



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
Filière Génie Industriel
Département de Génie Electrique
et
Département de Génie Mécanique Productique



Mémoire de fin d'études

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur

Etude de la régulation d'ambiance haute et basse température avec humidité relative

Numéro d'ordre : 08/26

Présenté par : NOROSOA Vololonirina Suzanne
Directeur de Mémoire : Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré
Présenté le : 18 Avril 2009

Promotion 2008



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
Filière Génie Industriel
Département de Génie Electrique
et
Département de Génie Mécanique Productique



Mémoire de fin d'études

en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur

Etude de la régulation d'ambiance haute et basse température avec humidité relative

Numéro d'ordre : 08/26

Soutenu par : NOROSOA Vololonirina Suzanne
Président de Jury : Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeatoandro, Enseignant à l'ESPA
Directeur de Mémoire : Monsieur RANARIJAONA Jean Désiré, Maitre de conférences à l'ESPA
Examineurs : Monsieur RAKOTONIRIANA René, Enseignant à l'ESPA
Monsieur ANDRIAMANALINA William, Enseignant à l'ESPA
Monsieur ANDRIAMANOHSOA Hery Zo, Enseignant à l'ESPA

Promotion 2008

REMERCIEMENTS

Grâce soit rendue à Dieu Tout Puissant pour sa bonté et ses bienfaits. Il m'a pourvu de tous les nécessaires pour l'accomplissement de ce mémoire.

J'adresse mes vifs remerciements à toutes les personnes citées ci-après :

- Monsieur **Pascal RAMANANTSIZEHENA**, Directeur de l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo ;
- Monsieur **Rabeatoandro JOELIHARITAHAKA**, Chef de Département du Génie mécanique et productique et président du jury;
- Monsieur **Yvon ANDRIANAHARISON**, Chef de Département du Génie électrique ;
- Monsieur **Jean Désiré RANARIJAONA**, qui ne s'est jamais abstenu de me conseiller en dépit de ses multiples fonctions. Monsieur, je vous suis très reconnaissante ;
- Monsieur **ANDRIAMANALINA Wiliam**, membre de jury ;
- Monsieur **RATONIRIANA René**, membre de jury ;
- Monsieur **ANDRIAMANOHISOA Hery Zo**, membre de jury.

Je remercie également tous les enseignants de l'ESPA qui ont donné et partagé leurs connaissances et savoir faire en vue de ma formation.

Un grand merci à toute ma famille et à tous mes amis, qui à leurs manières et du mieux qu'ils ont pu m'ont soutenu et encouragé pendant l'élaboration de ce travail.

Table des matières

Liste des abréviations et symboles :.....	1
Liste des tableaux :.....	4
Liste des figures :.....	5
INTRODUCTION	6
Première partie : GENERALITES.....	8
I. LES TRANSFERTS THERMIQUES.....	8
I.1 LA CONVECTION.....	8
I.2 LA CONDUCTION.....	12
I.3 RAYONNEMENT.....	15
I.4 INTERVENTION DE CES MODES DE TRANSFERTS.....	16
II. LES MOYENS DE PRODUCTION DE FROID	17
II.1 GENERALITES :.....	17
II.2 LES MACHINES A COMPRESSION :.....	17
II.3 DIAGRAMME DE MOLLIER OU DIAGRAMME DES FRIGORISTES :	18
III. LA REGULATION.....	19
III.1 DEFINITIONS :.....	19
III.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :.....	20
III.3 QUELQUES TYPES DE REGULATION :.....	21
Deuxième partie: L' AIR HUMIDE.....	24
I. GENERALITES:.....	24
I.1 DEFINITION:.....	24
I.2 NECESSITE DE TRAITEMENT ET DE CONTROLE D' AIR :.....	24
II. DEFINITION DES PARAMETRES CARACTERISTIQUES DE L' AIR HUMIDE.....	25
II.1 LA TEMPERATURE :.....	25
II.2 L' HUMIDITE :.....	26
II.3 ENTHALPIE DE L' AIR HUMIDE	28
II.4 AUTRES VARIABLES CARACTERISTIQUES DE L' AIR HUMIDE	29
III. MELANGE D' AIR HUMIDE :.....	30
III.1 HUMIDITE ABSOLUE DU MELANGE :.....	30
III.2 ENTHALPIE DU MELANGE :.....	30
III.3 TEMPERATURE DU MELANGE :.....	31
IV. DIAGRAMME DE L' AIR HUMIDE	31
Troisième partie: PRINCIPE DE REGULATION.....	34

DETERMINATION DES GRANDEURS ET METHODES DE CALCUL	34
I. APPAREIL DE MESURES DES GRANDEURS A REGLER :.....	34
I.1 LES HYGROMETRES	34
I.2 LES PSYCHROMETRES.....	35
II. ANALYSE DES OPERATIONS ELEMENTAIRES DE TRAITEMENT DE L' AIR :	36
II.1 CHAUFFAGE DE L' AIR :	36
II.2 REFROIDISSEMENT DE L' AIR :	39
II.3 HUMIDIFICATION DE L' AIR :	41
II.4 DESHUMIDIFICATION :	42
III. METHODE DE CALCUL	43
III.1 CALCUL DU BILAN THERMIQUE :	44
III.2 DETAILS DE CALCULS DANS CHAQUE TRAITEMENT.....	48
Quatrième partie: APPLICATION.....	59
I. CALCUL	59
I.1 ENTREPOT DE CONSERVATION DE PRODUITS AGRICOLES	59
I.2 VITRINE DE PATISSERIE	68
II. CHOIX DES MATERIELS	71
II.1 POUR L'ENTREPOT :.....	71
II.2 POUR LA VITRINE :	76
III. SYNTHESES	81
III.1 POUR L'ENTREPOT :.....	81
III.2 POUR LA VITRINE :	83
Cinquième partie : EVALUATION ECONOMIQUE ET REGARD ENVIRONNEMENTAL.....	87
I. EVALUATION ECONOMIQUE :.....	87
I.1 DEPENSES D'INVESTISSEMENT OU INVESTISSEMENT TOTAL NOTE I	88
I.2 DEPENSES D'EXPLOITATION OU COUT D'EXPLOITATION NOTE CE.....	89
I.3 LE CHIFFRE D'AFFAIRES.....	89
I.4 CALCUL DE LA RENTABILITE.	89
II. REGARD ENVIRONNEMENTAL :	95
II.1 CONTEXTE GENERAL :	95
II.2 LES DIFFERENTS PROGRAMMES ET LOIS AU SERVICE DE L'ENVIRONNEMENT	95
II.3 DEFINITIONS ET LOIS CONCERNANT L'ENVIRONNEMENT :	96
II.4 ANALYSE DU PROJET :	97
II.5 PROPOSITION DE MESURES :	98
CONCLUSION.....	99
BIBLIOGRAPHIE.....	100
ANNEXES :	101

Liste des abréviations et symboles :

NOTATIONS	DESIGNATIONS	UNITES
a	Taux d'imposition	
A	Amortissement	
B	Bénéfice brut	
B _{net}	Bénéfice net	
CF _p	Cash Flow à l'année p	
C _p	Chaleur massique	[W kg ⁻¹ °C ⁻¹]
C _{pa}	Chaleur massique de l'air sec à pression constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C _{pv}	Chaleur massique de la vapeur à pression constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C _{vs}	Concentration de la vapeur saturée	[kg m ⁻³]
C _v	Concentration de vapeur d'eau de l'air humide	[kg m ⁻³]
C _{Lm}	Chaleur latente dégagée par une machine	[W]
C _{Lp}	Chaleur latente dégagée par une personne	[W]
C _{secl}	Chaleur sensible dégagée par un éclairage	[W]
C _{sm}	Chaleur sensible dégagée par une machine	[W]
C _{sp}	Chaleur sensible dégagée par une personne	[W]
C ₁	Capacité thermique moyenne	[KJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
di	Diamètre intérieur de tuyauterie considérée	[m]
dt	Durée moyenne d'ouverture des portes	[min /t]
DP	Chute de pression à assurer par le détendeur	[bar]
e _i	Epaisseur de différentes couches de matériaux constituant une paroi	[m]
e _n	Epaisseur des couches constituant la paroi	[m]
f _j	Flux journalier	[kg]
g	Accélération de la pesanteur	[m s ⁻²]
h	Coefficient de transfert de chaleur	[W m ⁻² °C ⁻¹]
h _{ae}	Enthalpie de l'air à l'extérieur de l'enceinte	[J kg ⁻¹]
h _{ai}	Enthalpie de l'air à l'intérieur de l'enceinte	[J kg ⁻¹]
h _p	Hauteur d'une porte	[m]
H	Enthalpie de l'air humide	[KJ kg ⁻¹]
i	Taux d'actualisation de l'entreprise	
I	Investissement total	
K	Coefficient global d'échange thermique	[W m ⁻² °C ⁻¹]
K _{Δp}	Facteur de correction de la chute de pression souhaitée	
K _t	Facteur de correction pour les différences de températures d'évaporation t d'entrée du liquide dans le détendeur	
L _v	Chaleur latente de vaporisation de l'eau	[KJ/Kg]
l _p	Largeur d'une porte	[m]
L _{eqtot}	Longueur équivalente totale de la tuyauterie	[m]
L _{géo}	Longueur géométrique	[m]
L _{eq}	Longueur équivalente	[m]
MAP	Madagascar Action Plan	
Mo _{AT}	Pouvoir émissif du corps noir	[W m ⁻³]
M _{as}	Masse molaire de l'air sec	[kg mole]

M_v	Masse molaire de la vapeur	[kg/mole]
m	Masse des produits	[kg]
\dot{m}	Débit masse du fluide frigorigène	[kg/s]
m_{vc}	Masse de vapeur d'eau (fonction de la charge latente totale)	[kg]
m_{ac}	Masse d'air (fonction de la chaleur sensible totale)	[kg]
m_{ae}	Débit massique d'air sec de renouvellement	[kg s ⁻¹]
n_{ecl}	Nombre d'éclairage	
n_m	Nombre de machines	
n_p	Nombre de personnes	
n_v	Nombre de moles de gaz	[mole]
ONE	Office Nationale pour l'Environnement	
ONU	Organisation des Nations Unies	
P_{aval}	Pression en aval du détendeur	[bar]
P_1	pression d'aspiration	[bar]
P_2	pression de refoulement	[bar]
P_{th}	Puissance théorique	[kW]
P_{eff}	Puissance effective absorbée	[kW]
P_{amont}	Pression en amont du détendeur	[bar]
P_{dest}	pression à la sortie du détendeur	[bar]
PAE	Programme d'Action Environnemental	
PNE	Politique Nationale de l'environnement	
PGE	Programme de Gestion Environnemental	
PE	Projets Environnements	
P_{as}	Pression de l'air sec	[Pa]
P_{at}	Pression atmosphérique	[Pa]
P_v	Pression de la vapeur	[Pa]
P_{vs}	Pression de la vapeur saturée	[Pa]
POT	Pay Out Time ou le temps de remboursement	
q_{air}	Débit d'air	[kg/s]
q_{eau}	Débit d'eau à pulvériser	[kg/s]
q_{res}	Chaleur de respiration des produits	[KJ tonnes ⁻¹ h ⁻¹]
Q_{Lc}	Chaleur latente totale	[kW]
Q_n	Capacité nominale d'un détendeur	[kW]
Q_{0eff}	Puissance effective de l'évaporateur	[kW]
Q_0	Quantité de froid produite dans l'évaporateur	[KJ/kg]
Q_{St}	Chaleur sensible totale	[kW]
Q_T	Charge thermique totale	[kW]
Q_{vent}	Charge due au ventilateur des évaporateurs	[kW]
Q_{deg}	Charges dues aux résistances de dégivrage	[kW]
R	Constante universelle des gaz parfaits	[J mole ⁻¹ K ⁻¹]
S	Aire de la surface considérée	[m ²]
SINF	Structure Institutionnelle Nationale pour l'Environnement	
t	Temps de fonctionnement	[h/j]
t_{deg}	Temps de dégivrage	[h/j]
T_f	Température finale	[°C]

T_i	Température initiale	[°C]
T_a	Température ordinaire	[°C]
T_h	Température humide	[°C]
T	Température de l'air humide	[K]
T_a	Température ambiante de l'enceinte	[°C]
T_e	Température à l'extérieur de la porte	[°C]
T_i	Température d'introduction des produits	[K]
T_∞	Température du milieu environnant la paroi	[°C]
TRI	Taux de Rentabilité Interne	
v	Vitesse d'écoulement des fluides dans les tuyauteries	[m/s]
V_b	Débit du volume balayé	[m ³ /h]
\dot{V}	Débit volume réellement absorbé par le compresseur	[m ³ /h]
VAN	Valeur Actuelle Nette	
w	Humidité absolue	[kg/kg air sec]
W	Travail dépensé par un compresseur parfait	[KJ/kg]
W_R	Humidité réelle	[kg/kg d'air sec]
W_{cond}	Humidité condition	[kg/kg d'air sec]
W_{aj}	Humidité à ajouter	[kg/kg d'air sec]
W_{en}	Humidité à enlever	[kg/kg d'air sec]
w_e	Teneur en humidité à l'extérieur	
w_i	Teneur en humidité à l'intérieur	
β	Coefficient de dilatation cubique	[°C]
ΔT	Différence de température entre les deux faces de la paroi considérée	[K]
Δ_{piot}	Somme des pertes de charge dans la conduite liquide	[bar]
Δ_{pt}	Pertes de charge dans la tuyauterie de liquide	[bar]
Δ_{pze}	Pertes de charge due à la différence de niveau	[bar]
Δ_{pacc}	Pertes de charge due aux accessoires	[bar]
λ_n	Coefficient de conductibilité	[W m ⁻¹ °C ⁻¹]
ρ_{aa}	Masse volumique de l'air ambiant de l'enceinte	[kg m ⁻³]
ρ_{ae}	Masse volumique de l'air à l'extérieur de la porte	[kg m ⁻³]
η_v	Rendement volumétrique	
η_m	Rendement mécanique	
τ	Taux de compression	
τ_m	Temps de marche total des machines	[h]
τ_p	Temps de présence dans l'enceinte	[h]
τ_{ecl}	Temps de marche total des éclairages	[h]
ϕ	Humidité relative	
ρ_{as}	Masse volumique de l'air sec	[kg m ⁻³]
ρ_v	Masse volumique de la vapeur	[kg m ⁻³]
ρ_{vs}	Masse volumique de la vapeur saturée	[kg m ⁻³]
ε_p	Facteur d'émission d'une surface	
λ	Conductivité thermique	[W m ⁻¹ °C ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg m ⁻³]
σ	Constante de Boltzmann (5.67.10 ⁻⁸)	[W m ⁻² °C ⁴]
ϕ	Flux de chaleur	[W]

Liste des tableaux :

Tableau 1: Groupement des nombres adimensionnels	10
Tableau 2: Coefficient convectif	12
Tableau 3: Facteur d'émission ϵ_p	16
Tableau 4: Composition de l'air humide	24
Tableau 5: Caractéristique d'une résistance de chauffage	50
Tableau 6: Grandeurs à calculer pour le choix du compresseur.....	52
Tableau 7: Vitesse d'écoulement admissible dans les tuyauteries.....	53
Tableau 8: Paramètres de l'air en hiver	59
Tableau 9: Paramètres de l'air en été	60
Tableau 10: Bilan des résultats pour les entrepôts	71
Tableau 11: Présélection des évaporateurs pour les entrepôts	72
Tableau 12: Puissance effective des évaporateurs des entrepôts	72
Tableau 13: Paramètre de l'air au cours du cycle (entrepôt)	73
Tableau 14: Résultats des calculs préalables pour la sélection du compresseur	73
Tableau 15: Sélection des compresseurs des entrepôts	73
Tableau 16: Données pour la sélection des condenseurs des entrepôts	74
Tableau 17: Sélection des condenseurs des entrepôts	74
Tableau 18: Calculs des tuyauteries	75
Tableau 19: Résultats des calculs préalables pour la sélection des détendeurs des entrepôts..	75
Tableau 20: Bilan des résultats pour les vitrines.....	76
Tableau 21: Présélection des évaporateurs des vitrines	77
Tableau 22: Puissances effectives des évaporateurs pour les vitrines	77
Tableau 23: Paramètres de l'air au cours du cycle (vitrine).....	77
Tableau 24: Résultats des calculs préalables pour la sélection des compresseurs des vitrines	78
Tableau 25: Sélection des compresseurs pour les vitrines	78
Tableau 26: Données pour la sélection des condenseurs pour les vitrines.....	79
Tableau 27: Sélection des condenseurs pour les vitrines	79
Tableau 28: Calculs des tuyauteries des vitrines.....	80
Tableau 29: Résultats des calculs préalables pour la sélection des détendeurs.....	80
Tableau 30: Résultat pour un entrepôt de volume intermédiaire	82
Tableau 31: Résultats pour une vitrine de volume intermédiaire.....	84
Tableau 32: Calcul de la rentabilité pour l'entrepôt	91
Tableau 33: Résultats supplémentaires pour l'entrepôt	92
Tableau 34: Calcul de la rentabilité pour la vitrine	93
Tableau 35: Evolution de la VAN de la vitrine.....	94

Liste des figures :

Figure 1: Ecoulement de fluide en régime laminaire	9
Figure 2: Ecoulement de fluide en régime turbulent.....	9
Figure 3: Surface plane simple.....	13
Figure 4: surface cylindrique.....	15
Figure 5: Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression.....	18
Figure 6: Diagramme de Mollier.....	19
Figure 7: Représentation d'une régulation.....	20
Figure 8: Fonctionnement en boucle ouverte.....	20
Figure 9: Fonctionnement en boucle fermée.....	21
Figure 10: Régulation Tout Ou Rien.....	21
Figure 11: Régulation PID	22
Figure 12: Diagramme de l'air humide.....	32
Figure 13: Chauffage par batterie sèche.....	36
Figure 14: Mélange de deux flux d'air humide	37
Figure 15: Chauffage par mélange de deux flux d'air	38
Figure 16: Refroidissement d'air sans déshumidification	39
Figure 17: Refroidissement d'air avec déshumidification	40
Figure 18: Humidification d'air	42
Figure 19: Résistance de chauffage.....	49
Figure 20: Courbe d'ébullition.....	55
Figure 21: Evolution de la température de l'air au cours d'une journée	60
Figure 22: Energie nécessaire au chauffage	61
Figure 23: Puissance de la batterie de chauffage	62
Figure 24: Charge thermique intermédiaire de l'entrepôt en hiver	63
Figure 25: Puissance prévisionnelle de l'évaporateur de l'entrepôt en hiver	63
Figure 26: Taux de déshumidification et d'humidification pour l'entrepôt	64
Figure 27: Masse de vapeur d'eau à enlever ou à ajouter.....	65
Figure 28: Charge thermique intermédiaire de l'entrepôt en été.....	66
Figure 29: Puissance prévisionnelle de l'évaporateur de l'entrepôt en été.....	66
Figure 30: Taux de déshumidification	67
Figure 31: Masse de vapeur d'eau à enlever.....	67
Figure 32: Charge thermique intermédiaire de la vitrine en été.....	69
Figure 33: Puissance prévisionnelle de l'évaporateur de la vitrine en été.....	69
Figure 34: Taux de déshumidification hiver et été.....	70
Figure 35: Masse de vapeur d'eau à enlever en été	70
Figure 36: Déshumidificateur.....	76
Figure 37: Puissance de la batterie de chauffage en fonction du volume (entrepôt).....	84
Figure 38: Puissance de l'évaporateur en fonction du volume (vitrine)	85
Figure 39: Structure moyenne d'investissement en limite des unités de production	88
Figure 40: Evolution de la VAN de l'entrepôt.....	92
Figure 41: Evolution de la VAN de la vitrine	94

INTRODUCTION

Depuis toujours la température et l'humidité de l'air ont été pour l'homme, l'animal, les plantes et l'environnement un facteur important de bien-être. Nous vivons ces deux paramètres de l'air au quotidien et utilisons ses lois, souvent sans le savoir. Dans le domaine sanitaire par exemple, ces deux paramètres tiennent une place importante. En effet, un changement brusque de la température ainsi que de l'humidité peuvent être l'origine de certaines maladies (cutanés respiratoires...). En outre, dans le domaine de conservation, de fabrication, si la température et l'humidité de l'air ne sont pas adéquates aux paramètres consignés, on pourrait assister à une détérioration des objets ou produits en conservation ou en fabrication.

Bref que ce soit pour le bien-être de l'individu ou pour des fins industriels, on doit maîtriser ces deux paramètres.

Cela nous a mené à élaborer le présent travail intitulé « Etude de la régulation d'ambiance dans une enceinte, haute et basse température avec humidité relative ». Le but est de définir les méthodes permettant de contrôler la température et l'humidité de l'air et préciser les caractéristiques des matériels adéquates.

Des généralités feront l'objet de la première partie. La deuxième partie sera focalisée sur la théorie de l'air humide. Il viendra ensuite dans la troisième partie, le principe de régulation c'est-à-dire la détermination des grandeurs et méthode de calcul. Pour concrétiser des applications se verront dans la quatrième partie. Une évaluation économique et un regard environnemental termineront l'étude.

Première partie: Généralités

Première partie : GENERALITES.

La thermique dans son ensemble se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final. La régulation d'ambiance consiste à maintenir stable la température ainsi que le degré d'humidité dans une enceinte donnée. Pour cela une étude de l'aspect thermique de l'évolution de l'air dans le local s'impose, d'où l'utilité de la notion de transfert de chaleur.

I. LES TRANSFERTS THERMIQUES.

Le transfert de chaleur ne se fait librement que d'une source chaude à une source froide. Cela peut se faire selon trois procédés différents, soit par convection, soit par conduction, soit par rayonnement.

I.1 LA CONVECTION.

1. Définition :

La convection est le transfert de chaleur entre un fluide et un solide. En général le fluide est représenté par l'air et le solide par une paroi ou une surface quelconque.

La convection a lieu chaque fois qu'il existe un contact entre un fluide et un solide à une température différente. En effet, une différence de température génère une différence de densité. Cette dernière se traduit par un mouvement du fluide d'où le transfert de chaleur.

Selon le mécanisme qui provoque le mouvement du fluide la convection peut être naturelle ou forcée. Elle est dite naturelle ou libre si le mouvement du fluide est provoqué uniquement par la différence de densité résultante de la différence de température sur les frontières et de l'effet de gravité. Par contre, la convection est forcée lorsque le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure, souvent par des moyens mécaniques tels un ventilateur ou une pompe.

Il est à noter que la rapidité de la transmission dépend largement du mouvement du fluide. Il s'avère donc nécessaire de considérer le mécanisme d'écoulement du fluide ou le régime d'écoulement de fluide.

2. Mécanisme d'écoulement d'un fluide :

2.1 Régime laminaire :

L'écoulement est dit laminaire lorsque les particules se déplacent parallèlement à la paroi. En régime permanent l'écoulement du fluide est unidirectionnel. Il s'effectue lentement et par couches pratiquement indépendantes.

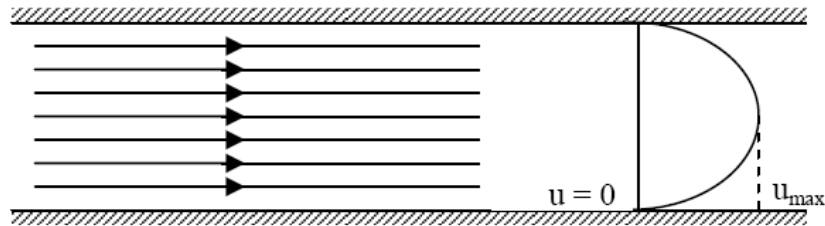


Figure 1: Ecoulement de fluide en régime laminaire

Entre deux filets adjacents, la chaleur est transmise soit :

- Par conduction uniquement, si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection et conduction si la direction considérée n'est pas normale aux filets fluides.

2.2 Régime turbulent :

L'écoulement est dit turbulent lorsque les particules se déplacent de façon tourbillonnaire et désordonné. En régime turbulent l'écoulement n'est donc pas unidirectionnel.

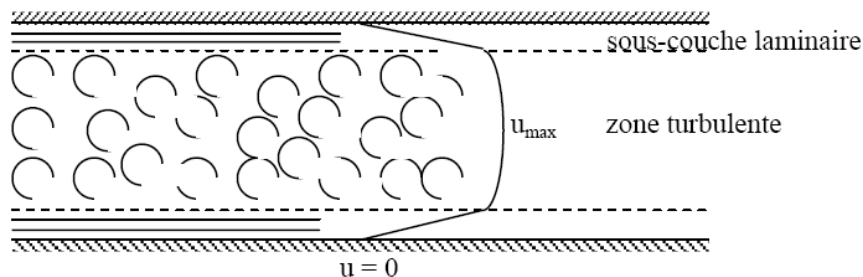


Figure 2: Ecoulement de fluide en régime turbulent

Dans ce type de régime, la transmission se fait à la fois par convection et par conduction ; celle-ci s'effectue dans la zone de turbulence.

3. Flux de chaleur :

La théorie de convection repose sur la loi de Newton :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (1 - 1)$$

- φ : flux de chaleur transmis par convection [W]
- h : coefficient de transfert de chaleur par convection [$\text{Wm}^{-2}\text{°C}^{-1}$]
- T_p : température de surface de solide [°C]
- T_∞ : température du fluide loin de la surface de solide [°C]

– S : aire de la surface de contact solide/fluide [m²]

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres tels la nature du fluide, la température, la vitesse d'écoulement, les caractéristiques géométriques de la surface avec laquelle le fluide est en contact. De ce fait, il est assez compliqué de calculer le flux ϕ . Aussi pour faciliter les calculs, on a fait appel à des groupements de nombres sans dimensions qui participent au phénomène. Le tableau suivant nous donne une aperçue de ces groupements :

$Nu = \frac{hD}{\lambda}$	Nombre de Nusselt	Rapport entre la résistance thermique de convection et la résistance thermique de conduction.
$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$	Nombre de Reynolds	Caractérise le régime d'écoulement du fluide. En fait il est le rapport de la force d'inertie à la force de viscosité.
$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$	Nombre de Prandtl	Décrit la propriété physique du fluide c'est-à-dire l'influence de la nature du fluide sur la transmission de chaleur par convection.
$Gr = \frac{\beta L^3 g \Delta T \rho^2}{\mu^2}$	Nombre de Grashof	Rapport de la force ascensionnelle à la force de viscosité.

Tableau 1: Groupement des nombres adimensionnels

- h : coefficient de transfert de chaleur par convection [Wm⁻²°C⁻¹]
- D : diamètre de la conduite [m]
- ρ : masse volumique [kg m⁻³]
- L : longueur caractéristique de la paroi [m]
- β : coefficient de dilatation cubique [°C]
- λ : conductivité thermique [Wm⁻¹°C⁻¹]
- μ : viscosité dynamique [kg m⁻¹s⁻¹]
- u : vitesse moyenne du fluide [m s⁻¹]
- ΔT : écart de température paroi-fluide [°C]
- g : accélération de la pesanteur [m s⁻²]
- C_p : chaleur massique [W kg⁻¹°C⁻¹]

Selon les groupements ci-dessus, on peut déduire h du nombre de Nusselt. On a donc :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D} \quad (1 - 2)$$

3.1 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle :

En convection naturelle on a : $Nu = f(Gr, Pr)$

Nu est donné par la corrélation suivante :

$$Nu = C(Gr Pr)^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_s}\right)^n \quad (1 - 3)$$

m , n et C sont des constantes qui dépendent de plusieurs paramètres comme le régime d'écoulement, la position ainsi que la géométrie de la surface du fluide.

