le corps humain dégage une certaine quantité de chaleur dont l'intensité varie suivant :

- La personne et le type d'activité déployée.
- La température de l'air ambiant.
- L'humidité relative.
- **Gains sensible**

Les apports de chaleur sensibles dus aux occupants sont calculés par la formule suivante :

$$Q_{occ} = N_{occ} \cdot SHG \cdot CLF \quad (IV. 11).$$

Avec :

$N_{occ}$  : nombre d'occupants.

$SHG$  : Puissance sensible dégagée par occupant, qui dépend de la nature de l'activité (travail léger, lourd, debout,...) et de l'endroit où l'activité est effectuée (salle blanche, bureau,...). (Annexe 5).

$CLF$  : (Cooling Heat Factor), facteur d'amortissement pour le cas des personnes, qui dépend de :

- la durée d'occupation.
- Le nombre d'heure après chaque entrée. (Annexe6).
- **Gains latent**

Calculés comme suit :

$$Q_{occ} = N_{occ} \cdot LHG \quad (IV. 12).$$

$N_{occ}$  : nombre d'occupants.

*LHG* : Puissance latente dégagée par occupant, qui dépend des mêmes paramètres que *SHG*.

### IV.2.2 Apports dus aux machines

Lorsque les machines électriques sont en fonctionnement, une partie de l'énergie utilisée est transformée en chaleur par effet joule.

L'évaluation de ces apports nécessite une connaissance du type et du nombre d'appareils utilisés, leurs puissances calorifiques dégagées lors du fonctionnement et le temps de fonctionnement.

Cette évaluation est déterminée à l'aide de la relation suivante :

$$Q_{occ} = N_{mac} \cdot P_{abs} \cdot CLF \quad (IV. 13).$$

Avec :

$N_{mac}$  : nombre de machine existante dans la salle.

$P_{abs}$  : Puissance absorbée par la machine.

$CLF$  : Coefficient d'amortissement des machines tenant compte du nombre d'heure écoulées.

### IV.2.3 Apports dus à l'éclairage

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible, une partie est dégagée par convection avec l'air ambiant, une autre partie par rayonnement qui est susceptible d'être emmagasinée.

Ces apports s'expriment par la relation suivante :

$$Q_{occ} = N_{lum} \cdot P_{nom} \cdot CLF \quad (IV. 14).$$

Avec :

$N_{lum}$  : Nombre de luminaire ou d'ampoule.

$P_{nom}$  : Puissance nominale du luminaire.

$CLF$  : Coefficient d'amortissement tenant compte de la durée d'éclairage et du nombre d'heure écoulées. (Annexe 7).

### IV.3 Calculs des masses surfaciques des parois extérieures

La masse surfacique des parois se calcule comme suit :

$$m_{surf} = \rho \cdot e \quad (IV.15).$$

Où :  $m_{surf}$  : Masse surfacique de la paroi en ( $\text{kg/m}^2$ ).

$\rho$ : Masse volumique du matériau constituant la paroi, en ( $\text{kg/m}^3$ ).

$e$  : épaisseur de la paroi en (m).

Si la paroi est composée de plusieurs couches, alors sa masse surfacique sera :

$$m_{surf} = \sum m_{surf} = \sum_{i=1}^n (\rho_i \cdot e_i)$$

Désignation	Composition	Epaisseur (m)	Masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ )	Masse surfacique ( $\text{kg/m}^2$ )	
<b>Mur à double cloison (Ext)</b>	Crépis ext	0.01	3800	38	
	Mortier de ciment	0.01	2200	22	
	Briques creuses	0.15	900	135	
	Lame d'air	0.05	1	0.05	
	Briques creuses	0.10	900	90	
	Mortier de ciment	0.01	2200	22	
	Enduit plâtre	0.02	875	17.5	$\Sigma = 325$
<b>Mur simple cloison (ext)</b>	Crépis ext	0.01	3800	38	
	Mortier de ciment	0.01	2200	22	
	Briques creuses	0.15	900	135	
	Mortier de ciment	0.01	2200	22	
	Enduit plâtre	0.02	875	17.5	$\Sigma = 235$
<b>Mur en béton (ext)</b>	Crépis ext	0.01	3800	38	
	Béton plein	0.2	2350	470	
	Enduit plâtre	0.02	875	17.5	
	Plomb	0.002	11340	22.68	$\Sigma = 566$

**Tableau IV-1** : Valeurs des masses surfaciques des parois.

Ce qui nous conduit à :

- Le mur à double cloison est de type « D ».
- Le mur simple cloison est de type « F ».
- Le mur en béton est de type « C ».

### IV.4 Résumés des valeurs des gains

**PANORAMIQUE DENTAIRE:**

Heures	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
ti	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
te	30,5	32,9	34,5	35,7	40	38,6	38,2	38	37,5
te-ti	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50

**CLTD:**

Orientati	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
E	D	5	7	10	13	13	15	17	18	18
S	C	6,00	5,00	5,00	5,00	5,00	6,00	8,00	9,00	11,00
k		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
25,5-ti		1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
te-29,4		1,10	3,50	5,10	6,30	10,60	9,20	8,80	8,60	8,10

CLTDc = CLTD. K+ (25,5-ti)+ (te-29,4)

Orientati	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
E	D	5,85	9,55	13,10	16,25	20,55	20,45	21,35	21,80	21,30
S	C	6,50	8,25	9,85	11,05	15,35	14,60	15,50	15,95	16,75

H (m)	S (m²)	V (m3)
3,00	10,64	31,92

Transmission:  $Q_{me} = K. S. CLTDc$  ;  $Q_{mi} = K. S. (te-ti)$  ;  $Q_{vitr} = K. S. (te-ti)$  ;  $Q_p = K. S. (te-ti)$  ;

Désign	Orient	K	L	H	Nbr	Déd	S	dT	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W/m² °C	m	m		m²	m²										
me	S	2,57	2,40	3,00	1,00		7,20		120,28	152,66	182,26	204,47	284,04	270,16	286,81	295,14	309,94
me	E	1,07	4,20	3,00	1,00	2,48	10,12		63,35	103,41	141,85	175,96	222,52	221,44	231,19	236,06	230,64
Fe	E	3,00	2,00	1,24	1,00		2,48		48,36	66,22	78,12	87,05	119,04	108,62	105,65	104,16	100,44
mi	N	1,80	2,40	3,00	1,00	2,13	5,07	4,00	36,48	36,48	36,48	36,48	36,48	36,48	36,48	36,48	36,48
Pi	N	2,00	0,94	2,27	1,00		2,13	4,00	17,07	17,07	17,07	17,07	17,07	17,07	17,07	17,07	17,07
<b>TOTAL</b>									285,53	375,83	455,78	521,03	679,15	653,77	677,19	688,90	694,57

Ensoleillement  $Q = SHFG. S_{ensoleillée} . SC. CLF$

Orient	SHFG	SC	CLF	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
E	695,00	0,40	CLF	0,80	0,76	0,62	0,41	0,27	0,24	0,22	0,20	0,17
			S ensoleillée	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48
			Q	551,55	523,97	427,45	282,67	186,15	165,47	151,68	137,89	117,20

**Occupant:**  $Q_s = \text{Nbr} \cdot \text{SHG} \cdot \text{CLF}$  ;  $Q_l = \text{Nbr} \cdot \text{LHG}$

Nbr	SHG	LHG		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	W	W										
2,00	75,00	75,00	CLF	0,00	0,51	0,61	0,67	0,72	0,76	0,80	0,82	0,84
			Qs	0,00	76,50	91,50	100,50	108,00	114,00	120,00	123,00	126,00
			Ql	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00

**Eclairage:**  $Q = P \cdot \text{CLF}$

P	Nbr	Pt		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W										
2x36	2,00	144,00	CLF	0,08	0,62	0,66	0,69	0,73	0,75	0,78	0,80	0,82
		Q	11,52	89,28	95,04	99,36	105,12	108,00	112,32	115,20	118,08	

**Machine:**  $Q = \text{Pabs} \cdot \text{Nbr} \cdot \text{CLF}$

Pabs	P		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	W										
kW	450,00	CLF	0,00	0,58	0,66	0,72	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87
	0,45	Q	0,00	261,00	297,00	324,00	342,00	360,00	369,00	382,50	391,50

**Infiltration:**  $Q_s = \text{minf} \cdot (h-h_i)$  ;  $Q_l = \text{minf} \cdot (h_e-h)$

a	b	c	Vair	v	V		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
m/s	m3/kg	m3													
0,15	0,01	0,01	3,14	0,87	31,92	he	59,31	67,66	73,52	78,45	87,00	82,09	84,08	86,69	81,61
						h	54,50	55,80	58,90	60,45	65,00	63,00	62,50	62,00	61,95
						hi	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83
						h-hi	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
						he-h	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
						te-ti	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50
						N	0,23	0,24	0,25	0,26	0,29	0,28	0,28	0,28	0,28
						minf	8,32	8,94	9,35	9,66	10,76	10,41	10,30	10,25	10,12
						Qs	55,53	71,26	103,53	121,91	184,83	157,85	151,14	145,26	142,93
						Ql	40,04	106,04	136,73	173,89	236,82	198,64	222,33	253,10	199,01

**Ventilation:**  $Q_s = \text{mvent} \cdot (h-h_i)$  ;  $Q_l = \text{mvent} \cdot (h_e-h)$

Vper	Nbr	ρ	mvent		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
m3/h	kg/m3	kg/h											
18,00	2,00	1,20	43,20	h-hi	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
				he-h	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
				Qs	288,14	344,30	478,22	545,18	741,74	655,34	633,74	612,14	609,98
				Ql	207,79	512,35	631,58	777,60	950,40	824,69	932,26	1066,61	849,31

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	904,13	1397,85	1470,31	1449,47	1605,25	1559,08	1581,33	1592,75	1590,29
<b>Ql</b>	190,04	256,04	286,73	323,89	386,82	348,64	372,33	403,10	349,01
<b>Qt</b>	1094,17	1653,89	1757,03	1773,36	1992,07	1907,72	1953,65	1995,85	1939,30

Qsint = Qst - Qsvent = 1383,83 fg/h Ts = 14,00 °C  
 Qs = 472,58 m3/h  
 Tb = 14,81 vol/h

**Salle chiler IRM:**

Heures	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>ti</b>	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
<b>te</b>	30,5	32,9	34,5	35,7	40	38,6	38,2	38	37,5
<b>te-ti</b>	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50

**CLTD:**

Orientati	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>S</b>	<b>C</b>	6,00	5,00	5,00	5,00	5,00	6,00	8,00	9,00	11,00
<b>k</b>		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
<b>25,5-ti</b>		1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
<b>te-29,4</b>		1,10	3,50	5,10	6,30	10,60	9,20	8,80	8,60	8,10

**CLTDc:**

Orientati	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>S</b>	<b>C</b>	6,50	8,25	9,85	11,05	15,35	14,60	15,50	15,95	16,75

H (m)	S (m <sup>2</sup> )	V (m <sup>3</sup> )
3,00	11,83	35,49

**Transmission:**

Désignati	Orientati	K	L	H	Nbr	Déduction	S	dT	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W/m <sup>2</sup> °C	m	m		m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>										
<b>me</b>	<b>S</b>	2,57	2,48	3,00	1,00		7,44		124,29	157,75	188,34	211,28	293,50	279,16	296,37	304,98	320,27
<b>mi</b>	<b>N</b>	1,80	2,50	3,00	1,00	3,18	4,32	4,00	31,12	31,12	31,12	31,12	31,12	31,12	31,12	31,12	31,12
<b>Pi</b>	<b>N</b>	2,00	1,40	2,27	1,00		3,18	4,00	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42
<b>TOTAL</b>									180,83	214,29	244,88	267,83	350,05	335,71	352,91	361,52	376,82

**Occupant:**

Nbr	SHG	LHG		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	W	W										
2,00	75,00	75,00	CLF	0,00	0,51	0,61	0,67	0,72	0,76	0,80	0,82	0,84
			Qs	0,00	76,50	91,50	100,50	108,00	114,00	120,00	123,00	126,00
			Ql	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00

**Eclairage:**

P	Nbr	Pt		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W										
2x36	2,00	144,00	CLF	0,08	0,62	0,66	0,69	0,73	0,75	0,78	0,80	0,82
			Q	11,52	89,28	95,04	99,36	105,12	108,00	112,32	115,20	118,08

**Machines:**

Pabs	P		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	w										
kW	400,00	CLF	0,00	0,58	0,66	0,72	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87
		Q	0,00	232,00	264,00	288,00	304,00	320,00	328,00	340,00	348,00

**Infiltration:**

a	b	c	Vair	v	V		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
			m/s	m3/kg	m3										
0,15	0,01	0,01	3,14	0,87	35,49	he	59,31	67,66	73,52	78,45	87,00	82,09	84,08	86,69	81,61
						h	54,50	55,80	58,90	60,45	65,00	63,00	62,50	62,00	61,95
						hi	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83
						h-hi	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
						he-h	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
						te-ti	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50
						N	0,23	0,24	0,25	0,26	0,29	0,28	0,28	0,28	0,28
						minf	9,26	9,94	10,40	10,74	11,97	11,57	11,45	11,40	11,25
						Qs	61,74	79,23	115,11	135,55	205,50	175,50	168,04	161,50	158,92
						Ql	44,52	117,90	152,02	193,33	263,31	220,85	247,19	281,41	221,27

**Ventilation:**

Vper	Nbr	ρ	mvent		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
m3/h		kg/m3	kg/h										
18,00	2,00	1,20	43,20	h-hi	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
				he-h	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
				Qs	288,14	344,30	478,22	545,18	741,74	655,34	633,74	612,14	609,98
				Ql	207,79	512,35	631,58	777,60	950,40	824,69	932,26	1066,61	849,31

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	254,08	691,30	810,53	891,24	1072,67	1053,21	1081,28	1101,22	1127,81
<b>Ql</b>	194,52	267,90	302,02	343,33	413,31	370,85	397,19	431,41	371,27
<b>Qt</b>	448,61	959,20	1112,55	1234,57	1485,98	1424,06	1478,47	1532,63	1499,08

$Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} = 924,71 \text{ fg/h}$      $T_s = 14,00 \text{ °c}$   
 $Q_s = 315,79 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $T_b = 8,90 \text{ vol/h}$

**Salle IRM:**

Heures	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>ti</b>	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
<b>te</b>	30,5	32,9	34,5	35,7	40	38,6	38,2	38	37,5
<b>te-ti</b>	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50

**CLTD:**

Orientatio	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>S</b>	<b>D</b>	4	3	3	4	5	7	9	11	13
<b>k</b>		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
<b>25,5-ti</b>		1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
<b>te-29,4</b>		1,10	3,50	5,10	6,30	10,60	9,20	8,80	8,60	8,10

**CLTDc:**

Orientatio	type	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>S</b>	<b>D</b>	5,20	6,95	8,55	10,40	15,35	15,25	16,15	17,25	18,05

H (m)	S (m <sup>2</sup> )	V (m <sup>3</sup> )
3,00	34,52	103,56

**Transmission:**

Désignatio	Orientatio	K	L	H	Nbr	Déduction	S	dT	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W/m <sup>2</sup> °C	m	m		m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>										
<b>me</b>	<b>S</b>	1,07	6,63	3,00	1,00	7,84	12,05		23,42	31,31	38,52	46,85	69,15	68,70	72,75	77,71	81,31
<b>fe</b>	<b>S</b>	3,00	2,80	2,80	1,00		7,84		152,88	209,33	246,96	275,18	376,32	343,39	333,98	329,28	317,52
<b>mi</b>	<b>N</b>	1,80	6,30	3,00	1,00	3,18	18,90	4,00	136,08	136,08	136,08	136,08	136,08	136,08	136,08	136,08	136,08
<b>Pi</b>	<b>N</b>	2,00	1,40	2,27	1,00		3,18	4,00	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42	25,42
<b>TOTAL</b>									337,81	402,14	446,98	483,54	606,97	573,59	568,24	568,49	560,33

**Ensoleillement:**

Orientatio	SHFG	SC		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	W/m2		<b>CLF</b>	0,23	0,38	0,58	0,75	0,83	0,80	0,68	0,50	0,35
<b>S</b>	415,00	0,40	<b>S ensoleillée</b>	7,84	7,84	7,84	7,84	7,84	7,84	7,84	7,84	7,84
			<b>Q</b>	299,33	494,55	754,84	976,08	1080,20	1041,15	884,98	650,72	455,50

**Occupant:**

Nbr	SHG	LHG		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	W	W										
1,00	60,00	40,00	<b>CLF</b>	0,00	0,51	0,61	0,67	0,72	0,76	0,80	0,82	0,84
			<b>Qs</b>	0,00	30,60	36,60	40,20	43,20	45,60	48,00	49,20	50,40
			<b>Ql</b>	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00

**Eclairage:**

P	Nbr	Pt		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
		W										
2x36	6,00	432,00	<b>CLF</b>	0,08	0,62	0,66	0,69	0,73	0,75	0,78	0,80	0,82
			<b>Q</b>	34,56	267,84	285,12	298,08	315,36	324,00	336,96	345,60	354,24

**Machines:**

Pabs	P		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
	w										
kW	3000,00	<b>CLF</b>	0,00	0,58	0,66	0,72	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87
3,00		<b>Q</b>	0,00	1740,00	1980,00	2160,00	2280,00	2400,00	2460,00	2550,00	2610,00

**Infiltration:**

a	b	c	Vair	v	V		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
			m/s	m3/kg	m3										
0,15	0,01	0,01	3,14	0,87	103,56	<b>he</b>	59,31	67,66	73,52	78,45	87,00	82,09	84,08	86,69	81,61
						<b>h</b>	54,50	55,80	58,90	60,45	65,00	63,00	62,50	62,00	61,95
						<b>hi</b>	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83	47,83
						<b>h-hi</b>	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
						<b>he-h</b>	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
						<b>te-ti</b>	6,50	8,90	10,50	11,70	16,00	14,60	14,20	14,00	13,50
						<b>N</b>	0,23	0,24	0,25	0,26	0,29	0,28	0,28	0,28	0,28
						<b>minf</b>	27,01	29,01	30,34	31,34	34,92	33,76	33,42	33,26	32,84
						<b>Qs</b>	180,15	231,20	335,88	395,53	599,66	512,11	490,34	471,27	463,72
						<b>Ql</b>	129,91	344,04	443,60	564,15	768,34	644,44	721,31	821,15	645,67

**Ventilation:**

Vper	Nbr	$\rho$	mvent		8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
m3/h		kg/m3	kg/h										
18,00	1,00	1,20	21,60	<b>h-hi</b>	6,67	7,97	11,07	12,62	17,17	15,17	14,67	14,17	14,12
				<b>he-h</b>	4,81	11,86	14,62	18,00	22,00	19,09	21,58	24,69	19,66
				<b>Qs</b>	144,07	172,15	239,11	272,59	370,87	327,67	316,87	306,07	304,99
				<b>Ql</b>	103,90	256,18	315,79	388,80	475,20	412,34	466,13	533,30	424,66

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	851,85	3166,33	3839,42	4353,43	4925,38	4896,46	4788,52	4635,28	4494,20
<b>Ql</b>	169,91	384,04	483,60	604,15	808,34	684,44	761,31	861,15	685,67
<b>Qt</b>	1021,76	3550,37	4323,02	4957,58	5733,73	5580,90	5549,83	5496,43	5179,87

$Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} = 4246,02 \text{ fg/h}$      $T_s = 14,00 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $Q_s = 1450,03 \text{ m3/h}$   
 $T_b = 14,00 \text{ vol/h}$

**Salle Commande IRM:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	186,46	883,11	1046,72	1170,28	1315,94	1324,92	1322,13	1315,19	1305,98
<b>Ql</b>	106,39	158,12	182,17	211,30	260,63	230,70	249,27	273,39	230,99
<b>Qt</b>	292,85	1041,23	1228,89	1381,57	1576,58	1555,62	1571,40	1588,58	1536,98

$Q_{sint} = Q_{st} - 1134,43 \text{ fg/h}$      $T_s = 14,00 \text{ }^\circ\text{C}$   
 $387,41 \text{ m3/h}$   
 $T_b = 15,48 \text{ vol/h}$

**Salle de préparation:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	302,82	610,87	736,53	833,77	1007,18	977,91	969,34	946,40	928,92
<b>Ql</b>	192,34	262,12	294,57	333,86	400,40	360,02	385,07	417,61	360,42
<b>Qt</b>	495,16	872,99	1031,10	1167,63	1407,58	1337,93	1354,41	1364,01	1289,34

$$Q_{sint} = Q_{st} \cdot \begin{matrix} 868,26 & \text{fg/h} \\ 296,51 & \text{m}^3/\text{h} \\ 8,79 & \text{vol/h} \end{matrix} \quad T_s = 14,00 \quad ^\circ\text{C}$$

**RADIO\_OS POUMON:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	324,31	1454,89	1685,77	1854,76	2131,38	2145,73	2189,40	2246,33	2291,38
<b>Ql</b>	230,01	361,89	423,20	497,45	623,20	546,90	594,24	655,72	547,65
<b>Qt</b>	554,32	1816,78	2108,97	2352,20	2754,58	2692,62	2783,63	2902,05	2839,03

$$Q_{sint} = Q_{st} \cdot \begin{matrix} 1837,39 & \text{fg/h} \\ 2666,77 & \text{m}^3/\text{h} \\ 41,81 & \text{vol/h} \end{matrix} \quad T_s = 14,00 \quad ^\circ\text{C}$$

**Salle ECHOGRAPHIE:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	738,85	1381,50	1426,28	1384,25	1435,58	1426,02	1436,57	1449,91	1442,64
<b>Ql</b>	177,77	223,55	244,84	270,61	314,26	287,78	304,21	325,55	288,04
<b>Qt</b>	916,62	1605,05	1671,12	1654,86	1749,85	1713,80	1740,77	1775,47	1730,68

$$Q_{sint} = Q_{st} \cdot \begin{matrix} 1237,57 & \text{fg/h} \\ 422,64 & \text{m}^3/\text{h} \\ 19,09 & \text{vol/h} \end{matrix} \quad T_s = 14,00 \quad ^\circ\text{C}$$

**Salle d'interprétation:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	912,29	2074,31	2214,93	2238,80	2382,10	2381,91	2407,67	2440,57	2448,91
<b>Ql</b>	287,32	390,05	437,80	495,64	593,59	534,15	571,03	618,92	534,74
<b>Qt</b>	1199,61	2464,36	2652,74	2734,43	2975,69	2916,06	2978,70	3059,49	2983,65

$Q_{sint} = Q_{st} - ( 2053,54 \text{ fg/h} \quad T_s = 14,00 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $701,29 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $T_b = 14,12 \text{ vol/h}$

**Consultation N5:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	352,43	637,50	727,62	791,48	942,76	909,25	914,39	911,15	912,47
<b>Ql</b>	200,20	282,95	321,43	368,01	446,92	399,04	428,74	467,33	399,51
<b>Qt</b>	552,64	920,45	1049,04	1159,50	1389,68	1308,29	1343,14	1378,47	1311,98

$Q_{sint} = Q_{st} - ( 812,72 \text{ fg/h} \quad T_s = 14,00 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $277,55 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $T_b = 6,94 \text{ vol/h}$

**Consultation N4:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	313,69	608,58	705,65	774,42	936,12	899,06	900,87	895,06	890,47
<b>Ql</b>	199,23	280,36	318,08	363,76	441,13	394,19	423,31	461,14	394,65
<b>Qt</b>	512,92	888,94	1023,73	1138,18	1377,25	1293,25	1324,18	1356,20	1285,12

$Q_{sint} = Q_{st} \cdot 807,00 \text{ fg/h} \quad T_s = 14,00 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 $275,59 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $T_b = 7,02 \text{ vol/h}$

**Consultation N3:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	253,32	537,24	624,99	687,51	834,17	802,64	808,27	805,46	806,95
<b>Ql</b>	197,27	275,18	311,40	355,27	429,56	384,48	412,45	448,77	384,92
<b>Qt</b>	450,59	812,42	936,39	1042,77	1263,73	1187,12	1220,72	1254,23	1191,88

$Q_{sint} = Q_{st} - C$  719,11 fg/h     $T_s = 14,00$  °C  
 245,58 m3/h  
 $T_b = 6,52$  vol/h

**Consultation N2:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	386,87	729,67	871,48	976,97	1250,41	1212,66	1246,82	1304,85	1371,05
<b>Ql</b>	197,87	276,77	313,46	357,88	433,12	387,47	415,79	452,58	387,92
<b>Qt</b>	584,74	1006,45	1184,93	1334,85	1683,53	1600,12	1662,61	1757,43	1758,97

$Q_{sint} = Q_{st} - C$  1077,94 fg/h     $T_s = 14,00$  °C  
 368,12 m3/h  
 $T_b = 9,65$  vol/h

