الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ETPOPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR YAHIA FARES MEDEA

Faculté de la Technologie
Département : Génie Climatique
Spécialité : énergie et froid industriel

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

جامعة الدكتور يحي فارس بالمدية

كلية التكنولوجيا
قسم: هندسة ميكانيكية
تخصص: طاقة و تبريد صناعي

**Mémoire**
Présenté en vue de l'obtention du
Diplôme de **Master** en **Génie Climatique**

**Option**
**ENERGIE ET FROID INDUSTRIEL**

**Thème**

# *Climatisation d'un Hôtel à Mila. Application de la Méthode des Degrés-Jours Pour le Calcul de la Consommation Annuelle.*

**Présenté par:**

**-HENNI MOHAMED RIADH**
**-BENSALA MOHAMED AMINE**

**Encadreur:**
**Pr. ABU DURA SALAM**
**Dr. BELHADJ ABD- ELMOUNEIM**

**Promotion 2016/2017**

# REMERCIEMENT

***Avant tout, nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé durant toutes ces années d'études et que grâce à lui que ce travail a pu être réalisé.***

***Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sien du département de Génie Climatique de l'Université DR YAHIA FARES de Médéa sous la direction de Mr ABU DHURA.S, président de conseil scientifique et Mr BELHADJ.A.***

***Nous exprimons nos sincères remerciements aux membres du jury et qu'ils veuillent bien trouver l'expression de notre gratitude pour lire et juger notre travail.***

# *Dédicace*

*Aujourd'hui et plus que jamais, je tiens à dédier ce modeste travail à ceux que sont chères à mon cœur :*

*Ma mère*

*…que je l'aime beaucoup, la chandelle qui éclaire ma vie, la source de tendresse, d'amour et de sacrifice, que dieu me la garde En vie.*

*Mon père*

*A Mon père qui est mon bras droit dans tous côtés de la vie, Merci.*

*A mes sœurs, mes frères.*

*Mes proches, mes cousins, mes cousines et toute ma famille.*

*A tous mes amis d'enfance, de scolarité et mes collègues de l'Université*

*A tous ceux qui m'ont encouragé pour arriver jusqu'à ce dédicace.*

***RIADH, AMINE.***

# *SO M MAI RE*

# SOMMAIRE

**CH I: ETUDE DU PROJET**

I.1: Introduction……p [1]
I.2: Notion du confort thermique…… p[1]
I.3: Paramètres de l'ambiance…… p[2]
I.4: Introduction au projet…… p [4]
I.5: Description du projet…… p [4]
I.6: Données climatiques de base…… p [4]
I.7: Conditions climatiques…… p [5]
I.8: Conditions de base intérieures..... p[5]
I.9: Désignation des locaux…… ...p[6]

**CH II: CALCUL THERMIQUE**

II.1: Transfert thermique…… p [20]
II.2: Calcul thermique…….. p [22]
II.3: Choix et composition des différentes parois…… p[25]
II.4 : Exemple de calcul …… p [25]
II.5: Etude de la stabilité thermique…… p[30]
II.6: Application au projet…… p[32]

**CH III: BILAN THERMIQUE**

III.1: Introduction…….. p [44]
III.2: Calcul du bilan thermique en période hivernale…… p [44]
III.3 : Application du projet…….. p[51]
III.4: Calcul du bilan thermique en période estivale…… .p [55]
III.5: Application du projet ….....p [67]

**CH IV: SYSTEME SEMI-CENTRALISEE**

IV.1 : Introduction…….. p [74]
IV.2 : Classification des systèmes de climatisation…… p [74]
IV.3 : Système proposé…… p [76]
IV.4: Choix des ventilo-convecteurs……..… p[76]
IV.5: Calcul des ventilo-convecteurs…….. p [80]
IV.6: Application du projet…… p[83]
IV.7 : Calcul hydraulique…… p [87]

**CH V : SYSTEME CENTRALISEE**
V.1: Etude du système centralisée…… p [90]
V.2 : Application au projet..... p [93]
V.3: Choix du bouche de soufflage et de reprise…… p [102]
V.4: Calcul aéraulique……. .....p [109]
V.5 : L'équilibrage …… p [110]

**CH VI : CHOIX D'APPAREILLAGE**
VI.1 : Introduction……. p [112]
VI.2 : Choix de CTA……. p [112]
VI.3 : Choix des batteries froides et chaudes……. p [113]
VI.4. Choix des filters..... p [120]
V.I.5: Choix de groupe d'eau glacée…… p[121]
VI.6 : Choix de la chaudière……. p [123]

**CH VII: LA REGULATION**
VII.1 : Introduction…… p [126]
VII.2: La régulation automatique…… .p[126]
VII.3: Les éléments d'un système de régulation…… ..p[126]
VII.4: Régulation des ventilo-convecteurs…… p[128]
VII.5: Régulation de la CTA…… .p[132]

**CH VIII : CONSOMMATION ENERGETIQUE**

VIII.1 : Introduction…….p [135]
VIII.2 : Variation de la température extérieure d'une Année…… ...p [137]
VIII.3: La méthode de dégrée-jours …… p [139]
VIII.4. Exemple de calcul par la méthode de degré – jours…… p [140]
VIII.5 : Calcul de la consommation énergétique annuelle……. p [142]

**CONCLUSION** …… p [148]

# Resumé

*Travail s'intéresse à l'étude d'un système de climatisation d'un Hôtel situé à MILA.*
*Les ventilo –convecteurs et C.T.A sont proposés comme solution.*
*La méthode des degrés jours a été appliquée pour le calcul de la consommation de chauffage et de climatisation, pour trois températures de référence.*
**Mots clé :** climatisation. Groupe d'eau glacé. Chauffage centrale. Centrale traitement d'air

# ملخص

يركز العمل على دراسة نظام تكييف الهواء في فندق يقع في ميلة .
مروحة لفائف و وحدة معالجة الهواء قدمت كحل .
تم تطبيق طريقة الدرجة اليومية لحساب استهلاك التدفئة وتكييف الهواء لثلاث درجات الحرارة المرجعية .
الكلمات المفتاحيةّ: التكييف ,مجمع المياه المجمدة,التدفئة المركزية ,وحدة معالجة الهواء

# Abstract

The work focuses on studying the air conditioning system of a hotel located in Mila.
Fan coil and air processing unit provided as solution.
The day-degree method was applied to calculate heating consumption and air conditioning for three reference temperature displays.
**Keyword :** air conditioning. Frosted water. Central heating. Air treatment plant.

# Introduction générale

La climatisation a été inventée par Willis Carrier, un ingénieur américain, en 1911. Cette technique s'est tout d'abord limité aux applications industrielles. Le concept de la climatisation domestique, plutôt qu'industrielle, apparut vers 1924.

C'est en 1928 que le premier système de climatisation à usage domestique fut développé. La grande dépression et la seconde guerre mondiale ralentit toutefois considérablement l'essor de la climatisation domestique. La technologie du système de climatisation domestique ne connut son véritable développement que dans les années 60 et atteignit sa maturité technologique actuelle dans l'année 90.

Le chauffage et la climatisation sont des postes plus importants dans la consommation d'énergie dans le bâtiment. Cette consommation continue à augmenter dans notre pays vue l'évolution des projets de construction des infrastructures (écoles, hôpitaux…) et dans le secteur de habitat. Ce phénomène a un impact négatif sur le coup énergétique vu d'une part l'instabilité de prix du pétrole et du gaz qui ne cesse à accroitre et d'autre part l'épuisement de cette réserve d'énergie. C'est pourquoi il est très importent du réduire les besoins et la consommation d'énergie toute en maintenant le confort et ce en adoptant un stratège d'efficacité énergétique dans le bâtiment en matière d'isolation thermique, ventilation et la capacité à stocker la chaleur dans les murs du bâtiment.

Le traitement de l'air et la technique le plus utilisé dans le domaine de chauffage et climatisation. Ce procédé réponde aux exigences environnementales en matière de pollution par minimisation de l'émission des gaz à effet de serre. Cette technique consiste à modifier, contrôle et réguler les conditions d'un local et maintenir un confort répondent au besoin de l'être humain et qui ne se limite pas seulement au maintenir d'une température ambiante, beaucoup d'autre facteurs peuvent être pris en considération tels que l'hygromètre, la qualité de l'air.

Les mesurent permettant de réduire la consommation d'énergie pour le chauffage et

Climatisation pour un bon confort nécessite de minimiser les déperditions et les apports thermiques dans le bâtiment.

Avant de commencer le calcul du bilan thermique on doit connaitre tous les facteurs qui pourront affecter son évaluation. Des relevés précis, détaillés, complet sont à la base même du bilan. C'est à partir de la connaissance de ces éléments que l'on pourra déterminer l'installation la plus économique et la plus efficace. La prise en compte de ces différents paramètres permet d'éviter d'utiliser des coefficients de sécurité lors de l'évaluation des bilans qui sont à l'origine du surdimensionnement des équipements de climatisation. Nous citons ci-dessous les principaux paramètres à prendre en considération.

# Chapitre I
# Etude du projet

## I.1.Introduction :[1]

Depuis l'éternité l'être humain a été toujours en quête d'une ambiance, d'un entourage de vie qui lui assure de pratiquer toutes ses activités sans aucune gêne. De la simple étincelle de feu aux techniques de construction, l'homme a toujours su répondre à ses propres exigences même d'une façon indirecte et selon les moyens qui lui ont été disponibles.

Aujourd'hui et avec l'évolution de la vie, l'homme passe une grande partie de son temps dans des milieux fermés, ce qui l'a conduit à créer des ambiances artificielles, dont il a le pouvoir de gérer les conditions selon ses besoins.

Parler de ces ambiances artificielles nous conduit à donner des notions et des définitions qui peuvent nous aider dans notre travail.

## I.2.Notion du confort thermique :[1]

La notion de confort thermique est le plus souvent appliquée à l'être humain, bien qu'elle puisse s'appliquer à tout être vivant. En effet, la vie et spécialement l'activité métabolique assurant les fonctions vitales ne sont possibles que dans une certaine plage de température, qui varie d'une espèce à l'autre. Il existe cependant des conditions d'ambiance optimales qui seront ressenties par l'individu comme celle d'un état de confort thermique.

Sur un plan physique, le confort thermique correspond à un état d'équilibre thermique entre le corps humain et les conditions d'ambiance. Il dépend de la sensibilité (aspect psychosociologique), de l'habillement, du métabolisme et de l'activité physique de chaque individu, d'une part, mais aussi de la température de l'environnement (air, parois), des mouvements d'air, et de l'humidité, d'autre part. Au-delà d'un certain niveau de déséquilibre, l'individu va ressentir de l'inconfort, notamment parce qu'il va devoir réagir pour réduire ce déséquilibre.

Le corps d'un individu va chercher à rétablir l'équilibre par différentes réactions demandant un certain effort : des réactions comportementales et des réactions physiologiques.

La thermorégulation comportementale comprend le changement de posture, d'activité, de vêtement, la régulation collective (exemple du rafraîchissement des ruches, ou de l'utilisation d'abris).

La thermorégulation physiologique, accessible uniquement aux êtres homéothermes, comprend notamment frissons, transpiration, vasodilatation, vasoconstriction, etc.

L'adaptation du comportement de l'individu aux conditions d'ambiance tend à donc réduire l'inconfort, ce qui est aujourd'hui décrit par l'approche du « confort adaptatif ». Le confort thermique (équilibre thermique) est souvent associé au confort hydrique (équilibre hydrique) sous le terme de confort hygrothermique.

## I.3.Paramètres de l'ambiance:

### I.3.1.La température:[11]

La température est une grandeur physique mesurée à l'aide d'un thermomètre et étudiée en thermométrie. Dans la vie courante, elle est reliée aux sensations de froid et de chaud, provenant du transfert de chaleur entre le corps humain et son environnement. En physique, elle se définit de plusieurs manières : comme fonction croissante du degré d'agitation thermique des particules (en théorie cinétique des gaz), par l'équilibre des transferts thermiques entre plusieurs systèmes ou à partir de l'entropie (en thermodynamique et en physique statistique). La température est une variable importante dans d'autres disciplines : Météorologie et climatologie, médecine, en chimie.

L'échelle de température la plus répandue est le degré Celsius, dans laquelle l'eau gèle à 0 °C et bout à environ 100 °C dans les conditions standard de pression. Dans les pays utilisant le système impérial (anglo-saxon) d'unités, on emploie le degré Fahrenheit (gel à 32 °F et ébullition à 212 °F). L'unité du système international d'unités, d'utilisation scientifique et définie à partir du zéro absolu, est le kelvin (nom commun dérivé du nom de William Thomson, Lord Kelvin).

### I.3.2.Humidité relative:[11]

L'humidité relative de l'air (ou degré d'hygrométrie), couramment notée φ, correspond au rapport de la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante (ou tension de vapeur) à la même température et pression. Elle est donc une mesure du rapport entre le contenue

Vapeur d'eau de l'air et sa capacité maximale à en contenir dans ces conditions. Ce rapport changera si on change la température ou la pression, bien que l'humidité absolue de l'air n'ait pas changée. L'humidité relative est souvent appelée degré hygrométrique. Elle est mesurée à l'aide d'un hygromètre.

## I.3.3.L'humidité spécifique:[11]

L'humidité spécifique (HS ou q) ou teneur en eau (Y) est définie comme le rapport de la masse d'eau dans l'air sur la masse d'air humide. (Contrairement au rapport de mélange qui décrit la masse d'eau dans l'air sur la masse d'air sec).

L'humidité spécifique maximale en état de saturation, appelée humidité spécifique à saturation, est notée $HS_s$ ou $q_s$.

Sur un diagramme d'air humide q = f(T), la courbe d'humidité spécifique constante est une droite horizontale.

Contrairement à l'humidité relative ou absolue, l'humidité spécifique se conserve lors d'un changement d'altitude ou de température de la masse d'air, tant qu'il n'y a ni condensation ni évaporation. La raison est qu'un kilogramme d'air ou de vapeur reste un kilogramme, indépendamment de la pression ou de la température de l'air. Ainsi lorsque l'on donne l'humidité spécifique, l'altitude de la parcelle d'air n'a pas d'importance. Ceci reste valable tant que la quantité de vapeur reste constante, il ne doit donc pas y avoir de changement d'état physique. Malgré cet avantage, la mesure de l'humidité spécifique est difficile et doit en général être effectuée par un laboratoire.

## I.3.4.Humidité absolue:[11]

L'humidité absolue est définie pour l'air humide (ou d'autres gaz) comme sa teneur en vapeur d'eau. Elle varie entre 0 et $+\infty$ mais est limitée par la quantité maximale que le gaz peut absorber avant qu'il y ait saturation à la température de celui-ci.

## I.4.Introduction au projet:

Notre projet consiste à évaluer les charges qui entraînent une sensation de gêne, et les éliminer à l'aide d'un choix optimale d'un système de climatisation adéquat.

## I.5.Description et situation de projet:

Ce projet consiste de climatiser un HOTEL située a la wilaya de Mila, ce projet comporte un RDC, et 14 étages.

### I.6.Données climatiques et de base:

La ville de Mila située dans la zone climatique (II), caractérisée par les conditions climatiques de base données dans le tableau ci-dessous **:**

| | |
|---|---|
| **Latitude [degrés, minutes]** | **36.27'NORD** |
| **Longitude [degrés, minutes]** | 6.17'EST |
| **Altitude [m]** | 464m |

**Tableau [I- 1] : Données géographiques de la wilaya de Mila [3]**

## I.7.Conditions climatiques:

### 3-1-Conditions de base extérieure:

Les conditions de base des périodes estivale et hivernale de la région ou est situé notre projet sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

| Conditions climatiques | Période estivale | Période hivernale |
|---|---|---|
| **Température de base [°C]** | 38 | 2 |
| **Humidité relative [%]** | 30 | 80 |
| **Ecart diurne [°C]** | 15°C | - |

**Tableau[I-2] : les paramètres extérieurs de base.[16]**

## I.8.Les conditions de base intérieures:

Les paramètres intérieurs ont pour rôle d'assurer le confort :

- La température résultante du local
- Le degré hygrométrique de l'air intérieur
- La vêture et l'activité de l'individu
- Le niveau du bruit
- La pureté de l'air dans le local
- L'éclairage, la couleur…etc.

Mais les deux les plus importants sont :

### b-1- Humidité relative:[9]

Humidité relative [35-70%] le meilleur confort exige une humidité entre [40-60%] dans cette étude on fixe
L'humidité à 50% pour les deux périodes.

**b-2- La température de l'air intérieur : [9]**

Pendant la période estivale on admet pour une température sèche intérieure les recommandations suivantes:

Si $t_b$ = 32 ↔ 35 °C ti = 25 ↔ 27 °C
Si $t_b$ = 35 ↔ 38 °C ti = 26 ↔ 28 °C
Si > 38 °C ti = 27 ↔ 29 °C

On à la $t_b$ > 37°C Alors on prend la ti =28 °C

## I.9.Désignation des locaux:

R : désigne le niveau du RDC

E1 : désigne le niveau du 1$^{er}$ étage

E2 : désigne le niveau du 2eme étage

E3: désigne le niveau du 3eme étage

E4 : désigne le niveau du 4eme étage

E5 : désigne le niveau du 5eme étage

E6 : désigne le niveau du 6eme étage

E7 : désigne le niveau du 7eme étage

E8 : désigne le niveau du 8eme étage

E9 : désigne le niveau du 9eme étage

E10 : désigne le niveau du 10eme étage

E11 : désigne le niveau du 11eme étage

E12 : désigne le niveau du 12eme étage

E13 : désigne le niveau du 13eme étage

E14 : désigne le niveau du 14eme étage

## 1- Le niveau de RDC

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Ti(°C) | Φi(%) | Ti(°C) | Φi(%) |
| R001 | Salle de sport femme | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R002 | Salle de sport homme | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R003 | WC H1 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R004 | WCF1 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R005 | Salle d'informatique | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R006 | Espace détente et jeux | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R007 | WC F2 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R008 | WC H2 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R009 | Pizzeria | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R010 | Cafétéria | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R011 | WC F3 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R012 | WC H3 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| R013 | Comptable | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R014 | Dépôt permanant | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R015 | Office | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R016 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |
| R017 | Hall Réception | 18 | 50 | 28 | 50 |
| R018 | Couloire 1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| R019 | Couloire 2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| R020 | Salle de conférence | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R021 | Bureau de conférence | 20 | 50 | 28 | 50 |
| R022 | Locale technique | 20 | 50 | 28 | 50 |

## 2-le niveau du 1er étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°C)** | **Φi(%)** |
| E101 | Salle de restauration1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E102 | Salle de restauration2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E103 | Cuisine | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E104 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E105 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E106 | Salon de coiffure F | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E107 | Salon de coiffure H | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E108 | Bijouterie | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E109 | Parfumerie | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E110 | Fleuriste | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E111 | Tabac journaux | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E112 | Produits artisanaux | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E113 | Agence de voyage1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E114 | Prêt à porter | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E115 | Agence de voyage2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E116 | Vêtement luxe | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E117 | WCF1 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E118 | WCH1 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E119 | Salle de commission1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E120 | Salle de commission2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E121 | Salle réunion1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E122 | Salle de réunion2 | 20 | 50 | 28 | 50 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| E123 | WCH2 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E124 | WCF2 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E125 | WCH3 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E126 | WCF3 | 15 | 50 | 28 | 50 |
| E127 | Hall d'exposition | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E128 | Couloire1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E129 | Couloire2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E130 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

### 3-Le niveau du 3 $^{eme}$étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E301 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E302 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E303 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E304 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E305 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E306 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E307 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E308 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E309 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E310 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E311 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E312 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E313 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E314 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E315 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E316 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E317 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E318 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E319 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E320 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E321 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E322 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E323 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E324 | Chambre24 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E325 | Chambre25 | 20 | 50 | 28 | 50 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| E326 | Chambre26 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E327 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E328 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E329 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E330 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E331 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E332 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E333 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E334 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E335 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E336 | Office6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E337 | Coutoir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E338 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E139 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

**4-le niveau du 4$^{eme}$étage**

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E401 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E402 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E403 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E404 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E405 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E406 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E407 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E408 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E409 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E410 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E411 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E412 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E413 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E414 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E415 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E416 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E417 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E418 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E419 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E420 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| E421 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E422 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E423 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E424 | Chambre24 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E425 | Chambre25 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E426 | Chambre26 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E427 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E428 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E429 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E430 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E431 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E432 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E433 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E434 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E435 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E436 | Office6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E437 | Coutoir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E438 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E439 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 5-le niveau du 5$^{eme}$étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E501 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E502 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E503 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E504 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E505 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E506 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E507 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E508 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E509 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E510 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E511 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E512 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E513 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E514 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E515 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| E516 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E517 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E518 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E519 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E520 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E521 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E522 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E523 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E524 | Chambre24 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E525 | Chambre25 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E526 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E527 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E528 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E529 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E530 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E531 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E532 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E533 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E534 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E535 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E536 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E537 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 6- Le niveau du 6$^{eme}$étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E601 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E602 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E603 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E604 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E605 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E606 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E607 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E608 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E609 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E610 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E611 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E612 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| E613 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E614 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E615 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E616 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E617 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E618 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E619 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E620 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E621 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E622 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E623 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E624 | Chambre24 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E625 | Chambre25 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E626 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E627 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E628 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E629 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E630 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E631 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E632 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E633 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E634 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E635 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E636 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E637 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 7-le niveau du 7 eme étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E701 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E702 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E703 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E704 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E705 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E706 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E707 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E708 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E709 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E710 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E711 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E712 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E713 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E714 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E715 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E716 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E717 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E718 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E719 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E720 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E721 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E722 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E723 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E724 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E725 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E726 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E727 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E728 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E729 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E730 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E731 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E732 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E733 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E734 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E735 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 8-le niveau du 8 eme étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E801 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E802 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E803 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E804 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E805 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E806 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E807 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E808 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E809 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E810 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E811 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E812 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E813 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E814 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E815 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E816 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E817 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E818 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E819 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E820 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E821 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E822 | Chambre22 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E823 | Chambre23 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E824 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E825 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E826 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E827 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E828 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E829 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E830 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E831 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E832 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E833 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E834 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E635 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 9-le niveau du 9$^{eme}$étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E901 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E902 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E903 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E904 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E905 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E906 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E907 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E908 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E909 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E910 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E911 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E912 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E913 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E914 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E915 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E916 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E917 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E918 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E919 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E920 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E921 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E922 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E923 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E924 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E925 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E926 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E927 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E928 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E929 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E930 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E931 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E932 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E933 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 10-le niveau du 10 eme étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E1001 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1002 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1003 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1004 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1005 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1006 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1007 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1008 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1009 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1010 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1011 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1012 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1013 | Chambre13 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1014 | Chambre14 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1015 | Chambre15 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1016 | Chambre16 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1017 | Chambre17 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1018 | Chambre18 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1019 | Chambre19 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1020 | Chambre20 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1021 | Chambre21 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1022 | Sejour1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1023 | Sejour2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1024 | Sejour3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1025 | Sejour4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1026 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1027 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1028 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1029 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1030 | Office5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1031 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E1032 | Couloir2 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E1033 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 11-le niveau du 11,12,13 eme étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E1101 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1102 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1103 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1104 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1105 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1106 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1107 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1108 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1109 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1110 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1111 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1112 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1113 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1114 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1115 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1116 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1117 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E1118 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

## 12- Le niveau du 14$^{eme}$étage

| N° | Désignation | Période hivernale | | Période estivale | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **Ti(°C)** | **Φi(%)** | **Ti(°c)** | **Φi(%)** |
| E1201 | Chambre1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1202 | Chambre2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1203 | Chambre3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1204 | Chambre4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1205 | Chambre5 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1206 | Chambre6 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1207 | Chambre7 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1208 | Chambre8 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1209 | Chambre9 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1210 | Chambre10 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1211 | Chambre11 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1212 | Chambre12 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1213 | Office1 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1214 | Office2 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1215 | Office3 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1216 | Office4 | 20 | 50 | 28 | 50 |
| E1217 | Couloir1 | 18 | 50 | 28 | 50 |
| E1218 | Hall | 18 | 50 | 28 | 50 |

# *Chapitre II*
# *Calcul Thermique*

# *Calcul thermique*

## II.1.Transfert Thermique:[8]

### Types de transfert de chaleur :

Comme la chaleur s'écoule d'un point plus chaud vers un point plus froid, le phénomène nous paraît simple au premier abord. Mais en réalité, il est complexe et ne peut être décrit mathématiquement qu'avec difficulté. Nous devons distinguer plusieurs aspects du transfert de chaleur très différents physiquement.

Il existe trois modes de transmission de chaleur:

### a. La conduction:

La conduction est le seul mode de transfert thermique intervenant au sein des solides opaques. La chaleur se propage à l'intérieur d'un corps de particule à particule. La quantité de chaleur traversant la surface de la paroi plane en écoulement stationnaire (permanent) et unidimensionnalité est régie par la loi :

$$\varphi = \lambda / e.\ s\ (t_1 - t_2)$$

**e:** épaisseur d'un élément de construction de la paroi [m]

**s:** surface de la paroi [$m^2$].

**λ:** conductivité thermique d'un élément de construction [W/m.$^o$C].

**φ:** flux de chaleur échangé [W].

$t_1$: température de la surface chaude [$^0$C].

$t_2$: température de la surface froide [$^0$C].

**b. La convection:**

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit uniquement au sein des milieux fluides. Elle intervient par exemple dans les échanges thermiques entre une paroi et l'air. Elle est régie par:

$$\varphi=\alpha_c.s.(t_1-t_2)$$

**$\alpha_c$:** coefficient de convection exprimé en [W/m$^2$.$^o$c], il dépend de la nature du fluide et parfois de sa température, vitesse d'écoulement et la viscosité.

**s:** surface d`échange thermique [m$^2$].

**($t_1$-$t_2$):** différence de température entre les deux ambiances [°C].

On distingue deux formes de convection:

- Convection libre: est due à la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide (le fluide chaud montre et le fluide froiddescend).

- Convection forcée: est due par le mouvement du fluide qui produit par un agent extérieur (pompe, ventilateur,…etc.).

**c. Le rayonnement:**

On appelle rayonnent, l'ensemble des échanges d'énergie à distance entre les corps sans support matériel. La quantité de chaleur rayonnée par la surface d'un corps est donnée par la formule suivante:

$$\varphi = \alpha_r.s\ .\ (T_1 - T_2)$$

**$\alpha_r$:** coefficient d`échange superficiel par rayonnement [W/ $m^2$.°K]

**$T_1$, $T_2$:** température absolue du corps de rayonnement en [$^0$K].

## II.2.Calcul Thermique:

### a- Coefficient global d'échange de chaleur :

Le coefficient global de transmission de la chaleur est donné par:

$$K = 1/R_T = 1/\ (1/h_i + \Sigma_i^n\ (e_i/\lambda_i) + 1/h_e) \qquad [W/m^2.{}^0C]$$

Avec:

- **$h_i$:** coefficient d'échange superficiel de chaleur à l'intérieure du local [W/$m^2$.$^0$C].

- **$h_e$:** coefficient d'échange superficiel de chaleur à l'extérieure du local [W/$m^2$.$^0$C].

- **$e_i$:** épaisseur de la couche de matériaux de la paroi[m].

- **$\lambda_i$:** conductivité thermique du matériau[W/m.$^o$C].

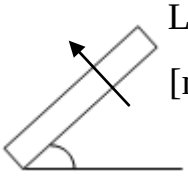
- $\mathbf{R_T}$ : résistance thermique totale **[**$m^2.^0C/W$].

- $\mathbf{\Sigma_i^n (e_i/\lambda_i) = \Sigma_i^n R_i}$

**<u>Caractéristique des coefficients superficiels «$h_i$» et «$h_e$»:</u>** [$W/m^2.^0C$].

Les résistances thermiques d'échanges superficiels intérieur, $r_i = 1/h_i$ et extérieur

$r_e = 1/h_e$ sont données dans le tableau III.1. (Du DTR)

| 1/h<br>[$m^2.^0C/W$] | **Paroi en contact avec**<br>• **L'extérieur.**<br>• **Un passage ouvert.**<br>• **Unlocal ouvert.** | | | **Paroi en contact avec**<br>• **Un autre local. Chauffé ou non chauffé.**<br>• **Un comble.**<br>• **Un vide sanitaire** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | **$1/h_i$** | **$1/h_e$** | **$1/h_i + 1/h_e$** | **$1/h_i$** | **$1/h_e$** | $1/h_i + 1/h_e$ |
| <br>Latéral [mur]<br>$\alpha > 60^0$ | 0.11 | 0.06 | 0.17 | 0.11 | 0.11 | **0.22** |
| Ascendant [toiture] | 0.09 | 0.05 | 0.14 | 0.09 | 0.09 | **0.18** |

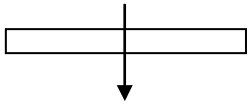
| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\alpha < 60^0$ | | | | | | |
| Descendant  [plancher] $\alpha < 60^0$ | **0.17** | **0.05** | **0.22** | **0.17** | **0.17** | **0.34** |

**Tableau [III.1][1]**

**- Résistance thermique de la lame d'air :**

La résistance thermique d'une lame d'air **[**$m^2.^0C/W$] est obtenue à partir du tableau III.2

| **Position de la lame d'air** | **Sens du flux de chaleur** | **Epaisseur de la lame d'air en [mm]** | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 5 à 7 | 8 à 9 | 10 à 11 | 12 à 13 | 14 à 24 | 25 à 50 | **55 à 300** |
| **Horizontale** | ascendant | 0.11 | 0.12 | 0.13 | 0.14 | 0.14 | 0.14 | **0.14** |
| **Verticale** | | 0.11 | 0.13 | 0.14 | 0.15 | 0.16 | 0.16 | **0.16** |
| **Horizontale** | **descendant** | **0.12** | **0.13** | **0.14** | **0.15** | **0.16** | **0.18** | **0.20** |

**Tableau III.2 [1]**

## II.3.Choix et composition des différentes parois:

On doit vérifier certains nombres de critères pour effectuer notre choix :

1- Limiter au maximum l'échange de chaleur entre l'extérieur etl'intérieur.