Le tableau montrant la valeur de ces constantes est donné en ANNEXE n°1

Finalement, le calcul du flux de chaleur en convection naturelle se fait comme suit :

- Calcul des nombres Gr et Pr
- De la valeur du produit $(Gr Pr)$ choisir la corrélation adéquate
- Calcul du nombre de Nu
- Calcul de h
- Calcul de ϕ la relation de Newton

3.2 Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

Dans le cas d'une convection forcée le nombre de Nusselt prend la forme suivante :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Généralement, la corrélation pour calculer en convection forcée Nu s'écrit :

$$Nu = C Re^x Pr^y \left(\frac{Pr_f}{Pr_s}\right)^z \quad (1 - 4)$$

C , x , y ainsi que z sont des constantes. Selon la géométrie et le régime d'écoulement du fluide, la valeur de ces constantes sont données dans le tableau en ANNEXE n°2

Pour obtenir le flux en convection forcée no procède de la manière suivante :

- Calcul des nombres Re et Pr
- Choix d'une corrélation
- Calcul de Nu
- Calcul de h
- Calcul de ϕ

A titre de repère voici un tableau montrant l'ordre de grandeur du coefficient convectif h

Type de transfert	Fluide	h
Convection naturelle	Air	5 – 10
	Eau	100 – 1000
Convection forcée	Air	10 - 500
	Eau	100 – 15000
	Huiles	50 – 1500
	Métaux liquides	5000 - 250000

Tableau 2: Coefficient convectif

Remarque : le fluide lors de son échange de chaleur avec la paroi peut changer d'état : se liquéfier ou se vaporiser ; il s'agit alors dans ce cas d'une convection avec changement de phase. Dans le cas où il reste semblable à lui-même on parle d'une convection sans changement de phase.

1.2 LA CONDUCTION

1. Définition :

La conduction est d'une part le mode de transfert de chaleur généré par une différence de température entre deux parties d'un milieu solide, liquide ou gazeux ; d'autre part elle est la transmission de chaleur entre deux corps dont l'un est froid et l'autre chaud.

2. Loi de FOURIER :

Le phénomène de conduction est régi par l'hypothèse de Fourier : la densité du flux est proportionnelle au gradient de température.

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (1 - 5)$$

Sous forme algébrique on a :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1-6)$$

- φ : flux de chaleur transmis par conduction [W]
- λ : conductivité thermique du milieu. [Wm⁻¹°C⁻¹]
La conductivité thermique traduit l'aptitude du milieu à produire de la chaleur.
- S : aire de la section de passage du flux de chaleur [m²]
- x : variable d'espace dans la direction du flux [m]

Remarque : le signe (-) devant λ traduit le fait que la chaleur progresse dans le sens opposé au gradient de température c'est-à-dire du plus chaud vers le plus froid.

Selon que la direction d'écoulement du flux soit unique ou soit à plusieurs directions, on distingue :

- Le transfert unidirectionnel
- Le transfert multidirectionnel

2.1 Cas d'un mur simple (surface plane simple) :

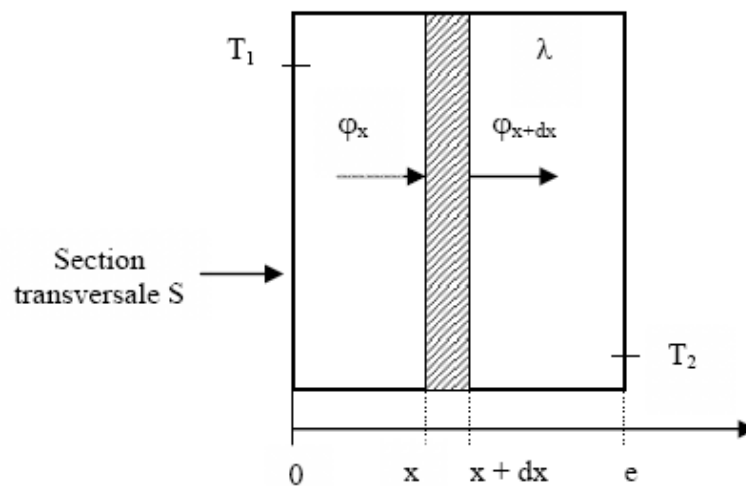


Figure 3: Surface plane simple

La densité de flux de chaleur à travers un tel mur est :

$$\varphi = \frac{\lambda(T_1 - T_2) \cdot S}{e} \quad (1-7)$$

Sous une autre forme on a :

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e}{\lambda S}} \quad (1 - 8)$$

Le terme $\frac{e}{\lambda S}$ noté R représente la résistance thermique d'un mur plan. Son inverse $\frac{1}{R}$ donne le coefficient global de transmission de chaleur.

2.2 Cas d'un mur multicouche (surface plane en série) :

C'est le cas des murs réels faits de plusieurs couches de matériaux différentes. Chaque couche possède une épaisseur, une température ainsi qu'une conductivité qui lui est propre.

La densité du flux sera donc :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (1 - 9)$$

En tenant compte des rugosités des surfaces, on remarque qu'une infime couche d'air se trouve entre deux surfaces en regard. Cette couche, même petite crée une résistance thermique appelée résistance thermique de contact.

Finalement, l'expression de la densité du flux sera :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + R_{AB} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + R_{BC} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (1 - 10)$$

En généralisant cette formule on a :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_i}{\lambda_i S} + R_{i,i-1} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (1 - 11)$$

i la couche concernée ; $i-1$ celle qui lui précède

2.3 Le Cas d'une surface cylindrique (cylindre creux ou tube)

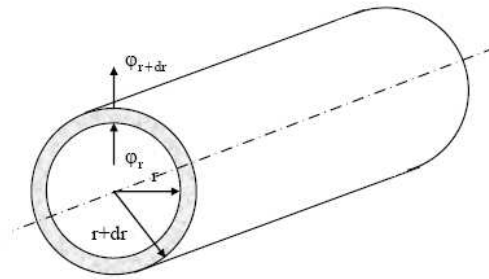


Figure 4: surface cylindrique

L'expression de la densité du flux est :

$$\varphi = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (1 - 12)$$

Autrement on a :

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L}} \quad (1 - 13)$$

$\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L}$ n'est autre que la résistance thermique du cylindre

1.3 RAYONNEMENT

1. Définition :

Le rayonnement est le transfert d'énergie par propagation rectiligne des ondes dans l'espace (le vide), selon les lois de la mécanique ondulatoire. Ce transfert peut différer suivant le type de corps qui le reçoit. Les détails sur l'absorption de rayonnement de certains corps sont donnés dans l'ANNEXE n°3.

2. Loi de Boltzmann :

Selon Stephan Boltzmann le flux de chaleur échangé entre la surface et le milieu ambiant est :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (1 - 14)$$

Avec :

- φ : Le flux émis par rayonnement
- σ : Constante de Boltzmann égale à $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W m⁻² °C⁻⁴]

- ε_p : Facteur d'émission de la surface
- S : aires de la surface [m²]
- T_p : température de la surface [°C]
- T_∞ : température du milieu environnant la surface [°C]

Nous verrons dans le tableau ci après l'ordre de grandeur du facteur d'émission ε_p de quelques matériaux

Matériaux	ε_p
Acier inox	0,25
Ciment	0,96
Brique	0,75
Béton	0,93
Pierre	0,93
Email	0,85 -0,95
Laque	0,95
Peinture à l'huile	0,94
Peinture aluminium	0,35
Liège	0,93

Tableau 3: Facteur d'émission ε_p

I.4 INTERVENTION DE CES MODES DE TRANSFERTS

Ces trois procédés interviennent le plus souvent en concomitance.

Dans ce cas le flux de chaleur transmise se résume à :

$$\varphi = K(T_1 - T_2) \tag{1 - 15}$$

Ou K désigne le coefficient global d'échange thermique

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}} \tag{1 - 16}$$

- $\frac{1}{h_1}$ la résistance thermique interne (par convection) en fonction de l'intensité du mouvement de l'air dans le local

- $\frac{1}{h_2}$ la résistance thermique externe (par convection) en fonction de l'intensité du mouvement de l'air à l'extérieur du local
- $\sum \frac{e_i}{\lambda_i}$ somme des résistances thermiques (par conduction) des différentes couches de matériaux constituant la paroi.

II. LES MOYENS DE PRODUCTION DE FROID

II.1 GENERALITES :

Depuis toujours, l'homme savait que la meilleure façon de conserver les denrées alimentaires était de les mettre dans un endroit frais ou de les garder au froid.

Mais depuis le domaine du froid ne cesse de s'épanouir. En effet, le domaine d'utilisation du froid s'est élargi :

- Réfrigérateur – congélation (froid ménager)
- Chambre froide (froid industriel)
- Climatisation et conditionnement d'air

Dans tous les cas que ce soit dans le froid ménager, dans le froid industriel ou dans la climatisation, le moyen de production de froid le plus utilisé est celui basé sur le principe d'extraction de chaleur au milieu à refroidir par le biais d'une vaporisation de liquide.

Il existe essentiellement deux types de machines qui peuvent produire ce froid par vaporisation, à savoir : les machines à absorption et les machines à compression.

Dans cette étude on se focalisera sur l'utilisation des machines à compression qui sont d'ailleurs les plus utilisés de nos jours.

II.2 LES MACHINES A COMPRESSION :

Quelle que soit l'installation (ménager, industriel, climatisation...) dès qu'il s'agit de machine frigorifique à compression, le circuit se compose généralement des quatre (4) éléments que voici : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur.

Le schéma suivant illustre le principe de fonctionnement de ces éléments

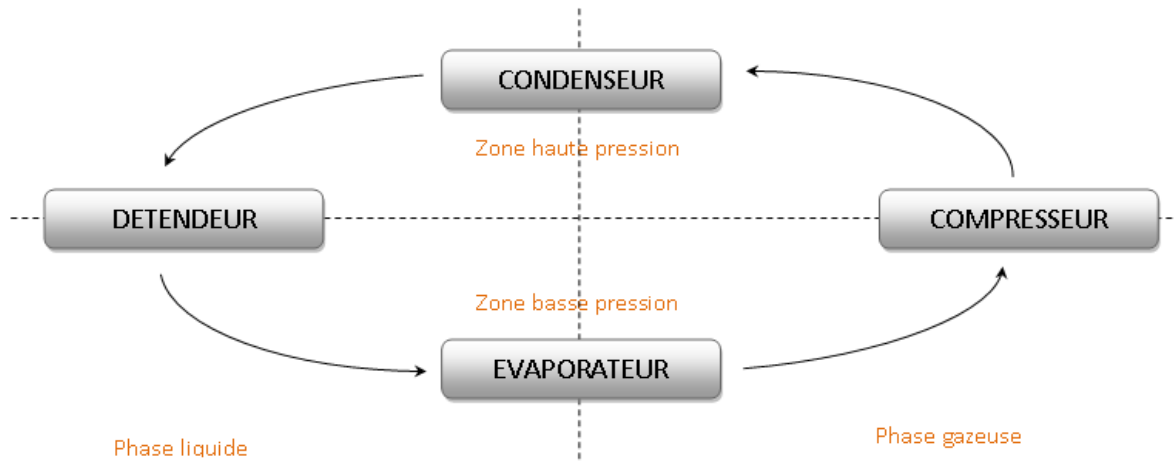


Figure 5: Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression

❖ L'évaporateur :

Lieu où se produit la vaporisation du fluide. Le fluide en question absorbe la chaleur du milieu à refroidir (ici air). C'est ainsi que le milieu à refroidir devienne froid.

❖ Le compresseur :

Lieu où se passe la compression de la vapeur sortant de l'évaporateur ; vapeur qu'il aspire à basse pression et qu'il refoule à haute pression vers le condenseur.

On distingue : les compresseurs à piston, à vis, rotatifs ou centrifuges.

❖ Le condenseur :

Le condenseur peut être à air, à eau ou à air et eau. Ces derniers sont dits fluides de refroidissement.

Dans le condenseur il y a extraction de chaleur au fluide frigorigène. De ce fait, il se refroidit et se condense. Le fluide de refroidissement par contre, se chauffe.

Le fluide frigorigène sort donc du condenseur à l'état sous refroidi ou à l'état saturant.

❖ Le détendeur :

Etant donné que le fluide venant du condenseur est à haute pression et que celui admis à l'évaporateur doit être à basse pression, le détendeur a pour mission de réduire cette pression jusqu'à la pression de vaporisation en réglant le débit du fluide frigorigène.

II.3 DIAGRAMME DE MOLLIER OU DIAGRAMME DES FRIGORISTES :

Ce diagramme représente en détail les transformations thermodynamiques existantes dans une machine frigorifique à compression.

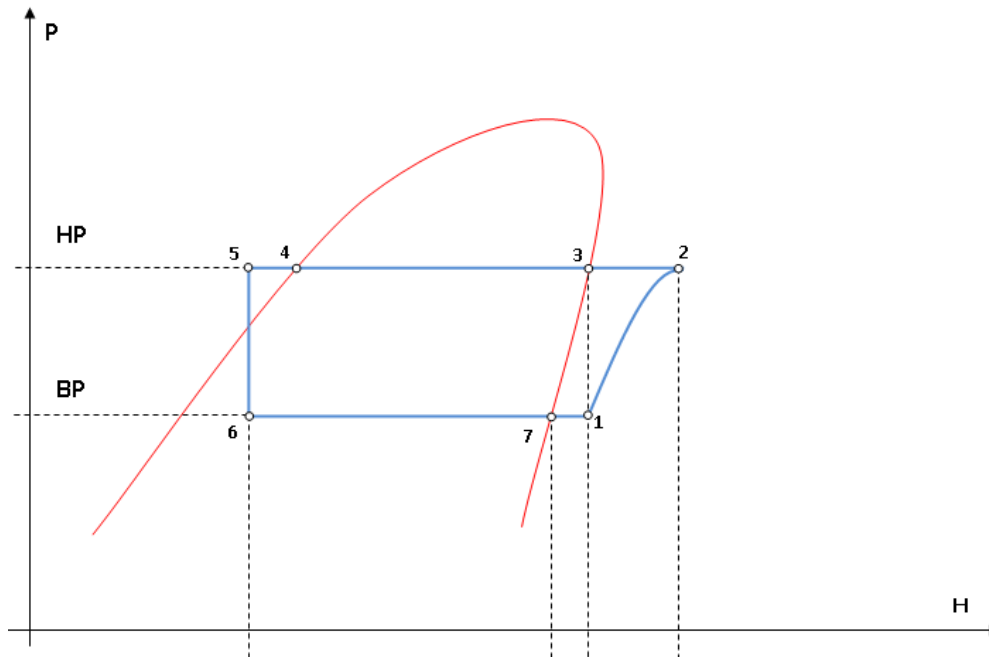


Figure 6: Diagramme de Mollier

Les transformations thermodynamiques:

- 1-2 : compression polytropique
- 2-3 : désurchauffe
- 3-4 : condensation isobare
- 4-5 : sous-refroidissement
- 5-6 : détente isenthalpe
- 6-7 : vaporisation isobare
- 7-1 : surchauffe de la vapeur

- BP : basse pression
- HP : haute pression

III. LA REGULATION

III.1 DEFINITIONS :

- ♦ La **régulation** regroupe l'ensemble des techniques utilisées visant à contrôler une grandeur physique. Exemples de grandeur physique : Pression, température, débit, niveau etc.
- ♦ La **grandeur réglée**, c'est la grandeur physique que l'on désire contrôler. Elle donne son nom à la régulation. Exemple : une régulation de température.
- ♦ La **consigne** : C'est la valeur que doit prendre la grandeur réglée.
- ♦ La **grandeur réglante** est la grandeur physique qui a été choisie pour contrôler la grandeur réglée. Elle n'est généralement pas de même nature que la grandeur réglée.
- ♦ Les **grandeurs perturbatrices** sont les grandeurs physiques qui influencent la grandeur réglée. Elles ne sont généralement pas de même nature que la grandeur réglée.

- ♦ L'**organe de réglage** est l'élément qui agit sur la grandeur réglante.

III.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :

Pour réguler un système physique, il faut :

- **Mesurer** la grandeur réglée avec un capteur.
 - **Réfléchir** sur l'attitude à suivre : c'est la fonction du régulateur. Le régulateur compare la grandeur réglée avec la consigne et élabore le signal de commande.
 - **Agir** sur la grandeur réglante par l'intermédiaire d'un organe de réglage.
- On peut représenter une régulation de la manière suivante :

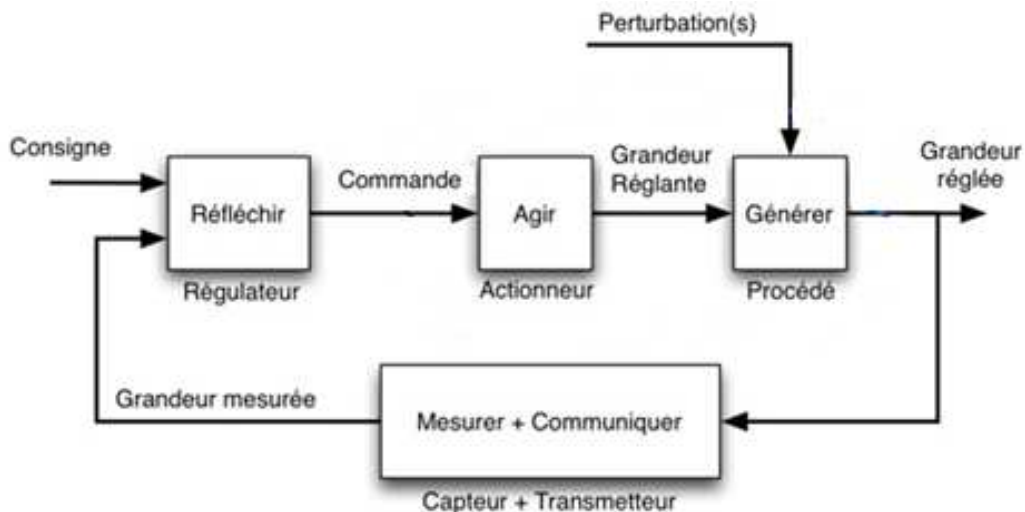


Figure 7: Représentation d'une régulation

1. Fonctionnement en boucle ouverte (Manuel)

On parle de fonctionnement en boucle ouverte quand c'est l'opérateur qui contrôle l'organe de réglage. Ce n'est pas une régulation.

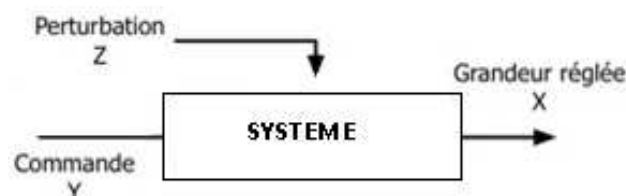


Figure 8: Fonctionnement en boucle ouverte

2. Fonctionnement en boucle fermée (Automatique)

C'est le fonctionnement normal d'une régulation. Le régulateur compare la mesure de la grandeur réglée et la consigne et agit en conséquence pour s'en rapprocher.

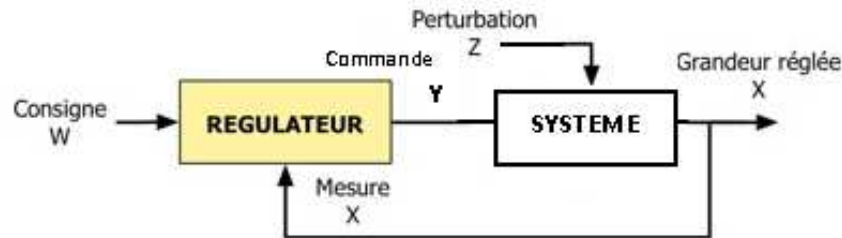


Figure 9: Fonctionnement en boucle fermée

III.3 QUELQUES TYPES DE REGULATION :

1. Régulation Tout Ou Rien - TOR

Présentation :

Le fonctionnement se caractérise par deux états possibles pour la commande. Celui qui correspond à la commande maximale (100) et celui qui correspond à la commande minimale (0). Un seuil limite la fréquence de commutation du système pour éviter une fatigue prématurée des organes de réglages. Le réglage du régulateur se fait à l'aide de deux paramètres :

- La consigne W , fournie en unité de mesure ;
- Le seuil DIFF, donné généralement en % de la consigne.

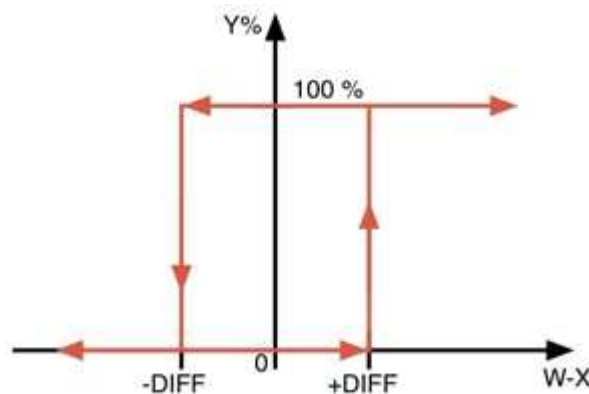


Figure 10: Régulation Tout Ou Rien

La grandeur réglée oscille autour du point de fonctionnement. À chaque dépassement des seuils de commutation, la sortie du régulateur change d'état. Compte tenu de l'inertie du système, la valeur absolue de l'erreur $|E|$ peut dépasser le seuil DIFF.

2. Régulation Proportionnelle Intégrale Dérivée - PID

Présentation.

La commande Y du régulateur est proportionnelle à l'erreur (W-X), ceci dans la mesure du possible (Y ne peut être négatif, ou d'une valeur supérieure à 100). Dans la partie proportionnelle, appelée bande proportionnelle, on a :

$$Y = 100 \frac{W - X}{X_p}$$

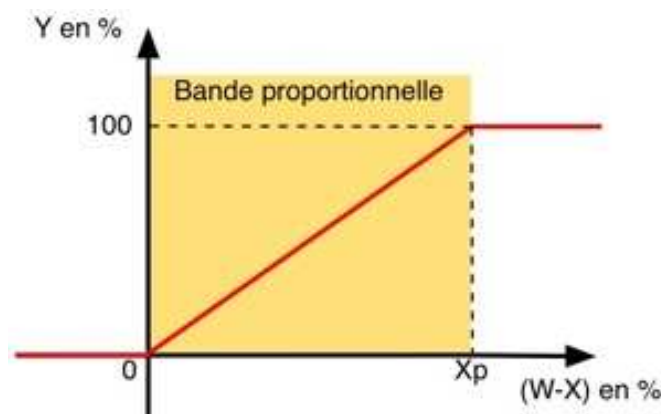


Figure 11: Régulation PID

Comportement statique (fonctionnement en régime permanent) : plus la bande proportionnelle est petite, plus l'erreur en régime permanent est petite

Comportement dynamique (fonctionnement en régime transitoire) : Plus la bande proportionnelle est petite, plus le temps de réponse du système est court. En effet, pour la même erreur, la commande fournie est plus importante qu'avec une bande proportionnelle plus importante. Si la bande proportionnelle se rapproche de 0, le système devient instable. En effet, un fonctionnement en TOR correspond à une bande proportionnelle nulle.

Deuxième partie: L'air humide

Deuxième partie: L'AIR HUMIDE.

I. GENERALITES:

I.1 DEFINITION:

L'air humide est un mélange d'air sec (constitué de gaz complexes) et de vapeur d'eau en proportion variable.

Remarque : la quantité de vapeur d'eau dépend essentiellement de la température et des apports en humidité.

Le tableau suivant nous donne une idée sur la proportion de ces gaz ainsi que la vapeur d'eau dans la constitution de l'air humide:

Composantes	Symboles	Fraction en volume [%]
Azote	N ₂	78,1
Oxygène	O ₂	20,93
Argon	Ar	0,9325
Gaz carbonique	CO ₂	0,03
Hydrogène	H ₂	0,001
Néon	Ne	0,0018
Hélium	He	0,0005
Krypton	Kr	0,0001
Xénon	Xe	0,000009
Vapeur d'eau	H ₂ O	100*(P _v / P _{at})

Tableau 4: Composition de l'air humide

- P_v : pression de la vapeur d'eau
- P_{at} : pression atmosphérique

Exemple de domaine d'application :

Sauna : dans ce domaine on augmente si fort la température de l'air pour que la capacité d'absorption de l'air soit très grande.

I.2 NECESSITE DE TRAITEMENT ET DE CONTROLE D'AIR :

Différents produits alimentaires et agricoles exigent la bonne humidité de l'air sinon ils perdent leurs propriétés, en particulier leur qualité. En effet tout quel qu'il soit est sensible à la température de l'air du fait de l'agitation de grandes molécules d'air et de la présence de grandes molécules de vapeur. Par ailleurs, tout corps est à même de produire de la "sueur".

- Si l'air est trop sec, l'évaporation de la sueur au sein d'un corps quelconque se fera facilement et de ce fait le corps risque de se sécher.

- Un air trop froid contient moins de vapeur et peut entraîner un manque d'humidité
- Si l'air est trop humide, une difficulté survient lors de l'évaporation de la sueur. Une petite nappe d'eau restera alors en permanence sur la surface du corps ce qui peut être désagréable.
- Un air trop chaud se compose plus en vapeur et on a à faire à un sur-humidité.

Que l'air soit trop sec, trop froid, trop chaud ou trop humide un contrôle de la température ainsi que de l'humidité s'avère nécessaire.

II. DEFINITION DES PARAMETRES CARACTERISTIQUES DE L'AIR HUMIDE

II.1 LA TEMPERATURE :

Lorsque l'air humide circule au dessus d'une surface d'eau, une évaporation se produit et l'air se charge en humidité. Si n considère que c'est l'air même qui a fournit la chaleur nécessaire à l'évaporation et que la vapeur produite est emportée par ce même air, on assiste à un phénomène isenthalpique. Une compensation se fait entre la chaleur sensible perdue par l'air et la chaleur latente apportée par la vapeur. Cependant, un refroidissement de l'air est perçu et tant que l'air n'est pas saturé ce phénomène se produit.

La température humide, également appelée température de saturation adiabatique est donc la température la plus basse possible atteinte par l'air dans ces conditions. Cette température se mesure par un thermomètre humide.

On considère un thermomètre humide dans un courant d'air de vitesse V , à la température ordinaire T_a et à pression partielle P_v . La chaleur consommée par l'évaporation se retrouve sous forme de chaleur latente dans la vapeur d'eau produite et on a :

$$hS(T_a - T_h) = \beta S(C_{vs} - C_v)L_v \quad (2 - 1)$$

- T_a : température ordinaire [°C]
- T_h : température humide [°C]
- S : surface d'échange [m²]
- β : coefficient de transfert de masse
- L_v : chaleur latente de vaporisation de l'eau [kJ/kg]
- C_{vs} : concentration de vapeur saturée [kg m⁻³]
- C_v : concentration de la vapeur d'eau de l'air humide définit par

$$C_v = \frac{m_v}{V} \left(\frac{\text{masse de la vapeur}}{\text{volume de l'air}} \right)$$

Si on considère que la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait, on a :

$$P_v V = n_v RT = \frac{m_v RT}{M_v V} \quad (2-2)$$

Avec :

- P_v : pression de la vapeur d'eau [Pa]
- n_v : nombre de molécules de gaz [mole]
- R : constante universelle des gaz parfait égale à 8,3143 [J mol⁻¹K⁻¹]
- T : température de l'air humide [K]
- M_v : masse moléculaire de la vapeur [kg mole⁻¹]

D'où

$$C_v = \frac{P_v M_v}{RT}$$

Remarque : l'indice vs se rapporte à la vapeur saturée

Si de plus $M_{vs} \simeq M_v$, avec M_v la masse moléculaire de la vapeur d'eau saturée, on obtient :

$$hS(T_a - T_h) = \beta S L_v \left[\frac{M_v}{RT} (P_{vs} - P_v) \right]$$

Finalement,

$$(T_a - T_h) = \frac{\beta}{h} L_v \frac{M_{vs}}{RT} (P_{vs} - P_v) \quad (2-3)$$

De cette équation on peut tirer la température humide.

II.2 L'HUMIDITE :

1. Humidité relative :

A priori, l'humidité relative ou le taux d'humidité ou encore degré d'hygrométrie est le rapport entre la masse volumique de la vapeur et la masse volumique de la vapeur saturée.

Dans toute la suite, les indices v et vs se rapporteront à la vapeur et à la vapeur saturée.

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{vs}} \quad (2-4)$$

D'autre part on peut écrire :

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}}$$

En appliquant la relation suivante : $m = \frac{M_v V}{RT} P_v$ pour m_v et m_{vs} on obtient :

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (2-5)$$

L'humidité relative est donc le rapport entre la pression de la vapeur d'eau et la pression de cette même vapeur à l'état saturée.