**Consultation N1:**

**TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	466,53	845,67	1000,82	1104,63	1320,87	1260,28	1240,12	1218,78	1202,22
<b>Ql</b>	199,04	279,86	317,44	362,95	440,02	393,25	422,27	459,95	393,71
<b>Qt</b>	665,57	1125,53	1318,26	1467,58	1760,89	1653,53	1662,38	1678,73	1595,93

$Q_{sint} = Q_{st} - C$  1138,68 fg/h     $T_s = 14,00$  °C  
 388,86 m3/h  
 $T_b = 9,95$  vol/h

**Hall/Circulation:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	4013,50	8085,94	10178,92	11643,09	14600,24	14809,41	15516,29	16083,82	16249,78
<b>Ql</b>	3979,46	5346,61	5982,24	6751,94	8055,65	7264,58	7755,34	8392,77	7272,39
<b>Qt</b>	7992,96	13432,56	16161,16	18395,03	22655,89	22074,00	23271,63	24476,60	23522,17

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 12586,41 \text{ fg/h} & T_s &= 14,00 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 Q_s &= 4298,30 \text{ m}^3/\text{h} \\
 T_b &= 6,50 \text{ vol/h}
 \end{aligned}$$

**Radiographie télécommandée:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	251,03	886,32	1030,62	1124,10	1303,92	1281,97	1295,76	1310,43	1327,04
<b>Ql</b>	235,99	377,73	443,63	523,43	658,59	576,58	627,46	693,55	577,39
<b>Qt</b>	487,02	1264,06	1474,25	1647,53	1962,51	1858,55	1923,22	2003,98	1904,43

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 1124,07 \text{ fg/h} & T_s &= 14,00 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 Q_s &= 383,87 \text{ m}^3/\text{h} \\
 T_b &= 5,60 \text{ vol/h}
 \end{aligned}$$

**Salle de mammographie:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	162,66	792,43	900,78	975,55	1066,81	1087,96	1109,37	1134,96	1155,13
<b>Ql</b>	179,28	227,54	249,98	277,15	323,17	295,24	312,57	335,07	295,52
<b>Qt</b>	341,94	1019,97	1150,76	1252,69	1389,98	1383,20	1421,94	1470,02	1450,65

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 919,66 \text{ fg/h} & T_s &= 14,00 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 Q_s &= 314,07 \text{ m}^3/\text{h} \\
 T_b &= 13,46 \text{ vol/h}
 \end{aligned}$$

**OSTEO\_DENSITOMETRE:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	203,77	992,13	1126,97	1220,23	1337,22	1361,44	1387,44	1419,07	1444,14
<b>Ql</b>	188,73	252,56	282,23	318,17	379,03	342,10	365,01	394,77	342,47
<b>Qt</b>	392,50	1244,68	1409,21	1538,40	1716,26	1703,55	1752,45	1813,84	1786,61

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 1152,78 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 393,68 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 12,75 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

**Salle Scanner:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	383,46	2435,36	2797,10	3049,77	3382,05	3430,75	3485,63	3567,53	3630,27
<b>Ql</b>	162,20	363,61	457,25	570,65	762,72	646,17	718,47	812,38	647,32
<b>Qt</b>	545,66	2798,97	3254,36	3620,42	4144,77	4076,92	4204,10	4379,91	4277,59

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 2915,56 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 995,67 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 10,22 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

**Commande Scanner:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	176,77	865,58	984,09	1066,08	1165,54	1188,89	1211,86	1240,05	1262,07
<b>Ql</b>	181,95	234,62	259,10	288,75	338,97	308,50	327,40	351,96	308,80
<b>Qt</b>	358,72	1100,20	1243,19	1354,83	1504,51	1497,39	1539,26	1592,00	1570,87

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 1004,78 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 343,13 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 13,47 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

**Petit BUREAU:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	171,03	859,84	978,35	1060,34	1159,80	1183,15	1206,12	1234,31	1256,33
<b>Ql</b>	181,95	234,62	259,10	288,75	338,97	308,50	327,40	351,96	308,80
<b>Qt</b>	352,98	1094,46	1237,45	1349,09	1498,77	1491,65	1533,52	1586,26	1565,13

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 999,83 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 341,45 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 13,41 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

**Attente Oncologie:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	277,34	547,34	662,32	729,58	898,09	851,36	852,86	848,18	851,79
<b>Ql</b>	333,45	487,47	559,08	645,79	792,66	703,54	758,83	830,64	704,42
<b>Qt</b>	610,79	1034,81	1221,40	1375,38	1690,75	1554,90	1611,69	1678,83	1556,22

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 774,22 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 264,40 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 3,55 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

**Attente Imagerie:****TOTAL:**

	8h-9h	9h-10h	10h-11h	11h-12h	12h-13h	13h-14h	14h-15h	15h-16h	16h-17h
<b>Qs</b>	292,79	567,16	691,12	763,50	949,51	895,27	894,91	888,59	891,56
<b>Ql</b>	344,59	516,97	597,11	694,17	858,55	758,80	820,68	901,06	759,79
<b>Qt</b>	637,37	1084,13	1288,24	1457,67	1808,06	1654,07	1715,59	1789,65	1651,34

$$\begin{aligned}
 Q_{sint} = Q_{st} - Q_{svent} &= 818,54 & \text{fg/h} & \quad T_s = 14,00 & \text{°C} \\
 Q_s &= 279,53 & \text{m}^3/\text{h} & & \\
 T_b &= 3,35 & \text{vol/h} & &
 \end{aligned}$$

- La charge frigorifique totale a pour valeur :

$$Q_F = 65\,715.78 \text{ W}$$

Soit :

$$Q_F = \mathbf{65.7 \text{ kW.}}$$

Les charges obtenues pour le cas du RDC :

- La charge frigorifique totale du bloc N1 a pour valeur :

$$Q_F = \mathbf{5.55 \text{ kW.}}$$

- La charge frigorifique totale du bloc N2 a pour valeur :

$$Q_F = \mathbf{4.63 \text{ kW.}}$$

- La charge frigorifique totale du reste des salles du RDC a pour valeur :

$$Q_F = \mathbf{20.99 \text{ kW.}}$$

Elles sont obtenues en mois d'Aout de 12h à 13h.

## Chapitre V : Evolution de l'air dans la centrale de Traitement d'air

L'air existant à l'intérieur des salles propres, plus exactement dans les blocs opératoires, se voit brusquement vicié et pollué par l'entassement des particules et infecté lors des opérations effectuées, ce qui provoque des infections par l'air appelées aussi aérobiocontamination.

En hygiène hospitalière, plus exactement dans les salles d'opération, le traitement d'air joue un rôle primordial puisqu'il doit permettre d'une part de protéger la zone à risque (le champ opératoire par exemple) contre toute contamination microbologique mais aussi d'autre part procurer un certain confort pour l'équipe chirurgicale.

Par conséquent tout un système de traitement d'air (filtration et de diffusion d'air) pour les zones à risques de bio contamination à l'hôpital est préconisé.

Pour choisir les systèmes qui convient, il faut d'abord évaluer les caractéristiques indispensables pour pouvoir suivre l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide, durant son passage dans la centrale.

### V.1 Centrale de traitement d'air (CTA)

Une centrale de traitement d'air est un ensemble de matériel qui doit non seulement contrer les charges thermiques et hydriques d'un local, mais doit aussi assurer la qualité de l'air par le renouvellement d'air neuf hygiénique (maintien de la teneur en CO<sub>2</sub> et des odeurs,...), la filtration de l'air soufflé, et bien sûr la distribution d'air à des caractéristiques acoustiques bien déterminées.

Les centrales de traitement d'air destinées à alimenter les salles propres sont conformes aux exigences de la norme NF 90-351 « Etablissements de santé, salles propres-Exigences relatives pour la maîtrise de la contamination aéroportée ».

L'efficacité du traitement d'air dépend de quatre paramètres :

- La filtration d'air : Le choix de la filtration conditionne la propreté particulière de l'air soufflé dans le local, en retenant les particules selon leur taille.
- La surpression du local par rapport aux locaux annexes.
- Le taux de brassage ou le renouvellement d'air dans le local permet d'aboutir à des différentes classes d'empoussièrement.
- Le mode de diffusion d'air, il entraîne une élimination plus ou moins rapide des contaminants.

### V.1.1 Filtration de l'air

La filtration permet la décontamination de l'air neuf, hygiénique introduit. Elle assure aussi la rétention des particules dégagées à l'intérieur même de la salle, pour cela on utilise généralement plusieurs filtres.

La qualité d'une filtration dépend du choix des filtres et de leur installation.

Une filtration terminale est implantée le plus près possible de la salle blanche, elle élimine les particules les plus fines, l'efficacité du filtre final varie en fonction de la classe d'empoussièrement souhaité.

#### a- Définition

Un filtre est un dispositif qui élimine d'un fluide tout ou une partie des particules ou aérosols qu'il contient, en les détenant dans une couche poreuse.

#### b- Fonctions

En diminuant la concentration en particules dans l'air pour l'épuration de l'air neuf ou l'air recyclé, la filtration protège d'une part les occupants « la protection des personnes » contre les poussières et les aérosols porteurs de particules biologique (particules viables « virus, bactéries,...) qui sont susceptibles de développer des allergies et d'autres maladies, et d'autre part, les équipements ou l'introduction de particules nuisibles à leur bon fonctionnement, ainsi que la protection de l'environnement des rejets d'air (panache de poussières).

#### c- Particularités

On procède à des essais normalisés et on mesure trois quantités :

I : quantité de poussières ou d'aérosols incident (AVANT le filtre ; en amont)

R : quantité de poussières ou d'aérosols retenu (Dans le filtre)

E : quantité de poussières ou d'aérosols émergent (APRES le filtre ; en aval)

A partir de ces trois mesures, on détermine trois termes caractéristiques :

Le Rendement du filtre  $R(\%) = 100 * \frac{I-E}{I}$

La Perméance du filtre  $P(\%) = 100 * \frac{E}{I}$

Le coefficient d'épuration CE :  $CE = \frac{I}{E}$

Le coefficient d'épuration est le paramètre le plus représentatif des trois.

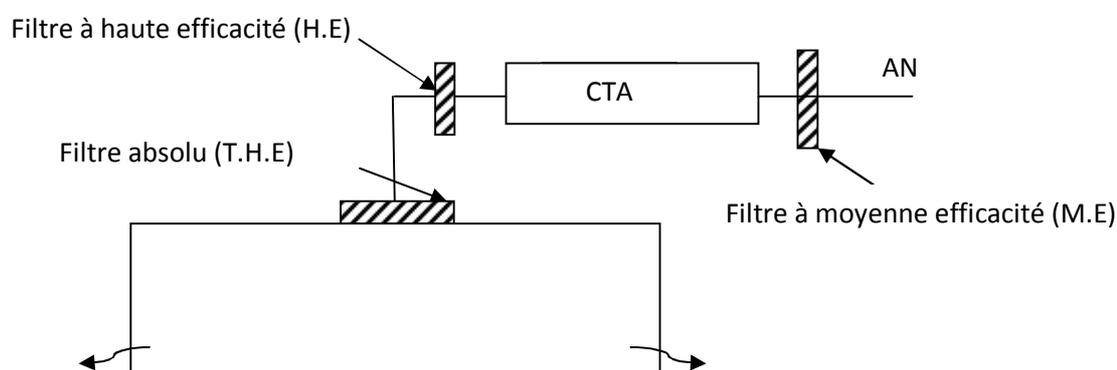
<b>R (%)</b>	<b>P(%)</b>	<b>CE</b>
80	20	5
95	5	20
99.97	0.03	33333
99.99	0.01	10 000
99.999	0.001	100 000
99.9998	0.0002	500 000

**Tableau V-1** : Termes caractéristiques des filtres.

#### d- Différents types de filtres

Afin de permettre une comparaison et un choix correct des filtres, on différencie trois grandes familles de filtres :

- Filtres à moyenne efficacité (ME).
- Filtres à haute efficacité (HE).
- Filtres à très haute efficacité (THE).



**Figure V.1** : Représentation des familles de filtres.

#### e- Normes de classification des filtres de moyenne, haute et très haute efficacité

Norme EN 779-2002 : Filtres à moyenne et haute efficacité ; qui définit deux tests de filtres, Gravimétrique et Opacimétrique.

- **Gravimétrique** : Adapté aux filtres de moyenne efficacité.

Méthode de mesure pondérale des filtres utilisée pour les filtres grossiers dont le rendement est mesuré en comparant le poids relatif des particules retenues par le filtre avec le poids total des particules émises.

- **Opacimétrique ou efficacité spectrale** : Adapté au filtre de haute efficacité.

La mesure de l'efficacité des filtres haute efficacité est réalisée par comptage particulaire utilisant comme aérosol le DEHS « Di\_éthyl\_héxyl\_sébaçate » et la particule de référence est le 0.4  $\mu\text{m}$  de diamètre. Un test supplémentaire avec et sans effet électrostatique est effectué

sur le média permettant de connaître la chute d'efficacité des média synthétiques utilisant cet effet électret.

Norme EN 1822-2009 : Filtres à très haute efficacité et filtres à air à très faible pénétration (HEPA et ULPA). Définit ce qu'est un filtre HEPA (High Efficiency Particulate) et ULPA (Ultra Low Penetration Air), ainsi que leur classification selon la méthode d'essai.

Méthode d'essai par captage laser déterminant l'efficacité d'un filtre sur les particules les plus pénétrantes (généralement entre 0.1 et 0.2  $\mu\text{m}$ ).

Classification des filtres à moyenne et haute efficacité selon la norme EN 779-2002					
Filtres grossiers (moyenne efficacité)			Filtres fin (haute efficacité)		
Classe de filtre	Rendement de filtre (%)	Perte de charge	Classe de filtre	Efficacité spectrale à 0.4 $\mu$ (%)	Perte de charge finale (Pa).
G1	$50 \leq A_m < 65$	250	F5	$40 \leq E_m < 60$	450
G2	$65 \leq A_m < 80$	250	F6	$60 \leq E_m < 80$	450
G3	$80 \leq A_m < 90$	250	F7	$80 \leq E_m < 90$	450
G4	$A_m \leq 90$	250	F8	$90 \leq E_m < 95$	450
			F9	$E_m \leq 95$	450

Tableau V.2 : Classification des filtres à moyenne efficacité.

Classification des filtres très haute efficacité selon la norme EN 1822-2009							
Norme EN 1822		Valeurs intégrales MPPS***			Valeurs locales MPPS***		
Groupe de filtre	Classe de filtre	Efficacité minimale (%)	Pénétration maximale (%)	Coefficient épuration minimal (%)	Efficacité minimale (%)	Pénétration maximale (%)	Coefficient épuration minimal (%)
HEPA*	H10	85	15	6.7	-	-	-
	H11	95	5	20	-	-	-
	H12	99.5	0.5	200	-	-	-
	H13	99.95	0.05	2 000	99.75	0.25	400
	H14	99.995	0.005	20 000	99.975	0.025	4 000
ULPA**	U15	99.9995	0.0005	200 000	99.9975	0.0025	40 000
	U16	99.99995	0.00005	2 000 000	99.99975	0.00025	400 000
	U17	99.999995	0.000005	20 000 000	99.9999	0.0001	1 000 000

Tableau V.3 : Classification des filtres très haute efficacité.

Où :

MPPS\*\*\* (Most penetrating particle size) : Méthode d'essai par captage laser déterminant l'efficacité d'un filtre sur les particules les plus pénétrantes (généralement entre 0.1  $\mu$  et 0.2 $\mu\text{m}$ ).

### f- La chaîne de filtration

Dans le domaine des salles blanches trois ou quatre rangs de filtration sont nécessaires. Cette chaîne de filtration doit être déterminée pour assurer les fonctions suivantes :

RANG	QUOI ?	OU ?	POURQUOI ?
<b>PREMIER RANG</b>	Nécessaire : 65 % OPA Souhaitable : 85 % OPA	En amont de la CTA et notamment des batteries	§ Protéger la CTA en limitant l'encrassement § Limiter les développements de micro-organismes
<b>DEUXIEME RANG</b>	Nécessaire : 85 % OPA Souhaitable : 95 % OPA	En sortie de CTA et au soufflage des ventilateurs	§ Protéger le réseau aéraulique de distribution § Protéger les composants terminaux (filtres absolus) § Garantir d'une qualité d'air hygiénique
<b>TROISIEME RANG</b>	EU 13 sauf pour les salles septiques et les zones à risque 2 : EU 10	En mur ou en plafond de la salle sauf pour zone à risque 2 ou salle septique : au soufflage de la CTA	§ Garantir la classe d'empoussièrement § Protéger le patient
<b>REPRISE</b>	Nécessaire : 85 % GRAV Souhaitable : 65 % OPA	Au niveau des grilles de reprise	§ Filtrer la "bourre de coton" provenant de la salle d'opération § Protéger les réseaux de reprise

**Tableau V.3** : La chaîne de filtration.

### V.1.2 La surpression

#### a. Interprétation

La surpression désigne la différence de pression entre celle régnante à l'intérieur de la salle et celle à l'extérieur de cette salle (pièces adjacents ou l'extérieur).

La surpression s'évalue par rapport à la pression de référence, par exemple la pression atmosphérique extérieure, qui constituera la zone zéro.

#### b. Le but

Pour assurer une meilleure étanchéité de l'enceinte aux contaminants extérieurs, on maintient dans celle-ci une légère surpression par rapport aux locaux adjacents (en général 15 à 20 Pa).

### c. La cascade de pression

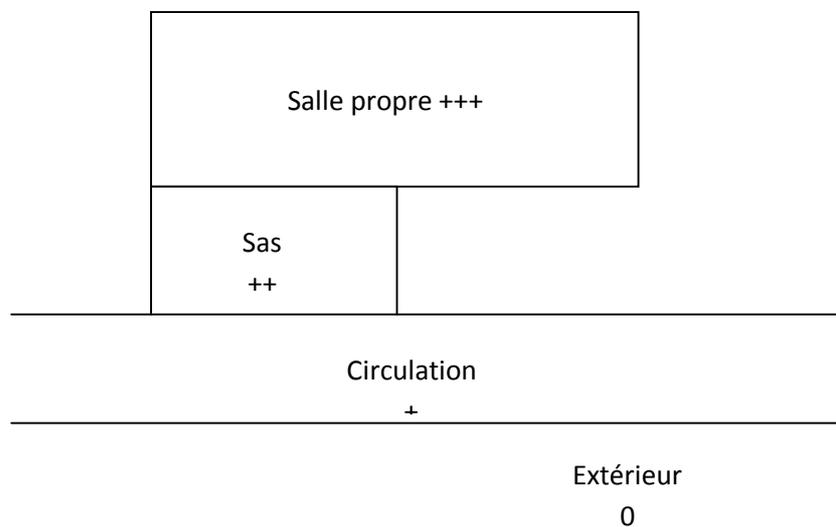
Les pressions sont toujours étagées (+, ++ ou +++) des pièces les plus propres aux plus contaminées.

Une valeur de 5 Pascals entre les locaux est communément admise.

Dans certain cas bien spécifique (les zones confinées), on maintient l'enceinte en dépression par rapport aux locaux adjacents.

Le confinement permet d'éviter les fuites de contaminations pathogènes ou toxiques (OGM, produits anticancéreux, virus,...) vers l'environnement extérieur.

Exemple :



**Figure V.2** : Hiérarchie des pressions.

Pour éviter toutes pertes de pression, on veillera à :

- Limiter les flux de personnel, matériels et machine.
- Créer des sas d'entrée personnel et matériels.
- Interdire les ouvertures simultanées des portes.

### d. L'obtention de la surpression

Dans un local, pour obtenir une pression relative différente de la pression du milieu extérieur, il faudra y faire varier le nombre de molécules (ou de moles) d'air. Cette variation fera naître naturellement entre le local et l'extérieur une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur dont le signe dépendra du sens de cette variation.

A diminution du nombre de moles correspond une différence de pression négative (dépression); à augmentation correspond une différence de pression positive (surpression).

Bien sur, le gradient de pression ne pourra être pérenne que si les portes du local sont fermées.

- **Mise en œuvre du gradient de pression :**

Cette variation peut être obtenue en modifiant :

- le débit volumique d'air neuf admis dans le local; le débit volumique d'air rejeté restant constant,
- ou le débit volumique de rejet; le débit volumique d'air neuf restant constant.

C'est souvent la première solution qui est utilisée dans les applications relatives aux salles « propres » ou classées.

- **Calcul de la variation de débit pour obtenir le gradient de pression :**

Hypothèses de calcul :

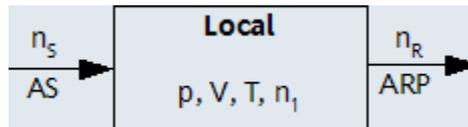
- Local rigoureusement étanche (pas de fuites  $A_p = 0$  [Air perdu] ou d'infiltrations d'air  $A_i = 0$  [Air infiltré])
- Pression dans le local égale à la pression atmosphérique au temps initial  $t_1=0$
- Calculs effectués pour le régime établi ou permanent en C.N.P.T (conditions normales de température et de pression).

A température constante, un gaz est considéré comme parfait s'il suit la loi de Boyle-Mariotte :  $P \cdot V = \text{constante}$

L'air se comporte aux faibles pressions comme un gaz parfait (Le calcul qui suit ne prend pas en compte le facteur de compressibilité d'un gaz  $k$  ( $P \cdot V = n \cdot k \cdot R \cdot T$ ) et l'air est supposé loin de la saturation se comportant comme un gaz)

$n_R$  : Nombre de moles reprises

$n_S$  : Nombre de moles soufflées



On peut écrire :  $P \cdot V = n \cdot R \cdot T$

Avec :  $R = 8,31441$  [J/mol.K] ,  $T$  en [K] ,  $V$  en [m<sup>3</sup>] ,  $p$  en [Pa],  $n$  en [mol]

A l'instant initial  $t_1 = 0$ , le local de volume  $V$  est à la pression atmosphérique normale  $P = 101325$  Pa.

Il contient donc, à cet instant, un nombre de moles égal à :  $n_1 = P \cdot V / (R \cdot T_0)$  ;

Le nombre de moles  $n_1$  dépendant du volume du local aux conditions C.N.P.T.

**La variation du nombre de moles dans le local à volume et température constants aura une conséquence directe sur la pression régnant dans cet espace clos : si le nombre de  $n$  moles varie d'une valeur  $\Delta n$ , la pression variera proportionnellement d'une valeur  $\Delta P$  dont le signe sera le même que celui du sens de variation de  $\Delta n$ .**

En d'autres termes, le nombre de moles soufflées  $n_S$  :

- sera supérieur au nombre de moles reprises  $n_R$  si on veut augmenter la pression :  $\Delta P > 0$
- sera inférieur au nombre de moles reprises  $n_R$  si on veut diminuer la pression :  $\Delta P < 0$

Pour obtenir une pression égale à  $P + \Delta P$ , le nombre final de moles deviendra :

$$n_2 = (P + \Delta P) \cdot V / (R \cdot T_0) ; \text{température et volume constants.}$$

La différence de moles sera égale à :

$$\Delta n = n_2 - n_1 = [ (P + \Delta P) \cdot V / (R \cdot T_0) ] - [ P \cdot V / (R \cdot T_0) ] = \Delta P \cdot V / (R \cdot T_0)$$

en [mol] (V.1)

Cette différence de moles peut être ramenée à l'unité de volume sachant que le volume molaire normal d'une mole est égal :  $V_0 = 22,41383$  [l/mol] (l : litres)

Multiplions membre à membre l'équation (V.1) par  $V_0$  :

$$\Delta n \cdot V_0 = \Delta P \cdot V \cdot V_0 / (R \cdot T_0)$$

Le volume occupé par une mole de gaz est égale à :  $V = V_0 \cdot n$

Avec :  $V_0$  en [l/mol],  $n$  en [mol],  $V$  en [l] et  $\Delta V = V_0 \cdot \Delta n$  en [l]

Donc :  $\Delta V = \Delta P \cdot V \cdot V_0 / (R \cdot T_0)$

Avec :  $\Delta V$  en [l],  $\Delta P$  en [Pa] ou [J/m<sup>3</sup>],  $V$  en [m<sup>3</sup>],  $T$  en [K],  $R$  en [J/mol .K],  $V_0$  en [l/mol]

La variation relative de volume sera égale à :

$$\Delta V / V = \Delta P \cdot V_0 / (R \cdot T_0) \text{ [sans dimension]} \quad (V.2)$$

La variation relative de moles à température constante est une fonction linéaire de la pression dans l'espace clos.