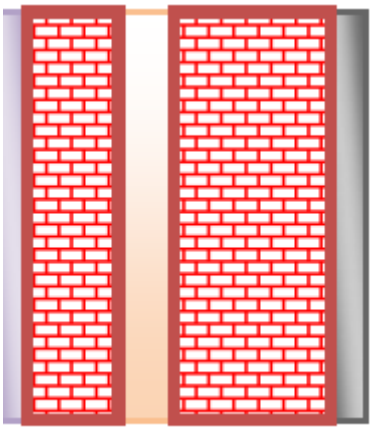
2- Assurer un certain coefficient à l'intérieur des locaux pour les occupants en limitant l'échange par rayonnement entre les occupants et les parois extérieurs.

3- Eviter la condensation superficielle et dans la masse pour les parois extérieures afin d'éviter leurs endommagement.

## II.4.Exemple de calcul:

**a-coefficient d'échange global {K}**

- **a-1-Mur extérieur de34cm**



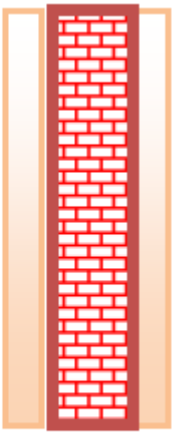
**(1)(2) (3 (4) (5)**

| N° | Couche | E(m) | λ(w/m°c) | R($m^2$°C/w) | π | e/π |
|---|---|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | - | 0.11 | - | - |
| **01** | Enduit en plâtre | 0.02 | 0.35 | 0.057 | 0.013 | 1.538 |
| **02** | Brique creuse | 0.1 | 0.46 | 0.2 | 0.014 | 7.143 |
| **03** | Lame d'air | 0.05 | 0.31 | 0.16 | 0.09 | 0.556 |
| **04** | Brique creuse | 0.15 | 0.46 | 0.3 | 0.014 | 10.71 |
| **05** | Enduit en ciment | 0.02 | 1.4 | 0.014 | 0.015 | 1.333 |
| - | Airextérieur | - | | 0.06 | - | - |

1/hi+1/he=0.17m2°C/W ∑Ri=0.901 m2°C/W

K=1/∑Ri=1/0.901 **k= 1.10w/$m^2$°C**

- **a-2-Mur intérieur de 14cm**



(1)(2)(3)

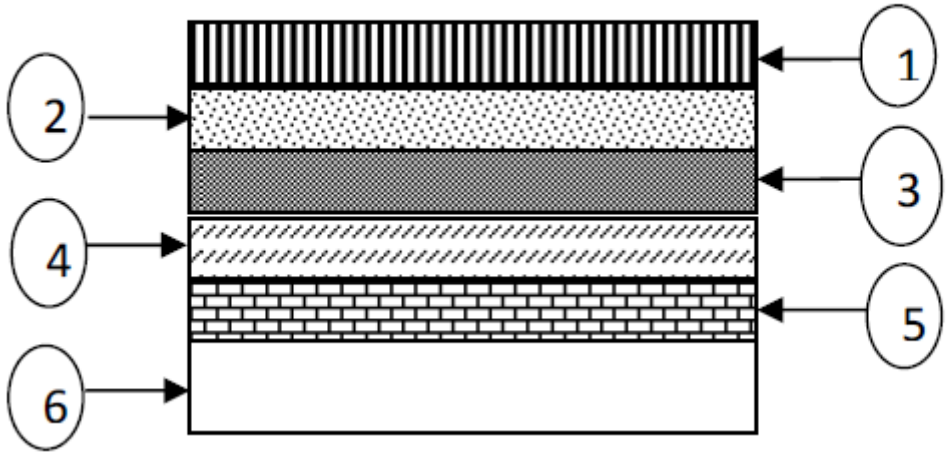
| N | Couche | e(m) | λ[w/m°C] | R[m2°C/W] |
|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | - | 0.11 |
| **01** | Enduit en plâtre | 0.02 | 0.35 | 0.057 |
| **02** | brique creuse | 0.10 | 0.46 | 0.2 |
| **03** | Enduit en plâtre | 0.02 | 0.35 | 0.057 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | - | 0.11 |

1/hi+1/h e = 0.22m2 °C/W ∑Ri = 0.534 m2°C/W

K=1/∑Ri=1/0.534 **K= 1.87w/m²°C**

**a-3-Plancher entre étage de 35cm :**




| N | Couche | e[m] | Λ[w/m²°C] | R[m²°C/W] |
|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | - | 0.09 |
| **01** | Carrelage | 0.03 | 1.046 | 0.029 |
| **02** | Enduit en ciment | 0.02 | 1.4 | 0.014 |
| **03** | Sable | 0.03 | 0.6 | 0.050 |
| **04** | Béton armé | 0.1 | 1.75 | 0.057 |
| **05** | Hourdis | 0.15 | 1.25 | 0.120 |
| **06** | Enduit en plâtre | 0.02 | 0.35 | 0.057 |
| - | Air intérieur | - | - | 0.09 |

- **Flux ascendant**

1/hi+1/he=0.18m2°C/W ∑Ri= 0.507m2°C/W

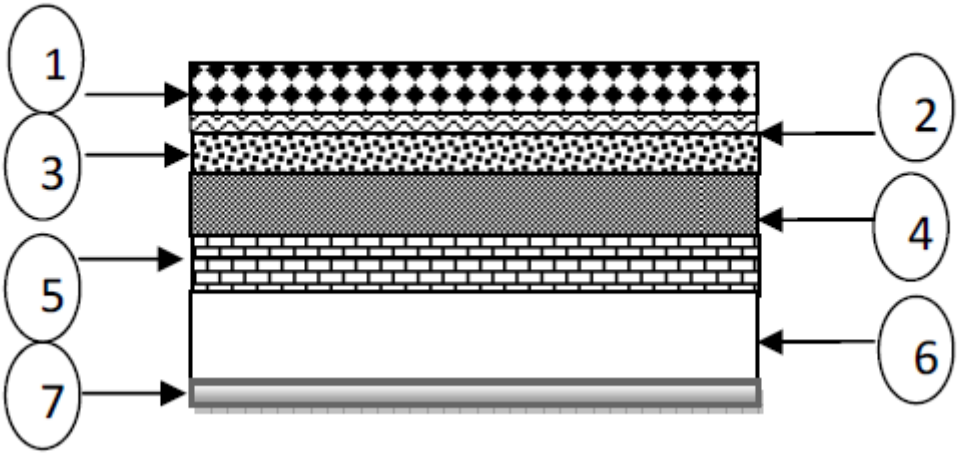
K=1/∑Ri=1/0.507 **K= 1.97w/ $m^2$°C**

- **Flux descendant**

1/hi+1/he=0.34m2°C/W ∑Ri=0.677m2°C/W

K=1/∑Ri=1/0.677 **K= 1.50w/m$^2$°C**

- **a-4-Toiture de 36cm**

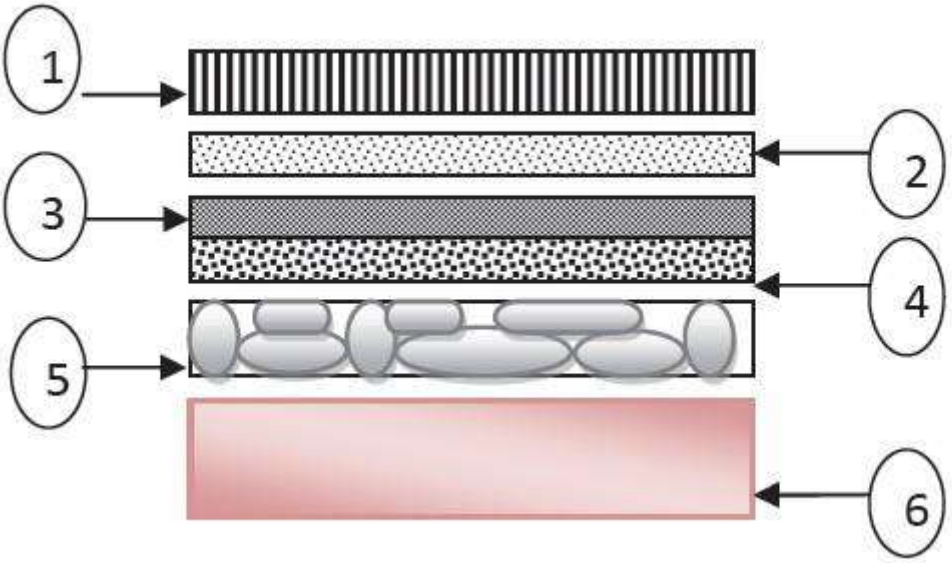



| N | Couche | e[m] | Λ[w/m$^2$°C] | R[m$^2$°C/W] | Л [g/h mmHg] | e/Л |
|---|---|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | | 0.09 | - | - |
| **01** | Enduit en plâtre | 0.02 | 0.35 | 0.057 | 0.013 | 1.538 |
| **02** | Hourdis | 0.15 | 1.25 | 0.12 | 0.02 | 7.5 |
| **03** | Béton armé | 0.1 | 1.75 | 0.057 | 0.0019 | 52.631 |
| **04** | Liège | 0.03 | 0.1 | 0.3 | 0.0035 | 8.571 |
| **05** | Carton bitumé | 0.03 | 0.23 | 0.13 | 0.003 | 10 |
| **06** | Gravillon | 0.03 | 0.813 | 0.037 | 0.022 | 1.364 |
| - | Air extérieur | - | - | 0.05 | | - |

1/hi+1/he=0.14m2°C/W ∑Ri =0.841m2°C/W

K=1/∑Ri=1/0.841 **K= 1.19 w/m2°C**

- **a-5-Plancher sur sol:**




| N | Couche | e[m] | λ[w/m°C] | R[m2°C/W] |
|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | - | 0.17 |
| **01** | carrelage | 0.03 | 1.046 | 0.029 |
| **02** | enduit en ciment | 0.02 | 1.4 | 0.014 |
| **03** | sable | 0.03 | 0.6 | 0.050 |
| **04** | béton armé | 0.15 | 1.75 | 0.057 |
| **05** | pierre naturelle | 0.15 | 2.4 | 0.63 |
| - | sol | 3 | 1.162 | 2.582 |

1/hi=0.17m2°C/W  Ri=3.560m2°C/W

K=1/∑Ri=1/3.560  **K=0.28w/m$^2$°C**

- **a-6- Coefficient d'échange global pour les ouvrants:**

| type d'ouvrant | K [w/m2°c] |
|---|---|
| **fenêtre extérieure (double vitrage)** | 3.4 |
| **porte extérieure** | 5.8 |
| **porte intérieure** | 2 |

## II.5.Etude de la stabilité thermique:

Une construction doit d'abord avoir une parfaite isolation thermique, c'est un point essentiel qu'il faut vérifier avant d'entamer le dimensionnement de notre installation.

### a. Vérification de la résistance thermique minimale:

La résistance minimale de la construction doit être comparée à une certaine valeur minimale donnée en fonction de certains facteurs qui dépend de la destination du local et la position de l'élément de construction.

Déterminer une résistance thermique minimale pour:

- Assurer une température convenable à la surface intérieure de la paroi extérieure.

- Eviter le risque de condensation superficielle.

Pour avoir ces deux conditions, il faut vérifier que:

$$\mathbf{R_{min} < R_{cal}}$$

$$\mathbf{D'où : \quad R_{cal}=1/k \quad [m^2\,^0C/\,W]}$$

$$\mathbf{R_{min} = n\,(t_i-t_e) / (h_i.\Delta\theta_{max})}$$

$t_i$ : température intérieure du local [$^0$C].

$t_e$ : température extérieure du local [$^0$C].

$h_i$ : coefficient de transfert superficiel de chaleur [W/m$^2$ $^0$C] .

n : coefficient de réduction de l'influence de la température intérieure sur la paroi externe

| La nature de la paroi | Coeff. n |
|---|---|
| Paroi en contact directe avec l'extérieure | 1 |
| Plancher sur sol et paroi adjacente des parois non isolées | 0.9 |
| Plancher sur vide sanitaire | 0.75 |
| Plancher sur vide non ventilé et paroi ou plan pimentent des surfaces au-dessus du niveau du sol | 0.6 |

**Tableau [II-3]: valeurs de n selon la nature de la paroi. [1]**

$\Delta\theta_{max}$: différence de température maximale entre l'air ambiant intérieur et la température de la surface interne de la paroi [$^0$C].

| Désignation | $\Delta\theta_{max}$ | $\Delta\theta_{max}$ |
|---|---|---|
| | **Paroi** | Terrasse |
| Bâtiment, administration, hôpital | 3.5 | 4.5 |
| Cinéma, théâtre, école | 7 | 5.5 |
| Bâtiment industriel | 8 – 12 | 7 – 12 |
| Douche, salle de bain | 6.5 | 6.5 |
| Habitation | 3.5 | 3 |

**Tableau [II-4]: valeurs de «$\Delta\theta_{max}$» selon le type de paroi et terrasse. [1]**

## II.6.Application au projet:

### b-vérification de la résistance thermique minimale

- **b-1-Mur extérieur de 34cm : Pourti=20°C**

$R_{min} = n*(ti-te)/(hi*\Delta\Theta) = 1*(20-2)/(9.09*3.5) = 0.566\ m^2°C/W$

$R_{cal} = 1/K = 1/1.10 = 0.901\ m^2°C/W$

$R_{min} < R_{cal}$ ⇒ Construction acceptable thermiquement

- **b-2-Toiture de 36cm : Pour ti=20°C**

$R_{min} = 1*(20-2)/(11.11*4.5) = 0.360\ m^2°C/W$

$R_{cal} = 1/K = 1/1.19 = 0.841 m^2°C/W$

$R_{min} < R_{cal}$ ⇒ Construction acceptable thermiquement

Le tableau qui suit montre la vérification de la condition ($R_{cal} > R_{min}$) pour chaque type de paroi de l'établissement :

| Type de paroi | Ti | Te | $\Delta\Theta_{max}$ | hi | N | $R_{min}$ | $R_{cal}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Mur extérieur** | 20 | 2 | 3.5 | 9.09 | 1 | 0.566 | 0.901 |
| **Mur extérieur** | 18 | 2 | 3.5 | 9.09 | 1 | 0.503 | 0.901 |
| **Mur extérieur** | 15 | 2 | 3.5 | 9.09 | 1 | 0.409 | 0.901 |
| **Toiture** | 20 | 2 | 4.5 | 11.11 | 0.9 | 0.360 | 0.841 |
| **Toiture** | 18 | 2 | 4.5 | 11.11 | 0.9 | 0.320 | 0.841 |
| **Toiture** | 15 | 2 | 4.5 | 11.11 | 0.9 | 0.260 | 0.841 |

On remarque que dans tous les types de paroi on a :

$R_{min} < R_{cal}$ donc la résistance minimale est vérifie.

## b. Verification de la condensation:

La condensation est une transformation de la vapeur contenue dans l'air ambiant sous forme d'eau liquide, son apparition sur la surface des parois est une condensation superficielle, son apparition à l'intérieure des parois est une condensation dans lamasse.

Condensation superficielle:

Cette condensation se manifeste sur les surfaces des parois sous forme liquide en film continue ou bien en gouttelettes.

La condensation superficielle est à éviter pour plusieurs raisons, parmi lesquelles:

- Risque de la détérioration du plâtre, de la peinture et du papier peint.
- Pénétration de l'eau dans la paroi par capillarite.
- Insalubrité et prolifération des moisissures.

La température de rosée de l'air est la température à laquelle se manifeste, pour une ambiance donnée, le début de la condensation.

Pour éviter ce type de condensation, la température superficielle interne « $t_{pi}$ » de la paroi doit rester supérieure à la température de rosé de l'air intérieur « $t_r$ ».

La température de la surface intérieure de la paroi extérieure est donnée par la relation :

$$t_{pi} = t_i - ( k ( t_i - t_e ) . 1/h_i )$$

Pour ce qui de la température de rosée, elle peut être obtenue à partir du diagramme (h-x).

## c- Vérification de la condensation superficielle:

- **c-1- Mur extérieur de 34 cm : Pourti=20°C**

$t\ p_i = ti-[(k/hi)* (ti-te)]$

$t\ p_i = 20-[(1.10/9.09)*(20-2)] = 17.82°C$

Ona: ti=20°C

D'après le diagramme(H-X) ⟹ tr =9.5°C

$\Phi_i$=50%

$tp_i$ >tr ⟹ pas de risque de condensation superficielle.

c-2- Toiture de 36 cm : Pour ti=20°C

$t\ p_i$= 20-[(1.19/11.11)*(20-2)]=18.07°C

On a: ti=20°C

D'après le diagramme (H-X) ⟹ tr =9.5°C

$\Phi_i$=50%

$t\ p_i$ >tr ⟹ pas de risque de condensation superficielle.

Le tableau qui suit montre la vérification de la condition[ $t\ p_i > tr$] pour chaque type de paroi de l'établissement :

| Type de paroi | Ti(°C) | Te(°C) | K(w/m²°c) | Hi(m²°c/w) | T $p_i$ | tr | t $p_i$>tr |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Mur extérieur | 20 | 2 | 1.10 | 9.09 | 17.82 | 9.5 | vérifiée |
| Mur extérieur | 18 | 2 | 1.10 | 9.09 | 16.08 | 7.5 | vérifiée |
| Mur extérieur | 15 | 2 | 1.10 | 9.09 | 13.42 | 5 | vérifiée |
| Toiture | 20 | 2 | 1.19 | 11.11 | 18.07 | 9.5 | vérifiée |
| Toiture | 18 | 2 | 1.19 | 11.11 | 16.29 | 7.5 | vérifiée |
| Toiture | 15 | 2 | 1.19 | 11.11 | 13.61 | 5 | vérifiée |

## d- Vérification de la condensation dans la masse:

Les isolants présentent une résistance thermique forte par rapport à celles des autres matériaux de construction. En revanche, leur résistance à la vapeur est souvent trop faible.

En hiver, une paroi se refroidie de l'intérieur vers l'extérieur (de la paroi chaude vers la paroi froide), ce qui veut dire qu'elle se refroidie intérieurement et par conséquent son point de condensation peut être atteint à l'intérieur de la masse.

Cette condensation peut provoquer des effets néfastes comme le dégagement fort désagréable d'odeurs. Pour vérifier l'existence de la condensation dans la masse il faut passer par les étapes suivantes :

- Calcul des températures des interfaces de paroi.
- Détermination des pressions de saturation de chaque couche.
- Détermination des pressions partielles de chaque couche.
- Diagramme de GLASER.

**Remarque :** Le diagramme de GLASER nous permet de déterminer la présence ou non de la condensation dans la masse ; par la comparaison entre l'évolution de la pression partielle de vapeur et celle de saturation, car il faut que la pression partielle reste inférieure à celle de saturation.

## Application au projet:

- **d-1-Mur extérieur de 34 cm : Pourti=20°C**
    - **Calcul les températures des interfaces:**

T $p_i$=ti-[(k/hi)* (ti-te)]

t $p_i$=20-[(1.10/9.09)*(20-2)]=17.82°C

$t_1$=t $_{pi}$-[(k*e1/λ1)*($t_i$-$t_e$)]=17.82-[(1.1*0.02/0.35)*(20-2)]

t1=16.69 °c

t2=t1-[(k*e2/λ2)*($t_i$-$t_e$)]=16.69-[(1.1*0.1/0.46)*(20-2)]

t2=12.39 °c

t3=t2-[(k*e3/λ3)*($t_i$-$t_e$)]=12.39-[(1.1*0.05)*(20-2)]

t3=9.19 °c

t4=t3-[(k*e4/λ4)*($t_i$-$t_e$)]=9.19-[(1.1*0.15/0.46)*(20-2)

t4=2.74 °c

t5=t4-[(k*e5/λ5)*($t_i$-$t_e$)]=2.74-[(1.1*0.02/1.4)*(20-2)

t5=2.45 °c

$t_e$ =2 °c

- **Calcul les pressions de saturation:**

$T_i$=20 °c →$p_{si}$=17.53 mm Hg

T $_{pi}$=17.82 °c→$p_{si}$=15.31 mm Hg

T1=16.69 °c→$p_{s1}$=14.25 mm Hg

T2=12.39 °c→$p_{s2}$=10.80 mm Hg

T3=9.19 °c→$p_{s3}$=8.72 mm Hg

T4=2.74 °c→$p_{s4}$=5.59 mm Hg

T5=2.45 °c→$p_{s5}$=5.47 mm Hg

$T_e$=2 °c→ p $_{se}$=5.29 mm Hg

- **Calcul les pressionspartielles**

P $_{pi}$=$p_{si}$*ø $_i$=17.53*0.5=8.77 mm Hg

$P_{p\,e}=p_{se}*ø_{e}=5.29*0.8=4.23$ mm Hg

$p_{p\,n}=p_{p(n-1)}-[e_{i}/\pi 1*((p_{p\,i}-p_{p\,e})/\sum e_{i}/\pi_{i})]$

$P_{p1}=p_{p\,i}-[e1/\pi 1((p_{p\,i}-p_{p\,e})/\sum e_{i}/\pi)]=8.77-[1.538(8.77-4.23)/21.28)$

$P_{p1}=8.44$ mm Hg

$P_{p2}=8.44-[7.143*(8.77-4.23)/21.28]=6.92$ mm Hg

$P_{p3}=6.92-[0.556*(8.77-4.23)/21.28]=6.80$ mm Hg

$P_{p4}=6.80-[10.71*(8.77-4.23)/21.28]=4.52$ mm Hg

$P_{p5}=4.52-[1.333*(8.77-4.23)/21.28]=4.24$ mm Hg

Ti=20°C → $P_{Si}$=17.53mmHg → $p_{pi}$=8.77mmHg

$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29 mmHg → $P_{p\,e}$=4.23 mmHg

| **T [°C]** | 20 | 17.82 | 16.69 | 12.39 | 9.19 | 2.74 | 2.45 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **$P_S$[mm Hg]** | 17.53 | 15.31 | 14.25 | 10.80 | 8.72 | 5.59 | 5.47 | 5.29 |
| **$P_I$[mm Hg]** | - | 8.44 | 6.92 | 6.80 | 4.52 | 4.24 | - | - |

- **d-2-Mur extérieur de 34 cm : Pourti=18°C**

Ti=18°C → $P_{Si}$=15.48mmHg → $p_{pi}$=7.74mmHg

$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29 mmHg → $P_{p\,e}$=4.23 mmHg

| **T [°C]** | 18 | 16.06 | 15.06 | 11.23 | 8.04 | 2.65 | 2.40 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **$P_S$[mm Hg]** | 15.48 | 13.68 | 12.84 | 10.00 | 8.27 | 5.55 | 5.45 | 5.29 |
| **$P_I$[mm Hg]** | - | 7.49 | 6.31 | 6.22 | 4.45 | 4.23 | - | - |

- **d-3-Mur extérieur de 34 cm : Pourti=15°C**

Ti=15°C → $P_{Si}$=12.79 mmHg →

$p_{pi}$=6.40mmHg$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29

mmHg → $P_{p\,e}$=4.23 mm Hg

| T[°C] | 15 | 13.43 | 12.61 | 9.50 | 7.19 | 2.53 | 2.32 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_S$[mm Hg] | 12.79 | 11.56 | 10.95 | 8.91 | 7.61 | 5.50 | 5.42 | 5.29 |
| $P_p$[mm Hg] | - | 6.24 | 5.51 | 5.46 | 4.37 | 4.23 | - | - |

- **d-4-Toiture de 36 cm : Pourti=20°C**
  - **Calcul les températures des interfaces:**

T $p_i$=ti-[(k/hi)* (ti-te)]

t $p_i$=20-[(1.19/11.11)*(20-2)]=18.07°C

$t_1$=t $_{pi}$-[(k*e1/λ1)*($t_i$-$t_e$)]=18.07-[(1.19*0.02/0.35)*(20-2)]

t1=16.85°c

t2=t1-[(k*e2/λ2)*($t_i$-$t_e$)]=16.85-[(1.19*0.15/1.25)*(20-2)]

t2=14.28°c

t3=t2-[(k*e3/λ3)*($t_i$-$t_e$)]=14.28-[(1.19*0.1/1.75)*(20-2)]

t3=13.06 °c

t4=t3-[(k*e4/λ4)*($t_i$-$t_e$)]=13.06-[(1.19*0.03/0.1)*(20-2)]

t4=6.63 °c

t5=t4-[(k*e5/λ5)*($t_i$-$t_e$)]=6.63-[(1.19*0.03/0.23)*(20-2)]

t5=3.84 °c

t6=t5-[(k*e6/λ6)*($t_i$-$t_e$)]=3.84-[(1.19*0.03/0.813)*(20-2)]

t6=3.05°C

$t_e$ =2 °c

  - **Calcul les pressions de saturation:**

$T_i$=20 °c →$p_{si}$=17.53 mm Hg

$T_{pi}$=18.07°c→$p_{si}$=15.55 mm Hg

T1=16.85 °c→$p_{s1}$=14.40 mm Hg

T2=14.28 °c→$p_{s2}$=12.21 mm Hg

T3=13.06 °c→$p_{s3}$=11.28 mm Hg

T4=6.63 °c→$p_{s4}$=7.33mm Hg

T5=3.84 °c→$p_{s5}$=6.03 mm Hg

T6=3.05°C→$P_{s6}$=5.71 mm Hg

$T_e$=2 °c→ $p_{se}$=5.29mm Hg

- **Calcul les pressions partielles**

$P_{pi}$=$p_{si}$*ø $_i$=17.53*0.5=8.77 mm Hg

$P_{pe}$=$p_{se}$*ø $_e$=5.29*0.8=4.23 mm Hg

$p_{pn}$=$p_{p(n-1)}$-[$e_i/\pi 1$*(($p_{pi}$-$p_{pe}$)/∑$e_i/\pi_i$)]

$P_{p1}$=$p_{pi}$-[e1/π1(($p_{pi}$-$p_{pe}$)/∑$e_i/\pi$)]=8.77-[(1.538*(8.77-4.23)/81.61)]

$P_{p1}$=8.68 mm Hg

$P_{p2}$=8.27mm Hg

$P_{p3}$=5.34mm Hg

$P_{p4}$=4.86 mm Hg

$P_{p5}$=4.31 mm Hg

$P_{P6}$=4.23 mm Hg

Ti=20°C → $P_{Si}$=17.53mmHg → $p_{pi}$=8.77mmHg

$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29 mmHg → $P_{pe}$=4.23 mmHg

| **T [°C]** | 20 | 18.07 | 16.85 | 14.28 | 13.06 | 6.63 | 3.84 | 3.05 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|

| $P_S$[mm Hg] | 17.53 | 15.55 | 14.40 | 12.21 | 11.28 | 7.33 | 6.05 | 5.71 | 5.29 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_I$[mm Hg] | - | 8.66 | 8.27 | 5.34 | 4.86 | 4.31 | 4.23 | | - |

- **d-5-Toiture de 36 cm :ti=18°C**

Ti=18°C → $P_{Si}$=15.48mmHg → $p_{pi}$=7.74mmHg

$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29 mmHg → $P_{pe}$=4.23 mmHg

| T [°C] | 18 | 16.29 | 15.20 | 12.92 | 11.83 | 6.12 | 3.63 | 2.93 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_S$[mm Hg] | 15.48 | 13.89 | 12.96 | 11.17 | 10.40 | 7.07 | 5.95 | 5.66 | 5.29 |
| $P_I$[mm Hg] | - | 7.67 | 7.35 | 5.09 | 4.72 | 4.29 | 4.23 | | - |

- **d-6-Toiture de 36 cm :ti=15°C**

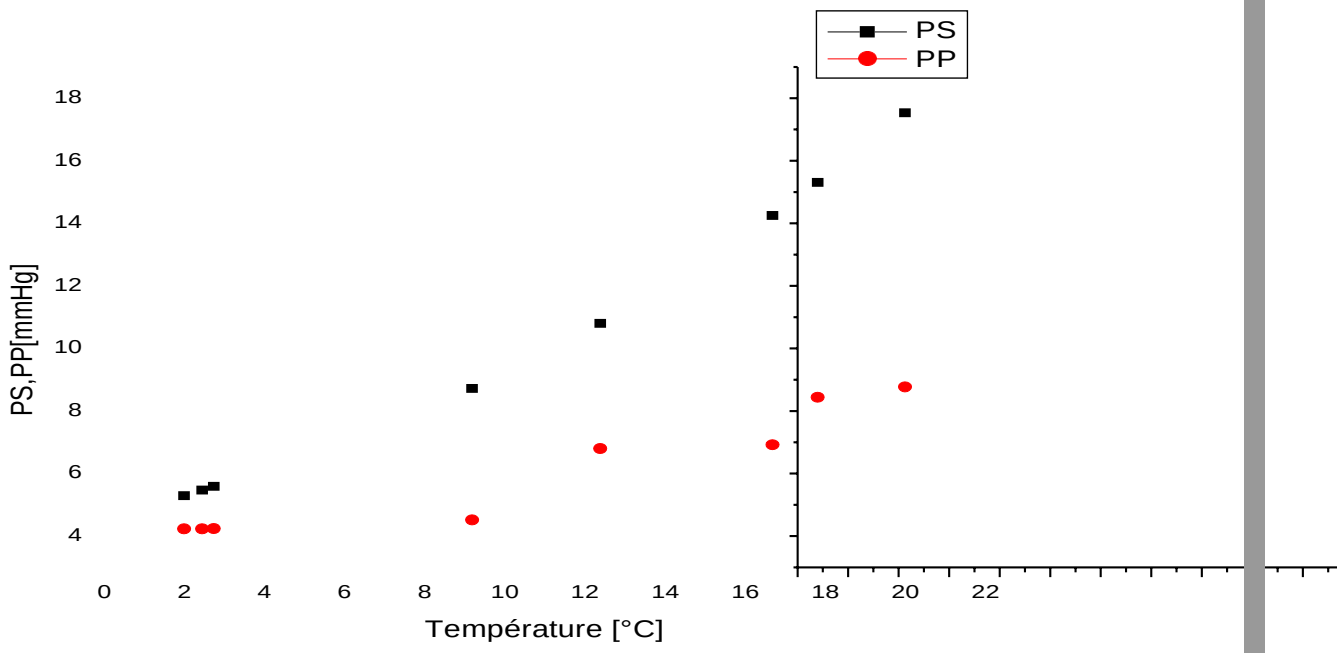
Ti=15°C → $P_{Si}$=12.79mmHg → $p_{pi}$=6.40mmHg

