



**UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

**Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Energétique**

**Etude et dimensionnement de l'entrepôt frigorifique et de
l'installation de climatisation d'une usine de transformation de
viande de volailles.**

Encadré par :

Mr. NEHAL Kamel

Réalisé par :

- MERZOUK Besma
-ARGOUB Saadia

Résumé :

Nous avons étudié la chambre froide d'une entreprise de transformation de viande de volailles bellat, composée de quatre chambres, une négative et trois positives, local de production et salle des machines.

Nous avons calculé des bilans thermiques pour trouver les puissances qui nous permettrait de choisir le bon équipement

ملخص:

قمنا بدراسة غرفة التبريد في شركة بلاط لتصنيع لحوم الدواجن، المكونة من أربع غرف، واحدة سلبية وثلاث إيجابية، غرفة الإنتاج وغرفة الآلة. قمنا بحساب الموازين الحرارية للعثور على الطاقة التي تسمح لنا باختيار المعدات المناسبة.

Summary :

We studied the cold room at Balat Poultry Meat Manufacturing Company, which consists of four rooms, one negative and three positive, the production room and the machine room.

We calculated thermometers to find the energy that would allow us

By choosing the appropriate equipment.

Remerciements :

En premier lieu, on remercie Dieu tout puissant de nous avoir donné la force et la patience pour mener à bien ce travail.

*On tient à remercier vivement notre encadreur **Mr. NEHAL Kamel** pour sa disponibilité et son*

aide tout au long de ce travail.

On remercie nos familles et nos amis pour leur soutien continu tout au long de notre vie académique

On remercie aussi nos honorables jurés d'avoir accepté d'examiner notre travail,

On remercie tous les enseignants du département génie mécanique, qui nous ont transmis au cours de notre cursus universitaire, le savoir sans le quel ce travail n'aurait pas vu le jour.

Comme nous remercions toutes personnes ayant contribué de près ou de loin à enrichir notre étude.

Dédicace

« La réussite n'est pas définitive, L'échec n'est pas fatal :

C'est le courage de continuer qui compte »

Winston Churchill

Du plus profond de mon cœur, je dédie ce travail à tous ceux qui me sont cher :

*À maman qui a toujours cru en moi, merci a ton amour inconditionnel, tes prières silencieuses
et tes sacrifices que je ne pourrai jamais oublier*

*A mon cher père merci pour ta sagesse ta patience ton soutien discret mais puissant et pour
tout les sacrifices que tu as faits pour moi.*

*Mon frère Mohammed merci pour ta présence constante je te souhaite de réussir ton
baccalauréat*

A ma chère sœur Manel Merci d'être toujours à mes côtés.

*A toute mais amis surtout ma chère amis aya et sa mère merci d'être la, Je ne regrette pas de
te connaître.*

Et à toute la famille Merzouk et aux personnes présentes.

Avec toute ma reconnaissance

BESMA

Dédicace

Pour chaque début, il y a une fin, et ce qu'il y a de plus beau dans toute fin, c'est la réussite et l'atteinte du but.

C'est avec toute la sincérité de mon cœur que je dédie ce modeste travail, fruit de mes efforts, à ceux qui m'ont accompagnée.

À mon mari, mon compagnon de vie, dont le soutien constant et l'amour ont été une source de motivation inépuisable.

À ma chère mère, lumière de mes jours, qui m'a toujours guidée par son amour et sa sagesse.

À mon papa, pilier solide et exemple de courage, pour sa présence rassurante à chaque étape.

À mes sœurs, toujours présentes pour m'encourager et me soutenir tout au long de mes études,

À mes frères, fidèles compagnons de route,

Au mari de ma sœur, membre précieux de notre grande famille,

Et à toute ma famille, pour son amour, sa patience et sa bienveillance.

Saadia

Sommaire

Résumé :

Remerciements :

Dédicace

INTRODUCTION.....	1
Chapitre I : Intérêts De La Conservation Alimentaire Et Description Du Projet	2
I .1.Généralités : [1]	2
I .2.Les techniques de conservation des aliments :[1]	2
I .3. Les techniques de conservation par le froid :[1].....	2
I .3. 1.La réfrigération :	4
I .3.2. La congélation :	4
I .4.Description du projet :.....	5
I .5.Les produits fabriqués au niveau de l'entreprise : [2]	6
I .6.Description des installations de l'entreprise :	6
I .6.1.Les chambres froides positives :	6
I .6.2.Les chambres froides négatives :	7
I .6.3.Local de production :	7
I .7.Plan de L'entrepôt frigorifique :	8
CHAPITRE II : PRINCIPES DE PRODUCTION DU FROID ET CLIMATISATION.....	10
II .1. Généralités : [3].....	10
II .2. Les moyens de production du froid : [3].....	10
II .2.1. Les mélanges réfrigérants : le froid est obtenu par la dissolution de certains sels dans un.....	10
II .2.2. L'évaporation d'un liquide pur :	10
II .2.3. La détente d'un gaz comprimé :	10
II .3. Constitution d'une installation de production du froid par compresseur [3]	10
II .4. Définitions des quatre principaux organes du circuit frigorifique :[3].....	12
II .4.1. Compresseur :	12
II .4.2. Condenseur :	12
II .4.3. Détendeur :	13
II .4.4. Evaporateur :	13
II.4.5. Le fluide frigorigène : [4].....	14
II .4.5.1. Classification des fluides frigorigènes :	14
II .4.5.2. Critères de choix des fluides frigorigènes :	14
II .4.5.2.1. Critères thermodynamiques :	15

II.4.5.2.2. Critères de sécurité :	15
II.4.5.2.3. Critères techniques :	15
II.4.5.2.4. Critères économiques :	16
II.4.5.2.5. Critères écologiques :	16
II .4.5.3. Les propriétés physico-chimiques du R-404A : [4].	17
II .5. Le conditionnement d'air :[5]	17
II .5.1. Définition :	17
II .5.2. Principe de fonctionnement :	18
II.5.3. Les différents systèmes de climatisation :[5]	19
II .6. Etude d'un système tout air :[3]	19
II .6.1. Définition :	19
II.6.2. Les éléments d'une centrale de climatisation :[6]	20
II .6.2.1. Batterie chaude :	20
II .6.2.2. Batterie froide :	21
CHAPITRE III :BILAN FRIGORIFIQUE DES CHAMBRES FROIDES	22
III 1. Introduction :[7]	22
III 2. Les données de base :	22
III 3. Bilan thermique :	22
III 3.1. Les charges thermiques externes :	23
III 3.1.1. Les charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr}) :	23
III 3.1.2. Charge thermique due au renouvellement d'air (Q_{re}):	24
III 3.1.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes (Q_{op}) :	25
III 3.2 Charge thermique internes :	26
III 3.2.1. Les charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées :	26
III 3.2 .1.1. Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) :	26
III 3.2.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) :	26
III 3.2.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :	27
III 3.2.1.4. Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) :	27
III 3.2.2. Charge thermiques internes dépendantes de denrées entreposées	27
III 3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}):	27
III 3.2.2.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}):	28
III 4. Puissances frigorifiques de l'évaporateur :	28
III 5. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur [Q_{vent}] :	28
III 6. Charge thermique dues aux résistances de dégivrage [Q_{deg}] :	29
III 7. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique :	30

III 7.1. La température de condensation :.....	30
III 7.2. La température d'évaporation :.....	30
III 7.3. La pression de condensation et d'évaporation :.....	30
III 7.4. Le taux de compression :.....	31
CHAPITRE IV : BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION ET CALCUL AERAUQUE DU LOCAL DE PRODUCTION CALCUL DU BILAN L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE.....	32
IV.1. Bilan thermique de climatisation d'été et hiver du local de production :	32
IV.1.1 Charges dues à internes :	32
IV.1.1.1. Apports par les denrées :	32
IV.1.1 .2. Apports par les personnels :	32
IV.1.1.3. Apports dus à l'éclairage :	33
IV.1.1.4. Apports dus aux machines :.....	33
IV.1.1.5. Apports par le matériel roulant :.....	33
IV.1.2. Charges externes :.....	33
IV.1.2.1. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs :.....	34
IV.1.2.2. Apports par transmission à travers les parois :.....	34
IV.1.2.3. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement par les fenêtres :.....	34
IV.1.2.4. Apports par transmission à travers ouvertures les fenêtres :	34
IV.1.2.5. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement par les portes :.....	34
IV.1.2.6. Apports par transmission à travers ouvertures les portes :	34
IV.1.2.7. Apports par infiltration :	35
IV.2. CALCUL AERAUQUE DU LOCAL DE PRODUCTION :	35
IV.2.1. Les différents débits d'air :.....	35
IV.2.2. Débit d'air neuf :.....	35
IV.2.3. Débit d'air soufflé :	36
IV.2.4.1. Débit d'air recyclé :.....	36
IV.2.4.3. □ Débit d'air mélangé :	36
IV.2.4. Enthalpie de soufflage :	37
IV.2.4.6. Teneur en eau au point de soufflage :	37
IV.2.4.4. Température du mélange :.....	38
IV.2.4.5. Enthalpie du mélange :	38
IV.2.4.6. Teneur en eau au point du mélange :	38
IV.2.4.6. La vitesse :.....	39
IV.3. Principe de détermination d'une centrale de climatisation :	39
IV.3.1 Cas de l'hiver :	39
IV.3.1.1. 1ère possibilité :.....	39

IV.3.1.2.2 ^{ème} possibilité :	40
IV.3.2. Cas de l'été :	42
IV.3.2.1. 1 ^{er} Cas :	42
IV.3.2.2. 2 ^{ème} Cas :	43
IV.3.2.2.2. Batterie chaude :	45
CHAPITRE V : CALCUL DU BILAN DE L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE	46
V.1. Calculs des charges thermiques externes :	46
V.1.1. Calcul de charge thermique par transmission à travers les parois :	48
V.1.2. Calcul de charge thermique due au renouvellement d'air :	51
V.1.3. Calcul de charge thermique due à L'ouverture des portes :	51
V.2. Calculs des charges thermiques internes :	53
V.2.3. Calcul de charge thermique due à l'éclairage :	54
V.2.4. Calcul de charge thermique due aux personnes :	55
V.2 .5. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :	55
V.3. Détermination des puissances frigorifiques effectives (peff) :	56
V.3.1. Les chambres froides positives :	56
V.3.3. Calcul de charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :	57
V.3.4. Calcul de charge thermique due aux résistances de dégivrage :	58
V.3.5. Calcul des puissances frigorifiques intermédiaires et effectives :	58
V.5.Schéma fluide :	62
CHAPITRE VI :CALCUL DU BILAN DE CLIMATISATION DU LOCAL DE PRODUCTION	64
VI. 1.Introduction :	64
VI.2.Application de la climatisation en saison hivernale :	64
VI.2.1.Conditions intérieure de base :	64
VI.2.2.Conditions extérieure de base :	64
VI.2.3.Calcul des apports des parois par transmission :	65
VI.2.4.calcul des apports par les portes par transmission :	65
VI.2.5.calcul des apports par les fenêtres par transmission :	65
VI.2.6.calcul des apports par les denrées :	66
VI.2.7.calcul des apports par infiltration :	66
VI.2.8.Calcul CTA :	67
VI.2.8.1.Caractéristiques du point de soufflage :	67
VI.2.8.1.1.Température du soufflage :	67
VI.2.8.1.2. Débit d'air soufflé:	67
VI.2.8.1.3.Enthalpie du soufflage :	67
VI.2.8.1.4. Teneur en eau au point du soufflage :	67

VI.2.8.2.Caractéristiques du point de mélange:	67
VI.2.8.2.1.Débit d'air recyclé :	67
VI.2.8.2.2.Débit d'air neuf :	68
VI.2.8.2.3. Débit d'air mélange :	68
VI.2.8.2.4. Température du mélange :	68
VI.2.8.2.5. Enthalpie du mélange :	68
VI.2.8.2.6.Teneur en eau au point du mélange :	68
VI.3.Application de la climatisation en saison estivale :	68
VI.3.1.Conditions intérieure de base :	68
VI.3.2.Conditions extérieure de base :	69
VI.3.3.Calcul des apports des parois par transmission :	69
VI.3.4.calcul des apports des parois par rayonnement :	70
VI.3.5.calcul des apports par ouverture des portes par transmission :	70
VI.3.6.calcul des apports par ouverture des portes par rayonnement :	71
VI.3.7.Calcul des apports par les fenêtrées par transmission :	71
VI.3.8.Calcul des apports par les fenêtrées par rayonnement :	71
VI.3.9.Calcul des apports par les denrées :	72
VI.3.10.Calcul des apports par le personnel :	72
VI.3.11.Calcul des apports par l'éclairage :	72
VI.3.12.Calcul des apports par les machines :	73
VI.3.13.calcul des apports par le matériel roulant :	73
VI.3.14.calcul des apports par infiltration :	73
VI.3.15.Caractéristiques du point de soufflage :	74
VI.3.15.1.Température du soufflage..... :	74
VI.3.15.2. Débit d'air soufflé:	74
VI.3.15.3.Enthalpie du soufflage :	74
VI.3.15.4. Teneur en eau au point du soufflage :	74
VI.3.16.Caractéristiques du point de mélange:	74
VI.3.16.1.Débit d'air recyclé :	74
VI.3.16.2.Débit d'air neuf :	75
VI.3.16.3. Débit d'air mélange :	75
VI.3.16.4. Température du mélange :	75
VI.3.16.5. Enthalpie du mélange :	75
VI.3.16.6.Teneur en eau au point du mélange :	75
VI.3.17.Caractéristiques du point de soufflage:	75

VI.3.17.1. Température du soufflage :	75
VI.3.17.2. Enthalpie du soufflage :	76
VI.3.17.3. Teneur en eau au point du soufflage :	76
VI.3.18. Caractéristiques du point de mélange:	76
VI.3.18.1. Débit d'air recyclé :	76
VI.3.18.2. Débit d'air neuf :	76
VI.3.18.3. Débit d'air mélange :	76
VI.3.18.4. Température du mélange :	76
VI.3.18.5. Enthalpie du mélange :	77
VI.3.18.6. Teneur en eau au point du mélange :	77
VI.4. Evolution de traitement de l'air régime hivernal :	77
VI.4.1. Puissance de batterie chaude :	78
VI.5. Evolution de traitement de l'air régime estival :	78
VI.5.1. Puissance de batterie froide :	79
VI. 6. Application du calcul aéraulique :	79
Conclusion	81
BIBLIOGRAPHIE	82

Liste des figures

N°	Designation
Figure (1)	Entreprise de transformation de viande de volaille
Figure (2)	Stockage le produit fini au froide
Figure (3)	Frigo de stockage de poulet
Figure (4)	Mélangeur
Figure (5)	Mélange la viande avec les ingrédients
Figure (6)	Plan de L'entrepôt frigorifique
Figure (7)	Diagramme de fabrication de poulet rôti fumé
Figure (8)	Cycle frigorifique
Figure (9)	Schéma significatif du circuit frigorifique
Figure (10)	Compresseur de fluide frigorifique
Figure (11)	Condenseur
Figure (12)	Détendeur
Figure (13)	Evaporateur
Figure (14)	Schéma significatif du circuit frigorifique
Figure (15)	Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur
Figure (16)	Fonctionnement en froid
Figure (17)	Fonctionnement en chaud
Figure (18)	Système tout air
Figure (19)	Batterie chaude
Figure (20)	Batterie froide
Figure (21)	Humidificateur adiabatique
Figure (22)	Humidification par vapeur
Figure (23)	Installation batterie chaude et une injection de vapeur
Figure (24)	Installation batterie chaude 2 ^{ème} possibilité
Figure (25)	Installation batterie froide 1 ^{er} cas
Figure (26)	Diagramme d'été 1 ^{er} cas
Figure (27)	Diagramme batterie chaude a la froide
Figure (28)	Batterie froide
Figure (29)	Diagramme humidificateur
Figure (30)	installation batterie chaude
Figure (31)	Numérotation des parois des chambres froides
Figure (32)	Diagramme enthalpique chambre 2
Figure (33)	Diagramme enthalpique chambre 3
Figure (34)	Diagramme enthalpique chambre 4
Figure (35)	Diagramme enthalpique chambre 1
Figure (36)	schema fluidique
Figure (37)	Evolution air saison hivernal
Figure (38)	CTA pendant saison hivernale
Figure (39)	Evolution air saison estival

Liste des tableaux

N°	Désignation	Page
Tableau (1)	Les produits fabriqués au niveau de l'entreprise	17
Tableau (2)	ODP et GWP des fluides frigorigènes	19
Tableau (3)	Les propriétés physico chimiques du R404A	19
Tableau (4)	Données de base extérieure	20
Tableau (5)	Donnes intérieures d'entreposage	22
Tableau (6)	Résistances thermiques des parois des chambres froides	22
Tableau (7)	Différentes couches de matériaux constituant le so	23
Tableau (8)	Différentes couches de matériaux constituant le plafond	33
Tableau (9)	Différentes couches de matériaux constituant les paroi interne	39
Tableau (10)	Différentes couches de matériaux constituant les paroi interne	39
Tableau (11)	Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide	40
Tableau (12)	Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide	40
Tableau (13)	Charge thermique par transmission à travers les parois de CF1	41
Tableau (14)	Charge thermique par transmission à travers les parois de CF2	45
Tableau (15)	Charge thermique par transmission à travers les parois de CF3	48
Tableau (16)	Charge thermique par transmission à travers les parois de CF4	49
Tableau (17)	Charge thermique due au renouvellement d'air	50
Tableau (18)	Calcul du temps d'ouverture des portes	51
Tableau (19)	Charge thermique due à l'ouverture des portes	52
Tableau (20)	Charge thermique due aux denrées entrantes	52
Tableau (21)	Charge thermique due à la respiration des denrées	53
Tableau (22)	Charge thermique due à l'éclairage	53
Tableau (23)	Charge thermique due aux personnes	54
Tableau (24)	Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur	55
Tableau (25)	Caractéristiques des évaporateurs des chambres froides positives	55
Tableau (26)	Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides négatives	56
Tableau (27)	Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs	56
Tableau (28)	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	57
Tableau (29)	Puissance frigorifique effectives	58

Tableau (31)	condition intérieure de base en hiver.	63
Tableau (32)	Condition extérieure de base en hiver.	64
Tableau (33)	Calcul des apports des parois par transmission en hiver.	64
Tableau (34)	Calcul des apports par les portes par transmission en hiver.	64
Tableau (35)	Calcul des apports par les fenêtrées par transmission en hiver.	65
Tableau (36)	Les apports par les denrées en hiver.	65
Tableau (37)	Les apports par infiltration en hiver.	66
Tableau (38)	Conditions intérieures de base en été	68
Tableau (39)	Conditions extérieure de base en été	68
Tableau (40)	Calcul des apports des parois par transmission en été	69
Tableau (41)	calcul des apports des parois par rayonnement en été	69
Tableau (42)	Calcul des apports par ouverture des portes par transmission en été	70
Tableau (43)	Calcul des apports par ouverture des portes par rayonnement en été	70
Tableau (44)	Calcul des apports par les fenêtrées par transmission en été	70
Tableau (45)	Calcul des apports par les fenêtrées par rayonnement en été	71
Tableau (46)	Calcul des apports par les denrées en été	71
Tableau (47)	Calcul des apports par le personnel en été.	71
Tableau (48)	Calcul des apports par l'éclairage en été.	72
Tableau (49)	Calcul des apports par les machines en été.	72
Tableau (50)	Calcul des apports par le matériel roulant en été.	72
Tableau (51)	Calcul des apports par infiltration en été	72
Tableau (52)	Calcul aéraulique	78

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
Q_{TR}	Charge thermique par transmission à travers les parois	w
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi	w/m ² .k
S	Surface de la paroi	m ²
ΔT	L'écart de température entre les deux côtés de la paroi	K
$\frac{1}{H_i}$	Résistance thermique superficielle interne	m ² .k/w
$\frac{1}{H_e}$	Résistance thermique superficielle externe	m ² .k/w
Q_{Re}	Charge thermique par renouvellement d'air	w
M_{ae}	Débit-masse d'air extérieur admis	kg/s
Δh	Différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air ambiant de la chambre froide	kJ/kg
V_{ae}	Débit-volume d'air extérieur	M ³ /j
P_{aa}	Masse volumique de l'air ambiant dans la chambre froide	Kg/m ³
T	La température de la chambre froide	°C
V_{cf}	Volume de la chambre froide	M ³
N	Taux de renouvellement d'air journalier	
Q_{OP}	Charge thermique par ouverture des portes	w
Δt_p	L'écart de température de l'air entre les deux côtés de la porte	k
T_p	Temps d'ouverture des portes	min/h
L_p	Largeur d'une porte	m
H_p	Hauteur d'une porte	m
P_{ae}	Masse volumique de l'air du côté de la porte autre que la chambre	Kg/m ³
H_{ae}	Enthalpie de l'air du côté de la porte autre que la chambre froide	KJ/kg
H_{aa}	Enthalpie de l'air ambiant dans la chambre froide	KJ/kg
C_{ra}	Coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air	
d_t	Durée moyenne d'ouverture des portes (aller et retour)	Min/tonne
f_i	Flux journalier de marchandises	Tonne/j
A	Surface de la chambre froide	M ²
H	Hauteur maximale de gerbage	m
d_e	Densité d'entreposage	Kg/m ³
η_o	Coefficient d'occupation au sol des marchandises	%
Q_{ec}	Charge thermique due à l'éclairage	w
N	Nombre de luminaires	
P	Puissance de chaque luminaire	w
T	Durée de fonctionnement des luminaires	h/j
Q_{pe}	Charge thermique due aux personnes	w
N	Nombre de personnes opérant dans la chambre froide	
T	Durée de présence de chaque personne dans la chambre froide	h/j
q_p	Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide	w

Q_{md}	Charge thermique due aux machines diverses	w
N	Nombre de machines d'un type donné	
T	Durée de fonctionnement de chaque type de machine	h/j
Pa	Puissance totale de chaque type	w
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	w
M	Masse de denrée introduite chaque jour	Kg/j
C	Capacité thermique massique moyenne	kJ/kg.k
t1	Température initiale de la denrée introduite	°C
t2	Température de congélation de la denrée introduite	°C
$Q_{0.int}$	Puissance frigorifique intermédiaire	W
τ_{evap}	Durée de fonctionnement des ventilateurs	h/j
τ_{inst}	Durée de marche de l'installation frigorifique	h/j
$\tau_{dég}$	Durée journalière de dégivrage	h/j
$Q_{0.prev}$	Puissance frigorifique prévisionnelle	W
Q_{vent}	Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs	W
N	Nombre de moteurs de ventilateurs	
P	Puissance du ventilateur considéré	W
τ_{evap}	Durée de fonctionnement des ventilateurs	h/j
$Q_{dég}$	Charge thermique due aux résistances de dégivrage	W
N	Nombre de résistances électriques	
P	Puissance calorifique de chaque résistance d'un type donné	W
$\tau_{dég}$	Durée journalière de dégivrage	h/j
Qd	Quantité Denrées	(w)
CP	Capacité thermique massique avant congélation C1	(kJ/kg.K)
t	Température d'introduction T_intro	(°C)
Qp	Quantité Personnes	(w)
n	Nombre de personnes	
P	Puissance par personne	(W)
tp	Durée de présence t_p	(h/jour)
Q_{ecl}	Quantité Éclairage	(w)
n	Nombre de lampes	
p	Puissance par lampe	(W)
t_{ecl}	Durée de fonctionnement t_ecl	(h/jour)
Qm	Quantité Machines	(w)
N _m	Nombre de machines	
P _m	Puissance par machine	(W)

t_m	Durée de fonctionnement t_m (h/jour)	(h/jour)
Q_{mr}	Apports par le matériel roulant	(w)
n	Nombre	
P	Puissance unitaire	(W)
t_{deg}	Durée de fonctionnement t_{deg}	(h/jour)
Q_s	Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs	(w)
Q_p	Apports par transmission à travers les parois	(W)
K	Différentes couches de matériaux constituant les parois	
Dt	Différentes de température	(°C)
m_n	Débit d'air neuf	Kg/s
m_s	Débit d'air soufflé	Kg/s
h_A	Enthalpie spécifique de l'air humide ambiant	[kj/kg]
h_s	Enthalpie spécifique de l'air humide a soufflé	[kj/kg]
T_A	Température de l'air ambiant	(°C)
T_s	Température de l'air à soufflé	(°C)
x_A	Teneur en eau de l'air ambiant [kge/kgs]	Kg/kg
x_s	Teneur en eau de l'air à souffler [kge/kgs]	Kg/kg

INTRODUCTION

Depuis l'ancien temps, l'homme utilise le froid pour la conservation des denrées alimentaires dans les grottes et les tunnels souterrains, afin de constituer des stocks de réserves durant la période d'abondance, pour les saisons de pénuries.