2. Humidité absolue :

L'humidité absolue ou teneur en humidité est le rapport entre la masse volumique de la vapeur et celle de l'air sec.

$$w = \frac{\rho_v}{\rho_{as}} \quad (2-6)$$

On sait que :

$$\frac{\rho_v}{\rho_{as}} = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{M_v P_v}{M_{as} P_{as}}$$

Avec

- M_v : masse molaire de la vapeur 18,02 [kg mole⁻¹]
- M_{as} : masse molaire de l'air sec 28,97 [kg mole⁻¹]

Ainsi donc on a : $w = 0,6221 \frac{P_v}{P_{as}}$ or $P_{as} = P_{at} - P_v$

Finalement donc, l'expression de l'humidité absolue est :

$$w = 0,6221 \frac{P_v}{P_{at} - P_v} \quad (2-7)$$

P_{at} : La pression atmosphérique

Le passage de l'humidité absolue à l'humidité relative peut se faire par la formule suivante :

$$\varphi = \frac{w P_{at}}{(0,6221 + w) P_{vs}} \quad (2-8)$$

3. Degré de saturation :

Le rapport entre l'humidité absolue contenue dans l'air et l'humidité de ce même air s'il était à saturation est appelé degré d'humidité ou taux de saturation, dont l'expression est :

$$\Psi = \frac{w}{w_s} \quad (2-9)$$

w : Humidité absolue de l'air considéré

w_s : Humidité absolue de ce même air mais à saturation

4. Température de rosée :

La température de rosée est la température à laquelle un mélange air-vapeur non saturé doit être refroidi pour atteindre l'état de saturation. Elle peut s'obtenir en refroidissant de l'air humide à température t sans variation de pression ni d'humidité jusqu'à condensation de la vapeur.

Ainsi donc, la température de rosée est égale à la température de vapeur saturante.

La résolution de l'équation : $P_v = P \frac{w}{0,6221 + w}$ nous permet d'obtenir la valeur de la température de rosée. En fait, la température t pour laquelle $P_v = P_{v_s}$ donne cette température de rosée.

II.3 ENTHALPIE DE L'AIR HUMIDE

1. Définition :

L'enthalpie ou chaleur totale est la quantité $U+PV$ qui est une fonction d'état. En effet, U est une fonction d'état et P, V des paramètres d'état. Cette fonction joue un rôle très important dans le calcul énergétique des équipements de traitement d'air.

2. Expression de l'enthalpie de l'air humide :

Cette enthalpie est déterminée pour la masse d'air humide contenue dans 1kg d'air sec. D'une façon générale on a :

$$h = \int_{t_0}^t C p_a dt + w h_v \quad (2-10)$$

H_v : Enthalpie de la vapeur d'eau telle que $h_v = L + C p_v t$. En effectuant l'intégration on obtient :

$$h = w L_v + (C p_a - w C p_v) t \quad (2-11)$$

- L_v : chaleur latente de vaporisation de l'eau à la température t [kJ/kg]
- C_{p_a} : chaleur massique de l'air sec à pression constante et à la température t [J/kg K]
- C_{p_v} : chaleur massique de la vapeur à pression constante et à la température t [J/kg K]

Par ailleurs on sait qu'à 0 °C :

- $C_{p_a} \simeq 0.24$ [kcal/kg °C]
- $C_{p_v} = 0.46$ [kcal/kg °C]
- $L_v = 597$ [kcal/kg]

Ainsi l'expression de l'enthalpie sera:

$$h = 597 w + (0.24 + 0.46 w) t \quad (2 - 12)$$

II.4 AUTRES VARIABLES CARACTERISTIQUES DE L'AIR HUMIDE

1. Masse volumique :

En exploitant les relations (2 - 6), (2 - 8) ainsi que la relation qui suit : $PV = \frac{P}{\rho} = RT$ on peut obtenir la masse volumique ρ de l'air humide.

$$\rho = \rho_v + 0,6221\rho_{as} \quad (2 - 13)$$

- ρ_v : Masse volumique de la vapeur d'eau [kg/m³]
- ρ_{as} : Masse volumique de l'air sec [kg/m³]

2. Pression :

L'air humide en tant que mélange de gaz et de vapeur, au cours de son évolution, se comporte très sensiblement comme un mélange de gaz parfaits.

Aussi sa pression sera telle que : $P = \sum_i P_i$

P_i : Pression partielle des composantes de l'air humide.

D'une façon plus précise on a :

$$P = P_{as} + P_v \quad (2 - 14)$$

- P_{as} : pression partielle de l'air sec
- P_v : pression partielle de la vapeur

III. MELANGE D'AIR HUMIDE :

Soit m et w la masse et l'humidité absolue d'un mélange d'airs humides dont les constituants sont :

- Air1 : caractérisé par m_1 , w_1 et T_1
- Air2: caractérisé par m_2 , w_2 et T_2

III.1 HUMIDITE ABSOLUE DU MELANGE :

D'après les conservations de masses on peut écrire :

$$m_a = m_{a1} + m_{a2} \quad (2-15)$$

$$w m_a = w_1 m_{a1} + w_2 m_{a2} \quad (2-16)$$

m_a : Masse d'air sec du mélange

Or on sait que :

- $m_{a1} = \frac{m_1}{w_1+1}$ masse d'air sec dans l'air 1
- $m_{a2} = \frac{m_2}{w_2+1}$ masse d'air sec dans l'air 2

L'humidité absolue du mélange est donc :

$$w = \frac{m_1 w_1 (1 + w_1) + m_2 w_2 (1 + w_2)}{m_1 (1 + w_1) + m_2 (1 + w_2)} \quad (2-17)$$

III.2 ENTHALPIE DU MELANGE :

En admettant que le mélange se fait d'une façon adiabatique on a :

$$h = \frac{m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2}{m_a} \quad (2-18)$$

- h_1 : Enthalpie de l'air 1
- h_2 : Enthalpie de l'air 2

III.3 TEMPERATURE DU MELANGE :

D'après la relation (2 – 12) on peut écrire :

$$h = 0,24 T + (597 + 0,46T) w$$

T étant la température d'équilibre du mélange telle que :

$$T = \frac{h - 597 w}{0,24 + 0,46 w} \quad (2 - 19)$$

IV. DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Le diagramme de l'air humide encore appelé diagramme psychrométrique est obtenu par diagrammes donnant les valeurs de h en fonction de w et de t .

Les principaux axes de ce diagramme, représentent en abscisse la température et en ordonnée l'humidité absolue en gramme par kilogramme d'air sec. L'exploitation de ce diagramme permet de représenter graphiquement les différentes évolutions du mélange d'air-vapeur, c'est-à-dire de l'air humide.

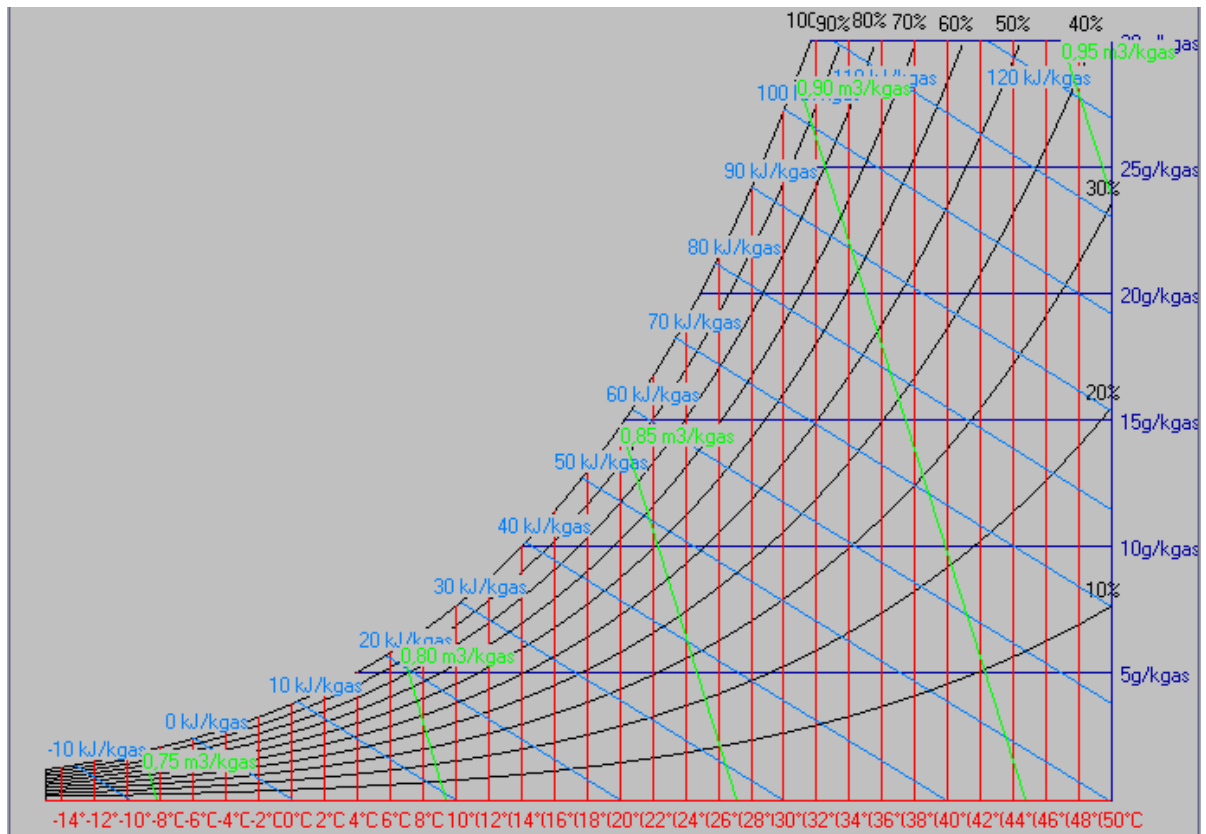


Figure 12: Diagramme de l'air humide

Légende :

- (Vert) : Volume spécifique de l'air humide
- (Oblique) : enthalpie de l'air humide
- (Horizontale) : humidité absolue
- (Courbe) : Humidité relative ou degré hygrométrique
- (Rouge) : Température sèche

Troisième partie: Principe de régulation

Troisième partie: PRINCIPE DE REGULATION DETERMINATION DES GRANDEURS ET METHODES DE CALCUL.

I. APPAREIL DE MESURES DES GRANDEURS A REGLER :

Avant d'entamer les procédés de régulation, il est essentiel de connaître la plage des grandeurs à régler. Pour ce faire, quelques appareils et dispositifs sont nécessaires tels que les hygromètres ou les psychromètres.

I.1 LES HYGROMETRES

Ce sont des dispositifs ou appareils mesurant ou indiquant la teneur en eau de l'air ambiant ou d'un échantillon de gaz. On peut distinguer plusieurs types de ces dispositifs dont voici quelques uns :

1. Hygromètre à cheveux :

L'élément sensible pour ce type d'hygromètre est une fibre organique (souvent un simple cheveu, d'où le nom d'hygromètre à cheveu). La fibre tend à s'allonger par absorption d'humidité. Une aiguille est actionnée au fur et à mesure que la fibre se modifie en longueur. Cette aiguille, donne sur un cadran bien équilibré, une lecture en pourcentage [%] de l'humidité relative.

Ce type d'hygromètre ne donne qu'une indication approximative sur l'état hygrométrique de l'air ambiant dans une enceinte quelconque. De ce fait, il n'est pas vraiment recommandé pour des déterminations quantitatives précises.

Caractéristiques de l'hygromètre à cheveu :

- Plage d'humidité : 20 -100% HR
- Précision : $\pm 5\%$ de la température d'étalonnage
- Constante de temps à $-20[^\circ\text{C}]$ 3 fois de celle à $40[^\circ\text{C}]$

2. Hygromètre à résistance :

L'élément sensible est constitué d'un capteur hygroscopique ayant des propriétés électriques (résistance et permittivité). La valeur de la résistance varie avec la concentration en eau et la température de l'air ambiant ou d'un échantillon de gaz. La valeur de l'humidité relative est donnée en mesurant la valeur de cette résistance.

La valeur de l'humidité est inversement proportionnelle à celle de la résistance. En effet, si la résistance mesurée est petite, l'humidité relative est grande c'est-à-dire que l'air est plus humide. Par contre, si la résistance mesurée est grande, l'humidité est petite, donc l'air est plus sec.

Caractéristiques de l'hygromètre à résistance :

- Beaucoup de ces hygromètres ne tolèrent pas un fonctionnement à saturation (à 100% d'humidité)
- Ces hygromètres sont surtout utilisés en contrôle ou en régulation.
- Durée de vie de l'élément sensible : 1 à 2 ans
- Erreurs de mesures < 3% à la température d'étalonnage

3. Hygromètre à condensation ou hygromètre à point de rosée :

Ce type d'hygromètre mesure l'humidité de l'air au moyen du point de rosée. On place dans une fine boîte en métal, soigneusement polie, une petite quantité d'éther. On envoie un courant d'air dans la boîte. Cela accélère l'évaporation de l'éther et abaisse par la suite la température. Au fur et à mesure que l'air passe à travers la boîte, la température baisse d'avantage, jusqu'à la température du point de rosée. A cet instant de la vapeur d'eau se condense à la paroi de la boîte. On relève cette température à l'aide d'un thermomètre. Une table fournie avec l'appareil donne l'humidité relative en fonction de la température atmosphérique et celle de la température du point de rosée.

Caractéristiques de l'hygromètre à condensation :

- Plage de température : - 40[°C] à +40[°C]
- Précision : ± 1 [°C] à $\pm 0,25$ [°C]

I.2 LES PSYCHROMETRES

Le psychromètre est constitué de deux thermomètres. Le premier 'à réservoir sec' indique la température t de l'air. Le second, dont l'élément sensible est maintenu mouillé dans un réservoir d'eau à l'aide d'une mèche trempant, donne la valeur t' dite température du thermomètre humide ou température humide. Ce thermomètre est refroidi par l'évaporation de l'eau dans lequel il est trempé. t' doit être inférieure à t .

L'écart de $(t' - t)$ donne une indication sur la teneur en eau de l'air. $(t' - t)$ est d'autant plus grande que l'air est plus sec ou que l'évaporation est plus intense.

La différence $(t' - t)$ est liée à la tension de vapeur d'eau existant dans l'atmosphère e' par la relation suivante :

$$(e'_w)_{t'} - (e')_t = A p(t - t')$$

- $(e'_w)_{t'}$: tension de vapeur saturante à la température t'
- $(e')_t$: tension de vapeur existant dans l'air à la température t
- A : constante psychrométrique (fonction de la ventilation et des caractéristiques géométriques du capteur)
- p : pression atmosphérique

II. ANALYSE DES OPERATIONS ELEMENTAIRES DE TRAITEMENT DE L'AIR :

Une fois les grandeurs à réguler connues ou mesurées, on peut déterminer les opérations élémentaires de traitements de l'air à effectuer compte tenu des conditions désirées. En effet que l'air soit sec, humide, froide ou chaude, on peut l'humidifier, le déshumidifier, le chauffer ou le refroidir.

II.1 CHAUFFAGE DE L'AIR :

Le chauffage de l'air peut se faire de deux manières différentes :

- Soit par apport de chaleur sensible à l'air par le biais d'une batterie de chauffe « sèche » qui pourrait être :
 - Un condenseur à air
 - Une batterie de résistance
 - Un faisceau de chauffe alimenté en eau chaude
- Soit par mélange de l'air initial avec un autre air humide dont la température est plus élevée que celle de l'air initial.

1. Chauffage par une batterie de chauffe :

On installe une batterie de chauffe dans l'enceinte dont l'air est à conditionner

Remarque : dans toute la suite on notera :

- Caractéristique de l'air de l'enceinte : T_1, w_1, h_1
- Caractéristique de l'air à maintenir : T_2, w_2, h_2

L'échauffement se fera sans aucun apport de vapeur humide.

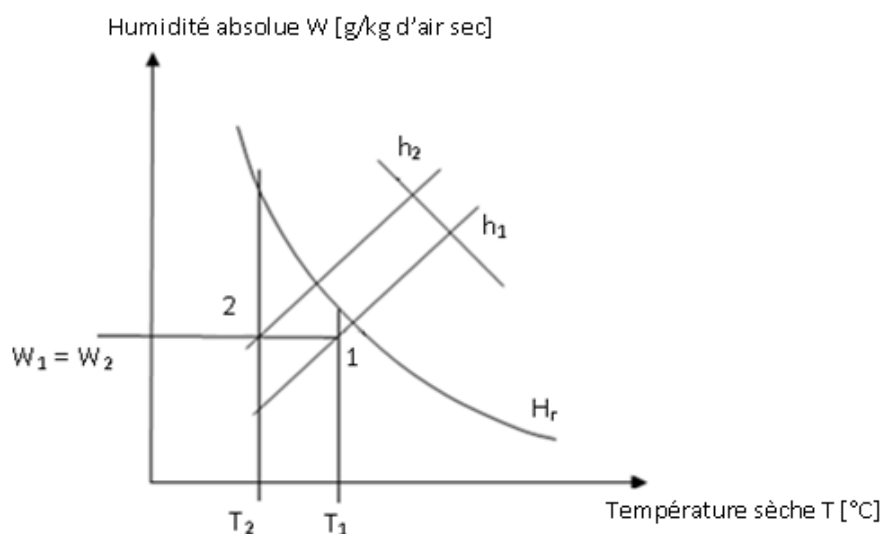


Figure 13: Chauffage par batterie sèche

En effet, le point figuratif se déplacera sur un isohydre pour atteindre l'état final 2

Le terme isohydre est utilisé pour dire que l'humidité absolue est constante

Bilan énergétique :

$$m_{a1}h_1 + Q_{bat} - m_{a2}h_2 = 0 \quad (3-1)$$

La quantité de chaleur à fournir à l'air sera égale à

$$Q_{bat} = m_{a2}h_2 - m_{a1}h_1 \quad (3-2)$$

Or le bilan massique nous donne :

$$m_{a2} = m_{a1} = m_a \quad (3-3)$$

Finalement donc on a :

$$Q_{bat} = m_a(h_2 - h_1) \quad (3-4)$$

2. Chauffage par mélange de flux d'air :

Le principe est donné par la figure ci-dessous.

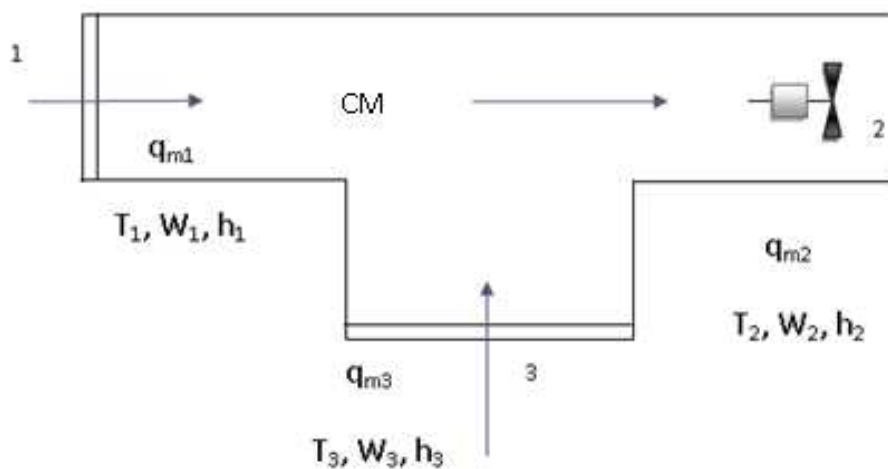


Figure 14: Mélange de deux flux d'air humide

CM étant la chambre de mélange des airs. Il ressort de CM un flux d'air d'indice 3 avec les caractéristiques : θ_3 , w_3 , h_3 et dont le débit est q_3 égal à $q_3 = q_1 + q_2$

Selon la loi de conservation de l'énergie on a :

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 = m_{a3}h_3 \quad (3-5)$$

Ce qui donne $h_3 = \frac{m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2}{m_{a3}}$

Or la conservation de masse donne :

$$m_{a3} = m_{a1} + m_{a2} \quad (3-6)$$

Finalement :

$$h_3 = \frac{m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2}{m_{a1} + m_{a2}} \quad (3-7)$$

Les variations d'état tant au point de vue enthalpie qu'au point de vue teneur en eau du mélange peuvent être perçues sur la figure ci après :

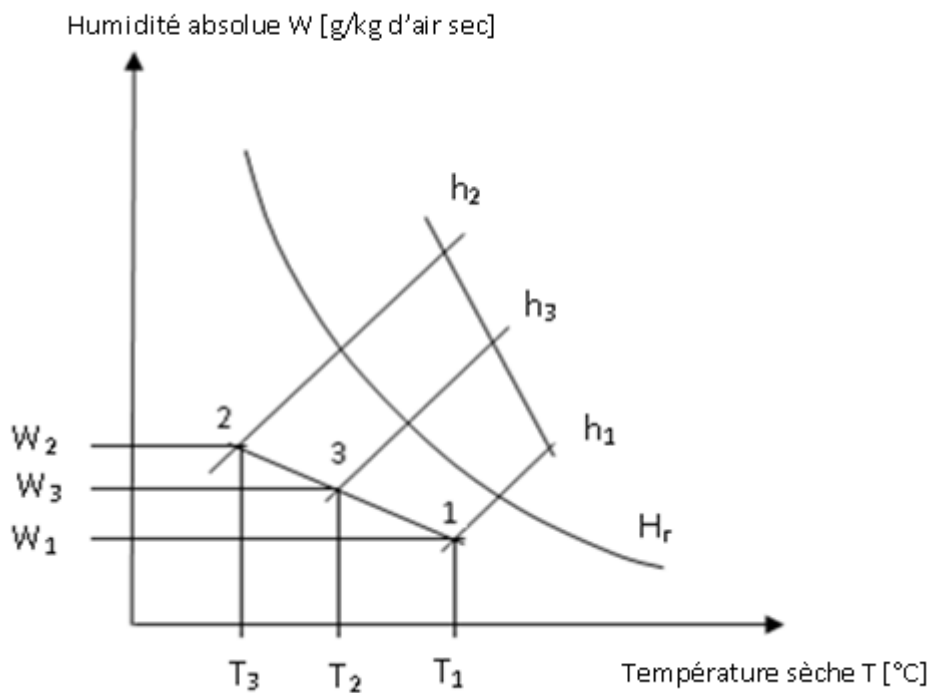


Figure 15: Chauffage par mélange de deux flux d'air

II.2 REFROIDISSEMENT DE L'AIR :

On utilise un refroidissement direct c'est-à-dire que la batterie froide est installée directement dans le local à refroidir

Dans ce processus deux cas peuvent se présenter :

1. Température de la batterie froide supérieure à la température de rosée T_r de l'air 1

Si on note T_3 la température de la batterie froide telle que $T_3 > T_r$. La différence de tension partielle de vapeur entre 1 et 3 est positive : la batterie est sèche et reste ainsi. Le refroidissement a donc lieu sans condensation de vapeur jusqu'à 2.

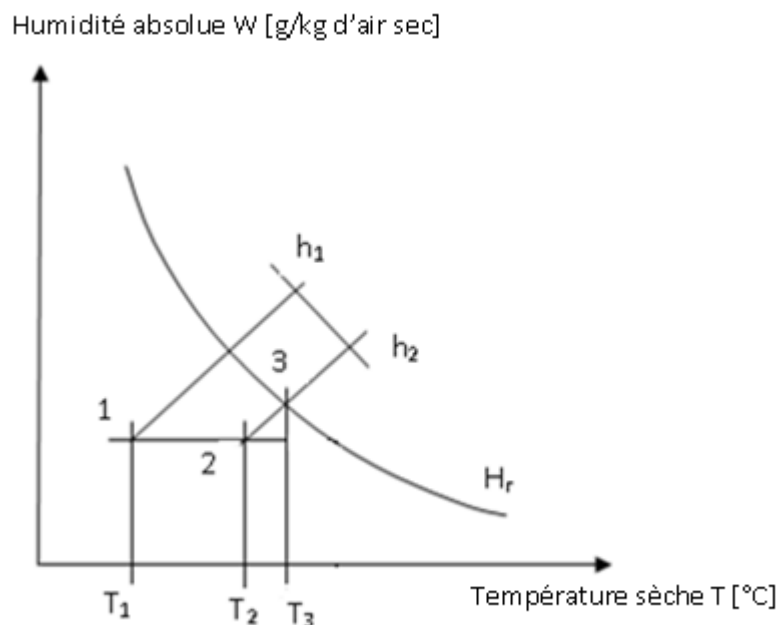


Figure 16: Refroidissement d'air sans déshumidification

La quantité de chaleur requise pour ce refroidissement est alors Q_r .

Bilan énergétique :

$$m_{a1}h_1 - Q_r - m_{a2}h_2 = 0 \quad (3 - 8)$$

Ce qui donne :

$$Q_r = m_{a1}h_1 - m_{a2}h_2 \quad (3 - 9)$$

Bilan massique :

$$m_{a2} = m_{a1} = m_a \quad (3 - 10)$$

Enfin

$$Q_r = m_a(h_1 - h_2) \quad (3 - 11)$$

2. Température de la batterie froide inférieure à la température de rosée T_r de l'air 1

$T_3 < T_r$, de ce fait la différence de tension de vapeur entre 1 et 3 est négative. Dans ce cas, le refroidissement a lieu avec condensation de vapeur d'eau. Il y a donc dépôt de vapeur d'eau sur la batterie. La quantité de cette vapeur est $(w_1 - w_2)$.

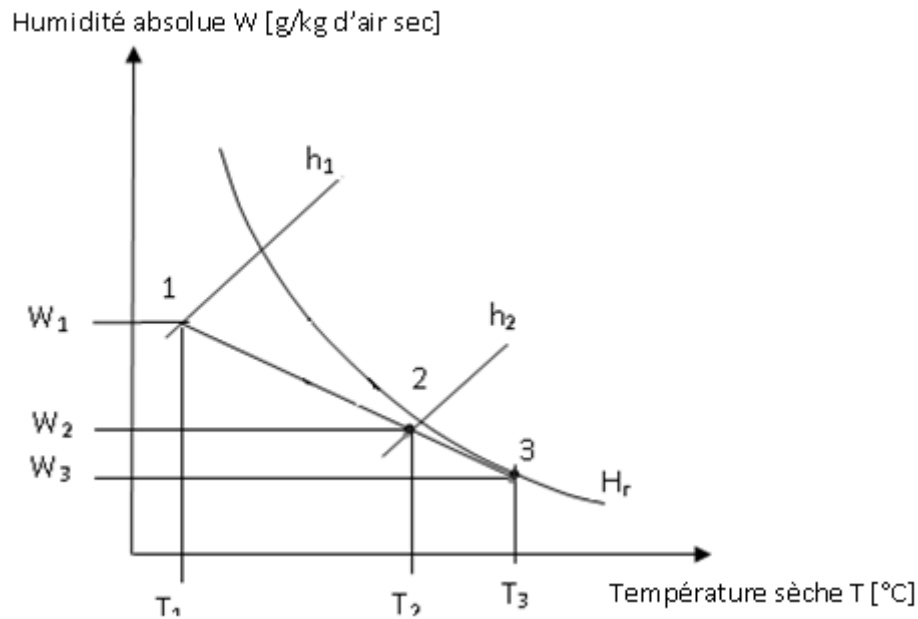


Figure 17: Refroidissement d'air avec déshumidification

On remarque que $w_2 < w_1$, on assiste donc à un refroidissement avec déshumidification

– Bilan massique :

$$m_{a2} = m_{a1} = m_a \quad (3 - 12)$$

$$m_s = m_a(w_2 - w_1) \quad (3 - 13)$$

– Bilan énergétique :

$$m_{a1}h_1 - Q_{r'} - m_{a2}h_2 - m_s h_s = 0 \quad (3 - 14)$$

D'où :

$$Q_{rt} = m_a(h_1 - h_2) - m_e h_e \quad (3 - 15)$$

- m_e : masse de la vapeur d'eau
- h_e : enthalpie de la vapeur d'eau

II.3 HUMIDIFICATION DE L'AIR :

D'une façon générale, l'air est humidifié au moyen d'un pulvérisateur, réduisant l'eau en fine gouttelette afin d'offrir une grande surface avec le flux d'air à humidifier.