$T_e$=2°C → $P_{se}$=5.29 mmHg → $P_{pe}$=4.23 mmHg

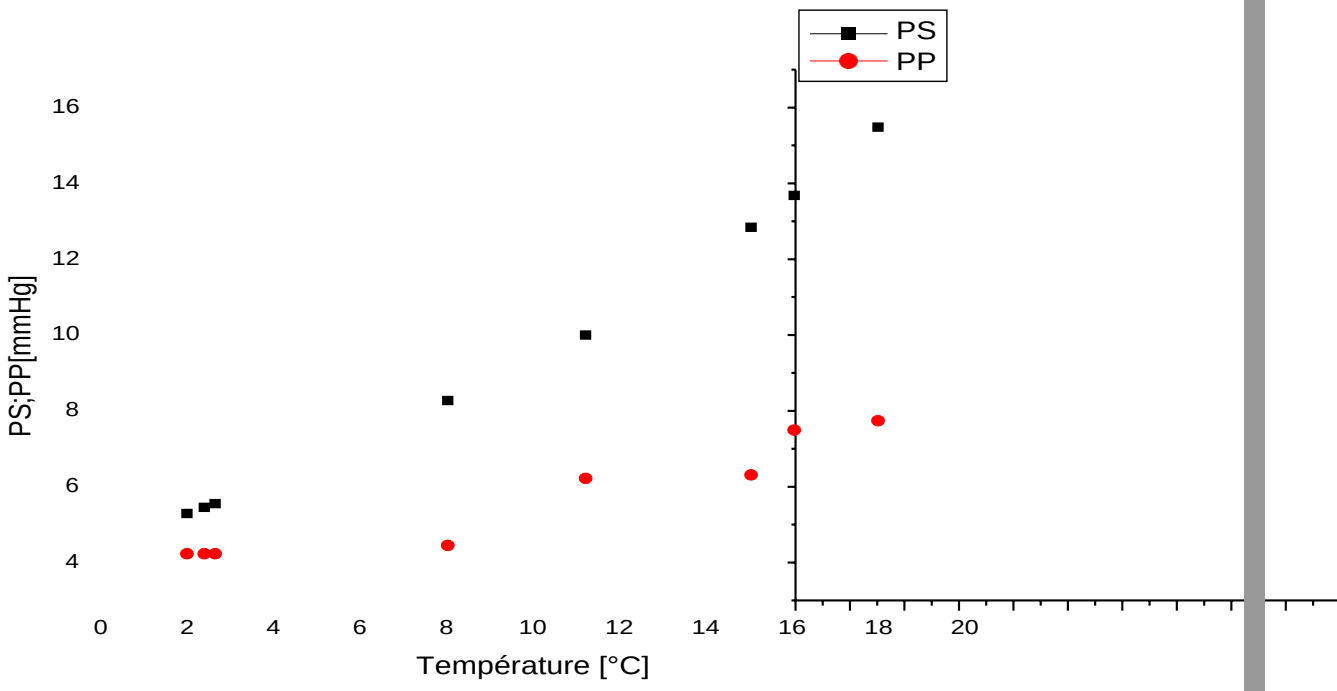
| T [°C] | 15 | 13.61 | 12.73 | 10.87 | 9.99 | 5.34 | 3.33 | 2.76 | 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $P_S$[mm Hg] | 12.79 | 11.69 | 11.04 | 9.76 | 9.20 | 6.70 | 5.83 | 5.59 | 5.29 |
| $P_I$[mm Hg] | - | 6.36 | 6.16 | 4.76 | 4.54 | 4.27 | 4.23 | - | - |

➢ **Diagramme de Glaser**

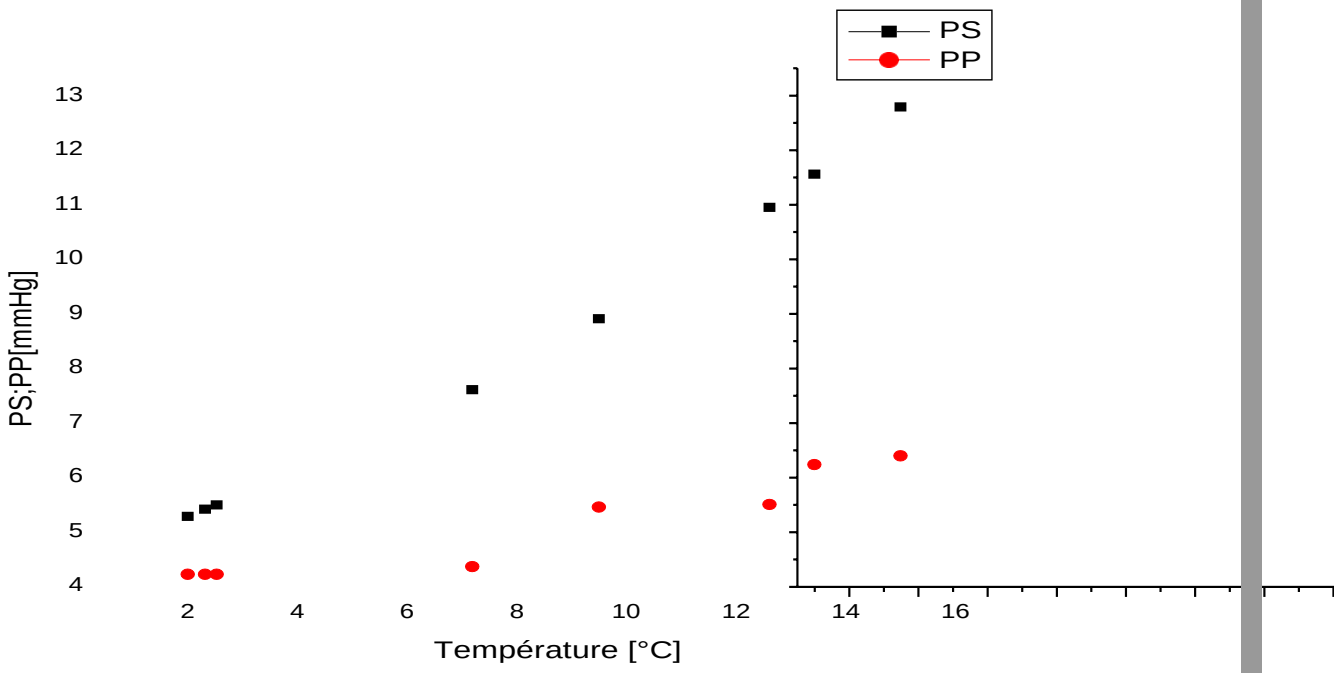
❖ **Mur extérieur de 34 cm pour $t_i$ =20°C**



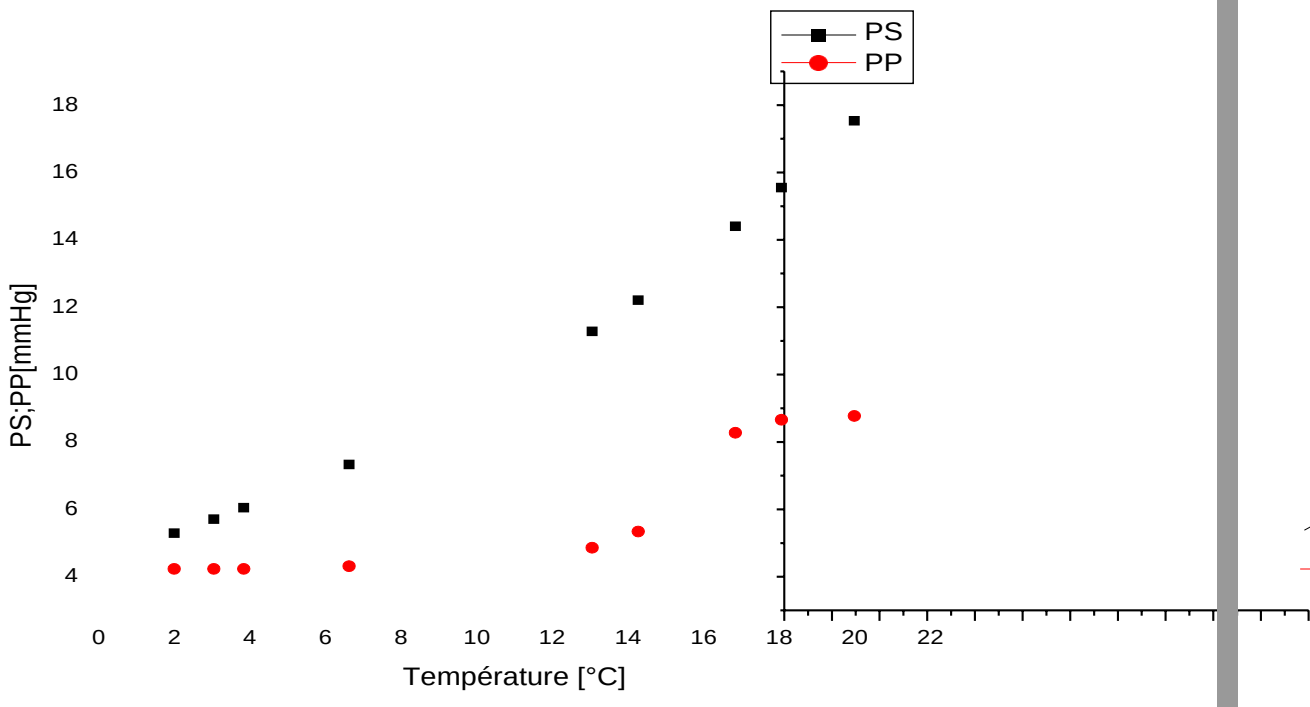

❖ **Mur extérieur de 34cm pour ti =18°C**



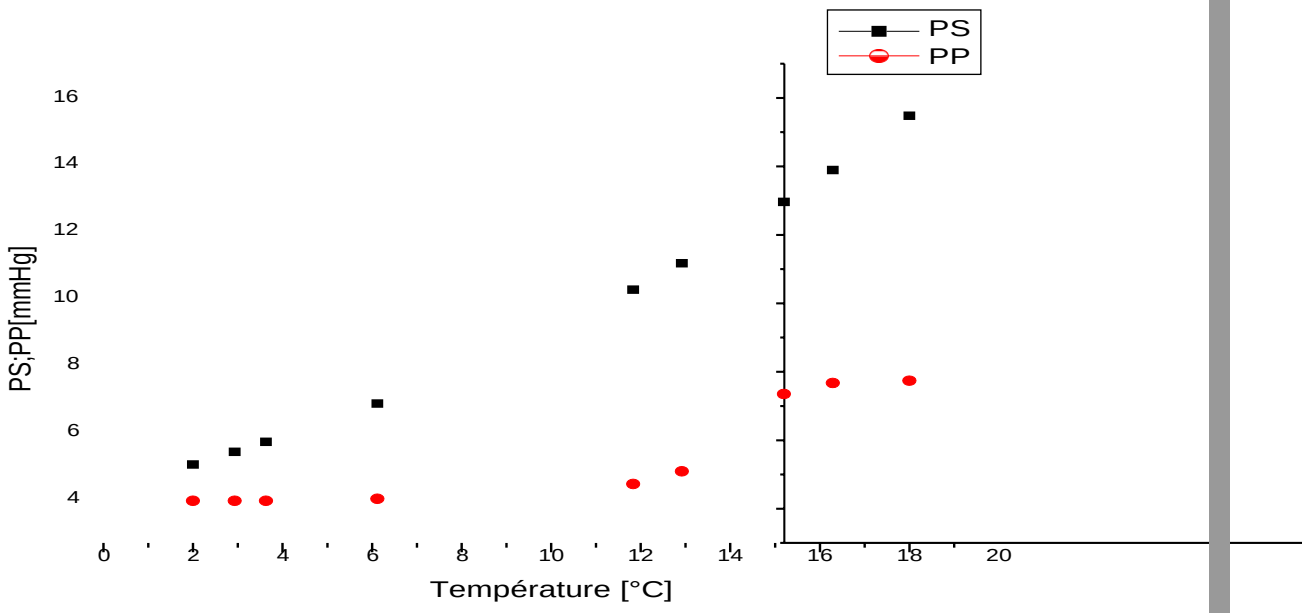
## ❖ Mur extérieur de 34cm pour ti =15°C



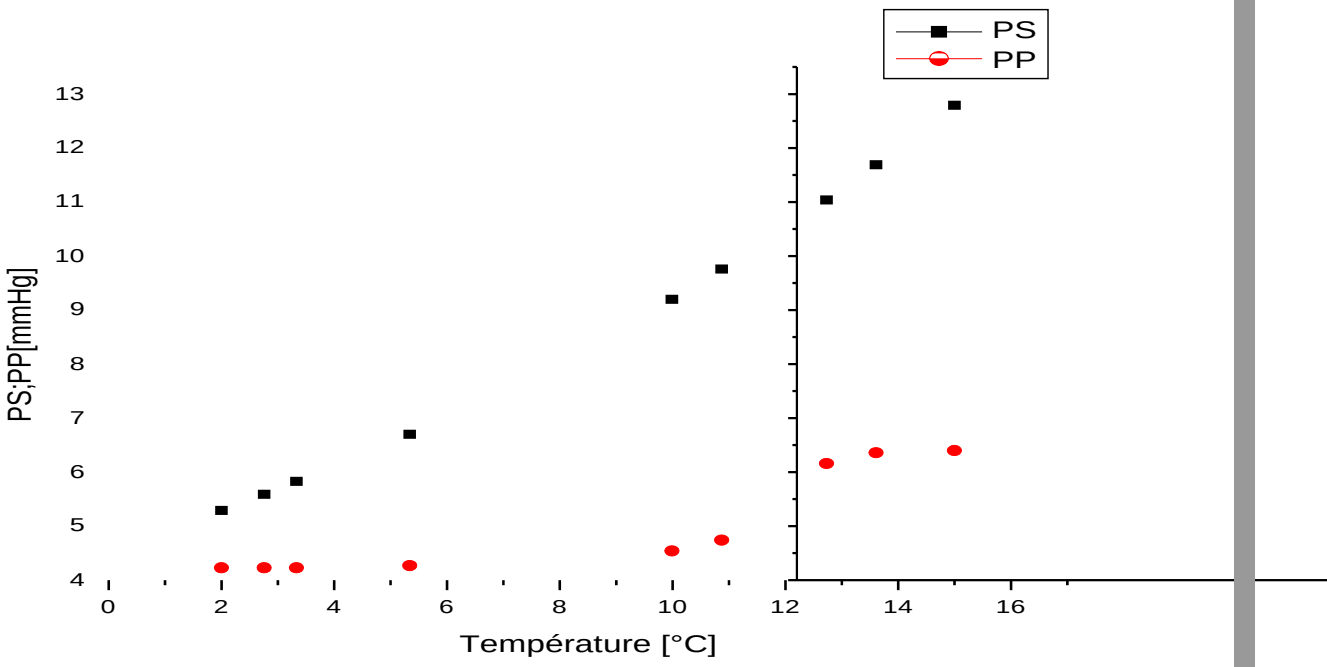

## ❖ Toiture de 36cm pour ti=20



## ❖ Toiture de 36cm pour ti=18°C




## Toiture de 36cm pour ti = 15°C



# Chapitre III
# Bilan thermique

# *Bilan Thermique*

## III.1.Introduction:

L'évaluation des charges thermiques des bâtiments à climatiser est un exercice complexe qui prend habituellement beaucoup de temps et représente l'une des étapes les plus importantes dans la conception et le dimensionnement d'un système de climatisation.

Cette évaluation est basée essentiellement sur le calcul du bilan thermique pendant les deux périodes hivernale et estivale. Ce dernier doit tenir en compte les différents modes et formes de chaleurs échangées à travers l'enveloppe extérieure du local et à l'intérieur même du local.

## III.2.Calcul du bilan thermique en période hivernale:

Pour déterminer la puissance nécessaire pour le chauffage d'un local en période hivernale on doit calculer les déperditions calorifiques qui sont la base de conception de tout système de chauffage. En période hivernale le bilan thermique tient en compte les déperditions à travers l'enveloppe extérieure et des apports internes.

Pour établir ces calculs, on a opté pour la méthode allemande « DIN 4701 », qui est basée sur le calcul des déperditions par transmission à travers les parois extérieures du bâtiment (le mur, le plafond, le plancher, la porte et la fenêtre), et par infiltration (ventilation) à travers les joints des éléments ouvrants (fenêtres et portes).

Donc les déperditions totales peuvent être données par la relation suivante :

$$\mathbf{Q_{tot} = Q_{tr} + Q_v + Q_s\ [w]}$$

Avec: $Q_{tr}$: Déperdition par transmission...(w)

$Q_v$: Déperdition par ventilation … (w)

$Q_s$: Déperdition à travers le sol … (w)

## III.2.1.Déperditions par transmission:

Lorsqu'une paroi sépare deux ambiances à différentes températures, il se produit un transfert de chaleur dans le sens du gradient des températures.

Dans notre projet on a rencontré trois types de déperditions par transmission :

- Cas d'une paroi donnant sur l'extérieur ($t_i$ et $t_e$).
- Cas d'une paroi à l'intérieur séparant deux locaux à différentes températures ($t_{i1}$ et $t_{i2}$).
- Cas d'une paroi en contact avec le sol.

### Cas d'une paroi donnant sur l'extérieur :

Pour un local donné, il faut distinguer entre pertes calorifiques par transmission $Q_0$ et besoin calorifique $Q_{tr}$ correspondant à la même perte (ceci d'après la norme DIN4701).

$Q_0$ résulte de la somme des pertes par transmission globale de tous les éléments de l'enveloppe à la plus faible température, mais il y'a d'autres facteurs qui influent sur le calcul sous forme de majoration qui sont groupées dans un seul facteur **Z.**

$Q_0$ est calculé selon la formule suivante :

$$Q_0 = K \cdot S \cdot \Delta T$$
$$= K \cdot S \cdot (t_i - t_e)$$

**$Q_0$:** déperdition calorifique de l'élément de construction [W].
**S:** surface de l'élément de construction [$m^2$].
**K:** coefficient global de transmission de la chaleur [$W/m^2\,^0C$].
**$t_e$:** température extérieure [$^0C$].
**$t_i$:** température intérieure [$^0C$].

Les besoins calorifiques par transmission $Q_{tr}$ sont déduits en multipliant les pertes calorifiques $Q_0$ par un coefficient de majoration « Z » .

Ce coefficient de majoration Z est composé de trois coefficients de majoration partiels :

**$Z_U$:** majoration pour interruption d'exploitation du chauffage [٪].

**$Z_A$:** majoration pour compensation des surfaces extérieures froides [٪].

**$Z_H$:** majoration pour l'orientation,

On a donc:

$$Q_{tr} = Q_0 . Z = Q_0 . (1 + Z_U + Z_A + Z_H) \quad [W].$$

**Les majorations**:

Les valeurs des majorations sont données dans les tableaux du traité de chauffage **RIETSCHEL Tome II.**

**Coefficient « D »:**

Pour les deux facteurs $Z_U$ et $Z_A$ , on les retrouvent dans un seul facteur $Z_D$ Qui est en fonction du coefficient **D.**

**D :** la perméabilité moyenne de l'ensemble des éléments de l'enveloppe d'un local. Il est donné par la formule:

$$D = Q_0 / S_{tot} (t_i - t_e) \ [m^2]$$

**$S_{tot}$ :** la surface totale du local (de chaque mûr).

$Z_D = Z_U + Z_A$

| Mode d'exploitation | Coefficient D | 0,1 ÷ 0,29 | 0,3÷0,69 | 0,7÷1,49 | 1,5 |
|---|---|---|---|---|---|
| I | Exploitation réduite | 7 | 7 | 7 | 7 |
| II | Interruption 8h à 12h | 20 | 15 | 15 | 15 |
| III | Interruption 12h à 16h | 30 | 25 | 20 | 15 |

**Tableau [III-1]: Les valeurs du coefficient « $Z_D$ ». [1]**

**Coefficient « $Z_H$ »:**

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

**Tableau [III-2]: les valeurs de «$Z_H$». [1]**

**Cas d'une paroi à l'intérieur séparant deux locaux à différentes températures:**

Ces déperditions sont calculées à partir de la formule suivante :

$$Q_0 = K \cdot S.\Delta t \quad [W]$$

**Cas d'une paroi (plancher) en contact avec le sol :**

Les déperditions de grandes surfaces de plancher touchant le sol peuvent être calculées d'après la formule suivante

$$Q = S'.m.(ti - t'ex) + S'(t_i - t_Z)\lambda_E/Z \quad [W].$$

**$\lambda_E$ /Z:** coefficient d'isolement du sol ($\lambda_E$ = 1,162 W/ m.$^0$C).

**$t_Z$:** la température de la terre au niveau de la nappe phréatique ($t_Z$ =10 $^0$C).

**S':** surface du sol ($m^2$).

**Z:** profondeur de la nappe phréatique (m).

**$t'_{ex}$:** température extérieure ($^0$C) avec : $t'_{ex} = t_e - \Delta t$

**$\Delta t$ :** le décalage entre la température du sol et la température extérieure de base (entre 0 $^0$C et - 5 $^0$C), il dépend de la zone climatique.

**m :** coefficient de transmission calorifique équivalent en fonction de S, l/b et Z, donnée par la figure 9-03 du (RIETSCHEL) [page 88 (tome 2)].

$$S' = l \cdot b + U.h$$

Avec:

**l:** longueur du sol (m).

**b:** largeur du sol (m).

**U:** périmètre de la surface du sol **U = 2 (l + b)** en (m).

**h:** profondeur de surface du sol au-dessous du niveau de la terre (m).

## III.2.2.Déperditions par infiltration:

La différence de température et l'effet du vent entraînent une quantité de chaleur fournit à l'air extérieur qui s'infiltre à l'intérieur du local, le débit d'air infiltré est fonction de l'étanchéité des éléments ouvrants, et aussi de la fréquence de leur utilisation.

Il est donné par la relation:

$$\varphi_v = \Sigma\,(a.\,L).R.H.(t_i - t_e).Z_E \qquad [kcal/h]$$

**Σ(a.l) :** perméabilité des fenêtres et portes exposées auvent.

**a :** perméabilité des portes et fenêtres, donné par un **(tableau RIETSCHEL tome 2)**.

**L :** longueur des joints(m).

**R :** caractéristique du local **(tableau RIETSCHEL tome 2)**.

La caractéristique R est caractérisée par le rapport $S_e/S_P$

$S_e$ : Surfaces des portes et des fenêtres extérieures exposées au vent.

$S_p$ : Surface des portes et fenêtres par laquelle l'air peut s'écouler du local.

**H :** caractéristique de l'immeuble **(tableau « A17 » RIETSCHEL tome 2)**.

**$(t_i - t_e)$ :** différence de température entre l'intérieur et l'extérieur.

**$Z_E$ :** majoration pour les fenêtres ; $Z_E$ =1 pour les fenêtres simples (façade), et $Z_E$ =1,2 pour les fenêtres d'angle (coins), les valeurs des facteurs sont dans **« RIETSCHEL tome 2».**

| | | |
|---|---|---|
| Fenêtres en bois et matière synthétique | **Fenêtre simple**<br>**Fenêtre composée**<br>**Fenêtre double et simple avec étanchéité** | **3,0**<br>**2,5**<br>**2,0** |
| Fenêtres en acier et fenêtres métalliques | Fenêtrer simple<br>Fenêtre composée<br>Fenêtre double et simple avec étanchéité | **1,5**<br>**1,5**<br>**2,0** |
| Portes intérieures | Non étanche (avec seuil)<br>Etanche (avec seuil) | **4,0**<br>**1,5** |
| Portes extérieures | **Comme les fenêtres** | |

**Tableau [III-3]: les valeurs de «a». [1]**

| **Rapport de surface** | Portes intérieures Fenêtres en bois ou en Matière synthétique | | Portes intérieures Fenêtres en acier ou en Matière métallique | | Caractéristique du local |
|---|---|---|---|---|---|
| | Etanche | Non étanche | Etanche | Non étanche | |
| **$S_e$ / $S_p$** | < 1,5 | <3 | < 2,5 | < 6 | 0,9 |
| **$S_e$ / $S_p$** | 1,5 ÷ 3 | 3 ÷ 9 | 2,5 ÷ 6 | 6 ÷ 20 | 0,7 |

**Tableau [III-4]: les différentes valeurs du facteur «R». [1]**

| **Région** | **Type de Site** | **Maison d'alignement** | **Maison individuelle** |
|---|---|---|---|
| **Région normale** | Site protégé<br>Site découvert<br>Site particulièrement découvert | 0,24<br>0,41<br>0,60 | 0,34<br>0,58<br>0,84 |
| **Région de vent fort** | Site protégé<br>Site découvert<br>Site particulièrement découvert | 0,41<br>0,60<br>0,02 | 0,58<br>0,84<br>1,13 |

**Tableau [III-5]: les différentes valeurs du facteur «H» [1]**

## III.3.APPLICATION AUPROJET:

| Abréviation | Désignation |
|---|---|
| ME | Mur extérieur |
| MI | Mur intérieur |
| FE | Fenêtre extérieure |
| PI | Porte intérieure |
| PE | Porte extérieure |
| PLF | Plafond |
| PLC | Plancher |

### 3éme étage (chambre 1)

| Abr | Ori | Long (m) | Larg haut (m) | Surf ($m^2$) | N | Surf fin ($m^2$) | K (w /m² .°C) | Δt (°C) | $Q_0$ (w) | $Z_D$ (%) | $Z_H$ (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **ME** | E | 3,45 | 3 | 10,35 | _ | 10,35 | 1,10 | 18 | 204,93 | | |
| **ME** | S | 6 | 3 | 18 | 1 | 5,4 | 1,10 | 18 | 106,92 | | |
| **MI** | _ | 3,45 | 3 | 10,35 | _ | 10,35 | 1,87 | 0 | 0 | | |
| **MI** | _ | 6 | 3 | 18 | 1 | 16,173 | 1,87 | 0 | 0 | | |
| **FE** | S | 6 | 2,10 | 12,6 | _ | 12,6 | 3,4 | 18 | 771,12 | | |
| **P I** | _ | 0,9 | 2,03 | 1,83 | _ | 1,83 | 2 | 0 | 0 | | |
| **PLF** | _ | 6 | 3,45 | 20,7 | _ | 20,7 | 1,97 | 0 | 0 | | |
| **PLC** | _ | 6 | 3,45 | 20,7 | _ | 20,7 | 1,50 | 18 | 558,9 | | |
| | | | | | | | | | **1641,87** | 7% | -5% |

$Q_{tr}=Q_0*(1+Z_D+Z_H)$

$Q_{tr}=1641,87*(1+0,07-0,05)$

**Qtr=1674,7w**

$Q_{vent}=\sum(al)*R*H*\Delta t*Z_E$

| Locale | $a_{port}$[ $m^3$ /h] | $a_{fenet}$[ $m^3$ /h] | $L_{port}$[m] | $L_{fenet}$[m] | ∑(al) | R | H | Δt | $Z_E$ | $Q_{vent}$[w] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **E101** | 1,5 | 1,2 | 5,86 | 16,2 | 28,23 | 0,7 | 0,24 | 18 | 1 | 85,37 |

| $Q_{tot}=Q_{tr}+Q_{ven}$ |
|---|
| **$Q_{tot}$=1760 w** |

## 10eme ETAGE : (chambre 01)

| Abré | orient | Long (m) | Largeur (m) | Surface ($m^2$) | N | Surface finale ($m^2$) | K (w /$m^2$ .°C) | Δt (°C) | $Q_0$ (w) | $Z_D$ (%) | $Z_H$ (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **M E** | S | 8,8 | 3 | 26,4 | 1 | 7,92 | 1,1 | 18 | 156,8 | | |
| **ME** | E | 6,5 | 3 | 19,5 | 1 | 5,85 | 1,1 | 18 | 115,8 | | |
| **MI** | _ | 8,8 | 3 | 26,4 | 1 | 24,75 | 1,87 | 2 | 91,9 | | |
| **MI** | _ | 6,5 | 3 | 19,5 | _ | 19,5 | 1,87 | 0 | 0 | | |
| **P** | _ | 0,9 | 2,03 | 1,83 | _ | 1,83 | 2 | 2 | 7,32 | | |
| **F** | S | 8,8 | 2,10 | 18,5 | _ | 18,5 | 3,4 | 18 | 1132,2 | | |
| **F** | E | 6,5 | 2,10 | 13,65 | _ | 13,65 | 3,4 | 18 | 835,4 | | |
| **PLF** | _ | 8,8 | 6,5 | 57,2 | _ | 57,2 | 1,97 | 0 | 0 | | |
| **PLC** | _ | 8,8 | 6,5 | 57,2 | _ | 57,2 | 1,5 | 0 | 0 | | |
| | | | | | | | | | **2340** | 7% | -5% |

$Q_{tr}=Q_0*(1+Z_D+Z_H)$

$Q_{tr}=2340*(1+0,07-0,05)$

**Qtr=2386,8w**

$Q_{vent}=\sum(al)*R*H*\Delta t*Z_E$

| Locale | $a_{port}$[ $m^3$ /h] | $a_{fenet}$[ $m^3$ /h] | $L_{port}$[m] | $L_{fenet}$[m] | ∑(al) | R | H | Δt | $Z_E$ | $Q_{vent}$[w] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **E101** | 1,5 | 1,2 | 5,86 | 39 | 55,59 | 0,7 | 0,24 | 18 | 1 | 168,10 |

$Q_{tot}=Q_{tr}+Q_{ven}$

**$Q_{tot}$=2555 w**

**14eme étage : Chambre (10)(11) :**

| abré | ori | Long (m) | Largeur (m) | Surface ($m^2$) | N | Surface finale($m^2$) | K (w /$m^2$ .°C) | Δt (°C) | $Q_0$ (w) | $Z_D$ (%) | $Z_H$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **ME** | S | 5,8 | 3 | 17,4 | 1 | 5,22 | 1,1 | 18 | 103,36 | | |
| **MI** | _ | 6,5 | 3 | 19,5 | _ | 19,5 | 1,87 | 0 | 0 | | |
| **MI** | _ | 5,8 | 3 | 17,4 | 1 | 15,57 | 1,87 | 2 | 58,24 | | |
| **MI** | _ | 6,5 | 3 | 19,5 | _ | 19,5 | 1,87 | 0 | 0 | | |
| **P** | _ | 0,9 | 2,03 | 1,83 | _ | 1,83 | 2 | 2 | 7,32 | | |
| **F** | _ | 5,8 | 2,10 | 12,18 | _ | 12,18 | 3,4 | 18 | 745,42 | | |
| **PLF** | _ | 5,8 | 6,5 | 37,7 | _ | 37,7 | 1,19 | 18 | 808 | | |
| **PLC** | _ | 5,8 | 6,5 | 37,7 | _ | 37,7 | 1,5 | 0 | 0 | | |
| | | | | | | | | | **1721,9** | 7% | -5% |

$Q_{tr}=Q_0*(1+Z_D+Z_H)$

$Q_{tr}=1721,9*(1+0,07+0,05)$

**Qtr=1928,53w**

$Q_{vent}=\sum(al)*R*H*\Delta t*Z_E$

| **Locale** | **$a_{port}$[ $m^3$ /h]** | **$a_{fenet}$[ $m^3$ /h]** | **$L_{port}$[m]** | **$L_{fenet}$[m]** | **∑(al)** | **R** | **H** | **Δt** | **$Z_E$** | **$Q_{vent}$[w]** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **E101** | 1,5 | 1,2 | 5,86 | 15,8 | 27,75 | 0,7 | 0,24 | 18 | 1 | 83,92 |

$Q_{tot}=Q_{tr}+Q_{ven}$

**$Q_{tot}$=2012,45w**

## III.4.Calcul du bilan thermique en période estivale:

En période estivale nos calculs se limitent dans le calcul des apports externes et les apports internes.