Et puis, il a utilisé des méthodes plus modernes comme le traitement à la saumure (eau + sel), avant ce développement des techniques de conservation qui permettent de garder une qualité presque identique à celle des produits frais, comme la conservation dans les chambres froides de dimensionnement calculé scientifiquement qui comporte un groupe frigorifique pour la production du froid et une régulation facile, selon les besoins.

Dans notre projet, on s'intéresse à l'étude et le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique pour transformer de viande de volailles. De quatre chambres froides plus un local de production et une salle de machine, Située dans la région de Blida.

Ce mémoire est structuré autour de six (6) chapitres. Ainsi après avoir présenté l'objectif de ce thème de recherche dans ce premier chapitre, le deuxième chapitre est consacré au principe de froid et de la climatisation. Dans le troisième chapitre, on fait le bilan des chambres froides. Dans le quatrième chapitre, on fait le bilan été / hiver de climatisation. La 1^{ère} partie de 5^{ème} chapitre est consacrée au dimensionnement de notre entrepôt frigorifique qui est constitué de quatre chambres froides, la deuxième partie de ce chapitre est consacrée au choix des équipements de l'installation frigorifique et à l'étude thermodynamique. Le 6^{ème} chapitre est consacré au calcul été / hiver et locale de central de traitement d'air.

Chapitre I : Intérêts De La Conservation Alimentaire Et Description Du Projet

I.1. Généralités : [1]

On trouve deux grandes familles de conservation alimentaire

- La conservation par le froid
- La conservation par le chaud.

Aujourd'hui, on considère que la meilleure manière de conserver les aliments, en termes de qualité et de sécurité, est la conservation par le froid : il s'agit de « LA CHAÎNE DU FROID ».

Naturellement utilisée par tous, elle comporte de nombreuses règles, permettant notre protection face à toute intoxication alimentaire.

I.2. Les techniques de conservation des aliments : [1]

La conservation des aliments vise à préserver leurs propriétés gustatives et nutritives. Elle implique notamment d'empêcher la croissance de microorganismes et de retarder l'oxydation des graisses qui provoque le rancissement. Les méthodes courantes de conservation de la nourriture reposent principalement sur un transfert d'énergie ou de masse qui ont pour objectif d'allonger la durée de vie des produits alimentaires (pasteurisation et stérilisation, séchage, déshydratation osmotique, réfrigération et congélation) ou de les transformer par le jeu de réactions biochimiques ou de changement d'état (cuisson, fermentation, obtention d'état cristallisé ou vitreux...).

I.3. Les techniques de conservation par le froid : [1]

Le froid est une technique de conservation des aliments qui arrête ou ralentit l'activité cellulaire, les réactions enzymatiques et le développement des microorganismes. Il prolonge ainsi la durée de vie des produits frais, végétaux et animaux en limitant leur altération.

Le froid ne détruit ni les toxines ni les microorganismes éventuellement contenus dans les aliments.

La majorité des microorganismes présents peuvent donc reprendre leur activité dès le retour à une température favorable. On distingue deux procédés qui utilisent cette technique, la réfrigération et la congélation.

I.3.1. La réfrigération :

Elle consiste à entreposer les aliments à une température basse, proche du point de congélation, mais toujours positive par rapport à celui-ci. Généralement, la température de réfrigération se situe aux alentours de 0 °C à +10 °C. A ces températures, la vitesse de développement des microorganismes contenus dans les aliments est ralentie. La réfrigération permet donc la conservation des aliments périssables à court ou moyen terme.

I.3.2. La congélation :

La congélation consiste à refroidir les denrées à une température suffisamment basse (en général entre 0 °C et -30 °C). Ce procédé provoque la cristallisation en glace de l'eau contenue dans les aliments. On assiste alors à une diminution importante de l'eau disponible, soit à une baisse de l'activité de l'eau, ce qui ralentit ou stoppe l'activité microbienne et enzymatique. La congélation permet donc la conservation des aliments à plus long terme que la réfrigération.

Selon la vitesse de refroidissement des aliments, on distingue :

La congélation rapide ou surgélation au cours de laquelle les denrées sont stabilisées par abaissement rapide de la température jusqu'à -18°C à cœur des denrées.

La congélation lente qui s'applique à des produits qui, par leur aspect ou leur mode de récolte, ne peuvent satisfaire à certaines exigences, par exemple vitesse de congélation à laquelle sont soumis les produits surgelés.[1]

I.4.Description du projet :

Notre entreprise est spécialisée dans la production de viande de volaille et la commercialisation des produits carnés et un grandement contribué à la modernisation de la filière jusque-là traditionnelle. Aujourd'hui elle se positionne comme un acteur de référence sur le marché national de l'agro-alimentaire et ambitionne de poursuivre ses efforts pour améliorer d'avantage la qualité de ses produits et gagner plus la confiance des consommateurs.

Cette entreprise est implantée à Blida. Elle est dotée de moyens et de procédés de productions modernes. En vue d'assurer une meilleure intégration, le groupe a également réalisé une ferme avicole pour assurer l'approvisionnement de ses unités en intrants (viandes blanches). L'ambition du groupe familial de notre entreprise est d'être un professionnel au service du consommateur et de l'économie national dans le strict respect de la réglementation applicable à ses activités et produits.

Ces produits sont commercialisés à travers le territoire national et apportent au consommateur un complément nutritif indispensable à une alimentation équilibrée. Ils sont consommés aussi bien par les ménages qu'au sein des collectivités publiques.



Figure n°1: Entreprise de transformation de viande de volaille

I.5. Les produits fabriqués au niveau de l'entreprise : [2]

Produit classique :	Produit différente gamme :	Produit slice :
<ul style="list-style-type: none"> • K-Chir (200g, 500g, 700g, 1kg, 2kg) • Pâté au fromage (200g, 500g, 700g, 1kg, 2kg) • Pâté pizza (200g, 500g, 700g, 1kg, 2kg) 	<ul style="list-style-type: none"> • Pâté thon (200g, 500g) • Pâté dinde (500g, 1kg) • Pâté au foie 500g • Saucisson salami 1kg • Délice de poulet salami 1kg • Délice de poulet Gourmet 1kg • Délice de poulet épicé 1kg • Jumbo poulet kg • Roti : Poulet ,dinde et bœuf (1.2kg) 	<ul style="list-style-type: none"> • Saucisson salami • Délice de poulet Salami • Délice de poulet gourmet • Délice de poulet épicé,

Tableau n°1: les produits fabriqués au niveau de l'entreprise

I.6. Description des installations de l'entreprise :

Les bâtiments se répartissent comme suit :

Un locale de production, salle des machine et quartes chambre froide (trois chambres positives et une chambre négative).

I.6.1. Les chambres froides positives :

- Chambre froide n°2 (CF2) : chambre froide à +4 °C qui assure la décongélation lente des produits congelés
- Chambre froide n°3 (CF3) : chambre froide à +8°C qui sert a stocker les ingrédients utilisés dans la préparation
- Chambre froide n°4 (CF4) : Utilisé pour stabiliser la température des produits finis et les préparer à la distribution ; la température ambiante de celle-ci est +2 °C.



Figure n°2 : Stockage le produit fini au froide

I.6.2.Les chambres froides négatives :

- Chambre froide n°1 (CF1) : chambre froide à -20 °C qui fonctionne comme une étape de refroidissement primaire pour conserver le poulet et la viande.



Figure n°3 : Frigo de stockage de poulet

I.6.3.Local de production :

C'est le lieu où sont effectués tous les processus de production, tels que la préparation, la fabrication et l'emballage, tout en garantissant la qualité et la sécurité des produits. Cela inclut le stockage des matières premières et la garantie de l'hygiène et de la sécurité des aliments.

La température de la salle doit être maintenue à 16°C à l'aide d'une centrale de traitement d'air CTA.

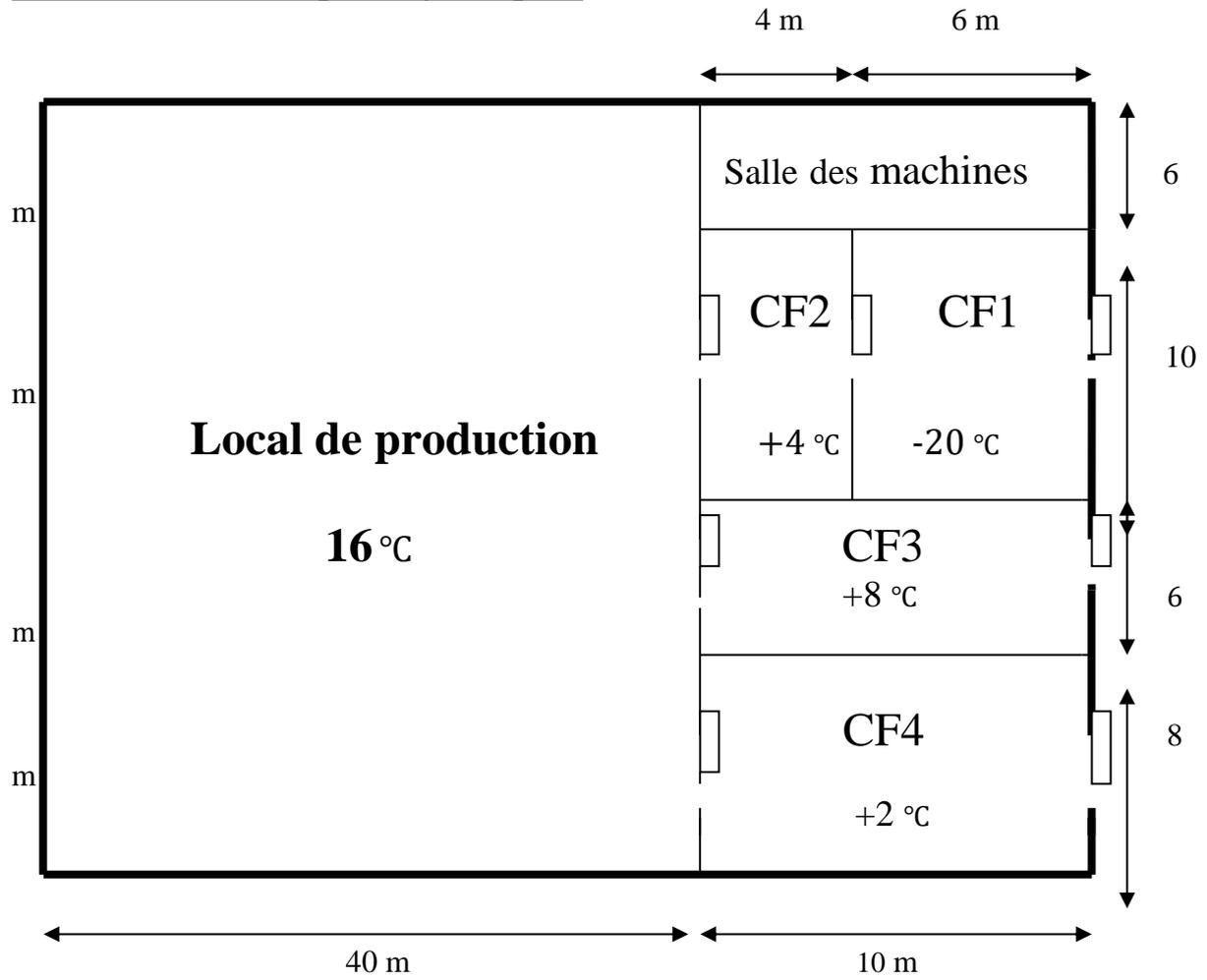


Figure n°4: Mélangeur



Figure n°5: Mélange la viande avec les ingrédients

I.7. Plan de L'entrepôt frigorifique :



Hauteur = 4 m

Figure n°6: Plan de L'entrepôt frigorifique

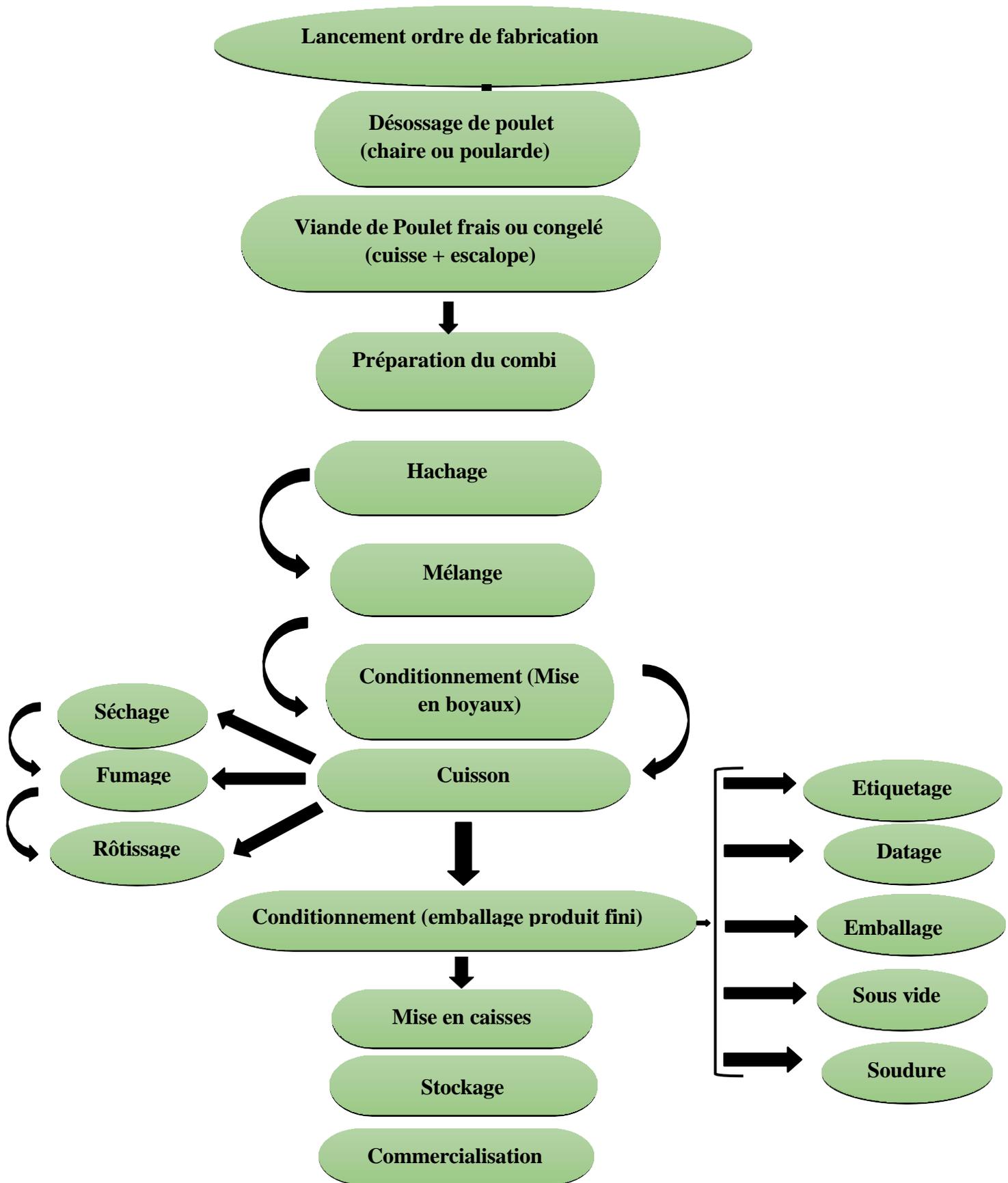


Figure n°7: Diagramme de fabrication de poulet rôti fumé. [2]

CHAPITRE II : PRINCIPES DE PRODUCTION DU FROID ET CLIMATISATION

II .1. Généralités : [3]

Il existe différentes façons d'obtenir du froid. Le principe réside en un transfert de calories. Mais les deux systèmes les plus répandus sont :

- Les systèmes à compression
- Les systèmes à absorption

La solution industriellement reconnue consiste à utiliser les systèmes à compression. En effet le passage de l'état liquide à gazeux consomme des calories (ou produit des frigories) et les fluides frigorigènes ont des propriétés thermodynamiques qui nous permettent de créer un cycle de condensation / détente (Cycle de Carnot).

II .2. Les moyens de production du froid : [3]

Il existe plusieurs moyens de production du froid parmi lesquels on distingue principalement :

II .2.1. Les mélanges réfrigérants : le froid est obtenu par la dissolution de certains sels dans un liquide en absorbant la chaleur.

II .2.2. L'évaporation d'un liquide pur : l'absorption de la chaleur latente de vaporisation transforme le fluide de l'état liquide à l'état gazeux.

II .2.3. La détente d'un gaz comprimé : lorsqu'un gaz est comprimé, sa température augmente ; par contre, lorsqu'il est détendu, sa température diminue. La chute de pression du fluide, du condenseur à l'évaporateur, est obtenue par un organe de détente dont l'orifice est restreint.

II .3. Constitution d'une installation de production du froid par compresseur [3]

Le circuit général d'une installation frigorifique est constitué de :

- D'un compresseur
- D'un condenseur
- D'un organe de détente ou détendeur

- D'un évaporateur

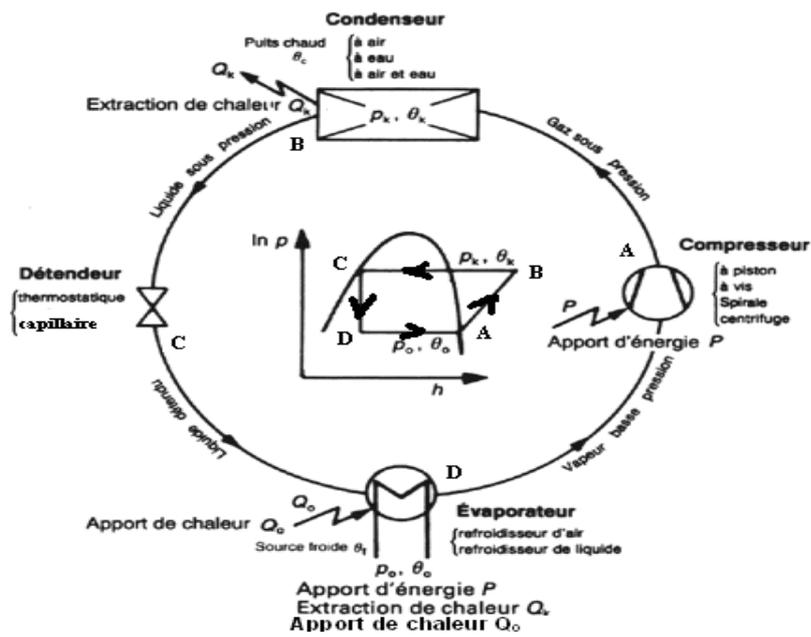


Figure n°8 : cycle frigorifique

Voici un schéma significatif du circuit frigorifique précédent :

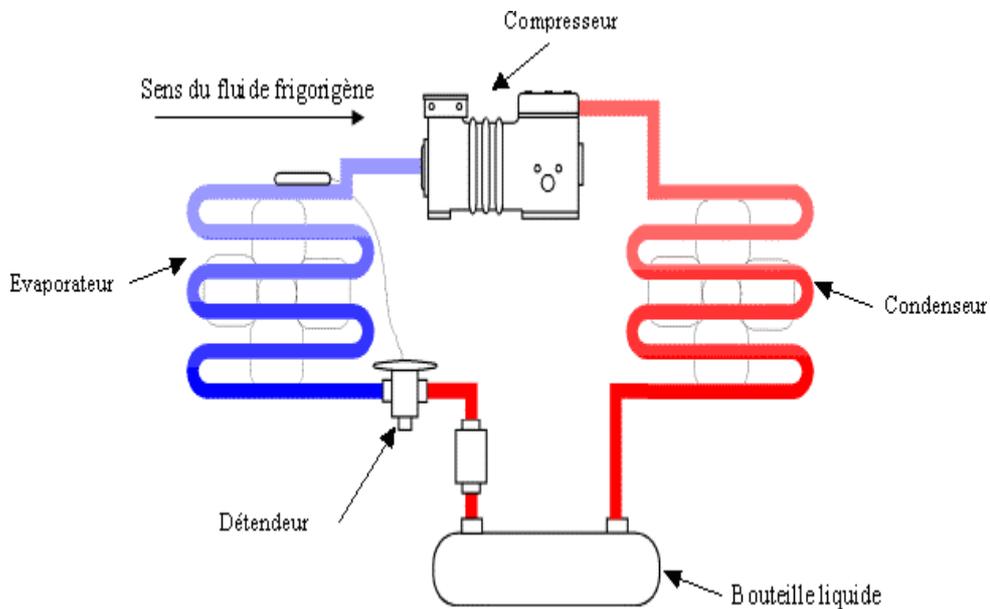


Figure n°9 : schéma significatif du circuit frigorifique

II .4. Définitions des quatre principaux organes du circuit frigorifique :[3]

II .4.1. Compresseur :

Il aspire les vapeurs de fluide frigorigène à basse pression et les comprime à haute pression.

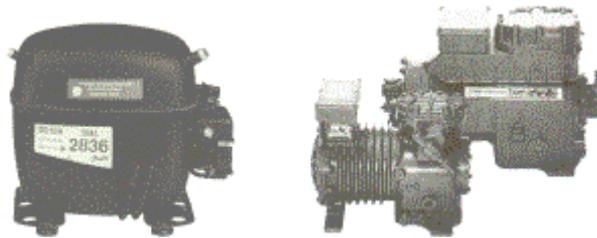


Figure n°10 : compresseur de fluide frigorigène

II .4.2. Condenseur :

C'est un échangeur de chaleur fonctionnant à haute pression. Il refroidit puis condense le fluide frigorigène. Il transmet la chaleur à un fluide de refroidissement (eau ou air) appelé médium.

On trouve trois types de condenseur à savoir :

- ❖ Le condenseur à air
- ❖ Le condenseur à eau
- ❖ Le condenseur à air et eau

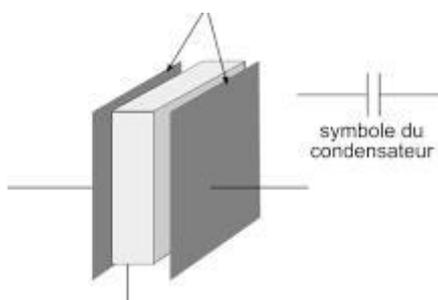


Figure n°11 : Condenseur

Un condenseur est caractérisé par :

- La quantité de chaleur à évacuer :

$$Q_c = Q_o + p_{mi} \quad (1)$$

Avec

Q_c : quantité de chaleur à évacuer au condenseur et elle est toujours plus élevée que la Quantité de froid produite par l'évaporateur [W]

p_{mi} : Puissance mécanique nécessaire à la compression du fluide frigorigène [W]

II .4.3. Détendeur :

C'est un dispositif de détente de la haute pression en basse pression généralement par laminage, au travers duquel le fluide frigorigène s'écoule vers l'évaporateur.

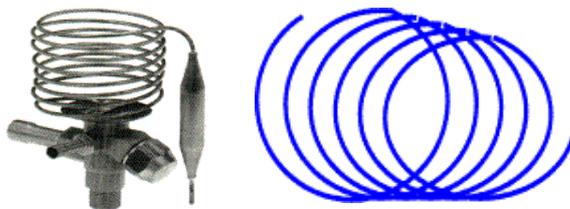


Figure n°12 : détendeur

On distingue :

- ❖ Les détendeurs capillaires
- ❖ Les détendeurs thermostatiques

En froid industriel, nous utilisons les détendeurs thermostatiques qui sont encore classés en :

- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression
- ✓ Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

II .4.4. Evaporateur :

C'est un échangeur de chaleur fonctionnant à basse pression. Il évapore le fluide frigorigène en absorbant la chaleur du milieu ambiant. L'évaporateur est placé dans l'enceinte à refroidir (le médium est alors de l'air).



Figure n°13 : Evaporateur frigorifique

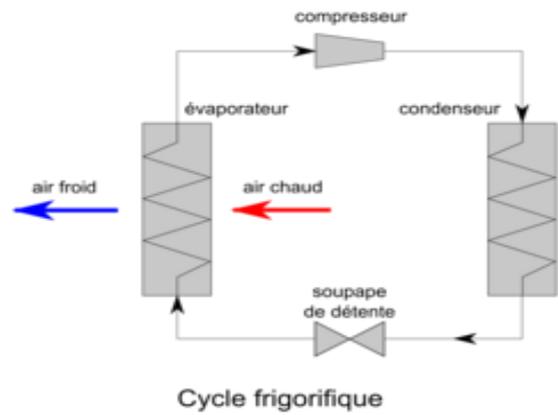


Figure n°14 : schéma significatif du circuit

Les caractéristiques d'un évaporateur sont :

- La quantité de chaleur au niveau de l'évaporateur :

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (2)$$

h_1 : enthalpie à l'état 1 du diagramme de Mollier

h_4 : enthalpie à l'état 4 du diagramme de Mollier. [3]

II.4.5. Le fluide frigorigène : [4]

II .4.5.1. Classification des fluides frigorigènes :

Pour la machine à compression mécanique les fluides frigorigènes utilisés sont divisés en trois groupes :

- Les chloro fluoro carbone (CFC).
- Les hydrau chloro fluoro carbone (HCFC).
- Les hydrau fluoro carbone (HFC).