Le coefficient de proportionnalité vaut aux conditions CNTP :

$$22,41383 / (8,31441 \times 273,15) \approx 0,987 \cdot 10^{-2} \text{ soit environ } 1 \% :$$

**Pour faire varier aux conditions C.N.T.P la pression de 1 [Pa], il faudra faire varier le nombre de moles donc le volume d'air neuf ou d'air rejeté de 1 %.**

L'air dans le local n'est pas aux conditions CNTP mais à une température  $\theta$  souvent comprise entre 19 et 25 °C.

Il faut donc corriger la valeur du volume molaire  $V_0$  pour ramener le calcul aux conditions du local. Pour la correction, on applique la relation :

$$P_0 \times V_0 / T_0 = P \times V(\theta) / T$$

Si  $P_0 = P = P$  atmosphérique et  $T = T_0 + \theta$ , on a :  $V_0 / T_0 = V(\theta) \times (T_0 + \theta)$

$$\text{Donc: } V(\theta) = V_0 \times (T_0 + \theta) / T_0 \quad (\text{V.3})$$

A 25 °C, par exemple le volume d'une mole devient :

$$V(\theta) = 22,41383 (273,15+25) / 273,15=24,46 \text{ [l/mol]}$$

Si on remplace (3) dans l'expression (2), on obtient la relation :

$$\Delta V / V = \Delta P \times V_0 \times (T_0 + \theta) / (R \times T_0^2) \quad (\text{V.4})$$

On peut exprimer cette relation en valeur de débit en divisant membre à membre par le temps.

Pour une unité de temps donnée, la variation relative de volume est égale à la variation relative de débit volumique :

$$\Delta q_v / q_v = \Delta P \times V_0 \times (T_0 + \theta) / (R \times T_0^2) \quad (\text{V.5})$$

Le coefficient de proportionnalité vaut aux conditions du local (23°C) :

$$22,41383 \times (273,15 + 23) / (8,31441 \times (273,15)^2) \approx 1,07 \times 10^{-2} \text{ soit environ } 1,084\%.$$

**Pour faire varier aux conditions du local à 23°C la pression de 1 [Pa], il faudra faire varier le nombre de moles donc le volume d'air neuf ou d'air rejeté de 1 %.**

### V.1.3 Le taux de brassage

C'est le nombre de fois que le volume d'air total de l'enceinte passe par les filtres de très haute efficacité en une heure. Ce taux doit être suffisant pour éliminer la contamination particulaire produite dans le local et doit être en conséquence d'autant plus important que la classe d'empoussièrément est plus petite.

Il est exprimé par la relation suivante :

$$\tau = q_v / V \quad (\text{V.6}).$$

Avec :

$\tau$  : taux de brassage en (vol/h)

$q_v$  : débit volumique de soufflage en (m<sup>3</sup>/h)

$V$  : volume du local considéré en m<sup>3</sup>.

Le taux de brassage est défini en fonction de la classe d'empoussièrément souhaitée et de l'activité effectuée dans le local.

Classement	Taux de brassage (vol/h).
ISO 8	15 à 30
ISO 7	30 à 50
ISO 6	50 à 100
ISO 5 et moins	250 à 600

**Tableau V.4** : Taux de brassage en fonction de la classe d'empoussièrément.

### V.1.4 La diffusion de l'air

Le système de diffusion représente la partie terminale et visible d'une installation de génie climatique.

La diffusion d'air conditionne la réussite ou non de l'installation. En effet, elle influence la perception de l'occupant sur son confort et sa sensation de chaud et de froid. Mais le confort de l'occupant se retrouve également dans la qualité de son air intérieur et la diffusion d'air est étroitement liée à la qualité de l'air. Elle permet, lorsqu'elle est bien conçue, d'évacuer les polluants et de contribuer à l'élaboration d'un environnement sain pour l'occupant.

D'autre part, la diffusion participe également au développement durable. Elle influence la consommation d'énergie du bâtiment et l'économie d'énergie est l'un des critères nécessaires à l'obtention HQE (haute qualité environnementale) du bâtiment.

Enfin, la diffusion d'air et le confort thermique sont également définis par la norme ISO 7730. Cette norme détermine des critères qualitatifs qui mesurent et évaluent les ambiances thermiques modérées. Il convient donc de se préoccuper du système utilisé pour diffuser l'air préparé en centrale ou sur une unité terminale de climatisation.

#### - Caractériser le confort

- Le confort de diffusion dans la zone d'occupation est caractérisé par les critères suivants :

- § Absence de stratification de température dans la zone d'occupation.
- § Une bonne qualité de l'air intérieur.
- § Absence de courants d'air dans la zone d'occupation.

Local	Vitesse résiduelle
Locaux d'hébergement Hôpitaux Locaux d'enseignement Locaux de réunion Bureaux Salle de spectacle	0.15 m/s
Locaux commerciaux Atelier	0.17 m/s
Locaux sportifs, Grands magasins Bâtiments du transport Locaux industriels	0.25 m/s

**Tableau V.5** : Vitesses résiduelle au niveau du diffuseur pour différents locaux.

-Un niveau acoustique confortable dans la zone d'occupation.

<b>Théâtre</b>	30 dB	<b>Hôpital</b>	35 dB
<b>Cinéma</b>	35 dB	<b>Hôtel</b>	35 dB
<b>Eglise</b>	30 dB	<b>Restaurant</b>	40 dB
<b>Bibliothèque</b>	35 dB	<b>Conférence</b>	35 dB
<b>Salle de classe</b>	40 dB	<b>Bureau</b>	35 dB

**Tableau V.6** : Le niveau acoustique confortable.

Il existe deux modes de diffusion d'air :

- Diffusion par flux non unidirectionnel (Turbulent).
- Diffusion par flux unidirectionnel (Laminaire).

#### **a- La diffusion par flux non unidirectionnel (flux turbulent)**

L'air est soufflé à travers des diffuseurs répartis ponctuellement dans la salle. Il se mélange par effet d'induction de manière idéale à l'air ambiant d'où une dilution des impuretés de l'air ambiant de la salle propre.

#### **b- La diffusion par flux unidirectionnel (flux Laminaire)**

La zone à protéger est totalement balayée par un écoulement d'air propre à vitesse régulière, les filets d'air étant à peu près parallèles. Le flux laminaire s'obtient avec une vitesse d'air autour de 0.45 m/s. Les impuretés libérées par le poste de travail, sont directement **refoulées** hors de la zone.

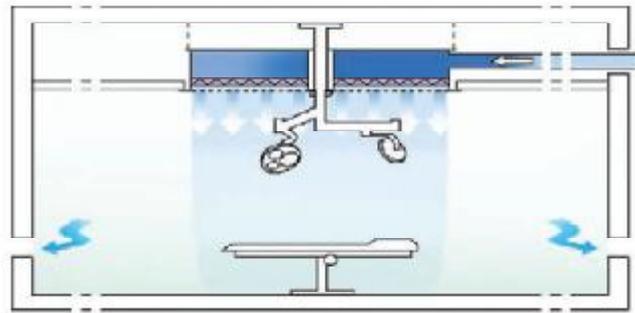
Objectifs			Moyens	
Désignation de la zone	Classe particulière de la zone à protéger	Niveau cible de classe de cinétique de décontamination particulière à 0.5µm	Régime d'écoulement de l'air de la zone à protéger.	Taux de renouvellement de l'air de la salle
<b>Zone 4</b>	ISO 5	CP 10	Unidirectionnel	$\geq 50 \text{ vol/h}$
<b>Zone 3</b>	ISO 7	CP 20	Unidirectionnel ou non unidirectionnel	Entre 25 et 30 vol/h
<b>Zone 2</b>	ISO 8	CP 20	Non unidirectionnel	Entre 15 et 20 vol/h
<b>Zone 1</b>	Locaux non spécifiques		-	-

**Tableau V.7** : Régime d'écoulement de l'air des zones à protéger.

Ex : CP 20= moins de 20mn sont nécessaire pour décroître la décontamination de 90 %.

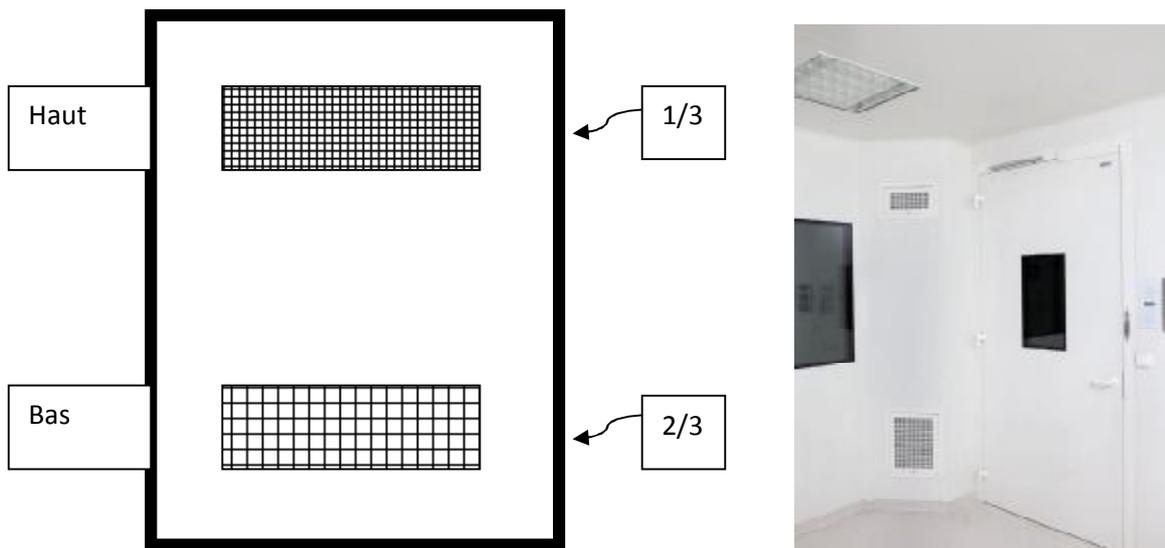
Pour une parfaite maîtrise de l'aérocontamination dans les salles d'opérations, classées en risque 3 ou 4, un plafond filtrant à flux unidirectionnel est recommandé, où l'ensemble de la surface diffusante est équipé de filtres très haute efficacité H14 et de grilles de soufflages.

L'air propre soufflé de façon uniforme à travers ce plan filtrant agit comme un « piston », entraînant en permanence la contamination hors de la zone à protéger, sans courant d'air.



**Figure V.3 :** Plafond filtrant, flux unidirectionnel= effet piston. [4]

La reprise de l'air dans la salle sera assurée par des grilles de reprise, équipées de filtres d'efficacité F5. Ces grilles de reprises porte filtre seront installées sur les plans coupés (sur les angles). On retrouve  $\frac{2}{3}$  de débit extrait en partie basse et  $\frac{1}{3}$  du débit extrait en partie haute, comme le montre les figures ci-jointes :



**Figure V.4 :** Les grilles de reprise dans les salles d'opérations. [4]



**Figure V.5 :** Exemple de salle d'opération, équipée de plafond filtrant et de grille de reprise.[4]

§ Les autres salles seront équipées de diffuseurs plafonniers carrés (soufflage et reprise).

§ Pour le cas des salles de consultation au niveau du RDC, elles seront équipées de cassettes à **effet Coanda**.

✓ **Effet Coanda :**

Lorsque le flux d'air est soufflé proche d'une paroi parallèle à la direction de ce flux d'air, le flux d'air primaire se mélange avec l'air du local uniquement du côté opposé à la paroi. En effet, cette surface empêche un apport d'air secondaire et il apparaît une légère dépression. Cette dépression « aspire » le jet d'air et provoque l'adhérence du jet d'air sur la surface. C'est ce qu'on appelle « l'effet coanda ».

Deux cas de diffusion sont possibles :

- Diffusion murale : il est nécessaire que la distance entre le jet d'air et le plafond soit faible, de l'ordre de 0.3 m.
- Diffusion plafonnière : l'effet coanda est garanti tant que l'angle de diffusion est inférieur ou égal à 45°.



**Figure V.6 :** Exemple de diffusion par effet Coanda. [4]

## V.2 Les différents débits d'air

Après la filtration et la purification de l'air à introduire dans les différentes salles 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 un confort plus ou moins satisfaisant.

### V.2.1 Débit d'air neuf

Le corps humain émet des produits gazeux qui contribuent à polluer l'air de la salle blanche. Le maintien de la teneur en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant exige des taux de renouvellement d'air.

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 déroulent.

Le taux de renouvellement d'air est fondé sur un apport d'air extérieur minimal de 15 vol/h. [Annexe 8]

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

$$Y_{an} = \frac{q_{man}}{q_{mas}} \quad (\%) \quad (V.7).$$

### V.2.2 Débit d'air soufflé

L'état et le débit de l'air à soufflé résultent de la résolution d'un système d'équations exprimant respectivement les bilans enthalpique et hydrique.

$$Q = q_{mas} \cdot (h_A - h_S) = q_{mas} \cdot C_{pair} \cdot (T_A - T_S) \quad (V.8).$$

$$\dot{m}_{ve} = q_{mas} \cdot (X_A - X_S) \quad (V.9).$$

Où :

Q : représente la charge calorifique en hiver ou frigorifique en été. Positive s'il s'agit d'apport et négative s'il s'agit de déperditions.

$q_{mas}$  : Débit massique d'air à soufflé [kg/s].

$h_S$  : Enthalpie spécifique de l'air humide à soufflé [kJ/kgas].

$h_A$  : Enthalpie spécifique de l'air humide ambiant [kJ/kgas].

$X_A$  : Teneur en eau de l'air ambiant [kge/kgas].

$X_S$  : Teneur en eau de l'air à souffler [kge/kgas].

$T_A$  : Température de l'air ambiant [°C].

$T_s$  : Température de l'air à soufflé [°C].

$\dot{m}_{ve}$  : Quantité d'humidité dégagée (charge hydrique) [kg/s].

Un écart de température  $\Delta T$  entre la température de l'air intérieur et celle de soufflage peut être imposé, il est de l'ordre de 8°C à 12°C.

Dans le cas des salles blanches où un taux de brassage est imposé, le débit d'air soufflé se déduit donc de la relation suivante :

$$\tau = q_{vas}/V \quad (V.10).$$

$$q_{vas} = \tau \cdot V \quad [\text{m}^3/\text{h}].$$

Avec :

$q_{mas}$  : Débit volumique d'air soufflé.

$\tau$  : Taux de brassage de la salle en [vol/h].

$V$  : Volume de la salle en [m<sup>3</sup>].

### V.2.3 Débit d'air mélangé

Pour des raisons d'économie d'énergie, on fait recycler une partie de l'air intérieur repris, pour l'introduire dans la salle sous forme de mélange avec de l'air extérieur neuf.

- **Débit d'air recyclé**

Le débit d'air recyclé est donné comme suit :

$$q_{mar} = q_{mas} - q_{man} \quad (V.11).$$

Avec :

$q_{mar}$  : Débit d'air recyclé.

$q_{mas}$  : Débit d'air soufflé.

$q_{man}$  : Débit d'air neuf à introduire.

- **Taux de recyclage d'air**

Il représente la portion d'air repris puis recyclé dans le local, il est donné par le rapport :

$$Y_{ar} = \frac{q_{mar}}{q_{mas}} \quad (\%) \quad (V.12).$$

- **Débit d'air mélangé**

L'air soufflé représente un mélange d'air neuf et d'air recyclé. Il est donné par la relation suivante :

$$q_{mam} = q_{mas} = q_{man} + q_{mar} \quad (\text{V.13}).$$

Dans le caisson de mélange, l'air (neuf+ recyclé) est soumis à un bilan enthalpique qui se traduit par l'égalité suivante :

$$(q_{man} + q_{mar}) \cdot h_m = q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i \quad (\text{V.14}).$$

Comme :

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

Le bilan s'écrit :

$$q_{mas} \cdot h_m = q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i \quad (\text{V.15}).$$

- **Température du mélange**

La température du mélange est la somme des températures apportées par chaque composant.

Ainsi :

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

D'où :

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

Comme :

$$Y_{an} = \frac{q_{man}}{q_{mas}} \quad \text{et} \quad Y_{ar} = \frac{q_{mar}}{q_{mas}}$$

$$T_m = Y_{an} \cdot T_e + Y_{ar} \cdot T_i \quad [^\circ\text{C}] \quad (\text{V16}).$$

- **Enthalpie du mélange**

L'enthalpie du mélange est évaluée de la même manière que celle de la température. Elle s'exprime par :

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

Ou encore :

$$h_m = Y_{an} \cdot h_e + Y_{ar} \cdot h_i \quad [\text{kJ/kgas}] \quad (\text{V17}).$$

- **Teneur en eau au point du mélange**

Après la connaissance des valeurs de la température et de l'enthalpie du mélange, la valeur de la teneur en eau au point du mélange peut être lue directement sur le diagramme de l'air humide. La relation exprimant cette quantité est :

$$X_m = Y_{an} \cdot X_e + Y_{ar} \cdot X_i \quad [\text{kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}] \quad (\text{V18}).$$

#### V.2.4 Application en saison hivernale

##### a) Conditions intérieures de base :

- Température intérieure :  $T_i = 23 \text{ }^\circ\text{C}$
- Humidité relative intérieure :  $\phi_i = 50 \%$
- Teneur en eau intérieure :  $X_i = 0.00875 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}$
- Enthalpie spécifique intérieure :  $h_i = 45.40 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$
- Volume spécifique intérieur :  $v_i = 0.8503 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$

##### b) Conditions extérieures de base :

- Température extérieure :  $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$
- Humidité relative extérieure :  $\phi_e = 80 \%$
- Teneur en eau extérieure :  $X_e = 0.00301 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}$
- Enthalpie spécifique extérieure :  $h_e = 7.54 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$
- Volume spécifique extérieur :  $v_e = 0.7771 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$

**Exemple de calcul****1- CTA N°1**

-Charge calorifique totale	$Q_c = 5.52 \text{ kW}$
-Volume habitable	$V = 107.94 \text{ m}^3$
-Nombre d'occupants	$n = 6 \text{ personnes}$

- **Caractéristiques du point de soufflage**

- **Débit d'air soufflé**

Le taux de brassage recommandé pour cette salle est de 50 vol/h.

$$q_{vas} = \tau \cdot V \quad [\text{m}^3/\text{h}].$$

$$q_{vas} = 50 * 107.94 = 5397 \text{ m}^3/\text{h}.$$

On en déduit le débit massique de soufflage :

$$q_{mas} = \frac{q_{vas}}{3600 * V}$$

Avec :

$q_{mas}$  : Débit massique de l'air soufflé [ $\text{kg}_{\text{as}}/\text{S}$ ].

$q_{vas}$  : Débit volumique de l'air soufflé [ $\text{m}^3/\text{h}$ ].

$V$  : volume spécifique [ $\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$ ].

$$q_{mas} = \frac{5397}{3600 * 0.850} = 1.76 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

De l'équation (V.8) on tire :

$$T_s = T_i - \frac{Q_{cs}}{q_{mas} \cdot c_p} = 23 - \frac{-5.52}{1.76 * 1.02} = 26.07 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

De l'équation (V.8), on tire :

$$h_s = h_i - \frac{Q_s}{q_{mas}} = 45.40 - \frac{-5.52}{1.76}$$

$$h_s = 48.53 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

Du diagramme de l'air humide, pour  $h_s = 48.53 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$  et pour  $T_s = 26.07 \text{ (}^\circ\text{C)}$ , on en déduit la valeur de la teneur en eau du soufflage

$$X_s = 0.00875 \text{ (kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}).$$

- **Caractéristiques du point de mélange**

- **Débit total à soufflé**

$$q_{Tas} = q_{mas} = 5397 \text{ m}^3 = 1.76 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air recyclé**

Tenant compte de la surpression, le débit d'air recyclé sera donné comme suit :

$$q_{mar} = 0.8 q_{mas}$$

Soit :

$$q_{mar} = 4317.76 \text{ m}^3/h = 1.41 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air neuf**

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 1.76 - 1.41 = 0.35 \text{ kg/s}$$

- **Température du mélange**

$$T_m = \frac{q_{man} \cdot T_e + q_{mar} \cdot T_i}{q_{mas}} = \frac{0.35 * 0 + 1.41 * 23}{1.76} = 18.46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Enthalpie du mélange**

$$h_m = \frac{q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i}{q_{mas}} = \frac{0.35 * 7.54 + 1.41 * 45.40}{1.76} = 37.87 \text{ kJ/kg}$$

- **Teneur en eau du mélange**

Par simple lecture sur le diagramme d'air humide, pour

$T_m = 18.43 \text{ } (^\circ\text{C})$ , et  $h_m = 37.87 \text{ kJ/kg}$ ,

$$X_m = 0.00763 \text{ kge/kgas}$$

## 2- CTA N2

-Charge calorifique totale	$Q_c = 4.60 \text{ kW}$
-Volume habitable	$V = 105.66 \text{ m}^3$
-Nombre d'occupants	$n = 6 \text{ personnes}$

- **Caractéristiques du point de soufflage**

- **Débit d'air soufflé**

$$q_{vas} = 50 * 105.66 = 5283 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$q_{mas} = \frac{5283}{3600 * 0.850} = 1.73 \text{ kg/s}$$

$$T_s = T_i - \frac{Q_{cs}}{q_{mas} \cdot c_p} = 23 - \frac{-4.60}{1.73 * 1.02} = 25.61 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_s = h_i - \frac{Q_s}{q_{mas}} = 45.40 - \frac{-4.60}{1.73} = 48.06 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

$$X_s = 0.00875 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}}).$$

- **Caractéristiques du point de mélange**

- **Débit total à soufflé**

$$q_{Tas} = q_{mas} = 5283 \text{ m}^3/\text{h} = 1.73 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air recyclé**

$$q_{mar} = 4226.40 \text{ m}^3/\text{h} = 1.38 \text{ kg/s}$$

- **Débit d'air neuf**

$$q_{man} = q_{mas} - q_{mar} = 1.73 - 1.38 = 0.35 \text{ kg/s}$$

- **Température du mélange**

$$T_m = \frac{q_{man} \cdot T_e + q_{mar} \cdot T_i}{q_{mas}} = \frac{0.35 * 0 + 1.38 * 23}{1.73} = 18.35 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Enthalpie du mélange**

$$h_m = \frac{q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i}{q_{mas}} = \frac{0.35 * 7.54 + 1.38 * 45.40}{1.73} = 37.74 \text{ kJ/kg}$$

- **Teneur en eau du mélange**

$$X_m = 0.00761 \text{ kge/kgas}$$

### 3- CTA N3 (Récupérateur d'énergie)

Un récupérateur d'énergie permet d'optimiser les consommations énergétiques en récupérant l'énergie sur l'air extrait du local et en transmettant l'énergie à l'air neuf.

Il existe différents types de récupérateur d'énergie:

- Echangeur à flux croisés (échangeur à plaques),
- Echangeur à roue (dit à chaleur sensible),
- Echangeur à contre flux (ou contre courant).

L'échangeur choisi pour cette centrale est celui à flux croisés. Les flux à l'intérieur de l'échangeur se croisent perpendiculairement.

L'efficacité de cet échangeur est en moyenne de 55 %.

- **Caractéristiques du point de soufflage**

-Charge calorifique totale : 18.55 kW.

-Débit massique totale à souffler :

$$q_{Tas} = 9660 \text{ m}^3/\text{h} = 2.28 \text{ kg/s}$$

$$T_s = T_i - \frac{Q_{cs}}{q_{mas} \cdot c_p} = 23 - \frac{-18.55}{2.28 \cdot 1.02} = 30.98 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_s = h_i - \frac{Q_s}{q_{mas}} = 45.40 - \frac{-18.55}{2.28} = 53.54 \text{ kJ/kg}_{\text{gas}}$$

$$X_s = 0.00875 \text{ (kJ/kg}_{\text{gas}}).$$

- **Caractéristiques du point de sortie de l'échangeur (récupérateur) :**

-Calcul de la température à partir de l'efficacité :

$$T_s = \varepsilon \cdot (T_i - T_e) + T_e$$

Où :

$T_{SE}$  : Température à la sortie de l'échangeur.

$\varepsilon$  : Efficacité thermique de l'échangeur.

$T_i$  : Température de reprise (intérieure).

$T_e$  : Température extérieure.

$$T_{SE} = \varepsilon \cdot (T_i - T_e) + T_e = 0.6(23 - 0) + 0 = 13.80 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_{SE} = \varepsilon \cdot (h_i - h_e) + h_e = 0.6(45.40 - 7.54) + 7.54 = 30.26 \text{ (kJ/kg}_{\text{gas}})$$

$$X_{SE} = 0.00648 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{gas}}$$

### V.2.5 Application en saison estivale

Le traitement d'air en régime estival est lié à celui du régime hivernal, des lors que le même réseau de distribution d'air utilisé.