### III.4.1.Apports externes:

Constitués des apports thermiques à travers les parois extérieures et les apports par infiltrations.

### a.Apports thermiques à travers les parois extérieures:

Les parois extérieures de notre bâtiment sont composées des parois opaques et des parois vitrés avec une différence de résistance thermique entre ces deux parois.

### a.1.Apports de chaleur à travers les parois opaques:

Ces apports sont la résultante des apports par transmission et par ensoleillement. L'expression qui donne ces apports est :

$$\mathbf{Q_{op} = K \cdot S \cdot [(t_{eqm} - t_i) + m\,(t_{eq} - t_{eqm})]}$$

**K :** coefficient global de transfert de chaleur ($W/m^2{}^oC$).

**S :** surface de la paroi ($m^2$).

**m :** coefficient d'amortissement.

**$t_{eq}$:** température extérieure équivalente ($^oC$):

$$\mathbf{t_{eq} = t_e + (A.\, I'_g / h_e)}$$

**$t_{eqm}$ :** température extérieure équivalente moyenne ($^oC$), calculée par :

$$\mathbf{t_{eqm} = t_{em} + (A.I_m / h_e)}$$

**$t_{em}$:** température extérieure moyenne: $\mathbf{t_{em}} = \frac{\sum_{i=1}^{24} t_{e_i}}{24}$

**$I_m$ :** intensité globale du rayonnement solaire en moyenne journalière :

$$\mathbf{I_m} = \frac{\sum_{i=1}^{24} I_{g_1}}{24}$$

**$I_g$ :** intensité solaire globale pour l'heure considérée en tenant compte du retard ($W/m^2$).

**A :** coefficient d'absorption de la face extérieure de la paroi, il est fonction de la nature et de la couleur de la paroi.

**Le retard et le coefficient d'amortissement de la paroi :**

Chaque paroi est caractérisée par une inertie, car l'énergie accumulée est restituée à l'ambiance avec un certain retard, qui selon les propriétés des matériaux de construction choisis diffère d'une paroi à l'autre. La valeur de retard **ε**peut être calculée à partir de :

$$\varepsilon = 2.7D - 0.4$$

**D :** indice d'inertie thermique de la paroi considérée: $\mathbf{D = 0.51 \cdot \Sigma R_i \cdot (\lambda_i C_{pi} \rho_i)^{1/2}}$

**$R_i$ :** résistance de la couche i de la paroi considérée.

$\mathbf{R_i = e_i / \lambda_i}$

**$\lambda_i$ :** conductivité thermique de la couche i de la paroi considérée [$W/m^{2\,0}c$].

**$C_{pi}$ :** chaleur massique de la couche i de la paroi considérée [$j/kg\ ^0c$].

**$\rho_i$ :** la masse volumique de la couche i [$kg/m^3$].

- Pour le coefficient d'amortissement m il est calculé par : $\mathbf{m = h_i / K\upsilon}$

**υ :** rapport entre les amplitudes de la variation des températures superficielles du coté extérieur et du coté intérieur, il est calculé par la formule suivante :

$$\upsilon = 2^{D} \ (0.83 + 3 \ \sum_{i=1}^{n} R_i \ / \ D)$$

- Dans le cas d'un mur comportant une lame d'air, la valeur de υ doit être corrigé par un coefficient $\beta_1$ donné par:

$$\beta_1 = 1 + 0.5.\ R_a.\ D / \Sigma R_i$$

**$R_a$ :** étant la résistance de la lame d'air.

- Dans le cas d'un mur possédant des couches multiples, υ doit être corrigé par un coefficient $\beta_2$ donné par:

$$\beta_2 = 0{,}85 + 0{,}15\ [(\lambda\ C_p\ \rho)_{maçonnerie} / ((\lambda\ C_p\ \rho)_{isolant}]$$

**b-Apports de chaleur à travers le vitrage:**

Pour les parois vitrés on a deux types d'apports:

- Apports par transmission.
- Apports par ensoleillement

**- Apport par transmission:**

Ces apports sont calculés comme suit :

$$Q_{vit-\ tr} = K\ .\ S\ .\ (t_e - t_i)$$

Avec :

**K :** coefficient global de transfert de chaleur à travers les vitres ($W/m^{2\ 0}C$).

**S :** surface du virage ($m^2$).

**$t_i$ :** température intérieure du local ($^0C$).

**$t_e$ :** température extérieure pour l'heure de calcul considérée ($^0$C), cette température est calculée par la relation : $t_e = t_b - E\ \Delta h$

**$t_b$**: température extérieure de base ($^0$C).

**E :** écart diurne qui représente la différence entre la température maximale et la température minimale ($^0$C).

**$\Delta h$ :** coefficient de correction qui dépend de l'heure de calcul.

| **Heure** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** | **11** | **12** | **13** | **14** | **15** | **16** | **17** | **18** | **19** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\Delta_h$ | **0,98** | **0,94** | **0,86** | **0,76** | **0,63** | **0,48** | **0,32** | **0,18** | **0,07** | **0,02** | **0** | **0,01** | **0,07** | **0,15** | **0,25** |

**Tableau [III-6]: Les valeurs de $\Delta h$. [1]**

**Apport par ensoleillement:**

$Q_{vit-\ en}$ dépend de :

- L'orientation des façades.
- La situation (géométrique) du lieu considéré.
- Le temps considéré (heure, jour dans

l'année). L'expression qui donne ces apports est**:**

$$Q_{vit-\ en} = F \cdot C \cdot (S_{en} \cdot I'_g + S_{om} \cdot I'_d)$$

Avec :

**F :** coefficient de correction tenant compte du type de menuiserie.

F = 0,8 ÷ 0,9 menuiserie en bois.

F = 1 menuiserie métallique.

**C :** coefficient de correction tenant compte du dispositif de protection choisie.

| Dispositifs de protection solaire | Couleurs | Coefficient ( C ) |
|---|---|---|
| **Jalousies intérieures** | Couleurs sombres<br>Couleurs claires | 0,76<br>0,56 |
| **Jalousies extérieures** | ////////////////////////// | 0,14 |
| **Rideaux intérieurs** | Couleurs sombres<br>Couleurs claires | 0,66<br>0,56 |
| **Stores intérieurs** | Couleurs sombres<br>Couleurs claires | 0,41<br>0,81 |
| **Vitrages sans dispositifs de protection solaire** | ////////////////////////// | 1,00 |

**Tableau [III-7]: Les valeurs de ( C) [1]**

$\mathbf{S_{en}}$ : surface ensoleillée du vitrage ($m^2$).

$\mathbf{S_{om}}$ **:** surface ombrée de la fenêtre ($m^2$).

$\mathbf{I'_g}$ **:** intensité du flux solaire global corrigé incident sur le vitrage ($W/m^2$).

$\mathbf{I'_d}$ **:** intensité du flux solaire diffus corrigé en fonction de l'orientation et de l'heure de calcul ($W/m^2$).

D'où : $\mathbf{I'_d = I_d . K_1}$

$\mathbf{I_d}$ **:** intensité du flux solaire diffus ($W/m^2$).

$\mathbf{K_1}$**:** coefficient de correction qui tient compte de l'épaisseur de la vitre ($W/m^2$).

| Epaisseur de la vitre en (mm) | **3** | **4** | **6** | **8** | **10** | **12** | **15** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Coefficient ($k_2$) | **1** | **0.96** | **0.93** | **0.88** | **0.75** | **0.67** | **0.57** |

**Tableau [III-8]: Les valeurs de ( K)[1]**

$I_d = ½ (j' + \rho . G')$

$\rho$: l'albédo du sol ; $\rho = 0.25$

$j' = a_1 (\sin (h))^{b1}$

$G' = a_2 (\sin (h))^{b2}$

$a_1 = 125$

$a_2 = 1080$

$b_1 = 0.4$

$b_2 = 1.22$

Pour une paroi horizontale $\mathbf{I_d = j'}$

et: $\mathbf{I'_g = I_g . K_1}$

Avec: $\mathbf{I_g = I_D + I_d}$

**$I_D$:** rayonnement solaire direct ($W/m^2$).

$$\mathbf{I_D = I_{DN} . Cos\ i}$$

**$I_{DN}$ :** intensité du rayonnement solaire par ($m^2$) reçu par une surface placée perpendiculairement à la direction du rayonnement solaire au niveau de la mer.

$\mathbf{I_{DN} = I_0 . C_0 . A . exp\ (-B . m_R . (p/1000))}$

**$I_0$ :** émission énergétique du soleil en dehors de l'atmosphère (constante solaire).

$\mathbf{I_0 = 1367\ W/m^2}$

**m :** masse relative de l'air : **m = 1 / sin(h)**

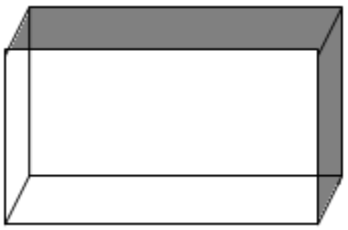
**i :** représente l'angle d'incidence, c'est l'angle entre la direction des rayons solaire et la normale de la surface considérée.

Pour un plan horizontal : **cos (i) = sin (h)**

Pour un plan vertical: **cos (i) = cos (h) . cos (b)**

**<u>Calcul de la surface ensoleillée et de la surface ombrée :</u>**

$S_{en} = (L - L_o)(H - H_o)$



**L :** Largeur de la vitre (m).

**H :** Hauteur de la vitre (m).

**$L_o$ :** Largeur de la partie ombrée de la vitre (m).

**$H_o$ :** Hauteur de la partie ombrée de la vitre(m).

$S_{om} = S_t - S_{ens}$

$S_t$ : Surface totale de le vitre Sachant

que : $L_o = R.Tg(b)$

$H_o = R.Tg(h) / \cos(b)$

**R :** Retrait de la fenêtre (m).

**b :** L'angle d'incidence.

**h :** Hauteur du soleil ou l'angle horaire formé par la direction du rayon solaire avec sa projection sur le plan.

$\sin(h) = \sin\Phi \sin\delta + \cos\Phi \cos\delta \cos\gamma$

Φ : Latitude du lieu considéré.

**γ**: l'angle horaire donné par le tableau suivant :

| H S | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| γ | - 60° | - 45° | -30° | -15° | 0 | 15° | 30° | 45° | 60° | 75° | 90° |

**Tableau [III-9]: Les valeurs de (γ )[1]**

**δ:** La déclinaison solaire (angle de la direction du soleil avec le plan équatorial de la terre).

$$\delta = 23.45 . \sin\left[\frac{360}{365}(284 + n)\right]$$

**n :** Nombre de jours jusqu'au jour de calcul.

On a: $\mathbf{b = a - a_m}$

**a:** L'azimut solaire (angle entre la projection des rayons solaires sur l'horizontale et la direction sud), tel que:

$\mathbf{\sin a = \cos \delta \sin \gamma / \cos h}$.

$\mathbf{a_m}$**:** l'azimut du vitrage (angle formé par la normale au plan de la vitre et la direction sud).

| **Orientation** | **O** | **SO** | **N** | **NO** | **SE** | **E** | **NE** | **S** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\mathbf{a_m}$ | **90** | **45** | **180** | **135** | **-45** | **-90** | **-135** | **0** |

**Tableau [III-10]: Les valeurs de ($a_m$)[1]**

❖ **Remarque:**

Pour la correction de l'angle « a » on utilise l'algorithme suivant :

- Si **Sin (h) < (sin (δ) / sin(Φ))** alors:

  - Si a<0, a = - a –180
  - Sinon
  - a = -a + 180
  - Fin Si

  Si non a= a
- Fin Si

- Pour savoir si la façade est ombrée ou ensoleillée on utilise :

- Si B ] -90 -90[ alors:

  La façade est ensoleillée

- Si R= 0 alors:

  $S_{om}$=0

  Sinon

  $L_0$ = RTg(b)

  $H_o$ = R Tg (h) /cos (b)

- Fin Si

  Sinon la façade est ombrée

  $S_{en}$=0 $S_{om}$ =$S_t$

- Fin Si

**c. Apport par infiltration :**

Les apports de chaleur dus à l'entrée par infiltration non contrôlée de l'air extérieur, constitue généralement une part non négligeable du bilan thermique, ils sont calculés par la relation:

$$\mathbf{Q_{inf} = \rho_a . C_{pa} .V. r (t_e - t_i)} \qquad \mathbf{[J]}$$

**V :** volume du local($m^3$).

**$t_e$:** température extérieure ($^oC$).

**$t_i$ :** température intérieure ($^oC$).

**$\rho_a$ :** masse volumique de l'air ($Kg/m^3$).

**$C_{Pa}$ :** chaleur spécifique de l'air ($J/Kg.^oC$).

**r :** coefficient d'infiltration, dépendant du volume du local.

| V($m^3$) | **<100** | **100 - 500** | **500 - 2000** | **2000 - 5000** | **> 5000** |
|---|---|---|---|---|---|
| r | 0,75 | 0,6 | 0,4 | 0,2 | 0,1 |

**Tableau [III-11]: Les valeurs de (r )[1]**

## III.4.2.Apports internes:

Les apports internes en période estivale, se calculent de la même manière que pour la période hivernale, la seule différence c'est que pour le cas des apports dus aux occupants, il faut tenir compte de la nouvelle température du local, et on ajoute les apports dus aux parois intérieures : ces apports sont donnés par la formule suivante :

$$\mathbf{Q_{pi} = K\ s\ (t_{adj} - t_i)} \qquad \mathbf{[W]}$$

Avec :

K: coefficient globale de transmission de la chaleur [$W/m^2\,^0C$].

S: surface de l'élément de construction [m2].

$t_{adj}$: température local voisin non climatisé [$^0C$].

$t_{adj} = t_{em} + ( 0 \div 4)$

$t_{em} = t_b - 0{,}52E$

$t_i$: température intérieure [$^0C$].

## Les apports internes :

Les apports de chaleur internes (ou gains internes), c'est les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux, ces apports sont dus essentiellement aux occupants, éclairages et aux équipements électriques.

## a.Apport dus aux occupants:

C'est la quantité de chaleur dégagée par les occupants sous forme sensible et latente ; cette dernière dépend essentiellement de la température du local et de l'activité de l'occupant, ces apports sont calculés par la relation :

$$\mathbf{Q_{occ} = N.\ (Q_s + Q_l)} \qquad \mathbf{[W]}$$

**N :** nombre d'occupants.

**$Q_s$ :** chaleur sensible e dégagée par les occupants (W).

**$Q_l$ :** chaleur latente dégagée par les occupants (W).

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

**Tableau [III-12] :Gains des occupants**

**[4] b. Apport dus à l'éclairage :**

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible, ils sont calculés a partir de la formule suivante:

$$Q_{ecl} = C_s \cdot S.\omega_e \qquad [W]$$

**$C_s$ :** coefficient de simultanéité ($C_s = 0 \div 1$).

**S :** surface du local considéré ($m^2$).

**$\omega_e$:** puissance dépendant du type d'éclairage (fluorescent ou incandescent)[$W/m^2$].

| Désignation du local ou genre d'activité | Intensité lumineuse recommandée (lux) | Puissance dégagée des lampes ou des tubes (W/m²) | |
|---|---|---|---|
| | | lampes à incandescence | lampes fluorescentes |
| Entrepôt, pièces d'habitation, théâtre | 120 | 25 | 8 |
| Bureaux, salle de cours | 250 | 55 | 16 |
| Salles de lecture, laboratoires, magasins | 500 | 110 | 32 |
| Montages fins, ateliers, supermarchés | 750 | 170 | 50 |
| Dessin industriel, grands bureaux, salles d'opération | 1000 | - | 65 |
| Locaux industriels montages très fins | 1500 | - | 100 |

**Tableau [III-13] : Gains de l'éclairage [4]**

**Apports dus aux équipements électriques :**

Selon leurs besoins, les locaux sont équipés de différents appareils électriques, ces derniers représentent une source de dégagements de chaleur, ils sont calculés a partir de la formule suivante:

$$Q_{mac} = \psi . \omega_m \quad [W]$$

**ψ :** coefficient de simultanéité **(**ψ = 0,3 ÷ 0,95).

**$\omega_m$ :** puissance de l'appareil (W).

| Types d'appareils | Puissance nominales [W] | Gain à admettre [W] | |
|---|---|---|---|
| | | Chaleur sensible | Chaleur latente |
| Friteuse 5litres d'huile | 2575 | 464 | 696 |
| Friteuse 10l d'huile | 6954 | 1102 | 1653 |
| Chauffe pains | 435 | 319 | 29 |
| Moules à gaufrettes | 2192/719 | 899/319 | 609/203 |
| Percolateur 2l | 993 | 394 | 104 |
| Chauffe eau | 146 | 116 | 29 |
| Cuisine électrique et machine à laver | 3000 | 1450 | 1550 |
| Aspirateur | 200 | 50 | |
| Essoreuse | 100 | 15 | |
| Congélateur 200 l | 175 | 500 | |
| Fers à repasser | 500 | 230 | 270 |
| Chaîne stéréophonique | 40 | 40 | 0 |
| Téléviseur | 175 | 175 | 0 |
| Séchoir cheveux | 500/1000 | 175/350 | 75/250 |
| Plaque de cuisson | 500/1000 | 120/250 | 130/250 |
| Grill à viande | 3000 | 1200 | 300 |
| Stérilisateur | 150 | 175 | 325 |
| Ordinateur | 400 | 250 | 0 |
| Cafetière | 500/3000 | 750 | 300 |
| Photocopieuse | | 750 | |
| Imprimante à jet d'encre | | 52 | |
| Imprimante laser | | 15 | |
| fax | | 62 | |

**Tableau [III-14]** : **Apports des aux équipements électriques [4]**

## III.5.Application au projet:

On prend comme exemple de calcul {E401 : Chambre01}

- **Les apports externes :**

**Calcul ε et m:**

$\varepsilon = 2.7D-0.4$ (h)

$D = 0.51 \sum R_i \sqrt{\phantom{x}}$

**Mur extérieur de 0.33m :**

| N° | Couche | λ(w/m°c) | R(m²°C/w) | Cp[kj/kg] | [kg/m³] |
|---|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | 0.11 | - | - |
| **01** | Enduit en plâtre | 0.35 | 0.057 | 0.30 | 1600 |
| **02** | Brique creuse | 0.46 | 0.2 | 0.20 | 1300 |
| **03** | Lame d'air | 0.31 | 0.16 | 0.24 | 1.2 |
| **04** | Brique creuse | 0.46 | 0.3 | 0.20 | 1200 |
| **05** | Enduit en ciment | 1.4 | 0.014 | 0.19 | 2200 |
| - | Airextérieur | - | 0.06 | - | - |

**D = 3.3**

**ε** = 2.7*(3.3) -0.4=8.5=**9h**

$\upsilon_{cor} = \upsilon * \beta_1$

$\beta_1=1+0.5*R_a*D/\sum R_i$ **$\beta_1$=1.361**

$\upsilon = 2^{3.3}[0.83+3*\sum R_i/D]$ **υ=14.72**

$\upsilon_{cor}$=14.72*1.361=20.04

m=9.09/(1.10*20.04) **m=0.4**

**Toiture :**

| N° | Couche | λ(w/m°c) | R(m²°C/w) | Cp[kj/kg] | [kg/m³] |
|---|---|---|---|---|---|
| - | Air intérieur | - | 0.09 | - | - |
| **01** | Enduit en plâtre | 0.35 | 0.057 | 0.30 | 1600 |
| **02** | Hourdis | 1.25 | 0.12 | 0.22 | 1000 |
| **03** | Béton armé | 1.75 | 0.057 | 0.24 | 2400 |
| **04** | Liège | 0.1 | 0.3 | 0.33 | 500 |
| **05** | Carton bitumé | 0.23 | 0.13 | 0.4 | 1100 |
| **06** | Gravillon | 0.813 | 0.037 | 0.2 | 1500 |
| - | Airextérieur | - | 0.05 | - | - |

**D= 3.73**

**ε**=2.7*(3.73)-0.4=9.68 **ε =10h**

$\upsilon_{cor} = \upsilon * \beta_2$

$\beta_2 = 0{,}85 + 0{,}15\,[(\lambda C_p \rho)_{maçonnerie} / ((\lambda C_p \rho)_{isolant}]^{1/2}$

**$\beta_2$=2.42**

$\upsilon_{cor}$=18.49*2.42=44.76

m=11.11/(1.19*44.76) **m=0.21**

- **apports a travers les parois opaques :**

**Mur extérieur orienté vers l'Est:**

$Q_{OPP} = K*S*[(t_{eqm}-t_i)+(t_{eq}-t_{eqm})]$

**$I_G$= 738.73w/m$^2$**

$t_{eqm} = t_{em}+(A*I_{gm})/h_e$

$t_{em}=t_b-0.52*E=38-0.52*15=$**30.2°C**

$I_{gm} = \Sigma I_{gi}/24=$**516w/m$^2$**

$t_{eqm}$=30.2+(0.7*516/16.67)=51.87°C

$t_{eq} = te+(A*I_g/h_e)$

te =tb-E*Δh

Δh=1/2*[1-cos((8+9)*15)]=**0.63**

te=38-(15*0.63)=**28.56°C**

$t_{eq}$=28.56+(0.7*738.73/16.67)=**59.58°C**

$Q_{opp}$=1.10*10.35*[(51.87-28)+0.4*(59.58-51.87)]

**$Q_{opp1}$=306.87W**

**Mur extérieur orienté vers le sud :**

$I_G$=0w/$m^2$

Te=23°C

$I_{GM}$=172.23w/$m^2$

$T_{em}$=30.2°C

$T_{eq}$=23°C

$t_{eqm}$=37.4°C

S=5.4$m^2$

K=1.10w/$m^2$°C

**$Q_{OPP2}$=21.62w**

**Toiture :**

$I_G$=504.42w/$m^2$

Te=36.99°C

$I_{GM}$=749.29w/$m^2$

$T_{em}$=30.2°C

$T_{eq}$=54.64°C

$t_{eqm}$=56.43°C

**S**=20.7$m^2$

K=1.19w/$m^2$°C

**$Q_{OPP3}$=691.1w**

**$Q_{OPP\ tot}$= 1019.57w**

- **Apports ā travers les parois vitrées :**

**a-Apport par transmission:**

$Q_{tr}= k_v*s_v*(te-ti)$

-orientation :Sud

-L'heure de calcul :12 h

$K=3.4w/m^2°C$

$S=12.6m^2$

$\Delta h=1/2[1-cos((12+9)*15)]=0.15$

$Te=38-(15*0.15)=35.8°C$

**$Q_{tr}=3.4*12.6*(35.8-28)=334.15w$**

**b-Apports par ensoleillement:**

$Q_{ens}=(I_{g*}S_s+I_{d*}S_O)*k_1*F*C$

-N=202jours (21 juillet)

-R=0.15m

-Menuiserie en métallique **F=1**

-Epaisseur de la vitre **e=15mm → $k_1$=0.57**

-Rideaux intérieurs claires **→C=0.56**

- **Φ**=36.45°

**- γ =0**

- δ=23.45*sin[360/365*(284+202)]→ **δ=20.44°**

Sin (h) = sin Φ sin δ + cos Φ cos δcosγ ⇒ Sin (h) =0.961 ⇒ **h=73.99°**

Sin(a)=cosδ*sinγ/cosh Sin(a)=0 ⇒**a=0**

$a_m$=0 (sud)

**$b=a-a_m=0$**

$L_0=R*tg(b)$ ⇒ $L_0=0$

$H_0=R*tg(h)/cos(b)$ ⇒ $H_0=0.523m$

$S_s=(L-L_0)*(H-H_0)$ ⇒ $S_s=9.46m^2$

$S_o=S_t-S_s$ ⇒ $S_o=3.318m^2$

$m_R=1/\sinh$ ⇒ $m_R=1.04$

p=985-[z-150/10] ⇒ p=953.6m

$C_0=(1+0.034\cos(360/365(N-2))$ ⇒ $C_0=0.968$

**$I_D=248.17w/m^2$**

**$I_d=190.16w/m^2$**

**$I_G=438.33w/m^2$**

$Q_{ens}=[(438.33*9.46)+(190.16*3.138)]$

**$Q_{ens}=1514w$**

$Q_{vit}=Q_{tr}+Q_{ens}$ ⇒ $Q_{vit}=334.15+1514$

**$Q_{vit}= 1848.22w$**

- **Apports par infiltration:**

$Q_{inf}= \rho_a . C_{pa} .V. r (t_e - t_i)$

Volume du local **$V=62.1m^3$** **⇒r=0.75**

$Q_{inf}=0.3*62.1*0.75*(38-28)$

**$Q_{inf}= 139.73w$**

- **Les apports internes:**
- **Apports des occupants:**

$Q_{occ}=N*(Q_S+Q_L)$

N=2 personnes

$Q_{occ}=2*(52+94)$

**$Q_{occ}=292w$**

- **Apports de l'éclairage:**

Dans notre projet on prend pour tous les locaux des lampes ou des tubes fluorescents

$Q_{écl}=C_S*S*\omega_e$

$C_S=1$

$S=20.7m^2$

$\omega_e=8w/m^2$

**$Q_{écl}=165.6w$**

- **Apports des machines électriques:**

IL y a un télévision et un micro

$Q_{mac}= \psi . \omega_m$

$Q_{mac}=(0.95*150)+(0.95*450)$

**$Q_{mac}=570w$**

$Q_{tot}=Q_{ext} + Q_{int}$

$Q_{tot}= 3007.52+1027.6$

**$Q_{tot}=4035.12w$**

**Remarque :**

**De même façon on fait le calcul pour les autres locaux.**

# *Chapitre-IV-*

# *Système Semi-Centralisé*

## ***Systèmes de Climatisation***

### IV.1.Introduction:

Un système de climatisation est définit comme un dispositif d'équipement qui permet de traiter l'ambiance d'un local toute l'année afin de procuré le bien-être et le confort des occupants.

Au sein d'un bâtiment un système de climatisation assure plusieurs fonctions que l'on peut regrouper sous l'appellation "maîtrise de la qualité des ambiances" celle-ci comprend la qualité hygrothermique, la qualité sonore et la qualité de l'air.

La maîtrise hygrothermique regroupe le chauffage, le rafraîchissement et le contrôle de l'humidité de l'air.

La maîtrise acoustique permet de supprimer les nuisances extérieures par la fermeture des ouvrants tout en respectant la nouvelle réglementation acoustique pour offrir à l'intérieur des locaux un niveau sonore plus faible que celui des autres appareils (ordinateur dans un bureau par exemple).

Enfin, la qualité de l'air sera obtenue grâce à la filtration de l'air (propriété de l'air) au renouvellement de l'air (évacuation des polluants et assainissements) et au contrôle de la circulation de l'air dans l'espace (homogénéisation de la qualité de l'air dans le local).

### I.V.2.Classification des systèmes de climatisation:

Les constructeurs de climatisation proposent de nombreux appareils et systèmes pour répondre à la grande diversité des bâtiments.

On classe habituellement les différents appareils et systèmes de climatisation comme suit : les systèmes individuels et les systèmes centralisés.

**-Les systèmes individuels (décentralisés):**

Les systèmes de conditionnement d'air destinés à la climatisation individuelle utilisent le principe de la détente directe, ils rafraîchissent ou réchauffé l'air par l'intermédiaire d'un échangeur thermique placé dans le local à climatisé, ces appareils sont regroupés en trois catégories :

- Les climatiseurs dits mobiles ou portables.
- Les climatiseurs fixes individuels.
- Les centrales autonomes de climatisation.

**-Les systèmes centralisés:**

Dans le souci de simplification on peut divisée les systèmes de climatisation en deux catégories : les systèmes à air et les systèmes à eau.

**-les systèmes à air :** l'air est préparé dans une unité centrale puis il est distribué dans les différents locaux par l'intermédiaire des réseaux de gaines.

**-les systèmes à eau :** l'eau est refroidie ou réchauffé par un système centrale puis distribué jusqu'au local à traité par tuyauterie, cette eau alimentera alors une unité terminale qui traitera l'air ambiant.