Les CFC ont été introduits pour remplacer l'ammoniac (NH_3) et le chlorure de méthyle (CH_3Cl), (des fluides toxiques, en 1928).

II .4.5.2. Critères de choix des fluides frigorigènes :

Pour réaliser une bonne installation on a intérêt de choisir le bon fluide et qui répond à plusieurs conditions. Dont le choix du fluide frigorigène se fait selon plusieurs critères et qui sont :

- Critères thermodynamiques.
- Critères de sécurité.
- Critères d'action sur l'environnement.
- Critères techniques.
- Critères économiques.

Les points énumérés ci-dessus se résument comme suit :

II.4.5.2.1. Critères thermodynamiques :

- Température d'ébullition ;
- Température critique ;
- Pression du cycle frigorifique ;
- Echauffement des vapeurs au cours de la compression ;
- Production frigorifique volumique.

II.4.5.2.2. Critères de sécurité :

- Toxicité.
- Inflammabilité de la vapeur de frigorigène dans l'air.
- Action sur les denrées.
- Action sur l'environnement : Ozone, effets radiatifs (effet de serre).
- Action biologique.

II.4.5.2.3. Critères techniques :

- Action sur les métaux.
- Action sur les matières plastiques et élastomères.
- Action sur les isolants électriques.
- Conductivité sur les huiles.

- Comportement en présence d'eau.
- Stabilité thermique.
- Efficacité des échanges thermiques.
- Aptitudes aux fuites.
- Détection, puis localisation des fuites.

II.4.5.2.4. Critères économiques :

- Prix.
- Incidence du choix du frigorigène sur le prix de l'installation.
- Disponibilité du frigorigène.

II.4.5.2.5. Critères écologiques :

- **L'altération des réfrigérants sur la couche d'ozone :**

Vue de caractériser, les différents fluides frigorigènes du point de vue altération de la couche d'ozone on leur attribue à chacun un (potentiel d'altération de la couche d'ozone) désigné par le signe ODP (ozone déplétion potentiel).

- **L'effet de serre :**

L'effet de serre est caractérisé pour chaque gaz, le potentiel d'action sur l'effet de serre GWP (global warning potentiel), le GWP permet de faire une comparaison entre les fluides frigorigènes.

ODP et GWP des fluides frigorigènes			
Fluide frigorigène	Composition	ODP (R11 = 1)	GWP à 100 ans CO ₂ = 1
R _{134a}	CF ₃ CH ₂ F	0	1200
R _{404A}	R _{143a} / R ₁₂₅ / R _{134a}	0	3750
R _{410A}	R ₃₂ / R ₁₂₅	0	1890

Tableau n°2 : ODP et GWP des fluides frigorigènes

Le fluide frigorigère choisi dans notre système est le R404A.

Le R-404A est un mélange de remplacement azéotropique de type HFC, constituée de 52%

de R143a, 44% de R125 et de 4% de R134a.

Il est utilisé de préférence pour les réalisations des installations neuves de type centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installation de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés et les camions réfrigérés.

II .4.5.3. Les propriétés physico-chimiques du R-404A : [4]

Tableau : Les propriétés physico chimiques du R404A		
Masse molaire	g/mol	97,6
Point d'ébullition (sous 1,013 bar)	°C	-46.57
Densité	kg/m ³	863
Température critique	°C	72.14
Pression critique	Bar	37.35
Chaleur latente	kJ/kg	200.1
Viscosité dynamique	Pa .s	12.26×10 ⁻⁵
Chaleur spécifique	kJ/ (kg.K)	1.539
Conductivité thermique	(w/m.k)	67.34×10 ⁻³

Tableau n°3 : Les propriétés physico chimiques du R404A

II .5. Le conditionnement d'air :[5]

II .5.1. Définition :

Conditionner l'air d'un local consiste à préparer et introduire de façon continue dans le local une certaine quantité d'air dont les caractéristiques sont telles que les conditions d'ambiance du local sont réalisées. Ces conditions portent sur :

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

L'objectif est de réaliser un micro-climat intérieur confortable quelles que soient les conditions météorologiques extérieures et les apports de chaleur internes au local. Ces conditions météorologiques et ces apports internes définissent les charges que doit équilibrer le système de climatisation. Suivant la période pour laquelle est conçu ce système, on parle de climatisation d'hiver, d'été ou annuelle

II .5.2. Principe de fonctionnement :

Un climatiseur fonctionne sur le même principe que toute machine frigorifique. D'un côté il produit du froid, et de l'autre il évacue du chaud, des calories. Le climatiseur est une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un **fluide frigorigène** à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'**évaporateur**, le **compresseur**, le **condenseur** et le **détendeur**.

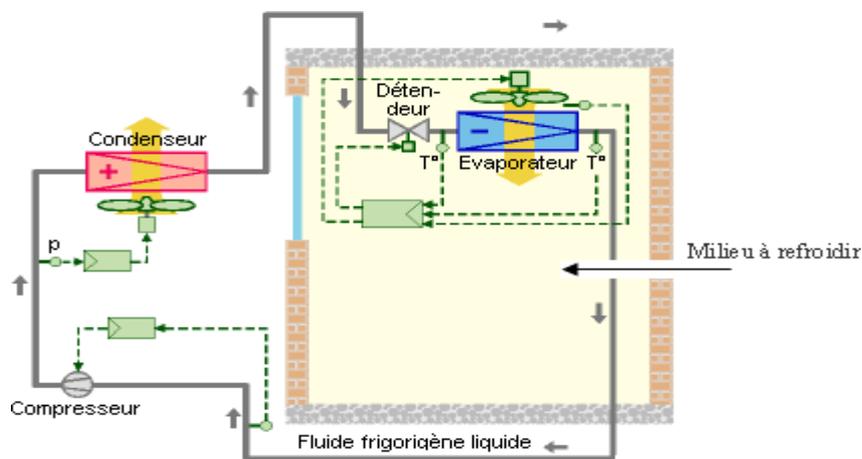


Figure n°15 : Schéma de principe de fonctionnement d'un climatiseur

Si certains systèmes sont limités au mode "froid", d'autres sont réversibles : le même échangeur intérieur peut alors servir de condenseur, lorsque le local est en demande de chaleur. Une telle souplesse est issue d'une régulation électronique sophistiquée, notamment basée sur l'emploi de détendeurs électroniques. Mais c'est l'ensemble des échangeurs qui fournissent du froid ou qui fournissent de la chaleur. La permutation du rôle des échangeurs est réalisée dans l'unité extérieure par une vanne d'inversion de cycle à 4 voies.

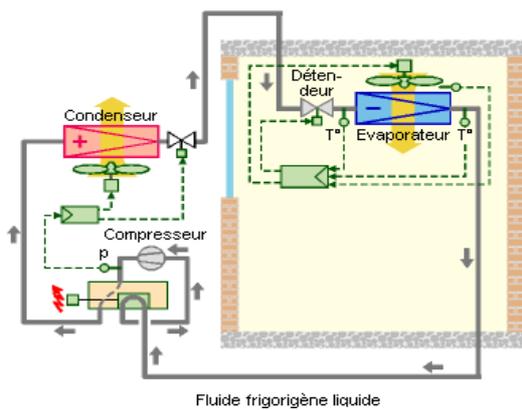


Figure n°16 : fonctionnement en froid

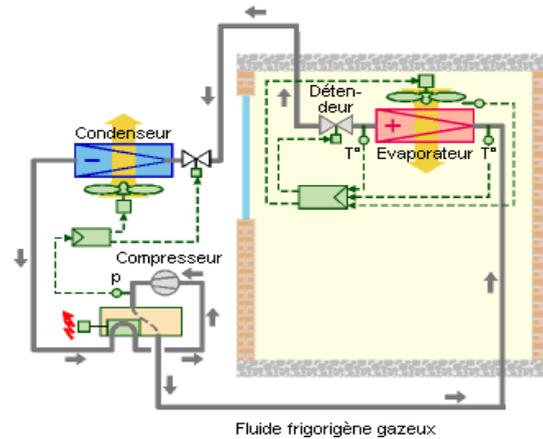


Figure n°17 : fonctionnement en chaud

II.5.3. Les différents systèmes de climatisation :[5]

On distingue les systèmes suivants :

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

II .6. Etude d'un système tout air :[3]

II .6.1. Définition :

La climatisation est réalisée entièrement par introduction d'air chaud ou frais (suivant les saisons) dans les locaux. Cet air est préparé dans une centrale de climatisation (cf. fig) où l'on traite un mélange d'air en provenance de l'extérieur (air neuf pour assurer le renouvellement d'air) et des locaux eux-mêmes (le débit de cet air repris est défini en fonction du débit d'air soufflé nécessaire ma,s : il serait en effet "anti-économique" de traiter dans la centrale de l'air provenant uniquement de l'extérieur.

air neuf

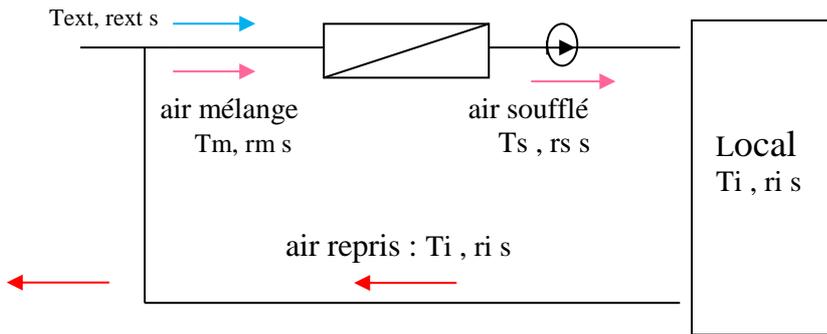


Figure n°18 : système tout air

II.6.2. Les éléments d'une centrale de climatisation :[6]

Une centrale de climatisation doit pouvoir assurer les fonctions suivantes :

- chauffage de l'air
- refroidissement de l'air
- humidification de l'air
- déshumidification de l'air

Ces fonctions sont assurées à l'aide des éléments suivants :

II .6.2.1. Batterie chaude :

L'air circule au contact d'un échangeur où circule de l'eau chaude. L'air s'échauffe à ce contact (augmentation de sa température) sans modification de son humidité : on a simplement augmentation de l'enthalpie sensible de l'air.

Si, sur le diagramme de l'air humide, le point représentatif de l'air à l'entrée de la batterie est le point 1, le point 2 représentatif de l'air à la sortie doit donc être tel que le segment est horizontal.

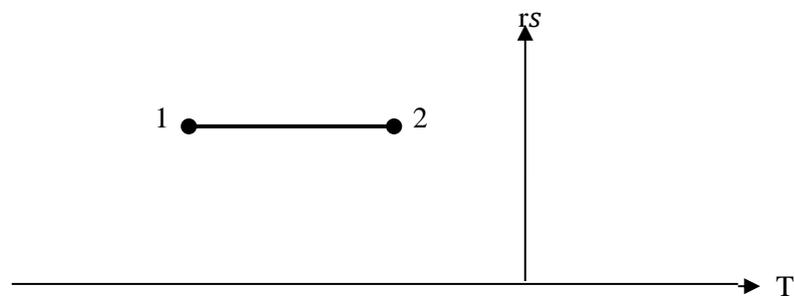


Figure n°19 : Batterie chaude

II .6.2.2. Batterie froide :

L'air circule au contact d'un échangeur où circule de l'eau froide. L'air se refroidit à ce contact (diminution de sa température) et peut aussi se déshumidifier si, sur une partie de la surface des ailettes

de l'échangeur, la température est inférieure à la température de rosée de l'air : Il y a en effet condensation d'une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air. on définit ainsi une batterie froide humide.

$\epsilon_{bf} = \frac{[12]}{[10]}$ avec $\epsilon = 100\%$ pour un échangeur "parfait

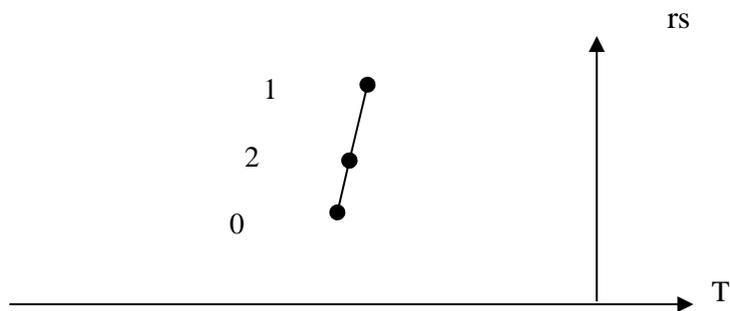


Figure n°20 : Batterie froide

CHAPITRE III : BILAN FRIGORIFIQUE DES CHAMBRES FROIDES

III 1. Introduction :[7]

Le bilan thermique est nécessaire aux calculs d'une installation frigorifique. Cette installation doit être prévue pour conserver des denrées ou autres produits dans de bonnes conditions de stockage, température, hygrométrie, ventilation.

Le bilan thermique permet de déterminer les apports thermiques journaliers. Il faut, afin d'effectuer les calculs, obtenir les éléments nécessaires.

Les charges thermiques d'une chambre froide se répartissent en deux catégories :

- ✓ Les charges thermiques externes.
- ✓ Les charges thermiques internes.

III 2. Les données de base :

Données de base extérieurs		
Caractéristique	Unité	Valeur
Température extérieure de bas (T_e)	°C	30
Humidité relative (φ)	%	60

Tableau n°4 : données de base extérieure

Les données intérieures d'entreposage		
Chambre	Température (°C)	Humidité relative (%)
01	-20	90
02	4	80
03	8	80
04	2	80

Tableau n°5 : données intérieures d'entreposage

III 3. Bilan thermique :

III 3.1. Les charges thermiques externes :

Les charges thermiques externes comprennent :

III 3.1.1. Les charges thermiques par transmission à travers les parois (Q_{tr}) :

Le calcul s'effectue paroi par paroi à savoir les quatre parois verticales puis le plancher haut (toiture) et enfin le plancher bas.

La charge thermique par transmission a pour valeur :

$$Q_{tr} = K.S. \Delta T \quad (3)$$

Avec :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (4)$$

Les résistances thermiques interne et externe $1/h_i$ et $1/h_e$ [$m^2.K/W$] des parois d'une chambre froide varient selon le tableau ci-après

Côté externe de la paroi	$1/h_e$	Côté interne de la paroi	$1/h_i$
Cas où il est en contact avec l'air extérieur	0.0 28	Cas d'une chambre froide en ventilation mécanique	0.0 55
Cas où il est en contact avec un autre local	0.1 15	Cas d'une chambre froide en ventilation naturelle	0.1 15

Tableau n°6 : Résistances thermiques des parois des chambres froides

Dans notre cas, les coefficient thermiques K sont donnés dans les tableaux ci-dessous :

	e (m)	I ($W/m.^{\circ}C$)	e/I ($m2.^{\circ}C/W$)
Béton	0.15	1.2	0.1250
Mousse	0.1	0.03	3.3333
Chape	0.05	1.9	0.0263
Pavage	0.05	1.04	0.0481

Tableau n°7 : Différentes couches de matériaux constituant le sol

	e (m)	I (W/m.°C)	e/I (m2.°C/W)
Tôle métallique	0.01	1.2	0.0083
Isolant (polyuréthane)	0.08	0.02	4.0000
Tôle métallique	0.01	0.12	0.0083

Tableau n°8 : Différentes couches de matériaux constituant le plafond

	e (m)	I (W/m.°C)	e/I (m2.°C/W)
Tôle métallique	0.01	1.2	0.0083
Isolant (polyuréthane)	.01	0.02	5.0000
Tôle métallique	0.01	0.12	0.0083

Tableau n°9 : Différentes couches de matériaux constituant les parois externes

	e (m)	I (W/m.°C)	e/I (m2.°C/W)
Tôle métallique	0.01	1.2	0.0083
Isolant (polyuréthane)	.005	0.02	2.5000
Tôle métallique	0.01	0.12	0.0083

Tableau n°10 : Différentes couches de matériaux constituant les parois internes

Donc, si nous considérons une chambre froide, les charges thermiques par transmission à travers les parois sont données par :

$$Q_{tr} = \sum Q_{tr,i} \quad (5)$$

III 3.1.2. Charge thermique due au renouvellement d'air (Q_{re}):

Cette charge intervient du fait qu'il est nécessaire de renouveler une partie de l'air ambiant de la chambre froide par de l'air neuf (air de l'extérieur). Cette opération améliore la qualité d'entreposage des denrées et évite quelques mauvaises odeurs qui peuvent se présenter. La charge thermique due au renouvellement d'air a pour formule :

$$Q_{re} = 1000. (v. \tau. v''). (h_e - h_i) / 86400 \quad (6)$$

Avec :

$$v = L. l. h \quad (7)$$

$$\tau = \frac{85}{\sqrt{v}} \quad (8)$$

$$v'' = \frac{461.51}{101325} \cdot (0.622 + w) \cdot (273.15 + T) \quad (9)$$

$$He = 2500.8 \cdot w + T(1.007 + 1.846 \cdot w) \quad (10)$$

86400=nombre de seconde dans une journée

III 3.1.3. Charge thermique due à l'ouverture des portes (Q_{op}) :

La quantité d'air admise est en fonction de la durée d'ouverture des portes et des dimensions de celles-ci. La charge thermique due à l'ouverture des portes a pour valeur :

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times \Delta T_p)] \times \tau_p \times \rho_{a.a} \times L_p \times h_p \times \sqrt{h_p} \left(1 - \frac{\rho_{a.e}}{\rho_{a.a}}\right) \times (h_{a.f} - h_{a.a}) C_{r.a} \quad (11)$$

Avec

$$\Delta T_p = T_e - T_a \quad (12)$$

Et le temps donné par la formule :

$$\tau_p = \frac{dt \cdot f_j}{24} \quad (13)$$

Le flux journalier (f_j) de marchandise pouvant transiter par la ou les portes d'une chambre froide se détermine par l'expérience sur la base de la contenance totale de la chambre froide en (kg).

La contenance totale d'une chambre froide peut être calculée d'après la formule :

$$C = A \times h \times d_e \times \delta_0 \quad (14)$$

Le coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide δ_0 est en fonction du type d'entreposage des produits d'après le tableau ci-après :

Type d'entreposage	δ_0
Entreposage de produits réfrigérés palettisés à faible rotation	0,65...0,70
Entreposage de produits réfrigérés palettisés à rotation rapide	0,45...0,50
Entreposage de produits congelés palettisés à faible rotation	0,75...0,80
Entreposage de produits congelés palettisés à rotation rapide	0,50...0,60

Tableau n°11 : Coefficient d'occupation du sol d'une chambre froide

Le tableau ci-dessous donne la durée moyenne de transit d_t de différents types de denrées

Entreposées en chambre froide : [1]

Type de porte	Type de marchandises	<i>Dt</i> [mn/t]
Porte à ouverture Manuelle	Cas de la viande animale sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisées	6
Porte automatique commandée	Cas de la viande animale sur pendoir	1
	Cas des marchandises palettisées	0.8

Tableau n°12 : Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées en chambre froide

III 3.2 Charge thermique internes :

III 3.2.1. Les charges thermiques internes indépendantes de denrées entreposées :

III 3.2 .1.1. Charges thermiques dues à l'éclairage ($Q_{e.c}$) :

Les luminaires des chambres froides classiques doivent pouvoir résister au froid, à l'humidité, être étanches à l'eau, être protégés des contacts avec tous objets et être insensibles aux effets de la poussière.

La charge thermique due à l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{e.c} = n. p. \tau / 24 \quad (15)$$

III 3.2.1.2. Charges thermiques dues aux personnes ($Q_{p.e}$) :

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la relation suivante :

$$Q_{p.e} = n .q_p. \tau / 24 \quad (16)$$

Température de la chambre froide [°C]	20	4	8	2
Quantité de chaleur dégagée par personne et unité de temps q_p [W]	390	270	270	270

Tableau n°13 : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide.

III 3.2.1.3. Charge thermique due au matériel roulant (Q_{mr}) :

La charge thermique due au matériel roulant (chariots élévateurs et transpalettes) se calcule comme suit :

$$Q_{m.r} = n. p.\tau / 24 \quad (17)$$

III 3.2.1.4. Charges thermiques dues aux matériels divers (Q_{md}) :

Ces machines peuvent être très diversifiées, étuves, cutters, hachoirs ...etc. a on :

$$Q_{md} = n. p.\tau / 24 \quad (18)$$

III 3.2.2. Charge thermiques internes dépendantes de denrées entreposées

III 3.2.2.1. Charge thermique due aux denrées entrantes (Q_{de}):

D'un e manière générale:

$$Q_{de} = \frac{m \cdot c_1(T_1 - T_2) + m \cdot c_2(T_2 - T_3)}{86400} \quad (19)$$

La température des denrées entrantes est supérieure à celle de l'ambiance de la chambre froide prévue à les entreposer. Ces denrées dégagent une certaine quantité de chaleur jusqu'à ce qu'elles aient leur température d'entreposage. C'est cette quantité de chaleur dégagée qui constitue une charge thermique à compenser.

La capacité thermique massique moyenne c_1 est donc celle des denrées au-dessus de leur point de congélation tandis que la capacité thermique moyenne c_2 est celle des denrées en dessous de leur point de congélation.

Lorsque les denrées introduites dans la chambre froide sont différentes, nous cherchons le point barycentrique, tant pour les capacités thermiques massiques avant congélation c_1 que pour les capacités thermiques massiques après congélation c_2 de toutes les denrées.

D'où la formule :

$$cm = \frac{\sum_{i=1}^n ci.mi}{\sum_{i=1}^n mi} \quad (20)$$

Nous procédons de la même manière pour déterminer la chaleur latente de congélation L , lorsque les denrées introduites sont différentes.

En ce qui concerne la température T_2 dans ce même cas, nous calculons la moyenne des températures de congélation des denrées introduites.

III 3.2.2.2. Charge thermique due aux respirations des denrées (Q_{resp}):

Les produits végétaux (les légumes) dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. Il faut tenir compte de la charge correspondante qui a pour valeur :

$$Q_{resp} = \frac{m \cdot q_{resp}}{86400} \quad (21)$$

Les produits végétaux et les fromages dégagent de la chaleur de respiration ou de fermentation on a : $Q_{resp} = 0$.

III 4. Puissances frigorifiques de l'évaporateur :

A ce stade de calcul, on détermine la puissance frigorifique intermédiaire P_{int} que le ou les évaporateurs devront assurer afin de couvrir la charge thermique intermédiaire Q_{int} .

La charge frigorifique intermédiaire (Q_{int}) est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

En désignant par t_{int} la durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en heures. La puissance intermédiaire de l'évaporateur P_{int} s'écrit :

$$P_{int} = Q_{int} \times 24 / \tau_{inst} \quad (22)$$

En général la durée de marche de l'installation frigorifique (t_{int}) est de 18 heures par jour pour le produit congelé et de 16 heures par jour dans les autres cas, pour les installations industrielles la durée de fonctionnement va 18 à 20 heures la détermination provisoire des évaporateurs se fait à partir du calcul de la puissance frigorifique prévisionnelle P_{prev} en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire.