#### a- Conditions intérieures de base

- Température intérieure :  $T_i = 23 \text{ }^\circ\text{C}$
- Humidité relative intérieure :  $\phi_i = 50\%$
- Teneur en eau intérieure :  $X_i = 0.00875 \text{ kge/kgas}$
- Enthalpie spécifique intérieure :  $h_i = 45.40 \text{ kJ/kgas}$
- Volume spécifique intérieur :  $v_i = 0.8503 \text{ m}^3/\text{kgas}$

#### b- Conditions extérieures de base :

- Température extérieure :  $T_e = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Humidité relative extérieure :  $\phi_e = 60\%$
- Teneur en eau extérieure :  $X_e = 0.0284 \text{ kge/kgas}$
- Enthalpie spécifique extérieure :  $h_e = 113.33 \text{ kJ/kgas}$
- Volume spécifique extérieur :  $v_e = 0.9271 \text{ m}^3/\text{kgas}$

### 1- CTA N°1

- Charge frigorifique totale  $Q_F = 5.55 \text{ kW}$
- Volume habitable  $V = 107.94 \text{ m}^3$
- Nombre d'occupants  $n = 6 \text{ personnes}$

- **Caractéristiques du point de soufflage**

- **Débit d'air soufflé**

$$q_{Tas} = q_{mas} = 5397 \text{ m}^3/\text{h} = 1.76 \text{ kg/s}$$

Un écart de température  $\Delta T = T_i - T_s = 9 \text{ }^\circ\text{C}$  est imposé, d'où l'on déduit donc :

$$T_s = 23 - 9 = 14^\circ\text{C}$$

De l'équation (V.9), on tire :

$$X_s = \frac{q_{mas} \cdot X_A - \dot{m}_{ve}}{q_{mas}} = 0.00875 \text{ kge/kgas}$$

Et par simple lecture sur le diagramme d'air humide, on trouve :

$$h_s = 36.19 \text{ kJ/kgas}$$

- **Caractéristiques du point de mélange**
- **Température du mélange**

$$T_m = \frac{q_{man} \cdot T_e + q_{mar} \cdot T_i}{q_{mas}} = 26.54 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Enthalpie du mélange**

$$h_m = \frac{q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i}{q_{mas}} = 59.15 \text{ kJ/kgas.}$$

- **Teneur en eau du mélange**

$$X_m = 0.01273 \text{ kge/kgas}$$

## 2- CTA N2

- Charge frigorifique totale  $Q_F = 4.63 \text{ kW}$
- Volume habitable  $V = 105.66 \text{ m}^3$
- Nombre d'occupants  $n = 6 \text{ personnes}$

- **Caractéristiques du point de soufflage**

- **Débit d'air soufflé**

$$q_{Tas} = q_{mas} = 5283 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1.73 \text{ kg/s}$$

$$T_s = 23 - 9 = 14^\circ\text{C}$$

$$X_s = \frac{q_{mas} \cdot X_A - \dot{m}_{ve}}{q_{mas}} = 0.00875 \text{ kge/kgas}$$

$$h_s = 36.19 \text{ kJ/kgas}$$

- **Caractéristiques du point de mélange**

- **Température du mélange**

$$T_m = \frac{q_{man} \cdot T_e + q_{mar} \cdot T_i}{q_{mas}} = 26.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Enthalpie du mélange**

$$h_m = \frac{q_{man} \cdot h_e + q_{mar} \cdot h_i}{q_{mas}} = 59.14 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

- **Teneur en eau du mélange**

$$X_m = 0.01272 \text{ kg/kg}_{\text{as}}$$

### 3-CTA N3 (Avec Echangeur à plaques)

- **Caractéristiques du point de soufflage**

-Charge calorifique totale : 20.99 kW.

-Débit massique totale à souffler :

$$q_{Tas} = 9660 \text{ m}^3/\text{h} = 2.28 \text{ kg/s}$$

Un écart de température  $\Delta T = T_i - T_s = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$  est imposé, d'où l'on déduit donc :

$$T_s = 23 - 9 = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_s = h_i - \frac{Q_s}{q_{mas}} = 45.40 - \frac{20.99}{2.28} = 36.19 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

$$X_s = 0.00875 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}}).$$

- **Caractéristiques du point de sortie de l'échangeur (récupérateur) :**

-Calcul de la température à partir de l'efficacité :

$$T_{SE} = \varepsilon \cdot (T_i - T_e) + T_e$$

Où :

$T_{SE}$  : Température à la sortie du récupérateur.

$\varepsilon$  : Efficacité thermique de l'échangeur.

$T_i$  : Température de reprise (intérieure).

$T_e$  : Température extérieure.

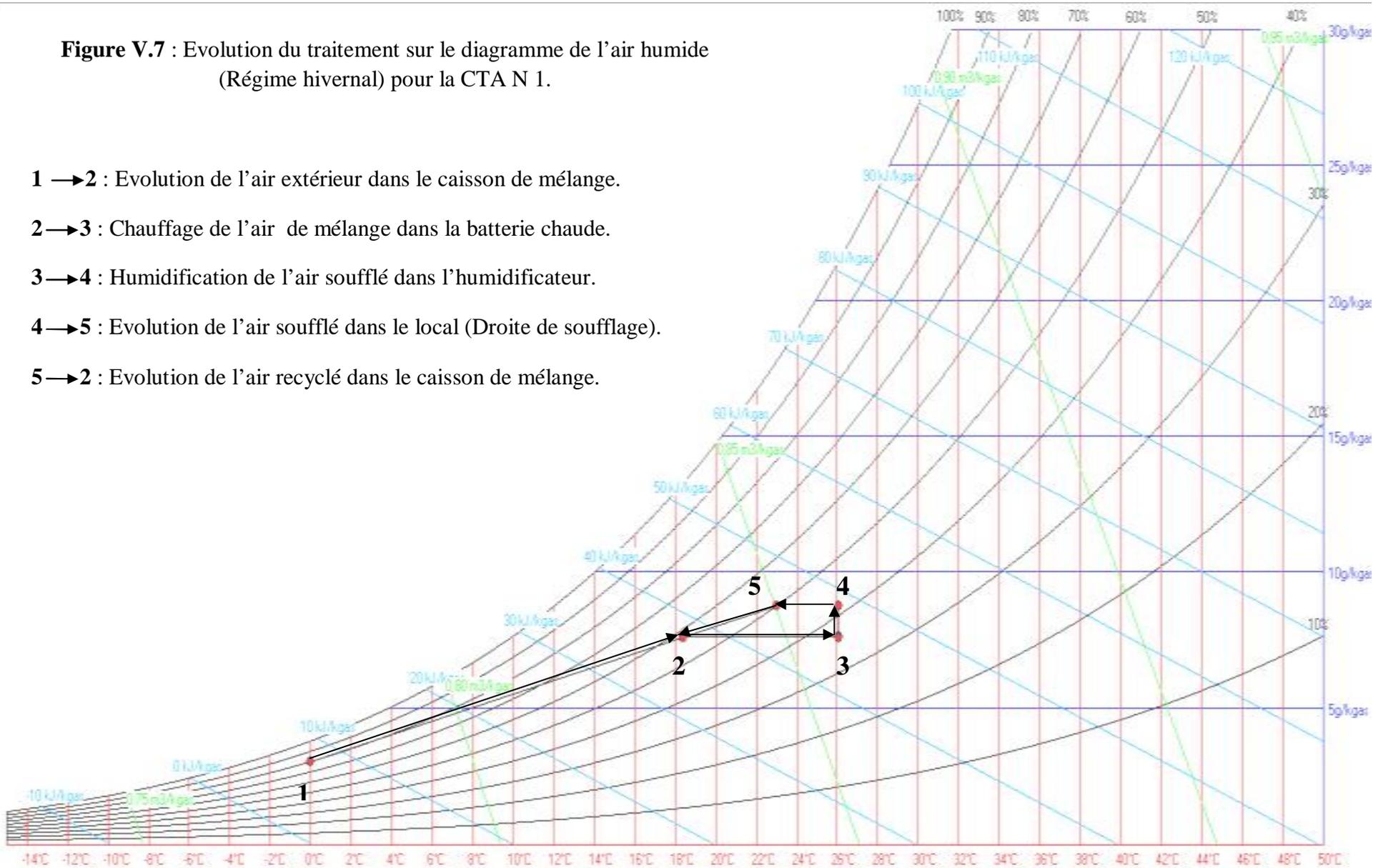
$$T_{SE} = \varepsilon \cdot (T_e - T_i) + T_i = 0.6(40 - 23) + 23 = 33.22 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_{SE} = \varepsilon \cdot (h_i - h_e) + h_e = 0.6(45.40 - 113.33) + 113.33 = 72.57 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}})$$

$$X_{SE} = 0.01537 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}$$

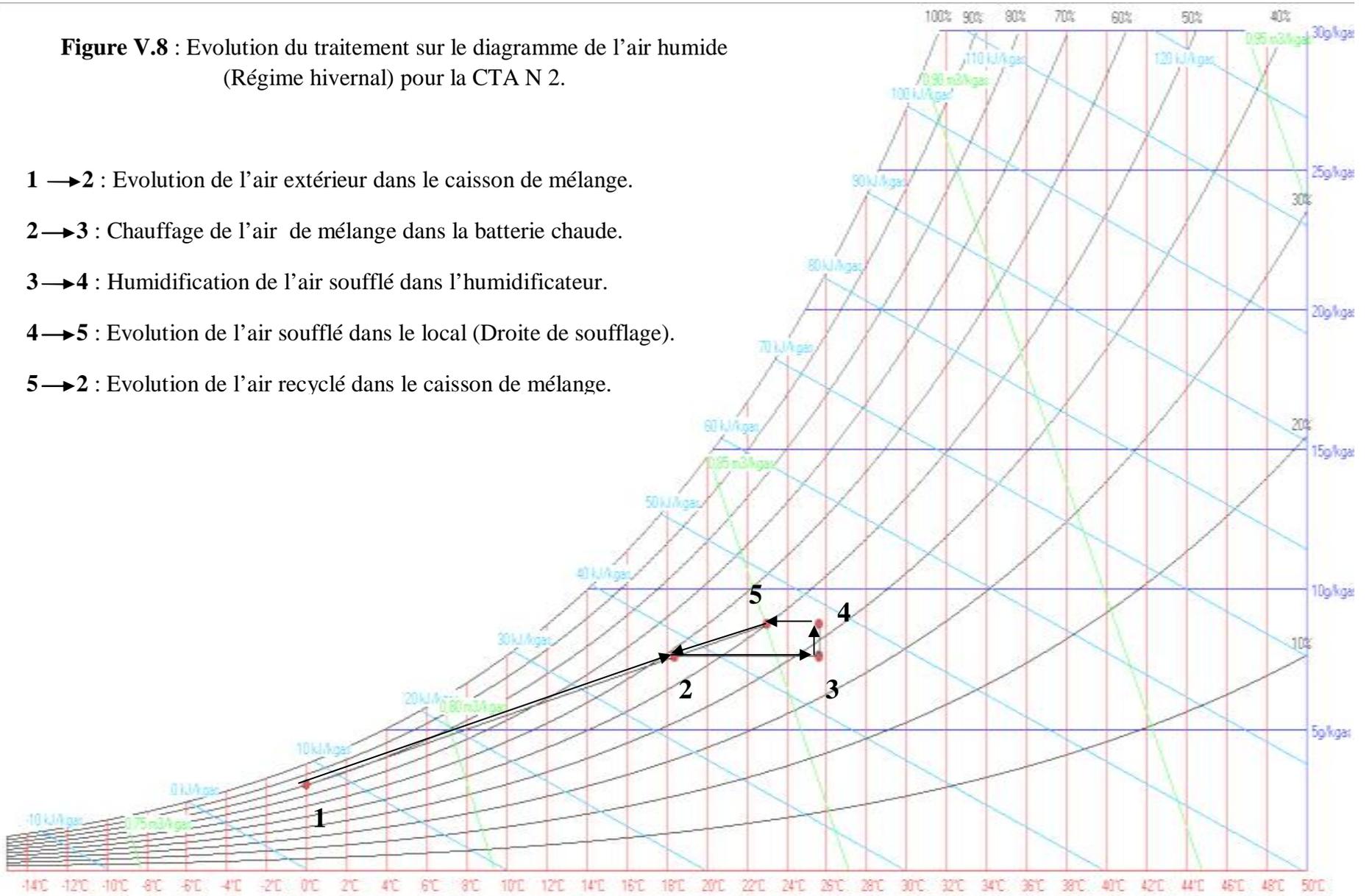
**Figure V.7 :** Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime hivernal) pour la CTA N 1.

- 1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le caisson de mélange.
- 2 → 3 : Chauffage de l'air de mélange dans la batterie chaude.
- 3 → 4 : Humidification de l'air soufflé dans l'humidificateur.
- 4 → 5 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).
- 5 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le caisson de mélange.



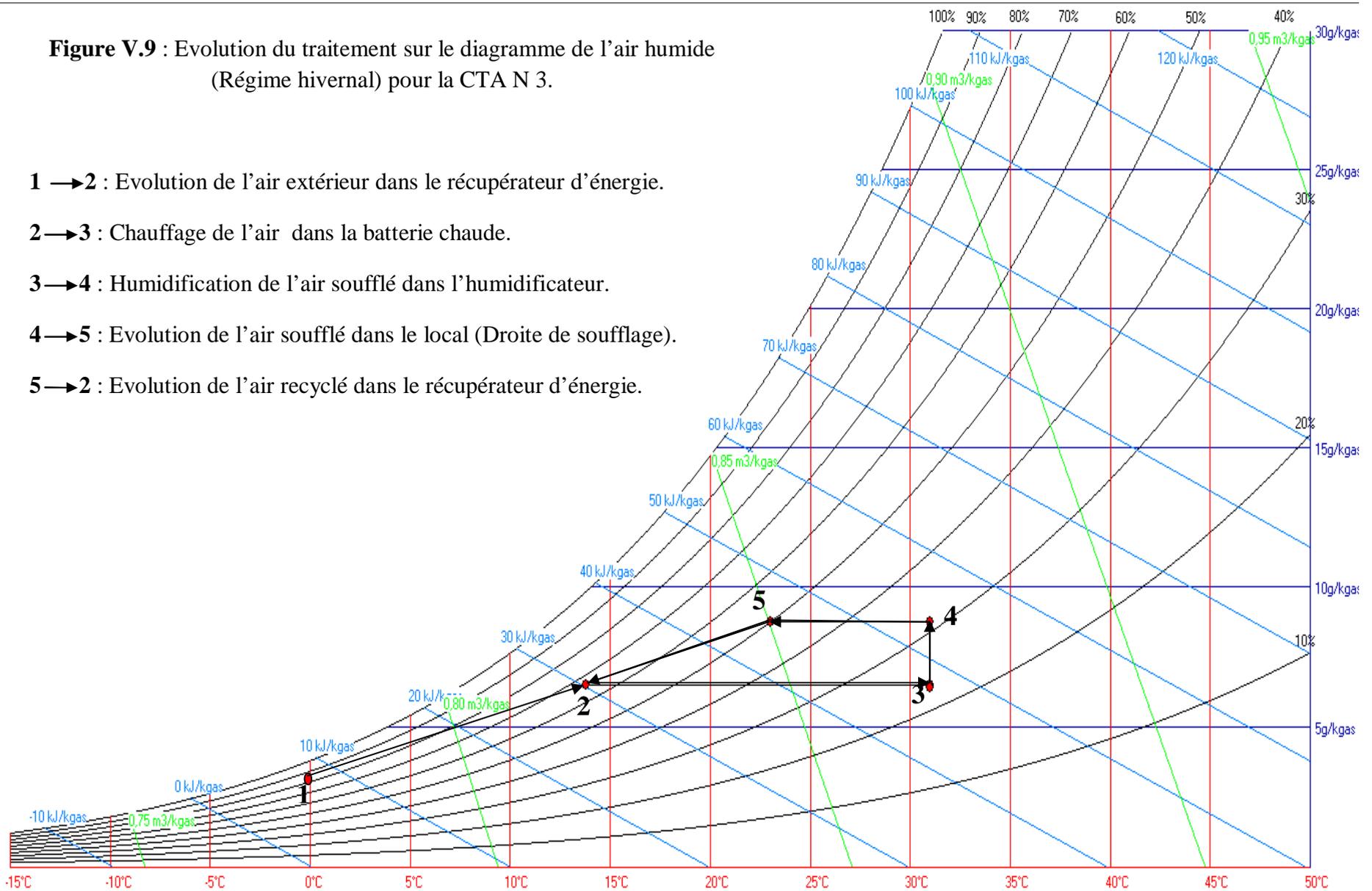
**Figure V.8 :** Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime hivernal) pour la CTA N 2.

- 1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le caisson de mélange.
- 2 → 3 : Chauffage de l'air de mélange dans la batterie chaude.
- 3 → 4 : Humidification de l'air soufflé dans l'humidificateur.
- 4 → 5 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).
- 5 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le caisson de mélange.



**Figure V.9 :** Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime hivernal) pour la CTA N 3.

- 1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le récupérateur d'énergie.
- 2 → 3 : Chauffage de l'air dans la batterie chaude.
- 3 → 4 : Humidification de l'air soufflé dans l'humidificateur.
- 4 → 5 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).
- 5 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le récupérateur d'énergie.



**Figure V.10** : Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime estival) pour la CTAN 1.

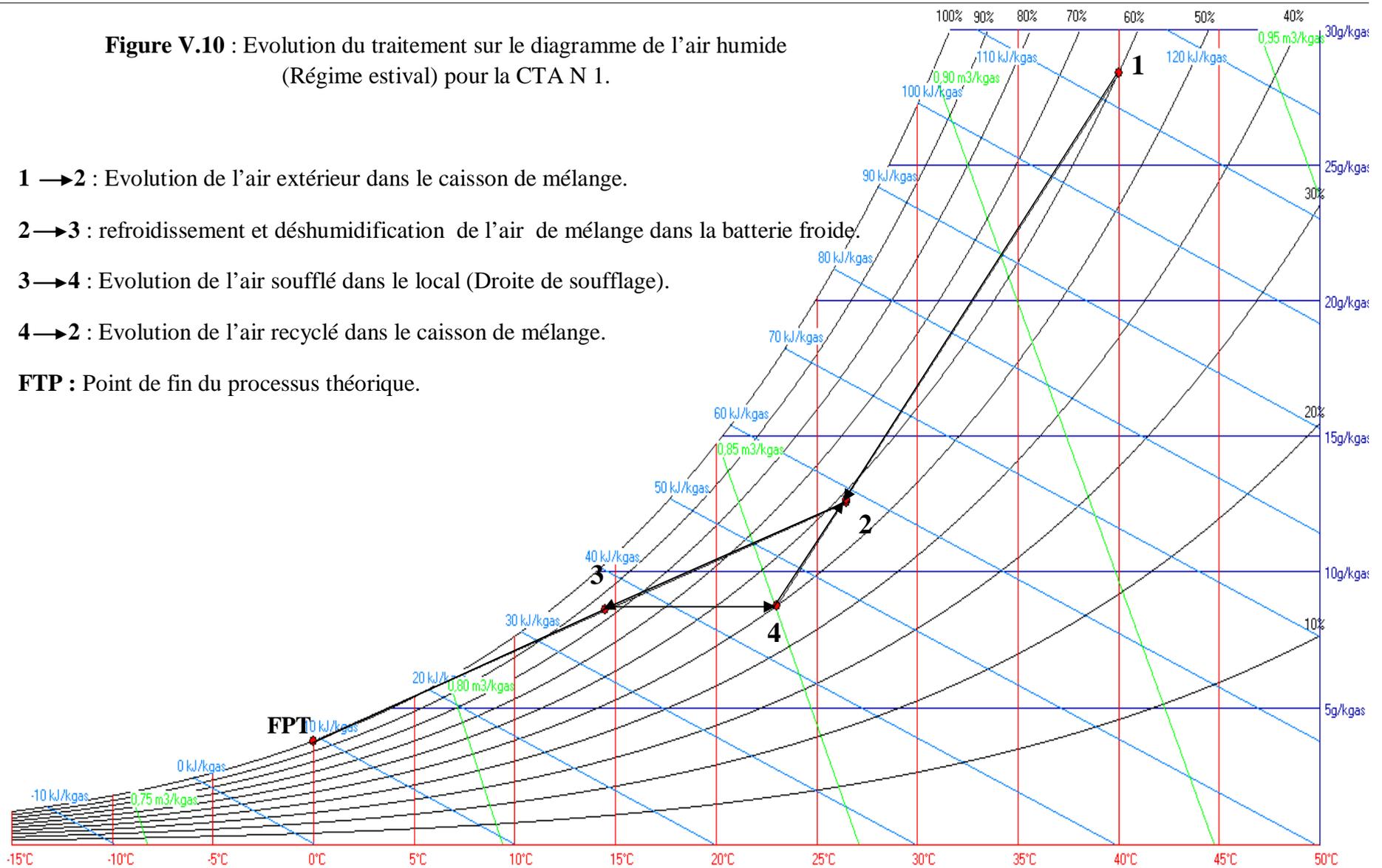
1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le caisson de mélange.

2 → 3 : refroidissement et déshumidification de l'air de mélange dans la batterie froide.

3 → 4 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).

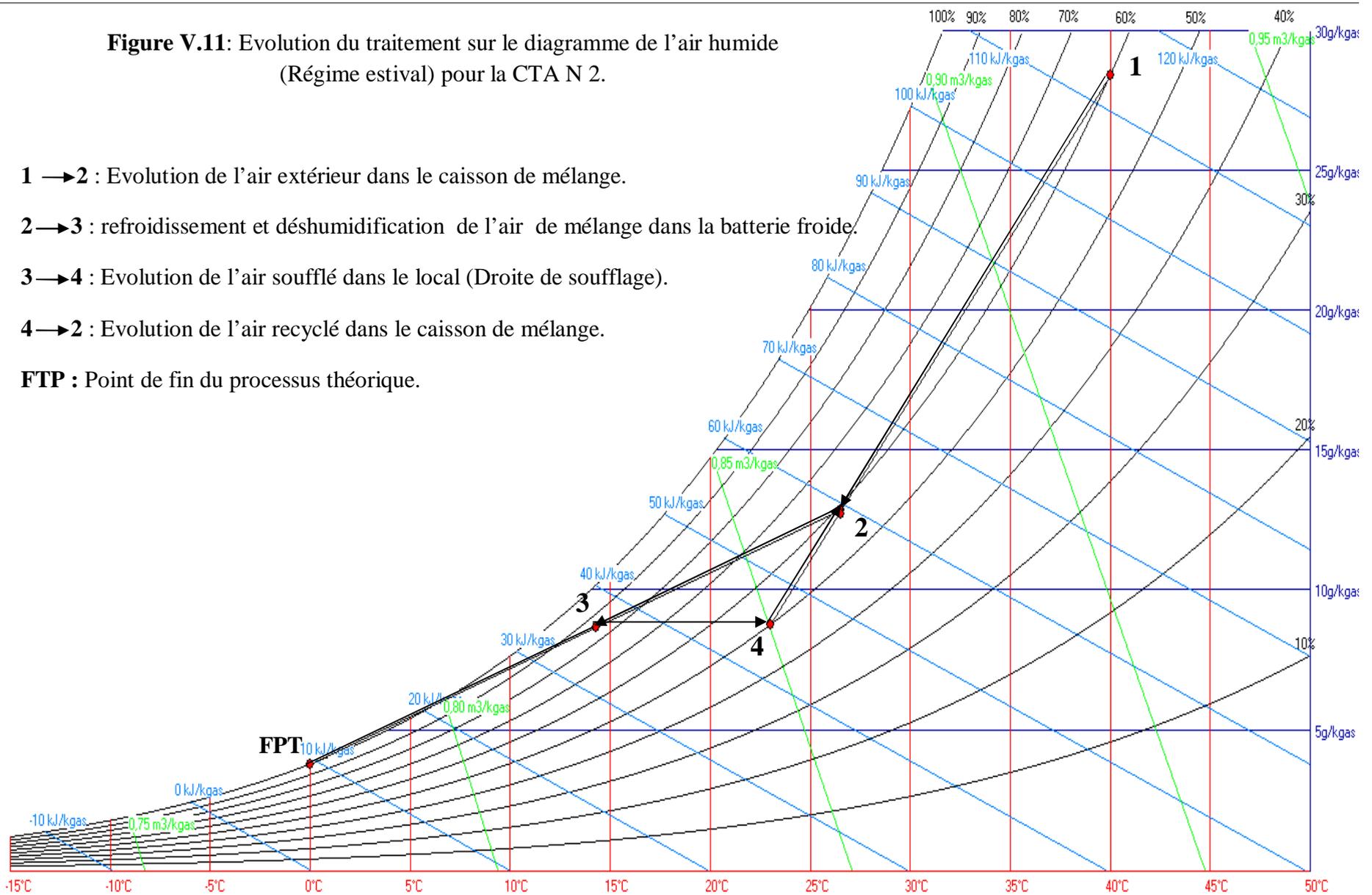
4 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le caisson de mélange.