En particulier, on peut humidifier l'air par lavage ou par atomisation.

1. Humidification par lavage :

On fait passer l'air dans une cabine où il existe une pluie fine et intense d'eau. Le contact entre l'air et la surface des gouttelettes, humidifie l'air d'une façon adiabatique.

L'humidité de l'air à la sortie peut atteindre 90%

Remarques pour les calculs :

- Débit d'eau :
0,5 [l d'eau / Kg d'air sec] s'il y a échange thermique
0,25 [l d'eau / Kg d'air sec] s'il n'y a pas d'échange thermique
- Temps de contact : 1 [s]
- Débit du pulvérisateur : 150 à 800 [l/h]
- Pression \approx 1,5 [bar]

Source : Technique de l'ingénieur – Chauffage – Froid- B2 p232

2. Humidification par atomisation :

Il s'agit d'une simple pulvérisation mécanique de l'eau : les très fines particules sont entraînés par l'air et finissent par s'évaporer surtout au passage d'un ventilateur placé en aval.

L'humidité de l'air à la sortie est inférieure à 80 %.

Dans les deux cas, l'évolution de l'air se fait suivant une droite dont la pente est fonction de la température de l'eau pulvérisée.

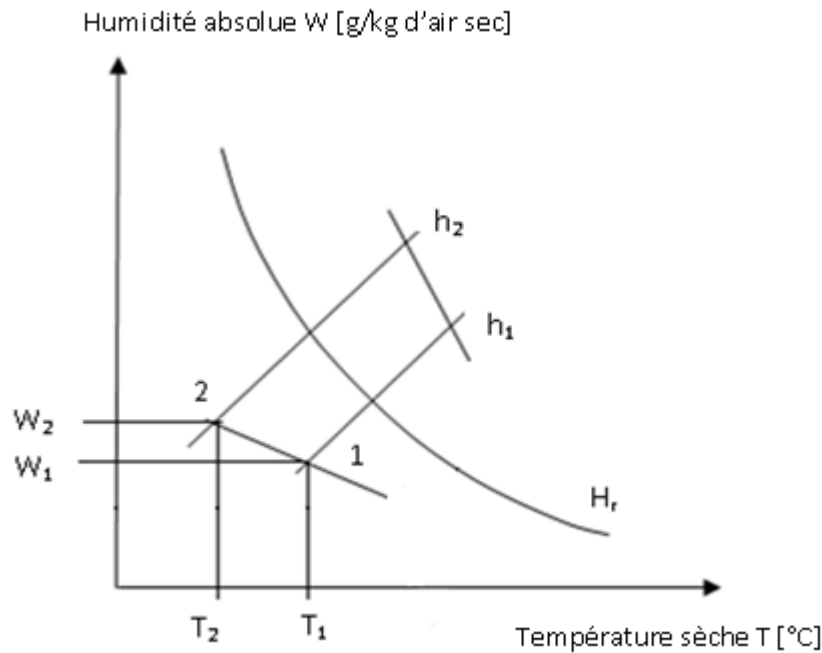


Figure 18: Humidification d'air

On remarque que le déplacement du point figuratif se fait vers le haut du diagramme. Les échanges air-eau sont régis par la relation suivante :

$$q_{m_a} w_a dh = q_{m_e} w_e dT$$

- q_{m_a} et q_{m_e} débit masse d'air et eau en contact
- dh : variation d'enthalpie de l'air au cours de la transformation
- dT : variation de la température de l'eau au cours de la transformation

Cette relation traduit la conservation d'énergie. En effet, elle traduit le fait que la chaleur perdue par l'air est égale à la chaleur reçue par l'eau au cours de la transformation.

En remplaçant les débits ainsi que les humidités absolues par leurs expressions, on obtient la relation suivante :

$$m_a (h_2 - h_1) - m_v (T_2 - T_1) = 0 \quad (3 - 16)$$

II.4 DESHUMIDIFICATION :

Ce traitement consiste à une simple réduction de l'humidité absolue de l'air et peut se faire soit par refroidissement soit par absorption.

1. Déshumidification par refroidissement :

D'après ce qu'on a vu dans le cas de refroidissement, on peut refroidir et déshumidifier en même temps.

Pour déshumidifier on cherche à diminuer la température de la batterie froide en dessous de la température de rosée de l'air.

L'air, en passant sur la batterie froide, perd de son humidité qui va se transformer en givre par condensation. Cet air se trouve ainsi déshumidifié.

2. Déshumidification par absorption :

Elle est entièrement adiabatique. Le traitement consiste à transformer la chaleur latente en chaleur sensible en utilisant des produits, qui sont :

- Soit en solution : halogénure de lithium
- Soit en granulés poreuses : alumine, silice, charbon active

Ces produits absorbent de l'eau quand l'air est froid.

III. METHODE DE CALCUL

Le plan de la méthode de calcul se résume comme suit :

- * Détermination des données contraintes : ces données sont fonction des applications à effectuer dans l'enceinte.
- * Prise en considération des données existantes : les dites données existantes sont les données météorologiques. Elles diffèrent d'une région à une autre aussi avant de les utiliser il faut connaître le lieu où on exercera le projet
- * Caractéristiques de l'enceinte : ces caractéristiques regroupent les dimensions, les constitutions des divers parois (sol toiture, mur...), des isolations...
- * Calculs des charges thermiques ou bilan thermique.
- * Détermination des traitements à effectuer : Pour ce qui est de choisir entre un chauffage et un refroidissement il suffit de comparer les données consignes et les données existantes. Quant au choix de déshumidifier ou humidifier, un calcul est nécessaire avant de faire cette comparaison.
- * Calculs
 - ♦ Chauffage :
 - Quantité de chaleur à fournir
 - Caractéristique de la batterie de chauffage : puissance
 - ♦ Refroidissement :
 - Charges thermiques intermédiaires
 - Caractéristique de la batterie froide : puissance

- ♦ Humidification ou déshumidification :
 - Humidité à ajouter ou à enlever
 - Masse et volume d'eau à ajouter ou à enlever

III.1 CALCUL DU BILAN THERMIQUE :

1. Bilan thermique en chaleur sensible

Chaleur sensible : quantité de chaleur requise pour modifier les propriétés physiques d'un corps sans modifier la température

1.1 Charges thermiques externes :

Ce sont les calories ou charges introduites dans l'enceinte. Cette introduction peut se faire par :

1.1.1. Transmission à travers les parois, plafond, plancher ou par les vitrages.

$$Q_{tr} = k \cdot S \cdot \Delta T \quad (3 - 17)$$

- S : surface des parois : mur, sol, plafond. [m²]
- ΔT : différence de température entre les deux faces de la paroi considérée. [K]
- k : coefficient de transmission de chaleur. [W/m²K]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{e_n}{\lambda_n} \cdot \frac{1}{h_2}$$

$\frac{1}{h_2}$: Résistance combinée de surface du fait de la convection et la radiation.

e_n : Épaisseur

λ_n : Coefficient de conductibilité.

1.1.2. Renouvellement d'air :

Pour chaque enceinte conditionnée, il faut prévoir un débit d'air de renouvellement pour diluer les odeurs corporelles qui émanent des occupants ou venant d'autres sources. Cet air de renouvellement produit alors une charge notée

$$Q_{rs} = m_{as}(h_{as} - h_{ai}) \quad (3 - 18)$$

Avec m_{ae} : [kg/s], le débit massique d'air sec renouvellement introduit dans l'enceinte telle que :

$$m_{ae} = \frac{V_{ae} \cdot \rho_{ae}}{86400} \quad (3 - 19)$$

Dans laquelle $V_{ae} = V \cdot n$ où V est le volume du local en [m³] et n le taux de renouvellement d'air journalier défini par : $n = \frac{70}{\sqrt{V}}$

1.1.3. Par infiltration d'air :

La température de l'air à l'extérieur de l'enceinte est différente de celle à l'intérieur, de ce fait une charge notée Q_{inf} se crée.

$$Q_{inf} = [8 + (0.067 \cdot \Delta T_p)] \tau_p \cdot \rho_{aa} \cdot l_p \cdot h_p \cdot \sqrt{h_p \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right) \cdot h_{ae} \cdot h_{aa} \cdot C_{ra}} \quad (3 - 20)$$

- $\Delta T_p = T_e - T_a$; T_e et T_a désignent respectivement la température à l'extérieure de la porte et la température ambiante de l'enceinte [K]
- ρ_{aa} : masse volumique de l'air ambiante dans l'enceinte [kg/m³]
- ρ_{ae} : masse volumique de l'air à l'extérieure de la porte [kg/m³]
- l_p : largeur d'une porte [m]
- h_p : hauteur d'une porte [m]
- h_{ae}, h_{ai} : enthalpie spécifique de l'air à l'extérieure de la porte et de l'air ambiante dans l'enceinte.
- C_{ra} : coefficient de minoration du au rideau d'air. Dans les cas où le rideau existe on a $C_{ra} = 0.25$ si non on a $C_{ra} = 1$
- $\tau_p = \frac{dt \cdot f_j}{2\pi}$ dans laquelle dt est la durée moyenne d'ouverture des portes pour les services (entrées et sorties des produits, marchandises ou personnels) et f_j le flux journalier de déplacement.

1.2 Charges thermiques internes

1.2.1. Charge dues aux produits entrants :

Les produits entrants sont à une température plus haute ou plus basse que les produits déjà existants dans l'enceinte. Une transmission de chaleur se fera alors pour équilibrer ces deux températures.

$$Q_{ps} = \frac{mC_1(T_i - T_a)}{86400} \quad (3 - 21)$$

- m : masse de produits entrants. [kg]
- T_i : Température d'introduction des produits. [K]
- T_a : Température ambiante de l'enceinte. [K]
- C_1 : Capacité thermique moyenne entre T_i et T_a [kJ/kg K]

1.2.2. Charges dues aux respirations des produits :

$$Q_{res} = \frac{mq_{res}}{3600} \quad (3 - 22)$$

- m : masse des produits [tonnes]
- q_{res} : chaleur de respiration des produits. [kJ/tonnes h]

1.2.3. Charges dues aux personnels :

Le corps humain est le siège de transformation considérable et constitue une source de chaleur sensible. En outre, le déplacement fréquent au pas des personnels amène un autre type de charge.

$$Q_{pers} = \frac{n_p \cdot \tau_p \cdot C_{sp}}{24} \quad (3 - 23)$$

- n_p : nombre de personnes
- τ_p : Temps de présence dans le local [h]
- C_{sp} : Chaleur sensible dégagée par une personne [W]

1.2.4. Charges dues aux éclairages :

Les éclairages sont également une source de charges en chaleur sensible du fait de l'effet Joule

$$Q_{ecl} = \frac{n_{ecl} \cdot \tau_{ecl} \cdot C_{secl}}{24} \quad (3 - 24)$$

- n_{ecl} : nombre d'éclairage
- τ_{ecl} : Temps de marche total des éclairages. [h]
- C_{secl} : Chaleur sensible dégagée par un éclairage. [W]

1.2.5. Charges dues à diverse machines :

Les machines électriques apportent des gains en charges sensibles alors que les machines à gaz fournissent une charge supplémentaire en chaleur latente.

$$Q_m = \frac{n_m \cdot \tau_m \cdot C_{sm}}{24} \quad (3 - 25)$$

- $k_u = \frac{\tau_m}{24} * 100$ [%]: Coefficient d'utilisation
- n_m : nombre de machines
- C_{sm} : chaleur sensible dégagée par une machine [W]

2. Bilan thermique en chaleur latente

Lorsque les gains sont dus à la différence de concentration de vapeur d'eau dans l'air ou encore dus à la différence de la teneur en humidité de l'air, on parle de charge en chaleur latente. On distingue alors :

2.1 Charges dues au renouvellement d'air :

Comme la température, la teneur en humidité de l'air extérieur diffère de l'air intérieur. Ainsi on a :

$$Q_{Lrs} = m_{as}(w_s - w_i) \quad (3 - 26)$$

- w_e : teneur en humidité à l'extérieure
- w_i : teneur en humidité à l'intérieure

2.2 Charges due aux produits entrants :

$$Q_{Lps} = \frac{mL}{86400} \quad (3 - 27)$$

- m : masse de produits [kg]
- L : chaleur latente des produits pendant la congélation. [kJ/kg]

Ce type de charge n'est à prendre en compte que dans le cas où l'on effectue une congélation dans l'enceinte.

2.3 Charge due aux personnels.

$$Q_{Lpers} = \frac{n_p \tau_p C_{Lp}}{24} \quad (3 - 28)$$

C_{Lp} : Chaleur latente dégagée par une personne.

2.4 Charge dues aux machines.

$$Q_{Lm} = \frac{n_m \tau_m C_{Lm}}{24} \quad (3 - 29)$$

C_{Lm} : Chaleur latente dégagée par une machine.

✚ Charge thermique totale en chaleur sensible :

$$Q_{St} = Q_{tr} + Q_{rs} + Q_{inf} + Q_{ps} + Q_{res} + Q_{pers} + Q_{scl} + Q_m \quad (3 - 30)$$

✚ Charge thermique totale en chaleur latente :

$$Q_{Lt} = Q_{Lrs} + Q_{Lps} + Q_{Lpers} + Q_{Lm} \quad (3 - 31)$$

3. Charge thermique totale :

C'est la somme des charges thermiques totales en chaleur sensible et latente.

$$Q_T = Q_{St} + Q_{Lt} \quad (3 - 32)$$

III.2 DETAILS DE CALCULS DANS CHAQUE TRAITEMENT.

1. Chauffage

1.1 Quantité de chaleur à fournir.

Selon la relation (3 - 4), la quantité de chaleur à fournir pour chauffer un air d'une température T_1 à une température T_2 est :

$$Q_{bat} = m_a (h_2 - h_1)$$

m_a : Masse d'air à traiter [kg]

h_2 : Enthalpie de l'air de l'enceinte [kJ/kg]

h_1 : Enthalpie de l'air consigne [kJ/kg]

1.2 Caractéristiques de la batterie de chauffe :

Dans notre cas on opte pour le chauffage électrique. On utilisera alors une batterie de résistance. Les résistances choisies seront montées en série intercalées de sélectionneurs dont le rôle est de sélectionner les résistances à faire marcher selon la puissance nécessaire

Le choix de la résistance dépendra du type de convection (naturelle ou forcée), du niveau de température de fonctionnement, de la puissance et de la place dont on dispose.

Constitué à la base d'un élément blindé, ils peuvent être équipés d'ailette ou non, formés en épingle multiple et pourvus de raccords de fixations.

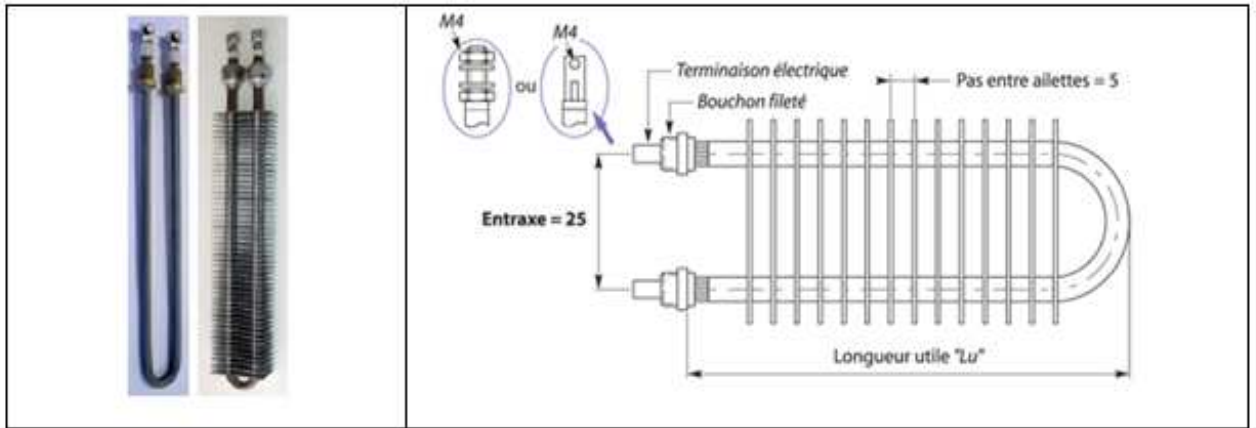


Figure 19: Résistance de chauffage

Légende :

- A gauche : résistance blindée et résistance à ailette
- A droite : vue détaillée d'une résistance à ailette

1.3 Calcul de la puissance de la batterie :

Le principe se repose sur la production de chaleur par effet Joule.

L'énergie mise en jeu étant W telle que :

$$W = P t \tag{3 - 33}$$

- P : puissance de la résistance [W]
- t : temps de fonctionnement [h]

La chaleur produite est alors :

$$Q = 0,24 W \tag{3 - 34}$$

On a vu dans le sous paragraphe « chauffage par une batterie » que pour chauffer l'air d'une température à une autre, il faut fournir une quantité de chaleur précise.

Pour qu'il y ait équilibre, il faut que la chaleur produite par la résistance soit égale à celle nécessaire au chauffage.

Ainsi, on a :

$$Q_{bat} = Q \tag{3 - 35}$$

La puissance nécessaire de la résistance sera donc :

$$P = \frac{Q_{bat}}{0,24 t} \quad (3 - 36)$$

Voici un tableau donnant les caractéristiques d'une résistance de chauffage :

Gamme	“Lu “ [mm]	Puissance [W]	Charge spécifique [W/cm ²]	Références
Basse charge	200	100	1,2	RBA/BC100
	200	150	1,8	RBA/BC150
	200	200	2,5	RBA/BC200
Moyenne charge et Haute charge	270	750	6,6	RBA/MHC750
	370	1000	6,2	RBA/MHC1000/6.2
	500	1500	6,7	RBA/MHC1500
	640	2000	6,8	RBA/MHC2000
	340	1000	6,7	RBA/MHC1000/6.7
	340	1334	9,1	RBA/MHC1334

Tableau 5: Caractéristique d'une résistance de chauffage

Remarque :

Avec ce genre de chauffage la transmission de chaleur se fait essentiellement par radiation par le biais d'un réflecteur.

La régulation se fait en variant la puissance. Cette variation peut se faire :

- Soit en enclenchant, en nombre variable, plusieurs résistances représentant chacune une fraction de la puissance totale nécessaire.
- Soit en enclenchant, pendant un temps variable une seule résistance qui représente la puissance totale.

2. Refroidissement

2.1 Sélection de l'évaporateur :

Le choix de ce dernier est basé sur la charge thermique totale du local dont l'ambiance est à réguler. En effet, la puissance frigorifique intermédiaire est donnée par la relation suivante :

$$Q_{int} = \frac{Q_T \cdot 24}{t} \quad (3 - 37)$$

- Q_T : charge thermique totale [kW]
- t : temps de fonctionnement [h/j]

La puissance frigorifique prévisionnelle est alors :

$$Q_{prev} = 1,2 Q_{int} \quad (3 - 38)$$

De ces valeurs on peut faire une présélection de l'évaporateur à utiliser, en consultant un catalogue.

La puissance effective de l'évaporateur est obtenue en ajoutant à la puissance frigorifique intermédiaire la charge due dégivrage ainsi que la charge apporté par les ventilateurs de l'évaporateur

On a donc :

$$Q_{oeff} = Q_{int} + Q_{vent} + Q_{deg} \quad (3 - 39)$$

Avec :

$$Q_{vent} = \frac{nPt_{evap}}{t_{inst}}$$

- n : nombre de ventilateurs
- P : puissance du ventilateur
- t_{evap} : temps de fonctionnement du ou des ventilateurs, qui est égal au temps de fonctionnement de l'installation t_{inst}

$$Q_{deg} = \frac{nPt_{deg}}{t_{inst}}$$

- n : nombre de résistances
- P : puissance des résistances
- T_{deg} : temps de dégivrage

De ces valeurs on peut déterminer le compresseur, le condenseur ainsi que le détendeur qui s'accompagne avec l'évaporateur.

2.2 Sélection du compresseur :

Outre la puissance effective de l'évaporateur, il faut effectuer d'autres calculs préalables pour choisir le compresseur :

Grandeur à calculer	Formules	Unités
Quantité de froid produite dans l'évaporateur	$Q_0 = h_1 - h_4$	[kJ/kg]
Débit masse du fluide frigorigène	$\dot{m} = \frac{Q_{0eff}}{Q_0}$	[kg/s]
Débit volume réellement absorbé par le compresseur	$\dot{V} = \dot{m} V_1 3600$	[m ³ /h]
Taux de compression	$\tau = \frac{P_2}{P_1}$	
Rendement volumétrique	$\eta_v = 1 - 0.05 \tau$	
Débit du volume balayé	$\dot{V}_b = \frac{\dot{V}}{\eta_v}$	[m ³ /h]
Travail dépensé par un compresseur parfait	$W = h_2 - h_1$	[kJ/kg]
Puissance théorique	$P_{th} = \dot{m} (h_2 - h_1)$	[kW]
Puissance effective absorbée	$P_{eff} = \frac{P_{th}}{\eta_v \eta_{m}}$	[kW]

Tableau 6: Grandeurs à calculer pour le choix du compresseur

Avec :

- h_1 : enthalpie à l'entrée de l'évaporateur
- h_4 : enthalpie à la sortie de l'évaporateur
- h_2 : enthalpie à l'entrée du compresseur
- Q_{0eff} : puissance effective de l'évaporateur
- P_1 : pression d'aspiration
- P_2 : pression de refoulement
- η_m : rendement mécanique

2.3 Sélection du condenseur :

Les données que voici sont nécessaires pour le choix du condenseur :

- Température de condensation
- Température d'entrée d'eau
- Puissance absorbée par le compresseur
- Production frigorifique du compresseur

La puissance du condenseur est la somme de la puissance absorbée du compresseur et de sa production frigorifique

2.4 Calculs des tuyauteries du fluide :

Les diamètres d'une tuyauterie d'aspiration, de refoulement ou de liquide sont déjà donnés dans les caractéristiques techniques des compresseurs et des condenseurs. Ces valeurs permettent de calculer la vitesse d'écoulement de fluide dans chaque conduite par la relation ci-après :

$$v = \frac{4 \cdot Q_{0\text{eff}}}{\pi (h_1 - h_4) \rho d_i^2} \quad (3 - 40)$$

- ρ : masse volumique au niveau de la tuyauterie considérée
- d_i : diamètre intérieur de tuyauterie considérée

Une fois la vitesse trouvée, on doit vérifier si elle est admissible. On utilise alors les références qui suivent :

Désignation de la tuyauterie	Vitesse d'écoulement admissible [m/s]
Aspiration	6 - 12
Refoulement (bouteille / évaporateur)	6 - 12
Liquide (condenseur/ bouteille)	0,3 - 1,2

Tableau 7: Vitesse d'écoulement admissible dans les tuyauteries

Dans le cas où la vitesse n'appartient pas à ces plages de valeur on procède à un redimensionnement des tuyauteries.

Pour ce qui est de la longueur des tuyauteries, on la considère comme étant la somme de sa longueur géométrique y compris les singularités (coudes, robinets, les filtres déshydrateurs, les vannes) mesurées le long de l'axe et sa longueur équivalente.

$$L_{\text{eq tot}} = L_{\text{géo}} + L_{\text{eq}} \quad (3 - 41)$$

$$L_{\text{eq}} = 0.3 L_{\text{géo}} \quad (3 - 42)$$

- $L_{\text{eq tot}}$: Longueur équivalente totale de la tuyauterie [m]
- $L_{\text{géo}}$: Longueur géométrique [m]
- L_{eq} : Longueur équivalente [m]

2.5 Sélection du détendeur :

Le choix du détendeur est fonction de sa capacité nominale Q_n donnée par la relation suivante :

$$Q_n = Q_{0\text{eff}} \cdot K_{\Delta p} \cdot K_z \quad (3 - 43)$$

- $K_{\Delta p}$: facteur de correction de la chute de pression souhaitée
- K_T : facteur de correction pour les différences de températures d'évaporation et d'entrée du liquide dans le détendeur.

Pour connaître la valeur de $K_{\Delta p}$ il nous faut calculer la pression en amont du détendeur.

Elle est égale à la différence entre la pression à la sortie du détendeur et la somme des pertes de charge dans la conduite liquide.

$$P_{\text{amont}} = P_{\text{det}} - \Delta p_{\text{tot}} \quad (3 - 44)$$

- P_{det} : pression à la sortie du détendeur [bar]
- Δp_{tot} : somme des pertes de charge dans la conduite liquide. [bar]

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_t + \Delta p_z + \Delta p_{\text{acc}} \quad (3 - 45)$$

Δp_t : Pertes de charge dans la tuyauterie de liquide [bar]

$$\Delta p_t = (L_{\text{géo}} + L_{\text{eq}}) \frac{0,03}{dl} * \frac{\rho}{2} * \omega^2 * \frac{1}{101325} \quad (3 - 46)$$

Δp_z : Pertes de charge due à la différence de niveau [bar]

$$\Delta p_z = \rho \cdot g \cdot h \frac{1}{101325} \quad (3 - 47)$$

Δp_{acc} : Pertes de charge due aux accessoires [bar]

$$\Delta p_{\text{acc}} \simeq 0,2$$

En outre, la pression en aval du détendeur est la suivante :

$$P_{\text{aval}} = P_{\text{vap}} + 0,5 \quad (3 - 48)$$

La chute de pression que doit assurer le détendeur est donc égale à :

$$DP = P_{\text{amont}} - P_{\text{aval}} \quad (3 - 49)$$

3. Humidification ou déshumidification

3.1 Humidité réelle :

Soit w_{int} l'humidité absolue de l'air à l'intérieur de l'enceinte.

En outre, les charges sensibles et latentes dégagées dans l'enceinte génèrent une humidité notée w_{gh} telle que

$$w_{gh} = \frac{m_{vz}}{m_{ac}} \quad (3 - 50)$$

- m_{vz} : masse de vapeur d'eau (fonction de la charge latente totale)
- m_{ac} : masse d'air (fonction de la chaleur sensible totale)

Pour calculer ces deux grandeurs on utilise la courbe d'ébullition

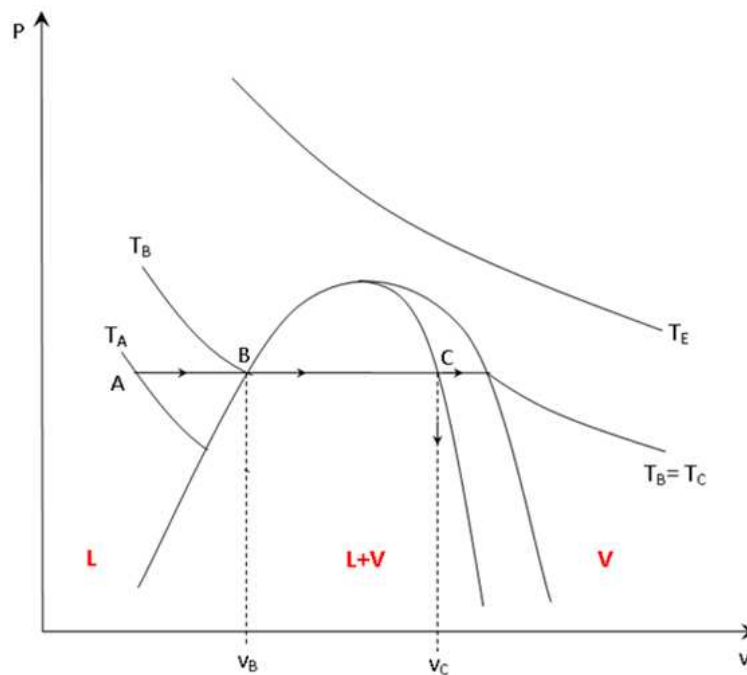


Figure 20: Courbe d'ébullition

- Transformation A –B :

$$Q_{AB} = m_{ac} C_p (T_f - T_i) \quad (3 - 51)$$

- T_f : température finale
- T_i : température initiale
- C_p : chaleur spécifique de l'air dans le local

Remarque : l'air change de température en absorbant la chaleur sensible donc

$Q_{AB} = Q_{st}$: Chaleur sensible totale

L'expression de m_{ac} se déduit donc et on a :

$$m_{ac} = \frac{Q_s}{C_p (T_f - T_i)} \quad (3 - 52)$$

▪ Transformation B – C :

En C, on a un mélange de vapeur et de liquide. Aussi la quantité de chaleur pour effectuer cette transformation est le produit du titre de vapeur humide en ce point à la chaleur latente de vaporisation notée L_v .