III 5. Les charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs de l'évaporateur [Q_{vent}] :

Dans les chambres froides modernes, on utilise toujours dès évaporateurs équipés d'un ou plusieurs ventilateurs ce qui permet d'assurer un brassage et une circulation efficaces de l'air. Chaque ventilateur est entraîné par un moteur électrique qui dégage de la chaleur qui s'ajoute à la chaleur dégagée par les

différentes autres sources, la charge due aux moteurs des ventilateurs est alors donnée par la formule :

$$Q_{vent} = \frac{n.p.\tau_{evap}}{\tau_{inst}} \quad (23)$$

III 6. Charge thermique dues aux résistances de dégivrage [Q_{deg}] :

Il existe différents systèmes de dégivrage d'un évaporateur mais il s'agit souvent de résistances électriques. La charge due aux résistances électriques est alors :

$$Q_{deg} = \frac{n.R_d.\tau_{deg}}{\tau_{inst}} \quad (24)$$

La puissance frigorifique prévisionnelle $Q_{0,prév}$ s'obtient en ajoutant 20% à la puissance frigorifique intermédiaire $Q_{0,int}$. Nous avons donc :

$$Q_{0,prév} = 1,2 \cdot Q_{0,int} \quad (25)$$

La puissance frigorifique intermédiaire est la puissance correspondant à la charge thermique Intermédiaire Q_{int} qui égale à la somme de toutes les charges thermiques calculées Précédemment d'où :

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{ec} + Q_{pe} \quad (26)$$

$$Q_{0,int} = \frac{Q_{int} \cdot 24}{\tau_{inst}} \quad (27)$$

III 7. Les principaux paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique :

III 7.1. La température de condensation :

On utilise un condenseur à air, le calcul de la température de condensation est calculé par la relation suivante :

$$T_c = T_e + \Delta T \quad (28)$$

III 7.2. La température d'évaporation :

On a choisi une machine frigorifique à détente directe c'est-à-dire que l'évaporateur est placé à l'intérieur de la chambre froide, dont la température d'évaporation est inférieure à celle de la chambre froide. On peut calculer la température d'évaporation à partir de la relation suivante:

$$T_{ev} = T_i - \Delta T \quad (29)$$

Tableau (IV.3) : L'écart de température		
T_i (°C)	φ_i (%)	ΔT (°C)
> -12	91 ÷ 95	7 ÷ 8
	86 ÷ 90	8 ÷ 9
	81 ÷ 85	9 ÷ 10
	76 ÷ 80	10 ÷ 11
	70 ÷ 75	11 ÷ 12
< -12	∇ φ _i	6

Tableau n°14 : température d'évaporation

III 7.3. La pression de condensation et d'évaporation :

Les pressions de (condensation et d'évaporation) sont calculés à partir du diagramme enthalpique (P-H).

Suivant la température d'évaporation et la température de condensation et à partir de ces deux températures on peut tirer les pressions.

- P_{ev} : Pression d'évaporation (l'isobare qui passe par la T° d'évaporation).
- P_e : Pression de condensation (l'isobare qui passe par la T° de condensation).

III 7.4. Le taux de compression :

Pour déterminer le nombre d'étage de la machine frigorifique, il faut d'abord calculer le taux de compression qui représente le rapport entre la pression de condensation et celle d'évaporation.

$$\tau_{\text{comp}} = \frac{P_c}{P_{\text{ev}}} \quad (30)$$

- Si le taux de compression est inférieur à 6 donc notre M.F est mono étagée.
- Si le taux de compression est supérieur à 6 donc notre M.F est bi étagée.

Pour le cas d'une machine frigorifique bi étagée il faut qu'on détermine la pression
indéterminée.

$$P_i = (P_{\text{ev}} \times P_c)^{1/2} \quad (31)$$

- Pour l'étage basse pression $\tau = P_i/P_{\text{ev}}$.
- Pour l'étage haute pression $\tau = P_c/P_i$.

CHAPITRE IV : BILAN THERMIQUE DE CLIMATISATION ET CALCUL AERAIQUE DU LOCAL DE PRODUCTION

CALCUL DU BILAN L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE

IV.1. Bilan thermique de climatisation d'été et hiver du local de production :

Le calcul de ces charges se pose sur les conditions dites « de base », c'est-à-dire celles qui conduisent au calcul des charges maximales. La conception de la régulation permettra ensuite d'adapter à chaque instant la puissance de l'installation aux charges intermédiaires.

Nous classons ces charges en deux catégories essentielles :

- ✓ Les charges internes (Denrées, éclairage, les machines, le matériel roulant, le personnel, etc...)
- ✓ Les charges dues à l'environnement extérieur (étanchéité, ensoleillement, apports par les parois, apports par les portes, apports par les fenêtres, etc...).

IV.1.1 Charges dues à internes :

Les charges internes sont essentiellement constituées par les dégagements de chaleur et d'humidité à l'intérieur même du local production.

Leur importance repose sur l'usage dans lequel le local est destiné.

Nous considérerons que ces dégagements sont constants pendant la période d'occupation du local climatisé.

Dans notre cas, les charges dues à l'environnement intérieur ont essentiellement pour origine :

- ✓ Les denrées entrantes
- ✓ Les personnes
- ✓ L'éclairage
- ✓ Les machine
- ✓ Les matériels roulants

IV.1.1.1. Apports par les denrées :

On utilise la même formule que le dimensionnement des chambres froides :

$$Q_d = \frac{\sum_n m.cp.(t_1-t_2)}{86400} \quad (32)$$

IV.1.1 .2. Apports par les personnels :

Les Personnes à l'intérieure de la salle locale de production dégagent de la chaleur du fait de leur respiration. On utilise la même formule que le dimensionnement des chambres froides :

$$Q_p = \frac{n \cdot p \cdot t_p}{24} \quad (33)$$

IV.1.1.3. Apports dus à l'éclairage :

En raison du fonctionnement de l'éclairage à l'intérieur même du local climatisé, nous considérons que toute l'énergie électrique consommée se transforme intégralement en chaleur

nous calculons les apports réels dus à l'éclairage par la relation suivante :

$$Q_{ecl} = \frac{n \cdot p \cdot t_{ecl}}{24} \quad (34)$$

IV.1.1.4. Apports dus aux machines :

Les machines électriques qui fonctionnent à l'intérieur du local climatisé émettent une certaine quantité de chaleur dans l'ambiance. Certaines, en plus, dégagent de l'humidité. Mais ce dernier ne se présente pas dans notre conception de l'installation.

Les apports dus aux machines électriques se trouvant à l'intérieur même du local sont donnés par la formule suivante :

$$Q_m = \frac{N_m \cdot P_m \cdot t_m}{20} \quad (35)$$

IV.1.1.5. Apports par le matériel roulant :

Nous calculons les apports réels dus aux occupants par la relation suivante :

$$Q_{mr} = \frac{n \cdot P \cdot t_{mr}}{24} \quad (36)$$

IV.1.2. Charges externes :

Les charges externes sont classées en trois catégories :

- ✓ Les charges dues au rayonnement solaire (apports par les parois, les portes et les fenêtres)
- ✓ Les charges thermiques par (apports par les parois, les ouvertures des portes et

ouverture des fenêtres) extérieures

- ✓ Apports par infiltration (étanchéité)

IV.1.2.1. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs :

Les apports dus au rayonnement solaire sont donnés par la relation suivante :

$$Q_s = \text{Phi} \cdot A \cdot J \cdot S \quad (37)$$

IV.1.2.2. Apports par transmission à travers les parois :

Les apports par transmission à travers les parois se calculent de la même manière que les chambres froides :

$$Q_p = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (38)$$

IV.1.2.3. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement par les fenêtres :

Les apports dus au rayonnement solaire sont donnés par la relation suivante :

$$Q_{rf} = \text{Phi} \cdot A \cdot J \cdot S \quad (39)$$

IV.1.2.4. Apports par transmission à travers ouvertures les fenêtres :

Les apports par transmission à travers ouvertures les fenêtres se calculent de la même manière que les chambres froides :

$$Q_{tf} = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (40)$$

IV.1.2.5. Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement par les portes :

Les apports dus au rayonnement solaire sont donnés par la relation suivante :

$$Q_{rp} = \text{Phi} \cdot A \cdot J \cdot S \quad (41)$$

IV.1.2.6. Apports par transmission à travers ouvertures les portes :

Les apports par transmission à travers ouvertures les ports se calculent de la même manière que les chambres froides :

$$Q_{tp} = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (42)$$

IV.1.2.7. Apports par infiltration :

Ils sont donnés par :

$$Q_{\text{ifl}} = Mf. (H_i - H_e). 1000/3600 \quad (43)$$

Avec :

$$Mf = N. Vt. Ro \quad (44)$$

$$N = (a + b). (c + V_{\text{air}}. DT) \quad (45)$$

IV.2. CALCUL AERAIQUE DU LOCAL DE PRODUCTION :

IV.2.1. Les différents débits d'air :

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

IV.2.2. Débit d'air neuf :

Le corps humain émet des produits gazeux qui contribuent à polluer l'air de la salle

blanche. Le maintien de la teneur en oxygène et en gaz carbonique de l'air ambiant exige des

taux de renouvellement d'air

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

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

Le taux de renouvellement d'air est fondé sur un apport d'air extérieur minimal de 15 vol/h.
Il est exprimé par le rapport du débit d'air neuf par le débit d'air soufflé admis dans le local.

$$m_n = m_s - m_r \quad (46)$$

IV.2.3. Débit d'air soufflé :

L'état et le débit de l'air à soufflé résultent de la résolution d'un système d'équations exprimant respectivement les bilans enthalpique et hydrique.

$$Q = m_s \cdot (h_A - h_s) = m_s \cdot C_{pair} \cdot (T_A - T_s) \quad (47)$$

$$\dot{m}_{ve} = m_s \cdot (x_A - x_s) \quad (48)$$

Un écart de température ΔT entre la température de l'air intérieur et celle de soufflage peut être imposé, il est de l'ordre de 8° C à 12° C.

$$T_s = T_i + \Delta t \quad (49)$$

IV.2.4.1. Débit d'air recyclé :

Le débit d'air recyclé est donné comme suit :

$$m_r = \tau \times m_s \quad (50)$$

Avec : $\tau = 80\%$

IV.2.4.3. Débit d'air mélangé :

L'air soufflé représente un mélange d'air neuf et d'air recyclé. Il est donné

par la

relation suivante :

$$m_m = m_s = m_n + m_r \quad (51)$$

Dans le caisson de mélange, l'air (neuf +recyclé) est soumis à un bilan enthalpique qui se traduit par l'égalité suivante :

$$(m_n + m_r) \cdot h_m = m_n \cdot h_e + m_r \cdot h_i \quad (52)$$

Comme :

$$m_m = m_s = m_n + m_r \quad (53)$$

Le bilan s'écrit :

$$m_s \cdot h_m = m_n \cdot h_e + m_r \cdot h_i \quad (54)$$

IV.2.4. Enthalpie de soufflage :

L'enthalpie de soufflage est donnée comme suit :

$$Q = m_m \cdot (h_s - h_e) \quad (55)$$

$$H_s = h_e + \frac{Q}{m_s} \quad (56)$$

IV.2.4.6. Teneur en eau au point de soufflage :

Après la connaissance des valeurs de la température et de l'enthalpie du soufflage , la valeur de la teneur en eau au point du soufflage peut être lue directement sur le diagramme de l'air humide. La relation exprimant cette quantité est :

$$W_s = H_s - (T_s \cdot 1,007) / (2500,8 + T_s \cdot 1,84) \quad (57)$$

IV.2.4.4. Température du mélange :

La température du mélange est la somme des températures apportées par chaque composant.

Ainsi :

$$m_s \cdot T_m = m_n \cdot T_e + m_r \cdot T_i \quad (58)$$

D'où :

$$T_m = \frac{m_n \cdot T_e + m_r \cdot T_i}{m_s} \quad (59)$$

IV.2.4.5. Enthalpie du mélange :

L'enthalpie du mélange est évaluée de la même manière que celle de la température.

Elle s'exprime par :

$$Q = m_m \cdot (h_m - h_e) \quad (60)$$

$$H_m = h_e + \frac{Q}{m_m} \quad (61)$$

IV.2.4.6. Teneur en eau au point du mélange :

Après la connaissance des valeurs de la température et de l'enthalpie du mélange, la valeur de la teneur en eau au point du mélange peut être lue directement sur le diagramme de

l'air humide. La relation exprimant cette quantité est :

$$W_m = H_m - (T_m \cdot 1,007) / (2500,8 + T_m \cdot 1,84) \quad (62)$$

IV.2.4.6. La vitesse :

Le soufflage de l'air traité dans le local de production fait grâce à un réseau de gaines qui doit sortir faire la condition suivante :

$$V = \frac{m_{\text{vair soufflé}}}{S} \leq V_{\text{ad}} \quad (63)$$

Avec :

$$S = a \times b \quad (64)$$

Et :

$$m_{\text{air}} = m_{\text{vair}} \times \frac{1}{V_{\text{air}}} \quad (65)$$

Les vitesses admissibles :

- Conduits principaux : 7 à 12 m/s
- Conduits secondaires : 3 à 7 m/s

IV.3. Principe de détermination d'une centrale de climatisation :

IV.3.1 Cas de l'hiver :

Position du problème : en général, en hiver, l'air extérieur est plutôt froid et sec. Aussi, le point de mélange, caractéristique de l'air à l'entrée de la centrale, est défini par une température et une humidité plus petite que celles qui définissent le point de soufflage S à la sortie de la centrale.

La centrale, qui doit permettre le passage de M à S, doit donc chauffer et humidifier l'air. Il existe pour ce faire deux possibilités :

IV.3.1.1. 1ère possibilité :

On utilise une batterie chaude et une injection de vapeur. La batterie chaude réchauffe l'air sans modifier S et l'injection de vapeur humidifie sans changer la température.

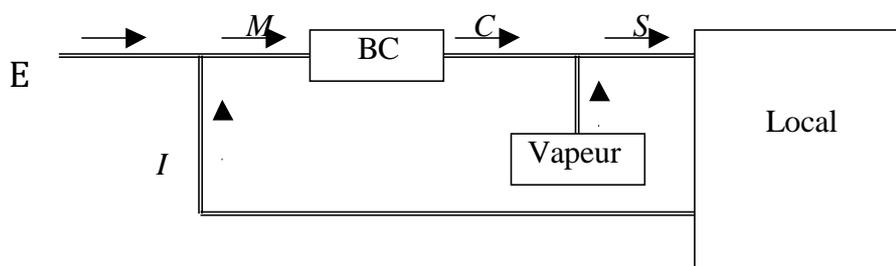


Figure n°21 : installation batterie chaude et une injection de vapeur

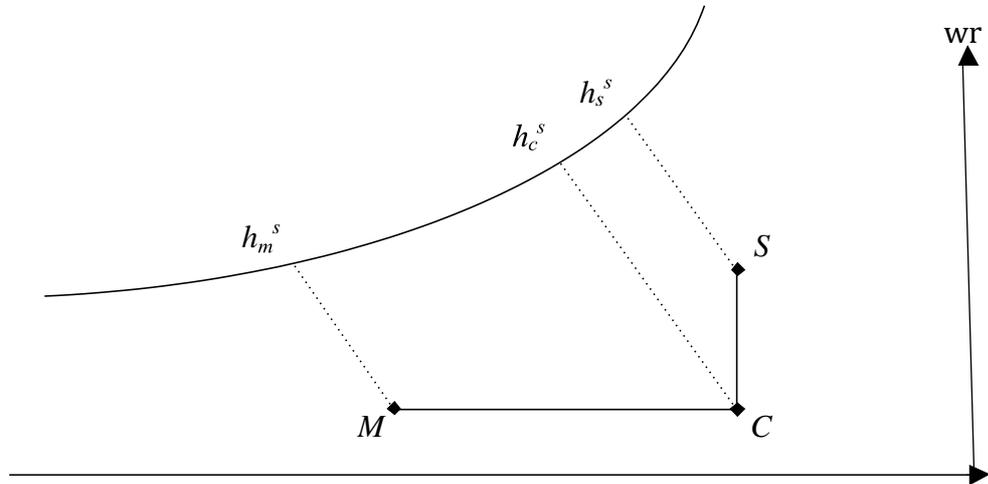


Figure n°22 : diagrammes d'hiver 1^{er} possibilité

De M→C : utilisation BC

De C→S : utilisation humidificateur à vapeur

- Puissance de la batterie chaude :

$$P_{BC} = m_{air} \cdot (h_c - h_m) = 1.02 \times m_{air} \cdot (T_s - T_m) \quad (66)$$

- Débit de vapeur injectée :

$$m_v = m_{air}(w_s - w_m) \quad (67)$$

$w = r =$ humidité absolue de l'air (Kg/Kgas)

IV.3.1.2.2^{ème} possibilité :

On utilise deux batteries chaudes et un humidificateur adiabatique entre les deux batteries ; on utilise rarement une seule batterie car on atteindrait dans ce cas des températures trop élevées à la sortie de cette batterie. De plus, nous verrons que l'une des deux batteries peut servir pour la climatisation d'été.

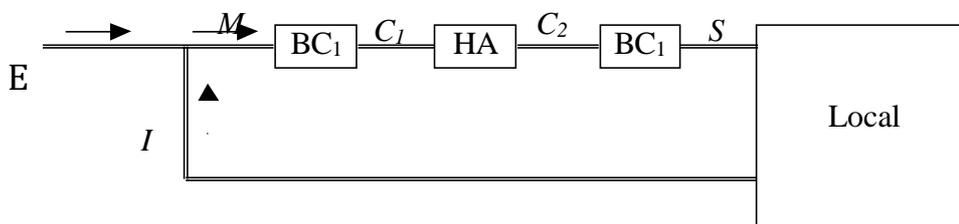


Figure n°23 : installation batterie chaude 2^{eme} possibilité

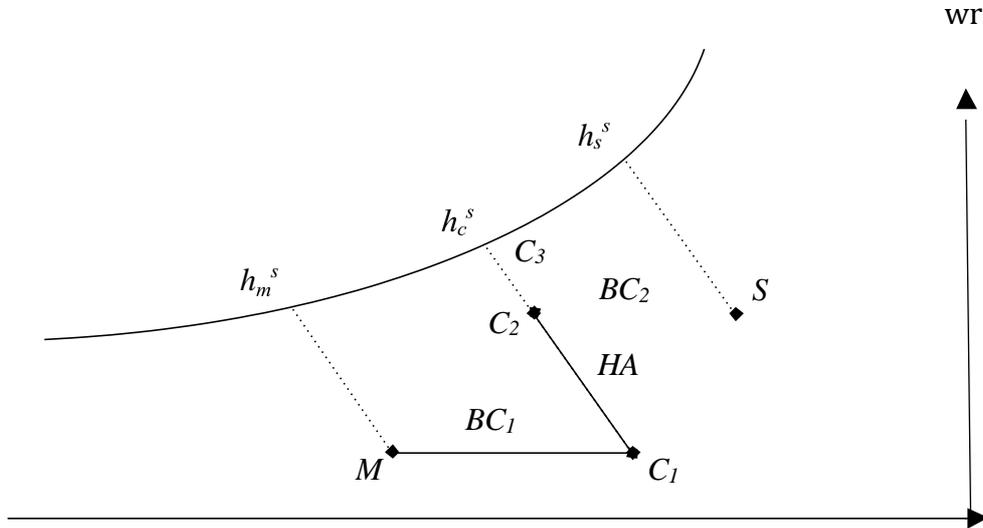


Figure n°24 : diagramme d'hiver 2^{eme} possibilité

De M à C1 : utilisation BC1

De C2 à S : utilisation BC2

De C1 à C2 : utilisation de l'humidificateur adiabatique

Caractéristique de la centrale :

- Puissance 1^{ere} BC

$$p_{BC1} = m_{air} \cdot (h_{c1} - h_m) = 1.02 \times m_{air} \cdot (T_{c1} - T_m) \quad (68)$$

- Puissance 2^{eme} BC

$$p_{BC2} = m_{air} \cdot (h_s - h_{c2}) = 1.02 \times m_{air} \cdot (T_s - T_{c2}) \quad (69)$$

- Quantité d'eau injectée :

$$m_{eau} = m_{air} \cdot (w_s - w_m) \quad (70)$$

$w=r$ = humidité absolue de l'air (kg/kg air sec)

- Efficacité de l'humidificateur

$$m_e = m_{a,s} (w_s - w_m) \quad (71)$$

$$\epsilon_H = \frac{[C_1 C_2]}{[C_1 C_3]} \times 100 = \frac{w_s - w_m}{w_{c3} - w_m} \times 100 \quad (72)$$

On a :

$$w_{c1} = w_m$$

$$\text{et } w_{c2} = w_s$$

$$\text{et } h_{c1} = h_{c2} = [c_1, c_2] = \text{droite H} = \text{cst}$$

Une dernière hypothèse est nécessaire : elle portera sur la puissance de la batterie chaude BC2 si celle-ci est utilisée pour la climatisation d'été (ce qui impose la position du point C) ou bien sur l'efficacité d'humidificateur

Imposée par le constructeur (ce qui impose le rapport : $c_1 c_2 / [c_1 c_3]$).

IV.3.2. Cas de l'été :

Position du problème : cette fois ci, le point de mélange m est généralement caractérisé par une température et une humidité plus élevée que celles du point de soufflage s. Il faut donc utiliser une batterie froide qui refroidit et déshumidifie. La transformation m → s par batterie froide humide n'est, possible que si la droite [MS] coupe la courbe de saturation. D'où les deux cas à envisager :

IV.3.2.1. 1^{er} Cas :

- Puissance batterie froide :

$$P_{BF} = m_{air}(T_m - T_s) = 1,02 \times m_{air} \cdot (T_m - T_s) + 2500 \times m_{a,s}(w_m - w_s) \quad (73)$$

- Efficacité batterie froide :

$$\epsilon_{BF} = \frac{[MS]}{[MO]} = \frac{T_m - T_s}{T_m - T_o} \times 100 = \frac{w_m - w_s}{w_m - w_o} \times 100 \quad (74)$$

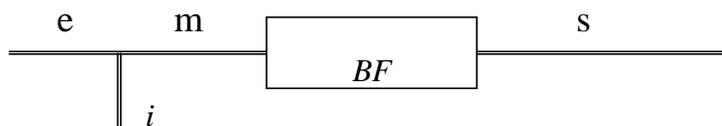


Figure n°25 : installation batterie froide 1^{er} cas

[MS] coupe la courbe de saturation

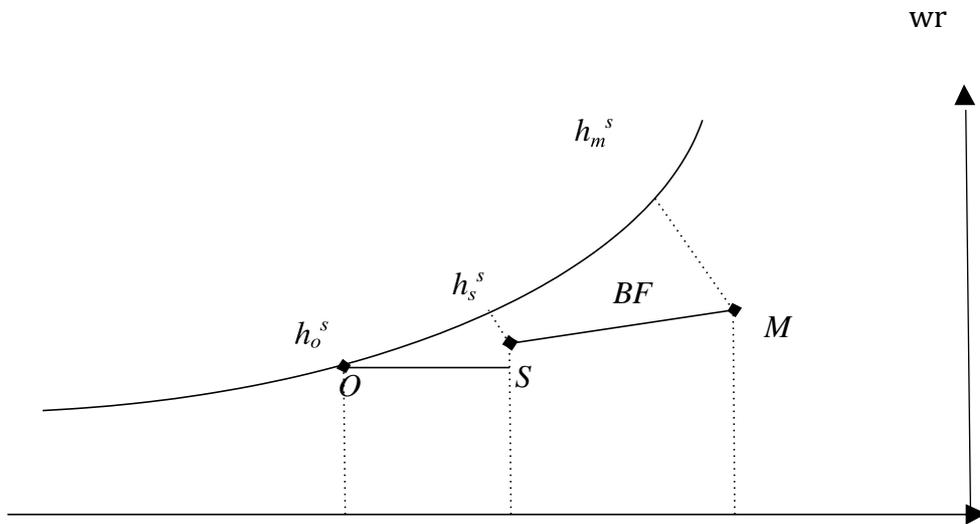


Figure n°26 : diagramme d'été 1^{er} cas

IV.3.2.2. 2^{eme} Cas :

[MS] ne coupe pas la courbe de saturation. Il peut ajouter une batterie chaude à la batterie froide pour atteindre le point de soufflage S.