**NB :** les systèmes appelés à eau comprennent les ventilo-convecteurs : les unités terminales de traitement d'eau qui s'apparentent aux ventilo- convecteurs et les pompes à chaleur sur boucle d'eau ; ils constituent une bonne alternatif aux systèmes à air totale, ceci est due en particulier au niveau de chaque local autorisant un confort personnalisé et également alors régulation au niveau de fonctionnement centralisée qui autorisent une consommation d'énergie primaire maîtrisée.

## I.V.3.Système proposé:

Le choix d'un système de climatisation dépend de plusieurs facteurs, donc pour effectuer un choix adéquat on doit réaliser un compromis entre ces divers facteurs :

- Les conditions climatiques de la région.
- Type d'habitat.
- Volume de l'habitation.
- Nombre de pièces à climatisé.
- Budget.

Pour notre projet, notre choix était comme suit:

- Pour le réez de chaussée et le premier étage on a opté pour un système centralisé à air, en raison du grand gabarit des locaux présents dans ces deux niveaux comme le restaurant. Et pour éviter toute sorte d'encombrement on a gardé le même système centralisé pour tous les autres locaux.

Pour les 14 étages on a opté pour système semi centralisé avec ventilo-convecteurs.

## IV.4.Choix des ventilo-convecteurs:

### IV.4.1. Introduction:

Ce système trouve essentiellement son application en climatisation de confort de la petite à la grosse installation.

Ce système présente les avantages suivants :

-Grande souplesse du système.

-Individualisation du confort.

-Bon niveau sonore.

-Installation simple et évolutive.

-Indépendance du mode chauffage / refroidissement entre les différents locaux.

-Une liaison des différents appareils par bus de communication permet une régulation centralisée à partir d'un micro-ordinateur.

Malgré ces avantages, le système présente un inconvénient plus important :

-Pas de contrôle de l'humidité relative.

## IV.4.2.Description d'un ventilo-convecteur:

Un ventilo-convecteur quel conque comprend essentiellement sous forme compacte les éléments suivants :

- Habillage extérieur en tôle peinte et revêtu intérieurement d'un isolant acoustique, cet habillage comporte:
  - -Orifice de soufflage constitue de grilles en matière plastique ou métallique à ailettes orientables ou fixe permettant la diffusion correcte de l'air soufflé à l'intérieure de l'air a climatisé.
  - -Orifice de reprise de l'air du local situé généralement à la base de l'appareil.
  - -Les orifices de raccordements au réseau hydraulique.
  - -Une trappe permettant l'accès au tableau de commande et de régulation.
  - -Les orifices de branchement électrique.
- Des filtres à air (filtre de poussières) ; Les filtres les plus utilisés sont en mousse de polyuréthanne (lavable et régénérable).
- Une ou deux batteries de réchauffage et refroidissement de l'air mélangé.
- Un bac d'évacuation du condensat.
- Un ou plusieurs ventilateurs entraînés généralement par un seul moteur électrique.

### IV.4.3.Principe de fonctionnement:

Les ventilo-convecteurs sont des appareils individuels principalement utilisés dans le cas de construction de locaux multiples pour des conditions d'ambiance différentes, mais la production de l'eau chaude et de l'eau glacée reste centralisée.

Un ventilo-convecteur a pour but :

-Filtration de l'air repris et de l'air neuf admis dans l'appareil.

-Chauffage ou refroidissement de l'air mélangé.

-Soufflage dans le local de l'air mélangé (réchauffage ou refroidissement).

L'installation de ventilo-convecteur demande :

-Un ou plusieurs générateurs de chaleur produisant l'eau chaude, généralement des chaudières.

-Un groupe de préparation d'eau glacée.

-Un dispositif manuel ou automatique permettant d'alimenter alternativement les batteries des ventilo-convecteurs en eau chaude ou en eau glacée selon la saison.

-Un réseau de tuyauterie distribue de l'eau chaude ou de l'eau glacée.

### IV.4.4.Différents type de ventilo-convecteur:

Il existe plusieurs types:

- Les ventilo-convecteurs d'allège : qui sont installés contre une paroi extérieure généralement en allège de façon à admettre une certaine quantité d'air neuf extérieur.

- Les ventilo-convecteurs plafonniers : sont installés en plafonds (faux plafonds) prés d'une paroi extérieure.

- Des ventilo-convecteurs verticaux : qui sont incorporés dans un habillage prévu dans le local.

## IV.4.5.Classification de ventilo-convecteur:

Les ventilo-covecteurs sont classés suivant le nombre de tubes, dont ils se raccordent à l'installation.

**Installation à deux tubes :** C'est le système le plus simple et le moins coûteux; tous les ventilo-convecteurs de toutes les zones sont alimentées au même temps par un seul fluide suivant la saison.

Mais cette conception peut entraîner en demi-saison des problèmes de confort qu'on peut y remédier à l'aide d'une bonne régulation.

**Installation à trois tubes :** Dans ce type d'installation les ventilo-convecteurs sont alimentés en toute saison par un ensemble de trois tuyaux :

- une distribution d'eau chaude.
- une distribution d'eau froide.
- un retour commun de l'eau chaude et de l'eau froide.

L'inconvénient majeur de ce type d'installation est l'existence d'un retour commun dans lequel se mélangent l'eau glacée et l'eau chaude à la sortie des ventilo-convecteurs.

**Installation à quatre tubes :** Les ventilo-convecteurs sont alimentés en toutes saisons par un réseau de quatre tuyaux :

-une distribution de l'eau chaude.

-une distribution de l'eau glacée.

-un retour de l'eau chaude.

-un retour de l'eau glacée.

Par rapport à celui de trois tubes ce système présente de nouveaux avantages:

-il évite le mélange de l'eau chaude et de l'eau glacée au niveau des retours, qui dans le système à quatre tubes seront entièrement indépendants.

-le zonage des locaux à climatiser n'est plus nécessaire.

-simple régulation.

Malgré ces avantages, les inconvénients sont :

-Le matériel à prévoir pour le raccordement est très important donc les frais d'investissement sont très élevés.

-Encombrement des tuyaux.

Nous avons choisi le système à deux tubes, en plus de sa simplicité et son cout réduit, ces inconvénients ne posent pas trop de problèmes dans notre cas. Car dans un hôtel pareil tous les locaux sont presque identiques.

Et à partir du catalogue France air on opté pour le type Hégoa.

## IV.5.Calcul des ventilo convecteurs:

### IV.5.1.Méthode de calcul des caractéristiques d'un ventilo-convecteur:

On remarque à partir des valeurs des besoins calorifiques en période hivernale et les besoins frigorifiques en période estivale, que les besoins frigorifiques sont nettement supérieurs aux besoins caloriques. Dans ce cas le nombre et le type ventilo-covecteur à placer dans chaque local est imposé par la puissance frigorifique en période estivale.

**Données de base:**

- Pour la période estivale les données de base sont:
  - La puissance frigorifique.
  - Le régime de l'eau glacée. Dans notre cas on a opté pour un régime ($7^oC/12^oC$) pour l'eau glacée.
  - La température du local.
- Pour la période hivernale les données de base sont:
  - La puissance calorifique.
  - Le régime de l'eau chaude. Dans notre cas on a opté pour un régime ($90°C/70c^o$) pour l'eau chaude.
  - La température du local.

**Méthode de calcul**

A partir des données de base on détermine les paramétrés suivants (a partir du catalogue) :

- Le nombre et les types de ventilo-convecteurs à placer dans le local.
- L'allure des vitesses.
- Les puissances réelles installées (totales ″$Q_t$″ et sensible″$Q_s$″).
- Le débit volumique noté ($V_s$) soufflé par le ventilo-convecteur.
- La perte de charge de l'eau dans le ventilo-convecteur.

Pour présenter l'évolution de l'air pour les deux périodes, d'autres paramètres sont nécessaires comme :

- Le débit d'air frais noté($V_{af}$)
- Le débit d'air recyclé noté($V_r$)
- La température de mélange et$_m$
- La température de soufflage($t_s$)
- Le debit d'eau.

- Les paramètres de mélange sont calculés d'après:

$$h_m = (h_i V_r + h_e V_{af}) / V_s$$

**$h_m$:** enthalpie de mélange en (kcal/kg).

**$h_i$:** enthalpie de l'air intérieur en (kcal/kg).

**$h_e$:** enthalpie de l'air extérieur en (kcal/kg).

**$V_r$:** le débit de l'air recyclé en ($m^3$/h).

**$V_{rf}$:** le débit de l'air frais en ($m^3$/h).

**$V_s$:** le débit d'air soufflé en ($m^3$/h).

$$t_m = (t_i V_r + t_e V_{af}) / V_s$$

**$t_m$ :** température de mélange en ($^o$c).

**$t_e$ :** température extérieure en ($^o$c).

**$t_i$ :** La température intérieure en ($^o$c).

$$X_m = (X_i V_r + X_e V_{af}) / V_s$$

$X_i$ et $X_e$ : teneur en eau à l'intérieur et à l'extérieur (g/kg d'air sec).

- Les paramètres de soufflage sont calculés d'après:

$$t_s = t_m - (Q_s / \rho\ Cp\ V_s)$$

**$t_m$:** température de mélange ($^o$c).

**$Q_s$ :** quantité de chaleur sensible (kcal/h).

**ρ:** masse volumique de l'eau (kg/m$^3$).

**Cp :** chaleur massique de l'air (kcal/$^o$c kg).

**$V_s$:** débit d'air soufflé (m$^3$/h).

$$h_s = h_m - (Q_t / pV_s)$$

**$h_m$:** enthalpie de mélange (kcal/kg).

**$Q_t$:** quantité de chaleur totale (kcal/h).

- On calcule l'émission frigorifique d'après la formule:

Période estival :

$$Q_{fri} = 1{,}2\ V_s\ (h_m - h_s)$$

Période hivernale:

$$Q_{cal} = 1{,}2\ V_s\ (h_s - h_m)$$

On calcule le débit d'eau d'après la formule :

$$G = Q_{fri} / Cp\ \Delta t$$

**Cp :** chaleur massique de l'eau (kcal/kg$^o$c).

**Δt :** différence de température (entrée-sortie d'eau) en ($^o$c).

$Q_{fri}$ : l'émission frigorifique en (kcal/h).

## IV.6.Application au projet

On prend comme exemple de calcul le local E301 ayant les données suivantes :

| | Période estivale | Période hivernale |
|---|---|---|
| **Puissance totale [w]** | 2774 | 1760 |
| **Puissance totale[kcal/h]** | 2391.38 | 1517.24 |
| **Puissance sensible[w]** | 2586 | 1517.24 |
| **Puissance sensible[kcal/h]** | 2229.3 | 1760 |
| **Régime d'eau($t_d$ ;$t_r$) [°C]** | 7/12 | 70/60 |
| **Température intérieure [°C]** | 28 | 20 |

A partir du catalogue CIAT MAJOR 300 [12] on détermine les paramètres suivants :



Modèle CH

**Remarque :**

**Pour notre installation on utilise un faux plafond**

| | Période estivale | Période hivernale |
|---|---|---|
| **Type** | MAJOR329 | MAJOR329 |
| **Nombre** | 1 | 1 |
| **$Q_t$ réelle [W]** | 3710 | 2730 |
| **$Q_s$ réelle [w]** | 2740 | ------ |
| **$V_s$ [$m^3$/h]** | 650 | 650 |

A partir des relations on détermine :

- **Période estivale :**

**Conditions intérieurs:**

$t_i$=28°C $x_i$ =11.9g/kg

Diagramme (H-X)

$\emptyset_i$=50% $h_i$=14kcal/kg

**Conditions extérieurs :**

$t_e$= 38°C $x_e$=12.6g/kg

Diagramme (H-X)

$\emptyset_e$=30% $h_e$=16.9kcal/kg

On a :

$V_s$ = 650 $m^3$/h

$V_r$ = 650-60 = 590 $m^3$/h

$V_{af}$ = 2*30 = 60$m^3$/h

- **Les paramètres du mélange:**

  - $h_m = (h_i*v_r + h_e*v_{af})/v_s = (14*590 + 16.9*60)/650 = 14.27kcal/kg$
  - $x_m = (x_i*v_r + x_e*v_{af})/v_s = (11.9*590 + 12.6*60)/650 = 11.96g/kg$
  - $t_m = (t_i*v_r + t_e*v_{af})/v_s = (28*590 + 38*60)/650 = 28.92°C$

- **Les paramètres de soufflage:**

$t_s = t_i – (Q_S/ \rho*cp*v_s) = 28 - (2229.3/0.3*650) = 16.57 °C$
$h_s = h_i – (Q_t/ \rho*v_s) = 14 - (2391.38/1.2*650) = 10.93 kcal/kg$
$x_s = x_i – (W/ \rho*v_s) = 11.9 – (162/1.2*650) = 11.69 g/kg$

- **La puissance frigorifique:**

$Q_{frig} = \rho* v_s * (h_m-h_s) = 1.2*650*(14.27-10.93) = 2605.2 kcal/h$

**$Q_{frig}$ = 3022 w**

- **Le débit d'eau:**

**G=** $Q_{frig\ reel}/cp*\Delta t = 3710/4180*(12-7)$

**G=0.178 kg/s = 639 kg/h**

❖ **Période hivernale :**

**Conditions intérieurs:**

$t_i$=20°C $x_i$ = 7.3g/kg

Diagramme (H-X)

$\emptyset_i$=50% $h_i$= 9.28kcal/kg

**Conditions extérieurs :**

$t_e$=2°C $x_e$= 3.5g/kg

Diagramme (H-X)

$\emptyset_e$=80% $h_e$= 2.57 kcal/kg

- **Les paramètres du mélange:**

  - $h_m = (h_i * v_r + h_e * v_{af})/v_s = (9.28*590 + 2.57*60)/650 = 8.66$kcal/kg
  - $x_m = (x_i * v_r + x_e * v_{af})/v_s = (7.3*590 + 3.5*60)/650 = 6.95$g/kg
  - $t_m = (t_i * v_r + t_e * v_{af})/v_s = (20*590 + 2*60)/650 = 18.34$°C

- **Les paramètres de soufflage**
  - $t_s = t_i + (Q_S/ \rho * cp * v_s) = 20 + (1517.24/0.3*650) = 27.28$°C
  - $h_s = h_i + (Q_t/ \rho * v_s) = 9.28 + (1517.24/1.2*650) = 11.23$kcal/kg
  - $x_s = x_i + (W/ \rho * v_s) = 7.3$g/kg

- **La puissance calorifique:**

$Q_{cal} = \rho * v_s * (h_s - h_m) = 1.2*650*(11.23-8.66) = 2000.8$ kcal/h

**$Q_{cal}$ =2320.98 w**

- **Le débit d'eau:**

**G =** $Q_{cal}/cp*\Delta t = 2730/4180*(70-60) = 0.033$ kg/s

**G =118.8 kg/h**

**Remarque :**

**De même façon on fait le calcul pour les autres locaux.**

## IV.7.Méthode de calcul du réseau hydraulique :[7]

La charge motrice ***« H »*** d'une pompe utilisée dans une installation d'eau chaude ou d'eau glacée doit vaincre les pertes de charges dues aux résistances linéaires et localisées dues aux coudes, changement de section, batterie, cette charge est donnée par la relation suivante.

$$H = \Delta p = \Sigma ( RL + Z )$$

**R** : résistance linéaire par frottement ***( mmce/m ).***

**L** : longueur de la tuyauterie ***( m ).***

**Z** : perte de pression due au résistance localisé ***( mmce/m ).***

$$Z = \Sigma\zeta W^2 / 2g$$

ζ: coefficient des résistance localisées.

**W** : vitesse d'écoulement de la pesanteur en ***( m/s ).***

**g** : accélération de la pesanteur en ***( $m/s^2$ ).***

### IV.7.1.Méthode de calcul:

- **Le circuit le plus défavorable**

La méthode de calcul sera comme suit :

**1**-en premier lieu on doit tracer l'axonométrie de l'installation, suivant le plan architectural et l'emplacement de ventilo-convecteurs dans chaque local, ensuite on détermine le ventilateur le plus défavorable, ainsi que le circuit le plus défavorable qui est le plus loin horizontalement et le plus haut verticalement (dans notre cas en raison de la similitude de notre axonométrie).

**2-** on divise le circuit en tronçons partiels, ou chaque tronçon est nommé ou numéroté. La numérotation des tronçons s'effectue de la manière suivante:

- Les conduites d'aller et de retour sont toujours parallèles, de même longueur, on note alors les circuits aller et retour par la mêmenotation.

**3**-on détermine le débit massique G de chaquetronçon.

**4**-on porte sur chaque tronçon la longueur relevée sur plan.

***5***-on choisie la chute de pression ***R*** qui sera constante ***R = 10 mm ce /m***

**6**-à l'aide de planche ***N°2*** et en fonction du débit massique ***G*** et la chute de pression ***R*** on tire : le diamètre ***Φ***, la vitesse d'écoulement ***V***, la résistance linéaire réelle ***R.***

***7***-on calcule les pertes de charge ***RL.***

***8***-on calcule pour chaque tronçon la somme des coefficients des résistances locales $\Sigma\xi$, puis le calcul de ***Z.***

**9**-on détermine les pertes de charges totales (linéaire, locale) pour chaque tronçon.

- **Cas des circuits secondaires:**

On calcul à chaque fois le Rmoy en se référant toujours au circuit le plus défavorable et on passe par les mêmes étapes de calcul que pour le cas du plus défavorable.

**Rmoy =0.34*(RL+Z)**

**NB** : on introduit des coefficients de correction pour le calcul des pertes de charges linéaires et ceci pour tenir compte de la variation de la masse volumique de l'eau.

**Exemple du calcul :**

On prend le tronçon (1) du circuit le plus défavorable au période estivale

G= 99.398 kg/s = 357832.8 kg/h

L=55.54 m

On choisie R= 10 mm ce/m

On prend le planche N°2 et en fonction du débit massique G et la chute de pression R on tire :

- Le diamètre : Φ=257mm
- La vitesse d'écoulement : v= 2m/s
- La résistance linéaire réelle :R= 11.23mmce/m

On calcul les pertes de charge :

R*L = 623.46 mm ce

On calcul la somme des coefficients des résistances locales Σξ à partir du plancheN°5 Σξ=2

On calcul Z=396 mm ce

On corrige Zavecβ=0.97 Z=384.12mmce

Les pertes de charge totales:

(RL+Z) =1007.58 mm ce

Pour les circuits secondaires on utilise Rmoy .

## IV.7.2.Equilibrage hydraulique:

Une fois le dimensionnement de la tuyauterie et le calcul des pertes de charge sont fait. Il faut équilibrer tout le réseau de tel sorte que tous les tronçons liés au circuit le plus défavorable doivent vérifier la condition suivante :

***Δp dif – Δp cir / Δp def ≤ 10 %***

**Δp def** : la perte de charge du circuit défavorable ***( mm ce ).***

**Δp cir** : la perte de charge du circuit à équilibrer ***( mm ce ).***

Si la condition citée précédemment n'est pas vérifiée, on doit procéder à un changement du diamètre sans touches le circuit défavorable.

Dans le cas ou on ne peut pas réduire le ***Φ***on opté pour un diaphragme qui doit assurer le changement de perte de pression.

***Δp = Δp def – Δp cir***

**Δp** : la perte de charge qu'on choisit réalisée pour obtenir l'équilibrage du circuit ***( mm ce ).***

- Comme on peut opter aussi pour une vanne de réglage.

**Les calcule d'équilibrage dans les tableaux (Annexe).**

# *Chapitre -V-*
# *Système Centralisé*

## V.1.Etude du système centralisé:[9]

Pour ce type de système centralisé, le traitement de l'air s'effectue dans une centrale, avant d'être distribué dans les locaux à climatiser.

En période estivale les besoins énergétiques sont plus importants que dans la période hivernale donc on procède tout d'abord par la période estivale.
Notre système doit être capable d'assurer le conditionnement d'air pour l'été et l'hiver.

### V.1.1.Période estivale:

Les données de base sont :

- la quantité de chaleur totale $Q_{tot}$.
- L'apport d'humidité W.
- Les paramètres intérieurs de confort ($t_i$ , $h_i$,$X_i$).
- Ecart de température $\Delta t = t_i - t_s$.

- On calcul le débit d'air de soufflage par les trois relations :

- **Bilan enthalpie** : $Q_t = \rho V_{s1} (h_i - h_s)$

$$\mathbf{V_{sl} = Q_t / \rho (h_i - h_s)} \qquad [m^3/h]$$

- **Bilan massique :** $W = \rho V_{s2} (Xi - Xs)$

$$\mathbf{V_{s2} = w / \rho(X_i - X_s)} \qquad [m^3/h]$$

- **Bilan thermique :** $Q_s = \rho Cp V_{s3} (t_i - t_s)$

$$\mathbf{V_{s3} = Q_s / \rho Cp (t_i - t_s)} \qquad [m^3/h]$$

Sachant que:

**$h_i$ , $h_s$:** enthalpies spécifiques de l'air intérieur et l'air soufflé [kcal /kg].

**$X_i$ , $X_s$ :** teneurs en eau (humidité absolue) de l'air intérieur soufflé [g/kg d'air sec].

**$t_i$ , $t_s$ :** températures de l'air intérieur et l'air soufflé, on impose généralement ti – ts = $7^o$c

**ρ:** masse volumique de l'air : ρ = 1.2 [kg/$m^3$].

**Cp :** chaleur spécifique de l'air : Cp = 1.008 [kj/kg$^o$C].

Donc : ρ . Cp = 0.3 [kcal/$m^3$ $^o$c].

Pour choisir le débit de soufflage d'après ces relations, il faut vérifier que l'erreur entre la valeur de $V_s$ la plus grande et la plus petite soit inférieure à 10%.

Si cette erreur est vérifiée, on prend la valeur de $V_s$ la plus grande :

Err = ($V_s$ max – $V_s$ min) / $V_s$ max ≤10%

Donc : **$V_s$ = $V_s$ max** [$m^3$/h]

Ensuite on passe au calcul du débit d'air frais $V_{af}$ et le débit d'air recyclé $V_r$ ou $V_s$ = $V_r$ + $V_{af}$

## V.1.2.Période hivernale:

Généralement et d'après les calculs effectués on trouve que le débit de soufflage pour la période estivale est plus grand que celui de la période hivernale. Donc on va prendre le même débit de soufflage pour les deux périodes.

**$V_s$ (été) = $V_s$ (hiver)**
**$V_{af}$ (été) = $V_{af}$ (hiver)**
**$V_r$ (été) = $V_r$ (hiver)**

On calcul les paramètres de soufflage :

$t_s = ti + Q_s / 0.3\ V_s$

$h_s = h_i + Q_t / 1.2\ V_s$

$X_s = X_i + W / 1.2\ V_s$

Les paramètres de mélange :

$$t_m = \frac{ti\ .Var + te\ Vaf}{Vs}$$

$$h_m = \frac{hi\ .Var + he\ Vaf}{Vs}$$

$$x_m = \frac{xi\ .Var + xe\ Vaf}{Vs}$$

## V.2.Application au projet:

### 1) C.T.A (1) RDC:

### Fonctionnement en été :

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | $Q_S$ [Kcal/h] | W [g/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 284827.98 | 218420.2 | 110680 | 28 | 50 | 14 | 11.9 | 38 | 30 | 16.9 | 12.6 | 11.7 | 11.15 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 21 | 104009.63 | 33780 | 70229.63 | 14.94 | 12.13 | 31.25 |

### Fonctionnement en hiver :

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 272500.3 | 20 | 50 | 9.28 | 7.3 | 2 | 80 | 2.57 | 3.5 | 11.46 | 7.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 28.5 | 104009.63 | 33780 | 70229.63 | 8.00 | 6.07 | 14.2 |

***Etude du processus représenté :***

***C .T.A (1) RDC :***

- Période estivale:

$h_m > h_s \rightarrow$ refroidissement $X_m$

$> X_s \rightarrow$ déshumidification

a)la puissance frigorifique de la batterie froide :

$Q_{BF} = \rho * V_S * (h_m - h_s)$

$= 1.2 * 104009.63 * (14.94 - 11.7)$

$= 404389.44$ Kcal/h

b) débit d'eau à enlever :

$W = \rho * V_S * (X_m - X_s)$

$= 1.2 * 104009.63 * (12.13 - 11.15)$

$= 122315.32$ g/h

- Période hivernale:

$h_m < h_s \rightarrow$ chauffage

$X_m < X_s \rightarrow$ humidification

a)la puissance frigorifique de la batterie chaude :

$Q_{BF} = \rho * V_S * (h_s - h_m)$

$= 1.2 * 104009.63 * (11.46 - 8.00)$

$= 431847.98$ Kcal/h

b) débit d'eau:

$W = \rho * V_S * (X_s - X_m)$

=1.2*104009.63*(7.3 -6.07)

=153518.21g/h

**2)C.T.A (2) :RDC**

**Fonctionnement en été :**

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | $Q_S$ [Kcal/h] | W [g/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/ kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 335582.78 | 25857.7 | 128340 | 28 | 50 | 14 | 11.9 | 38 | 30 | 16.9 | 12.6 | 11.7 | 11 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 21 | 123132.28 | 26220 | 96912.28 | 14.62 | 12.05 | 30.13 |

**Fonctionnement en hiver :**

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 244681.45 | 20 | 50 | 9.28 | 7.3 | 2 | 80 | 2.57 | 3.5 | 10.94 | 7.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 26.5 | 123132.28 | 26220 | 96912.28 | 7.85 | 6.49 | 16.17 |

***Etude du processus représenté :***

***C .T.A (2) RDC :***

- Période estivale :

$h_m > h_s$ →refroidissement

$X_m > X_s$ → déshumidification

a)la puissance frigorifique de la batterie froide :

$Q_{BF} = \rho * V_S *( h_m - h_s)$

=1.2*123132.28*(14.62-11.7)

=431455.51 Kcal/h

b) débit d'eau à enlever :

$W= \rho * V_S *( X_m - X_s)$

=1.2*123132.28*(12.05-11)

=155146.67 g/h

- Périodehivernale:

$h_m < h_s \rightarrow$ chauffage

$X_m < X_s \rightarrow$ humidification

a)la puissance frigorifique de la batterie chaude :

$Q_{BF} = \rho * V_S *( h_s - h_m)$

=1.2*123132.28*(10.94 -7.85)

=456574.49 Kcal/h

b) débit d'eau:

$W= \rho * V_S *( X_s - X_m)$

=1.2*123132.28*(7.3 -6.49)

=119684.58g/h

**C.T.A03 1$^{er}$étage**

**Fonctionnement en été :**

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | $Q_S$ [Kcal/h] | W [g/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 307585.89 | 212605.89 | 94980 | 28 | 50 | 14 | 11.9 | 38 | 30 | 16.9 | 12.6 | 11.8 | 11.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] | J [Kcal/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 21 | 131916.67 | 21330 | 110586.67 | 14.47 | 12.01 | 30 | 3238.43 |

**Fonctionnement en hiver :**

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 211770.35 | 20 | 50 | 9.28 | 7.3 | 2 | 80 | 2.57 | 3.5 | 10.62 | 7.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | 131916.67 | 21330 | 110586.67 | 8.2 | 6.69 | 17.1 |

**Etude de processus représenté :**

**Période estivale :**

$h_m > h_s \Rightarrow$ refroidissement

$x_m > x_s \Rightarrow$ déshumidification

la puissance frigorifique de la batterie froide :

$Q_{BF} = \rho * V_S * (h_m - h_s)$

$Q_{BF} = 1.2 * 131916.67 * (14.47 - 11.8)$

**$Q_{BF}$=422661 kcal/h**

Débit d'eau à enlever :

$W = \rho * V_S * (x_m - x_s)$

$W = 1.2 * 131916.67 * (12.01 - 11.3)$

**W = 112393 kcal/h**

**Période hivernale :**

$h_m < h_s \Rightarrow$ chauffage

$x_m < x_s \Rightarrow$ humidification

la puissance calorifique de la batterie chaude :

$Q_{BC} = \rho * V_S * (h_s - h_m)$

$Q_{BC} = 1.2 * 131916.67 * (10.62 - 8.2)$

**$Q_{BC}$ = 383086 kcal/h**

Débit d'eau :

$W = \rho * V_S * (x_s - x_m)$

$W = 1.2 * 131916.67 * (7.3 - 6.69)$

**W = 96563 kcal/h**

## C.T.A04 1er étage

### Fonctionnement en été:

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | $Q_S$ [Kcal/h] | W [g/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 238069.9 | 163923.35 | 74147 | 28 | 50 | 14 | 11.9 | 38 | 30 | 16.9 | 12.6 | 11.8 | 11.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] | J [Kcal/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 21 | 102981.94 | 17070 | 85911.94 | 14.48 | 12.02 | 29.68 | 3210.78 |

### Fonctionnement en hiver :

| $Q_{TOT}$ [Kcal/h] | Ti [°C] | $\emptyset_i$ [%] | Hi [kcal/kg] | $X_i$ [g/kg] | Te [°C] | $\emptyset_e$ [%] | He [kcal/kg] | $x_e$ [g/kg] | $h_s$ [kcal/kg] | $x_s$ [g/kg] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 145361.78 | 20 | 50 | 9.28 | 7.3 | 2 | 80 | 2.57 | 3.5 | 10.47 | 7.3 |

| $T_s$[°C] | $V_S$ [$m^3$/h] | $V_{af}$ [$m^3$/h] | $V_r$[$m^3$/h] | $h_m$ [kcal/kg] | $x_m$ [g/kg] | $T_m$ [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 25.3 | 102981.94 | 17070 | 85911.94 | 8.17 | 6.67 | 17.02 |

### Etude de processus représenté :

**<u>Période estivale :</u>**

$h_m > h_s \Rightarrow$ refroidissement

$x_m > x_s \Rightarrow$déshumidification

la puissance frigorifique de la batterie froide :

$Q_{BF}= \rho *V_S*( h_m -h_s)$

$Q_{BF}= 1.2 *102981.94*(14.48-11.8)$

**$Q_{BF}$= 331189.92 kcal/h**

Débit d'eau à enlever :

$W= *V_S*( x_m - x_s)$

$W = 1.2*102981.94*( 12.02-11.3)$

**W = 88976.4 kcal/h**

**<u>Période hivernale :</u>**

$h_m < h_s \Rightarrow$ chauffage

$x_m < x_s \Rightarrow$ humidification

la puissance calorifique de la batterie chaude :

$Q_{BC} = \rho *V_S*( h_s – h_m )$

$Q_{BC} = 1.2*102981.94* (10.47-8.17)$

**$Q_{BC}$ = 284230.15 kcal/h**

Débit d'eau :

$W = \rho *V_S*( x_s - x_m )$

$W = 1.2* 102981.94*( 7.3-6.67 )$

**W = 77854.35 kcal/h**

**Exemple R09 :**

**a-période estivale:**

❖ Conditions extérieurs:

$T_e$=38 °C (H-X) $X_e$=12.6g/kg

$\Phi_e$=30% $h_e$=16.9kcal/kg

❖ Conditions intérieures:

$T_i$=28°C (H-X) $X_i$=11.4g/kg

$\Phi_e$=50% $h_i$=14kcal/kg

❖ *Paramètres de soufflage:*

$h_s = f(t_s, j)$

On a : $t_s$=27-(6→8°C) donc $t_s$=27-6 =21°C c'est la température de soufflage de la centrale vers les locaux dans la période estivale.