**FTP** : Point de fin du processus théorique.



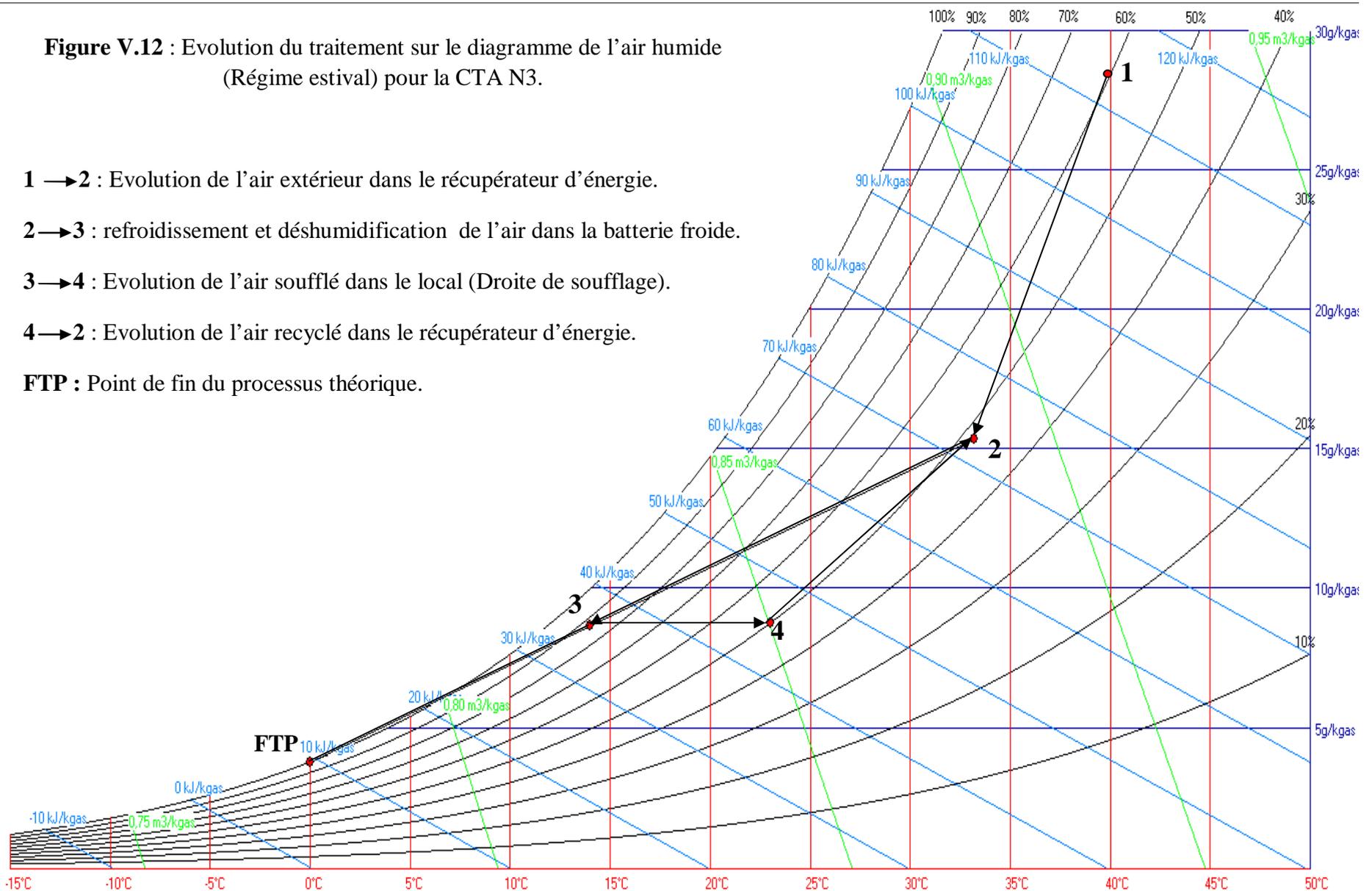
**Figure V.11:** Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime estival) pour la CTA N 2.

- 1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le caisson de mélange.
  - 2 → 3 : refroidissement et déshumidification de l'air de mélange dans la batterie froide.
  - 3 → 4 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).
  - 4 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le caisson de mélange.
- FPT :** Point de fin du processus théorique.



**Figure V.12 :** Evolution du traitement sur le diagramme de l'air humide (Régime estival) pour la CTA N3.

- 1 → 2 : Evolution de l'air extérieur dans le récupérateur d'énergie.
  - 2 → 3 : refroidissement et déshumidification de l'air dans la batterie froide.
  - 3 → 4 : Evolution de l'air soufflé dans le local (Droite de soufflage).
  - 4 → 2 : Evolution de l'air recyclé dans le récupérateur d'énergie.
- FTP :** Point de fin du processus théorique.



## Chapitre VI : Calculs aéraulique

Une gaine constitue généralement un réseau aéraulique, elle est souvent constituée en tôle d'acier galvanisé.

Le rôle capital des gaines est le transport des différents débits d'air de soufflage, d'extraction et de recyclage, comme elle peut avoir un second rôle de protection.

Les gaines sont de différents types, selon le matériau constitutif, on distingue :

- Les gaines à section circulaire, caractérisées par un diamètre « d » et une épaisseur « e »,
- Les gaines à sections carrées ou rectangulaire, caractérisées par une hauteur « b », une largeur « a » et une épaisseur « e ».

### VI.1 Etablir un réseau aéraulique

Déterminer un réseau de conduits aéraulique, revient à :

- Calculer les dimensions des conduits (Diamètre ou section) en fonction du débit qu'ils transportent,
- Calculer la perte de charge totale.

#### VI.1.1 Evaluation des grandeurs des conduits

La préoccupation dans le dimensionnement des réseaux des gaines demeure dans :

- L'optimisation des longueurs et section,
- Minimisation des bruits produits par l'écoulement de l'air,
- Minimisation des pertes de charges.

Les dimensions d'un conduit d'air se déterminent par :

- Le débit volumique,
- La vitesse admissible dans le tronçon.

La vitesse admissible dans un tronçon est la vitesse moyenne dans une section du conduit. Elle est obtenue par le rapport du débit sur la surface de la section :

$$V = \frac{q_v}{S} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{VI.1})$$

Où :

$q_v$  : Débit volumique ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

S : surface de la section du tronçon ( $\text{m}^2$ ).

### VI.1.2 Les vitesses préconisées

Les vitesses moyennes préconisées dans les différents conduits d'une installation de conditionnement d'air sont :

- Conduits principaux : 7 à 12 m/s
- Conduits secondaires : 3 à 7 m/s

Pour les installations à basse pression, les vitesses admissibles dans les conduits en fonction du débit transporté sont :

Débit de transit dans les gaines (m <sup>3</sup> /h)	Vitesse admissible (m/s)
□ 300	2.5
□ 1 000	3
□ 2 000	4
□ 4 000	5
□ 10 000	6
>10 000	7

**Tableau VI.1** : Vitesses admissibles dans les tronçons.

Le dimensionnement des conduits aéraulique se fait comme suit :

- Premièrement, tenir compte des réseaux de gaines existant et des débits d'air à souffler, puis calculer la vitesse d'écoulement d'air dans chaque tronçons,
- Deuxièmement, comparer les vitesses calculées avec les vitesses admissibles dans ces tronçons.

**VI.1.3 Les débits d'air soufflés dans chaque salle**- **Premier sous sol :****Centrale N1**

Salle	Débit volumique (m <sup>3</sup> /h)	Débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
Bloc opératoire "application curiethérapie"	5397	1.499

**Tableau VI.2 :** Débit de soufflage pour la CTA 1.**Centrale N2**

Salle	Débit volumique (m <sup>3</sup> /h)	Débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
Bloc opératoire N2	5283	1.468

**Tableau VI.3 :** Débit de soufflage pour la CTA 2.**Centrale N3**

Salle	Débit volumique (m <sup>3</sup> /h)	Débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
Sas aseptique	792.8	0.220
Salle de réveil	1412.1	0.392
Vestiaires personnel	481.05	0.134
Dégagements	2026.35	0.563
Morgue	643.05	0.179
Stockage consommable	774.00	0.215
Nettoyage	142.20	0.040
Hall circulation	553.05	0.154
Lavage N1	1558.80	0.433
Conditionnement	291.60	0.081
Lavage N2	732.60	0.204
Stockage	251.10	0.070

**Tableau VI.4 :** Débit de soufflage pour la CTA 3.- **RDC :**

Salle	Débit volumique (m <sup>3</sup> /h)	Débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
Panoramique dentaire	472.58	0.131
Salle chiller IRM	315.79	0.088
Salle IRM	1450.03	0.403
Salle commande IRM	387.41	0.108
Salle de préparation	296.51	0.082
Radio OS-POUMON	2666.77	0.741
Salle échographie	422.64	0.117
Salle d'interprétation	701.29	0.195
Consultation N1	388.86	0.108
Consultation N2	368.12	0.102
Consultation N3	245.58	0.068
Consultation N4	275.59	0.077

Consultation N5	277.55	0.077
Radiographie télécommandée	383.87	0.107
Salle de mammographie	314.07	0.087
OSTEO-Densitomètre	398.68	0.111
Salle Scanner	995.65	0.277
Commande Scanner	343.13	0.095
Petit Bureau	341.45	0.094
Hall/ Circulation	4298.30	1.194
Attente Oncologie	264.40	0.073
Attente Imagerie	279.53	0.078

**Tableau VI.5** : Débit d'air à souffler au niveau du RDC.

## VI.2 Récapitulatifs des diverses sections et vitesses

### VI.2.1 Réseau de soufflage (1<sup>er</sup> sous sol)

#### Centrale N1

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
O-A	0.750	0.450	0.338	5397	1.499	4.435

#### Centrale N2

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
O-B	0.750	0.450	0.338	5283	1.468	4.343

#### Centrale N3

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
O-A	1	0.450	0.450	9660	2.683	5.962
A <sub>1</sub> -A'	0.750	0.300	0.225	4305	1.196	5.316
P-12	0.250	0.150	0.038	388	0.108	2.842
V-11	0.250	0.150	0.038	388	0.108	2.842
B-B'	0.750	0.250	0.188	3531	0.981	5.218
B <sub>1</sub> '-13	0.175	0.100	0.018	140	0.039	2.167
B <sub>2</sub> '-C	0.800	0.250	0.200	3387	0.941	4.705
C <sub>1</sub> '-14	0.250	0.125	0.031	277	0.077	2.484
C'-D	0.800	0.225	0.180	3114	0.865	4.806
D''-D <sub>1</sub>	0.450	0.150	0.068	734	0.204	3.000
D <sub>2</sub> ''-15	0.250	0.150	0.038	367	0.102	2.684
Y-16	0.250	0.150	0.038	367	0.102	2.684
D'-E	0.700	0.225	0.158	2278	0.633	4.006

E''-17	0.300	0.100	0.030	252	0.070	2.333
E'-T	0.700	0.200	0.140	1980	0.550	3.929
T <sub>1</sub> '-18	0.250	0.125	0.031	277	0.077	2.484
T'-R	0.625	0.200	0.125	1850	0.514	4.112
R <sub>1</sub> '-19	0.400	0.125	0.050	518	0.144	2.880
R'-S	0.600	0.175	0.105	1332	0.370	3.524
S <sub>1</sub> -20	0.225	0.125	0.028	295	0.082	2.923
S'-S''	0.625	0.150	0.094	1040	0.289	3.074
Q <sub>2</sub> -21	0.400	0.125	0.050	518	0.144	2.880
Q <sub>1</sub> -22	0.400	0.125	0.050	518	0.144	2.880
A-F	0.800	0.350	0.280	5356	1.488	5.314
F <sub>1</sub> ''-1	0.400	0.125	0.050	507	0.141	2.820
F'-G	0.750	0.350	0.263	4849	1.347	5.122
G <sub>1</sub> '-2	0.400	0.125	0.050	507	0.141	2.820
G'-H	0.750	0.300	0.210	4341	1.206	5.743
H <sub>1</sub> '-3	0.400	0.125	0.050	507	0.141	2.820
H'-I'	0.750	0.300	0.210	3837	1.066	5.076
X'-4	0.400	0.150	0.060	644	0.179	2.983
X-J	0.800	0.250	0.200	3193.2	0.887	4.435
J <sub>1</sub> '-5	0.400	0.125	0.050	507	0.141	2.820
J'-K	0.800	0.225	0.200	2685	0.746	3.730
K <sub>1</sub> '-6	0.250	0.150	0.038	399	0.111	2.921
K'-L	0.800	0.200	0.160	2289	0.636	3.975
L'-7	0.400	0.125	0.050	482	0.134	2.680
M-M'	0.750	0.175	0.131	1810	0.503	3.840
M <sub>1</sub> '-8	0.250	0.150	0.038	399	0.111	2.921
M''-N	0.600	0.175	0.105	1414	0.393	3.743
N <sub>1</sub> '-9	0.550	0.125	0.069	709	0.197	2.855
N'-10	0.550	0.125	0.069	709	0.197	2.855

**VI.2.2 Réseau de gaines de reprise « recyclage » (1<sup>er</sup> sous sol)****Centrale N1**

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
O'-A''	0.700	0.350	0.245	4587.45	1.274	5.2
A''-B'	0.550	0.350	0.193	2293.73	0.637	3.31
C-C'	0.200	0.450	0.090	1147.36	0.319	3.54
C'-D	-	-	0.989	1147.36	0.319	4.10
B'-E'	-	-	0.989	1147.36	0.319	4.10
A''-F'	0.200	0.450	0.090	1147.36	0.319	3.54
F''-G	-	-	0.989	1147.36	0.319	4.10
A''-H'	-	-	0.989	1147.36	0.319	4.10

**Tableau VI.6** : Section et vitesse du réseau de reprise (CTA 1).**Centrale N2**

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
O'-A''	0.650	0.350	0.245	4490.55	1.247	5.48
A''-B'	0.500	0.350	0.193	2245.29	0.624	3.56
C-C'	0.200	0.450	0.090	1122.65	0.312	3.46
C'-1	-	-	0.989	1122.65	0.312	4.00
B'-3	-	-	0.989	1122.65	0.312	4.00
A''-F'	0.200	0.450	0.090	1122.65	0.312	3.46
F''-5	-	-	0.989	1122.65	0.312	4.00
A''-7	-	-	0.989	1122.65	0.312	4.00

**Tableau VI.7** : Section et vitesse du réseau de reprise (CTA 2).**Centrale N3**

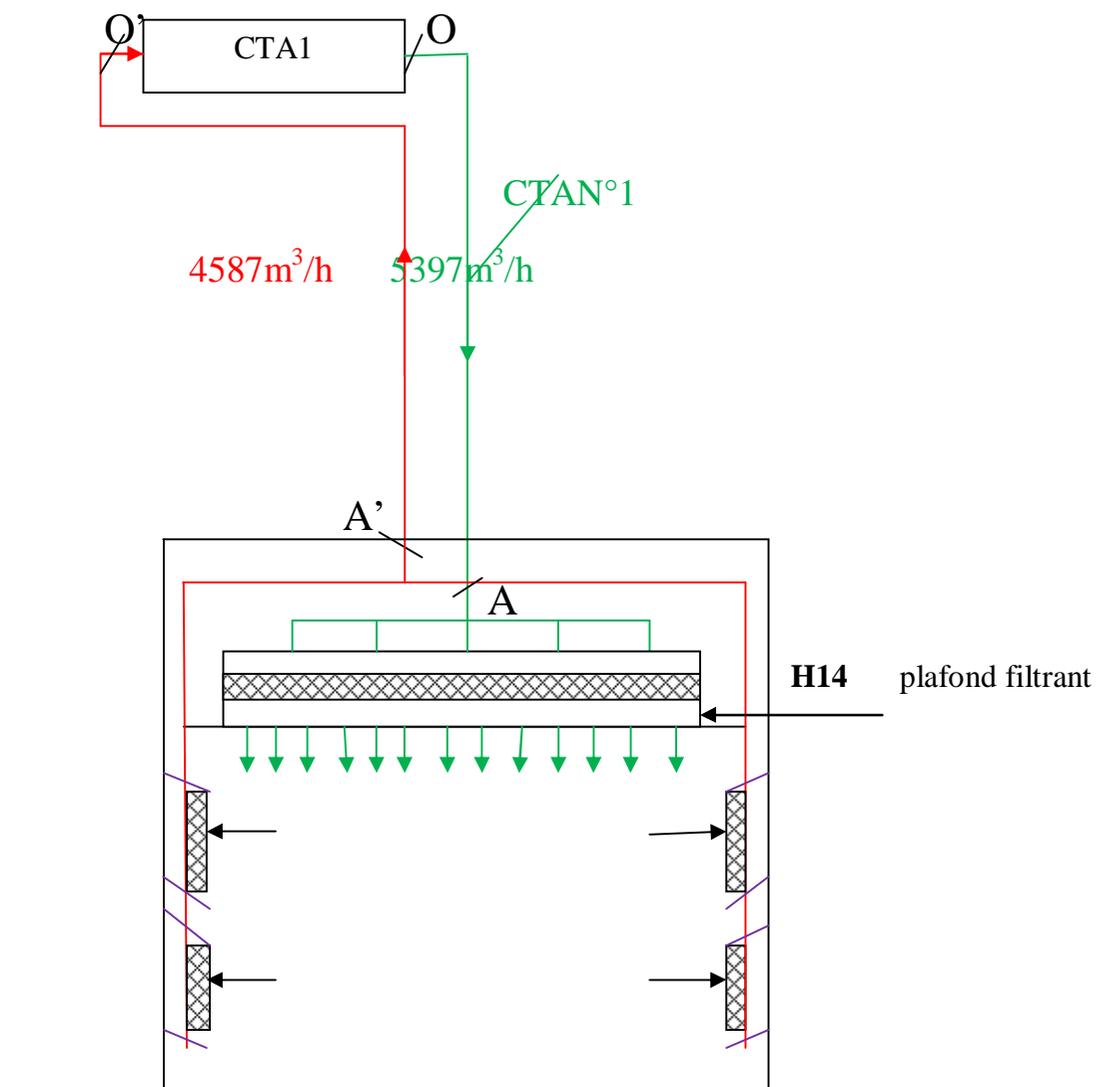
Salle	Débit volumique extrais (m <sup>3</sup> /h)	Débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
Sas aseptique	713.52	0.198
Salle de réveil	1200.29	0.333
Vestiaires personnel	481.05	0.134
Dégagements	1925.03	0.535
Morgue	707.355	0.196
Stockage consommable	851.40	0.237
Nettoyage	142.20	0.040
Hall circulation	553.05	0.154
Lavage N1	1714.68	0.476
Conditionnement	247.86	0.069
Lavage N2	805.86	0.224
Stockage	276.21	0.077

**Tableau VI.8** : Débit de reprise pour la CTA 3.

**Récapitulatif du réseau de reprise CTA 3**

Tronçon	Largeur 'a' (m)	Hauteur 'b' (m)	Section (m <sup>2</sup> )	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Débit (m <sup>3</sup> /s)	Vitesse (m/s)
A-A'	1	0.450	0.450	9618.52	2.672	5.938
A'-1	0.450	0.200	0.090	857.34	0.239	2.656
A2'-A1'	0.900	0.500	0.450	8761.18	2.434	5.409
A2'-2	0.450	0.200	0.090	857.34	0.238	2.644
B-C	0.900	0.450	0.405	7903.84	2.196	5.422
C-4	0.225	0.150	0.034	276.21	0.077	2.265
C'-C	0.900	0.450	0.405	7627.625	2.119	5.232
C'-3	0.250	0.125	0.021	247.86	0.069	3.286
D-C'	0.900	0.450	0.405	7379.77	2.049	5.059
U-5	0.400	0.150	0.060	553.05	0.154	2.567
U-6	0.400	0.200	0.080	805.86	0.224	2.800
D-U	0.450	0.225	0.102	1358.9	0.377	3.696
D-E	0.800	0.400	0.320	6020.86	1.672	5.225
V-7	0.175	0.100	0.018	142.20	0.040	2.222
V-8	0.275	0.200	0.055	641.68	0.178	3.236
E-V	0.450	0.175	0.079	783.88	0.218	2.759
E-F	0.800	0.350	0.280	5236.98	1.455	5.196
F-9	0.450	0.200	0.090	851.40	0.237	2.633
F-G	0.750	0.300	0.225	4385.58	1.218	5.413
G-10	0.275	0.200	0.055	641.68	0.178	3.236
G-H	0.750	0.300	0.225	3743.89	1.039	4.618
H-11	0.400	0.175	0.070	707.36	0.196	2.800
H-I	0.750	0.250	0.188	3036.54	0.845	4.495
I-12	0.275	0.200	0.055	641.68	0.178	3.236
I-J	0.700	0.225	0.158	2394.86	0.665	4.209
J-13	0.350	0.150	0.053	481.05	0.134	2.528
J-K	0.700	0.225	0.158	1913.81	0.532	3.367
K-14	0.450	0.175	0.079	713.52	0.198	2.506
K-L	0.600	0.175	0.105	1200.29	0.333	3.171
L-15	0.350	0.175	0.061	600.15	0.167	2.738
L-16	0.350	0.175	0.061	600.15	0.167	2.738