On a donc : $Q_{BC} = x L_v$

Or $x = \frac{m_v}{m_v + m_l}$

- m_v : masse de vapeur
- m_l : masse de liquide

Si on considère une masse unité de vapeur humide on a : $m_v + m_l = 1$

Remarque : l'air change d'humidité en absorbant la chaleur latente, ce qui permet d'écrire :

$Q_{BC} = Q_{Lt}$: Chaleur latente totale

Ainsi on peut écrire :

$$m_{vc} = \frac{Q_L}{L_V} \quad (3 - 53)$$

L'humidité réelle de l'enceinte est donc la somme de l'humidité intérieure et l'humidité apportée par les charges

$$W_R = W_{int} + W_{ch} \quad (3 - 54)$$

Pour savoir si on doit faire une humidification ou une déshumidification, on compare cette humidité réelle avec l'humidité à respecter (humidité de la condition).

- Si $W_R < W_{cond}$: on procède à une humidification
- Si $W_R > W_{cond}$: on procède à une déshumidification

3.2 Humidité à enlever ou à ajouter

➤ 1^{er} cas : humidification

L'humidité réelle est inférieure à celle de la condition, on effectue un ajout d'humidité dont la quantité est :

$$W_{aj} = W_{cond} - W_R \quad (3 - 55)$$

W_{aj} : Humidité à ajouter

Étant donné que l'humidification consiste à évaporer de l'eau il faut donc chercher le débit d'eau à pulvériser correspondant à cet ajout.

Le débit d'eau à évaporer est donc :

$$q_{eau} = \frac{q_{air} W_{aj}}{3600} \quad (3 - 56)$$

Puissance de l'humidificateur :

$$P_{nec} = \frac{q_{eau} L}{3600} \quad (3 - 57)$$

- q_{air} : Débit d'air
- q_{eau} : Débit d'eau à pulvériser
- L : Chaleur latente de vaporisation de l'eau

➤ 2^{em} cas : déshumidification

L'humidité réelle est supérieure à celle de la condition, on doit donc enlever une partie de l'humidité réelle.

$$W_{en} = W_R - W_{cond} \quad (3 - 58)$$

W_{en} : Humidité à enlever

Le choix du déshumidificateur est fonction du volume d'eau à enlever tel que :

$$V_{en} = 1000 \frac{m_{en} r T_i}{3600 P_a} \quad (3 - 59)$$

Avec :

- m_{en} : Masse d'eau à enlever égale à $m_{en} = m_a W_{en}$ [kg]
- r : Constante relative de l'air [J kg⁻¹ K⁻¹]
- P_a : Pression atmosphérique [Pa]

Quatrième partie: Application

Quatrième partie: APPLICATION.

Pour l'application on prendra comme enceinte un entrepôt de conservation de graines agricoles et une vitrine de pâtisserie.

I. CALCUL

I.1 ENTREPOT DE CONSERVATION DE PRODUITS AGRICOLES

Produits : « riz paddy »

Contraintes de conservation :

- Humidité relative [%] : 65 – 75
- Température [°C] : 10 – 18

On prendra pour l'air :

HR : 70 [%]
T : 15 [°C]
h: 33,86 [KJ/Kg d'air sec]
w: 7,43 [g/Kg d' air sec]

Source: Jelle HAYMA « le stockage des produits agricoles » 4^{ème} édition 2004. 80p

Conditions météorologiques

➤ EN HIVER

- Température minimale : 10,8 [°C]
- Température maximale : 20,2 [°c]
- Humidité moyenne : 78 [%]

Source : service informatique et banque de données. Ministère de la Météorologie

PARAMETRES DE L'AIR EN FONCTION DU TEMPS

- T : température [°C]
- H : enthalpie [KJ/Kg]
- w : teneur en humidité [g/Kgas]
- h : heure

h	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
T	10,8	12,36	13,92	15,48	17,07	18,6	20,9	20,16	19,12	17,81	16,45	13,66	10,8
H	25,27	30,14	33,65	36,25	41,41	44,09	50,98	49,42	46,94	42,69	39,71	33,14	25,27
w	6,01	7	7,67	8,43	9,53	10,18	11,79	11,51	10,89	9,85	9,14	7,62	6,01

Tableau 8: Paramètres de l'air en hiver

➤ **EN ETE**

- Température minimale : 18,2 [°C]
- Température maximale : 28,1 [°c]
- Humidité moyenne : 81 [%]

Source : service informatique et banque de données. Ministère de la Météorologie

PARAMETRES DE L'AIR EN FONCTION DU TEMPS

- T : température [°C]
- H : enthalpie [KJ/Kg]
- w : teneur en humidité [g/Kgas]
- h : heure

h	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
T	18,2	19,85	21,5	23,15	24,8	26,45	28,1	27,82	27	25,62	23,7	21,22	18,2
H	45,48	50,12	55,05	60,40	65,71	71,88	78,68	77,12	74,16	68,81	62,12	53,98	45,48
w	10,70	11,84	13,12	14,69	16,01	17,77	19,71	19,24	18,34	16,87	15,02	12,84	10,70

Tableau 9: Paramètres de l'air en été

L'évolution de la température au cours d'une journée se perçoit mieux sur une courbe d'où la figure suivante :

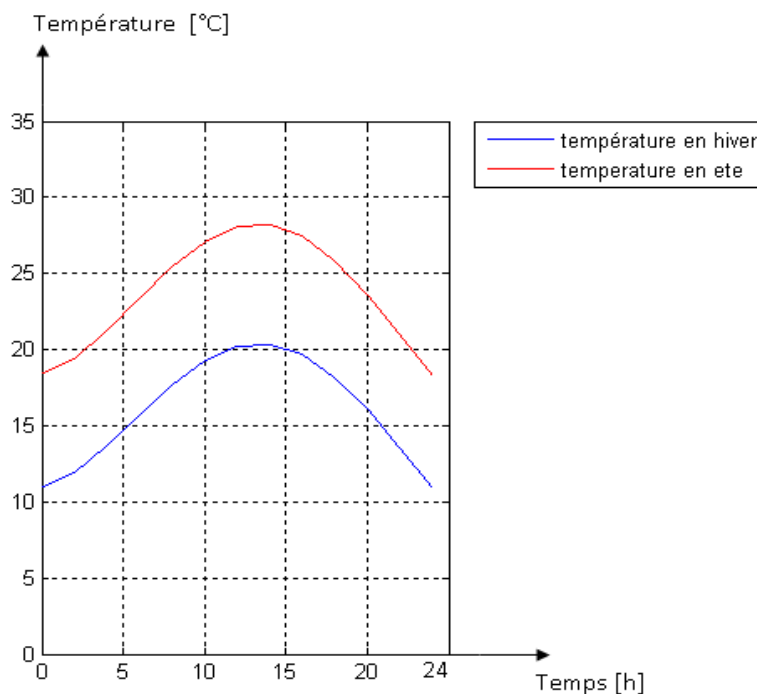


Figure 21: Evolution de la température de l'air au cours d'une journée

L'allure est la même pour l'évolution de l'enthalpie ainsi que la teneur en humidité.

Selon que la température extérieure soit inférieure ou supérieure à celle de la température de consigne, on pourrait avoir à faire à un chauffage ou à un refroidissement.

Les calculs sont faits dans les deux conditions météorologiques c'est-à-dire en hiver et en été, ceci dans le but mieux sélectionner les éléments de régulation.

Remarque : les résultats de tous calculs sont donnés dans l'annexe. On ne verra dans cette partie que les courbes illustrant ces résultats ainsi que les remarques et commentaires.

1. En hiver :

Vu l'évolution de la température externe vis-à-vis de celle de la consigne, on a en hiver une alternance de chauffage et de refroidissement au cours d'une journée.

1.1 Chauffage

- Energie nécessaire au chauffage : $Q = m_a(h_2 - h_1)$
- Puissance de la batterie de chauffage : $P = \frac{Q}{0,24 t}$

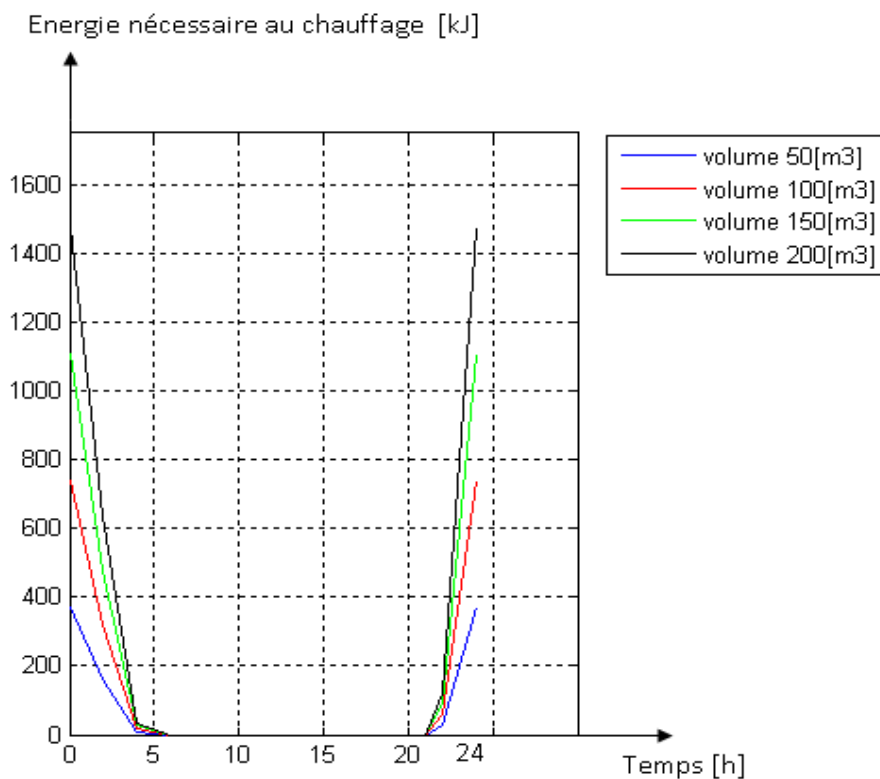


Figure 22: Energie nécessaire au chauffage

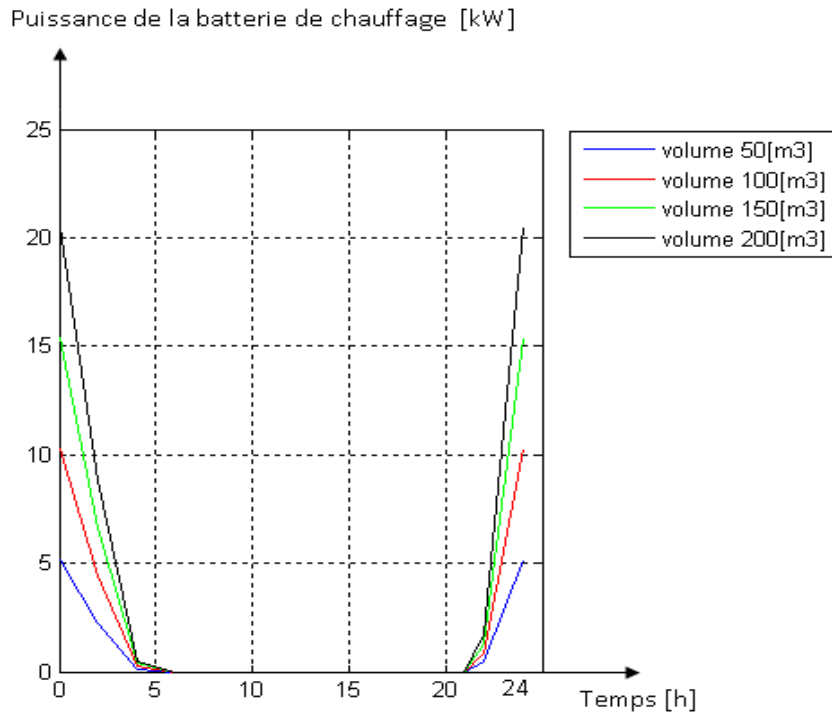


Figure 23: Puissance de la batterie de chauffage

L'allure générale des courbes est identique du fait que ces deux grandeurs sont interdépendantes.

Au début de la journée la température croit en s'approchant de la température de consigne. De ce fait, le besoin en chauffage diminue d'où l'évolution décroissante de l'énergie nécessaire au chauffage ainsi que de la puissance de la batterie de chauffage.

Par contre la nuit, les températures tendent à diminuer et donc à s'éloigner de la température de consigne. Dans ce cas le besoin de réchauffer devient important et implique l'augmentation de Q et P.

Bref plus la température est inférieure à température de consigne plus le chauffage est nécessaire et pertinent.

Par ailleurs le besoin en chauffage est proportionnel au volume, et comme la masse d'air à traiter *ma* est directement fonction du volume cela expliquerait le fait que les valeurs de Q et P pour les volumes 100, 150, 200 m³ valent 2, 3, 4 fois les valeurs de Q et P du volume 50 m³

1.2 Refroidissement :

Dans le calcul du bilan thermique les charges prises en comptes sont :

- Les charges thermiques par transmission à travers les parois
- Les charges thermiques dues aux éclairages
- Les charges thermiques dues au personnel (latentes et sensibles)

- Les charges thermiques dues au renouvellement d’air (latentes et sensibles)

Notre charge thermique intermédiaire Q est donc la somme de toutes ces charges prises en comptes

Puissance prévisionnelle : $P = 1,2 Q_{int}$ avec $Q_{int} = \frac{Q_{24}}{t}$

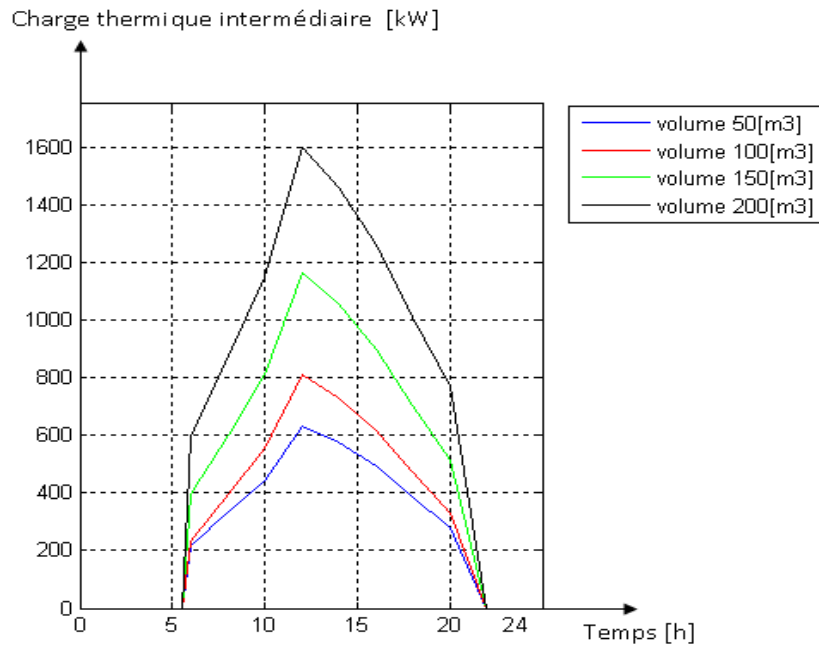


Figure 24: Charge thermique intermédiaire de l’entrepôt en hiver

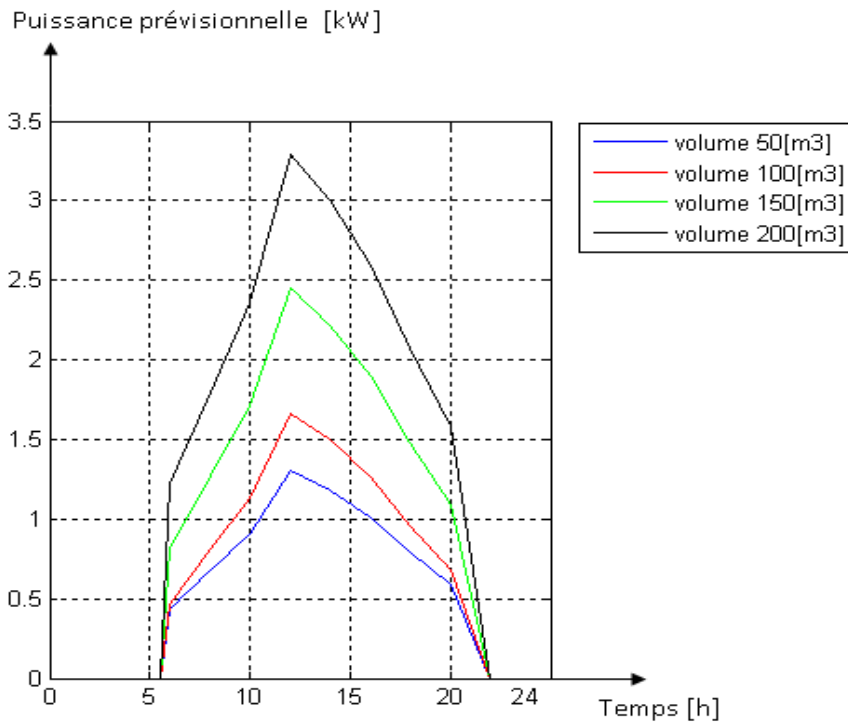


Figure 25: Puissance prévisionnelle de l’évaporateur de l’entrepôt en hiver

Les courbes montrent un pic au milieu de la journée, instant auquel la température externe est jugée maximum. La charge thermique intermédiaire ainsi que la puissance prévisionnelle évoluent de façon proportionnelle avec la température et le volume.

Mais contrairement au chauffage, les valeurs de Q et P en volume 100, 150, 200 m³ ne valent pas 2, 3, ou 4 fois les valeurs trouvées pour le volume de 50 m³ puisque outre le volume d'autres paramètres sont en jeu.

1.3 Humidification et déshumidification :

La régulation ne se focalise pas uniquement sur la température de l'air mais aussi sur son humidité

- Teneur en humidité réelle : $W_R = W_{int} + W_{ch}$
- W_{int} : teneur en humidité interne égale à la teneur en humidité externe
- W_{ch} : humidité apportées par les charges

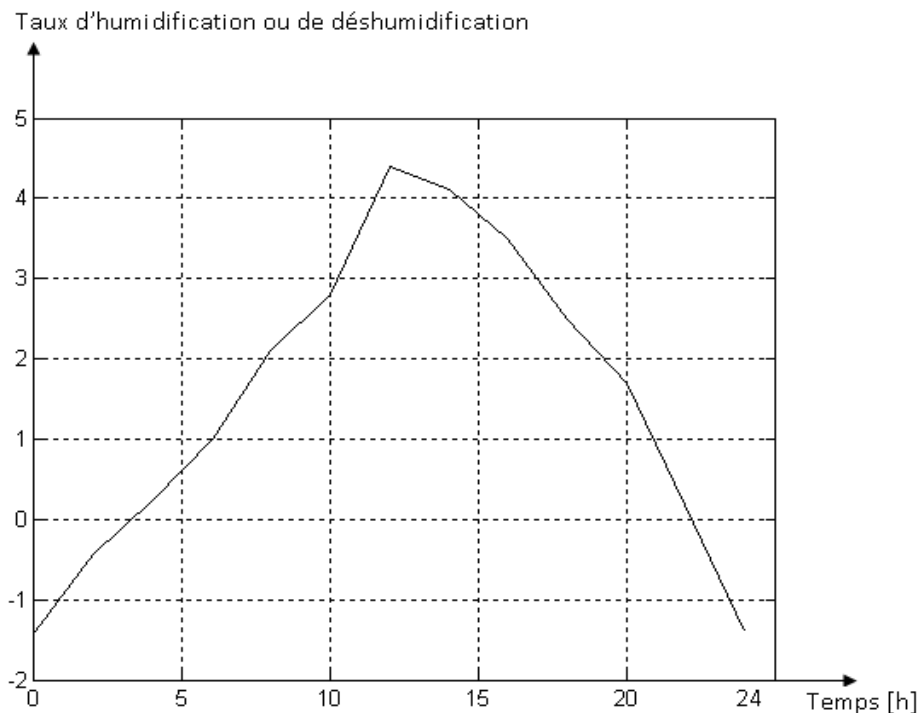


Figure 26: Taux de déshumidification et d'humidification pour l'entrepôt

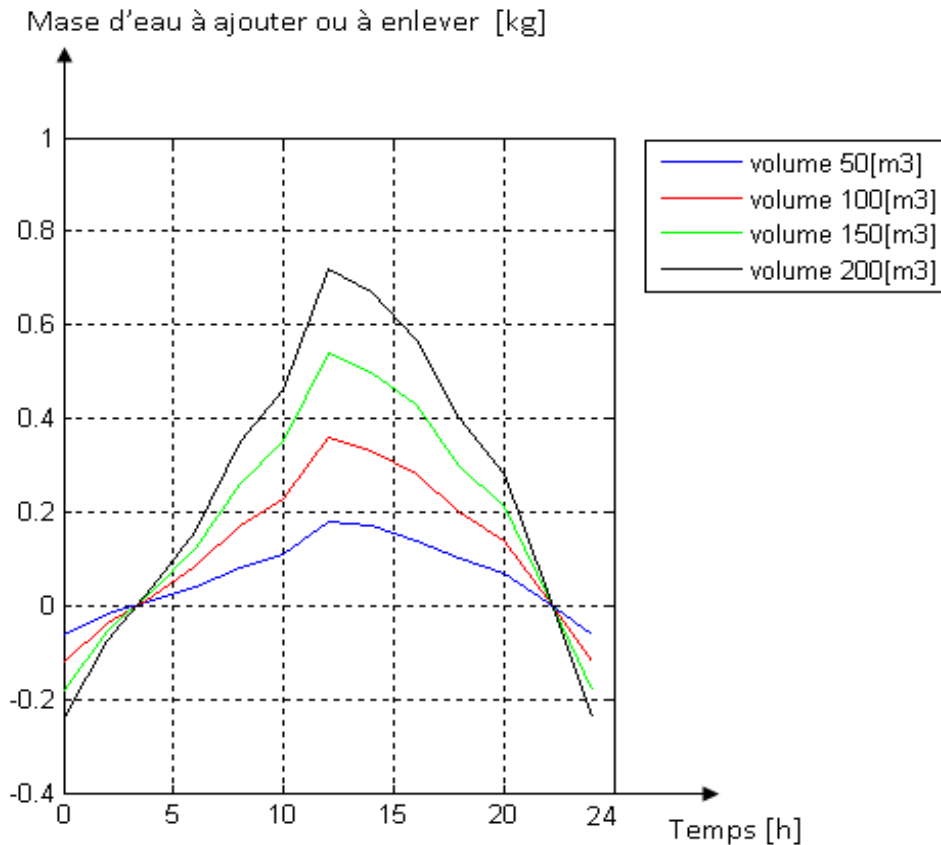


Figure 27: Masse de vapeur d'eau à enlever ou à ajouter

D'après les tableaux de résultats on sait que la valeur de la chaleur latente totale est minime. Or on sait également que w_{ch} est fonction de cette chaleur latente. Les calculs montrés que w_{ch} est quasiment nul donc l'humidité réelle de l'enceinte se réduit à w_{int}

Cependant, au cours d'une journée w_{int} est tantôt inférieur et tantôt supérieur à la teneur en humidité à respecter ce explique l'alternance des valeurs négatives et positives sur la figure.

Les valeurs négatives se rapportent à l'humidification et celles positives à la déshumidification

2. En été :

Les températures observées en été sont toutes au dessus de la température de consigne, on n'effectue donc qu'un refroidissement en été.

2.1 Refroidissement :

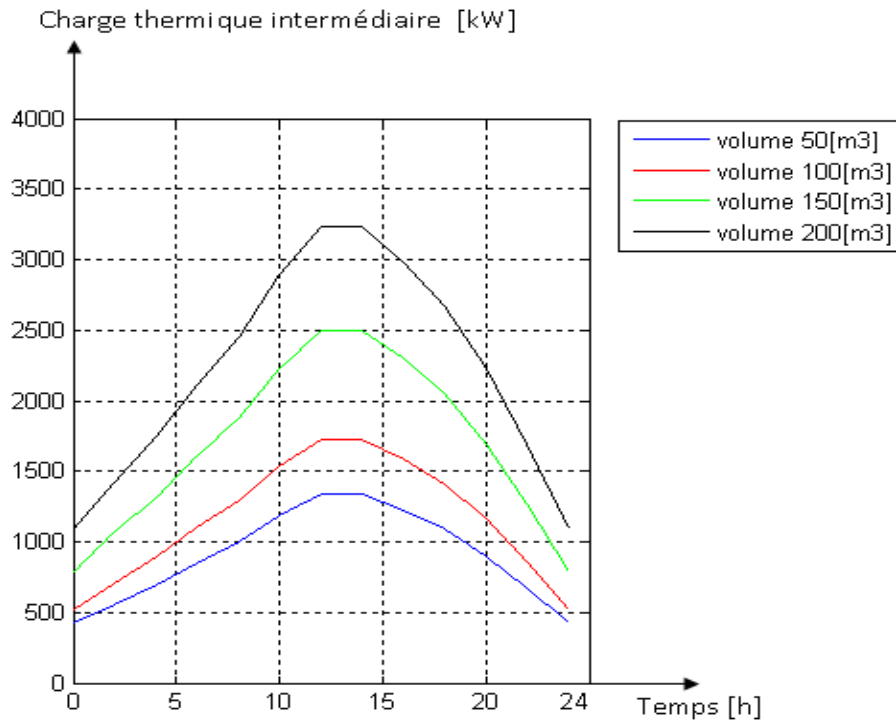


Figure 28: Charge thermique intermédiaire de l'entrepôt en été

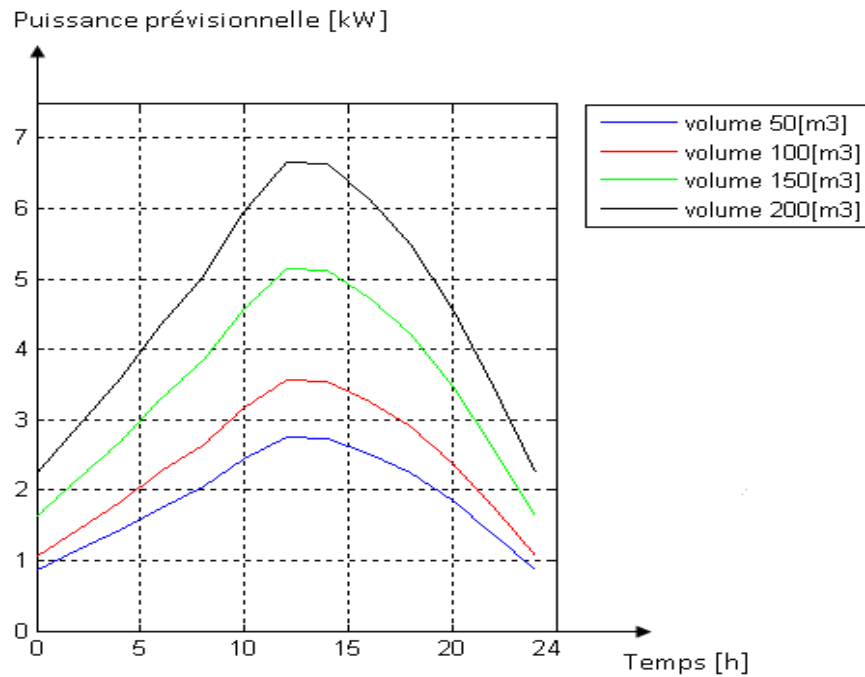


Figure 29: Puissance prévisionnelle de l'évaporateur de l'entrepôt en été

Le sommet des courbes d'été est moins évident par rapport à ceux des courbes d'hiver parce que le refroidissement s'étend sur toute la journée et non sur quelques heures.

Les valeurs de Q et P sont d'autant plus grande car les températures sont plus élevées.