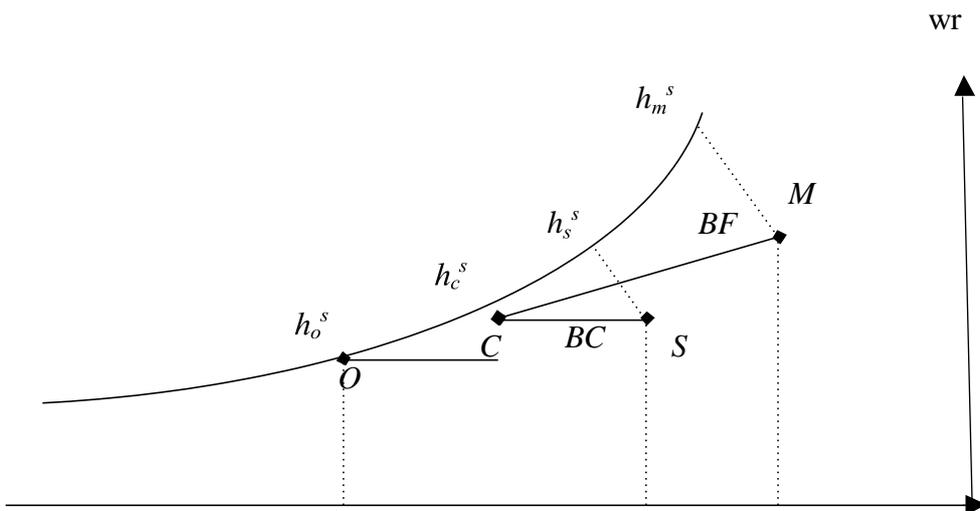


Figure n°27 : diagramme batterie chaude a la froide

De M à C : utilisation batterie froide

De C à S : utilisation batterie chaude

- Puissance batterie froide :

$$P_{BF} = m_{air}(T_m - T_c) = 1,02 \times m_{air} \cdot (T_m - T_c) + 2500 \times m_{a,s}(w_m - w_c) \quad (75)$$

- Efficacité batterie froide :

$$\epsilon_{BF} = \frac{[MC]}{[MO]} = \frac{T_m - T_c}{T_m - T_o} \times 100 = \frac{w_m - w_c}{w_m - w_o} \times 100 \quad (76)$$

- Puissance batterie chaude :

$$P_{BC} = m_{air}(h_s - h_c) = 1,02 \times m_{air} \cdot (T_s - T_c) \quad (77)$$

IV.3.2.2.1. Batterie froide :

$$P_{BF} = m_{a,s} \cdot (h_m^s - h_c^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_m - T_c) + 2500 \times m_{a,s} \cdot (r_m^s - r_c^s) \quad (78)$$

$$\epsilon_{BF} = \frac{[MC]}{[MO]} = \frac{T_m - T_c}{T_m - T_o} = \frac{r_m^s - r_c^s}{r_m^s - r_o^s} \quad (79)$$

$$\epsilon_{BF} = \frac{[12]}{[10]} \times 100 \quad (80)$$

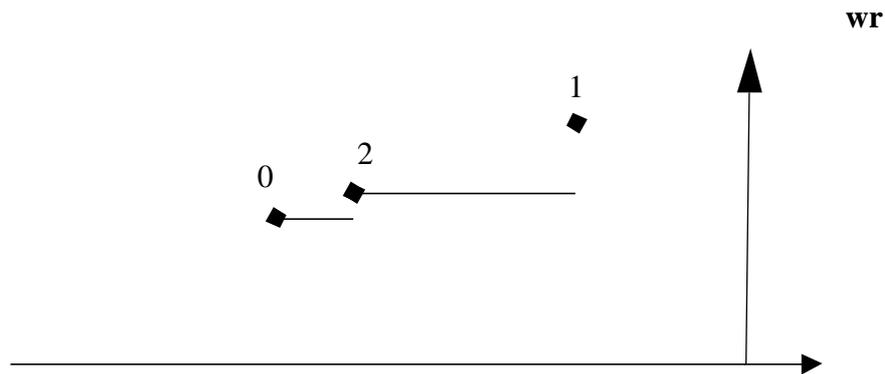


Figure n°28 : batterie froide

Point 1 : Entrée de l'air (Entrée BF)

Point 2 : Sortie de l'air (Sortie BF)

Point 0 : point sur courbe (Sortie BF)

Remarque : pour un échangeur parfait (BF) $\epsilon_{BF} = 100\%$

- Formule efficacité humidificateur adiabatique

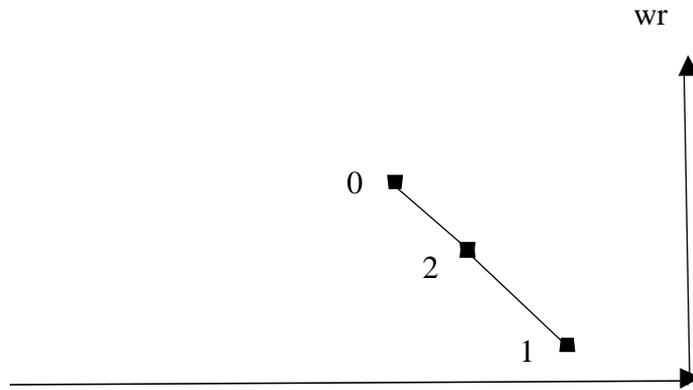


Figure n°29 : diagramme humidificateur

$$\epsilon_H = \frac{[12]}{[10]} \times 100 \quad \%$$

Point 1 : Entrée humidificateur

Point 2 : sortie humidificateur

IV.3.2.2.2. Batterie chaude :

$$P_{BC} = m_{a,s} \cdot (h_s^s - h_c^s) = 1,02 \times m_{a,s} \cdot (T_s - T_c) \quad (81)$$

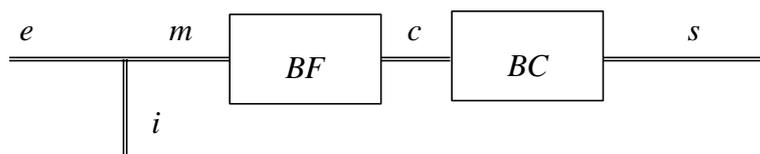


Figure n°30 : installation batterie chaude

CHAPITRE V : CALCUL DU BILAN DE L'ENTREPOT FRIGORIFIQUE

V.1. Calculs des charges thermiques externes :

Avant d'entrer dans les calculs des charges thermiques externes, nous allons fournir les données de base spécifiques à chaque chambre froide de l'installation :

CF1	Intitulés		Valeurs	Unités
dimensions intérieures	Largeur		6	[m]
	Longueur		10	[m]
	Hauteur		4	[m]
	Volume		240	[m ³]
Denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3.35	[kJ/kg.K]
		après congélation	2.50	
	chaleur latente de congélation		60	[kJ/kg]
	point de congélation		-2.00	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		-20	[°C]
	humidité relative intérieure		90	[%]
	humidité relative extérieure		60	[%]
	température d'introduction		2	[°C]

Tableau n° 9 : Données pour CF1

CF2	Intitulés		Valeurs	Unités
dimensions intérieures	Longueur		10	[m]
	Largeur		4	[m]
	Hauteur		4	[m]
	Volume		160	[m ³]
Denrées	capacité thermique massique	avant congélation	3.35	[kJ/kg.K]
		après congélation	2.50	
	chaleur latente de congélation		0.00	[kJ/kg]
	point de congélation		-2.00	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		4.00	[°C]
	humidité relative intérieure		80	[%]
	humidité relative extérieure		50	[%]
	température d'introduction		-20	[°C]

Tableau n°10 : Données pour CF2

CF3	Intitulés		Valeurs	Unités
dimensions intérieures	Longueur		10	[m]
	Largeur		6.00	[m]
	Hauteur		4.00	[m]
	Volume		240	[m ³]
Denrées	capacité thermique massique	avant congélation	2.37	[kJ/kg.K]
		après congélation	2.00	
	chaleur latente de congélation		0.00	[kJ/kg]
	point de congélation		0.00	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		8.00	[°C]
	humidité relative intérieure		80	[%]
	humidité relative extérieure		60	[%]
	température d'introduction		30	[°C]

Tableau n°11 : Données pour CF3

CF4	Intitulés		Valeurs	Unités
dimensions intérieures	Longueur		10	[m]
	Largeur		8.00	[m]
	Hauteur		4.00	[m]
	Volume		320	[m ³]
Denrées	capacité thermique massique	avant congélation	2.70	[kJ/kg.K]
		après congélation	1.59	
	chaleur latente de congélation		0.00	[kJ/kg]
	point de congélation		-4.00	[°C]
Températures et humidités	température ambiante		2.00	[°C]
	humidité relative intérieure		80	[%]
	humidité relative extérieure		60	[%]
	température d'introduction		16	[°C]

Tableau n°12 : Données pour CF4

Le coefficient de transmission thermique du sol, est calculé selon la formule (4)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}}$$

V.1.1. Calcul de charge thermique par transmission à travers les parois :

Afin de faciliter la compréhension du calcul, nous allons numéroter les parois de chaque chambre froide comme sur la figure ci-dessous :

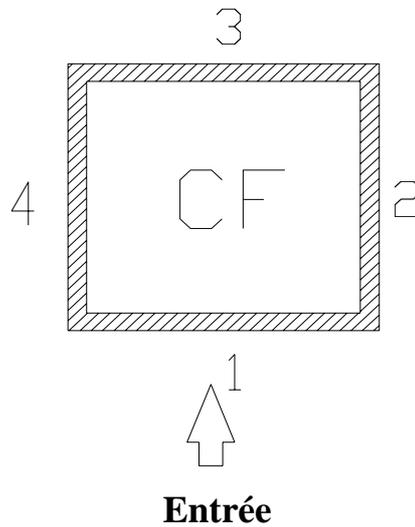


Figure n°13 : numérotation des parois des chambres froides

Du point de vue technico-économique, nous faisons les choix des épaisseurs suivants pour les parois des chambres froides :

En appliquant la formule (3) : $Q_{tr,i} = k.S .\Delta t$ [W], on obtient la charge thermique par transmission à travers les parois pour chaque chambre froide, récapitulées dans les tableaux ci-après :

CF1	S [m ²]	T _i [°C]	T _{ex} [°C]	ΔT [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
Paroi 1	40	-20	30	50	0.196	392.82
Paroi 2	24	-20	32	52	0.372	464.52
Paroi 3	40	-20	4	24	0.372	357.32
Paroi 4	24	-20	8	28	0.372	250.12
Sol	60	-20	15	35	0.279	585.33
Plafond	60	-20	30	50	0.244	731.77
Q_{totale}						2781.88

Tableau n°13 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF1

CF2	S [m ²]	T _i [°C]	T _{ext} [°C]	ΔT [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
paroi 1	40	4	-20	-24	0.372	-357.32
paroi 2	16	4	32	28	0.372	166.66
paroi 3	40	4	16	12	0.372	178.56
paroi 4	16	4	8	4	0.372	23.81
Sol	40	4	15	11	0.279	122.76
Plafond	40	4	30	26	0.244	253.76
Q_{totale}						388.23

Tableau n°14 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF2

CF3	S [m ²]	T _i [°C]	T _{ext} [°C]	ΔT [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
Paroi 1	24	8	30	22	0.196	103.71
Paroi 2a	24	8	-20	-28	0.372	-250.12
Paroi 2b	16	8	4	-4	0.372	-23.82
Paroi 3	24	8	16	8	0.372	71.49
Paroi 4	40	8	2	-6	0.372	-89.33
Sol	60	8	15	7	0.279	117.07
Plafond	60	8	30	22	0.244	321.98
Q_{totale}						250.94

Tableau n°15 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF3

CF4	S [m ²]	T _i [°C]	T _{ext} [°C]	ΔT [°C]	k[W/m ² .K]	Q _i [W]
Paroi 1	32	2	30	28	0.196	175.99
Paroi 2	40	2	8	6	0.372	89.33
Paroi 3	32	2	16	14	0.372	166.75
Paroi 4	40	2	30	28	0.196	219.98
Sol	80	2	15	13	0.279	289.88
Plafond	80	2	30	28	0.244	546.39
Q_{totale}						1488.31

Tableau n°16 : Charge thermique par transmission à travers les parois de CF4

Tableau n° Interprétation des résultats :

- Q_i [W] représente physiquement l'apport de chaleur traversant la paroi n°i d'une chambre froide. D'après la formule (1), Q_i est proportionnelle à S, Δθ et k.
- Nous observons des apports de chaleur Q_i négatives pour certaines parois. Ceci vient du fait que la chambre froide considérée, a une température ambiante supérieure à celle d'une autre chambre froide partageant la même paroi, et que la chaleur se propage du côté chaud vers le côté froid de la paroi. Donc nous assistons à une sortie de chaleur dans la chambre froide considérée.
- Q_{totale} indique l'apport de chaleur transmis à travers les parois d'une chambre froide CF_i à compenser. D'où l'intérêt de faire en sorte d'avoir moins de charges thermiques à travers les parois.

V.1.2. Calcul de charge thermique due au renouvellement d'air :

En utilisant les formules (6) à (10)

on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

	unités	CF1	CF2	CF3	CF4
V "	[m³/kg]	0.7178	0.7178	0.8053	0.7839
V Volume de la chambre froide (CF)	[m³]	240	160	240	320
τ taux de renouvellement d'air journalier	-	5.49	6.72	5.49	4.75
H_{ae} enthalpie de l'air extérieur	[kJ/kg]	71.18	30.36	71.18	71.18
H_{aa} enthalpie de l'air ambiant	[Kj/kg]	-18.73	14.11	21.42	10.74
Δh différence d'enthalpie entre l'ext. Et l'int.	[Kj/kg]	89.91	16.25	49.76	60.44
Q_{re} charge due au renouvellement d'air	[W]	1908.91	255.89	944.01	1356.82

Tableau n°17 : Charge thermique due au renouvellement d'air

V.1.3. Calcul de charge thermique due à L'ouverture des portes :

On applique les formules : $\tau_p = \frac{dt.fi}{24}$ [mn/h]

C= **S. Hg. de. n** [kg] on obtient les résultats résumés dans le tableau ci – après :

	CF1	CF2	CF3	CF4
S [m²] Surface de la chambre froide	60	40	60	80
H_g [m] hauteur de gerbage	2.60	2.60	2.60	2.60
d_e [kg/m³] densité d'entreposage de la denrée	250	250	150	250
η_o coefficient d'occupation du sol d'une CF	0.50	0.50	0.50	0.50
C [kg] contenance d'une chambre froide	19500	13000	11700	26000
f_j [t/j] flux journalier de produits	0.70	0.70	0.30	1.00
d_t [mn/t] durée moyenne d'ouverture de la porte	10	10	10	10
τ_p [mn/h] temps d'ouverture de la porte	0.292	0.292	0.125	0.417

Tableau n°18 : Calcul du temps d'ouverture des portes

On aboutit aux résultats résumés dans le tableau ci-dessous :

	CF1	CF2	CF3	CF4
t_e température extérieure [K]	30	16	30	30
t_a température ambiante dans la CF	-20	4	8	2
Δt_p écart de température de la porte [K]	50	12	22	28
τ_p temps d'ouverture de la porte [mn/h]	0.292	0.292	0.125	0.417
P_{aa} masse volumique de l'air de la CF	1.393	1.27	1.24	1.28
l_p largeur d'une porte [m]	2.00	2.00	2.00	2.00
h_p hauteur d'une porte [m]	2.20	2.20	2.20	2.20
P_{ae} masse volumique de l'air extérieure	1.135	1.21	1.14	1.14
H_{ae} enthalpie de l'air extérieur [kJ/kg]	71.18	30.36	71.18	71.18
H_{aa} enthalpie de l'air ambiant [KJ/kg]	-18.73	14.15	21.42	10.74
Δh différence d'enthalpie entre l'ext.et l'int.	89.91	16.21	49.76	60.44

C_{ra} coefficient dû à la présence d'un rideau	0.25	0.25	0.25	0.25
Q_{op} [W] charge due à l'ouverture des portes	291.10	18.06	35.33	171.84

Tableau n°19 : Charge thermique due à l'ouverture des portes

Interprétation des résultats :

Ce type de charge thermique doit être compensée, et il est beaucoup plus influencé par l'écart de température de l'air entre les deux côtés de la porte de la chambre froide Δt_p , les dimensions de la porte et la différence d'enthalpie Δh .

V.2. Calculs des charges thermiques internes :

V.2.1. Calcul de charge thermique due aux denrées

entrantes : En appliquant les formules (15) ou (16) :

$$Q_{de} = \frac{m \cdot c_1 (T_1 - T_2) + m \cdot L + m \cdot c_2 (T_2 - T_3)}{86400} \text{ [kW]} ; \quad Q_{de} = \frac{m \cdot c_1 (T_1 - T_3)}{86400} \text{ [kW]}, \text{ on arrive aux}$$

résultats résumés dans le tableau ci-dessous :

	CF1	CF2	CF3	CF4
M masse de denrées introduite chaque jour	700	700	300	1000
c₁ capacité thermique massique avant congélation	3.35	3.35	2.37	2.70
L chaleur latente de congélation	60.00	0.00	0.00	0.00
c₂ capacité thermique massique après congélation	2.50	2.50	2.00	1.59
T₁ température initiale de la denrée	2.00	-20.00	30	16
T₂ température de congélation	-2.00	-2.00	0.00	-4.00
T₃ température d'entreposage	-20.00	4.00	8.00	2.00
Q_{de} [W] charge due aux denrées entrantes	959.26	-527.43	790.42	437.50

Tableau n°20 : Charge thermique due aux denrées entrantes

Interprétation des résultats :

D'une manière générale, les denrées entrantes constituent une charge thermique Q_{de} que nous devons compenser. Cette charge thermique est due aux capacités thermiques massiques moyennes c_1 , c_2 , et la chaleur latente L . Elle dépend de la masse de denrées introduites, de la température initiale de la denrée introduite T_1 , de la température de congélation de la denrée introduite T_2 , de la température d'entreposage des denrées T_3 .

V.2.2. Calcul de charge thermique due à la respiration des denrées :

En appliquant la formule (21) : $Q = \frac{C \cdot q_{resp}}{3600} [W]$, on aboutit aux résultats résumés dans le tableau ci-après.

	CF1	CF2	CF3	CF4
C contenance d'une chambre froide	19500	13000	11700	26000
Q_{resp} chaleur de respiration des produits considérés [kJ]	0.00	0.00	4.50	0.00
Q_{resp} [W] charge thermique due à la respiration des denrées	0.00	0.00	56260	0.00

Tableau n°21 : Charge thermique due à la respiration des denrées

Interprétation des résultats :

La charge thermique due à la respiration des denrées doit être compensée et elle n'existe que pour les denrées végétales (fruits et légumes) de la chambre froide CF2. Les autres denrées ne respirent pas, d'où la non-existence des autres charges thermiques dues à la respiration des denrées pour le reste des chambres froides.

V.2.3. Calcul de charge thermique due à l'éclairage :

En employant la formule (14) : $Q_{ec} = \frac{N_{lamp} \cdot P_{lamp} \cdot t_m}{t_{inst}} [W]$, on obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

	CF1	CF2	CF3	CF4
Nombre de lampe	6	4	10	10
Puissance totale	62.50	41.67	104.17	104.17

Tableau n° 22 : charge thermique due à l'éclairage

Interprétation des résultats :

L'éclairage constitue aussi une charge thermique non négligeable qu'elle doit être compensée. Cette charge thermique est fortement liée à la surface du sol de la chambre froide.

V.2.4. Calcul de charge thermique due aux personnes :

En utilisant la formule (16) :

$$Q_p = \frac{N_p \cdot P_p \cdot t_p}{t_{base}}$$

	CF1	CF2	CF3	CF4
I nombre de personnes opérant dans la chambre froide	2	3	2	3
Qp quantité de chaleur dégagée par une personne	390	270	270	270
T durée de présence de chaque personne dans la CF [h/j]	2	2	2	2
Q_{pe} [W] charge thermique due aux personnes	65	67.50	45	67.50

Tableau n°23 : Charge thermique due aux personnes

Interprétation des résultats :

La charge thermique due aux personnes vient de leur respiration et de leurs activités dans l'entrepôt.

- Plus le nombre de personnes dans un entrepôt augmente, plus la charge thermique due aux personnes croît.
- Plus la température de l'entrepôt est faible, plus la charge thermique due aux personnes augmente.

V.2 .5. Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur :

En appliquant la formule (25), (26) et (27) :

$$Q_{0,prév} = 1,2 \cdot Q_{0,int}$$

$$Q_{int} = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{ec} + Q_{pe}$$

$$Q_{0,int} = \frac{Q_{0,int} \cdot 24}{\tau_{0,int}}$$

On aboutit aux résultats résumés dans le tableau suivant :

	CF1	CF2	CF3	CF4
Q_{int} charge thermique intermédiaire	6137.59	193.92	2199.78	3676.60
T_{inst} durée de marche de l'installation	20	16	16	16
Q_{0,int} puissance frigorifique intermédiaire	7365.11	290.88	3299.87	5514.90
Q_{0,prév} [W] puissance frigorifique prévisionnelle	7965.11	778.38	3787.17	6002.40

Tableau n°24 : Puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur

V.3. Détermination des puissances frigorifiques effectives (peff) :

C'est à partir des puissances frigorifiques prévisionnelles que nous ferions le choix du type de l'évaporateur de chaque chambre froide, en se référant aux catalogues des fabricants des évaporateurs.

Ainsi, nous aboutissons aux présélections suivantes :

V.3.1. Les chambres froides positives :

Pour une question d'économie, nous choisissons des évaporateurs sans résistances de dégivrage pour les chambres froides positives.

Caractéristiques	CF2	CF3	CF4
Puissance frigorifique P_i [W]	290.88	3787	6002
Nombre de ventilateurs n	1.00	1.00	1.00
Puissance du moteur P_m [W]	200	200	200

Tableau n°25 : Caractéristiques des évaporateurs des chambres froides positives

V.3.2. Les chambres froides négatives :

Caractéristiques	CF1
Puissance frigorifique P_i [W]	7363
Nombre de ventilateurs n	2.00
Puissance du moteur P_m [W]	200
de dégivrage R_d [W]	100

Tableau n°26 : Caractéristiques des évaporateurs présélectionnés des chambres froides négatives

V.3.3. Calcul de charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

En appliquant la formule (23) :

$$Q_{\text{vent}} = \frac{n \cdot \rho_m \cdot \tau_{\text{évap}}}{\tau_{\text{inst}}}$$

On obtient les résultats résumés dans le tableau ci-dessous :

	CF1	CF2	CF3	CF4
N nombre de ventilateurs	2	1	1	1
P_m puissance des moteurs des ventilateurs	200	200	200	200
T_{évap} durée de fonctionnement des ventilateurs	20	16	16	16
Q_{vent} [W] charge due aux moteurs des ventilateurs	400	200	200	200

Tableau n°27 : Charge thermique due aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs

V.3.4. Calcul de charge thermique due aux résistances de dégivrage :

Comme les évaporateurs des chambres froides positives ne sont pas équipés par des résistances de dégivrage, d'où l'annulation de la charge thermique due aux résistances de dégivrage.

Ainsi, en appliquant la formule (24) :

$$Q_{\text{dég}} = \frac{n \cdot R_m \cdot \tau_{\text{dég}}}{\tau_{\text{inst}}}$$

Nous avons les résultats résumés dans le tableau suivant pour les chambres froides négatives.

	CF1
R_d puissance de la résistance de dégivrage [W]	2000
T_{dég} durée journalière de dégivrage [h/j]	1
T_{inst} durée de marche de l'installation frigorifique [h/j]	20
Q_{dég} [W] charge thermique due aux résistances de dégivrage	100

Tableau n°28 : Charge thermique due aux résistances de dégivrage

Interprétation des résultats :

Ce type de charge thermique est généralement considérable pour les chambres froides de congélation car les évaporateurs sont équipés par des résistances électriques afin d'assurer le dégivrage de ceux-ci. Il dépend surtout de la puissance de la résistance R_d et de la durée journalière de dégivrage.