**Tableau VI.9** : section et vitesse de reprise pour la CTA 3.



**Figure VI.1 :** Réseau de soufflage pour la CTA N1.

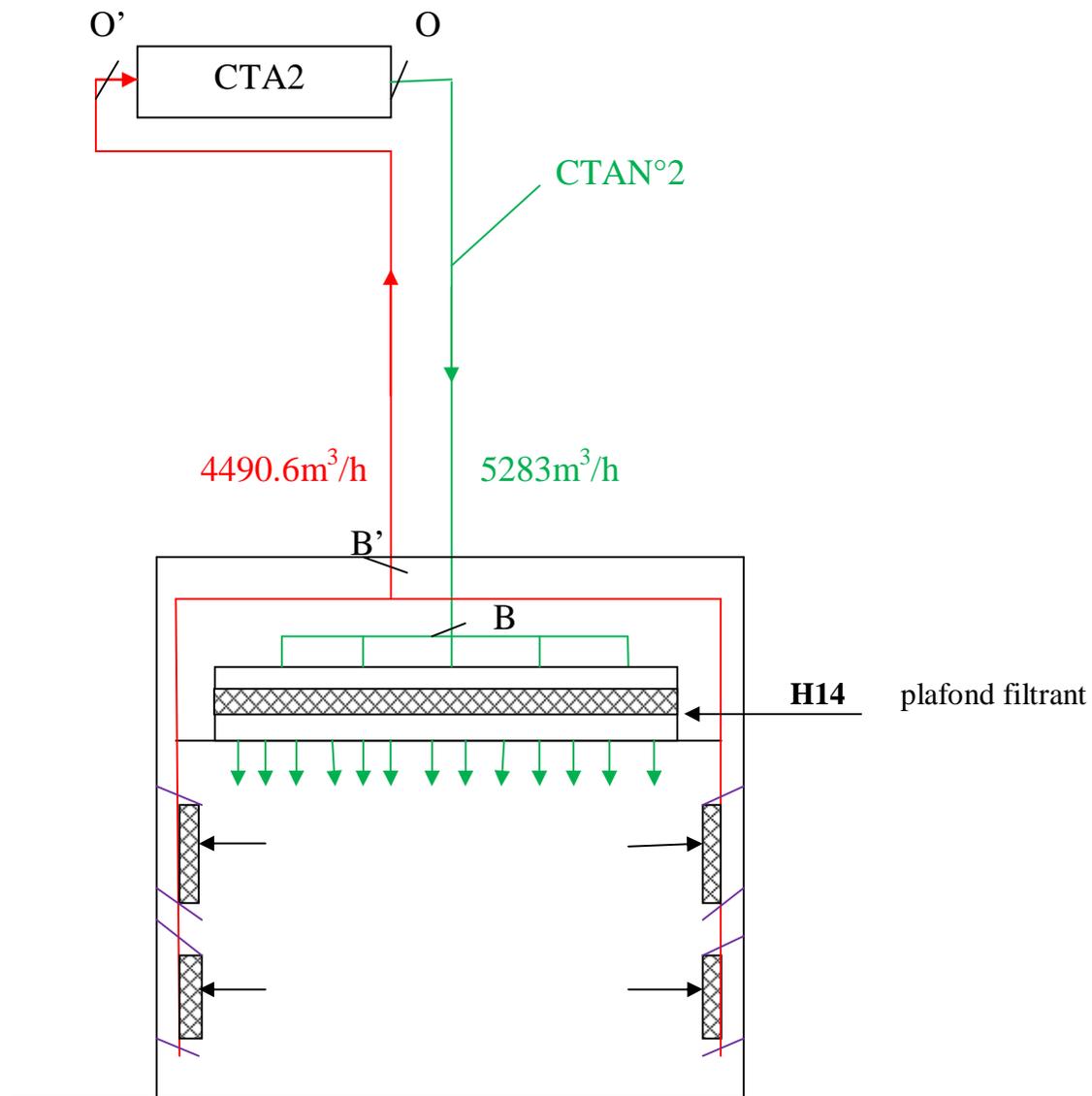
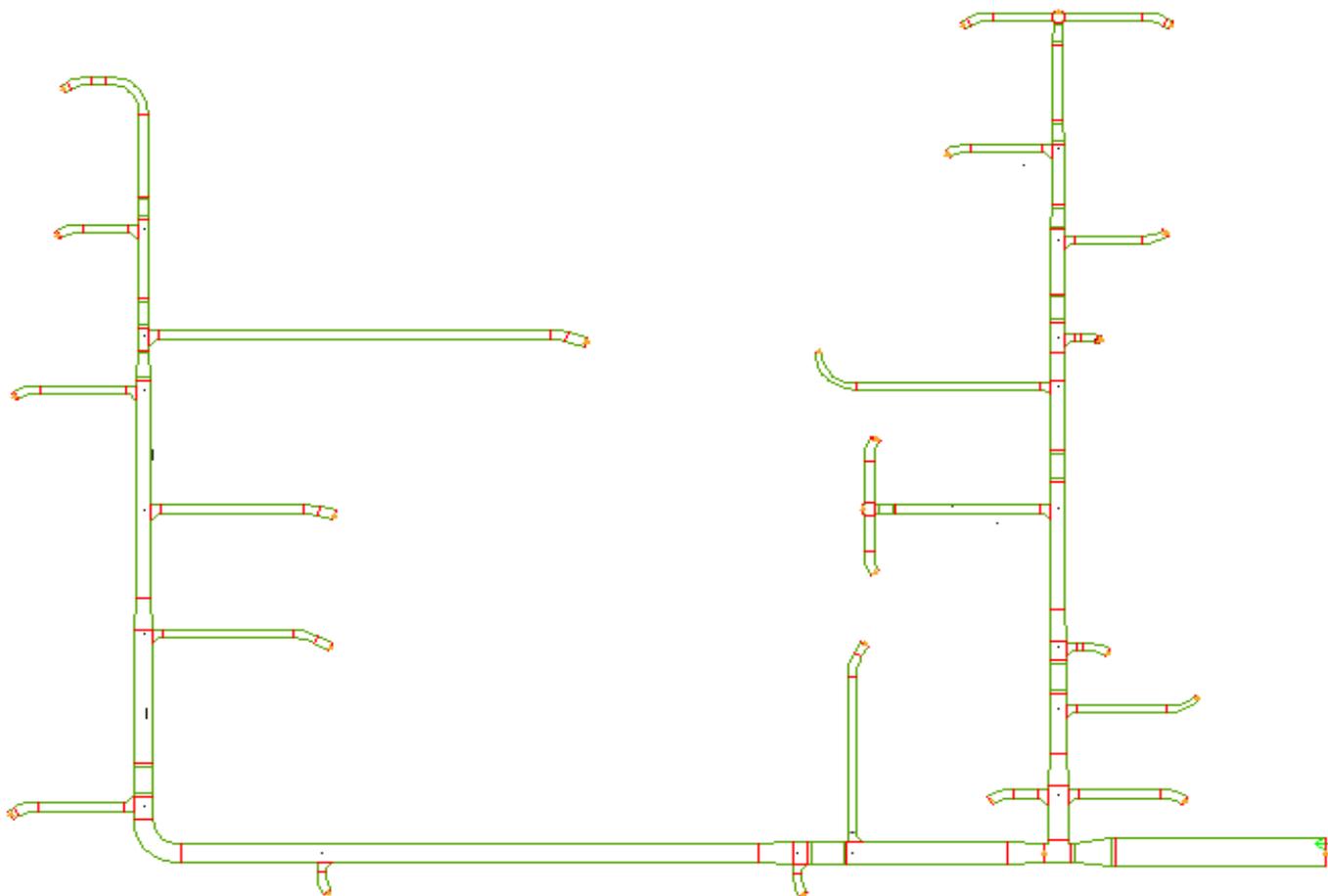


Figure VI.2: Réseau de soufflage pour la CTA N2.



**Figure VI.3:** Réseau de soufflage pour la CTA N3.

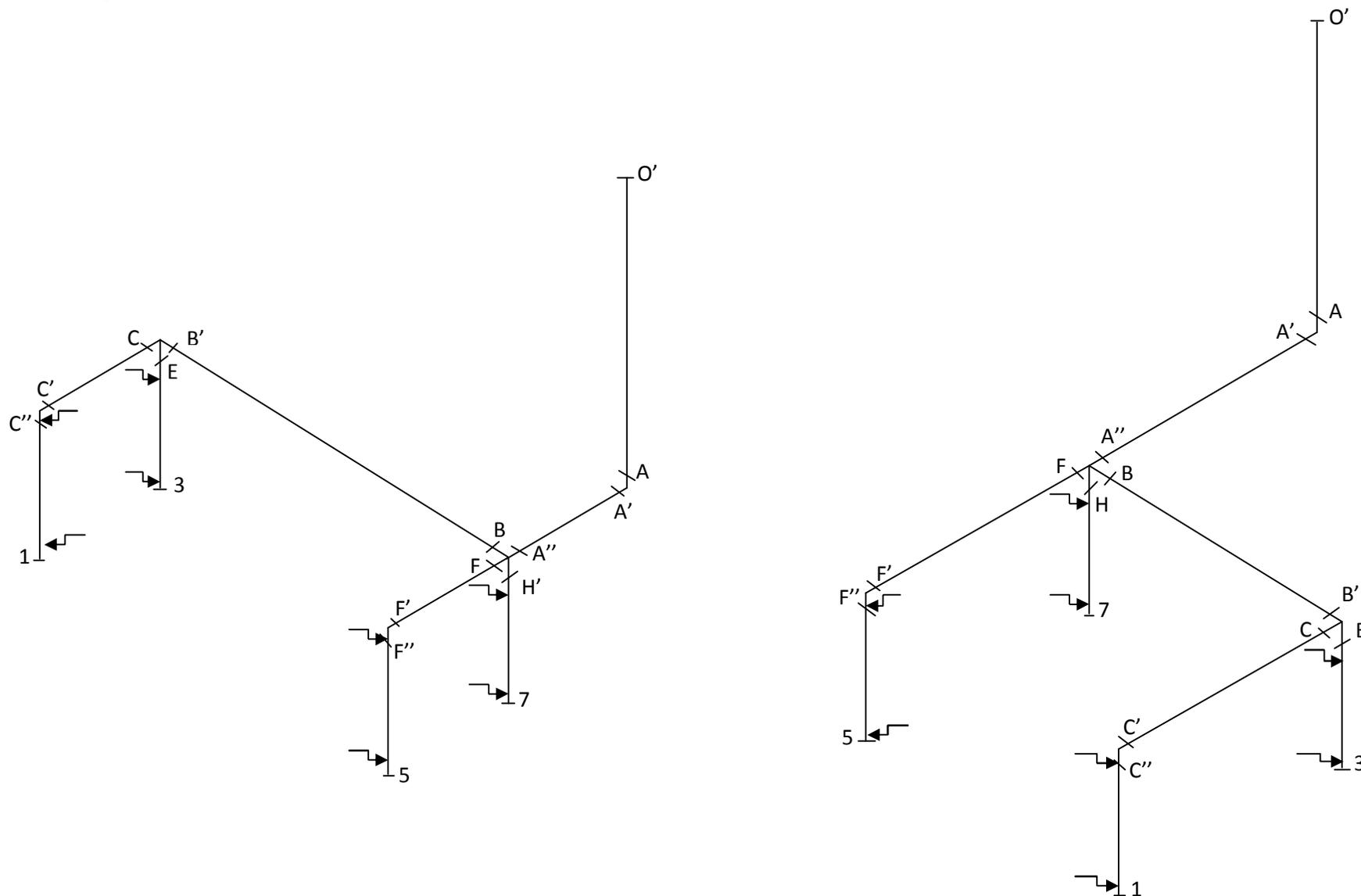
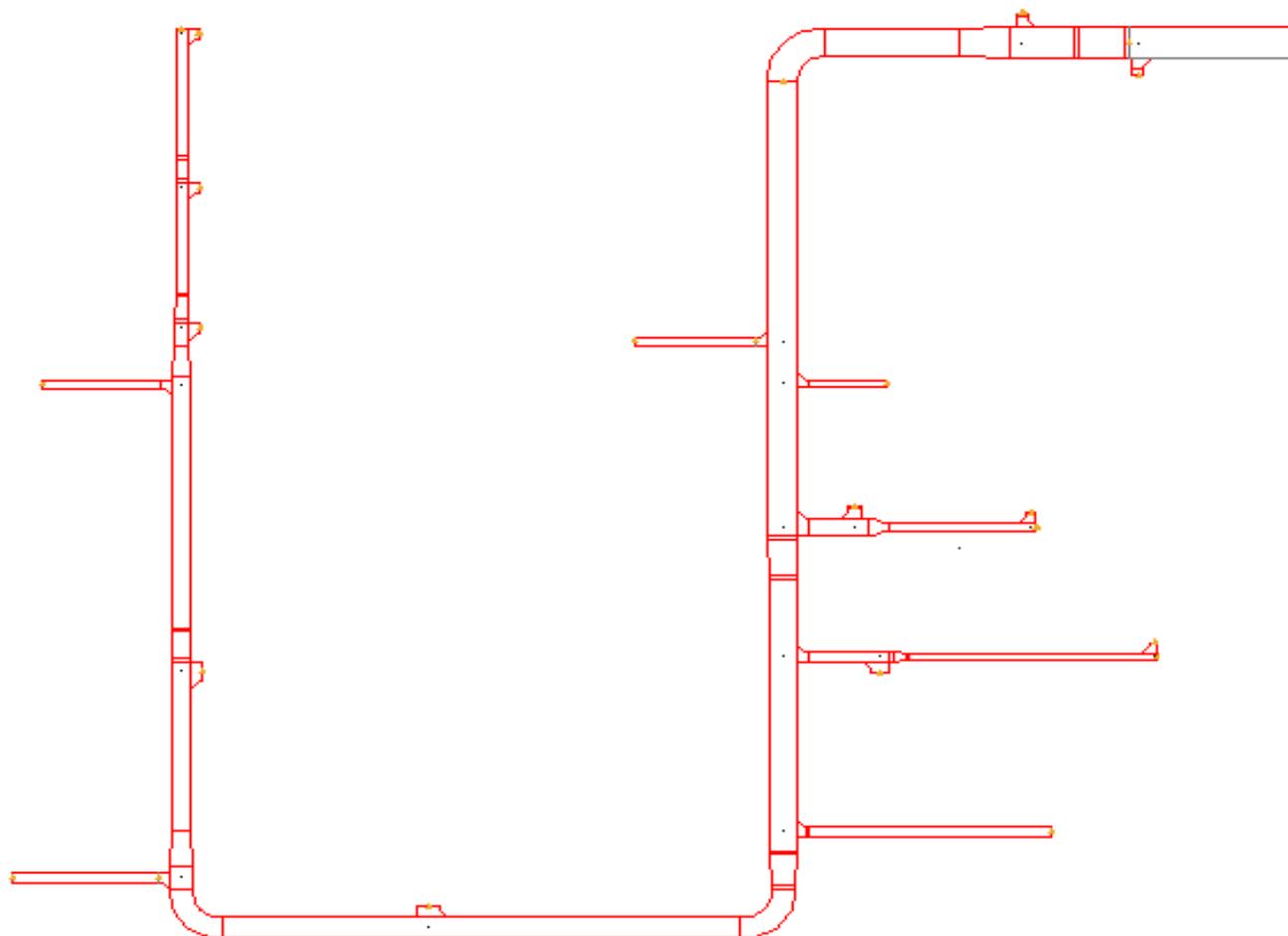


Figure VI.4 : Présentation des réseaux de gaines de reprise dans la CTA 1 et CTA 2



**Figure VI.5 :** Présentation des réseaux de gaines de reprise dans la CTA 3.

### VI.3 Calcul des pertes de charges

Un circuit aéraulique ou hydraulique comporte deux types de pertes de charge qui désigne les pertes irréversibles d'énergie de pression qui sont :

- Les pertes de charge linéaire dues aux frottements dans les conduits. Elles sont provoquées par la viscosité du fluide, et elles sont fonction du degré de turbulence.
- Les pertes de charges singulières, sont le résultat de variations de vitesses et de changements de direction provoqués par les formes et obstacles que rencontre le fluide en traversant un objet : cônes, coudes, grilles, raccords, ...

#### VI.3.1 Les pertes de charges réparties [6]

Les pertes de charges linéaires causées par le frottement intérieur interviennent dans les conduits rectilignes, dont le diamètre et la section sont constants. Ces pertes dépendent des éléments suivants :

- Elles sont directement proportionnelles à la longueur de la canalisation, elles augmentent quand la longueur du tronçon augmente.
- Quand le diamètre diminue, la perte de charge augmente considérablement. Le fluide a plus de difficultés à s'écouler, donc les frottements augmentent pour un débit identique.
- Plus le débit augmente (vitesse plus élevée), plus les forces de frottements augmentent pour un diamètre identique.

L'expression de ces pertes est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_L = J \cdot L \quad (\text{VI.2})$$

Avec :

$$J = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{v_m^2}{d} \cdot \rho \quad (\text{VI.3})$$

Où :

$\Delta P_L$  : Perte de charge linéaire [Pa].

J : Perte de charge unitaire (par unité de longueur) [Pa/m].

$v_m$  : Vitesse moyenne dans la section [m/s].

$\rho$  : Masse volumique du fluide (air) [kg/m<sup>3</sup>].

L : Longueur du tube [m].

d : Diamètre équivalent du conduit, calculé par la relation d'ASHRAE comme suit :

$$d_e = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}}$$

- **Détermination des pertes de charges unitaires [6]**

Pour une température constante et une pression constante des conduits, des abaques donnent pour chaque débit volumique et diamètre du conduit, la perte de charge unitaire correspondante.

### VI.3.2 Les pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières correspondant aux accidents de parcours (élargissement ou rétrécissement de section, coude, branchement...etc) sans oublier les différents appareils installés sur les conduits sont exprimées par la relation suivante :

$$\Delta P_S = \frac{V^2_m}{2} \cdot \rho \cdot \xi \quad (\text{VI.4})$$

Où :

$\Delta P_S$  : Perte de charge singulière [Pa].

$\rho$  : Masse volumique de l'air [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$V$  : Vitesse d'écoulement [m/s].

$\xi$  : Coefficient de perte de charge, dépendant du type et de la forme de la singularité. Elles sont données dans des tableaux [7].

A noter que  $\frac{\rho \cdot V^2}{2} = Pd$  : n'est autre que la pression dynamique du fluide.

### VI.3.3 Les pertes de charges totales

La perte de charge totale d'un réseau de conduits n'est autre que la somme des deux types de pertes de charges (linéaires et singulières).

La relation est comme suit :

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S$$

Soit :

$$\Delta P_T = \sum(J \cdot L) + \sum\left(\frac{V^2_m}{2} \cdot \rho \cdot \xi\right) \quad (\text{VI.5})$$

#### Remarque :

Les valeurs des pertes de charges des ustensiles, tels que filtres, diffuseurs, grilles... etc., sont indiquées dans les différents catalogues.

## VI.4 Résumés des pertes de charges totales de chaque réseau

## VI.4.1 Réseaux de soufflages

## a- CTA1

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-O1	Droit	629.97	0.34	4.44	0.71	15	10.71	-	-	10.71
O <sub>1</sub> -O <sub>2</sub>	coude	-	-	4.44	-	-	-	1.3	15.39	15.39
O2-A	Droit	629.97	0.34	4.44	0.71	2.44	1.74	-	-	1.74
A-1	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									600
Total										627.89

## b- CTA2

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-O1	Droit	629.97	0.34	4.34	0.68	15	10.26	-	-	10.26
O <sub>1</sub> -O <sub>2</sub>	coude	-	-	4.34	-	-	-	1.3	14.75	14.75
O2-B	Droit	629.97	0.34	4.34	0.68	9.60	6.57	-	-	6.57
B-1	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									600
Total										631.58

## c- CTA3

## • Tronçon O-10

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-A		719.22	0.45	5.96	1.13	16.31	18.38	1.3	27.73	46.12
A-F		566,56	0.280	5,31	1.14	2.15	2.44	0.27	4.57	7.01
F'-G		550,24	0.263	5,13	1.09	-	-	1	15.80	15.79
G'-H		505,55	0.210	5,36	1.30	6.86	8.89	0.16	2.76	11.64
H'-I'		505,55	0.210	4,74	1.01	2.03	2.05	1.3	17.50	19.55
X-J		469,67	0.200	4,44	0.95	1.99	1.90	0.16	1.89	3.78
J'-K		442,39	0.200	4,14	0.88	1.27	1.12	0.16	1.65	2.77
K'-L		413,54	0.160	3,97	0.87	1.71	1.49	-	-	1.48
M-M'		372,58	0.131	3,83	0.90	-	-	0.16	1.41	1.40
M'-N		338,74	0.105	3,74	0.95	1.4	1.32	-	-	1.31
N'-N''		269,09	0.069	2,86	0.70	1.42	0.99	0.16	0.79	1.77
N1''-10		269,09	0.280	2,86	0.70	0.67	0.47	2.5	12.31	12.78
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										195.40

- **Tronçon O-9**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-N										110.85
N <sub>1</sub> -9	-	269,09	0.069	2,86	0.70	0.67	0.47	2.5	12.31	12.78
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										189.79

- **Tronçon O-8**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-M'										109.54
M <sub>1</sub> -8	-	209.98	0.038	2.95	0.95	5.82	5.52	2.5	13.10	18.62
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										198.16

- **Tronçon O-7**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-L										108.14
L'-7	-	234.83	0.050	2.68	0.69	1.28	0.89	2.5	10.76	11.65
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										189.79

- **Tronçon O-6**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-K										106.66
K <sub>1</sub> '-6	-	209.98	0.038	2.95	0.95	2.11	2.00	2.5	13.10	15.10
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										191.76

- **Tronçon O-5**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-J										103.89
J <sub>1</sub> '-5	-	234.83	0.050	2.81	0.77	1.94	1.49	2.5	11.90	13.39
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										187.28

- **Tronçon O-4**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-I'										100.11
X'-4		260.13	0.060	2.98	0.78	1.25	0.97	2.5	13.33	14.31
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										184.42

- **Tronçon O-3**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-H										80.56
H <sub>1</sub> '-3		234.83	0.050	2.82	-	-	-	1.2	5.71	5.71
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										156.27

- **Tronçon O-2**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-G										68.92
G <sub>1</sub> '-2		234.83	0.050	2.82	-	-	-	1.2	5.71	5.71
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										144.63

- **Tronçon O-1**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-F										53.13
F <sub>1</sub> '-1		234.83	0.050	2.82	0.77	2.53	1.95	2.5	11.90	13.85
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										136.98

- **Tronçon O-22**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-A		505.55	0.450	5.96	1.13	16.31	18.38	1.3	27.73	46.12
A <sub>1</sub> -A'		456.63	0.225	5.31	1.27	0.58	0.74	1.36	23.05	23.78
B-B'		550,24	0.188	5.23	1.37	0.57	0.78	0.16	2.63	3.40
B <sub>2</sub> '-C		469.67	0.200	4.70	1.07	0.73	0.78	-	-	0.78
C'-D		442.39	0.180	4.81	1.19	1.45	1.73	0.16	2.22	3.94
D'-E		417.55	0.158	4.02	0.88	1.77	1.56	-	-	1.56
E'-T		390.58	0.140	3.93	0.90	-	-	0.16	1.48	1.48
T'-R		371.87	0.125	4.11	1.04	1.17	1.21	-	-	1.21

R'-S		338.74	0.105	3.52	0.84	0.98	0.82	-	-	0.82
S'-S''		315.57	0.094	3.08	0.69	1.21	0.83	-	-	0.83
Q1-22		234.83	0.050	2.88	0.80	1.03	0.83	2.8	13.91	14.74
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										168.66

- **Tronçon O-21**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-21										98.66
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										168.66

- **Tronçon O-20**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-S'										83.09
S <sub>1</sub> '-20		181.39	0.028	2.91	1.07	1.06	1.13	2.5	12.73	13.86
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										166.95

- **Tronçon O-19**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-R										82.27
R <sub>1</sub> '-19		234.83	0.050	2.88	0.80	0.99	0.80	2.5	12.42	13.22
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										165.49

- **Tronçon O-18**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-T										81.06
T <sub>1</sub> '-18		190.42	0.031	2.46	-	-	-	2.2	8.00	8.00
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										159.06

- **Tronçon O-17**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-E										79.58
E''-17		182.65	0.030	2.33	0.68	2.74	1.86	2.5	8.17	10.03
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										159.61

- **Tronçon O-16**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-D										78.02
D''-D <sub>1</sub>		273.98	0.068	3.02	0.76	2.14	1.62	1.3	7.12	8.74
D <sub>1</sub> -16		209.99	0.038	2.72	0.80	0.60	0.48	1.5	6.65	7.13
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										163.89

- **Tronçon O-15**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-D										78.02
D''-D <sub>1</sub>		273.98	0.068	3.02	0.76	2.14	1.62	1.3	7.12	8.74
D <sub>1</sub> -15		209.99	0.038	2.72	0.80	0.60	0.48	1.5	6.65	7.13
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										163.89

- **Tronçon O-14**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-C										74.08
C <sub>1</sub> '-14		190.42	0.031	2.46	-	-	-	2.2	8.00	8.00
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										152.08

- **Tronçon O-13**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-B'										73.30
B <sub>1</sub> '-13		143.22	0.018	2.22	0.79	1.53	1.20	2.2	6.52	7.72
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										151.02

- **Tronçon O-12**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-A'										69.90
P-12		209.99	0.038	2.87	0.89	0.46	0.41	2.2	10.90	11.32
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										151.22

- **Tronçon O-11**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O-A'										69.90
V-11		209.99	0.038	2.87	0.89	1.29	1.16	2.2	10.90	12.06
	Bouche de soufflage (filtre + diffuseur)									70
Total										151.96

## VI.4.2 Réseaux de reprises

## a. CTA1

## • Tronçon O'-1

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A''	Droit	533.18	0.245	5.20	1.16	14	16.20	-	-	16.20
A-A'	Coude	-	-	5.20	-	-	-	1.3	21.10	21.10
A''-B	Coude + élargissement	-	-	3.31	-	-	-	1.8	5.96	5.96
B-B'	Droit	476.60	0.193	3.31	0.52	6.77	3.55	-	-	3.55
B'-C	Coude + élargissement	-	-	3.54	-	-	-	1.8	6.37	6.37
C-C'	Droit	321.45	0.09	3.54	0.88	3.57	3.18			3.18
C'-C''	Coude + rétrécissement	-	-	4.1	-	-	-	1.5	6.15	6.15
C''-1	Plenum triangulaire	156.1	-	4.1	0.64	2.8	1.79	-	-	1.79
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										204.30

## • Tronçon O'-3

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-B'										46.81
E-B'	Coude + élargissement	-	-	4.1	-	-	-	1.8	7.38	7.38
E-3	Plenum triangulaire	156.1	-	4.1	0.64	2.8	1.79	-	-	1.79
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										195.98

## • Tronçon O'-5

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A''										37.30
A''-F	Tés cintré + élargissement	-	-	3.54	-	-	-	1.5	5.31	5.31
F-F'	Droit+ coude	321.45	0.09	3.54	0.88	3.57	3.18	1.5	6.15	9.33
F''-5	Plenum triangulaire	156.1	-	4.1	0.64	2.8	1.79	-	-	1.79
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										193.73

- **Tronçon O'-7**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A''										37.30
A''-H	Tés cintré + élargissement	-	-	4.1	-	-	-	2	8.2	8.20
H-7	Plenum triangulaire	156.1	-	4.1	0.64	2.8	1.79	-	-	1.79
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										187.29

**b. CTA2**

- **Tronçon O'-1**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A	Droit	515.30	0.228	5.48	1.33	14	18.62	-	-	18.62
A-A'	Coude	-	-	5.48	-	-	-	1.3	23.45	23.45
A'-A''	Droit	515.30	0.228	5.48	1.33	6.5	8.65	-	-	8.65
A''-B	Coude + élargissement	-	-	3.56	-	-	-	1.8	6.41	6.41
B-B'	Droit	455.50	0.175	3.56	0.64	5	3.18	-	-	3.18
B'-C	Coude + élargissement	-	-	3.46	-	-	-	1.8	6.23	6.23
C-C'	Droit	321.45	0.09	3.46	0.85	5	4.85	-	-	4.85
C'-C''	Coude + rétrécissement	-	-	4	-	-	-	1.5	6.00	6.00
C''-1	Plenum triangulaire	156.1	-	4	0.61	2.8	1.71	-	-	1.71
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										219.10