2.2 Déshumidification :

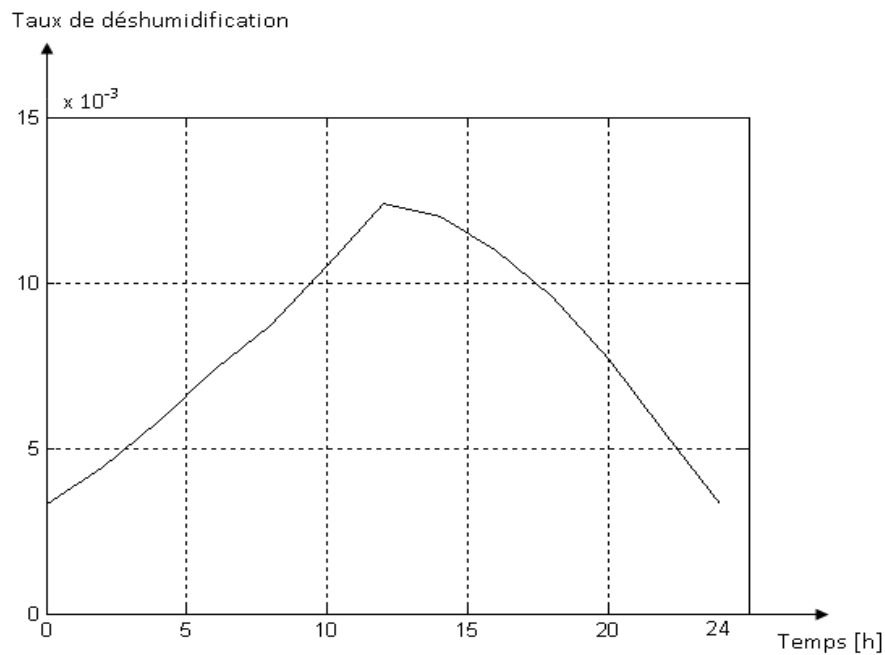


Figure 30: Taux de déshumidification

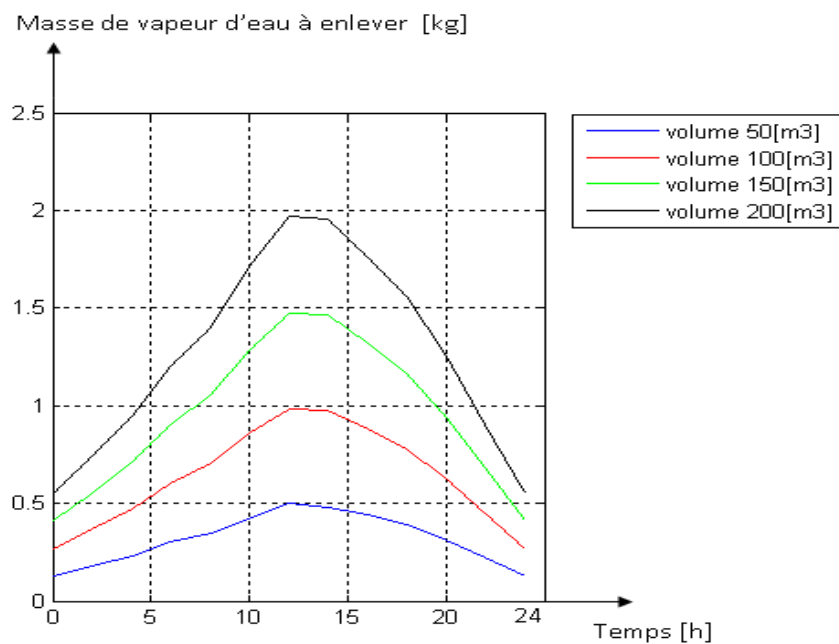


Figure 31: Masse de vapeur d'eau à enlever

Dans ce cas ci on ne fait que déshumidifier puisqu'à tout instant de la journée W_{int} est supérieure à la teneur en humidité à respecter.

En hiver comme en été on remarque que la masse de vapeur d'eau à soustraire ou éventuellement à enlever est proportionnelle au volume.

Il faut remarquer aussi que plus l'air est chaude, plus il est humide donc plus la déshumidification est intense. La comparaison de la figure 27 et la figure 31 montre en effet que la masse de vapeur d'eau à enlever est nettement plus grande en été qu'en hiver.

I.2 VITRINE DE PATISSERIE

Produits : pâtisseries

⚠ Contraintes de conservation :

- Humidité relative [%] : 80
- Température [°C] : 4 - 7

On prendra pour l'air:

HR : 80 [%]
T : 5 [°C]
H : 16.17 [KJ/Kgas]
w : 4.40 [g/Kgas]

Source : « les techniques de l'ingénieur »: conditionnement d'air B230

⚠ Conditions météorologiques

Les conditions météorologiques sont les mêmes que ceux utilisés pour l'entrepôt.

Dans cette application, en hiver comme en été on effectue uniquement un refroidissement et une déshumidification

1. Refroidissement

Le bilan thermique tient compte uniquement des charges ci-après :

- Charges par transmission à travers les parois
- Charges par infiltration d'air ou par ouverture des portes

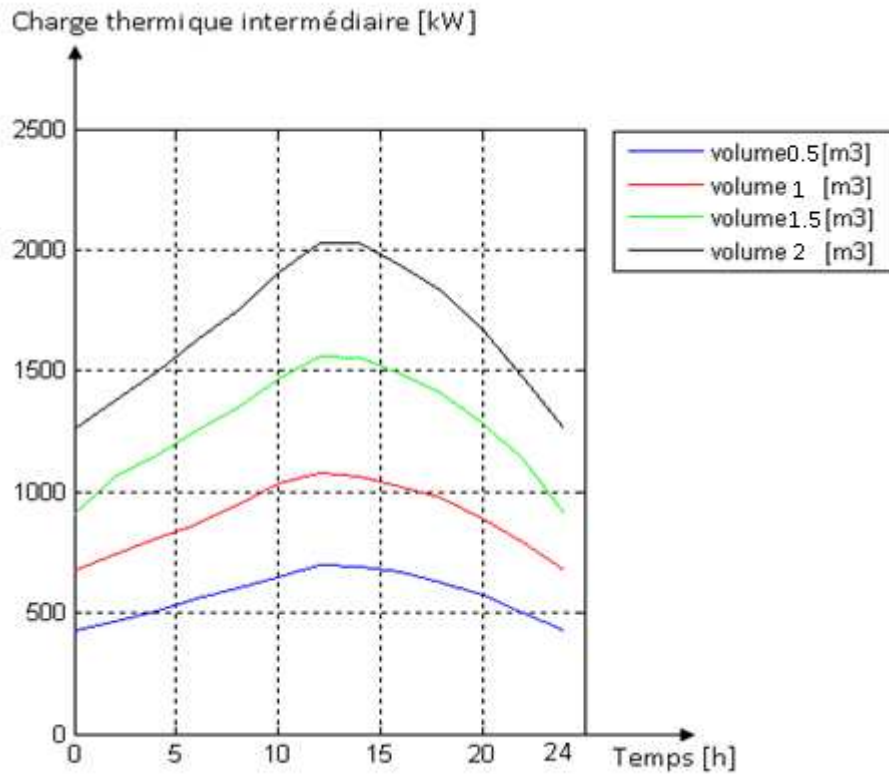


Figure 32: Charge thermique intermédiaire de la vitrine en été

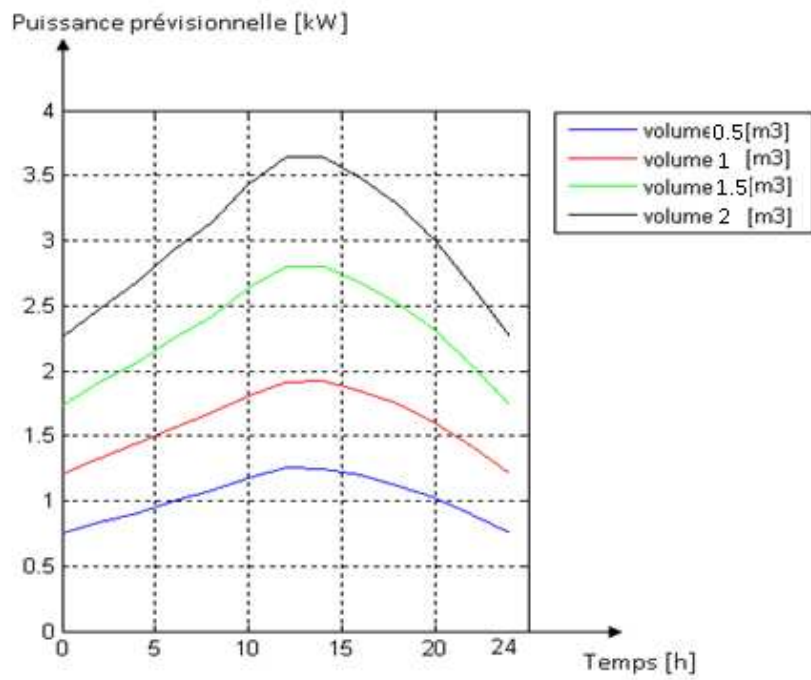


Figure 33: Puissance prévisionnelle de l'évaporateur de la vitrine en été

L'allure générale des courbes sont quasi identiques pour Q et P tant en hiver qu'en été alors on s'est permis de ne montrer que les courbes d'été pour ne pas encombrer l'ouvrage.

Comparer aux valeurs trouvées dans la première application, la charge thermique intermédiaire et la puissance prévisionnelle ont diminué. Cependant pour des petits volumes ces valeurs sont assez considérables. Cela vient du fait que la température à maintenir y est plus basse.

2. Déshumidification :

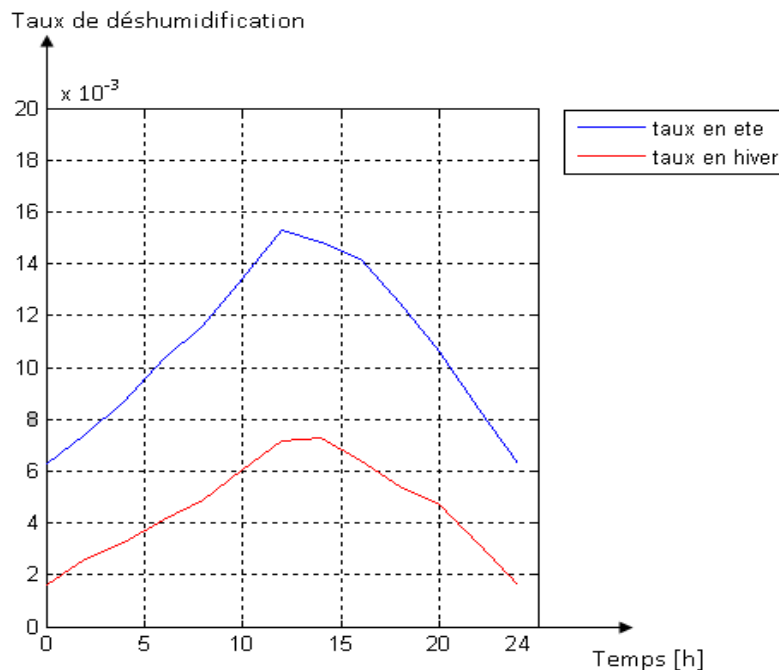


Figure 34: Taux de déshumidification hiver et été

Le taux est légèrement inférieur en hiver puisque quand l'air est froid il est moins humide

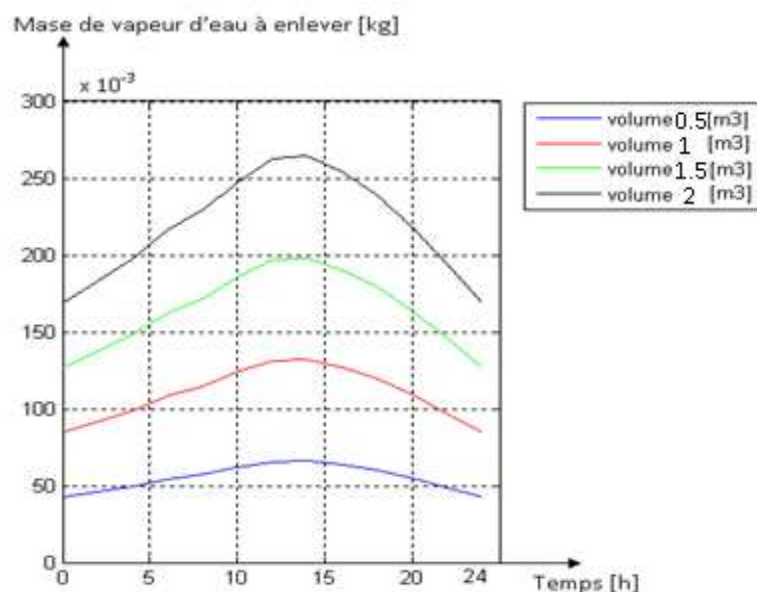


Figure 35: Masse de vapeur d'eau à enlever en été

Les volumes de nos vitrines sont restreints par rapport à ceux de l'entrepôt, la masse d'air à traiter est donc modeste. On ne soustrait alors de cet air qu'une infime quantité de sa vapeur d'eau lors de la déshumidification.

II. CHOIX DES MATERIELS

Connaitre les différentes évolutions de l'air ainsi que les traitements à lui faire en vue de sa régulation ne suffisent pas, il faut en plus préciser les caractéristiques des matériels adéquats à cette régulation.

Pour le choix des matériels il faut dresser un bilan résumant tous les résultats obtenus

II.1 POUR L'ENTREPOT :

1. Bilan :

		VOLUME [m ³]			
		50	100	150	200
Chauffage	Puissance minimale de la batterie de chauffage [kW]	0,12	0,24	0,37	0,49
	Puissance maximale de la batterie de chauffage [kW]	5,12	10,25	15,38	20,5
Refroidissement	Puissance prévisionnelle minimale [kW]	0,44	0,47	0,81	1,22
	Puissance prévisionnelle maximale [kW]	2,78	3,60	5,20	6,73
Humidification	Masse de vapeur d'eau minimale à ajouter [kg]	0,018	0,036	0,055	0,073
	Masse de vapeur d'eau maximale à ajouter [kg]	0,061	0,122	0,183	0,244
Déshumidification	Masse de vapeur d'eau minimale à enlever [kg]	0,04	0,08	0,12	0,17
	Masse de vapeur d'eau maximale à enlever [kg]	0,5	1	1,5	2

Tableau 10: Bilan des résultats pour l'entrepôt

On prendra toutes les valeurs maximales pour le choix des matériels.

2. Sélection des matériels pour chaque traitement

2.1. Chauffage :

La batterie choisie se composera des résistances de chauffage qu'on a vu dans la partie précédentes. Le nombre de ces résistances est fonction de la puissance totale nécessaire.

2.2. Refroidissement :

2.2.1. Sélection des évaporateurs :

On a choisit les évaporateurs dans le catalogue « FHC évaporateur ventilé » du laboratoire LU-VE.

Le tableau que voici donne les présélections faites à partir des puissances prévisionnelles

Désignation	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Puissance [KW]	2,9	4,8	5,8	7,2
Modèle	F30HC522-6	F35HC174-6	F35HC179-7	F35HC261-6
Pas d'ailette [mm]	6	6	7	6
Fluide frigorigique	R404A			
Débit d'air [m ³ /h]	2800	5000	7950	7500
Projection d'air [m]	18	22,5	27	25,5
Poids [kg]	42	49	60	67
Nombre de ventilateur	2	2	3	3
Puissance du moteur (ventilateur) [W]	80-0,35A	175-0,8A	175-0,8A	175-0,8A
Dégivrage [W]	4300-E	5280-E	7620-E	7620-E

Tableau 11: Présélection des évaporateurs pour l'entrepôt

Remarque : la lettre E indique un dégivrage électrique.

De ces présélections on peut calculer les puissances effectives.

Puissances effectives de l'évaporateur [KW]	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
	2,87	3,69	5,57	6,84

Tableau 12: Puissance effective des évaporateurs de l'entrepôt

Finalement les présélections sont acceptables puisque la valeur de puissances choisies excède celle des puissances effectives.

Le choix des autres composants tels les compresseurs, condenseurs et détendeurs est basé sur la puissance frigorifique de l'évaporateur.

2.2.2. Sélection des compresseurs :

Outre la puissance frigorifique de l'évaporateur, les données suivantes sont à considérer pour le choix du compresseur :

- Température ambiante (température de la chambre) $T_a = 15$ [°C]
- Différence de température DT en [K] $DT = 6$ [K]
- Température d'évaporation égale à $-DT$ $T_{vap} = 9$ [°C]
- Température de condensation égale à $t_r + 12$ $T_{cond} = 40,10$ [°C]

En utilisant ces valeurs sur le logiciel SOLKANE 2.0 on a obtenu les résultats suivants :

Point	Pression [bar]	v [dm ³ /kg]	h [kJ/kg]
1	7,97	26,64	369,91
2	18,23	11,36	399,1
3	18,23	1,03	259,46
4	7,97	6,33	248,09

Tableau 13: Paramètre de l'air au cours du cycle (entrepôt)

Remarque : Les résultats ont été les mêmes pour les 4 volumes
En utilisant les relations données dans le tableau 6 on obtient :

	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Q_0 [KJ/kg]	121,52	121,52	121,52	121,52
\dot{m} [kg/s]	0,0236	0,03	0,045	0,056
\dot{V} [m ³ /h]	2,26	2,91	4,39	5,39
τ	2,28	2,28	2,28	2,28
η_v	0,88	0,88	0,88	0,88
\dot{V}_B [m ³ /h]	2,55	3,28	4,96	6,09
W [KJ/kg]	22,49	22,49	22,49	22,49
P_{th} [kW]	0,69	0,89	1,35	1,65
P_{eff} [kW]	1,04	1,94	2,03	2,49

Tableau 14: Résultats des calculs préalables pour la sélection du compresseur

De ces résultats on peut choisir les compresseurs en consultant un catalogue.

Remarque : les compresseurs ainsi que les condenseurs ici choisis sont de marque « L'UNITE HERMETIQUE

Désignation	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Modèle	CAJ/TAJ9510Z	CAJ/TAJ4519Z	FH/TFH4522Z	FH/TFH4524Z
Puissance absorbée [kW]	1,18	1,98	2,20	2,50
Production frigorifique [kW]	3,56	6,73	7,45	8,10
Type d'huile	POE*			
Cylindrée [cm ³]	18,3	34,45	39,91	43,5
Charge en huile [cm ³]	887	887	1480	1480
Courant nominal In [A]	5,2	5,9	6,8	10,7
Courant de démarrage Id [A]	29	42	50	49
Courant maximal Im [A]	7,1	7,7	8,8	18,1
Diamètre conduite [mm]	aspiration	15,9	15,9	15,9
	refoulement	9,5	9,5	9,5

Tableau 15: Sélection des compresseurs des entrepôts

*POE : huile polyolester

2.2.3. Sélection des condenseurs :

Pour le choix des condenseurs il faut avoir les données suivantes :

- Température de condensation
- Température d'entrée d'eau
- Puissances absorbée du compresseur
- Production frigorifique du compresseur
- Puissance du condenseur

Désignation	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Température de condensation [°C]	40,1			
Température d'entrée d'eau [°C]	25			
Puissance absorbée du compresseur [kW]	1,18	1,98	2,20	2,50
Production frigorifique du compresseur [kW]	3,56	6,73	7,45	8,10
Puissance du condenseur [kW]	4,71	8,71	9,65	10,6

Tableau 16: Données pour la sélection des condenseurs des entrepôts

Voici alors les condenseurs sélectionnés :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Modèle	TAGS4553ZHR	TAN4590ZHR	TAN4610ZHR	TAN4612ZHR
Puissance [kW]	4,85	8,92	9,75	11,17
Débit volumétrique [m ³ /h]	7	6,25	8,2	11
Volume bouteille [l]	6	11,5	11,5	11,5
Diamètre de la conduite : départ liquide [mm]	15,9	19	19	22,2

Tableau 17: Sélection des condenseurs des entrepôts

2.2.4. Calculs des tuyauteries :

On applique les formules (3 – 40), (3 – 41), (3 – 42) et on a :

Volume [m ³]	Tuyauterie	Q_{eff} [kW]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	ω [m/s]	$L_{géo}$ [m]	L_{eqtot} [m]
50	Aspiration	2,87	0,01	37,53	8,01	20	26
	Refoulement	2,87	0,0046	157,97	9,002	2	2,6
	Liquide	2,87	0,008	970,87	0,48	18	23,4
100	Aspiration	3,69	0,01	37,53	10,30	25	32,5
	Refoulement	3,69	0,0046	157,97	11,57	2	2,6
	Liquide	3,69	0,008	970,87	0,62	22	28,6

150	Aspiration	5,57	0,0126	37,53	9,79	28	36,4
	Refoulement	5,57	0,0056	157,97	11,78	2	2,6
	Liquide	5,57	0,008	970,87	0,93	25	32,5
200	Aspiration	6,84	0,0132	37,53	10,96	30	39
	Refoulement	6,84	0,0064	157,97	11,08	2	2,6
	Liquide	6,84	0,008	970,87	1,15	28	36,4

Tableau 18: Calculs des tuyauteries

Remarque : les valeurs des diamètres de tuyauteries données, ont donné des vitesses non admissibles. Les valeurs de *di* ici sont donc les résultats d'un redimensionnement.

2.2.5. Choix des détendeurs :

Les résultats de calculs pour le choix des détendeurs après avoir appliqué les relations (3 – 44) à (3 – 49), sont les suivants :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	50	100	150	200
Δ_{pt} [bar]	0,09	0,19	0,51	0,87
Δ_{pz} [bar]	0,32	0,32	0,32	0,32
$\Delta_{pt} + \Delta_{pz} + \Delta_{pacc}$ [bar]	0,62	0,72	1,04	1,39
P_{avant} [bar]	17,60	17,50	17,18	16,83
P_{aval} [bar]	8,47	8,47	8,47	8,47
DP [bar]	9,13	9,03	8,71	8,36
Les coefficients				
$K_{\Delta p}$	0,871	0,852	1,1085	1,1098
K_t	0,991	0,978	0,921	0,912
Puissance nominale des détendeurs				
Q_n [kW]	2,47	3,07	5,68	6,92
Détendeurs sélectionnés				
Modèle	TCLE-75SW-ALCO	TLS100SW-ALCO	TCLE150SW-ALCO	TES 2NDANFOSS
Capacité nominale [kW]	2,5	3,6	5,8	8

Tableau 19: Résultats des calculs préalables pour la sélection des détendeurs des entrepôts

2.3. Humidification :

D'après le bilan (tableau10), la masse d'eau à ajouter est considérablement petite tant en hiver qu'en été vis-à-vis de la masse d'air à traiter, alors l'installation d'un humidificateur n'est pas utile.

2.4. Déshumidification :

Etant donné que les masses de vapeur d'eau à enlever sont assez petites, le type d déshumidificateur que voici, convient pour les 4 volumes.



Figure 36: Déshumidificateur

Caractéristique du déshumidificateur :

10l Fedders

Déshumidificateur

Enlève 10 L/24 heure

- Possibilité de fonctionnement pour des températures aussi basse que 5°C
- Dimension très compacte
- Automatiquement coupée quand le réservoir d'eau est plein
- Arrangements de commande d'hygrostat

II.2 POUR LA VITRINE :

Pour les vitrines on réitère les calculs faits pour l'entrepôt et on affiche directement donc les résultats.

1. Bilan :

		VOLUME [m ³]			
		0,5	1	1,5	2
Refroidissement	Puissance prévisionnelle minimale [KW]	0,43	0,74	1,74	2,261
	Puissance prévisionnelle maximale [KW]	1,26	1,93	2,82	3,67
Déshumidification	Masse de vapeur d'eau minimale à enlever [Kg]	0,0018	0,0036	0,0054	0,0072
	Masse de vapeur d'eau maximale à enlever [Kg]	0,0042	0,0084	0,012	0,016

Tableau 20: Bilan des résultats pour les vitrines

2. Sélection des matériels :

2.1. Refroidissement :

2.1.1. Sélection des évaporateurs :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Puissance [KW]	1,8	2,16	3,28	4,36
Modèle	FH35HC59-6	FH35HC69-7	FH35HC94-7	FH35HC117-6
Pas d'ailette [mm]	6	7	7	6
Fluide frigorigène	R404A			
Débit d'air [m ³ /h]	2650	2600	5400	5300
Projection d'air [m]	20	19	24	23,5
Poids [kg]	26	30	41	42
Nombre de ventilateur	1	1	2	2
Puissance du moteur (ventilateur) [W]	175-0,8A	175-0,8A	175-0,8A	175-0,8A
Dégivrage [W]	2075-E	2975-E	3680-E	3680-E

Tableau 21: Présélection des évaporateurs des vitrines

Les puissances effectives :

	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Puissances effectives de l'évaporateur [KW]	1,68	2,02	3,007	3,70

Tableau 22: Puissances effectives des évaporateurs pour les vitrines

Les choix sont acceptables puisque les puissances présélectionnées sont supérieures aux puissances effectives

2.1.2. Sélection des compresseurs :

- $T_a = 5 [^{\circ}\text{C}]$
- $DT = 6 [\text{K}]$
- $T_{\text{vap}} = -1 [^{\circ}\text{C}]$
- $T_{\text{cond}} = 40,10 [^{\circ}\text{C}]$

En utilisant ces valeurs sur le logiciel SOLKANE 2.0 on a obtenu les résultats suivants :

Point	Pression [bar]	v [dm ³ /kg]	h [KJ/kg]
1	5,85	33,71	364,81
2	18,23	11,57	401,95
3	18,23	1,03	259,46
4	5,85	10,73	248,09

Tableau 23: Paramètres de l'air au cours du cycle (vitrine)

Remarque : Les résultats ont été les mêmes pour les 4 volumes

➤ Les grandeurs nécessaires à la sélection :

	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Q_0 [KJ/kg]	116,72	116,72	116,72	116,72
\dot{m} [kg/s]	0,0144	0,0173	0,0257	0,0317
\dot{V} [m ³ /h]	1,74	2,10	3,12	3,84
τ	3,11	3,11	3,11	3,11
η_v	0,84	0,84	0,84	0,84
\dot{V}_b [m ³ /h]	2,069	2,48	3,70	4,55
W [KJ/kg]	37,14	37,14	37,14	37,14
P_{ch} [kW]	0,53	0,64	0,95	1,17
P_{eff} [kW]	0,84	1,01	1,15	1,85

Tableau 24: Résultats des calculs préalables pour la sélection des compresseurs des vitrines

➤ Les sélections :

		VOLUME [m ³]			
		0,5	1	1,5	2
Désignation		0,5	1	1,5	2
Modèle		CAE9470Z	CAJ/TAJ9510Z	CAJ/TAJ4517Z	FH/TFH4522Z
Puissance absorbée [kW]		0,86	1,18	1,59	2,24
Production frigorifique [kW]		1,54	2,19	3,19	4,50
Type d'huile		POE			
Cylindrée [cm ³]		13,5	18,3	25,95	39,91
Charge en huile [cm ³]		450	887	887	1480
Courant nominal I_n [A]		3,95	5,2	7,1	9,7
Courant de démarrage I_d [A]		20	29	32	46
Courant maximal I_m [A]		5,6	7,1	10,6	16
Diamètre conduite [mm]	aspiration	9,5	15,9	15,9	15,9
	refoulement	6,35	9,5	9,5	9,5

Tableau 25: Sélection des compresseurs pour les vitrines

2.1.3. Sélection des condenseurs :

➤ Les données pour les calculs :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Température de condensation [°C]	40,1			
Température d'entrée d'eau [°C]	25			
Puissance absorbée du compresseur [kW]	0,86	1,18	1,59	2,24
Production frigorifique du compresseur [kW]	1,54	2,19	3,19	4,50
Puissance du condenseur [kW]	2,4	3,37	4,78	6,74

Tableau 26: Données pour la sélection des condenseurs pour les vitrines

➤ Les condenseurs sélectionnés :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Modèle	FH/TFH4522ZHR	TFHS4531ZHR	TAG4553ZHR	TAG4568ZHR
Puissance [kW]	2,403	3,40	4,95	9,5
Débit volumétrique [m ³ /h]	2,25	3,54	7	6
Volume bouteille [l]	3,9	6	6	9,5
Diamètre de la conduite : départ liquide [mm]	9,5	12,7	15,9	15,9

Tableau 27: Sélection des condenseurs pour les vitrines

2.1.4. Calculs des tuyauteries :

Volume [m ³]	Tuyauterie	Q_{eff} [kW]	d_i [m]	ρ [kg/m ³]	ω [m/s]	$L_{géo}$ [m]	L_{eqtot} [m]
50	Aspiration	1,68	0,01	29,66	6,18	1,5	1,95
	Refoulement	1,68	0,0046	93,19	9,29	1	1,3
	Liquide	1,68	0,006	970,87	0,52	1	1,3
100	Aspiration	2,02	0,01	29,66	7,43	1,5	1,95
	Refoulement	2,02	0,0046	93,19	11,17	1	1,3
	Liquide	2,02	0,008	970,87	0,35	1	1,3

150	Aspiration	3,007	0,0128	29,66	6,74	2	2,6
	Refoulement	3,007	0,006	93,19	9,77	1	1,3
	Liquide	3,007	0,008	970,87	0,53	1,5	1,95
200	Aspiration	3,70	0,0126	29,66	8,57	2,5	3,25
	Refoulement	3,70	0,0068	93,19	9,37	1	1,3
	Liquide	3,70	0,008	970,87	0,64	1,8	2,34

Tableau 28: Calculs des tuyauteries des vitrines

Remarque : les valeurs des diamètres des tuyauteries données ont donné des vitesses non admissibles. Les valeurs de *di* ici sont donc les résultats d'un redimensionnement.