On a : $j=Q_{tot}/W$ [kcal/kg]

W=(80*81.03)/600 =10.80 kg/h

$Q_{tot}$ =33031.21kcal/h

Donc :

j=33031.21/10.80 =1875.45 kcal/kg

D'après le diagramme de l'air humide en trouve :

$H_s$=11.4 kcal/kg

$X_s$=10.5 g/kg

$\Phi_s$=68%

❖ *Calcul des débits:*

On a: $Q_{tot}$ =70 508.8 w =60 783.43kcal/h

N =240 pérsonnes

W =32410 g/h

$Q_s = Q_{tot} - Q_l = 60783.43 - (240*81.03) = 41335.17$ kcal/h

Donc :

- $V_{S1} = Q_{tot} / (\rho*(h_i - h_s)) = 60783.43/(1.2*(14-11.4)) = 19481.88 m^3/h$
- $V_{S2} = W/(\rho*(x_i - x_s)) = 32410/(1.2*(11.4-10.5)) = 19261.67 m^3/h$
- $V_{S3} = Q_s/(\rho*c_p*(t_i - t_s)) = 41335.17/(1.2*0.25*(28-21)) = 19683.42 m^3/h$

❖ *Calcul de serreurs:*

- $E_1 = ((V_{S1} - V_{S2})/V_{S1})*100 = 1.13\%$
- $E_2 = ((V_{S3} - V_{S1})/V_{S3})*100 = 1.02\%$
- $E_3 = ((V_{S3} - V_{S2})/V_{S3})*100 = 2.14\%$

Puisque le plus petite est 1.02% donc en prend le volume d'air soufflé le plus grand des deux de deuxième volume calculé donc

**$V_s = 19683.42\ m^3/h$**

Le débit d'air frais nécessaire :

$V_{af} = N*V = 30*240 = 7200\ m^3/h$

On à $V_{af} > 10\%$ de $V_S$ donc $V_{af} = 7200\ m^3/h$

Dans ce cas :

$V_r = V_S - V_{af} = 19683.42 - 7200 = 12483.42 m^3/h$

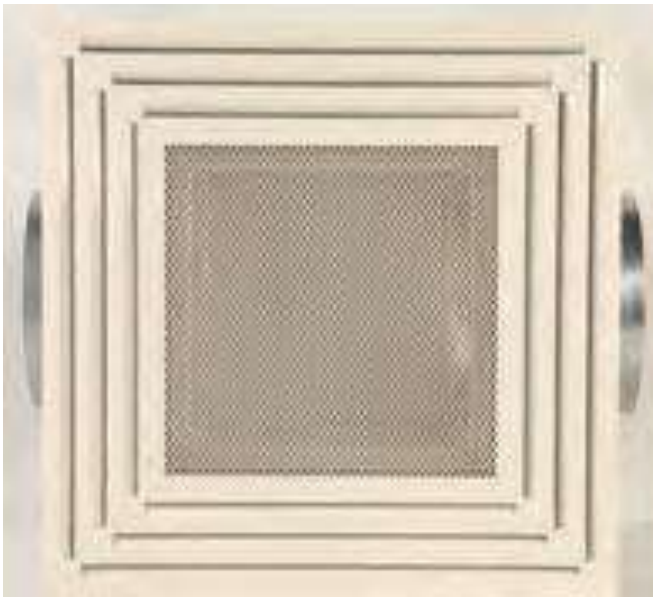
## V.3.Choix et disposition des bouches:

Pour assurer une bonne diffusion de l'air dans les différents locaux, on opte pour un système par mélange, principe consistant à souffler l'air en partie haute avec une vitesse suffisamment grande pour permettre son mélange avec l'air du local et atteindre la zone occupée. Dans notre cas on opte pour des diffuseurs plafonniers pour le soufflage et la reprise.

### Choix des bouches de soufflage et de reprise :

Il y a plusieurs paramètres qui interviennent directement dans le choix des bouches, tels que la vitesse de l'air, la portée du jet d'air de la bouche, ainsi que la perte de charge de chaque bouche.

Pour notre projet on choisie les bouches de soufflage et reprise d'après le catalogue France AIR DAP 195 S/R[13]



**Remarque :**

**Pour notre installation on utilise un faux plafond comme ci-après.**





## Les caractéristiques des bouches de soufflage

### RDC

| Local | $V_s$ ($m^3/h$) | type | $V_{ab}$ | Nbr | W (m/s) | X (m) | $P_T$ (Pa) | NR | a (mm) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **R001** | 21319.46 | DAP 195 S/R | 1400 | 15 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **R002** | 13898.16 | DAP 195 S/R | 1000 | 14 | 6.00 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **R003** | 1483.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **R004** | 1345.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **R005** | 21692.82 | DAP 195 S/R | 1400 | 16 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **R006** | 13924.11 | DAP 195 S/R | 1000 | 14 | 6.00 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **R007** | 1345.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **R008** | 1483.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **R009** | 19683.42 | DAP 195 S/R | 1400 | 14 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **R010** | 12857.14 | DAP 195 S/R | 1200 | 11 | 7.2 | 4.1 | 68 | 50 | 600 |
| **R011** | 1345.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **R012** | 1483.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **R013** | 2909.38 | DAP 195 S/R | 800 | 4 | 5.4 | 2.5 | 49 | 42 | 675 |
| **R014** | 10029.75 | DAP 195 S/R | 1200 | 8 | 6.3 | 3.5 | 73 | 45 | 675 |
| **R015** | 724.14 | DAP 195 S/R | 600 | 1 | 4.7 | 2.4 | 23 | 39 | 600 |
| **R016** | 26652.2 | DAP 195 S/R | 1400 | 19 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **R017** | 3588.43 | DAP 195 S/R | 1200 | 3 | 6.3 | 3.5 | 73 | 45 | 675 |
| **R018** | 16352.96 | DAP 195 S/R | 1400 | 12 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **R019** | 9944.55 | DAP 195 S/R | 1200 | 8 | 6.3 | 3.5 | 73 | 45 | 675 |
| **R020** | 41711.7 | DAP 195 S/R | 1400 | 30 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **R021** | 2838.25 | DAP 195 S/R | 800 | 4 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |

## Les caractéristiques des bouches de reprise

### RDC

| Local | $V_s$ ($m^3/h$) | type | $V_{ab}$ | Nbr | W (m/s) | X (m) | $P_T$ (Pa) | NR | a (mm) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **R001** | 19187.51 | DAP 195 S/R | 1400 | 14 | 7 | 4.2 | 110 | 50 | 600 |
| **R002** | 11948.16 | DAP 195 S/R | 1000 | 12 | 6.00 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| **R003** | 1303.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R004** | 1165.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R005** | 19523.54 | DAP 195 S/R | 1400 | 14 | 7 | 4.2 | 110 | 50 | 600 |
| **R006** | 12531.7 | DAP 195 S/R | 1000 | 13 | 6.00 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| **R007** | 1165.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R008** | 1303.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R009** | 12483.42 | DAP 195 S/R | 1400 | 10 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| **R010** | 10457.14 | DAP 195 S/R | 1200 | 9 | 7.2 | 4.1 | 67 | 46 | 600 |
| **R011** | 1165.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R012** | 1303.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| **R013** | 2618.44 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 5.4 | 2.5 | 23 | 35 | 675 |
| **R014** | 9026.78 | DAP 195 S/R | 1200 | 8 | 6.3 | 3.5 | 58 | 45 | 675 |
| **R015** | 651.73 | DAP 195 S/R | 600 | 1 | 4.7 | 2.4 | 14 | 29 | 600 |
| **R016** | 14652.2 | DAP 195 S/R | 1400 | 11 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| **R017** | 588.43 | DAP 195 S/R | 400 | 2 | 4.8 | 2.2 | 6 | 19 | 600 |
| **R018** | 14717.7 | DAP 195 S/R | 1400 | 11 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| **R019** | 8444.55 | DAP 195 S/R | 1200 | 7 | 6.3 | 3.5 | 58 | 45 | 675 |
| **R020** | 25911.7 | DAP 195 S/R | 1400 | 19 | 7 | 4.2 | 110 | 50 | 600 |
| **R021** | 2554.43 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |

# Les caractéristiques des bouches de soufflage

## 1er étage

| Local | $V_s$ [$m^3$/h] | Type | $V_{SB}$ [$m^3$/h] | Nombre | W [m/s] | X [m] | $P_T$ [Pa] | NR | a [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **E101** | 34122.7 | DAP 195 S/R | 1400 | 24 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **E102** | 35543.9 | DAP 195 S/R | 1400 | 25 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **E103** | 21522.33 | DAP 195 S/R | 1400 | 15 | 7 | 4.2 | 82 | 48 | 600 |
| **E104** | 1552.63 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 41 | 600 |
| **E105** | 1552.63 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 47 | 47 | 600 |
| **E106** | 5780.63 | DAP 195 S/R | 1000 | 6 | 6 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **E107** | 2570.35 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E108** | 1580.77 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E109** | 1542.2 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E110** | 2543.7 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E111** | 2511.29 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E112** | 2543.7 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E113** | 3363.64 | DAP 195 S/R | 1000 | 3 | 6 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **E114** | 1875.67 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E115** | 2863.18 | DAP 195 S/R | 1000 | 3 | 6 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **E116** | 1418.14 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E117** | 1345.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E118** | 1483.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E119** | 10028.33 | DAP 195 S/R | 1400 | 7 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **E120** | 7139 | DAP 195 S/R | 1200 | 6 | 6.3 | 3.5 | 73 | 45 | 675 |
| **E121** | 10701.4 | DAP 195 S/R | 1400 | 8 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **E122** | 7812.1 | DAP 195 S/R | 1200 | 7 | 6.3 | 3.5 | 73 | 45 | 675 |
| **E123** | 1652.57 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E124** | 2246.12 | DAP 195 S/R | 1000 | 2 | 6 | 3.4 | 47 | 45 | 600 |
| **E125** | 1171.1 | DAP 195 S/R | 600 | 2 | 4.7 | 2.4 | 23 | 39 | 600 |
| **E126** | 1764.63 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E127** | 9056.82 | DAP 195 S/R | 1400 | 6 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |
| **E128** | 3096.98 | DAP 195 S/R | 800 | 4 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E129** | 3096.98 | DAP 195 S/R | 800 | 4 | 6.2 | 3.2 | 41 | 47 | 600 |
| **E130** | 33661.66 | DAP 195 S/R | 1400 | 24 | 7.3 | 4.1 | 99 | 49 | 675 |

## Les caractéristiques des bouches de reprise

## 1er étage

| Local | $V_r$ [$m^3$/h] | Type | $V_{SB}$ [$m^3$/h] | Nbre | W [m/s] | X [m] | $P_T$ [Pa] | NR | A [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| E101 | 25122.7 | DAP 195 S/R | 1400 | 18 | 7 | 4.2 | 110 | 50 | 600 |
| E102 | 26543.9 | DAP 195 S/R | 1400 | 19 | 7 | 4.2 | 110 | 50 | 600 |
| E103 | 21522.33 | DAP 195 S/R | 1400 | 15 | 7 | 402 | 110 | 50 | 600 |
| E104 | 1397.42 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E105 | 1397.42 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E106 | 5202.57 | DAP 195 S/R | 1000 | 5 | 6 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| E107 | 2300.35 | DAP 195 S/R | 1000 | 2 | 6 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| E108 | 1422.69 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E109 | 1387.98 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E110 | 2289.33 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E111 | 2260.16 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E112 | 2289.33 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E113 | 2913.64 | DAP 195 S/R | 1000 | 3 | 6 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| E114 | 1688.1 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E115 | 2413.18 | DAP 195 S/R | 1000 | 2 | 6 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| E116 | 1268.14 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E117 | 1345.35 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E118 | 1303.56 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E119 | 9025.5 | DAP 195 S/R | 1400 | 6 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| E120 | 6425.1 | DAP 195 S/R | 1200 | 5 | 6.3 | 3.5 | 58 | 45 | 675 |
| E121 | 9631.26 | DAP 195 S/R | 1400 | 7 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| E122 | 7030.89 | DAP 195 S/R | 1200 | 6 | 6.3 | 3.5 | 58 | 45 | 675 |
| E123 | 1472.57 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E124 | 2021.51 | DAP 195 S/R | 1000 | 2 | 6 | 3.4 | 47 | 42 | 600 |
| E125 | 991.1 | DAP 195 S/R | 600 | 2 | 4.7 | 2.4 | 14 | 29 | 600 |
| E126 | 1584.63 | DAP 195 S/R | 800 | 2 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E127 | 8151.14 | DAP 195 S/R | 1400 | 6 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |
| E128 | 2496.98 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E129 | 2496.98 | DAP 195 S/R | 800 | 3 | 6.2 | 3.2 | 26 | 36 | 600 |
| E130 | 21661.66 | DAP 195 S/R | 1400 | 15 | 7.3 | 4.1 | 79 | 49 | 675 |

## V.4.Calcul aéraulique[10]

### Introduction:

Le but principal du calcul aéraulique est de déterminer les dimensions des tronçons des gaines constituants le réseau, les pertes de charge dans le réseau afin d'avoir une distribution homogène de l'air.

### V.1.1.Méthode de calcul:

1-En fonction des bouches de soufflage et de reprise.

2- On Détermine le réseau de gaine et on mesure les longueurs des tronçons.

3-déterminer le débit total de fonctionnement de la CTA.

4-déterminer le débit d'air dans chaque tronçon.

5- tirer le diamètre équivalent en [mm].

6- estimation des vitesses dans tous les tronçons [4-8m/s].

7-tire la section estimative à partir de la formule :

$$S = V_s / w*3600$$

8-normaliser les hauteurs et les largeurs pour tirer la section et la vitesse effective de chaque tronçon.

9-tire la perte de charges linéaire unitaire R d'après les abaques (abaque №11 du **RIETSCHEL Tome II)** à l'aide du débit et de diamètre équivalent.

10-calcul les pertes de charge linéaire par la formule:

$\Delta P_L = R*L$

$\Delta P_L$ : pertes de charge linières (mmce)

R : pertes de charges unitaire (mmce)

L : longueur du tronçon[m]

10- d'après les changements de direction et le changement de section des tronçons en tire le coefficient de perte de charge singulière $\sum\xi$.

En calcul les pertes de charge singulière par la formule suivante :

$Z= \sum\xi*\rho*(w^2/2g)$

: Coefficient de pertes de charge singulières .

$\rho$ : Masse volumique de l'air ($Kg/m^3$).

W : vitesse de l'air (m/s).

g : la gravité ($m/s^2$).

En déduit les pertes de charge totale (R*L+Z) pour chaque tronçon.

Déterminer le circuit le plus défavorable.

**V.5.L'équilibrage :**

L'équilibrage est réalisé par la création d'une perte de charge supplémentaire dans le circuit déséquilibré au moyen de diaphragmes tel que :

$$[(\Delta P_{def} - \Delta P_{cir}) / (\Delta P_{def})] * 100 \leq 10\%$$

$\Delta P_{def}$ : perte de charge du circuit le plus défavorable (mmce)

$\Delta P_{cir}$ : perte de charge du circuit à équilibrer (mmce)

**Calcul des diaphragmes :**

Pour déterminer la section d'un diaphragme, il faut savoir la perte de charge à créer par ce diaphragme .cette perte est la différence de pression entre le circuit le plus défavorisé et le circuit à équilibrer.

$$\Delta P_{diaph} = \Delta P_{def} - \Delta P_{cir} \quad \text{(mmce)}$$

$\Delta P_{diaph}$ : perte de charge crée par le diaphragme (mmce)

Pour déterminer la section de diaphragme, on fait le calcul de coefficient $\xi$ qui est donné Par la relation suivante :

$\xi = \Delta P_{diaph} / \Delta P_{dyn}$

$\Delta P_{dyn} = \rho * (w^2/2*g)$

$\Delta P_{dyn}$ : la pression dynamique dans le tronçon en [mmce]

$\rho$ : Masse volumique de l'air ($Kg/m^3$).

w: vitesse effective du circuit a équilibré (m/s)

Le diamètre équivalent du diaphragme sera tire à partir du tableau suivant :

| **$deq^2/Deq^2$** | **0.05** | **0.1** | **.15** | **0.20** | **0.25** | **0.30** | **0.35** | **0.40** | **0.45** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\xi$ | 1000 | 300 | 100 | 50 | 30 | 20 | 15 | 8 | 7 |
| **$deq^2/Deq^2$** | 0.50 | 0.55 | 0.60 | 0.65 | 0.70 | 0.75 | 0.80 | 0.85 | 0.90 |
| $\xi$ | 4 | 3 | 2 | 1.5 | 1 | 0.7 | 0.4 | 0.25 | 0.15 |

**Tableau : diamètre équivalent du diaphragme [10]**

deq : diamètre équivalent du diaphragme.

Deq : diamètre équivalent du tronçon.

$\xi$ : Coefficient de perte de charge singulière du diagramme.

$deq = \sqrt{(deq^2/Deq^2)} * Deq$

**Remarque :**

**Le calcule aéraulique de soufflage et de reprise dans les tableaux (Annexe).**

# *Chapitre VI*
# *Choix des Appareillages*

## VI.1.Introduction:

Le choix du matériel s'effectue essentiellement grâce aux catalogues des fabricants et des constructeurs, qui donnent les différentes caractéristiques techniques des appareils.

En tant qu'ingénieurs nous devons choisir le matériel de façon à réaliser un compromis entre le cout d'investissement et un fonctionnement optimal de l'installation.

## VI.2.Choix des C.T.A:

- **C.T.A (1) RDC:**

le débit total soufflé par la CTA est $V_S$ =104009.63 $m^3$/h donc d'après le catalogue CIAT en à choisie la CTA qu'elle a les caractéristique suivants :

| CTA | Type | Débit d'air m/h | Batteries H*L (m) | Longueur (m) | Largeur (m) | Hauteur (m) | Vitesse de l'air m/s |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Clima ciat | 1600 | 132710 | 2.56*4.8 | 5.22 | 4.8 | 2.790 | 3 |

- **C.T.A (2) RDC:**

le débit total soufflé par la CTA est $V_S$ =123132.28 $m^3$/h donc d'après le catalogue CIAT en à choisie la CTA qu'elle a les caractéristique suivants :

| CTA | Type | Débit d'air m/h | Batteries H*L (m) | Longueur (m) | Largeur (m) | Hauteur (m) | Vitesse de l'air m/s |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Clima ciat | 1600 | 132710 | 2.56*4.8 | 5.22 | 4.8 | 2.790 | 3 |

- **C.T.A (03) 1$^{er}$ étage:**

Le débit totale soufflé par la CTA03 DU 1$^{er}$ étage est :

$V_S$ = 120200 $m^3$/h donc d' après le catalogue CIAT on choisie la CTA qu'elle les caractéristiques suivants :

| CTA | Type | Débit d'air [$m^3$/h] | Batterie H*L [m] | Longueur [m] | Largeur [m] | Hauteur [m] | Vitesse [m/s] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Climat CIAT | 1600 | 132710 | 2.56*4.8 | 5.22 | 4.8 | 2.79 | 3 |

- **CTA04 1er étage:**

| CTA | Type | Débit d'air [$m^3$/h] | Batterie H*L [m] | Longueur [m] | Largeur [m] | Hauteur [m] | Vitesse [m/s] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Climat CIAT | 1200 | 94000 | 2.56*3.4 | 3.84 | 3.4 | 2.79 | 3 |

## VI.3.Choix des batteries chaudes et froides des CTA:

### CTA (1) RDC :

a) *Batterie chaude:*

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance batterie et chaude est $P_{BC}$ =500.94 KW

La puissance reélle de la batterie est calculé par :

$Q_{calculée} = Q_{BC} / (K_1 * K_2)$

Avec $K_1$ ,$K_2$ sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau

En à :

1) Vitesse de l'air est 3m/s
2) Régime d'eau90/70

3) Température d'entrée du mélange est $t_m$ =14.2°C

Donc:

$K_1$=0.9 , $K_2$=0.75

$Q_{calculé}$ =500.94 /(0.9 *0.75)

=742.13 KW

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale (KW) | Régime d'eau | Entré d'air (°c) | Vitesse de l'air (m/) | type | Pertes de charge (mmce) |
|---|---|---|---|---|---|
| 800 | 90 -70 | 10 | 3.00 | 4 range | 4.3 |

*b) <u>Batterie froide:</u>*

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance batterie et chaude est $P_{BC}$ =469.1 KW

La puissance réelle de la batterie est calculé par :

$Q_{calculée}$ =$Q_{BC}$ /($K_1$ *$K_2$)

Avec $K_1$ ,$K_2$ sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau

En à :

4) Vitesse de l'air est 3m/s
5) Régime d'eau7/12
6) Température d'entrée du mélange est $t_m$ =31.25°C

Donc:

$K_1$=0.9 , $K_2$=1

$Q_{calculé}$ = 469.1 /(0.9 *1)

=551.22 KW

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale (KW) | Régime d'eau | Entré d'air (°c) | Vitésse de l'air (m/) | type | Pertes de charge (mmce) |
|---|---|---|---|---|---|
| 625 | 7 -12 | 26 -32 | 3.00 | 6 range | 4.1 |

**CTA (2) RDC :**

c) *Batterie chaude:*

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance batterie et chaude est $P_{BC}$ =500.48KW

La puissance reélle de la batterie est calculé par :

$Q_{calculée} = Q_{BC} / (K_1 * K_2)$

Avec $K_1$ ,$K_2$ sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau

En à :

7) Vitesse de l'air est 3m/s
8) Régime d'eau90/70
9) Température d'entrée du mélange est $t_m$ =16.17°C

Donc:

$K_1$=0.9 , $K_2$=0.75

$Q_{calculé}$ =500.48 /(0.9 *0.75)

=741.46 KW

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale (KW) | Régime d'eau | Entré d'air (°c) | Vitésse de l'air (m/) | Type | Pertes de charge (mmce) |
|---|---|---|---|---|---|
| 800 | 90 -70 | 10 | 3.00 | 4 range | 4.3 |

*Batterie froide :*

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance batterie et chaude est $P_{BC}$ =529.63 KW

La puissance reélle de la batterie est calculé par :

$Q_{calculée} = Q_{BC} / (K_1 * K_2)$

Avec $K_1$ ,$K_2$ sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau

En à :

10) Vitesse de l'air est 3m/s
11) Régime d'eau7/12
12) Température d'entrée du mélange est $t_m$ =30.13°C

Donc:

$K_1$=0.9 , $K_2$=1

$Q_{calculé}$ =523.63 /(0.9 *1)

=588.47 KW

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale (KW) | Régime d'eau | Entré d'air (°c) | Vitésse de l'air (m/) | type | Pertes de charge (mmce) |
|---|---|---|---|---|---|
| 625 | 7 -12 | 26 -32 | 3.00 | 6 range | 4.1 |

**CTA 03 1er étage**

a)Batterie chaude **:**

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance de la batterie Chaude est **$P_{BC}$ = 444.390 KW**

La puissance réelle de la batterie est calculé par :

$Q_{cal} = Q_{BC}/K_1 * K2$

Avec k1 ; k2 sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau.

En à :

1- Vitesse de l'air est 3 m/s
2- Régime d'eau 90/70 °C
3- Température d'entrée du mélange est $t_m$ = 17.1 °C

Donc :

$K_1$ = 0.9 ; $k_2$ = 0.75

$Q_{cal}$ =444.39/0.9*0.75

**$Q_{cal}$ = 658.36 KW**

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale [KW] | Régime d'eau [°C] | Entré d'air [°C] | Vitesse de l'air [m/s] | Type | Pertes de charge [mm ce] |
|---|---|---|---|---|---|
| 700 | 90-70 | 10 | 3 | 4 rangs | 4.3 |

a)Batterie froide:

**$P_{BCF}$= 490.29 KW**

La puissance réelle de la batterie est calculé par :

$Q_{CAL}= Q_{BF}/K_1*K2$

Avec k1 ; k2 sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau.

En à :

1- Vitesse de l'air est 3 m/s
2- Régime d'eau 7/12 °C
3- Température d'entrée du mélange est $t_m$ = 30°C

Donc :

$K_1 = 0.9$ ; $k_2 = 1$

$Q_{cal}$ =490.29/0.9*1

**$Q_{cal}$ = 544.77 KW**

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisie une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale [KW] | Régime d'eau [°C] | Entré d'air [°C] | Vitesse de l'air [m/s] | Type | Pertes de charge [mm ce] |
|---|---|---|---|---|---|
| 600 | 7/12 | 10 | 3 | 6 rangs | 4.1 |

**CTA 04 1er étage :**

a)Batterie chaude:

D'après les débits de soufflage de la CTA représenté avant et la puissance de la batterie

Chaude est **$P_{BC}$ = 329.71KW**

La puissance réelle de la batterie est calculé par :

$Q_{cal} = Q_{BC}/K_1*K2$

Avec k1 ; k2 sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau.

En à :

4- Vitesse de l'air est 3 m/s
5- Régime d'eau 90/70°C
6- Température d'entrée du mélange est $t_m$ = 17.02°C

Donc :

$K_1 = 0.9$ ; $k_2 = 0.75$

$Q_{cal}$ =329.71/0.9*0.75

**$Q_{cal}$ = 488.45 KW**

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisi une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes

| Puissance nominale [KW] | Régime d'eau [°C] | Entré d'air [°C] | Vitesse de l'air [m/s] | Type | Pertes de charge [mm ce] |
|---|---|---|---|---|---|
| 500 | 90-70 | 10 | 3 | 4 rangs | 4 |

b)Batterie froide:

**$P_{BF}$ = 384.18 KW**

La puissance réelle de la batterie est calculé par :

$Q_{cal} = Q_{BF}/K_1 * K2$

Avec k1 ; k2 sont des coefficients tenant compte du rendement de la batterie et les caractéristiques thermo physiques d'eau.

En à :

4- Vitesse de l'air est 3 m/s
5- Régime d'eau 7/12 °C
6- Température d'entrée du mélange est $t_m$ = 29.68 °C

Donc :

$K_1$ = 0.9 ; $k_2$ = 1

$Q_{cal}$ =384.18/0.9*1

**$Q_{cal}$ = 426.87 KW**

Donc du catalogue HYDRONIC on a choisi une batterie qu'elle a les caractéristiques suivantes :

| Puissance nominale [KW] | Régime d'eau [°C] | Entré d'air [°C] | Vitesse de l'air [m/s] | Type | Pertes de charge [mm ce] |
|---|---|---|---|---|---|
| 500 | 7/12 | 10 | 3 | 6 rangs | 3.9 |




## VI.4.Choix des filtres:

On a choisie pour notre centrale deux filtres à poches :

-efficacité : 95% ASHRAE opacimétrique.

-classification : Ml non inflammable.