V.3.5. Calcul des puissances frigorifiques

intermédiaires et effectives :

En utilisant la formule :

$$Q_{0,\text{eff}} = \frac{Q_{\text{eff}} \cdot 24}{\tau_{\text{inst}}}$$

On obtient les résultats résumés dans le tableau ci-après :

$$p_{ef} = p_i \cdot 1,2$$

	CF1	CF2	CF3	CF4
P_{int} charge thermique intermédiaire	6137.59	193.92	2199.78	3676.60
Q_{vent} charge due aux moteurs des ventilateurs	400	200	200	200
Q_{dég} charge due aux résistances de dégivrage	0	0	0	0
Q_{eff} charge thermique effective [W]	6637.59	518.92	2524.78	4001.60
T_{inst} durée de marche de l'installation	20	16	16	16
Q_{0,eff} [W] puissance frigorifique effective	9558	934.05	4544.61	7202.88

Tableau n°29 : Puissances frigorifiques effectives

Interprétation des résultats :

Les puissances frigorifiques effectives sont les puissances de référence au choix des évaporateurs. Le tableau résume les valeurs des puissance effectives des évaporateurs déterminés pour

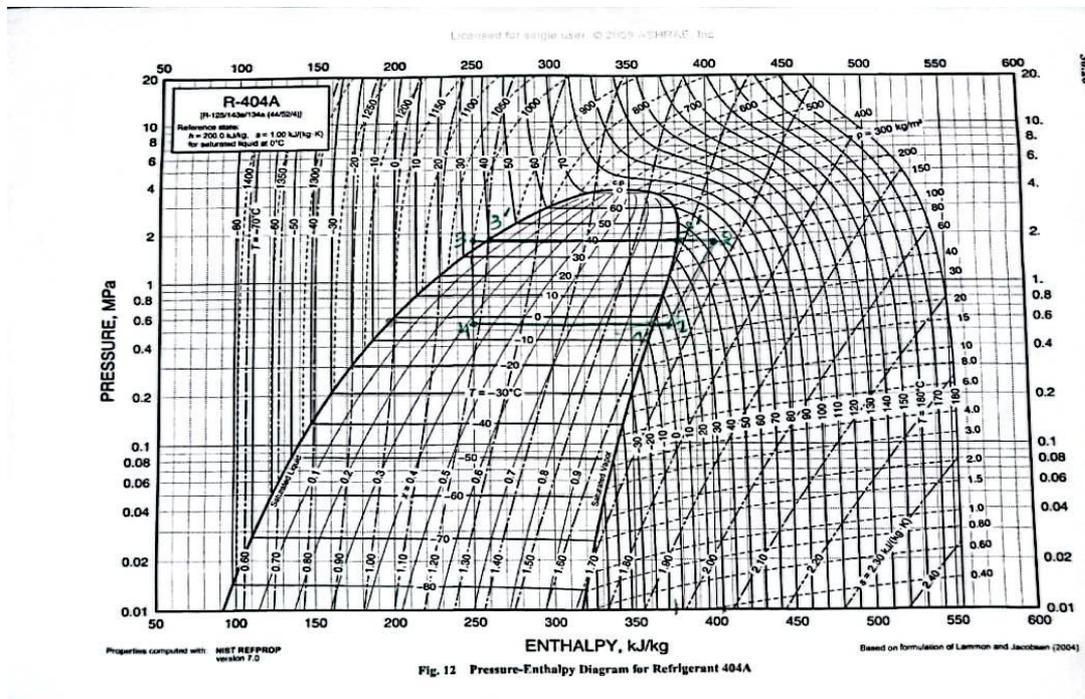


Figure 31 : Diagramme enthalpique chambre 2

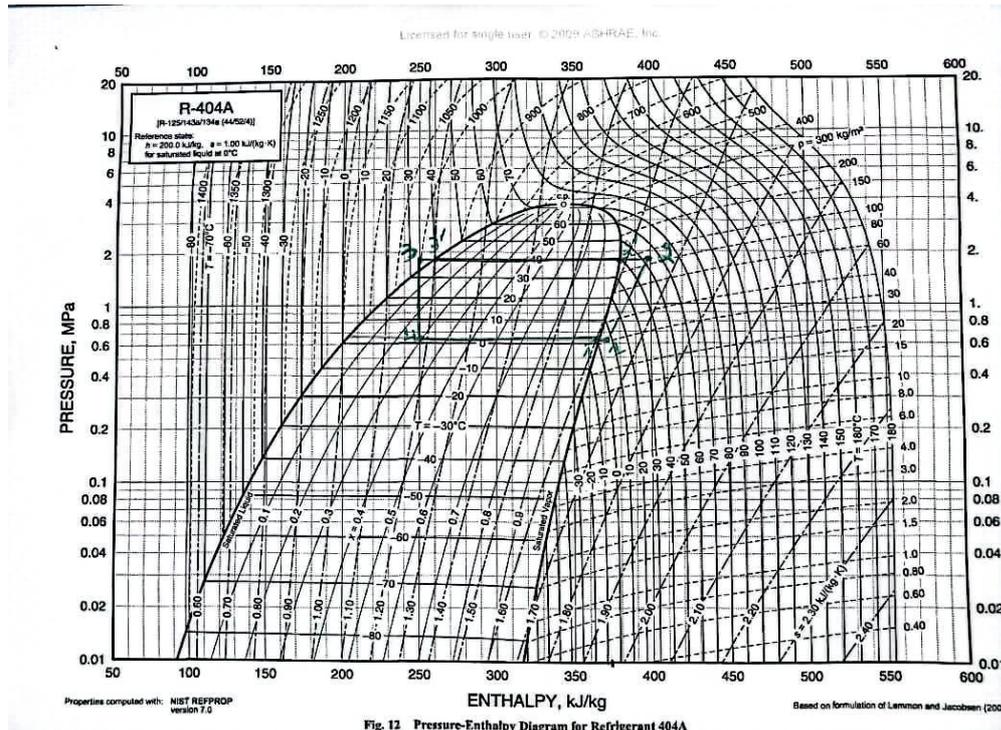


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

Figure 32 : Diagramme enthalpique chambre 3

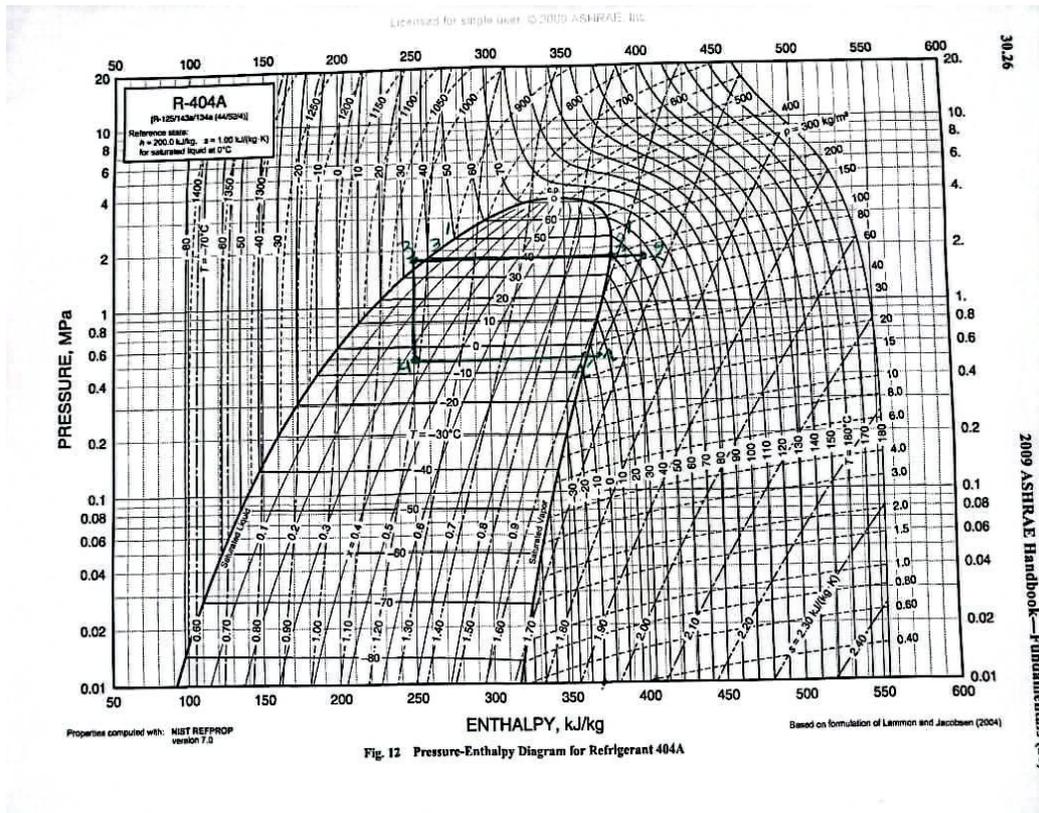


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

Figure 33 : Diagramme enthalpique chambre 4

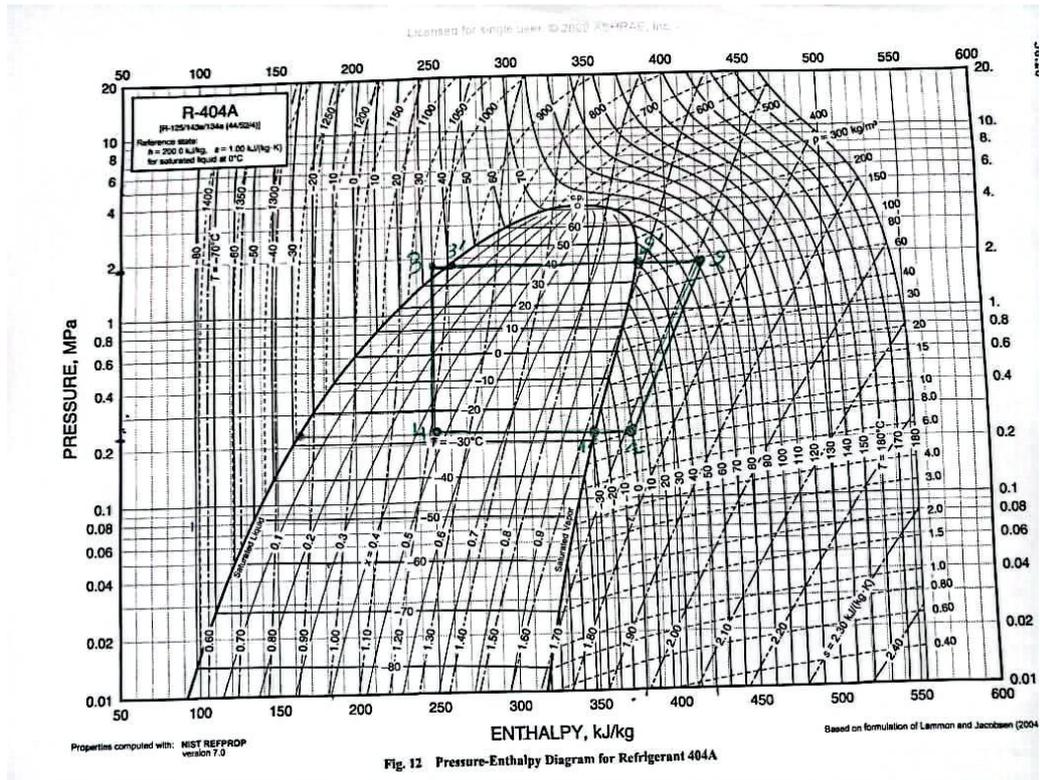


Figure 34 : Diagramme enthalpique chambre 1

Calcul :

En appliquant la formule (28) à (31) :

Chambre	01	02	03	04
P_{eff} [W]	9558	934	4544	7200
T_{ev} (°C)	-26	-2	2	-4
T_c (°C)	40	40	40	40
p_{ev} (bar)	2,4	5,5	6,5	5
p_c (bar)	18	18	18	18
$\tau_{comp} = \frac{p_c}{p_{ev}}$	7,92	3,27	2,7	3,6

H1(kj/kg)	375	370	365	360
H2(kj/kg)	420	410	400	415
H3 = H4	250	250	250	250
$W_c = H_2 - H_1$ (KJ/Kg)	45	40	35	55
$Q_{cond} = H_2 - H_3$	170	160	150	165
$Q_{evp} = H_1 - H_4$	125	120	115	110
$COP_f = \frac{Q_{evp}}{W_c}$	2,77	3	3.29	2
$mf = \frac{P_f}{Q_{ev}}$	76,464	7,78	39,513	65,45
DT sucheffe 5 c	$-26+5 = -21$	$-2+5 = 3$	$2+5 = 7$	$-4+5 = -1$

Tableau n°30 : Les résultats des paramètres du fonctionnement

Les puissances à choisir à partir des catalogues des constructeur doivent être

légèrement supérieures aux valeurs déterminées par calcul.

V.5.Schéma fluidique :

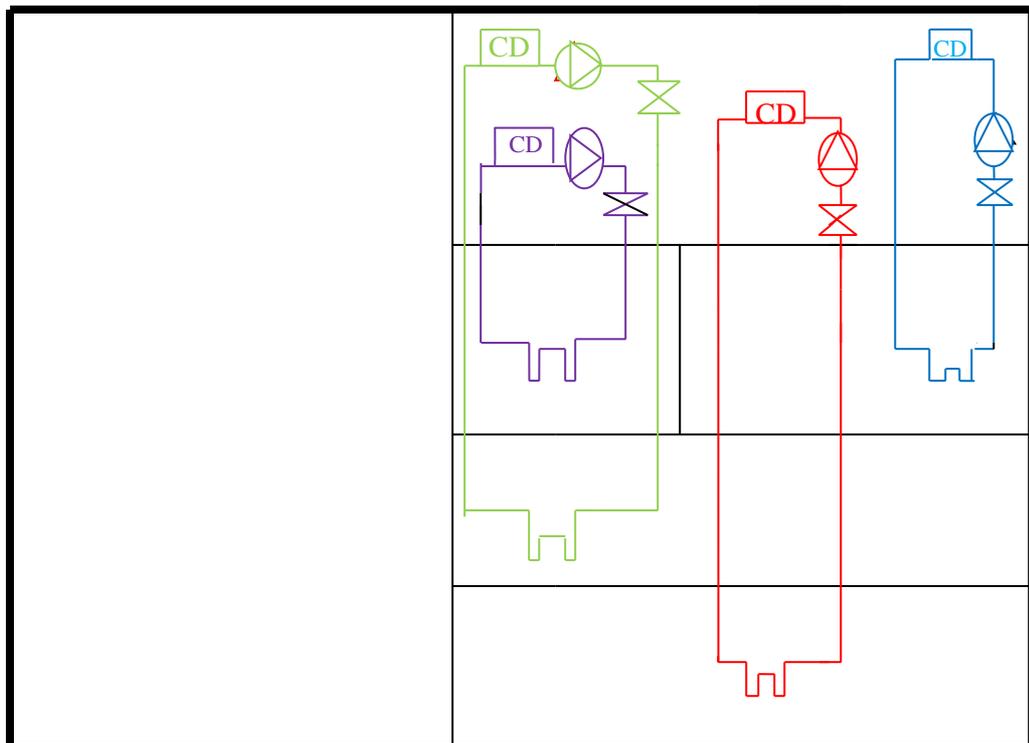


Figure n°35 : schéma fluidique

 **Compresseur**

 **Condenseur**

 **Détendeur**

 **Evaporateur**

CHAPITRES VI : CALCUL DU BILAN DE CLIMATISATION DU LOCAL DE PRODUCTION

VI. 1. Introduction :

L'objectif assigné à la détermination des bilans thermiques est le choix judicieux des équipements appropriés.

Une centrale de traitement d'air CTA est un organe technique de traitement d'air, système visant à modifier les caractéristiques d'un flux d'air entrant par rapport une commande.

VI.2. Application de la climatisation en saison hivernale :

VI.2.1. Conditions intérieures de base :

	Hiver
Température extérieure $T_i(^{\circ}\text{C})$	16
Teneur en eau w (kg/kg)	0.006
L'enthalpie h (kj/kg)	30.36
Humidité relative interne HR_i (%)	50
vitesse moy. vent (m/s) v_i	0.83

Tableau n°31 : condition intérieure de base en hiver.

VI.2.2. Conditions extérieure de base :

	Hiver
Température extérieure $T_e(^{\circ}\text{C})$	0
Teneur en eau w (kg/kg)	16
L'enthalpie h (kj/kg)	65
Humidité relative interne HRe (%)	50
vitesse moy. vent (m/s) v_e	3

Tableau n°32 : condition extérieure de base en hiver.

VI.2.3.Calcul des apports des parois par transmission :

En utilisant la formule (38) et en tenant compte du nombre de fenêtre et de portes on a :

Paroi	N_p	N_f	S	K	T_i	T_{ext}	D_t	Q_{tr}
Mur 1	1	4	107.4	0,196	16	0	16	336.81
Mur 2	0	8	148	0,196	16	0	16	464.13
Mur 3	0	0	32	0,372	16	2	14	166.66
Mur 3a	0	0	24	0,372	16	8	8	71.42
Mur 3b	0	0	40	0,372	16	4	12	178.56
Mur 3c	0	0	24	0,372	16	32	-16	-142.85
Mur 4	0	8	148	0,196	16	0	16	464.13
Plafond	0	0	1200	0,244	16	4	12	3513.60
Sol	0	0	1200	0,279	16	16	0.00	0.00
								$Q_{tr}=5052.45$ W

Tableau n°33 : Calcul des apports des parois par transmission en hiver.

VI.2.4. Calcul des apports par les portes par transmission :

En utilisant la formule (42)

PORTE	S_p	K_p	T_i	Tex Hiver	Qtr hiver
Mur 1	6,60	0,39	16	0	41.81

Tableau n°34 : calcul des apports par les portes par transmission en hiver.

VI.2.5.calcul des apports par les fenêtrées par transmission :

En utilisant la formule (40)

FENETRES	SF	K	Ti	Nbr	Tex hiver	Qtr hiver
Mur 1	6	0,45	16	4	0.00	43.20
Mur 2	12	0,45	16	8	0.00	86.40
Mur 3	0	0,45	16	0	46.00	0.00
Mur 4	12	0,45	16	8	0.00	86.40

Tableau n°35 : calcul des apports par les fenêtrées par transmission en hiver.

VI.2.6.calcul des apports par les denrées :

En utilisant la formule (32)

	HIVER
D'entrée 1	700
D'entrée 2	500
Quantité introduite (kg/base de temps)	3,35
Quantité introduite (kg/base de temps)	3
Température d'introduction T-intro	12
Température d'introduction T-intro	8

Tableau n°36 : Les apports par les denrées en hiver.

VI.2.7.calcul des apports par infiltration :

En utilisant les formules (43) , (44) et (45) .

A	B	C	Vair	DT	N	Vt	Ro	Mf	Hi	He	Qinf
0.15	0.010	0.007	7	16	0.32	4800	1.286	2049.38	30.36	7.54	-12991.8

Tableau n°37 : Les apports par infiltration en hiver.

➤ D'après le bilan hiver on a charge calorifique **Q_{hiver} = -7217.55 w**

VI.2.8. Calcul CTA :

VI.2.8.1. Caractéristiques du point de soufflage :

VI.2.8.1.1. Température du soufflage :

On utilise la formule (49)

$$T_s = 16 + 9 = 25^\circ \text{ C}$$

VI.2.8.1.2. Débit d'air soufflé :

On utilise la formule (47)

$$m_s = \frac{27023.02}{1020.(25-16)} = 2.94 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

VI.2.8.1.3. Enthalpie du soufflage :

On utilise la formule (56)

$$H_s = 30.36 + \frac{27.02}{2.94} = 39.54$$

VI.2.8.1.4. Teneur en eau au point du soufflage :

On utilise la formule (57)

$$w_m = 39.54 - (25. 1,007) / (2500,8 + 25. 1,84) = 0.0056$$

VI.2.8.2. Caractéristiques du point de mélange:

VI.2.8.2.1. Débit d'air recyclé :

On utilise la formule (50)

$$m_r = 0.8 * 2.94 = \mathbf{2.35} \frac{kg}{s}$$

VI.2.8.2.2. Débit d'air neuf :

On utilise la formule (46)

$$m_n = 2,94 - 2,35 = \mathbf{0.59} \frac{kg}{s}$$

VI.2.8.2.3. Débit d'air mélange :

On utilise la formule (51)

$$m_m = 0.59 + 2,35 = \mathbf{2,94} \frac{kg}{s}$$

VI.2.8.2.4. Température du mélange :

On utilise la formule (59)

$$T_m = \frac{0.59*0+2,35*16}{2,94} = \mathbf{12,8} \text{ } ^\circ \text{ C}$$

VI.2.8.2.5. Enthalpie du mélange :

On utilise la formule (61)

$$H_m = 7.54 + \frac{27.02}{2.94} = \mathbf{16.72}$$

VI.2.8.2.6. Teneur en eau au point du mélange :

On utilise la formule (62)

$$w_m = 16.72 - (12.8. 1,007) / (2500,8 + 12.8. 1,84) = \mathbf{0.0015}$$

VI.3. Application de la climatisation en saison estivale :

VI.3.1. Conditions intérieures de base :

	Eté
Température extérieure $T_i(^{\circ}\text{C})$	16
Teneur en eau w (kg/kg)	0.025
L'enthalpie h (kj/kg)	30.36
Humidité relative interne HR_i (%)	50
vitesse moy. vent (m/s) v_i	0.83

Tableau n°38: Conditions intérieure de base en été

VI.3.2. Conditions extérieure de base :

	Eté
Température extérieure $T_e(^{\circ}\text{C})$	36
Teneur en eau w (kg/kg)	0.025
L'enthalpie h (kj/kg)	99.50
Humidité relative interne HRe (%)	65
vitesse moy. vent (m/s) v_e	0.91

Tableau n°39: Conditions extérieure de base en été

VI.3.3. Calcul des apports des parois par transmission :

En utilisant la formule (38) et en tenant compte du nombre de fenêtre et de portes on a :

Paroi	N_p	N_f	S	K	T_i	T_{ex}	DT	Q_{tr}
Mur 1	1	4	107.4	0,196	16	36	20	421.01
Mur 2	0	8	148	0,196	16	36	20	580.16

Mur 3	0	0	32	0,372	16	2	-14	-166.66
Mur 3a	0	0	24	0,372	16	8	-8	-71.42
Mur 3b	0	0	40	0,372	16	4	-12	-178.56
Mur 3c	0	0	24	0,372	16	32	16	142.56
Mur 4	0	8	148	0,196	16	36	20	580.16
Plafond	0	0	1200	0,244	16	36	20	5856.00
Sol	0	0	1200	0,279	16	16	0.00	0.00
								Qtr=7163.54 W

Tableau n°40: Calcul des apports des parois par transmission en été

VI.3.4.calcul des apports des parois par rayonnement :

En utilisant la formule (37) et en tenant compte du nombre de fenêtre et de portes on a :

Paroi	Np	Nf	S=Sm-Sp-Sf	Phi	A	J	Qray
Mur 1	1	4	107,4	400	0,4	0,01	168.40
Mur 2	0	8	148	200	0,4	0,01	116.03
Mur 3	0	0	32	0	0,4	0,02	0.00
Mur 3a	0	0	24	0	0,4	0,02	0.00
Mur 3b	0	0	40	0	0,4	0,02	0.00
Mur 3c	0	0	24	0	0,4	0,02	0.00
Mur 4	0	8	148	200	0,4	0,01	116.03
Plafond	0	0	1200	700	0,4	0,01	4099.2
Sol	0	0	1200	0	0,4	0,01	0.00
					Qray=4499.67 W	Qparoi.ete=11663.2W	

Tableau n°41 : calcul des apports des parois par rayonnement en été

VI.3.5.calcul des apports par ouverture des portes par transmission :

En utilisant la formule (42)

PORTE	Sp	Kp	Ti	Tex été	Qtr été
Mur 1	6,60	0,39	16	36	51.48

Tableau n°42: calcul des apports par ouverture des portes par transmission en été

VI.3.6.calcul des apports par ouverture des portes par rayonnement :

En utilisant la formule (41)

PORTE	SP	Phi	A	J	Q ray . ETE
Mur 1	6,60	400	0,4	0,02	20.59

Tableau n°43 : calcul des apports par ouverture des portes par rayonnement en été

VI.3.7. Calcul des apports par les fenêtrées par transmission :

En utilisant la formule (40)

FENETRES	SF	K	Ti	Nbr	Tex été	Q tr été
Mur 1	6	0,45	16	4	36	54
Mur 2	12	0,45	16	8	36	108
Mur 3	0	0,45	16	0	46	0.00
Mur 4	12	0,45	16	8	0	108

Tableau n°44: Calcul des apports par les fenêtrées par transmission en été

VI.3.8.Calcul des apports par les fenêtrées par rayonnement :

En utilisant la formule (39)

Paroi	Sf	Phi	Kv	Q ray été
Mur 1	6	400	0,3	720
Mur 2	12	200	0,3	720

Mur 3	0	0	0,3	0.00
Mur 4	12	200	0,3	720

Tableau n°45: Calcul des apports par les fenêtres par rayonnement en été

VI.3.9.Calcul des apports par les denrées :

En utilisant la formule (32)

	Été
D'entrée 1	700
D'entrée 2	500
Quantité introduite (kg/base de temps)	3,35
Quantité introduite (kg/base de temps)	3
Température d'introduction T-intro	-12
Température d'introduction T-intro	-8

Tableau n°46 : Calcul des apports par les denrées en été

VI.3.10.Calcul des apports par le personnel :

En utilisant la formule (33)

	Été
Individus dans l'ambiance	10
Chaleur sensible par p	280
Chaleur latente par p	180
Temps dans l'ambiance t_p	8

Tableau n°47 : Calcul des apports par le personnel en été.

VI.3.11.Calcul des apports par l'éclairage :

En utilisant la formule (34)

	Été
Nombre de lampes	80
Puissance par lampe	60
Fonctionnement par jour (t_ecl)	8

Tableau n°48 : Calcul des apports par l'éclairage en été.

VI.3.12.Calcul des apports par les machines :

En utilisant la formule (35)

	Été
Nombre de machines (Nm)	8
Puissance par machine (Pn)	800
Fonctionnement par jour (tm)	8

Tableau n°49 : Calcul des apports par les machines en été.

VI.3.1.3. Calcul des apports par le matériel roulant :

En utilisant la formule (36)

	ETE
Nombre	4
Puissance unitaire (P)	100
Fonctionnement par jour (t_mr)	8

Tableau n°50 : calcul des apports par le matériel roulant en été.