2.1.5. Choix des détendeurs :

➤ Les résultats de calculs pour le choix du détendeur :

Désignation	VOLUME [m ³]			
	0,5	1	1,5	2
Δ_{pe} [bar]	0,008	0,0029	0,009	0,017
Δ_{pe} [bar]	0,09	0,094	0,09	0,09
$\Delta_{pe} + \Delta_{pe} + \Delta_{pacc}$ [bar]	0,302	0,2969	0,303	0,3118
P_{avant} [bar]	17,92	17,93	17,92	17,91
P_{aval} [bar]	6,35	6,35	6,35	6,35
DP [bar]	11,57	11,58	11,57	11,56
Les coefficients				
$K_{\Delta p}$	0,927	0,927	0,927	0,928
K_t	1,012	1,012	1,012	1,012
Puissance nominale des détendeurs				
Q_n [kW]	1.57	1.89	2.81	3.47
Détendeurs sélectionnés				
Modèle	TCLE 25SW-ALCO	TISE30SW-ALCO	TCLE 35SW-ALCO	TLS 50-ALCO
Capacité nominale [KW]	1.75	2	2.95	4.15

Tableau 29: Résultats des calculs préalables pour la sélection des détendeurs

2.2. Humidification :

Les masses de vapeur d'eau à enlever pour les vitrines sont extrêmement petites du coup l'utilisation de déshumidificateur peut être évité.

III. SYNTHESES

Dans les deux applications précédentes, les volumes ont été pris par « pas ».

- * Par pas de 50 [m³] pour l'entrepôt de conservation de graine
- * Par pas de 0.5 [m³] pour la vitrine de pâtisserie

En guise de synthèse, on a pris pour chaque application, un volume intermédiaire.

III.1 POUR L'ENTREPOT :

On a choisi un entrepôt de conservation de 80 [m³]. Le tableau ci-après donne un résumé des calculs, des choix des matériels à adopter.

CHAUFFAGE	
Energie nécessaire en chauffage [kJ]	590,59
Puissance de la batterie de chauffage [kW]	8,20
REFROIDISSEMENT	
Charge thermique intermédiaire [kW]	1,59
Puissance prévisionnelle de l'évaporateur [kW]	3,27
Puissance effective de l'évaporateur [kW]	3,41
Sélection de l'évaporateur	
Modèle	F35HC117-6
Puissance [kW]	3,6
Fluide frigorigène	R404A
Pas d'ailette [mm]	6
Débit d'air [m ³ /h]	5300
Projection d'air [m]	23.5
Poids [kg]	42
Nombre de ventilateur	2
Puissance du moteur (ventilateur) [W]	175- 0,8A
Dégivrage	3680- E

Puissance théorique du compresseur [kW]	0,81
Puissance effective du compresseur [kW]	1,23
Sélection du compresseur	
Modèle	CAJ/TAJ9513Z
Puissance absorbée [kW]	1,42
Production frigorifique [kW]	4,64
Type d'huile	POE
Cylindrée [cm ³]	24,2
Charge en huile [cm ³]	887
Puissance du condenseur [kW]	6,06
Sélection du condenseur	
Modèle	TAG4561ZHR
Puissance [kW]	6,09
Débit volumétrique [m ³ /h]	6,19
Puissance nominale du condenseur [kW]	2,89
Sélection du détendeur	
Modèle	TCLE 35SW-ALCO
Capacité nominale [kW]	2,95
DESHUMIDIFICATION	
Masse de vapeur d'eau à enlever [kg]	0,79

Tableau 30: Résultat pour un entrepôt de volume intermédiaire

III.2 POUR LA VITRINE :

On a choisi une vitrine de pâtisserie de 0,8 [m³]. Voici le résumé des calculs et des sélections des matériels.

REFROIDISSEMENT	
Charge thermique intermédiaire [kW]	0,93
Puissance prévisionnelle de l'évaporateur [kW]	1,67
Puissance effective de l'évaporateur [kW]	1,84
Sélection de l'évaporateur	
Modèle	F35HC84-6
Puissance [kW]	2
Fluide frigorigène	R404A
Pas d'ailette [mm]	6
Débit d'air [m ³ /h]	2500
Projection d'air [m]	18,5
Poids [kg]	31
Nombre de ventilateur	1
Puissance du moteur (ventilateur) [W]	175-0,8A
Dégivrage	2975-E
Puissance théorique du compresseur [kW]	0,58
Puissance effective du compresseur [kW]	0,92
Sélection du compresseur	
Modèle	CAJ/TAJ9480Z
Puissance absorbée [kW]	0,95
Production frigorifique [kW]	1,79
Type d'huile	POE
Cylindrée [cm ³]	15,2

Charge en huile [cm ³]	887
Puissance du condenseur [kW]	6,06
Sélection du condenseur	
Modèle	TAG4561ZHR
Puissance [kW]	6,09
Débit volumétrique [m ³ /h]	6,19
Puissance nominale du condenseur [kW]	1,72
Sélection du détendeur	
Modèle	TCLE 25SW-ALCO
Capacité nominale [kW]	1,75

Tableau 31: Résultats pour une vitrine de volume intermédiaire

Avec ces volumes intermédiaires, on est amené à choisir entre les résultats du volume supérieur et les résultats du volume inférieur. Pour mieux fixer ce choix, on tracé les courbes suivantes.

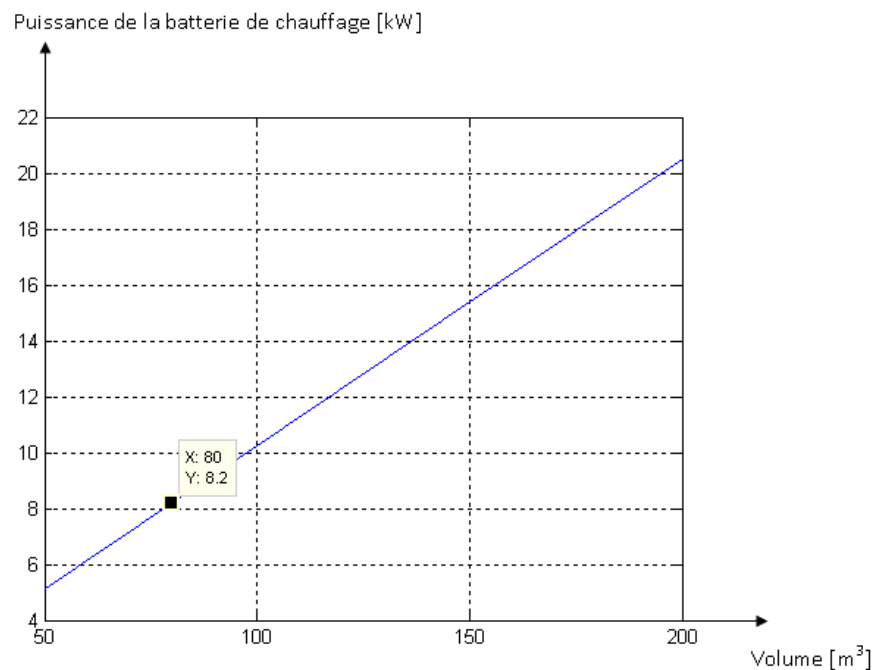


Figure 37: Puissance de la batterie de chauffage en fonction du volume (entrepôt)

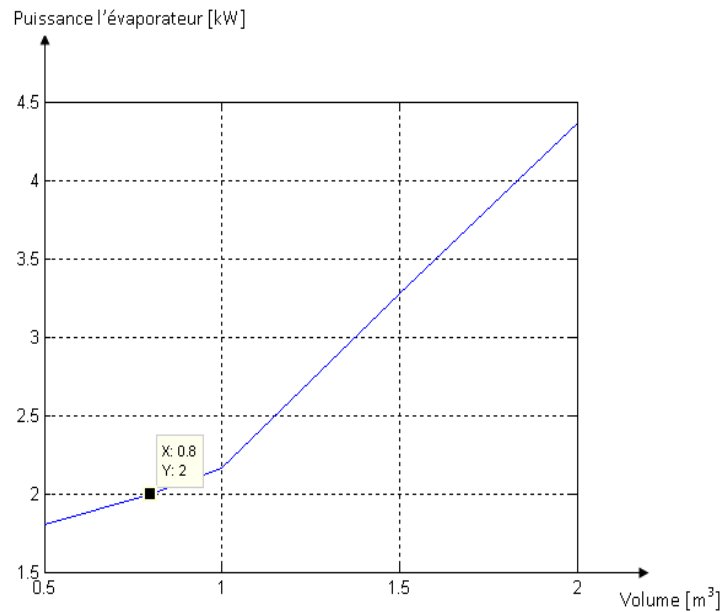


Figure 38: Puissance de l'évaporateur en fonction du volume (vitrine)

Ces figures ne montrent qu'un seul résultat pour chaque application (entrepôt et vitrine) ; mais l'allure des courbes pour les autres résultats sont quasi identiques.

Le choix est très délicat entre les résultats du volume supérieur et ceux du volume inférieur. Toutefois, il est conseillé de prendre les résultats du volume supérieur. En effet, il est plus préférable d'avoir des surplus que des lacunes.

Par exemple, si l'on prend le cas de l'évaporateur. Un évaporateur choisi pour le volume 50 [m³] pourrait aller avec le volume 80 [m³], seulement dans ce cas son temps de fonctionnement augmentera, le matériel s'usera alors plus vite que prévu. Il en est de même pour les autres matériels.

Cinquième partie: évaluation économique et regard environnemental

Cinquième partie : EVALUATION ECONOMIQUE ET REGARD ENVIRONNEMENTAL.

I. EVALUATION ECONOMIQUE :

Savoir comment procéder à la régulation et connaître la technique et les moyens pour y arriver est essentiel mais il est important de savoir si l'installation de telles infrastructures est avantageuse sur le plan économique.

Pour cela il faudra calculer les trois paramètres suivants :

- ♦ POT : Pay Out Time ou le temps de remboursement
- ♦ VAN : Valeur Actuelle Nette
- ♦ TRI : Taux de Rentabilité Interne

Avec :

$$POT = \frac{I}{B(1-a) + A}$$

$$VAN = -I + \sum_{p=0}^n \frac{CF_p}{(1+i)^p}$$

$$TRI = \text{solution de l'équation } I + \sum_{p=0}^n \frac{CF_p}{(1+i)^p} = 0$$

- ♦ I : investissement total
- ♦ B : bénéfice brut
- ♦ A : amortissement
- ♦ a : taux d'imposition égal à **30%**
- ♦ CF_p : cash flow à l'année p
- ♦ i : taux d'actualisation de l'entreprise égale à **18%**

De ces trois paramètres, on peut dire qu'un projet est rentable si :

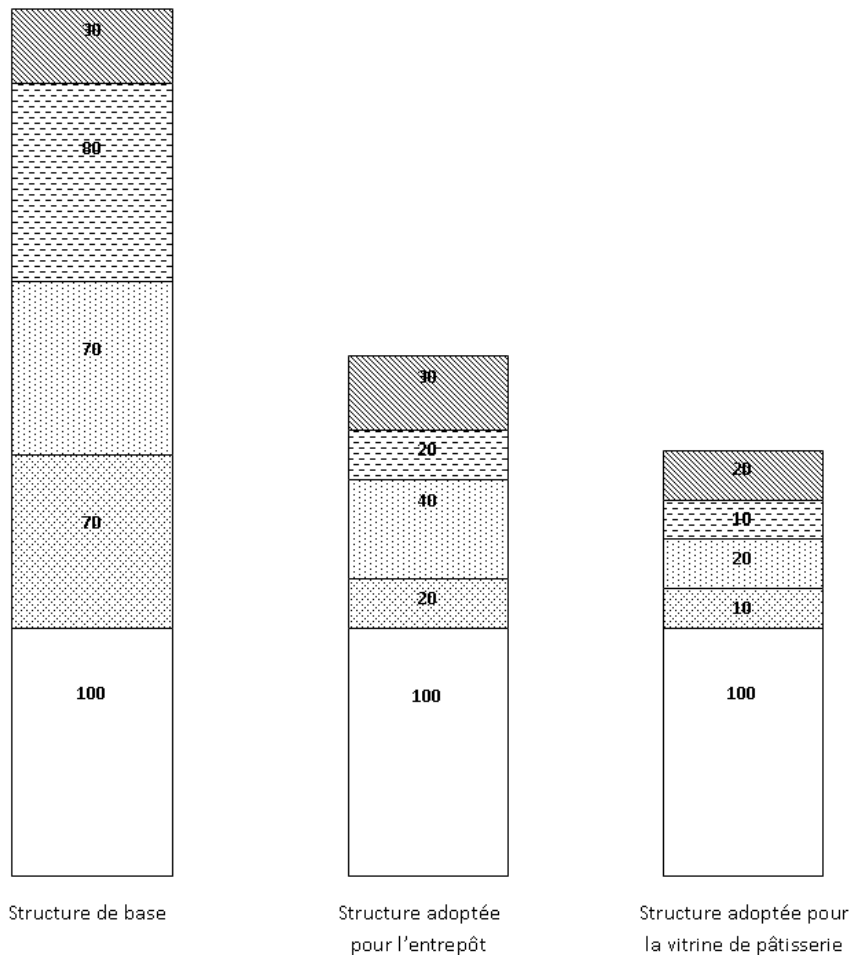
- * **POT ≤ 3ans**
- * **VAN > 0**
- * **TRI > i**

Pour pouvoir calculer ces trois paramètres, il est d'abord nécessaire de trouver les dépenses d'investissement et d'exploitation ainsi que le chiffre d'affaire, éléments essentiels du calcul économique d'un projet.

I.1 DEPENSES D'INVESTISSEMENT OU INVESTISSEMENT TOTAL NOTE I

Ces dépenses comprennent :

- I_1 : investissement en limite des unités de production, qui est la somme du coût des matériels principaux et secondaires, du coût de montage, des frais indirects de chantiers et des imprévus. On utilise la structure moyenne d'un investissement en limite des unités de production suivante pour le calcul d' I_1 .



Légende :

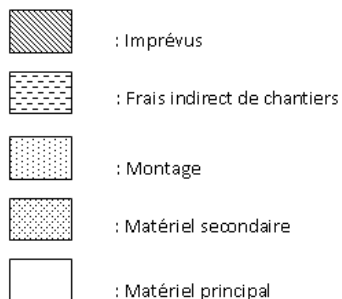


Figure 39: Structure moyenne d'investissement en limite des unités de production

Le coût du matériel principal sert de base pour le calcul des autres coûts ; par exemple pour l'entrepôt le coût du montage vaut 40% du cout de matériel principal.

- I_2 : installations et services généraux $I_2 = 0,35 I_1$
- I_3 : frais d'engineering (calcul et spécification des appareils, divers sous-traitances...) $I_3 = 0,1(I_1 + I_2)$
- I_7 : intérêts intercalaires $I_7 = 0,07 (I_1 + I_2 + I_3)$
- I_8 : frais de démarrage $I_8 = 4 \text{ mois du frais opératoire}$
- FR : fond de roulement $FR = 10\% \text{ du chiffre d'affaire}$

I.2 DEPENSES D'EXPLOITATION OU COUT D'EXPLOITATION NOTE CE

Les dépenses d'exploitation sont composées du coût fixe et du frais opératoire

1. Les éléments du coût fixe :

- Amortissement : $0,05 (I_1 + I_2)$
- Frais financiers : $0,2 FR$
- Frais entretiens : $0,03 (I_1 + I_2)$
- Taxes et assurances : $0,02 (I_1 + I_2)$
- Frais généraux et sièges : $0,01 (I_1 + I_2)$

2. Les éléments du frais opératoire :

- Matières premières.
- Utilités : dans notre cas il concerne surtout l'électricité.
- Main d'œuvre.

I.3 LE CHIFFRE D'AFFAIRES

Il s'obtient en multipliant le prix de vente du produit par la quantité commercialisé de ce produit par an.

A partir de I , CE et CA on peu calculer :

- ♦ Le bénéfice brut B : $B = CA - CE$
- ♦ Le bénéfice net B_{net} : $B_{net} = B(1 - \alpha)$
- ♦ Le cash flow annuel CF : $B_{net} + A$
- ♦ Le VAN
- ♦ Le TRI
- ♦ Le POT

I.4 CALCUL DE LA RENTABILITE.

1. Quelques données pour les calculs

1.1. Pour l'entrepôt :

- Le bâtiment et les produits à conserver sont considérés comme déjà acquis

Cinquième partie : Evaluation économique et regard environnemental

- Les matériaux principaux sont : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détendeur, le déshumidificateur, la batterie de résistance de chauffage.
- La conservation dure 6 mois, donc chaque année le produit commercialisé est le double de la capacité de l'entrepôt.
- L'agent de maintenance travaille 7jours / 7jours.
- Prix de vente du riz paddy (moyenne) :650 000Ar/tonne.

1.2. Pour la vitrine de pâtisserie :

- Les matériaux principaux sont : la vitrine, l'évaporateur, le compresseur, le condenseur, le détendeur.
- L'agent de maintenance travaille 7jour/7jours.
- Les ouvriers sont en tout 4 et travaillent 6jours / 7jours.
- Prix de vente d'une portion de gâteau (moyenne) : 750Ar.

1.3. Données communes :

- Prix du KWh : 160Ar (1^{ère} tranche) et 697Ar (2^{ème} tranche).
- Salaire de l'agent de maintenance : 6000Ar/jour.
- Salaire ouvrier : 2500Ar/jour.

2. Résultats de calculs pour l'entrepôt :

Désignation	Volume [m ³]			
	50	100	150	200
Matériel principal	2 333 976	2 894 760	3 270 120	3 744 600
Investissement en limites des unités de production	4 901 300	6 078 996	6 867 252	7 863 660
Services généraux	1 715 500	2 127 600	2 403 500	2 752 281
Ingénierie	661 680	820 660	927 080	1 061 600
Intérêts intercalaires	509 500	631 191	713 850	817 430
Frais de démarrage	2 182 100	2 907 723	4 264 500	4 882 400
Fond de roulement	780 000	1 560 000	2 340 000	3 120 000
COUT TOTAL INVESTISSEMENT	10 750 000	14 127 000	17 516 000	20 497 000
CHIFFRE D'AFFAIRE	7 800 000	15 600 000	28 400 000	31 200 000
<i>Les éléments du cout fixes</i>				
Amortissement	330 840	410 330	463 540	530 800
Frais financiers	156 000	312 000	468 000	624 000
Frais entretiens	198 500	246 200	278 120	318 480
Taxes et assurances	132 340	164 130	185 420	212 320
Frais généraux	66 168	82 066	92 708	106 160
COUT FIXE	883 850	1 214 700	1 487 800	1 791 800
<i>Les éléments du frais opératoires</i>				
Main d'œuvre	2 227 500	2 227 500	2 227 500	2 227 500
Consommation énergétique	6 501 000	9 403 392	14 830 000	17 302 000
FRAIS OPERATOIRES	8 728 500	11 630 892	17 058 000	19 530 000
COUT D'EXPLOITATION	9 612 400	12 846 000	18 546 000	21 321 000
Bénéfice brute	-1 812 400	2 754 400	4 854 400	9 878 600
Bénéfice nette	-1 937 830	1 928 100	3 398 100	6 910 000
CASH FLOW ANNUEL	-9 378 300	2 338 400	3 861 600	7 445 800
VAN	-40 078 000	-6 814 400	-5 440 100	2 787 300
TRI				23% < TRI < 24%
POT		6 ans	4 ans 6 mois	2 ans 9 mois

Tableau 32: Calcul de la rentabilité pour l'entrepôt

A priori le projet n'a d'intérêt que pour des entrepôts de grand volume. En effet, on sait que du volume dépend la capacité ou contenance de l'entrepôt. On sait également que de cette contenance dépend le chiffre d'affaires. Donc avec une contenance moindre on a un chiffre d'affaires faible.

En outre, les couts d'investissement et d'exploitation sont élevés, malgré le volume réduit. De ce fait le chiffre d'affaires n'arrive pas les 'rembourser'.

Cela se traduit soit par un bénéfice négatif, soit par un temps de récupération trop long et un cash flow négatif.

Par ailleurs, en augmentant le volume, le projet se rentabilise. Cependant avec le volume de 200 m³, pour un cash flow d'environ 7 millions d'Ariary par an et un TRI assez proche du taux d'actualisation, la rentabilité n'est pas assez flagrante.

On s'est donc permis d'augmenter d'avantage le volume pour voir l'évolution de cette rentabilité.

Désignation	Volume [m ³]		
	300	400	600
Matériel principal	4 594 440	5 444 280	7 143 960
COUT TOTAL INVESTISSEMENT	29 218 000	39 547 000	47 573 000
CHIFFRE D'AFFAIRE	52 000 000	78 000 000	93 600 000
COUT D'EXPLOITATION	37 222 007	57 578 000	61 599 000
Bénéfice brute	14 778 000	20 422 000	32 001 000
Bénéfice nette	10345 005	14 295 000	22 401 000
CASH FLOW ANNUEL	10 996 000	15 067 000	23 413 000
VAN	5 168 400	8 657 500	25 643 000
TRI	25%<TRI<26%	27%<TRI<28%	40%<TRI<41%
POT	2ans 7mois	2ans 5mois	2ans

Tableau 33: Résultats supplémentaires pour l'entrepôt

La figure suivante donne une meilleure aperçue de cette évolution.

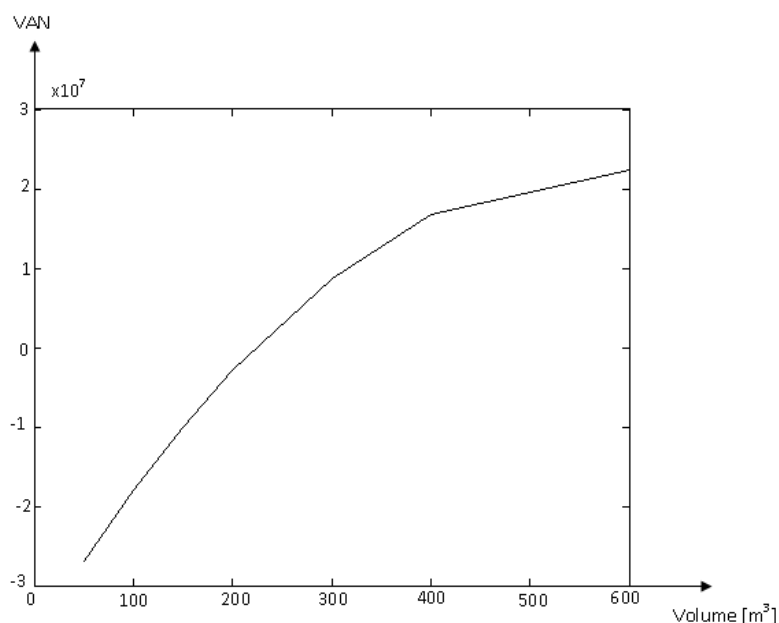


Figure 40: Evolution de la VAN de l'entrepôt

Il est évident que plus le volume croit, plus les coûts d'investissement et d'exploitation deviennent importants. Mais plus évident encore est qu'avec cette augmentation de volume, la rentabilité affiche une 'croissance exponentielle'.

3. Résultats de calculs pour la vitrine de pâtisserie :

Désignation	Volume [m ³]			
	0.5	1	1.5	2
Matériel principal	1 945 600	2 150 000	2 553 048	2 997 440
Investissement en limites des unités de production	3 112 960	3 440 000	4 084 900	4 795 904
Services généraux	1 089 536	1 204 000	1 429 700	1 678 600
Ingénierie	420 250	464 400	551 460	647 450
Intérêts intercalaires	323 590	357 590	424 620	498 530
Frais de démarrage	4 008 800	5 054 400	6 508 800	7 514 600
Fond de roulement	1 995 375	2 770 050	3 568 200	3 756 000
COUT TOTAL INVESTISSEMENT	10 950 000	13 290 000	16 568 000	18 891 000
CHIFFRE D'AFFAIRE CA	19 953 750	27 700 500	35 682 000	37 560 000
<i>Les éléments du cout fixes</i>				
Amortissement	210 000	230 200	275 730	323 720
Frais financiers	399 075	554 010	713 640	751 200
Frais entretiens	126 070	139 320	165 440	194 230
Taxes et assurances	84 050	92 880	110 290	129 490
Frais généraux	42 025	46 440	55 146	64 745
COUT FIXE	861 350	1 064 350	1 320 200	1 463 400
<i>Les éléments du frais opératoires</i>				
Matières premières	6 651 250	9 253 500	11 894 000	12 520 000
Main d'œuvre	4 069 000	4 069 000	4 069 000	4 069 000
Consommation énergétique	5 314 900	6 915 000	10 072 000	13 470 000
FRAIS OPERATOIRES	16 035 000	20 218 000	26 035 000	30 059 000
COUT D'EXPLOITATION	16 896 000	21 282 000	27 355 000	31 522 000
Bénéfice brute	3 057 300	6 418 100	8 326 700	6 038 100
Bénéfice nette	2 140 000	4 492 700	5 828 700	4 226 700
CASH FLOW ANNUEL	2 350 200	4 724 900	6 104 400	4 550 400
VAN	-3 600 500	1 485 600	2 521 500	-4 661 100
TRI		22%<TRI<23%	25%<TRI<26%	
POT	4 ans 7 mois	2 ans 9 mois	2 ans 8 mois	4 ans 1 mois

Tableau 34: Calcul de la rentabilité pour la vitrine

Dans ce cas ci la rentabilité du projet est assez restreinte.

D'un coté, si le volume est trop faible, la différence entre le chiffre d'affaire et le cout d'exploitation est moindre. Le bénéfice est alors plutôt médiocre.

D'un autre coté, si le volume est trop grand, il y aurait plus de produits ; alors que les ventes n'augmentent pas pour autant. Le bénéfice reste modeste.

Désignation	Volume [m ³]	
	3	4
Matériel principal	4 029 960	4 887 480
COUT TOTAL INVESTISSEMENT	22 455 000	27 072 000
CHIFFRE D’AFFAIRE	42 255 000	50 471 250
COUT D’EXPLOITATION	33 739 000	40 666 000
Bénéfice brute	8 516 400	9 805 300
Bénéfice nette	5 516 500	6 863 700
CASH FLOW ANNUEL	6 396 700	7 390 500
VAN	-2 451 400	-3 960 600
TRI		
POT	3ans 6mois	3ans 8mois

Tableau 35: Evolution de la VAN de la vitrine

Dans les deux cas le cash flow demeure négatif.