-les pertes de charge : $\Delta P = 33.1$ mmH g

## VI.5.Choix du groupe frigorifique:

Les critères de choix d'un groupe de production d'eau glacée sont :

- La puissance à fournir$Q_{frig}$.
- Le régime defonctionnement.

$$\mathbf{Q_{frig} = Q_{v\text{-}c}(1+Z_r)} \quad [Kw]$$

Où:

$\mathbf{Q_{frig}}$ : besoins frigorifiques du bâtiment [w/h]

$\mathbf{Q_{v\text{-}c}}$ : la somme des puissances frigorifiques des ventilo-convecteurs

$\mathbf{Z_r}$: coefficient de majoration

**Application :**

Dans notre projet on a :

Le régime d'eau : **7-12** °C

$\mathbf{Q_{v\text{-}c}}$ **= 1009.16**

En prend **Zr =** 0.15

$\mathbf{Q_{frig}}$ **=** 1089.16*(1+0.15)

$\mathbf{Q_{frig}}$ **= 1110.08KW**

D'après le catalogue **CIAT** notre choix s'est porté sur **HYDROCIAT.**

| HYDROCIAT LW - LWN - LWP | | | 2500BZ | 2500BZ HPS | 2800BZ | 2800BZ HPS | 3200BZ HPS | 3400BZ HPS | 3750BZ HPS | 4200BZ HPS |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Version LW - LWP | Puissance frigorifique (1) | kW | 624 | 670 | 705 | 755 | 834 | 887 | 983 | 1113 |
| | Puissance absorbée (3) | kW | 162 | 168 | 179 | 186 | 212 | 226 | 250 | 283 |
| Version LWN | Puissance frigorifique (2) | kW | 619 | 664 | 690 | 744 | - | - | - | - |
| | Puissance absorbée (3) | kW | 169 | 175 | 190 | 198 | - | - | - | - |
| Compresseur | Type | | Double-vis hermétique accessible | | | | | | | |
| | Nombre | | 2 | | | | 3 | | | |
| | Vitesse de rotation | tr/mn | 2900 | | | | | | | |
| | Fluide frigorigène R407C | kg | 2 x 62 | 2 x 63 | 2 x 69 | 2 x 70 | 70 + 2 x 45 | 2 x 63 + 45 | 3 x 63 | 3 x 70 |
| | Régulation de puissance | | continue de 25 à 100 % (50 à 100% sur chaque compresseur) | | | | continue de 17 à 100 % (50 à 100% sur chaque compresseur) | | | |
| | Type d'huile pour R407c (4) | | BITZER BSE 170 | | | | | | | |
| | Charge d'huile compresseurs | litres | 2 x 22 | | | | 22 + 2 x 15 | 2 x 22 + 15 | 3 x 22 | |
| Evaporateur | Type | | Multitubulaire à détente sèche | | | | | | | |
| | Nombre | | 1 | | | | | | | |
| | Contenance en eau | litres | 188 | | | | 267 | | | 353 |
| | Raccordement hydraulique | | Type VICTAULIC | | | | | | | |
| | Pression maxi côté eau | bar | 10 | | | | | | | |
| | Débit d'eau maxi | m3/h | 150 | | | | 180 | | | 211 |
| Condenseur à eau | Type | | Multitubulaire | | | | | | | |
| | Nombre | | 2 | | | | 3 | | | |
| | Contenance en eau | litres | 2 x 49 | | 2 x 56 | | 56 + 2 x 36 | 2 x 49 + 36 | 3 x 49 | 3 x 56 |
| | Raccordement hydraulique | | BRIDES | | | | | | | |
| | Pression maxi côté eau | bar | 10 | | | | | | | |
| | Débit d'eau maxi | m3/h | 240 | | 300 | | 316 | 310 | 333 | 420 |
| Réservoir LWN | Contenance | litres | 2 x 170 | | | | - | - | - | - |
| Version Standard | Lw / Lp (5) | dB(A) | 102 / 70 | | 105 / 73 | | 102 / 70 | | 103 / 71 | 105 / 73 |
| Version Low Noise | Lw / Lp (5) | dB(A) | 93 / 61 | | 96 / 64 | | | 94 / 62 | 96 / 64 | 98 / 66 |



## VI.6.Choix de la chaudière:

Les chaudières sont des échangeurs de chaleur ayant pour rôle de produire le fluide caloporteur qui transmet le chaud. Elles sont généralement en fonte ou en acier et utilisent un combustible solide ou gazeux (celles qui utilisent deux tubes de combustible sont dits mixte) ses éléments constructifs les plus important sont :

- Lebrûleur
- Le foyer (chambre où se déroule lacombustion)
- Bloc derégulation

La chaudière est choisie à partir de la puissance calorifique nominale qui est garantie par le constructeur et on fonction des besoins du bâtiment en chaleur.

$$\mathbf{Q_{chaudière} = Q_{tot} * (1+Zr)}$$

**Qtot :** besoins calorifiques totaux [KW]

**Zr :** coefficient de majoration pour compenser les pertes calorifiques dans le réseau.

Quelques valeurs usuelles de Zr :

-Pour tuyauterie protégée, colonne montante le long des murs intérieurs ou tuyauterie avec calorifuge dans les pièces froides **Zr**=0.05.

-Pour tuyauterie moins protégée, colonne montante le long des murs extérieurs **Zr**=0.1.

-Tuyauterie avec le réseau très étendu, sans calorifuge **Zr**=0.15,

**Application :**

**Qtot** : besoin calorifique de chauffage qui est la quantité de chaleur fournie par les ventilo convecteurs

Zr = 0.15

Donc

**Qch** = 910.30* 1.15 = **1001 [KW]**

A partir du catalogue **« CHAPPÉE»** notre choix s'est porté sur la chaudière qui suit : ARIZONA EVOLUTION 145-B23 avec une puissance nominale de 1006 w

Il s'agit d'une chaudière pour une installation de chauffage. Le type de combustible peut être le fioul ou le gaz naturel.

La pression d'utilisation normale est de 3 bar. Une isolation spéciale en fibre céramique est appliquée sur la porte frontale.

Pour notre installation on a utilisé deux chaudières chaque une marche avec 66% de sa puissance nominal pour les raison suivantes :

- Augmenté le rendement deschaudières

Assuré le chauffage de l installation on cas de l arrêt ou la panne d'une des deux chaudières

| Arizona Evolution 1 et 2 C | | Modèles | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 99 | 115 | 145 | 175 | 232 | 290 | 348 | 465 | 580 | 700 | 815 | 930 |
| Type de générateur | | Chauffage | | | | | | Chauffage | | | | | |
| Evacuation | | Cheminée | | | | | | Cheminée | | | | | |
| | Type | B23 | | | | | | B23 | | | | | |
| Nbre d'étoiles CE - Directive rendement 92/42/CEE | | * * | | | | | | ** | Non concerné | | | | |
| Type de chaudière | | Basse Température | | | | | | Basse Température | | | | | |
| Référence CE | | 1312BR4873 | | | | | | 1312BR4873 | | | | | |
| Puissance nominale | kW | 101 | 119 | 149 | 180 | 238 | 297 | 354 | 475 | 591 | 707 | 822 | 940 |
| Débit calorifique | kW | 109 | 129 | 161 | 194 | 256 | 320 | 380 | 509 | 633 | 757 | 880 | 1006 |
| Rendement charge 100% et 70°C | % | 92,55 | 92,61 | 92,66 | 92,72 | 92,83 | 92,94 | 93,06 | 93,4 | 93,4 | 93,4 | 93,4 | 93,4 |
| Rendement charge 30% et 50°C | % | 91,92 | 92,12 | 92,34 | 92,56 | 93 | 93,44 | 93,7 | 93,7 | 93,7 | 93,7 | 93,7 | 93,7 |
| Volume du circuit des fumées (foyer inclus) | l | 188 | 227 | 227 | 282 | 361 | 381 | 494 | 695 | 788 | 788 | 872 | 872 |
| Résistance du circuit des fumées | mbar | 0,57 | 0,74 | 0,92 | 1,1 | 1,45 | 1,8 | 2,16 | 2,7 | 2,9 | 3 | 3,21 | 3,4 |
| Température des fumées | °C | 140 - 180 | | | | | | 140 - 180 | | | | | |
| Pertes à l'arrêt Δt = 30 K | W | 823 | 898 | 898 | 677 | 1198 | 1198 | 963 | 1190 | 1317 | 1317 | 1456 | 1456 |
| Débit nominal d'eau à Pn, Δt = 20 K | m³/h | 4,2 | 5,0 | 6,3 | 7,6 | 10,0 | 12,5 | 14,9 | 20,0 | 24,9 | 29,7 | 34,6 | 39,5 |
| Débit nominal d'eau à Pn, Δt = 15 K | m³/h | 5,7 | 6,7 | 8,4 | 10,1 | 13,3 | 16,7 | 19,9 | 26,6 | 33,1 | 39,6 | 46,1 | 52,7 |
| ΔP chaudière à débit nominal | mbar | 20 | 23 | 23 | 25 | 29 | 29 | 33 | 32 | 35 | 35 | 47 | 47 |
| Contenance en eau | l | 105 | 120 | 120 | 186 | 250 | 250 | 320 | 565 | 635 | 635 | 690 | 690 |
| Pression maxi d'utilisation | bar | 4 | | | | | | 5 | | | | | |
| Référence PV essai | | RE 07-181 | | | | | | RE 07-181 | | | | | |
| Organisme | | Baxi | | | | | | Baxi | | | | | |


CHAPPEE

# *Chapitre -VII-*

# *Régulation*

# Régulation

## XII.1.Introduction :[5]

De nos jours, l'usage généralisé de la régulation est nécessaire pour une meilleure rentabilité des installations, car la variation rapide des phénomènes nécessite une grande précision de réglage.

## XII.2.La régulation automatique :

### A- But:

La régulation automatique a pour but de maintenir automatiquement (sans intervention humaine) à une valeur désirée (point de consigne) une grandeur physique (température, pression, humidité…) soumise à des variations (pertes ou apports calorifiques).

### B- Réalisation:

Comment peut-on réaliser cette régulation automatique ?

- En mesurant la valeur réelle de la grandeur physique à régler.
- En la comparant avec le point de consigne.
- En agissant sur la grandeur de réglage (température ou débit d'un fluide) pour réduire l'écartconstaté.

## XII.3.Les éléments d'un système de régulation:

La boucle de réglage se compose essentiellement de deux parties :

- L'équipement de réglage.
- Le milieu à régler.

**XII.3.1L'équipement de réglage :** il comprend:

### 1-Régulateur:

Un régulateur a pour tâche de mesurer en permanence la valeur de la grandeur réglée **(sonde)** et la comparer avec la valeur de consigne ***(W),*** selon le résultat de cettecomparaison,

un organe de réglage approprié est alors actionné de façon à ce que l'écart ***(XW)*** est éliminés, implique ***X = W.***

**2-Organe de commande:**

C'est un servomoteur qui interprète le signal de commande fourni par le régulateur et la transforme en exécution mécanique tout en actionnant l'organe de réglage.

**XII.3.2.Le milieu réglé :**

**1-Organe de réglage :**

On distingue:

**- Les vannes :**

Elles servent à faire varier le débit d'un fluide par modification de la section de passage, ce qui entraîne une variation de la résistance hydraulique de la vanne.

- Vanne à deux voies : elle permet de régler ledébit.
- Vanne à trois voies : elle peut être une vanne de mélange ou de séparation.

Dans le cas d'une régulation de température d'eau de départ de la chaudière, c'est la vanne mélangeuse dont la position détermine la température de l'eau. Dans le cas d'une régulation de débit d'eau, c'est la vanne de séparation qui règle le débit d'eau envoyé dansl'installation.

**2-Système à régler:**

Ça peut être un échangeur, un radiateur, un humidificateur, un ventilo-convecteur…etc.

**3-Détecteur (élément de mesure):**

Il peut être un thermostat, un hygrostat ou une sonde pour la mesure de la température ou l'humidité.

**-Thermostat :**

Organe de détection de la température, il s'agit d'un thermostat d'ambiance lorsque l'organe est placé dans un local dont il doit contrôler la température, si l'élément sensible est appliqué directement sur une conduite transportant un fluide liquide pour contrôler sa température, on parle donc d'un thermostat d'applique. Les thermostats de sécurité doivent jouer un rôle de limitation de température ou assurer la sécurité de l'installation, on peut aussi distinguer les thermostats de gaine de transport de l'air, les thermostats de régulation, et les thermostats d'immersion (pour chaudière, ballon, échangeur…

**-Hygrostat:**

Organe de détection d'humidité relative, ce sont des hygrostats électriques, dont l'élément sensible est un hygroscopique, suivant les variations de l'humidité relative de l'air ambiant, la résistance du système varie.

**XII.4.Régulation des ventilo-convecteurs:**

Les ventilo-convecteurs soufflent à l'intérieur des locaux à climatiser de l'air traité à des caractéristiques de température d'humidité et de débit qui sont fonction des indications d'un thermostat d'ambiance.

Le thermostat d'ambiance est généralement incorporé dans l'appareil, est placé dans le circuit d'air recyclé près de la bouche de reprise du ventilo-convecteur. Il est donc à tout instant soumis aux conditions intérieures du local climatisé, toutefois, cette disposition n'est pas la meilleure, car pendant les périodes d'arrêt du ventilateur, il peut être influencé :

- Soit par la température de l'air neuf extérieur admis dans l'appareil par tiragenaturel.
- Soit par le rayonnement de la batterie de réchauffage ou de refroidissement.

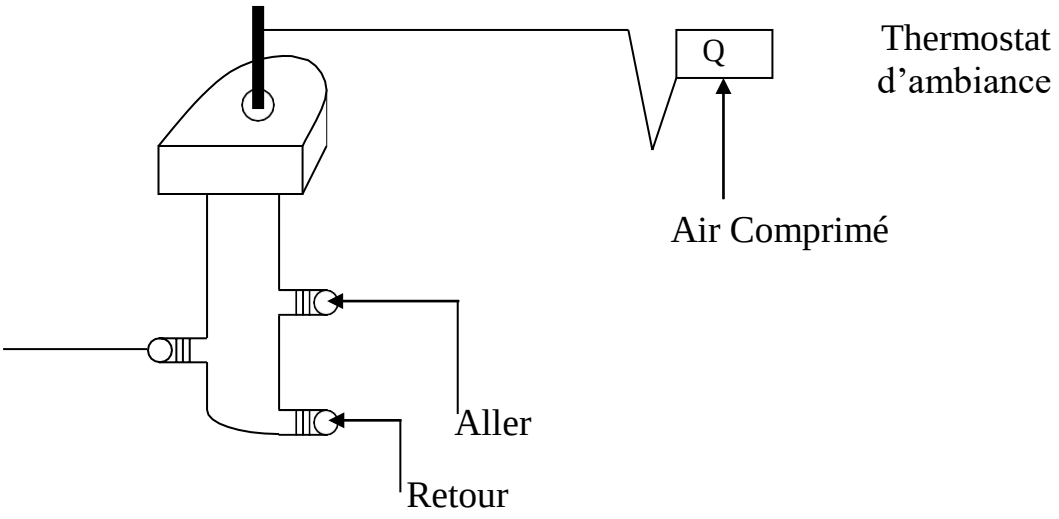
Il est donc préférable, chaque fois que cela sera possible, d'installer le thermostat d'ambiance dans le local, à l'extérieur de l'appareil.

Pour asservir les caractéristiques de l'air soufflé aux conditions du local à climatiser, le thermostat d'ambiance peut agir sur les quatres paramètres suivants:

- Le débit d'eau chaude ou glacée alimentant les batteries.
- La vitesse de rotation du ventilateur de soufflage.
- Le débit d'air mélangé traversant les batteries de réchauffage où de refroidissement.
- Le débit d'air neuf.

Ces vannes de réglages thermostatiques permettent aussi un réglage précis de la température intérieur des locaux.

**-Description d'une vanne à 3 voix du type séquentiel:**




La figure montre une vanne à trois voies du type « séquentiel » ainsi que son installation sur ventilo-convecteur, le mode de régulation est électrique ou plus fréquemment pneumatique.

Les vannes sont asservies à un thermostat d'ambiance incorporel dans le ventilo-convecteur ou appliquées sur une paroi du local à l'extérieur de l'appareil. Un clapet de non-retour doit être prévu sur la tuyauterie de retour de chaque batteries afin d'éviter qu'une surpression éventuelle dans les retours commun n'inverse le sens de circulation de l'eau dans le ventilo-convecteur.

**-Régalage du débit d'eau chaude ou glacée:**

Le régalage du débit d'eau chaude ou glacée à l'entrée des batteries est automatique grâce à des vannes de réglage à deux, trois ou quatre voies à commande thermostatique électronique ou pneumatique.

Pour être rentable, la commande pneumatique des vannes de réglage doit être envisagée si l'on a plus de cent appareils à installer. Elle permet d'obtenir un réglage progressif du débit d'eau en fonction des besoins des locaux à climatiser, elle présente donc une très grandesouplesse.

La commande électronique peut être envisagée pour moins de cent appareils ou si l'on recherche un coût d'installation minimal. Elle donne moins de satisfaction que la régulation pneumatique, car l'écart de variation de température intérieur est plus ou moins grand selon le différentiel du thermostat d'ambiance.

La commutation de l'eau chaude et de l'eau glacée peut s'effectuer :

- Manuellement : c'est l'exploitation qui provoque le passage du chaud au froid (ou vice versa) au cours de la journée ou au cours d'unesaison.
- Automatiquement : c'est le cas des installationsentièrementautomatiques

Sur les indications d'un thermostat extérieur préréglé, un régulateur commande le positionnement des vannes de communication chaud-froid,ilfaut éviterenparticulierquel'eauchaudedesretoursnepénètrebrusquementdans l'échangeur de froid pour cela, en prévoit :

- Soit un By-pass asservi à un thermostat et qui réduit le débit d'eau chaude dans l'échangeur de froid (dérivationpartielle)

- Soit un réservoir de stockageintermédiaire.

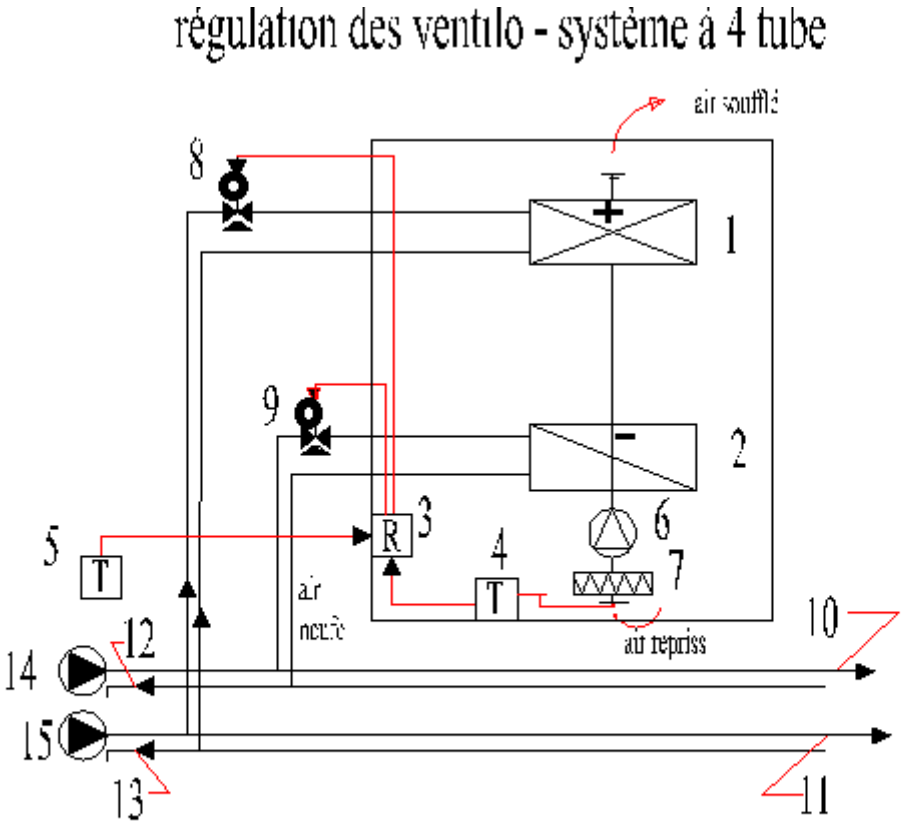



schéma de régulation d'un ventilo- convecteur à 4 tube

1) batteriechaude
2) batteriefroide
3) régulateur
4) sonde de température de l'airrepris
5) sonde de température de l'airextérieur
6) Ventilateur
7) filtre
8) Eléctro-vanne à 3 vois pour l'eauchaude
9) Eléctro-vanne à 3 vois pour l'eaufroide
10) L'alimentation par l'eau chaude vers d'autreventilo-convecteur
11) L'alimentation par l'eau glacée vers d'autreventilo-convecteur
12) retour de l'eau chaude vers la pompe achaleur.
13) retour de l'eau glacée vers la pompe achaleur.
14) pompe de circulation d'eaufroide.
15) pompe decirculation.

## XII.5.Régulation de la CTA :

### XII.5.1.Centrales unizones

Le schéma général d'une centrale de traitement d'air uni zone est donné sur la figure (page 131) selon le traitement d'air souhaité, seuls certains composants serontinstallés.

**a. Contrôle de la température ambiante seule (sans contrôle d'hygrométrie):**

Le régulateur R1 commande les vannes VC2 et VF en fonction de la température d'ambiance détectée par la sonde S1 , température représentative de la température moyenne ambiante. Cette sonde peut être placée dans l'ambiance ou dans la gaine de reprise. Le signal à la sortie du régulateur R1 est indiqué sur la figure (page 131). La sonde de température de soufflage θs limite la température de l'air à la sortie du caisson. La température θag est contrôlée à la sortie de la batterie chaude BC1 afin d'assurer une température minimale

d'environ 5°C pour protéger celle-ci contre les risques de gel. Lorsque cette sonde détecte une température inférieure à la température antigel, le régulateur envoie à la vanne VC1 un ordre de pleine ouverture. L'état de l'air à la sortie de chacun des composants du caisson est indiqué sur la figure (page 131).

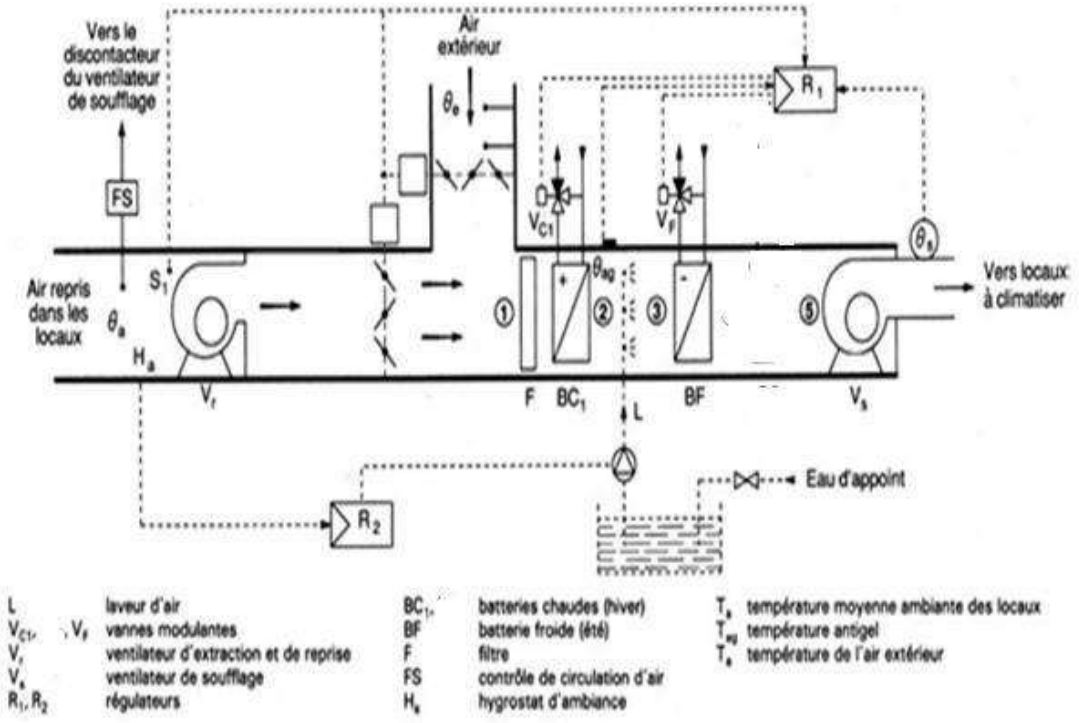
**b. Contrôle de la température et de l'hygrométrie ambiante:**

Le contrôle de l'hygrométrie est obtenu en ajoutant un laveur d'air entre la batterie de préchauffage BC1 et la batterie froide BF. Les transformations de l'air sont données sur la figure (page 131). La séquence de régulation est la suivante: le point④, appelé point derosée,est maintenu constante nagissant soit sur le laveur et la batterie de préchauffage BC1 (cycle hiver, humidification), soit sur la batterie froide (cycle été, déshumidification). Le laveur est commandé par un hygrostat d'ambiance Ha . Lorsque le degré hygrométrique est inférieur à celui de la consigne, le laveur fonctionne comme un refroidisseur adiabatique (transformation ② → ③) et la température au point ③ est ajustée en agissant sur la vanne de régulation *V*C1 . Lorsque le degré hygrométrique est supérieur à la valeur de consigne (fonctionnement été), la batterie froide amène la température de l'air à la température de rosée en condensant la vapeur d'eau contenue en excédent dans le mélange air neuf – air repris. La température de l'air à l'intérieur des locaux θa est régulée par la vanne VC2 commandée par le régulateur R1 qui agit en fonction de l'information transmise par la sonde d'ambiance.

**c. Système avec cycle d'air neuf économiseur (free cooling ) :**

Pendant les périodes de demi-saison, les locaux climatisés peuvent être en demande de froid alors que la température extérieure est inférieure à la température ambiante (θe <θa). Lorsque cette situation se présente, il est intéressant de moduler le mélange air neuf - air repris en augmentant le débit

d'air neuf par une action sur les registres d'air, et cela tout en respectant la contrainte du minimum d'air neuf. L'action sur les volets d'air permet de rapprocher la température du mélange air neuf - air repris de la température de soufflage sans recourir à la batterie froide. Ce principe de régulation permet difficilement un contrôle strict de l'hygrométrie.




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| L | laveur d'air | $BC_1$ | batteries chaudes (hiver) | $T_a$ | température moyenne ambiante des locaux |
| $V_{C1}$, $V_f$ | vannes modulantes | BF | batterie froide (été) | $T_{ag}$ | température antigel |
| $V_r$ | ventilateur d'extraction et de reprise | F | filtre | $T_e$ | température de l'air extérieur |
| $V_s$ | ventilateur de soufflage | FS | contrôle de circulation d'air | | |
| $R_1$, $R_2$ | régulateurs | $H_a$ | hygrostat d'ambiance | | |

# *Chapitre-VIII-*

## *Consommation énergétique*

## VIII.Calcul de la consommation annuelle hivernale et estivale suivant la méthode de degré jours [17]

Du point de vue confort thermique dans un bâtiment durant toute l'année, des variations saisonnières de la température sont exigés. Les besoins de chauffage ou de refroidissement en Afrique du nord change considérablement pour les différents pays, avec la plus grande demande de refroidissement en Egypte et la plus grande demande de chauffage en Algérie, (voir figure 1).

Dans le but de ce travail, nous nous sommes intéressés plus particulièrement à l'estimation des besoins énergétiques pour le chauffage en période hivernale ou le refroidissement en été, pour une bonne optimisation du bâtiment pour le site de Mila.et la comparaison de consommation d'énergie annuelle entre deux températures intérieure de confort.

### VIII.1.Introduction :

Les nouvelles préoccupations énergétiques et environnementales relatives au confort thermique dans les bâtiments et à la qualité de l'air nécessitent la connaissance précise des températures et des mouvements d'air à l'intérieur des bâtiments.

Dans ce contexte que notre souhait est de déterminer les besoins énergétiques pour le chauffage en hiver et la climatisation en été d'un bâtiment dans lequel le maintien d'une température intérieure ambitieuse et acceptable qui peut être par exemple : 20°C en hiver et 28°C en été. Afin d'avoir une estimation approximative de consommation de combustible, ce qui peut être intéressant pour définir le volume de stockage de fuel ou du gaz propane, il est nécessaire de connaître les besoins annuels en chauffage. Pour ceci, plusieurs paramètres sont utiles :

· Les déperditions calorifiques du bâtiment enKW
· Le nombre de degrés jour unifiés DJU(Figure1)
· L'intermittence ou facteurd'intermittence.
· Les pertes fatales.