VI.3.14.calcul des apports par infiltration :

En utilisant les formules (43) , (44) et (45)

A	B	C	Vair	DT	N	Vt	Ro	Mf	He	Hi	Qinf
0.15	0.010	0.007	3	20	0.32	4800	1.10	1686.93	30.36	99.50	32399.87

Tableau n°51 : calcul des apports par infiltration en été

➤ D'après le bilan été on a charge calorifique $Q_{\text{été}} = 51927.23 \text{ w}$

VI.3.15.Caractéristiques du point de soufflage :

VI.3.15.1.Température du soufflage :

On utilise la formule (49)

$$T_s = 16 - 9 = 7^\circ \text{ C}$$

VI.3.15.2. Débit d'air soufflé:

On utilise la formule (57)

$$m_s = \frac{74775.21}{1020.(16-7)} = 8.15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

VI.3.15.3.Enthalpie du soufflage :

On utilise la formule (56)

$$H_s = 30.36 + \frac{74.78}{8.15} = 21.18 \text{ kJ/kg}$$

VI.3.15.4. Teneur en eau au point du soufflage :

On utilise la formule (57)

$$w_s = 21.18 - (7. 1,007) / (2500,8 + 7. 1,84) = 0.0056 \text{ kg/kg}$$

VI.3.16.Caractéristiques du point de mélange:

VI.3.16.1.Débit d'air recyclé :

On utilise la formule (50)

$$m_r = 0.8 * 8.15 = 6.52 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

VI.3.16.2. Débit d'air neuf :

On utilise la formule (46)

$$m_n = m_s - m_r = 8.15 - 6.52 = \mathbf{1.63 \frac{kg}{s}}$$

VI.3.16.3. Débit d'air mélange :

On utilise la formule (51)

$$m_m = m_n + m_r = 1.63 + 6.52 = \mathbf{8.15 \frac{kg}{s}}$$

VI.3.16.4. Température du mélange :

On utilise la formule (59)

$$T_m = \frac{m_n \cdot T_e + m_r \cdot T_i}{m_s} = \frac{1.63 \cdot 36 + 6.52 \cdot 16}{8.15} = \mathbf{20 \text{ } ^\circ \text{C}}$$

VI.3.16.5. Enthalpie du mélange :

On utilise la formule (61)

$$H_m = \frac{m_n \cdot h_e + m_r \cdot h_i}{m_s} = \mathbf{44.19 \text{ kJ/kg}}$$

VI.3.16.6. Teneur en eau au point du mélange :

On utilise la formule (62)

$$w_m = 90.32 - (20 \cdot 1,007) / (2500,8 + 20 \cdot 1,84) = \mathbf{0.009 \text{ kg/kg}}$$

- D'après le bilan été / hiver on choisit le maximum de débit de soufflage
ms= 8.14 (le débit de soufflage de l'été) .Et on recalcule :

VI.3.17. Caractéristiques du point de soufflage:

VI.3.17.1. Température du soufflage :

On utilise la formule (47)

$$T_s = \frac{27023.02 + 8.14 \times 1020 \times 16}{8.14 \times 1020} = \mathbf{19.25^\circ \text{ C}}$$

VI.3.17.2. Enthalpie du soufflage :

On utilise la formule (56)

$$H_s = 30.36 + \frac{27.02}{8.15} = \mathbf{33.7 \text{ kJ/kg}}$$

VI.3.17.3. Teneur en eau au point du soufflage :

On utilise la formule (57)

$$w_m = 33.68 - (19.25 \cdot 1,007) / (2500,8 + 19.25 \cdot 1,84) = \mathbf{0.0056 \text{ kg/kg}}$$

VI.3.18. Caractéristiques du point de mélange :

VI.3.18.1. Débit d'air recyclé :

On utilise la formule (50)

$$m_r = 0.8 * 8.14 = \mathbf{6.51 \frac{kg}{s}}$$

VI.3.18.2. Débit d'air neuf :

On utilise la formule (46)

$$m_n = 8.15 - 6.51 = \mathbf{1.63 \frac{kg}{s}}$$

VI.3.18.3. Débit d'air mélange :

On utilise la formule (51)

$$m_m = 1.63 + 6.51 = \mathbf{8.15 \frac{kg}{s}}$$

VI.3.18.4. Température du mélange :

On utilise la formule (59)

$$T_m = \frac{1.63 \cdot 0 + 6.51 \cdot 16}{8.15} = 12,8 \text{ } ^\circ \text{C}$$

VI.3.18.5. Enthalpie du mélange :

On utilise la formule (61)

$$H_m = 7.54 + \frac{27.02}{8.15} = 25.8 \text{ kJ/kg}$$

VI.3.18.6. Teneur en eau au point du mélange :

On utilise la formule (62)

$$w_m = 25.80 - (12.8 \cdot 1,007) / (2500,8 + 12.8 \cdot 1,84) = 0.0051 \text{ kg/kg}$$

VI.4. Evolution de traitement de l'air régime hivernal :

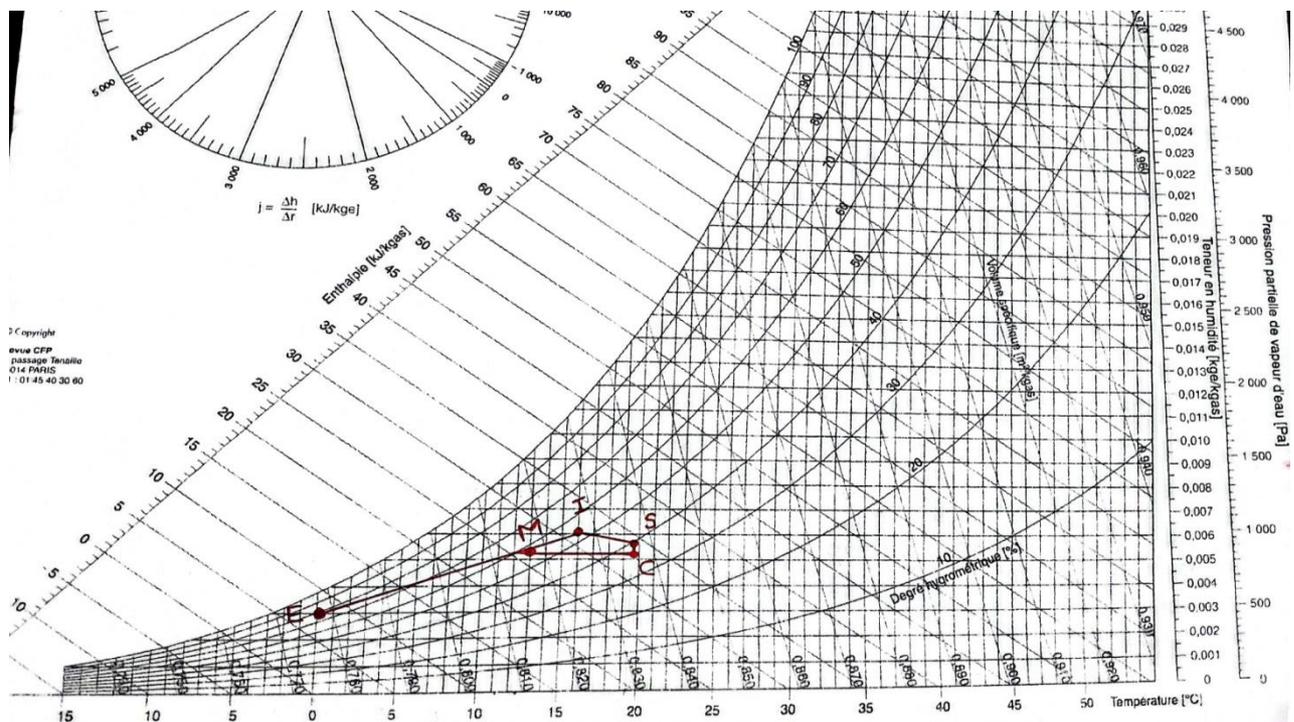


Figure 36 : Evolution air saison hivernal

➤ D'après le diagramme de l'air :

$$H_c = 32.31$$

$$w_c = w_m = 0.0051 \text{ kg/kg}$$

VI.4.1. Puissance de batterie chaude :

$$P_{BC} = (H_s - H_m).m_s$$

$$P_{BC} = (32.3 - 25.8).8.15 = 53.05 \text{ w}$$

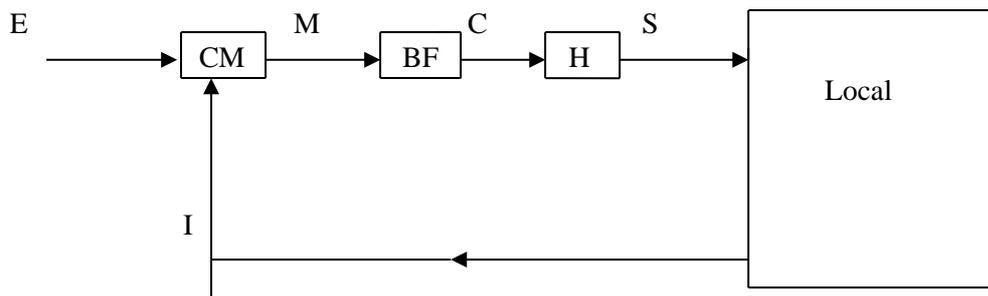


Figure37 : CTA pendant saison hivernale

VI.5. Evolution de traitement de l'air régime estival :

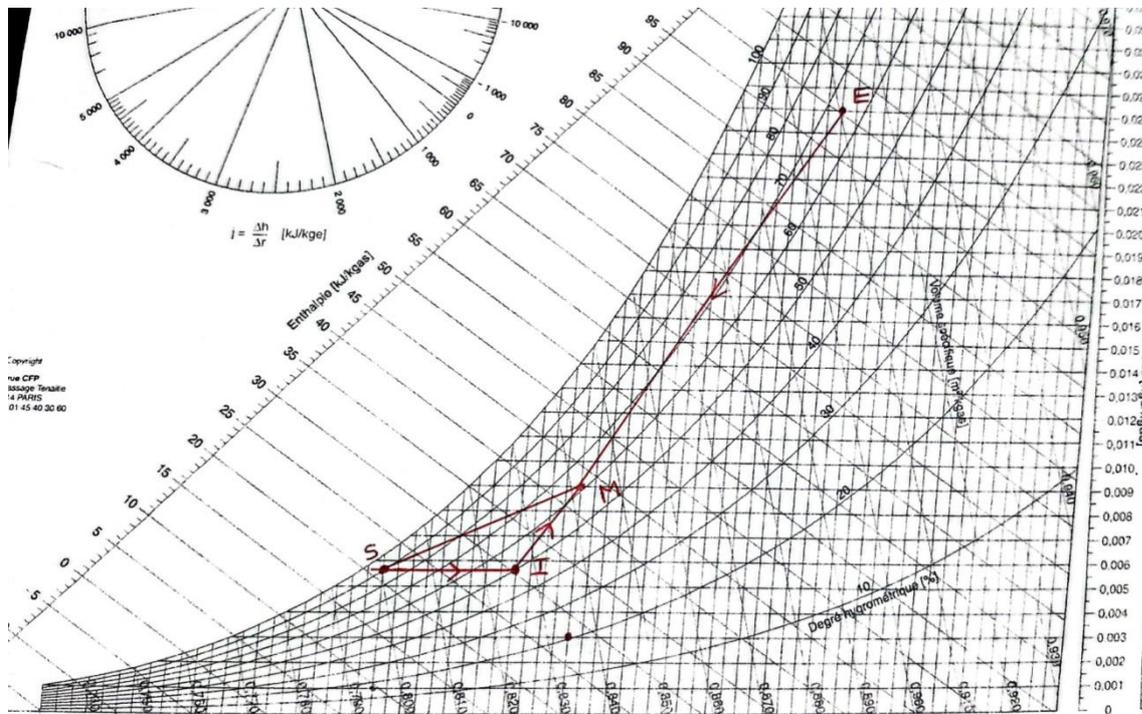


Figure 38 : Evolution air saison estival

VI.5.1. Puissance de batterie froide :

$$P_{Bf} = (H_m - H_s).m_s$$

$$P_{Bf} = (44.19 - 21.18).8.15 = \mathbf{187.4 \text{ kw}}$$

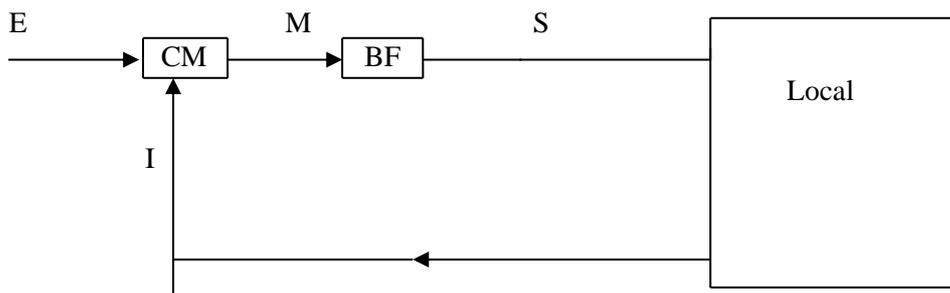


Figure 39 : CTA pendant saison estivale

VI. 6. Application du calcul aéraulique :

Pour le local de production les résultats sont représentés dans le tableau ci-dessous :

On utilise les formules (63) , (64) .

Débit massique de soufflage m_s	Dimension gain	Surface S	Vitesse v
8.15	a=1.4 b=1.16	S= 1.624	5.018

Tableau n°52: calcul aéraulique

VI. 7.Schéma aéraulique :

		79	

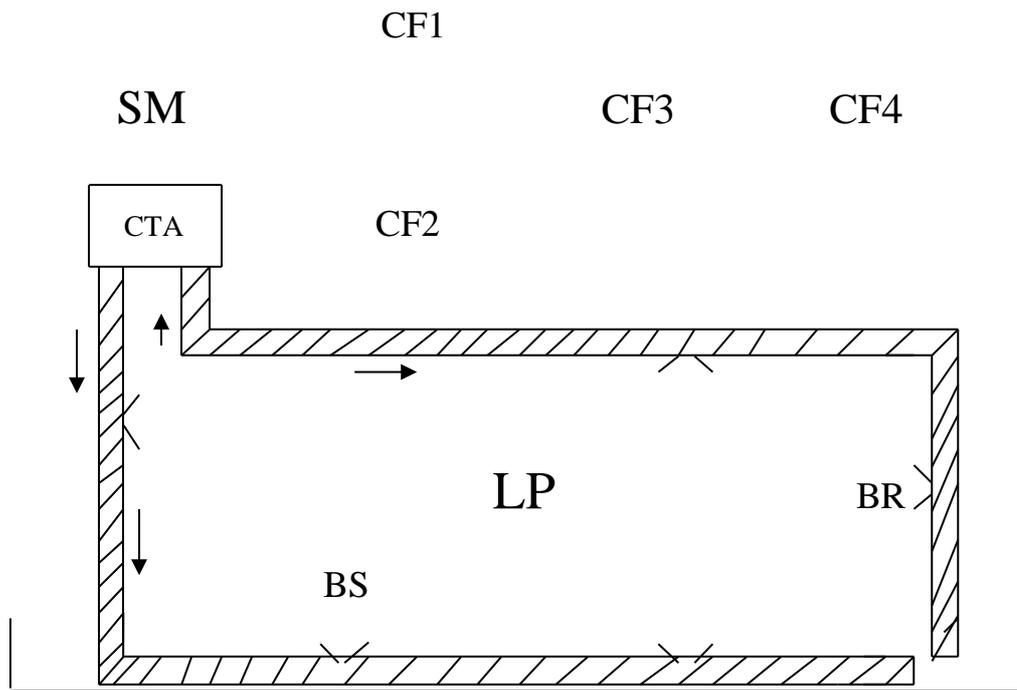


Figure 40 : Schéma aéraulique

BR : boucle de reprise
 BS : boucle de soufflage

Conclusion

Au terme de cette étude, nous avons mené une étude approfondie d'un entrepôt frigorifique et d'un système de climatisation adapté à une usine de transformation de viande de volailles.

Ce travail s'inscrit dans une démarche à la fois technique et industrielle, visant à garantir la chaîne du froid la sécurité alimentaire, ainsi que l'efficacité énergétique des installations. À travers l'analyse des besoins thermique, l'évolution des charges frigorifique, le choix des équipements, et la définition des conditions climatique.

Cette étude a également mis en lumière l'importance cruciale de la maîtrise des paramètres de température et d'humidité dans la préservation de la qualité des produits carnés, tout en assurant un environnement de travail confortable pour les opérateurs.

Au-delà des aspects techniques ce projet nous a permis de développer des compétences en ingénierie du froid en gestion de projet, et en application des normes sanitaires. Il constitue ainsi une contribution modeste mais pertinente à l'amélioration des procédés de conservation dans l'industrie des viandes blanches.

Enfin cette expérience ouvre des perspectives de recherche intéressantes notamment en ce qui concerne l'intégration des énergies renouvelables dans les systèmes frigorifique l'optimisation énergétique des entrepôts ou encore la digitalisation de la chaîne de froid.

BIBLIOGRAPHIE

[1] <https://www.ice-shop.be>.

[2] <https://www.bellat.net>.

[3] <https://www.technique-ingenieur.fr>.

[4] Projet de fin d'étude de thème « étude de dimensionnement d'un entrepôt frigorifique polyvalent » BEN YEKHLEF AHMED :2013/2014

[5] Guide- climatisation.com / clim / climatiseur/.

[6] <https://www.abbctim.net>

[7] «Calcul des chambres froides» H.J.BREIDERT

[8] G.PORCHER « cours de climatisation : Base de calcul des installations de climatisation » édition parisienne 1993 7^{eme} édition 320p.

[9] <https://www.bbs-logiciels.com>

Annexes

Chambre 1 :

N°: 1												
Dimensions												
Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m ²)	Surface murs (m ²)	Volume (m ³)	Conditions de base						
10,00	5,00	4,00	50,00	128,00	200,00	T (°C)	Indérieurs	Extérieurs				
Base de temps: t_base (h)						24,00	soit t_base (s) =	86400,00				
Date de fact. de l'instal. (t_inst)						20,00	h/jeur					
Temp. salle des machines (°C)						32,00	Temp. Plafond (°C)					
Temp. local de production (°C)						15,00	Temp. Sol (°C)					
							T (°C)					
							H.P. (h)					
							h (h/kg)					
							w (kg/kg)					
							v' (m ³ /kg)					
							P_vsat (Pa)					
APPORTS PAR LES PAROIS												
Paroi	K (W/m ² .°C)	S (m ²)	Ti (°C)	Textern (°C)	ΔT (°C)	Q (W)						
mur 1	0,156	40,0	-20,0	30,0	50,0	336,82						
mur 2	0,372	24,0	-20,0	32,0	52,0	454,52						
mur 3	0,372	40,0	-20,0	4,0	24,0	357,38						
mur 4	0,372	24,0	-20,0	8,0	28,0	250,12						
plafond	0,244	60,0	-20,0	30,0	50,0	731,77						
sol	0,273	60,0	-20,0	15,0	35,0	585,33						
						Opérations	2781,88		W	soit:	11,22	W/m ²
APPORTS PAR LE RENOUELEMENT D'AIR												
Taux de renouvel. d'air TrR55 (Vol/h) ²						5,49						
Gros. air (V x Tr x V') x (h _e - h _i) / t_base						1908,31				W		
APPORTS PAR OUVERTURE DES PORTES												
Largeur porte (lp)	2,00		m									
Hauteur porte (lp)	2,20		m									
Décl. moy. ouvert. porte (dop)	10,00		min/h									
Flux journalier produit (fj)	0,10		tj									
Temp. ouvert. porte - topodop./24h	0,292		min/h									
Hauteur saturation (Hs)	2,60		m									
Coef. scamp. sol (cos)	0,50											
Densité saturation (ds)	250,00		kg/m ³									
Contenance chambre froide CsSurf_sol.Hs.de.corr	19500,00		kg									
Diff. temp. des 2 cotés de la porte (Δtp)	50,00		°C									
Coef. présence ridoux C _{rs}	0,25											
Hauteur vol. air CF (Hvol _{cf})	1,333		kg/m ³									
Hauteur vol. air exterieur (Hvol _{ext})	63,900		kg/kg									
Δh _{h_e-h_i}	83,900		kg/kg									
Q _{port} =(4+6,17) x (Hvol _{cf} + Hvol _{ext}) x Δh _{h_e-h_i} / (C _{rs} x Hs)	231,10		W									
APPORTS PAR LES DENREES												
Quantité introduite (kg/base de temps)												
700,00												
APPORTS PAR DETTECHITE												
a	b	c	V _{air}	DT	N	Vt	Ro	Mt	he	hi	Q	
0,15	0,010	0,007	7,00	16,00	0,332	4800,00	1,286	2049,39	30,36	7,54	12991,8	
CHARGE THERMIQUE DE L'HIVER												
Q HIVER=						18765,99						W
P HIVER=						22519,1866						W
Peff						27023,02						W

89	Puissance unitaire (P)	100,00	W
90	fonctionnement par jour (L _{mr})	2,00	h/jour
91			
92	Q _{mr} =(nx P x L _{mr})/t _{base}	8,33	W
93	CHARGE THERMIQUE INTERMEDIAIRE		
94			
95	Q _{int} = Q _{par} +Q _{por} +Q _r +Q _d +Q _{cl} +Q _{mas} +Q _{mr} +Q _{per} +Q _{em}	6137,59	W
96	PUISSANCE FRIGORIFIQUE INTERMEDIAIRE		
97			
98	P _{int} =(Q _{int})/t _{base})_inst	7365,11	W
99	APPORTS PAR LES RESISTANCES DE DEGIVRAGE		
100	Nombre de résistances	1,00	
101	Puissance par résistance (W)	2000,00	W
102	fonctionnement par jour (L _{deg})	1,00	h/jour
103			
104	Q _{degiv} =(nx P x L _{deg})/t _{inst}	100,00	W
105	APPORTS PAR LES VENTILATEURS		
106	Nombre de ventilateurs	2,00	
107	Puissance par ventilateur (W)	200,00	W
108	fonctionnement par jour (L _{vent})	20,00	h/jour
109			
110	Q _{ventilateurs} = (n x p x L _{vent})/t _{inst}	400,00	W
111	CHARGE THERMIQUE EFFECTIVE		
112			
113	Q _{eff} = Q _{int} +Q _{degiv} +Q _{ven}	6637,59	W
114	PUISSANCE FRIGORIFIQUE intermediaire		
115			
116	P _{eff} =(Q _{eff} /t _{base})_inst	7965,11	W
117	PUISSANCE FRIGORIFIQUE effective de l'evaporateur		
118			
119			
120			
121	P _{eff}	9 558	W

Chambre 2 :

BILAN THERMIQUE CHAMBRE FROIDE						
N°: 2						
Dimensions						
Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m ²)	Surface mur (m ²)	Volume (m ³)	
10,00	4,00	4,00	40,00	112,00	160,00	
Base de temp. t _{base} (h)		24,00	soit L _{base} (z) =		86400,00	
Durée fonct. de l'instal (t _{inst})		16,00	h/jour			
Temp. salle des machines (°C)		32,00	Temp. Plafond (°C)		36,00	
Temp. local de production (°C)		16,00	Temp. Sol (°C)		15,00	
Conditions de base						
T (°C)	interieur	exterieur				
	4,00	16,00				
H.R.(%)	60,00	50,00				
h (kJ/kg)	14,11	30,36				
w (kg/kg)	0,0056					
v' (m ³ /kg)	0,8266					
P _{v sat} (Pa)	1817,80					
Paroi	k (W/m ² .C)	e (m)	T _i (°C)	T _{exterieur} (°C)	ΔT (°C)	Q (W)
mur 1	0,312	40,0	4,0	-20,0	-24,0	-357,30
mur 2	0,312	16,0	4,0	32,0	28,0	166,75
mur 3	0,312	40,0	4,0	16,0	12,0	178,66
mur 4	0,312	16,0	4,0	8,0	4,0	23,82
plafond	0,244	40,0	4,0	30,0	26,0	253,68
sol	0,219	40,0	4,0	15,0	11,0	122,64
Q _{parets} =		388,23		W		
soit :		2,02		W/m ²		
Taux de renouvel. d'air n=85/101=0,84						
Q _{ren. air} (V x n x ρ x c _p) x (t _e - t _i)/t _{base}		255,89				
W						
Largeur porte (lp)	2,00 m					
Hauteur porte (hp)	2,20 m					
Durée moy. ouvert. porte (dop)	10,00 min/h					
Flux journalier produit (fj)	0,70 t/j					
Temps ouvert porte top-dop.fj/24h	0,292 min/h					
Hauteur entreposage (he)	2,60 m					
Coef. occup. sol (cos)	0,50					
Densité entreposage (de)	250,00 kg/m ³					
Constante chambre froide Cs _{swf} _sol.Hc.de.cos	15000,00 kg					
Diff. temp. des 2 cotés de la porte (Δtp)	12,00 C					
Coef. perséance ridges C _{ra}	0,25					
Masse vol. air CF (rho _a)	1,27 kg/m ³					
Masse vol. air exterieur (rho _e)	1,21 kg/m ³					
Δh _{h_a}	16,25 kJ/kg					
Q _{ren} =(1+0,947Δh _{h_a}) x he x hp x lp x f _j x (rho _a -rho _e)	10,06					
W						