- **Tronçon O'-3**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-B'										57.12
E-B'	Coude + élargissement	-	-	4	-	-	-	1.8	7.20	7.20
E-3	Plenum triangulaire	156.1	-	4	0.61	2.8	1.71	-	-	1.71
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										206.03

- **Tronçon O'-5**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A''										50.72
A''-F	Tés cintré + élargissement	-	-	3.46	-	-	-	1.5	5.19	5.19
F-F'	Droit+ coude	321.45	0.09	3.46	0.85	5	4.50	1.5	5.19	9.69
F''-5	Plenum triangulaire	156.1	-	4	0.61	2.8	1.71	-	-	1.7
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										207.30

- **Tronçon O'-7**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
O'-A''										50.72
A''-H	Tés cintré + élargissement	-	-	4	-	-	-	2	8.2	8.20
H-7	Plenum triangulaire	156.1	-	4	0.61	2.8	1.71	-	-	1.71
	Bouche de soufflages 1 et 2 (filtres + grilles)									2*70
Total										200.63

## c. CTA 3

## • Tronçon A-16

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-A'		719.22	0.450	5.94	1.12	16.22	18.13	1.3	27.49	45.62
A <sub>2</sub> '-A <sub>1</sub> '		725.55	0.450	5.41	0.92	1.22	1.12	-	-	1.12
B-C		685.52	0.405	5.42	0.98	5.34	5.22	1.3	22.92	28.14
C-C'		685.52	0.405	5.23	0.91	0.41	0.37	-	-	0.37
C'-D		685.2	0.405	5.06	0.85	1.81	1.54	-	-	1.54
D-E		609.35	0.320	5.22	1.02	0.96	0.98	0.13	2.13	3.11
E-F		566.56	0.280	5.19	1.09	2.72	2.95	-	-	2.95
F-G		505.55	0.225	5.41	1.32	3.39	4.49	1.43	25.15	29.63
G-H		505.5	0.225	4.62	0.96	3.39	3.27	1.3	16.66	19.92
H-I		456.63	0.188	4.49	1.01	2.44	2.47	0.13	1.58	4.04
I-J		417.55	0.158	4.22	0.97	3.60	3.51	0.13	1.39	4.89
J-K		417.55	0.158	3.38	0.62	0.33	0.21	0.13	0.89	1.09
K-L		338.74	0.105	3.17	0.68	1.59	1.08	0.13	0.79	1.87
L-16		266.59	0.061	2.72	0.63	2.21	1.40	1.3	5.78	7.18
	Bouche de reprise (filtres + grilles)									70
Total										221.47

## • Tronçon A-15

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-L										144.29
L-15		266.59	0.061	2.72	-	-	-	1.3	5.78	5.78
	Bouche de reprise (filtres + grilles)									70
Total										220.07

## • Tronçon A-14

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-K										143.20
K-14		298.63	0.079	2.52	-	-	-	1.3	4.94	4.94
	Bouche de reprise (filtres + grilles)									70
Total										218.14

- **Tronçon A-13**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-J										142.11
J-13		245.08	0.053	2.55	-	-	-	1.3	5.05	5.05
	Bouche de reprise (filtres + grilles)									70
Total										217.16

- **Tronçon A-12**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-I										137.22
I-12		255.56	0.055	3.24	-	-	-	1.3	8.19	8.19
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										180.41

- **Tronçon A-11**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-H										133.18
H-11		283.28	0.070	2.81	0.63	1.93	1.22	1.3	6.15	7.37
	Bouche de reprise (filtres + grilles)									70
Total										210.55

- **Tronçon A-10**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-G										113.26
G-10		255.56	0.055	3.24	-	-	-	1.5	9.45	9.45
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										157.71

- **Tronçon A-9**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-F										83.63
F-9		321.45	0.090	2.63	0.49	3.19	1.56	1.3	5.39	6.95
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										125.58

- **Tronçon A-8**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-E										80.68
E-V		298.63	0.079	2.77	0.58	1.06	0.62	-	-	0.62
V-8		255.56	0.055	3.24	-	-	-	1.3	8.19	8.19
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										124.49

- **Tronçon A-7**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-E										80.68
E-V		298.63	0.079	2.77	0.58	1.06	0.62	-	-	0.62
V-7		143.22	0.018	2.26	0.81	3.24	2.63	1.63	4.98	7.61
	Bouche de reprise (grille+filtre)									70
Total										158.91

- **Tronçon A-6**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-D										77.57
D-U		342.76	0.102	3.73	0.92	0.77	0.71	-	-	0.71
U-6		304.67	0.080	2.79	-	-	-	1.3	6.11	6.11
	Bouche de reprise (grille+filtre)									70
Total										154.39

- **Tronçon A-5**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-D										77.57
D-U		342.76	0.102	3.73	0.92	0.77	0.71	-	-	0.71
U-5		260.13	0.060	2.56	0.57	1.93	1.11	1.63	6.41	7.52
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										120.80

- **Tronçon A-4**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-C										75.66
C-4		199.81	0.034	2.27	0.59	1.60	0.94	1.50	4.65	5.59
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										116.25

- **Tronçon A-3**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-C'										76.03
C'-3		190.42	0.021	2.20	0.58	1	0.58	1.5	4.37	4.95
	Bouche de reprise (grille)									35
Total										115.98

- **Tronçon A-2**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-A <sub>2</sub> '										47.52
A <sub>2</sub> '-2		321.45	0.090	2.64	-	-	-	1.5	6.30	6.30
	Bouche de reprise (grille+filtre)									70
Total										123.82

- **Tronçon A-1**

Tronçon	Type	De (mm)	S (m <sup>2</sup> )	V (m/s)	J (Pa/m)	L (m)	$\Delta P_L$ (Pa)	$\xi$	$\Delta P_S$ (Pa)	$\Delta P_T$ (Pa)
A-A <sub>1</sub> '										46.40
A <sub>1</sub> '-1		321.45	0.090	2.64	-	-	-	1.5	6.30	6.30
	Bouche de reprise (grille+filtre)									70
Total										122.70

## VI.5 Equilibrage des réseaux

### VI.5.1 Procédé

L'équilibrage des réseaux de gaines consiste à obtenir dans deux ou plusieurs circuits en parallèle des pertes de charge respectives sensiblement égales pour les débits prévus. Les organes d'équilibrage permettent aussi d'assurer à chaque bouche le débit d'air nécessaire. Il existe de multiples types de dispositifs d'équilibrage, parmi eux : volets, clapets gonflables, diaphragmes, clapets à iris, clapets papillon....

### VI.5.2 Les organes d'équilibrage

#### a) Evaluation de la perte de charge à produire

Chaque organe d'équilibrage est implanté en aval d'un point de dérivation de l'installation, et commande le débit dans l'une des branches issues de cette dérivation. Pour connaître la perte de charge d'un organe d'équilibrage on doit :

1. Calculer les pertes de charge totales de chaque branche, depuis le point situé en amont de la dérivation jusqu'à la branche la plus éloignée.
2. Comparer ces pertes de charges totales.
3. Calculer pour chaque branche, la différence de sa perte de charge avec celle de la branche la plus défavorisée. Cette différence représente la perte de charge de son organe d'équilibrage.

#### b) Sélection des organes

Dans le cadre de ce projet, on suggère des organes d'équilibrage en position intermédiaire, de manière à garder toute possibilité d'ajustement du débit. Les fabricants de ces dispositifs fournissent des diagrammes de pertes de charge en fonction du degré d'ouverture et du débit.

### Equilibrage du réseau de soufflage

#### - CTA 3

Tronçon	Perte de charge totale de chaque branche	Perte de charge de la branche la plus défavorisée	Perte de charges à créer pour chaque branche
Tronçon O-1	136.98	198.16	61.18
Tronçon O-2	144.63	198.16	53.53
Tronçon O-3	156.27	198.16	41.89
Tronçon O-4	184.42	198.16	13.88
Tronçon O-5	187.28	198.16	10.74
Tronçon O-6	191.76	198.16	6.4
Tronçon O-7	189.79	198.16	8.37
Tronçon O-8	198.16	198.16	0
Tronçon O-9	189.79	198.16	8.37

Tronçon O-10	195.40	198.16	2.76
Tronçon O-11	151.96	198.16	46.20
Tronçon O-12	151.22	198.16	46.94
Tronçon O-13	151.02	198.16	47.14
Tronçon O-14	152.08	198.16	46.08
Tronçon O-15	163.89	198.16	34.27
Tronçon O-16	163.89	198.16	34.27
Tronçon O-17	19.61	198.16	178.55
Tronçon O-18	159.06	198.16	39.10
Tronçon O-19	165.49	198.16	32.67
Tronçon O-20	166.95	198.16	31.21
Tronçon O-21	168.66	198.16	29.50
Tronçon O-22	168.66	198.16	29.50

### Equilibrage du réseau de reprise

#### - CTA 1

Tronçon	Perte de charge totale de chaque branche	Perte de charge de la branche la plus défavorisée	Perte de charges à créer pour chaque branche
Tronçon O'-1	204.30	204.30	0
Tronçon O'-3	195.98	204.30	8.32
Tronçon O'-5	193.73	204.30	10.57
Tronçon O'-7	187.29	204.30	17.01

#### - CTA 2

Tronçon	Perte de charge totale de chaque branche	Perte de charge de la branche la plus défavorisée	Perte de charges à créer pour chaque branche
Tronçon O'-1	219.10	219.10	0
Tronçon O'-3	206.03	219.10	13.07
Tronçon O'-5	207.30	219.10	11.80
Tronçon O'-7	200.63	219.10	18.47

## - CTA 3

<b>Tronçon</b>	<b>Perte de charge totale de chaque branche</b>	<b>Perte de charge de la branche la plus défavorisée</b>	<b>Perte de charges à créer pour chaque branche</b>
Tronçon A-1	122.70	221.47	98.77
Tronçon A-2	123.82	221.47	97.65
Tronçon A-3	115.98	221.47	105.49
Tronçon A-4	116.25	221.47	105.22
Tronçon A-5	120.80	221.47	100.67
Tronçon A-6	154.39	221.47	67.08
Tronçon A-7	158.91	221.47	62.56
Tronçon A-8	124.49	221.47	96.98
Tronçon A-9	125.58	221.47	95.89
Tronçon A-10	157.71	221.47	63.76
Tronçon A-11	210.55	221.47	10.92
Tronçon A-12	180.41	221.47	41.06
Tronçon A-13	217.16	221.47	4.31
Tronçon A-14	218.14	221.47	3.33
Tronçon A-15	220.07	221.47	1.4
Tronçon A-16	221.47	221.47	0

## Chapitre VII : Choix des différents équipements

L'objectif assigné à la détermination des bilans thermiques est le choix judicieux des équipements appropriés.

Une centrale de traitement d'air (abréviation correspondante : CTA) est un organe technique de traitement d'air, système visant à modifier les caractéristiques d'un flux d'air entrant par rapport à une commande.

Le rôle des CTA est de prendre l'air ambiant, de lui faire subir un traitement (le chauffer ou le refroidir, le purifier) et de l'insuffler via le réseau de gaines aéraulique dans les locaux ayant un besoin en air neuf traité. En complément de cette première mission, la CTA reprend l'air dans les pièces nécessitant une extraction et l'expulser hors du bâtiment.

Les CTA sont installées à l'extérieur des locaux à climatiser (terrasse par exemple).

### VII. 1 Les éléments de la centrale de traitement d'air

Les centrales sont généralement composées de :

- **Filtres**

Les filtres assurent la purification d'air.

- **Caisson de mélange**

Il assure l'association homogène des débits d'air neuf et repris.

- **Batterie froide**

Alimentée en eau refroidie, en provenance d'un groupe d'eau glacée, ou en fluide frigorigène. Elle a une double action de mise en température « refroidissement » de l'air à traiter et de déshumidification par formation d'eau condensée. Pour éviter les risques de contamination les circuits d'élimination des condensas doivent être maîtrisés.

- **Batterie chaude**

Alimentée en eau chaude, vapeur ou énergie électrique. Elle assure le préchauffage de l'air en cas de besoin.

- **Humidificateur**

Il assure l'humidification de l'air. L'eau arrivant à l'humidificateur ne doit pas générer de germes. Il existe deux types de technologies :

- Humidification type bouilleur qui injecte de la vapeur, l'eau est ainsi stérilisée (conseillé).

- Humidification à pulvérisation qui pulvérise directement l'eau. (Déconseillé, fort risque de contamination.), si cette technologie est déjà mise en place, il est recommandé d'effectuer des contrôles réguliers de la qualité de l'eau.

- **Ventilateur de soufflage et de reprise**

Assurent la circulation de l'air et permettent de maintenir les pièces en légère surpression.

### VII.1.1 Les éléments utiles des CTA

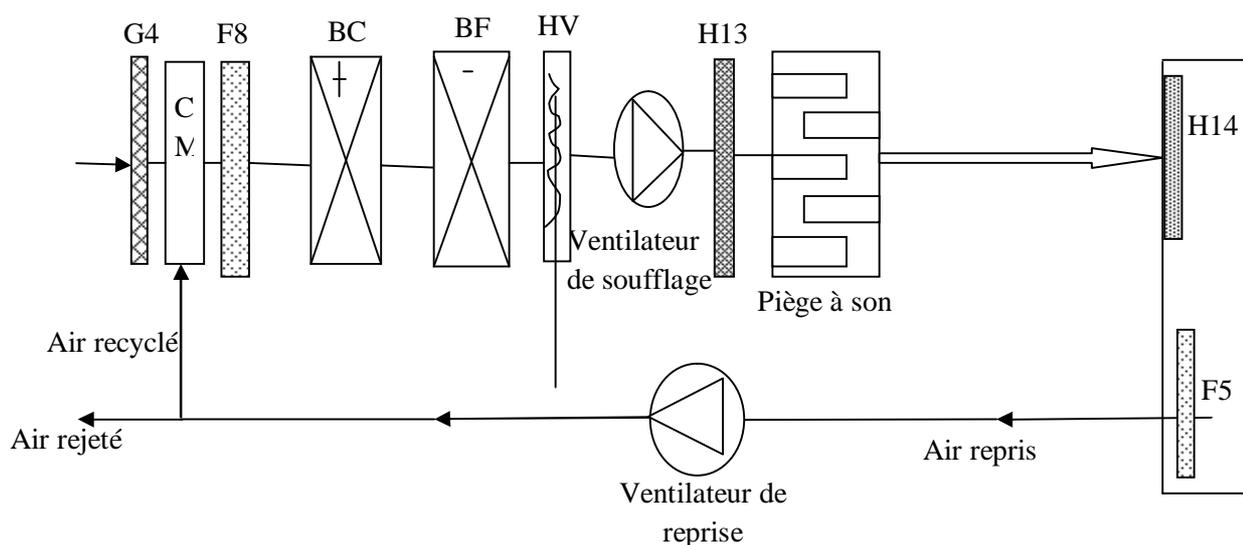
Les CTA 1 et 2 doivent comporter chacune un caisson de mélange d'air neuf et d'air recyclé, suivi d'un filtre à haute efficacité (F8). Mais avant que l'air neuf soit introduit dans le caisson de mélange, il passe par un filtre de moyenne efficacité (G4).

Pour la CTA 3, un récupérateur d'énergie est installé ; suivi d'un filtre à haute efficacité.

En hiver, pour pouvoir passer du caisson de mélange, ou du récupérateur d'énergie, au point de soufflage, il est nécessaire de chauffer l'air dans une batterie chaude alimentée à une chaudière, et ensuite l'humidifier à l'aide d'un humidificateur à vapeur.

En été, pour passer du point de mélange à celui de soufflage, une batterie froide et humide alimentée à un groupe d'eau glacée est nécessaire. Elle permet de refroidir et de déshumidifier simultanément l'air. La batterie froide est impérativement placée après la batterie chaude afin d'éviter tout risque de gel.

Les centrales seront complétées par les ventilateurs, les filtres terminaux et éventuellement des pièges à son.



**Figure VII.1** : Schéma de principe des CTA proposées.

## VII.2 Détermination des caractéristiques des éléments des CTA

### VII.2.1 Batterie froide

- **Puissance de batterie froide**

L'application du bilan enthalpique nous permet d'écrire :

$$P_{BF} = q_{mas} \cdot (h_m - h_{SB})$$

Où :

$P_{BF}$  : Puissance de la batterie froide [kW].

$q_{mas}$  : débit d'air soufflé

$h_m$  : Enthalpie du mélange.

$h_{SB}$  : Enthalpie de l'air à la sortie de la batterie.

- **CTA 1**

$$P_{BF} = 1.76 (59.15 - 35.64)$$

$$P_{BF} = 41.38 \text{ kW}$$

- **CTA 2**

$$P_{BF} = 1.73 (59.14 - 35.75)$$

$$P_{BF} = 40.46 \text{ kW}$$

- **CTA 3**

$$P_{BF} = 2.28 (72.57 - 38.92)$$

$$P_{BF} = 76.72 \text{ kW}$$

- **Caractéristiques du point de fin de processus théorique**

- **CTA 1**

$$h_{FPT} = 9.43 \text{ kJ/Kg}_{as}$$

$$T_{FPT} = 0 \text{ °C}$$

$$X_{FPT} = 0.00377 \text{ kg}_e/\text{kg}_{as}$$

- **CTA 2**

$$h_{FPT} = 9.43 \text{ kJ/Kg}_{\text{as}}$$

$$T_{FPT} = 0 \text{ °C}$$

$$X_{FPT} = 0.00377 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}$$

- **CTA 3**

$$h_{FPT} = 9.43 \text{ kJ/Kg}_{\text{as}}$$

$$T_{FPT} = 0 \text{ °C}$$

$$X_{FPT} = 0.00377 \text{ kg}_e/\text{kg}_{\text{as}}$$

• **Efficacité de la batterie froide**

$$E = \frac{h_m - h_{SB}}{h_m - h_{FPT}}$$

- **CTA 1**

$$E = \frac{59.15 - 35.64}{59.15 - 9.43}$$

$$E = 0.47$$

- **CTA 2**

$$E = \frac{59.14 - 35.75}{59.14 - 9.43}$$

$$E = 0.47$$

- **CTA 3**

$$E = \frac{72.57 - 38.92}{72.57 - 9.43}$$

$$E = 0.53$$

• **Le débit d'eau extrait**

$$m_{ve} = q_{mas} (X_m - X_S)$$

- **CTA 1**

$$m_{ve} = 1.76 (0.01273 - 0.00875)$$

$$m_{ve} = 0.00700 \text{ kge/s} = 7.00 \text{ ge/s.}$$

## - CTA 2

$$m_{ve} = 1.73 (0.01272 - 0.00875)$$

$$m_{ve} = 0.00687 \text{ kge/s} = 6.87 \text{ ge/s.}$$

## - CTA 3

$$m_{ve} = 2.28 (0.01537 - 0.00875)$$

$$m_{ve} = 0.01509 \text{ kge/s} = 15.09 \text{ ge/s.}$$

**Groupe d'eau glacée**

## • Régime d'eau glacée

$$T_{EEG} = 7 \text{ °C}$$

$$T_{SEG} = 12 \text{ °C}$$

## • Débit d'eau glacée

$$q_{meg} = \frac{P_{BF}}{C_{peau} (T_{SEG} - T_{EEG})}$$

## - CTA 1

$$q_{meg} = \frac{41.38}{4.18 (12 - 7)}$$

$$q_{meg} = 1.98 \text{ kg}_e/\text{s.}$$

## - CTA 2

$$q_{meg} = \frac{40.46}{4.18 (12 - 7)}$$

$$q_{meg} = 1.94 \text{ kg}_e/\text{s.}$$

## - CTA 3

$$q_{meg} = \frac{76.72}{4.18 (12 - 7)}$$

$$q_{meg} = 3.67 \text{ kg}_e/\text{s.}$$

## VII.2.2 Batterie chaude

- **Puissance de la batterie chaude**

Le bilan enthalpique nous permet d'écrire :

$$P_{BC} = q_{mas} \cdot (h_{SB} - h_m)$$

- **CTA 1**

$$P_{BC} = 1.76 (45.77 - 35.87)$$

$$P_{BC} = 17.42 \text{ kW}$$

- **CTA 2**

$$P_{BC} = 1.73 (45.15 - 37.74)$$

$$P_{BC} = 12.82 \text{ kW}$$

- **CTA 3**

$$P_{BC} = 2.28 (47.71 - 30.26)$$

$$P_{BC} = 39.79 \text{ kW}$$

### Chaudière

- **Régime d'eau chaude**

$$T_{SEC} = 70 \text{ °C}$$

$$T_{EEC} = 90 \text{ °C}$$

- **Débit d'eau chaude dans la batterie**

$$q_{mec} = \frac{P_{BC}}{C_{peau} (T_{EEC} - T_{SEC})}$$

- **CTA 1**

$$q_{mec} = \frac{17.42}{4.18 (90 - 70)}$$

$$q_{mec} = 0.21 \text{ kg}_e/\text{s.}$$

- **CTA 2**

$$q_{mec} = \frac{12.82}{4.18 (90 - 70)}$$

$$q_{mec} = 0.15 \text{ kg}_e/\text{s.}$$

- **CTA 3**

$$q_{mec} = \frac{39.79}{4.18 (90 - 70)}$$

$$q_{mec} = 0.48 \text{ kge/s.}$$

**VII.2.3 Humidificateur à vapeur**

- **Détermination du point de sortie de la batterie chaude « E<sub>H</sub> »**

Nous savons que l'évolution de l'air dans la batterie chaude se fait à teneur en eau constante, donc :  $X_m = X_{E_H}$

D'autre part, l'évolution de l'air dans l'humidificateur à vapeur se fait pratiquement selon une évolution isotherme, donc :  $T_{SB} = T_{E_H}$

Pour  $X_{E_H}$  et  $T_{E_H}$  connus, du diagramme d'air humide on tire  $h_{E_H}$ .

- **CTA 1**

$$X_m = X_{E_H} = 0.00763 \text{ kge/kgas.}$$

$$T_{SB} = T_{E_H} = 26.07 \text{ °C}$$

$$h_{E_H} = 45.77 \text{ kJ/kgas}$$

- **CTA 2**

$$X_m = X_{E_H} = 0.00761 \text{ kge/kgas.}$$

$$T_{SB} = T_{E_H} = 25.61 \text{ °C}$$

$$h_{E_H} = 45.15 \text{ kJ/kgas}$$

- **CTA 3**

$$X_m = X_{E_H} = 0.00648 \text{ kge/kgas.}$$

$$T_{SB} = T_{E_H} = 30.98 \text{ °C}$$

$$h_{E_H} = 47.71 \text{ kJ/kgas}$$

- **Puissance de l'humidificateur**

$$P_{HV} = q_{mas} \cdot (h_{SH} - h_{EH})$$

- **CTA 1**

$$P_{HV} = 1.76 \cdot (48.53 - 45.77) = 4.86 \text{ kW}$$

- **CTA 2**

$$P_{HV} = 1.73 \cdot (48.06 - 45.15) = 5.03 \text{ kW}$$

- **CTA 3**

$$P_{HV} = 2.28 \cdot (53.54 - 47.71) = 13.29 \text{ kW}$$

- **Débit utile de vapeur de l'humidificateur**

$$q_{m_{HV}} = q_{mas} \cdot (X_{SH} - X_{EH})$$

- **CTA 1**

$$q_{m_{HV}} = 1.76 (0.00875 - 0.00763) = 0.00197 \text{ kge/s}$$

- **CTA 2**

$$q_{m_{HV}} = 1.73 (0.00875 - 0.00761) = 0.00197 \text{ kge/s}$$

- **CTA 3**

$$q_{m_{HV}} = 2.28 (0.00875 - 0.00648) = 0.00518 \text{ kge/s}$$

## VII.2.4 Ventilateurs

Un ventilateur fournit la différence de pression totale existante entre ses sections d'entrée et de sortie de l'air, cette pression est exprimée en pascal (Pa).

Cette charge ou pression  $\Delta P$  correspond à la pression totale du ventilateur  $P_{T,V}$  donnée par la formule suivante :

$$P_{T,V} = P_{S,V} + P_{D,V}$$

Où :

$P_{S,V}$ : Pression statique « Effective » du ventilateur nécessaire pour vaincre les pertes de charge du réseau ;

$P_{D,V}$  : Pression dynamique du ventilateur nécessaire pour assurer une certaine vitesse de l'air.