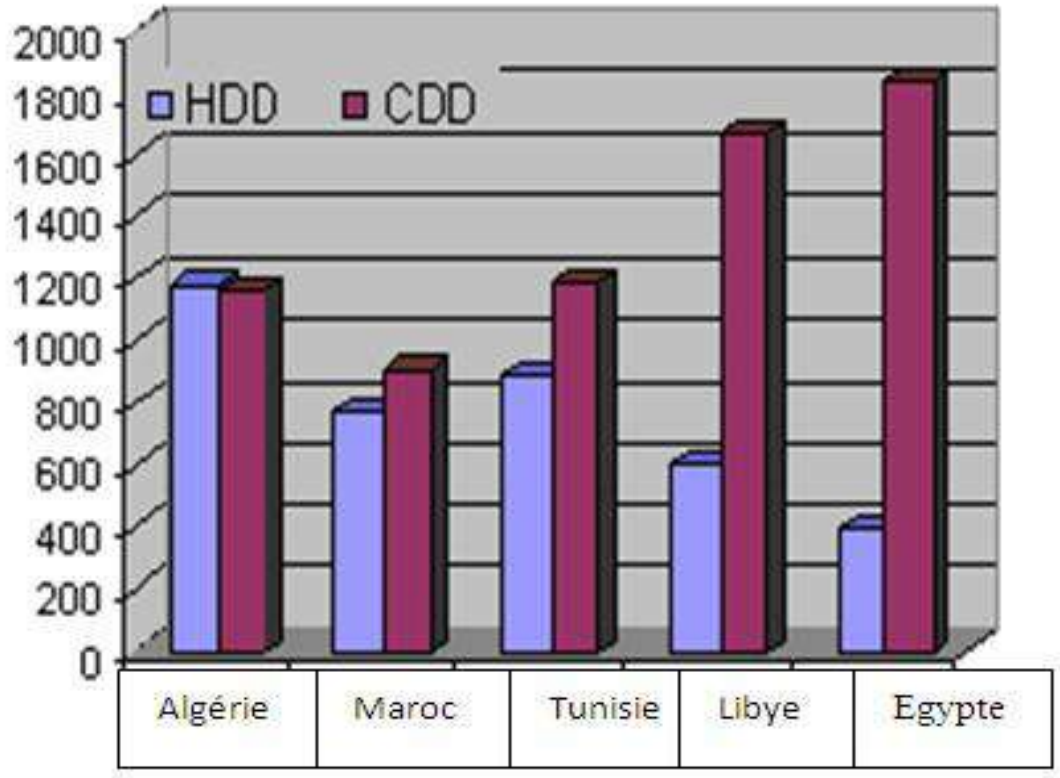
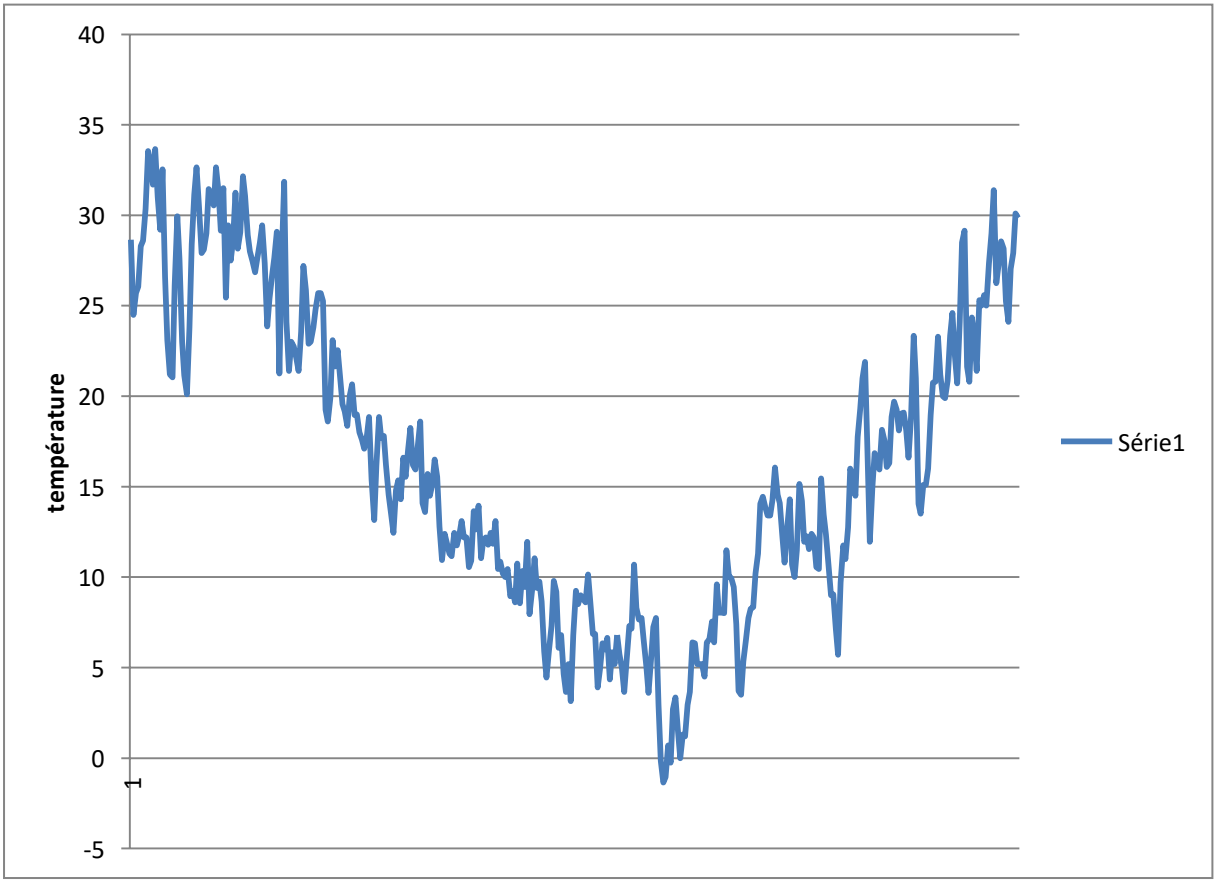



**Figure 1. Degrés-jours pour le chauffage et Refroidissement dans les pays d'Afrique du Nord**

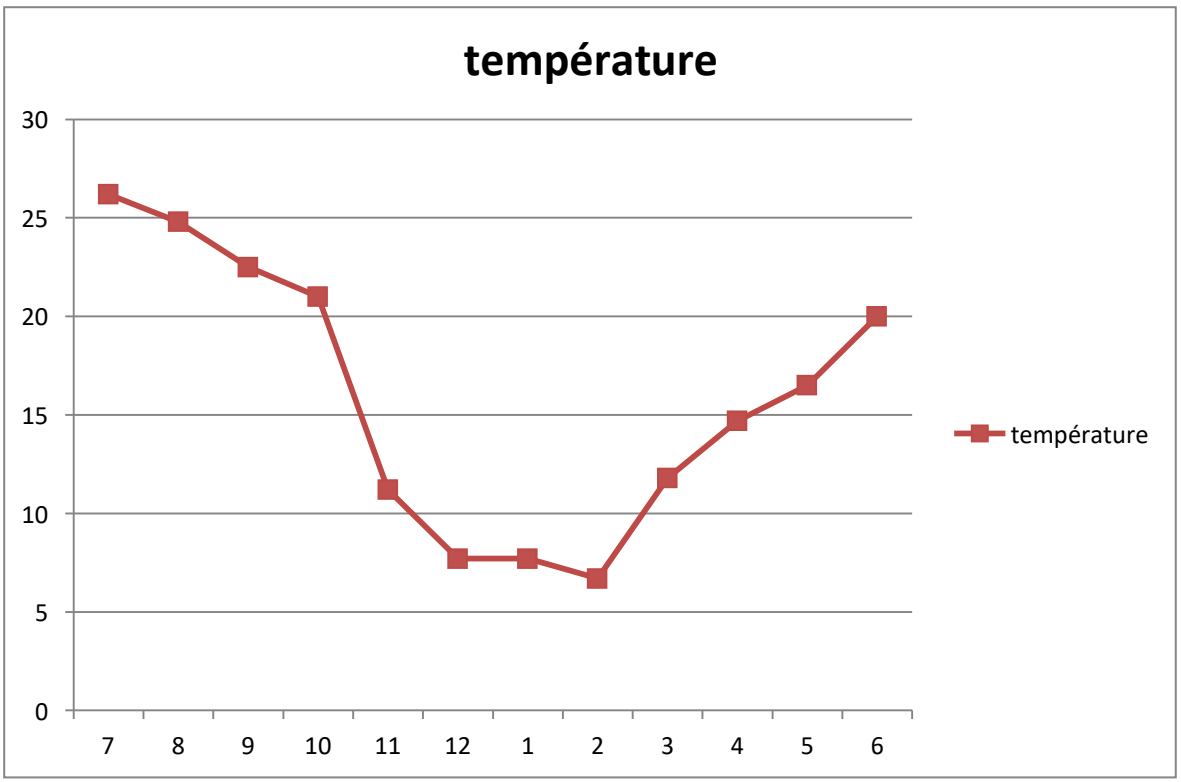
Les besoins en chauffage dépendent évidemment du lieu ou l'on doit construire l'habitation, Mila est le site choisi dans cette étude, caractérisé par son climat. Elle est situé au nord-est de l'ALGÉRIE et à 490 Km de la capitale Alger, dont
La latitude est de 36.45 N
A une altitude de 464m

## VIII.2.Variation de la température extérieure au cours d'une année :

Depuis la climatologie de l'année 2013 à Mila on a arrivé de calculer les températures extérieures moyennes au cours de l'année  et de tracer les courbes suivantes :




**Variation de la température extérieure moyenne journalière pendant l'année à Mila.**




**Variation de température extérieure moyenne mensuelle pendant une année à Mila.**

On constate une période de chauffage d'environ 7 mois et une période de climatisation de 5 mois environ.

## VIII.3.La méthode de degré jours:

### VIII.3.1.Définition:

Le degré-jour de chauffe correspond à la situation où la température moyenne de la journée est inférieure à la température de référence, alors que le degré-jour de réfrigération sera dans le cas où la température moyenne est plus grande que le seuil. Il n'y a donc pas de DJU négatifs.

Dans la méthode « météo », pour chaque 24 heures, le nombre de degrés jours unifiés (DJU) est déterminé en faisant la différence entre la température de référence, par exemple 18 °C, et la moyenne de la température minimale et la température maximale de ce jour. C'est donc une estimation de la différence entre la température intérieure de référence - hors apports naturels et domestiques - et la température extérieure médiane de la journée. Parce qu'il n'y a pas de DJU négatif, le DJU de chauffe sera calculé les jours où DJU = (Référence - Moyenne) est positif et le DJU de réfrigération lorsque (Moyenne -Référence) est positif.

Dans la méthode « des professionnels », le DJU de chauffe sera identique à la méthode météo si la référence est supérieure à la température maximale mais il sera de zéro si la température minimale est plus grande que la référence. Si la référence est entre la température maximale et la température minimale, il sera:

$$DJU = (S - T_n) * \left(0.08 + 0.42 * \frac{S - T_n}{T_x - T_n}\right)$$

où S= référence, Tn = Température minimale, Tx= Température maximale.

Similairement, le Dju de réfrigération sera nul si le maximum est plus petit que la référence, la moyenne de température moins la référence si le minimum est plus petit que la référence et dans les autres cas :

$$DJU = (T_x - S) * \left(0.08 + 0.42 * \frac{T_x - S}{T_x - T_n}\right)$$

## VIII.3.2.Usage:

Cette donnée est utile pour l'estimation des consommations d'énergies de chauffage d'un hôtel en période froide et de climatisation en période chaude. Comme ces saisons varient selon l'endroit, les DJU peuvent être calculé sur des périodes variables. En général, la période de chauffe sera de 212 jours, allant du novembre à mai, et la période de climatisation sera le reste de l'année dans les latitudes moyennes de l'hémisphère nord (inverse dans celui du sud).

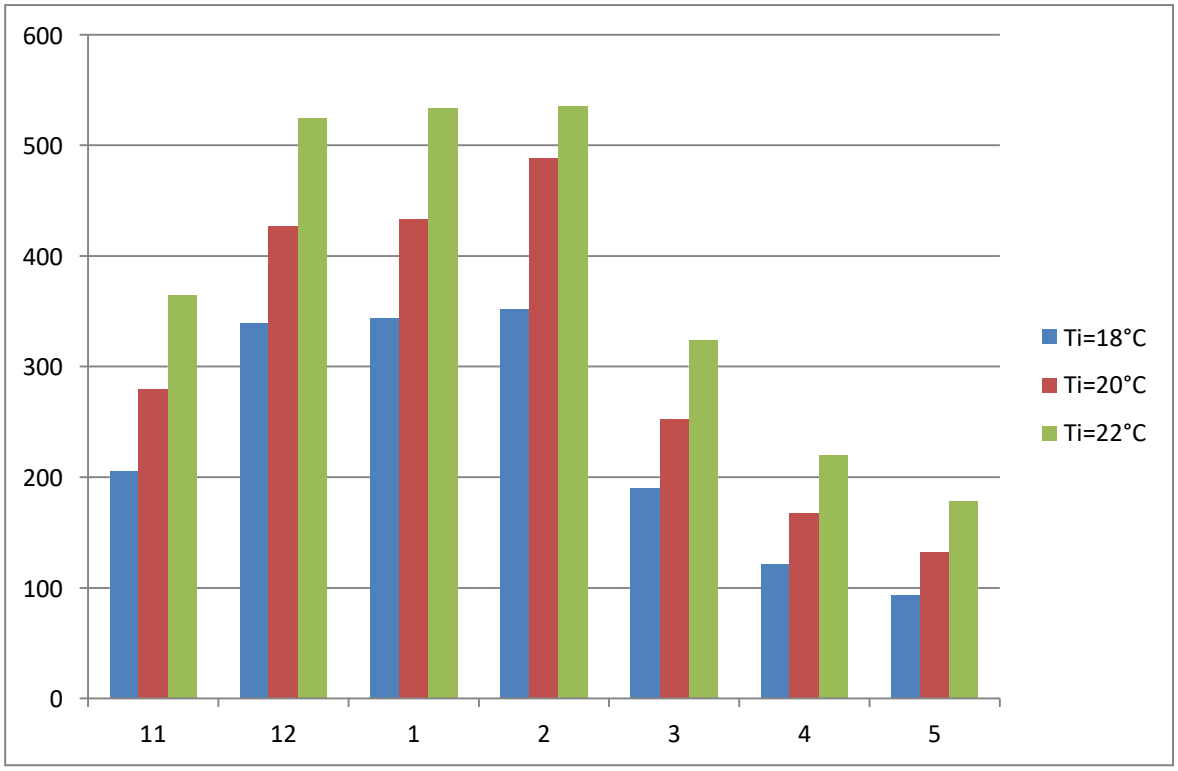
La connaissance des températures ambiantes moyennes journalières joue un rôle très Important pour l'étude de l'isolation ainsi que le calcul des besoins énergétique pour le chauffage en période hivernale ou pour la climatisation en été.

## VIII.4-.Exemple de calcul par la méthode des degrés jours :

- **La consommation d'énergie annuelle à Mila avec 3 températures intérieuresdéférentes :**

Il y a lieu de calculer le nombre de degrés-jours durant toute l'année pour notre hôtel qui est implanté à Mila. On dresse alors le tableau suivant :

| Mois | Température moyenne | DJ pour le chauffage | | | DJ la climatisation | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 |
| Janvier | 7.7 | 343.917 | 433.443 | 533.281 | - | - | - |
| Février | 6.7 | 352.119 | 438.801 | 534.985 | - | - | - |
| Mars | 11.8 | 190.198 | 252.489 | 323.534 | - | - | - |
| Avril | 14.7 | 121.614 | 167.163 | 219.860 | - | - | - |
| Mai | 16.5 | 93.038 | 132.377 | 178.525 | - | - | - |
| Juin | 20 | - | - | - | 25.08 | 10.08 | 1.080 |
| Juillet | 26.2 | - | - | - | 144.222 | 79.546 | 50.996 |
| Aout | 24.8 | - | - | - | 88.412 | 58.032 | 33.852 |
| Septembre | 22.5 | - | - | - | 37.906 | 17.309 | 4.234 |
| Octobre | 21 | - | - | - | 27.94 | 11.019 | 1.133 |
| Novembre | 11.2 | 205.886 | 279.566 | 364.446 | - | - | - |
| Décembre | 7.7 | 339.215 | 426.801 | 524.404 | - | - | - |

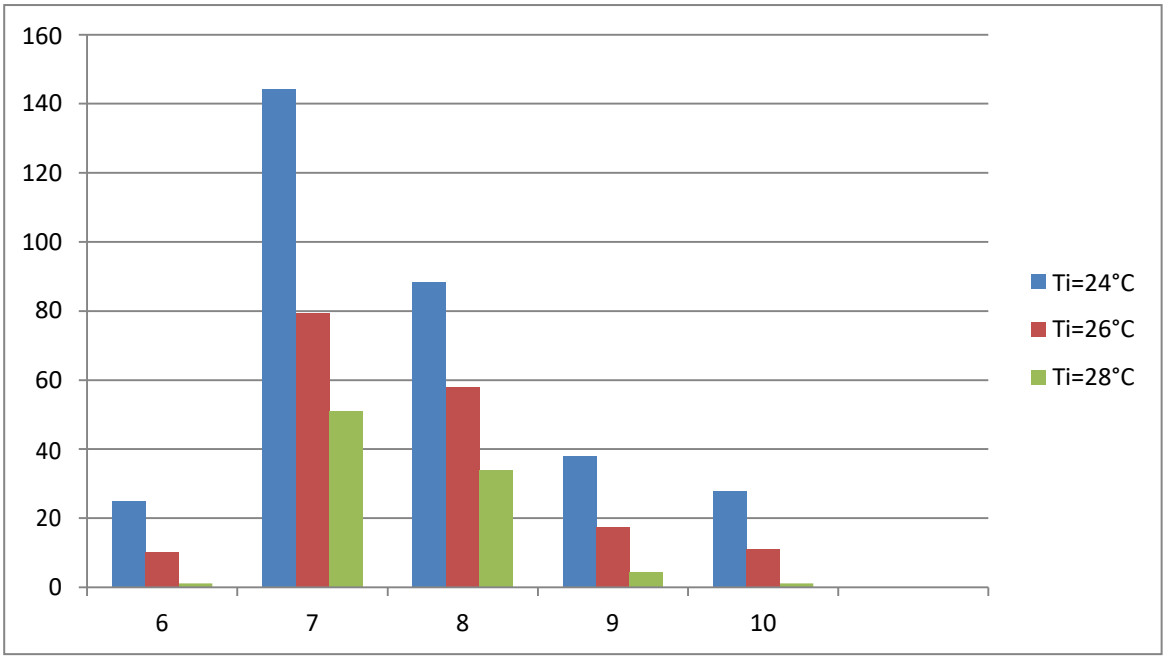



**Variation des degrés jours mensuelles (la consommation d'énergie) au cours de la période de chauffage à Mila.**

Pour cette année, la valeur des degrés jours mensuelle est maximale au mois de février. Les mois de janvier et décembre sont aussi froids et nécessitent une consommation énergétique importante.

Le choix de différentes températures intérieures de référence permet de comparer les besoins, selon le degré de confort voulu.

Le degré jour est maximale au référence $t_i$ =22°C




**Variation des degrés jours mensuelles (la consommation d'énergie) au cours de la période de climatisation à Mila**

D'après la variation des degrés jours mensuelles on remarque que la période de climatisation est maximale aux 2 mois (juillet ; Aout) ; et elle est maximale à la référence $t_i$ =24 °C. Pour une température intérieure de 28°C, la période de climatisation ne concerne pratiquement que ces 2mois.

## VIII.5.Calcul de la consommation énergétique annuelle

La consommation annuelle est calculée par la formule suivante :

C = 24 *P*Dj ou
P : déperditions /Δt pour le chauffage.

P : apports/Δt pour la climatisation.

(Pour ΔT=1°C)

Dj : le nombre de degré jour

C : les besoins d'énergie annuelle

- **Les besoins annuels enchauffage**

❖ **Exemple de calcul pour RDC:**

- Pour une température de confort de **18°C**, de novembre à mai : **Dj =1645.987**

Soit **C = 564862.49KWh**

- Pour une température de confort de **20°C**, de novembre à mai : **Dj =2180.64**

Soit **C = 848220.14 KWh**

- Pour une température de confort de **22°C**, de novembre à mai : **Dj =3213.336**

Soit **C = 882190.68 KWh**

- **Les besoins annuels en climatisation:**

- Pour une température de confort de **24°C**, de juin à septembre : **Dj =323.56**

Soit **C = 402357.25KWh**

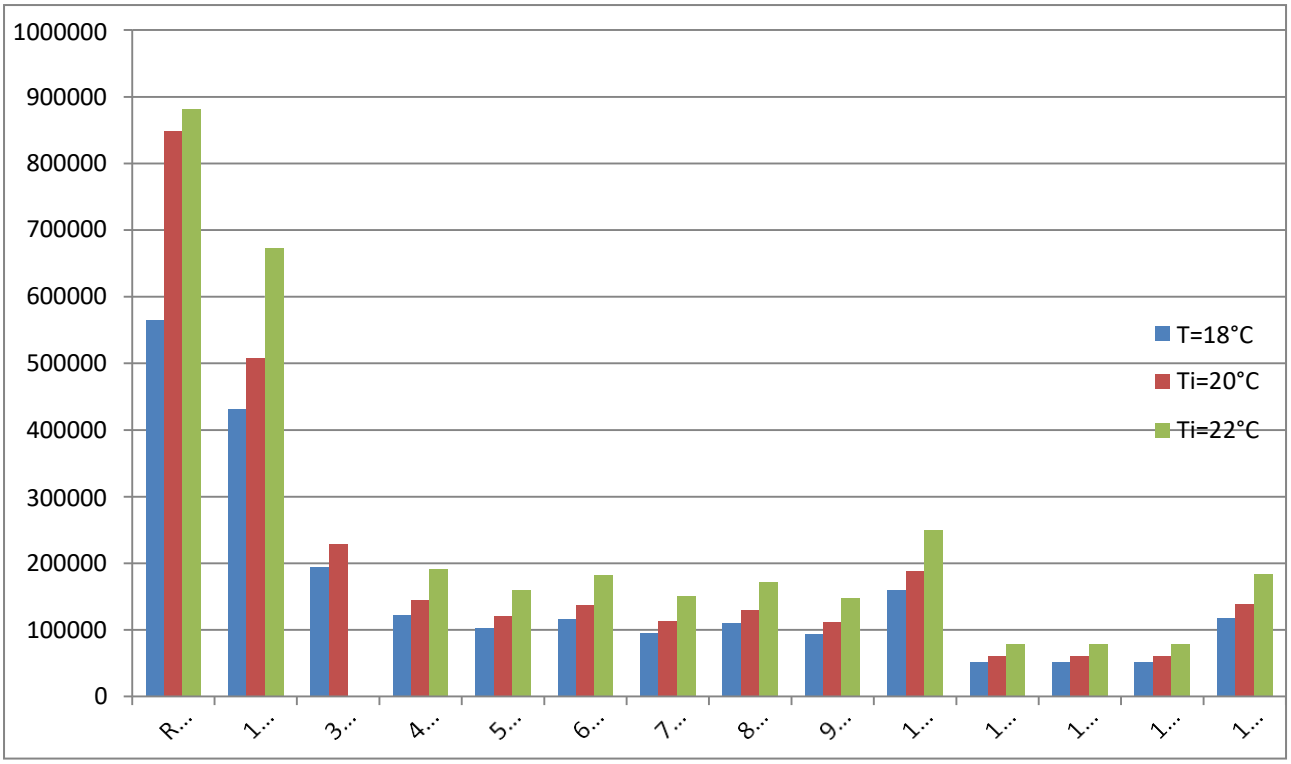
- Pour une température de confort de **26°C**, de juin à septembre : **Dj =175.99**

Soit **C = 255324.09KWh**

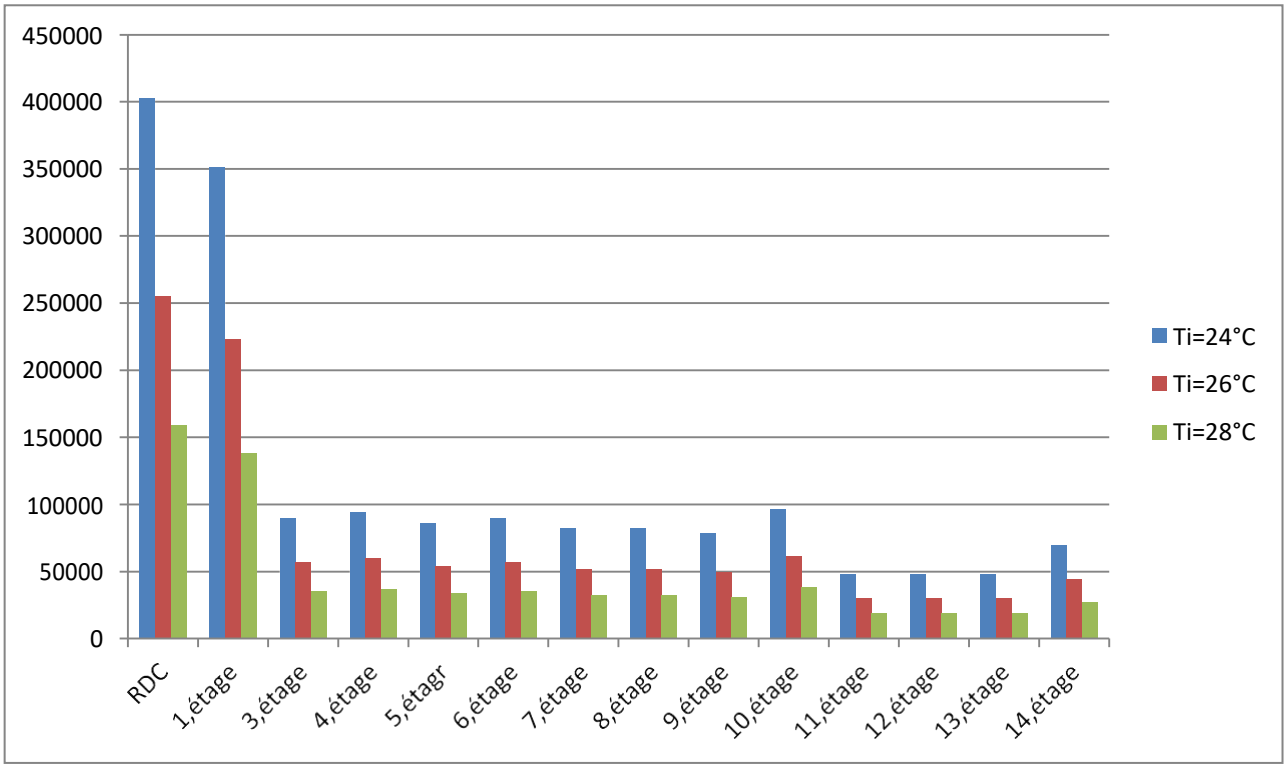
- Pour une température de confort de **28°C**, de novembre à mai : **Dj=91.295**

Soit **C = 158939.057 KWh**

| | Consommation annuelle de chauffage [KWh] | | | Consommation annuelle de climatisation [KWh] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| T[°C] | Ti=18°C | Ti=20°C | Ti=22°C | Ti=24°C | Ti=26°C | Ti=28°C |
| DJU | **1645.987** | **2180.64** | **3213.336** | **323.56** | **175.99** | **91.295** |
| RDC | **564862.49** | **848220.14** | **882190.68** | **402357.25** | **255324.09** | **158939.057** |
| 1er étage | **430977.04** | **507526.63** | **673091.12** | **351087.05** | **222789.52** | **138686.76** |
| 3eme étage | **194317.51** | **228832.12** | **303481.10** | **90199.07** | **57237.68** | **35630.53** |
| 4eme étage | **122413.34** | **144156.35** | **191182.64** | **94465.17** | **59944.82** | **37315.73** |
| 5eme étage | **102353.86** | **120533.92** | **159854.16** | **85955.08** | **54544.57** | **33954.06** |
| 6eme étage | **116229.60** | **136847.30** | **181525.05** | **90080.02** | **57162.14** | **35583.50** |
| 7eme étage | **95909.08** | **112944.42** | **149788.84** | **82139.62** | **52123.39** | **32446.88** |
| 8eme étage | **110457.72** | **130077.18** | **172510.60** | **82051.82** | **52067.67** | **32412.19** |
| 9eme étage | **94325.77** | **111079.88** | **147315.48** | **78619.82** | **49889.82** | **31056.48** |
| 10eme étage | **159813.43** | **188199.44** | **249593.34** | **96957.34** | **61526.28** | **38300.19** |
| 11eme étage | **51637.71** | **60809.59** | **77870.40** | **47676.73** | **30254.25** | **18833.31** |
| 12eme étage | **51637.71** | **60809.59** | **77870.40** | **47676.73** | **30254.25** | **18833.31** |
| 13eme étage | **51637.71** | **60809.59** | **77870.40** | **47676.73** | **30254.25** | **18833.31** |
| 14eme étage | **118120.42** | **139100.93** | **184478.06** | **69488.77** | **44095.53** | **27449.52** |




**Variation de la consommation énergétique au cours de la période de chauffage (aux différents étages d'hôtel) à Mila.**




**Variation de la consommation énergétique au cours de la période de climatisation (pour les différents étages d'hôtel) à Mila**

La consommation énergétique varie entre les différents étages par rapport à :

- La surface (Pour le RDC et le 1$^{er}$ étage, on a des grandes surfaces donc la consommation est élevée par rapport aux autres étages).
- Le contact avec l'extérieur (comme le 10$^{eme}$ et 14$^{eme}$ étage son plafond est en Contact avec l'extérieur), influe énormément sur la consommation.
  Les façades extérieures proposées par l'architecte sont généralement en verre, nous avons prévu des rideaux pour atténuer l'ensoleillement, mais les charges restent tout de même, importantes.

❖ **La consommation annuelle d'énergie pour lechauffage:**

C(S=22°C) = 3528622.27 kWh

C(S=20°c) = 2849947.08 kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 2°C, implique une surconsommation de19%.

C(S=20°c) = 2849947.08 kWh

C(s=18°c)= 2264693.39 kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 2°C, implique une surconsommation de21%.

C(S=22°C) = 3528622.27 kWh

C(s=18°c)= 2264693.39 kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 4°C, implique une surconsommation de36%.

❖ **La consommation annuelle d'énergie pour la climatisation:**

C (s=28°c) = 1007578.44 kWh

C(s=26°c) = 1007578.44 kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 2°C, implique une surconsommation de35%.
C (s=26°c) = 1007578.44 kWh

C(s=24°c)=1666430.64 kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 2°C, implique une surconsommation de 40 %.
C (s=28°c) = 658274.827 kWh

C(s=24°c) = 1666430.64kWh

On peut conclure que, pour ce cas le choix d'une augmentation de 4°C, implique une Sur consommation de 60%.

# CONCLUSION

# Conclusion

Grâce à cette étude, nous avons eu à la possibilité d'avoir une idée générale est claire sur un projet de climatisation, nous avons aussi élargie nos connaissance dans le domaine théoriquement et pratiquement.

Sachant que le but de notre étude est de réaliser une installation fiable, économique et esthétique à la fois.

Notre travail, a été une occasion pour nous de tester nos connaissances et de les mettre en œuvre.

Avec deux systèmes de climatisation proposés on a essayé de donner des solutions pour conserver toutes les conditions de confort et ceci grâce à un choix d'un système de climatisation basé sur les calculs du bilan thermique.

Enfin peut dire que pour pouvoir donnée les meilleurs solutions ou les meilleurs choix possible, il faut étudier le problème de tous ces coté et nous espérons aussi que notre modeste travail représentera une aide à toutes personnes qui portent intérêt au domaine de la Génie Climatique.

En d'introduire une étude technico-économique et d'exploitation de l'installation.

Nous avons été menés à calculer la consommation annuelle pour les deux

Périodes estivale et hivernale et de faire des comparaisons pour différentes température de référence par la méthode des degrés-jours.

- Les calculs montrent que pour 2°C de différence, on arrive à une sur - consommation de 21% ; 19% Par le chauffage et de 40 % ; 35 % par la climatisation.

- Les calculs montrent que pour 4°C de différence, on arrive à une sur consommation de 36% Par le chauffage et de 60 % par la climatisation.

Enfin nous espérons aussi que notre modeste travail représentera une aide à toutes Personnes qui portent intérêt au domaine de génie climatique.

# BIBLIOGRAPHIE

## Bibliographie


- **Les livres :**

[1] : RIETSCHEL " TRAITE DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION TOME ".Editeur (s) : Paris : Dunod ,DL 1974.

[2] : CYCLE ET DIAGRAMME THERMODYNAMIQUE.

[3] : ATLAS SOLAIRE DE L'ALGERIE [TOME03].

[4] : DTR

[5] : REGULATION EN GENIE CLIMATIQUE

[6] : Les planchers 2; 5; 10; 11.

- **Les cours :**

[7] **:** Cours de chauffage 3$^{eme}$ année licence.
[8] **:** Cours de transfert de chaleur
[9] **:** Cours de système de climatisation 1$^{er}$ année master.
[10] **:** Cours de système de ventilation 1$^{er}$ année master.
[11] : Cours de climat confort 3$^{eme}$ année licence.

- **Les catalogues :**

[12] **:** CIAT

[13] **:** France AIR

[14] **:** CHAPPEE

❖ **[15] : Les anciens mémoires de fin d'étude**

❖ **[16] : Cites d'internet**

**[17]: from http://meteo.infospace.ru**