Avertissement de sécurité La mise à jour automatique des liens a été désactivée													
C39													
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
33	FENETRES	NF	SF	KF	TI	Tev	DT	Qtr					
34	mur 1	4,00	5,00	0,45	16,00	0,00	16,00	43,20					
35	mur 2	8,00	12,00	0,45	16,00	0,00	16,00	86,40					
36	mur 3	0,00	0,00	0,45	16,00	46,00	-30,00	0,00					
37	mur 4	8,00	12,00	0,45	16,00	0,00	16,00	86,40					
38													
39													
40	APPORTS PAR LES DENREES												
41	denrées 1			700,00	kg/j								
42	denrées 2			500,00	kg/j								
43	quantité introduite (kg/base de temps			3,35	kg/kg								
44	quantité introduite (kg/base de temps			3,00	kg/kg								
45	température d'introduction T-intro			12,00	°C								
46	température d'introduction T-intro			8,00	°C								
47													
48	Qdenrées=(m1*cp1*t1+m2*c			464,58	W								
49													
50	APPORTS PAR DETTECHITE												
51	a	b	c	Vair	DT	N	Vt	Ro	Mf	he	hi	Q	
52	0,15	0,010	0,007	7,00	16,00	0,332	4800,00	1,286	2049,39	30,36	7,54	12991,8	
53													
54	CHARGE THERMIQUE DE L'HIVER												
55													
56	Q HIVER=			18785,99	W								
57													
58	P HIVER=			22519,1866	W								
59													
60													
61													
62	Peff			27023,02	W								
63													
64	Nombre de machines (Nm)			0,00	W								
65	Puissance par machine (Pm)			0,00	W								
66	fonctionnement par jour (L_m)			0,00	M/jour								
67	Qmachines=(Nm*Pm*x_L_m)/t_inst			0,00	W								
68													
69	Nombre			1,00	W								
70	Puissance unitaire (P)			100,00	W								
71	fonctionnement par jour (L_mr)			2,00	M/jour								
72	Qmr=(nr*P*x_L_mr)/t_base			8,33	W								
73													
74	Qmr=Qpnr+Qpr+Qdr+Qdc+Qmc+Qmr+Qpr+Qd			153,32	W								
75													
76	Plats(Qmr*t_base)/t_inst			290,88	W								
77													
78	Nombre de résistances			1,00	W								
79	Puissance par résistance (Wr)			2000,00	W								
80	fonctionnement par jour (L_deg)			1,00	M/jour								
81	Qdegivr=(nr*Wr*x_L_deg)/t_inst			125,00	W								
82													
83	Nombre de ventilateurs			1,00	W								
84	Puissance par ventilateur (Vr)			200,00	W								
85	fonctionnement par jour (L_vent)			16,00	M/jour								
86	Qventilateurs=(Vr*x_L_vent)/t_inst			200,00	W								
87													
88	Qdifs=Qmr+Qdeg+Qvra			518,32	W								
89													
90	Peff=(Qdifs*t_base)/t_inst			778,38	W								
91													
92	Peff			954,05	W								
93													
94													
95													
96													
97													
98													
99													
100													

Chambre 3 :

BILAN THERMIQUE CHAMBRE FROIDE												
N°: 3												
Dimensions						Conditions de base						
Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m²)	Surface murs (m²)	Volume (m³)	T (C)	T _{ext} (C)	T _{int} (C)	T _{ext} (C)	ΔT (C)	Q _{ref} (W)	
10,00	5,00	4,00	50,00	120,00	240,00	6,00	30,00	22,00	30,00	22,00	803,71	
Basse de temp.: t _{base} (h)						Métrifroid externe						
24,00 soit t _{base} (s) = 86400,00						H.P. (s)						
Durée fact. de l'instal. (h _{inst})						16,00						
Temp. salle des machines (C)						Temp. Plafond (C)						
32,00						30,00						
Temp. local de production (C)						Temp. Sol (C)						
16,00						15,00						
Pond. (kg/m³)						P _{ext} (Pa)						
1250						1013						
K (W/m².C)						s (m²)						
T _{int} (C)						T _{ext} (C)						
ΔT (C)						Q _{ref} (W)						
mur 1						mur 2a						
mur 2b						mur 3						
mur 4						plafond						
sol												
Opérateurs						soit						
250,34 W						1,01 W/m²						
Taux de renouvel. d'air n=85Vof1/27 5,45												
Q _{ren_aire} (V x n / v ₃) x (h _{ext} - h _{int}) / t _{base} 344,01 W												
Largeur porte (lp) 2,00 m												
Hauteur porte (hp) 2,20 m												
Date moy. ouvert. porte (dop) 10,00 min												
Flux journalier produit (fj) 0,50 t/j												
Temps ouvert. porte topodop./24= 0,125 min/h												
Hauteur entreposage (Hc) 2,60 m												
Coef. occup. sol (cos) 0,50												
Densité entreposage (dc) 150,00 kg/m³												
Contenance chambre froide C= surf_sol.Hc.de.cos= 11700,00 kg												
Diff. temp. des 2 cotés de la porte (Δtp) 22,00 C												
Coef. adiab. résidu C _{ra} 0,25												
Masse vol. air CF (rho _{air}) 1,24 kg/m³												
Masse vol. air exterieur (rho _{ext}) 1,14 kg/m³												
Aléa _{air} 45,16 kJ/kg												
Q _{ren} (V x ΔT x rho _{air}) x (1 + k _{ra} x Hc) / t _{base} 35,53 W												
Quantité introduite (kg base de temps) 300,00 kg												
Contenance chambre froide C= surf_sol.Hc.de.cos= 11700,00 kg												
Température d'introduction T1 30,00 C												
Température de sortie ou de stockage T3 0,00 C												
Température de congélation T2 0,00 C												
Chaleur massique avant congélation C1 2,37 kJ/kg.C												
Chaleur de respiration R 4,30 kJ/kg												
Chaleur latente de congélation L 0,00 kJ/kg												
Chaleur massique après congélation C2 2,00 kJ/kg.C												
Q avant congélation Qd1 = m x C1 x DT1 1842,00 kJ												
Q respiration Qd2 = m x R 5865,00 kJ												
Q pendant la congélation Qd3 = m x L 0,00 kJ												
Q après la congélation Qd4 = m x C2 x DT2 0,00 kJ												
Q _{denrée} = Qd1 + Qd2 + Qd3 + Qd4 / t _{base} 790,42 W												
Pourcentage par rapport à la quantité introduite 20,00 %												
Quantité emballage introduite 60,00 kg base de temps												
Température d'introduction T1 30,00 C												
Chaleur massique C 1,40 kJ/kg.C												
DT = T1 - T3 22,00 C												
Q _{emballage} = (m x C x DT) / t _{base} 21,39 W												
Individus dans l'ambiance n= 2												
P apportés par un individu 270,00 W												
temps dans l'ambiance t _p 2,00 h/jour												
Q _{personnel} = (n x P x t _p) / t _{base} 45,00 W												
Nombre de lampes 10,00												
Puissance par lampe 50,00 W												
fonctionnement par jour (L _{ecdl}) 5,00 h/jour												
Q _{éclairage} = (n x P x L _{ecdl}) / t _{base} 104,17 W												
Nombre de machines (Nm) 0,00												
Puissance par machine (Pm) 0,00 W												
fonctionnement par jour (L _{em}) 0,00 h/jour												
Q _{machines} = (Nm x Pm x L _{em}) / t _{base} 0,00 W												
Nombre 1,00												
Puissance unitaire (P) 100,00 W												
fonctionnement par jour (L _{mr}) 2,00 h/jour												
Q _{mr} = (n x P x L _{mr}) / t _{base} 6,33 W												
Q _{int} = Q _{denrée} + Q _{emballage} + Q _{personnel} + Q _d + Q _{ecdl} + Q _{machines} + Q _{mr} + Q _{ref} 2153,78 W												
Perte (Q _{int}) / t _{base} / t _{inst} 3299,67 W												
Nombre de résistances 1,00												
Puissance par résistance (W) 2000,00 W												
fonctionnement par jour (L _{dca}) 1,00 h/jour												
Q _{dca} = (n x P x L _{dca}) / t _{base} 125,00 W												
Nombre de ventilateurs 1,00												
Puissance par ventilateur (W) 200,00 W												
fonctionnement par jour (L _{vent}) 16,00 h/jour												
Q _{ventilateurs} = (n x P x L _{vent}) / t _{base} 200,00 W												
Q _{diff} = Q _{int} + Q _{dca} + Q _{vent} 2524,78 W												
P _{eff} = (Q _{diff} / t _{base}) / t _{inst} 3787,17 W												
P _{eff} 4544,61 W												

Chambre 4 :

BILAN THERMIQUE CHAMBRE FROIDE						
N°: 4						
Dimensions						
Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m ²)	Surface murs (m ²)	Volume (m ³)	
10,00	4,00	4,00	80,00	144,00	320,00	
Conditions de base						
Base de temps: t_base (h)			soit t_base (s) =		Infiltration externe	
Durée foct. de Frostal (t_inst)			h/jour		T (C) 2,00 30,00	
Temp. salle des machines (C)			Temp. Plafond (C)		H.R.(%) 69,00 60,00	
Temp. local de production (C)			Temp. Sol (C)		h (kg/kg) 10,74 11,18	
					w (kg/kg) 0,00 0,00	
					y' (m/100) 0,00 0,00	
					P_vsat (Pa) 0,00 0,00	
Paroi						
	K (W/m2.C)	s (m2)	Ti (C)	Texterne (C)	ΔT (C)	Q (W)
mur 1	0,196	32,0	2,0	30,0	28,0	175,33
mur 2	0,372	40,0	2,0	8,0	6,0	83,33
mur 3	0,372	32,0	2,0	16,0	14,0	166,75
mur 4	0,196	40,0	2,0	30,0	28,0	218,88
plafond	0,244	80,0	2,0	30,0	28,0	546,33
sol	0,273	80,0	2,0	15,0	13,0	283,60
Q_parois =			soit:		W/m2	
1488,31			4,30			
Taux de renouvel. d'air n=85/Vol*V2						
4,75						
Q_ren_aire = (V x n x ρ x (h_e - h_i)) / t_base						
1356,82			W			
Porte						
Largeur porte (lp)	2,00	m				
Hauteur porte (lp)	2,20	m				
Durée moy. ouvert. porte (dop)	10,00	min/h				
Flux journalier produit (fj)	1,00	h				
Temp. ouvert. porte (top=dop.fj/24)	0,417	min/h				
Hauteur entrepoisse (He)	2,60	m				
Coef. occup. sol (cos)	0,50					
Densité entrepoisse (de)	250,00	kg/m3				
Contenance chambre froide C=Surf_sol*He*cos	26000,00	kg				
Diff. temp. des 2 cotés de la porte (Δtp)	28,00	C				
Coef. résist. rigeau C_r	0,25					
Masses vol. air (rho_a)	1,29	kg/m3				
Masses vol. air externe (rho_e)	1,14	kg/m3				
Δh_e-h_i	60,44	kJ/kg				
Q_ren_p=(0,67*Δtp)*top_rha*(lp*lp*(1+(rho_e*rha-1)))	171,84	W				
Quantité introduite (flux base de temps)						
Contenance chambre froide C=Surf_sol*He*cos	26000,00	kg				
Température d'introduction T1	16,00	C				
Température de sortie ou de stockage T3	2,00	C				
Température de congélation T2	4,00	C				
Chaleur massique avant congélation C1	2,10	kJ/kg.C			DT1=T1-T2=	14,00 C
Chaleur de respiration R	0,00	kJ/kg			DT2=T2-T3=	0,00 C
Chaleur latente de congélation L	0,00	kJ/kg				
Chaleur massique après congélation C2	1,55	kJ/kg.C				
Q avant congélation Qd1 = m x C1 x DT1	37800,00	kJ				
Q respiration Qd2 = m x R	0,00	kJ				
Q pendant la congélation Qd3 = m x L	0,00	kJ				
Q après la congélation Qd4 = m x C2 x DT2	0,00	kJ				
Q_dernées = (Qd1+Qd2+Qd3+Qd4) / t_base			437,50 W			
Pourcentage par rapport à la quantité introduite						
Quantité emballage introduite	200,00	kg/base de temps				
Température d'introduction T1	16,00	C				
Chaleur massique C	1,30	kJ/kg.C			DT = T1-T3 =	14,00 C
Q_emballage = (m x C x DT) / t_base			42,13 W			
Individus dans l'ambiance ns						
P apportés par un individu	270,00	W				
temps dans l'ambiance t_p	2,00	h/jour				
Q_personnel = (n x P x t_p) / t_base			67,50 W			
Nombre de lampes						
Puissance par lampe	50,00	W				
fonctionnement par jour [L_od]	5,00	h/jour				
Q_eclairage = (n x P x t_od) / t_base			104,17 W			
Nombre de machines (Nm)						
Puissance par machine (Pm)	0,00	W				
fonctionnement par jour [L_m]	0,00	h/jour				
Q_machines = (Nm x Pm x L_m) / t_base			0,00 W			

80	Qclairage = (n x P x t_ced)/t_base	104,17	W
81	Nombre de machines (Nm)	0,00	
82	Puissance par machines (Pm)	0,00	W
83	fonctionnement par jour (t_m)	0,00	h/jour
84	Qmachines = (Nm x Pm x t_m)/t_inst	0,00	W
85	Nombre	1,00	
86	Puissance unitaire (P)	100,00	W
87	fonctionnement par jour (t_mj)	2,00	h/jour
88	Qmref = n x P x t_mj / t_base	19,33	W
89			
90	Qite = Qpar + Qpor + Qr + Qd + Qed + Qmac + Qmr + Qper + Qomb	3676,60	W
91			
92	Pint = (Qint * t_base) / t_inst	5514,90	W
93			
94	Nombre de résistances	1,00	
95	Puissance par résistance (W)	2000,00	W
96	fonctionnement par jour (t_doj)	1,00	h/jour
97	Qdogiv = (n x P x t_doj) / t_inst	125,00	W
98			
99	Nombre de ventilateurs	1,00	
100	Puissance par ventilateur (W)	200,00	W
101	fonctionnement par jour (t_vonj)	16,00	h/jour
102	Qventilateurs = (n x P x t_vonj) / t_inst	200,00	W
103			
104	Qeff = Qint + Qdogiv + Qven	4001,60	W
105			
106	Peff = (Qeff * t_base) / t_inst	6002,40	W
107			
108	Qeff	1 202,69	

Local de production HIVER :

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	LOCAL DE PRODUCTION														
2	HIVER														
3															
4	Dimensions										Conditions de base				
5	Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m2)	Surface murs (m2)	Volume (m3)	T (°C)	Intérieure	externe						
6	40,00	30,00	4,00	1200,00	560,00	4800,00	16,00	16,00	0,00						
7	Base de temps: t_base (h)		24,00	soit t_base (s) =		86400,00	HR (%)	50,00	80,00						
8	Durée fonct. de l'instal (t_inst)		20,00	h/jour			h (kJ/kg)	30,36	7,54						
9	Temp. salle des machines (°C)		50,00	Temp. Plafond (°C)		4,00	w (kg/kg)	0,006	0,0030						
10	Temp. local de production (°C)		24,00	Temp. Sol (°C)		16,00	v' (m3/kg)	0,83	0,7776						
11							Pv sat (Pa)	1817,80	610,66						
12															
13	APPORTS PAR LES PAROIS														
14	Paroi	Np	Nf	K	S = Smur - Sp - Sf	Ti	Tex	DT = Tex - Ti	Qtr						
15	mur 1	1,00	4,00	0,196	107,40	16,00	0,00	16,00	336,81						
16	mur 2	0,00	8,00	0,196	148,00	16,00	0,00	16,00	464,13						
17	mur 3	0,00	0,00	0,372	32,00	16,00	2,00	14,00	166,66						
18	mur 3 a	0,00	0,00	0,372	24,00	16,00	8,00	8,00	71,42						
19	mur 3 b	0,00	0,00	0,372	40,00	16,00	4,00	12,00	178,56						
20	mur 3 c	0,00	0,00	0,372	24,00	16,00	32,00	-16,00	-142,85						
21	mur 4	0,00	8,00	0,196	148,00	16,00	0,00	16,00	464,13						
22	plafond	0,00	0,00	0,244	1200,00	16,00	4,00	12,00	*****						
23	sol	0,00	0,00	0,279	1200,00	16,00	16,00	0,00	0,00						
24															
25															
26															
27	APPORTS PAR OUVERTURE DES PORTES														
28	PORTE	NP	SP	KP	Ti	Tex	DT	Qtr							
29	mur 1	1,00	6,60	0,39	16,00	0,00	16,00	41,18							
30															
31															
32	APPORTS PAR OUVERTURE DES FENETRES														
33	FENETRES	NF	SF	KF	Ti	Tex	DT	Qtr							
34	mur 1	4,00	6,00	0,45	16,00	0,00	16,00	43,20							
35	mur 2	8,00	12,00	0,45	16,00	0,00	16,00	86,40							
36	mur 3	0,00	0,00	0,45	16,00	46,00	-30,00	0,00							
37	mur 4	8,00	12,00	0,45	16,00	0,00	16,00	86,40							

Local de production ETE :

LOCAL DE PRODUCTION													
ETE													
Dimensions													
Longueur (m)	Largeur (m)	Hauteur (m)	Surface sol (m ²)	Surface murs (m ²)	Volum (m ³)								
15,00	34,50	4,00	1200,00	520,00	4900,00								
Conditions de base													
T (°C)	Intérieur	exterior											
Ti (°C)	20,00	15,00											
HR (g)	50,00	65,00											
h (h/kg)	30,36	59,50											
w (kg/hg)	0,0050	0,025											
v' (m ³ /hg)	0,83	0,91											
Press (Pa)	1017,00	5839,16											
Temp. salle des machines (°C)	30,00	Temp. Plafond (°C)	36,00										
Temp. local de production (°C)	24,00	Temp. Sol (°C)	16,00										
APPORTS PAR LES PAROIS													
Paroi	Np	Nf	K	S _{ext} -S _{int} -S _f	Ti	T _{ext}	DT-Tax-Ti	Qtr	Phi	a	J	Q	
mur 1	1,00	4,00	0,196	101,40	16,00	36,00	20,00	421,01	400,00	0,40	0,01	116,4032	
mur 2	0,00	8,00	0,196	148,00	16,00	36,00	20,00	580,16	200,00	0,40	0,01	116,4032	
mur 3	0,00	0,00	0,312	32,00	16,00	2,00	-14,00	-166,66	0,00	0,40	0,02	0	
mur 3 a	0,00	0,00	0,312	24,00	16,00	8,00	-8,00	-71,42	0,00	0,40	0,02	0	
mur 3 b	0,00	0,00	0,312	40,00	16,00	4,00	-12,00	-118,56	0,00	0,40	0,02	0	
mur 3 c	0,00	0,00	0,312	24,00	16,00	32,00	16,00	142,95	0,00	0,40	0,02	0	
mur 4	0,00	8,00	0,196	148,00	16,00	36,00	20,00	580,16	200,00	0,40	0,01	116,4032	
plafond	0,00	0,00	0,244	1200,00	16,00	36,00	20,00	5856,00	700,00	0,40	0,01	4899,2	
sol	0,00	0,00	0,273	1200,00	16,00	16,00	0,00	0,00	0,00	0,40	0,01	0	
Qtr= 7163,54 W Qray= 88888 W Qparei= 11683,20													
APPORTS PAR OUVERTURE DES PORTES													
PORTE	NP	SF	KP	Ti	T _{ext}	DT	Qtr	Phi	A	J	Qray		
mur 1	1,00	6,60	0,33	16,00	36,00	20,00	51,48	400,00	0,40	0,020	20,59		
Q ports= 72,07													
APPORTS PAR OUVERTURE DES FENETRES													
FENETRES	NF	SF	KF	Ti	T _{ext}	DT	Qtr	Phi	kw	Qray			
mur 1	4,00	6,00	0,45	16,00	36,00	20,00	54,00	400,00	0,30	720,00			
mur 2	8,00	12,00	0,45	16,00	36,00	20,00	108,00	200,00	0,30	720,00			
mur 3	0,00	0,00	0,45	16,00	46,00	2,00	0,00	0,00	0,30	0,00			
mur 4	8,00	12,00	0,45	16,00	36,00	20,00	108,00	200,00	0,30	720,00			
Qtr= 270,00 Qray= 88888 W Qfenetre= 2430,00													
APPORTS PAR LES DENREES													
dentree 1			700,00	kg/j									
dentree 2			500,00	kg/j									
quantite introduite (kg/base de temps)			3,35	kJ/kg									
quantite introduite (kg/base de temps)			3,00	kJ/kg									
temperature d'introduction T-intro			12,00	°C									
temperature d'introduction T-intro			8,00	°C									
Qdenrées=(m1*cp1*t1+m2*c) = 464,58 W													
APPORTS PAR DETTENCHITE													
a	b	c	V _{air}	DT	N	Vt	Ro	Mf	he	hi	Q		
0,15	0,010	0,007	7,00	16,00	0,332	4800,00	1,286	2049,39	30,36	7,54	12991,8		
CHARGE THERMIQUE DE HIVER													
Q HIVER=	18765,99 W												
P HIVER=	22519,1866 W												
Peff	27023,02												

Presse-papier Police Alignement Nombre conditionnelle de tableau Mettre sous forme Styles de tableau de tableau Mettre sous forme Styles de tableau de tableau

Avertissement de sécurité La mise à jour automatique des liens a été désactivée Options...

C39

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
33	FENETRES	NF	SF	KF	Ti	T _{ext}	DT	Qtr					
34	mur 1	4,00	6,00	0,45	16,00	36,00	20,00	54,00	400,00	0,30	720,00		
35	mur 2	8,00	12,00	0,45	16,00	36,00	20,00	108,00	200,00	0,30	720,00		
36	mur 3	0,00	0,00	0,45	16,00	46,00	2,00	0,00	0,00	0,30	0,00		
37	mur 4	8,00	12,00	0,45	16,00	36,00	20,00	108,00	200,00	0,30	720,00		
38													
39													
40	Qtr= 216,00												
41	dentree 1			700,00	kg/j								
42	dentree 2			500,00	kg/j								
43	quantite introduite (kg/base de temps)			3,35	kJ/kg								
44	quantite introduite (kg/base de temps)			3,00	kJ/kg								
45	temperature d'introduction T-intro			12,00	°C								
46	temperature d'introduction T-intro			8,00	°C								
47													
48	Qdenrées=(m1*cp1*t1+m2*c) = 464,58 W												
49													
50	APPORTS PAR DETTENCHITE												
51	a	b	c	V _{air}	DT	N	Vt	Ro	Mf	he	hi	Q	
52	0,15	0,010	0,007	7,00	16,00	0,332	4800,00	1,286	2049,39	30,36	7,54	12991,8	
53													
54	CHARGE THERMIQUE DE HIVER												
55													
56	Q HIVER=	18765,99 W											
57													
58	P HIVER=	22519,1866 W											
59													
60													
61													
62	Peff	27023,02											

CTA ETE :

CTA				
ÉTÉ				
TEMPERATEUR DE SOUFFLAGE				
	Ti	DTs	Ts	
	16,00	9	7,00	
DEBIT DE SOUFFLAGE				
	Qf	Cp	Ti	Ts
	74775,21	1020	16,00	7,00
				ms
				8,15
				Kcal/s
ENTHALPIE DE SOUFFLAGE				
	Qf	Hi	ms	Hs
	74,78	30,38	8,15	21,18
				kJ/ka
DE SOUFFLAGE				
	Hs	Ts	v	
	21,18	7,00	0,0058	
				kae/kaq
DEBIT AIR RECECLE				
	ms	Taux recy	mr	
	8,15	0,80	6,52	
				kg/s
DEBIT DAIR NEUF				
			1,63	kg/s

DEBIT AIR RECECLE				
	ms	Taux recy	mr	
	8,15	0,80	6,52	
				kg/s
DEBIT DAIR NEUF				
			1,63	kg/s
DEBIT DE MELANGE				
			8,15	kg/s
TEMPERATEUR DE MELAN				
			20	
ENTHALPIE DE MELANGE				
	Qf	He	mm	Hm
	74,78	99,50	8,15	44,19
				kJ/ka
DEBIT DE MELANGE				
	Hm	Tm	Vm	
	44,19	20,00	0,009	
				kaqe/kaq
PUISSANCE DE BATERIE				
	hm	hs	ms	Pbf
	44,19	21,18	8,15	187,42
				kw

CTA HIVER :