Avec :

$$P_{D,V} = 1/2 \rho V^2$$

- La puissance utile ou disponible à la sortie du ventilateur «  $P_u$  » est donnée par la relation suivante :

$$P_u = \Delta P q_v$$

- Le rendement global «  $\eta$  » représentant le rapport entre la puissance utile et la puissance fournie,

$$\eta = \frac{P_u}{P_F}$$

### Remarque :

Le rendement des ventilateurs pour des installations centralisées est pris généralement égal à 0.7.

### Ventilateur de soufflage

- **Pression totale**

$$\Delta P = P_{S,V} + P_{D,V}$$

- **CTA 1**

$$\Delta P = 627.89 + 1/2 * (1.16) (4.44)^2 = 639.32 \text{ Pa}$$

- **CTA 2**

$$\Delta P = 631.58 + 1/2 * (1.16) (4.34)^2 = 642.50 \text{ Pa}$$

- **CTA 3**

$$\Delta P = 198.16 + 1/2 * (1.16) (5.96)^2 = 218.76 \text{ Pa}$$

- **Puissance utile**

$$P_u = \Delta P q_v$$

- **CTA 1**

$$P_u = 639.32 (5397 / 3600) = 958.45 \text{ W}$$

- **CTA 2**

$$P_u = 642.50 (5283 / 3600) = 942.87 \text{ W}$$

- **CTA 3**

$$P_U = 218.76 (9660 / 3600) = 587.01 \text{ W}$$

• **Puissance fournie**

$$P_F = \frac{P_U}{\eta}$$

- **CTA 1**

$$P_F = 958.45 / 0.7 = 1369.21 \text{ W}$$

- **CTA 2**

$$P_F = 942.87 / 0.7 = 1346.96 \text{ W}$$

- **CTA 3**

$$P_F = 587.01 / 0.7 = 838.58 \text{ W}$$

**Ventilateur de reprise**• **Pression totale**

$$\Delta P = P_{S,v} + P_{D,v}$$

- **CTA 1**

$$\Delta P = 204.30 + 1/2 * (1.17) (5.94)^2 = 224.94 \text{ Pa}$$

- **CTA 2**

$$\Delta P = 219.10 + 1/2 * (1.17) (5.48)^2 = 236.67 \text{ Pa}$$

- **CTA 3**

$$\Delta P = 221.47 + 1/2 * (1.17) (5.20)^2 = 237.29 \text{ Pa}$$

• **Puissance utile**

$$P_u = \Delta P q_v$$

- **CTA 1**

$$P_U = 224.94 (4587.45 / 3600) = 286.64 \text{ W}$$

- **CTA 2**

$$P_U = 236.67 (4490.55 / 3600) = 295.22 \text{ W}$$

- **CTA 3**

$$P_U = 237.29 (9618.52 / 3600) = 633.99 \text{ W}$$

• **Puissance fournie**

$$P_F = \frac{P_U}{\eta}$$

- **CTA 1**

$$P_F = 286.64 / 0.7 = 409.48 \text{ W}$$

- **CTA 2**

$$P_F = 295.22 / 0.7 = 421.74 \text{ W}$$

- **CTA 3**

$$P_F = 633.99 / 0.7 = 905.70 \text{ W}$$

**VII.3 Choix des centrales de traitement d'air**- **CTA 1, CTA 2**

Les centrales de traitement d'air destinées à alimenter les salles propre présenteront une aptitude au nettoyage et à la désinfection aisée du caisson : parois lisses intérieures et extérieures, bac à condensats incliné afin d'éviter la stagnation d'eau, trois rangs de filtration dont un de très haute efficacité en sortie de centrale.

Les centrales de marque « France Air », de type « Modulys ® TA Hygis ® ».

**Avantage**

Conformes aux exigences de la norme NF S 90-351 : «Etablissements de santé, salles propres (...) – Exigences relatives pour la maîtrise de la contamination aéroportée».

3<sup>ème</sup> rang de filtration très haute efficacité pour obtention de classes de propreté selon NF EN ISO 14644-1.

Très grande variété dans le choix des fonctions selon les applications.

**Gamme**

Débit : de 2 500 à 60 000 m<sup>3</sup>/h.

Pression statique jusqu'à 2 500 Pa.

Fonctions :

- Soufflage, extraction, mélange.
- Filtration :
  - 1<sup>er</sup> rang (pré-filtration, protection du filtre haute efficacité) : Moyenne efficacité, en entrée de centrale.
  - 2<sup>ème</sup> rang (protection des éléments de la centrale) : Haute efficacité, en amont de la batterie.
  - 3<sup>ème</sup> rang (contribution à l'obtention de la classe de propreté) : haute à Très Haute efficacité, en aval du ventilateur.
- Chauffage et refroidissement par batteries à eau ou électrique.
- Humidification
- Atténuation sonore par piège à son (en amont du 3<sup>ème</sup> rang de filtration).

### - CTA 3

Centrale de marque « France Air », de type « Power Play Max 60 », centrale de traitement d'air avec récupérateur d'énergie.

Parfaitement adaptée au marché tertiaire, la CTA Power Play Max est une centrale compacte double flux. Assure des débits d'air hygiéniques.

#### **Gamme**

Débit d'air : de 1 000 à 26 000 m<sup>3</sup>/h.

Echangeur à flux croisés, haute efficacité (jusqu'à 60%).

#### **Fonctions**

- Soufflage, Extraction, récupération d'énergie
- Filtration (doubles étages) :
  - Pré-filtration (G4).
  - Filtres de classe G4 à F9 utilisés pour l'air neuf et l'air rejeté.
- Chauffage et refroidissement par Batteries chaude et froide à eau, isolation en laine de roche.
- Humidification
- Atténuation sonore par piège à son (en amont du 3<sup>ème</sup> rang de filtration).

#### VII.4 Choix des éléments de diffusion et de reprise

##### - CTA 1, CTA 2

Les salles d'opération de risque 3 ou 4 suivant la norme NF S 90 351 seront équipées chacune d'un plafond diffusant à écoulement d'air unidirectionnel Biovax ® 3, de marque « France Air », muni de prises de pression et de filtres terminaux d'efficacité H14 (testé suivant EN 1822) et grilles de diffusion perforées assurant l'uniformité de la diffusion, protection totale du champ opératoire et sans zone morte.

##### • Sélection d'un plafond filtrant

Trois critères doivent être pris en compte pour la sélection d'un plafond filtrant :

- La norme NF S 90 351 préconise des taux de brassages différents selon que l'on traite une zone à risque 4 ou 3 (entre 25 et 50 vol/h)
- D'une analyse de risque doit découler la taille de protection (donc du plafond) voulue par le futur utilisateur. Les dimensions de champs opératoires varient d'une spécialité à l'autre.
- Pour fonctionner correctement, la plage de vitesse de soufflage d'un plafond unidirectionnel doit être respectée : de 0.25 à 0.45 m/s.

Type Biovax ® 3	Débits de soufflage en fonction de la vitesse en sortie de filtres (m <sup>3</sup> /h).		
	0.25 m/s	0.28 m/s	0.32 m/s
2.5 x 1.5	2350	2650	3000
2 x 2	2660	2980	3405
2.5 x 2	3700	4100	4700
3 x 2	4200	4700	5350
2.5 x 2.5	5000	5600	6400
3 x 2.5	6350	7100	8100
3.5 x 3	8000	9000	10300
4 x 3	9700	10850	12400

Tableau VII. 1 : Sélection d'un plafond diffusant.

##### • Grille de reprise

La reprise d'air dans les blocs opératoires sera assurée par des grilles de reprise porte filtre (F5) spéciale blocs opératoires et salles propres comme conseillé dans la norme NF S 90 351.

Grille de reprise de marque « France Air » et de type GFF SP.

## CONCLUSION GENERALE

Au terme de ce travail on tient à rappeler qu'une installation de climatisation centralisée destinée aux zones propres bénéficie d'une analyse et d'une conception plus méticuleuse que lorsqu'il s'agit de salles normales (climatisation de confort). Les variations et les différents profils de charge (température, hygrométrie, débit d'air, surpression, vitesse,...) sont gérés d'une façon beaucoup plus soignée afin de répondre aux conditions d'utilisation bien précises.

Tout au long de cette étude, on a appréhendé les éléments clés caractérisant les salles propres, les blocs opératoires particulièrement, qui sont :

- La filtration de l'air,
- La surpression,
- Le taux de brassage,
- Le mode de diffusion de l'air.

Les démarches suivies dans ce mémoire sont indispensables pour n'importe quelle étude de climatisation centralisée, ça va de la collection des données climatiques jusqu'au dimensionnement et choix du matériel (Unités intérieures et extérieures), en passant par les bilans thermiques et le calcul aérodynamique.

Il est à rappeler que les résultats qui sont obtenus dans cette étude lors des calculs aérodynamiques (ou bien traitement d'air) sont: les débits de soufflage sont estimés à 5397 m<sup>3</sup>/h pour le bloc opératoire N1, à 5283 m<sup>3</sup>/h pour le bloc opératoire N2, et à 9660 m<sup>3</sup>/h pour le reste des salles du sous sol. Un débit de 4587 m<sup>3</sup>/h d'air est extrait au niveau du bloc N1, un débit de 4490 m<sup>3</sup>/h pour le bloc N2, et un débit de 9618 m<sup>3</sup>/h pour les autres salles du sous sol, en fonction des taux de brassage imposés allant de 15 à 50 vol/h, et des vitesses admissibles de 2.5 jusqu'à 6 m/s maximum.

On peut noter qu'une étude hydraulique, pour le niveau du RDC, aurait été souhaitable mais cela nécessiterait une durée d'étude plus longue.

Les efforts consentis, en vue de réaliser ce modeste travail, nous ont permis une acquisition de connaissances multiples dans différents domaines.

Enfin, on espère que ce projet soit d'un grand apport pour les promotions à venir.

# BIBLIOGRAPHIE

- [1] D.T.R C 3.2  
Règles de calcul des Déperditions Calorifiques.  
Centre National d'Etude et de Recherches Intégrée du Bâtiments 1998.
- [2] Manuel d'ASHRAE 1985  
Les calculs d'Apports par la méthode CLTD/CLF  
Documents mis à jour le 7 juin 2013 par ClimaWin
- [3] D.T.R C 3.4 Climatisation  
Règles de calcul des Apports Calorifiques des Bâtiments.  
Centre National d'Etude et de Recherches Intégrée du Bâtiments 1998.
- [4] L'Air et la Clim 2007  
Traitement de l'air en salles propres  
France Air Les architectes de l'air
- [5] KAWNEER Catalogue  
Les façades et verrières
- [6] Cours de climatisation : Base de calcul des installations de climatisation.  
G. PORSCHER Les éditions parisiennes (7° Edition)  
© Chaud-froid-plomberie
- [7] MEMENTO des pertes de charge  
Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement  
Editions EYROLLES 1986.
- [8] LES GUIDES PRATIQUES D'UNICLIMA  
Traitement de l'air en milieu Hospitalier  
Editions SEPAR 92 038 PARIS LA DEFENSE CEDEX

[9] Aide mémoire GENIE CLIMATIQUE

Jean DESMONS

2<sup>e</sup> Edition © DUNOD, Paris, 2008, 2009

[10] THERMEXCEL : Présentation du programme AERODUCT

Dimensionnement des réseaux aérauliques

Jean Yves MESSE-THERMEXCEL

Copyright © 2004- 2007.

[11] TRANE © 2012.

CFAS/ CFAE One-way cassette Fan coil

High efficiency motor for optimum confort in an attractive package

(IR) INGERSOLL Rand

[12] Mémoire de fin d'études

Etude d'une unité de conditionnement d'air d'une salle blanche pour compresseurs stériles (SOCOTHID, ISSERS)

Réalisé par : M<sup>R</sup> B.AZEROU et M<sup>R</sup> N. DAHMANI

Promotion 2005/ 2006

[13] Mémoire de fins d'études

Climatisation par centrale de traitement d'air du centre commercial et d'affaires AL-QODS

Réalisé par : M<sup>R</sup> H. SOTTO

Dirigé par : M<sup>R</sup> S. ZOUAOUI

Promotion 2007/ 2008

[14] Catalogue France Air.

[15] [www.DimCilm.com](http://www.DimCilm.com)

[16] [www.Mecaflux.com](http://www.Mecaflux.com)

## Annexe N1 : CLTD (Cooling Load Température Différence)

- Table 4-15 Cooling load temperature difference for sunlit walls

Wall typet	Mass per unite area kg/m <sup>2</sup>	Heat capacity KG/m <sup>2</sup> .K	Solar time	Orientation							
				N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
G	50	15	7	4	15	17	10	1	1	1	1
			8	5	20	26	18	3	3	3	3
			9	5	22	30	24	7	4	5	4
			10	7	20	31	27	12	6	6	6
			11	8	16	28	28	17	9	8	8
			12	10	15	22	27	22	14	10	10
			13	12	14	19	23	25	21	15	12
			14	13	15	17	20	26	28	23	15
			15	13	15	17	18	24	33	31	20
			16	14	14	16	16	21	35	37	26
			17	14	14	15	15	17	34	40	31
			18	15	12	13	13	14	29	37	31
			19	12	10	11	11	11	20	27	23
20	8	8	8	8	8	13	16	14			
CLTD <sub>max</sub>	15	22	31	28	26	35	40	31			
F	200	130	7	1	3	4	2	1	1	2	1
			8	2	8	9	6	1	1	2	1
			9	3	13	16	10	2	2	2	2
			10	4	16	21	15	4	3	3	3
			11	5	17	24	20	7	4	4	4
			12	6	16	25	23	11	6	6	6
			13	8	16	24	24	15	10	8	7
			14	9	15	22	23	19	14	11	9
			15	11	15	20	22	21	20	16	12
			16	12	15	19	20	22	24	22	15
			17	12	15	18	19	21	28	27	19
			18	13	14	17	17	19	30	32	24
			19	13	13	15	16	17	29	33	26
20	13	12	13	14	15	25	30	24			
CLTD <sub>max</sub>	13	17	25	24	22	30	33	26			
E	300	230	7	2	3	3	3	2	4	4	3
			8	2	5	6	4	2	3	3	3
			9	3	8	10	7	2	3	3	3
			10	3	11	15	10	3	3	4	3
			11	4	13	18	14	5	4	4	4
			12	5	14	20	17	7	5	5	5
			13	6	14	21	19	10	7	6	6
			14	7	14	21	20	14	10	8	7
			15	8	14	20	20	16	14	11	9
			16	10	15	19	20	18	18	15	11
			17	10	14	18	19	19	21	20	14
			18	11	14	18	18	18	24	24	18
			19	12	14	17	17	17	25	27	21
20	12	13	15	16	16	24	27	21			
CLTD <sub>max</sub>	12	15	21	20	19	25	27	21			

- Table 4-15 Cooling load temperature difference for sunlit walls

Wall typet	Mass per unite area kg/m <sup>2</sup>	Heat capacity KG/m <sup>2</sup> .K	Solar time	Orientation							
				N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
D	390	350	7	3	4	5	5	4	6	7	6
			8	3	4	5	5	4	5	6	5
			9	3	6	7	5	3	5	5	4
			10	3	8	10	7	3	4	5	4
			11	4	10	13	10	4	4	5	4
			12	4	11	15	12	5	5	5	4
			13	5	12	17	14	7	6	6	5
			14	6	13	18	16	9	7	6	6
			15	6	13	18	17	11	9	8	7
			16	7	13	18	18	13	12	10	8
			17	8	14	18	18	15	15	13	10
			18	9	14	18	18	16	18	17	12
			19	10	14	17	17	16	20	20	15
			20	11	13	17	17	16	21	22	17
CLTD <sub>max</sub>	11	14	18	18	16	21	23	18			
C	530	450	7	5	6	7	7	6	9	10	8
			8	4	6	7	6	6	8	9	7
			9	4	6	8	7	5	7	8	6
			10	4	7	9	7	5	7	7	6
			11	4	8	11	9	5	6	7	5
			12	4	10	13	10	5	6	7	5
			13	5	10	14	12	6	6	7	6
			14	5	11	15	13	8	7	7	6
			15	6	12	16	14	9	8	8	6
			16	6	12	16	15	11	10	9	7
			17	7	12	17	16	12	12	11	9
			18	8	13	17	16	13	14	13	10
			19	9	13	16	16	14	16	16	12
			20	9	13	16	16	14	18	18	14
CLTD <sub>max</sub>	9	13	17	16	14	18	20	15			

**Annexe N2 : Le coefficient SHFG***Sensible Heat Factor Gain SHFG max. pour une fenêtre ensoleillée [w/m<sup>2</sup>]*

	<b>N/Ombre</b>	<b>NE/NW</b>	<b>E/W</b>	<b>SE/SW</b>	<b>S</b>	<b>Horizontal</b>
<b>Latitude : 32°</b>						
Décembre	69	69	510	775	795	500
Jan-Nov.	75	90	550	785	775	555
Fév-Oct.	85	205	645	780	700	685
Mar-Sept.	100	330	695	700	545	780
Avr-Août	115	450	700	580	355	845
Mai-Juillet	120	530	685	480	230	865
Juin	140	555	675	440	190	870
<b>Latitude : 40°</b>						
Décembre	57	57	475	730	800	355
Jan-Nov	63	63	480	755	795	420
Fév-Oct	80	155	575	760	750	565
Mar-Sept	95	285	660	730	640	690
Avr-Août	110	435	690	630	475	790
Mai-Juillet	120	515	690	545	350	830
Juin	150	540	680	510	300	840
<b>Latitude : 36°</b>						
Décembre	63	63	492.5	752.5	797.5	427.5
Jan-Nov	69	76.5	515	770	785	487.5
Fév-Oct	82.5	180	610	770	725	625
Mar-Sept	97.5	307.5	677.5	715	592.5	735
Avr-Août	112.5	442.5	695	605	415	817.5
Mai-Juillet	120	522.5	687.5	512.5	335	847.5
Juin	145	547.5	677.5	475	245	855

**Annexe N3 : CLF (Cooling Load Factor)***Facteur d'amortissement pour le cas des fenêtres*

Heure solaire	Orientation de la fenêtre								
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horizontal
06	0.73	0.56	0.47	0.30	0.09	0.07	0.06	0.07	0.12
07	0.66	0.76	0.72	0.57	0.16	0.11	0.09	0.11	0.27
08	0.65	0.74	0.80	0.74	0.23	0.14	0.1	0.14	0.44
09	0.73	0.58	0.76	0.81	0.38	0.16	0.13	0.17	0.59
10	0.80	0.37	0.62	0.79	0.58	0.19	0.15	0.19	0.72
11	0.86	0.29	0.41	0.68	0.75	0.22	0.16	0.20	0.81
12	0.89	0.27	0.27	0.49	0.83	0.38	0.17	0.21	0.85
13	0.89	0.26	0.24	0.33	0.80	0.59	0.31	0.22	0.85
14	0.86	0.24	0.22	0.28	0.68	0.75	0.53	0.30	0.81
15	0.82	0.22	0.20	0.25	0.50	0.83	0.72	0.52	0.71
16	0.75	0.20	0.17	0.22	0.35	0.81	0.82	0.73	0.58
17	0.78	0.16	0.14	0.18	0.27	0.69	0.81	0.82	0.42
18	0.91	0.12	0.11	0.13	0.19	0.45	0.81	0.69	0.25

Annexe N4 : *Facteur d'ombre Sc pour les fenêtres.*

Type de fenêtre	Epaisseur (mm)	Sans rideau		Rideau vénitien		Autre rideau	
		interne		moyen	clair	moyen	clair
Vitrage simple							
standard	3	1		0.64	0.55	0.59	0.25
Blindé	6-12	0.95		0.64	0.55	0.59	0.25
Absorbant	6	0.7		0.57	0.53	0.4	0.3
	10	0.5		0.54	0.52	0.4	0.28
Double vitrage							
standard	3	0.9		0.57	0.51	0.6	0.25
Blindé	6	0.83		0.57	0.51	0.06	0.25
Réfléctif	6	0.4					

**Annexe N5 :** SHG et LHG dégagées par occupants.

Gaine dus aux occupants					
Degré d'activité	Application type	Chaleur total (w)		SHG	LHG
		Homme adulte(w)	Moyenne(w)		
Assis au repos	Théâtre, cinéma	115	100	60	40
Assi, travail très léger	Bureau, hôtel, appartement	185	150	75	75
Debout, marche lente	Magasin banque	235	185	90	95
travail léger à établir	Usine travail léger	255	230	100	130
Marche 1.3m/s Travail léger sur une machine	Usine	305	305	100	205
Assis	Restaurant	150	170	75	95
Bowling	Piste de bowling	350	280	100	180
Danse	Salle de danse	400	375	120	255
Travail dur (pénible)	usine	470	470	165	305

**Annexe N6 : CLF personne.***Facteur d'amortissement pour le cas des personnes.*

		La durée d'occupation (R)								
		2	4	6	8	10	12	14	16	
Le nombre d'heure après chaque entrée	1	0,49	0,49	0,50	0,51	0,53	0,55	0,58	0,62	0,66
	2	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	0,64	0,66	0,70	0,74
	3	0,17	0,66	0,67	0,67	0,69	0,70	0,72	0,75	0,79
	4	0,13	0,71	0,72	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79	0,82
	5	0,10	0,27	0,76	0,76	0,77	0,79	0,80	0,82	0,85
	6	0,08	0,21	0,79	0,80	0,80	0,81	0,83	0,85	0,87
	7	0,07	0,16	0,34	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,89
	8	0,06	0,14	0,26	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,90
	9	0,05	0,11	0,21	0,38	0,87	0,88	0,89	0,90	0,92
	10	0,04	0,10	0,18	0,30	0,89	0,89	0,90	0,91	0,93
	11	0,04	0,08	0,15	0,25	0,42	0,91	0,91	0,92	0,94
	12	0,03	0,07	0,13	0,21	0,34	0,92	0,92	0,93	0,94
	13	0,03	0,06	0,11	0,18	0,28	0,45	0,93	0,94	0,95
	14	0,02	0,06	0,10	0,15	0,23	0,36	0,94	0,95	0,96
	15	0,02	0,05	0,08	0,13	0,20	0,30	0,47	0,95	0,96
	16	0,02	0,04	0,07	0,12	0,17	0,25	0,38	0,96	0,97
	17	0,02	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21	0,31	0,49	0,97
	18	0,01	0,03	0,06	0,09	0,13	0,19	0,26	0,39	0,97
	19	0,01	0,03	0,05	0,08	0,11	0,16	0,23	0,33	0,50
	20	0,01	0,03	0,04	0,07	0,10	0,14	0,20	0,28	0,40
	21	0,01	0,02	0,04	0,06	0,09	0,12	0,17	0,24	0,33
	22	0,01	0,02	0,04	0,05	0,08	0,11	0,15	0,20	0,28
	23	0,01	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,13	0,18	0,24
	24	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,16	0,21

**Annexe N7 : CLF éclairage.***Coefficient d'amortissement pour l'éclairage.*

		Durée de l'éclairage Lampes encastrées			Durée de l'éclairage Lampes non encastrées		
		10h		16h	10h		16h
00		0.08		0.19	0.01		0.05
01		0.62		0.72	0.76		0.79
02		0.66		0.75	0.81		0.83
03		0.69		0.77	0.84		0.87
04		0.73		0.80	0.88		0.89
05		0.75		0.82	0.90		0.91
06		0.78		0.84	0.92		0.93
07		0.80		0.85	0.93		0.94
08		0.82		0.87	0.95		0.95
09		0.84		0.88	0.98		0.96
10		0.85		0.89	0.97		0.97
11		0.32		0.90	0.22		0.9
12		0.29		0.91	0.18		0.98
13		0.26		0.92	0.14		0.98
14		0.23		0.93	0.12		0.99
15		0.21		0.94	0.09		0.99
16		0.19		0.94	0.08		0.99
17		0.17		0.40	0.06		0.24
18		0.15		0.36	0.05		0.20

**Annexe N8 :***Débit minimal d'air neuf à introduire par personne.*

Destination des locaux	Débit minimal d'air neuf (en m <sup>3</sup> /h et par occupant)	
	Locaux avec interdiction de fumer	Locaux sans interdiction de fumer
* Locaux d'enseignement : Classes, salles d'études, laboratoires (à l'exclusion de ceux à pollution spécifique) - maternelles, primaires et secondaires du 1 <sup>er</sup> cycle..... - secondaires du 2 <sup>ème</sup> cycle et universitaires..... - ateliers .....	15 18 18	- 25 25
* Locaux d'hébergement : - Chambres collectives (plus de trois personnes), dortoirs, cellules, salles de repos.....	18	25
* Bureaux et assimilés : - tels que salles de réunions, de spectacles, de culte, foyers.....	18	30
* Locaux de vente : - tels que boutiques, supermarchés.....	22	30
* Locaux de restauration - cafés, restaurants, cantines.....	22	30
* Locaux à usage sportif : par sportif - dans une piscine..... - dans les autres locaux..... Pas spectateur.....	22 25 18	- 30 30