En combinant les différents résultats on a pu tracer la courbe suivante :

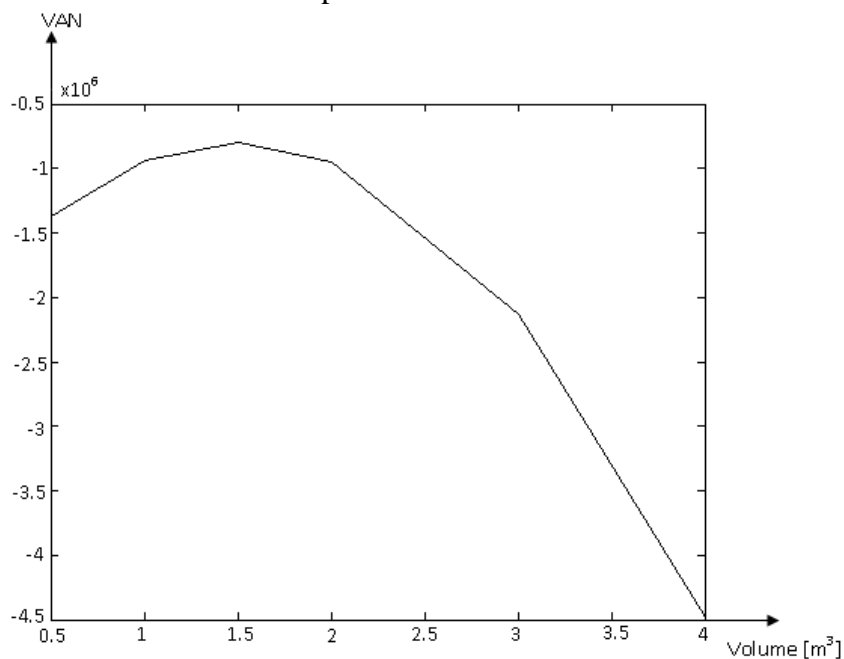


Figure 41: Evolution de la VAN de la vitrine

Il serait donc plus judicieux d’opter pour des vitrine à volume modéré.

II. REGARD ENVIRONNEMENTAL :

II.1 CONTEXTE GENERAL :

Les changements climatiques, les réchauffements de la planète, bref l'environnement sont de nos jours les sujets les plus traités tant sur le plan national qu'international. L'intérêt primordial d'une étude environnemental est de chercher le bien être de chaque individu ou composant de l'environnement lui-même.

L'air est un constituant majeur de l'environnement et les problèmes concernant l'air sont étroitement liés à ces réchauffements et changements climatiques.

Aussi dans le but de chercher le confort pour tous, pour un environnement interne meilleurs, l'étude de la régulation a été faite ; d'autant plus qu'actuellement, selon la **Charte de l'environnement (loi 90.033 du 21 Décembre 1990) Article. 3** “ *l'environnement constitue une préoccupation prioritaire de l'Etat* “. En effet, une des plus grandes priorités de l'Etat est la réduction de la pauvreté et la recherche de développement durable. Or d'une autre manière, la qualité de l'environnement est un indice de développement. Alors on cherche tous les moyens possibles pour obtenir un environnement sain, pur et conforme aux normes et lois en vigueur.

II.2 LES DIFFERENTS PROGRAMMES ET LOIS AU SERVICE DE L'ENVIRONNEMENT

Pour mieux cerner les problèmes liés à l'environnement, l'Etat a mis en place divers programmes environnementaux. Parmi ces programmes on peut citer :

- * Le **PNE** : Politique Nationale de l'environnement
- * Le **PAE** : Programme d'Action Environnemental
- * Le **PGE** : Programme de Gestion Environnemental
- * Les **PE** : Projets Environnements (PE1, PE2, PE3)

Actuellement la politique nationale de l'Etat sur ce sujet se définit dans l'**Engagement n°7 du, MAP (Plan d'Action Madagascar)** avec ses quatre défis; dans lequel il est clairement dit que tous sans exception doivent “ *prendre soin, aimer et protéger* “ l'environnement dans lequel on vit. La Charte confirme cela dans l'Article .4 qui dit que “ *la protection et le respect de l'environnement sont d'intérêt général. Il est du devoir de chacun de veiller à la sauvegarde du cadre dans lequel il vit* “.

Par ailleurs, pour le suivi et l'application de ces programmes, un cadre institutionnel a été créé. Ce cadre est en lien avec les organisations constitutionnelles et administratives de l'Etat. Ce cadre comprend :

- * Une Structure Institutionnelle Nationale pour l'Environnement (**SINF**),
- * Une structure consultative: la commission nationale de conservation pour le développement

- * Une structure opérationnelle : l'Office Nationale pour l'Environnement (**ONE**)
- * Des structures de gestion des opérations.

Tous ces organismes sont sous la tutelle du **Ministère de l'Environnement**.

II.3 DEFINITIONS ET LOIS CONCERNANT L'ENVIRONNEMENT :

Pour mieux comprendre ce qu'est l'environnement voici quelques définitions et lois qui lui concernent.

1. Environnement

- *Selon la classification des eaux (Décret 2003 /464 du 15/06/2003 Min Env) :*

L'environnement est l'ensemble des composants tant naturels qu'artificiels déterminant la vie humaine, végétale et animale qui fait intervenir des facteurs biologiques écologiques, socio-économiques, culturels et technologiques. Tous les facteurs étant à la base des interactions spatio-temporelles entre l'homme et la nature.

- *Selon la Charte de l'Environnement (loi 90.033 du 21 Décembre 1990) Article.2 :*

Ensemble des milieux naturels et artificiels y compris les milieux humains et les facteurs sociaux et culturels qui intéressent le développement national.

- *Selon les Lois N°99-021 sur la Politique de gestion et de contrôle de pollutions industrielles Article .3:*

L'environnement est l'ensemble des milieux naturels ou façonnés par l'homme, y compris les milieux humains et les facteurs sociaux et culturels qui les déterminent ainsi que les éléments biotiques et abiotiques de la nature.

2. Pollutions industrielles :

- *Selon les Lois N°99-021 sur la Politique de gestion et de contrôle de pollutions industrielles Article .4:*

Il y a pollution industrielle lorsque l'environnement est altéré dans sa composition par la présence d'une substance polluante ayant comme origine une activité industrielle qui lui fait subir des modifications quantitatives et qualitatives.

Les pollutions industrielles résultent des déchets, des rejets, des «émanations et des nuisances de toutes sortes générées directement ou indirectement par des activités industrielles».

- *Selon les Lois N°99-021 sur la Politique de gestion et de contrôle de pollutions industrielles Article .5:*

Les substances polluantes, par leur nature et leur degré de concentration, peuvent déséquilibrer le milieu récepteur (air, sol, eaux) et créer des dangers ou des inconvénients, des troubles de toute nature soit pour la commodité de voisinage, soit pour la santé, la sécurité, l'hygiène et la salubrité publique, soit pour les cultures ou forêts, plus généralement pour les activités agricoles ou d'élevage, soit pour la préservation des éléments du patrimoine national y compris les sites et les monuments.

3. Les conférences :

Sur le plan international des conférences ont été faites toujours dans le cadre de protection de l'environnement, telle que :

- Le **Sommet de Stockolm du 16 Juin 1972** : conférence sur le changement climatique dû aux activités de l'homme.
- La **Charte de la Terre ou Déclaration de Rio** : une conférence de l'ONU qui s'est tenu à Rio de Janeiro le 3 Juin 1992 portant sur la lutte contre la pauvreté, la recherche de développement durable et surtout sur le souci de l'environnement.

II.4 ANALYSE DU PROJET :

Toute activité de fabrication ou de production à l'échelle industrielle, toute création ou travaux de transformation, d'aménagement ou d'extension, susceptible de porter atteinte à l'environnement soit par le seul fait de l'occupation du sol, soit par l'utilisation de ressources naturelles, soit par l'usage d'intrants ou de produits susceptibles de générer des effets polluants, soit encore par la production dans l'atmosphère ou dans les eaux de rejets ou de nuisances, doit faire l'objet d'une étude d'impact environnemental.

Ainsi, dans le but de protéger au mieux la qualité de l'environnement, le présent projet dont le but premier est de chercher le confort, le bien être des occupants d'une enceinte, a fait l'objet d'une analyse scientifique préalable afin de prévoir les risques qu'il peut générer sur l'environnement. On a pu dégager donc quelques aspects positifs ainsi que négatifs du projet :

Aspects positifs :

- ♦ La régulation améliore le climat interne d'une enceinte. En effet, elle assure une fraîcheur constante, un air pur et un degré hygrométrique optimal. De ce fait, elle procure une sensation de bien être pour tous les occupants (personnels, clients).
- ♦ Protection des marchandises ou produits contre les dessèchements ou les moisissures. En effet, la régulation permet une longue conservation sans souci de détérioration de produits

- ♦ Le système de régulation est adapté pour chaque espace mais aussi pour chaque budget
- ♦ La régulation évite les écarts brusques de température et d'humidité qui pourraient générer ou aggraver les maladies pathologiques.

Aspect négatifs :

- ♦ Les équipements pour la régulation utilisent un réfrigérant liquide en circuit fermé. Or l'utilisation d'un réfrigérant est souvent une source de pollution et de réchauffement progressif d'atmosphère. En effet, en cas de fuite, le fluide dégage une odeur désagréable et un gaz nocif.
- ♦ Les équipements et installations diffèrent en fonction des dimensions de l'enceinte ainsi que des conditions à obtenir. Aussi certains équipements génèrent des bruits assez élevés pour provoquer l'irritation des oreilles.
- ♦ Une augmentation de la facture d'électricité pourrait être perçue étant donné que la plupart des équipements sont des équipements électriques.
- ♦ Le coût de la maintenance pourrait hausser du fait que l'installation doit être entretenue et surveillée le plus souvent possibles pour éviter les problèmes sanitaires.

II.5 PROPOSITION DE MESURES :

En tenant compte des altérations que pourraient subir l'environnement dans son ensemble, on propose ces quelques mesures :

- Le confort acoustique est aussi important que le confort thermique donc :
 - Il faut accorder à ce sujet une étude portant sur les lois qui le régissent ainsi que son origine. Il faut également déterminer le niveau acoustique acceptable en fonction de la sensibilité de l'oreille humaine.
 - Eviter une exposition prolongée dans les endroits où le bruit est jugé pertinent.
 - Le port d'un casque est conseillé pour les personnes effectuant les travaux de maintenance dans les endroits bruyants
- Un bon usage des ouvrants (portes, fenêtres et volets) ainsi que l'utilisation des pièces ou lieux naturellement rafraichis doivent être mis en œuvre de manière prioritaire pour réduire le temps de fonctionnement des installations et réduire ainsi la consommation électrique.
- Il faut surtout assurer une bonne conception du bâtiment : orientation du bâti, isolation des parois opaques et vitrés...Promouvoir les bâtiments à faible consommation d'énergie ou « habitations passives » est une solution envisageable : il s'agit de bâtiments avec les normes d'isolation thermique élevées la modernisation des chaudières et de l'audit énergétique.

CONCLUSION

Dans un pays tel que le notre, bon nombre de gens pensent que réguler la condition d'ambiance (en température et en hygrométrie) dans un quelconque local est un luxe. Même si l'on sait que de cette condition dépend beaucoup de chose telle la santé ou encore l'état d'un produit en conservation.

Cependant à travers ce mémoire, on a pu constater que réguler la condition d'ambiance est non seulement nécessaire mais aussi bénéfique. Nécessaire, dans le sens qu'avec une bonne régulation on pourrait éviter tous désagréments causés par une variation brusque et spontanée de la température et humidité de l'air. Bénéfique, dans le sens que malgré les couts d'investissement et d'exploitation les résultats sont plus que satisfaisants : meilleure qualité de l'air, maintien de qualité des objets ou produits en conservation...

Bref, réguler l'ambiance est un pas à franchir, d'un coté vers une amélioration de la qualité de vie et d'un autre coté vers une normalisation des procédés de conservation.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Andreieff de NOTEBECK « Manuel de Conditionnement d'air / Tome 2 : Technique de Conditionnement d'air » 272p
- [2] Jelle HAYMA « le stockage des produits agricoles » 4^{em} Edition 2004.80p
- [3] Manuel CARRIER 1^{ere} Partie « Bilan thermique ».2^{em} Edition.1960.146p
- [4] MIRONNEAU « Technologie du Froid / Tome 2 : Refroidissement des corps, calculs et appareils » 1938. 222p
- [5] Patrick GATT « Introduction à la Régulation »
- [6] P.J.RAPIN « Installation Frigorifique » 4^{em} édition 485p
- [7] Phillipe ROUX « cours thermiques ». 2006. 24p
- [8] « Qualité de l'air ». 5^{em} édition Afnor. 1991
- [9] Techniques de l'Ingénieur :
- Michel LEROY et Pierre GREGOIRE « Mesures en Météorologie » .Traité Mesure et contrôle. 26p
 - Bernard CRETINON « mesure des paramètres de l'air humide ». Traité Mesure et contrôle. 18p
 - Chauffage par résistance D892 (D6)
 - Mesure de l'Humidité R4410 (R7)
 - Principaux modes de chauffage électrique B216 (B2)
 - Conditionnement d'air B230 (B2)
 - Régulation B232 (B2)
- [10] Yves Jannot « Les Transferts Thermiques ». 2003. 150p

WEBOGRAPHIE

[www.js humidifiers.com](http://www.js-humidifiers.com)

[http:// www.prosensor.com](http://www.prosensor.com)

www.isnpq.qc.ca/bulletin/bise: bulletin d'information en santé environnementale

www.metmann.com

www.watlow.com

ANNEXES :

ANNEXE n°1 : VALEUR DES COEFFICIENTS C , m ET n POUR LE CALCUL DU FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION NATURELLE

Géométrie et/ou position		$Gr Pr$	C	m	n
Surface placée verticalement		10^3-10^9	0,76	0,25	0,25
		$>10^9$	0,15	0,33	0,25
Surface placée horizontalement	Plaque carrée chauffée face vers le haut	10^3-10^5	1,18	0,125	-
		$10^5-2.10^7$	0,54	0,25	-
		$2.10^7-3.10^{10}$	0,14	0,33	-
	tuyaux	10^3-10^8	0,5	0,25	0,25

ANNEXE n°2 : VALEUR DES COEFFICIENTS C_x , C_y ET C_z POUR LE CALCUL DU FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION FORCEE

Géométrie	Ecoulement	C	x	y	z
Surface plane	Nu local à travers une couche laminaire	0,33	0,5	0,33	0,25
	Nu moyen sur une longueur l de la surface (laminaire)	0,66	0,5	0,33	0,25
	Nu local à travers une couche turbulent	0,03	0,8	0,43	0,25
	Nu moyen sur une longueur L de la surface (turbulent)	0,06	0,8	0,43	0,25
tubes	Laminaire ($Re > 10$ et $l/d > 10$)	1,4	0,4	0,33	0,25
	Turbulent	0,021	0,4	0,43	0,25
Fils métalliques, tubes	Ecoulement perpendiculaire aux axes e ces corps ($Re < 10^3$)	0,56	0,5	0,36	0,25
	Ecoulement perpendiculaire aux axes e ces corps ($Re > 10^3$)	0,28	0,6	0,36	0,25

ANNEXE n°3 : CARACTERISTIQUE DE CERTAINS CORPS (RAYONNEMENT)

Corps	Caractéristiques	Définition
Corps noir	$\alpha = 1; \rho = \tau = 0$	Absorbe totalement le rayonnement qui lui frappe sans en renvoyer, ni transmettre
Corps réfléchissant	$\alpha = \tau = 0; \rho = 1$	Réfléchit entièrement le rayonnement qui lui frappe
Corps transparent ou diathermane	$\tau = 1; \rho = \alpha = 0$	Le rayonnement traverse entièrement le corps
Corps opaque	$\tau = 0; \rho + \alpha = 1$	Ne transmet pas le rayonnement

ANNEXE n° :4 PROPRIETE PHYSIQUE DE L'EAU ET DE L'AIR

Propriétés de l'eau à saturation							Propriétés de l'air à 1 atm						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr	θ	ρ	c_p	λ	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)		(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06	0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02	20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34	40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02	60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22	80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74	100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45	120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24	140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10	160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00	180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94	200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89	220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88	240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87	260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91	280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02	300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

ANNEXE n°5 : CARACTERISTIQUES OPTIQUES ET THERMIQUES DES PRINCIPAUX VITRAGES

	Transmission lumineuse %	Facteur solaire %	Coefficient de transmission K [W/m ² °C]
Simple vitrage	90	85	5,6
Double vitrage	81	73	3,0
Triple vitrage	73	66	1,8
Vitrages faiblement émissifs (isolation thermique renforcée)			
Double vitrage faiblement émissif	78	67	2,0
Triple vitrage faiblement émissif	70	60	1,4
Vitrages réfléchissants (protection solaire)			
Simple vitrage réfléchissant	38	52	5,6
Double vitrage réfléchissant	18 - 47	12 - 43	3,0

ANNEXE n°6 : CONDUCTIVIES THERMIQUES DE DIFFERENTS MATERIAUX

	Densité	Conductivité thermique [Wm°C]
Matériaux de construction		
Adobe	1,70	0,52
Béton plein	2,31	0,93
Béton cellulaires	0,70	0,33
Bois	0,43	0,12
Brique de construction	1,97	0,70
Marbre	2,59	2,6
Platre	2,11	0,74
Terre sèche	1,52	0,64
Verre	2,70	1,15
Isolants		
Lièges agglomérées	0,09	0,048
Laine de verre	0,05	0,038
Marières plastiques alveolaires	0,01 – 0,10	0,03 – 0,04
Conducteurs		
Acier	7,78	52
Aluminium	2,70	230
Cuivre	8,93	380

ANNEXE n°7 : DONNEES ET RESULTATS DES CALCULS POUR LES DEUX APPLICATIONS

1. ENTREPOT DE CONSERVATION DE GRAINES

1.1 Données :

Coefficient de transmission à travers le toit : 0.963 [W/m²°C]

Coefficient de transmission à travers le mur : 0.713 [W/m²°C]

Coefficient de transmission à travers le sol : 0.32 [W/m²°C]

Densité d'entreposage : 400 [kg/m³]

Coefficient d'occupation : 30 % du volume

Temps de fonctionnement de l'installation de refroidissement : 14 [h/j]

Puissance éclairage : 100 [W]

Les autres données sont tirées des annexes n°4 et 6

Les paramètres à varier sont :

- le volume du local (longueur et largeur)
- la température
- le nombre d'éclairage
- la largeur de la porte

1.2 Résultats :

❖ En hiver

i. PUISSANCE NECESSAIRE AU CHAUFFAGE

		VOLUME [m ³]							
		50		100		150		200	
t	T	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
0	10,8	369,11	5,12	738,23	10,25	1107,4	15,38	1476,5	20,5
2	12,36	158,97	2,20	317,95	4,41	476,9	6,62	635,9	8,83
4	13,92	8,93	,12	17,86	0,24	26,8	0,237	35,7	0,49
22	13,66	30,60	0,45	61,20	0,85	91,8	10,25	122,4	1,7
24	10,8	369,11	5,12	738,23	10,25	1107,4	15,38	1476,5	20,5

t : pas de temps [h]

T : température [°C]

Q : énergie nécessaire au chauffage [kJ]

P : puissance de la résistance de chauffage [kW]

ii. PUISSANCE NECESSAIRE EN REFROIDISSEMENT

t	T	VOLUME [m ³]							
		50		100		150		200	
		Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
6	15.48	217.9	0.44	232.4	0.47	394.6	0.81	597.6	1.22
8	17.07	333.3	0.68	396	0.81	619.5	1.27	879.5	1.80
10	18.6	443.9	0.91	552.9	1.13	835.1	1.71	1149.7	2.36
12	20.9	632.9	1.30	811.6	1.66	1195.7	2.45	1601.4	3.29
14	20.16	574.4	1.18	730.5	1.50	1083	2.22	1460.2	3
16	19.12	491.6	1.01	616.5	1.26	924.7	1.90	1261.9	2.59
18	17.81	386.3	0.79	471.4	0.96	723	1.48	1009.2	2.07
20	16.45	278.8	0.59	331.6	0.68	530.9	1.09	768.4	1.58

Q : Charge thermique intermédiaire [kW]

P : Puissance prévisionnelle de l'évaporateur [kW]

iii. LES CHARGES SENSIBLES ET LATENTES TOTALES

t	T	VOLUME [m ³]							
		50		100		150		200	
		Q _{St}	Q _{Lt}	Q _{St}	Q _{Lt}	Q _{St}	Q _{Lt}	Q _{St}	Q _{Lt}
6	15,48	206,6	11,3	221,1	11,3	379,5	15,1	578,8	18,8
8	17,07	318,8	14,5	381,5	14,5	600,2	19,4	855,3	24,2
10	18,6	426,2	17,7	535,2	17,7	811,5	23,7	1120,1	29,6
12	20,9	610,3	22,6	789	22,6	1165,6	30,1	1563,8	37,6
14	20,16	553,2	21	709,5	21	1055	28	1425,3	34,9
16	19,12	472,8	18,8	597,7	18,8	899,6	25,1	1230,5	31,4
18	17,81	370,2	16,1	455,3	16,1	701,5	21,5	982,3	26,9
20	16,45	274,3	13,4	318,2	13,4	513	17,9	746	22,4

iv. TAUX DE DESHUMIDIFICATION OU D'HUMIDIFICATION: w

t	T	w 10 ⁻³	Mv 10 ⁻³	VOLUME [m ³]			
				50	100	150	200
				m	m	m	m
0	10,8	-1,4	-1,7	-0,061	-0,12	-0,18	-0,24
2	12,36	-0,43	-0,52	-0,018	-0,036	-0,053	-0,073
4	13,92	2,4	0,29	0,01	0,02	0,03	0,04
6	15,48	1	1,2	0,042	0,84	0,12	0,16
8	17,07	2,1	2,5	0,08	0,17	0,26	0,35
10	18,86	2,8	3,4	0,11	0,23	0,35	0,46
12	20,9	4,4	5,2	0,18	0,36	0,54	0,72
14	20,16	4,1	4,8	0,17	0,33	0,50	0,67
16	19,12	3,5	4,1	0,14	0,28	0,43	0,57

18	17,81	2,5	2,9	0,1	0,2	0,3	0,40
20	16,45	1,7	2,1	0,07	0,14	0,21	0,28
22	13,66	0,19	0,23	0,008	0,016	0,024	0,032
24	10,8	-1,4	-1,7	-0,061	-0,12	-0,18	-0,24

- w: taux de déshumidification ou d'humidification
- M_v : masse volumique [kg/m^3]
- m : masse de vapeur d'eau à ajouter ou à enlever [kg]

Les valeurs positives traduisent la déshumidification. Il faut enlever cette quantité d'humidité pour tenir la condition.

Les valeurs négatives traduisent l'humidification. En effet, c'est l'humidité qu'il faut ajouter pour garder la condition.

❖ **En été :**

i. PUISSANCE EN REFROIDISSEMENT

t	T	VOLUME [m^3]							
		50		100		150		200	
		Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
0	18,2	423,6	0,87	520,5	1,07	792,5	1,63	1096,2	2,25
2	19,85	556,9	1,14	703,9	1,44	1074,6	2,15	1415,9	2,91
4	21,5	6938,3	1,43	895,2	1,84	1315,6	2,7	1751,5	3,6
6	23,15	848,6	1,74	1095,6	2,25	1597,9	3,28	2105,1	4,33
8	24,8	1004,8	2,06	1301,7	2,67	1889,4	3,88	2470,3	5,08
10	26,45	1173,6	2,41	1520,5	3,12	2201,4	4,52	2861	5,88
12	28,1	1354,4	2,78	1751,3	3,60	2532,4	5,20	3275,5	6,73
14	27,82	1319,7	2,71	1708,1	3,51	2469,7	5,08	3197	6,57
16	27	1233,3	2,53	1596,8	3,28	2310,7	4,75	2997,8	6,16
18	25,62	1088,1	2,2	1409,9	2,9	2043,6	4,20	2663,4	5,47
20	23,7	899,7	1,85	1163,3	2,39	1693,4	3,48	2224,8	4,57
22	21,22	672,5	1,38	860,9	1,77	1267,2	2,60	1690,9	3,47
24	18,2	423,6	0,87	520,5	1,07	792,5	1,63	1096,2	2,25

ii. LES CHARGES SENSIBLES ET LATENTES TOTALES

t	T	VOLUME [m^3]							
		50		100		150		200	
		Q_{St}	Q_{Lt}	Q_{St}	Q_{Lt}	Q_{St}	Q_{Lt}	Q_{St}	Q_{Lt}
0	18,2	406,4	17,2	503,3	17,2	769,6	22,9	1067,6	28,7
2	19,85	536,5	20,4	683,5	20,4	1020,4	27,2	1381,8	34
4	21,5	674,7	23,7	871,6	23,7	1284,1	31,5	1712,1	39,4
6	23,15	821,8	26,9	1068,7	26,9	1562	35,8	2060,3	44,8
8	24,8	974,7	30,1	1271,6	30,1	1849	40,1	2620,1	50,2
10	26,45	1140,3	33,3	1487,2	33,3	2156,9	44,4	2805,4	55,5
12	28,1	1317,9	36,6	1714,8	36,6	2483,7	48,7	3214,6	60,9

14	27.82	1283.7	36	1672.1	36	2421.7	48	3137	60
16	27	1199.4	33.9	1563	33.9	2265.5	45.2	2941.4	36.4
18	25.62	1056.4	31.7	1378.2	31.7	2001.3	42.3	2610.5	52.9
20	23.7	817.7	28	1153.3	28	1656.2	37.3	2178.3	46.6
22	21.22	649.4	23.1	837.8	23.1	1236.3	30.8	1652.4	38.5
24	18.2	406.4	17.2	503.3	17.2	769.6	22.9	1067.6	28.7

iii. TAUX DE DESHUMIDIFICATION : w

t	T	w 10 ⁻³	Mv 10 ⁻³	VOLUME [m ³]			
				50	100	150	200
				m	m	m	m
0	18,2	3,3	4	0,13	0,27	0,41	0,55
2	19,85	4,4	5,3	0,18	0,37	0,55	0,74
4	21,5	5,8	6,8	0,23	0,47	0,71	0,95
6	23,15	7,4	8,7	0,3	0,60	0,90	1,2
8	24,8	8,7	10,2	0,35	0,71	1,06	1,41
10	26,45	10,5	12,2	1,42	0,85	1,27	1,69
12	28,1	12,4	14,4	0,5	1	1,5	2
14	27,82	12	13,9	0,48	0,96	1,44	1,93
16	27	11	12,8	0,44	0,89	1,34	1,78
18	25,62	9,6	11,2	0,39	0,77	1,16	1,55
20	23,7	7,7	9,1	0,31	0,63	0,94	1,26
22	21,22	5,5	6,5	0,22	0,45	0,68	0,9
24	18,2	3,3	5,3	0,13	0,27	0,41	0,55

2. VITRINE DE PATISSERIE

2.1. Données :

Coefficient de transmission à travers le verre : 5,6 [W/m²°C]

Coefficient de transmission à travers la plaque du fond (aluminium) : 11,69 [W/m²°C]

Coefficient de transmission à le dessus (bois) : 7,26 [W/m²°C]

Coefficient d'occupation : 20% du volume

Temps de fonctionnement de l'installation de refroidissement : 16 [h/j]

Les autres données sont tirées des annexes n°5 et 6

Les paramètres à varier sont :

- le volume du local (longueur et largeur)
- la température
- la largeur de la porte

2.2. Résultats :

❖ En hiver :

i. CHARGE THERMIQUE INTERMEDIAIRE

t	T	VOLUME [m ³]							
		0,5		1		1,5		2	
		Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
0	10,8	214,4	0,43	413,1	0,74	593	1,06	717,7	1,38
2	12,36	279,1	0,502	467,7	0,84	670,4	1,20	871,1	1,56
4	13,92	316,3	0,56	521,5	0,93	746,2	1,34	968,1	1,74
6	15,48	352,9	0,63	574,6	1,03	820,6	1,47	1063	1,91
8	17,07	393,9	0,70	633,8	1,14	906,6	1,63	1174,6	2,11
10	18,6	430,9	0,77	687,4	1,23	982,6	1,76	1272,2	2,29
12	20,9	491,4	0,88	774,9	1,39	1110,8	1,99	1439,1	2,59
14	20,16	472,8	0,85	747,9	1,34	1071,8	1,92	1388,7	2,49
16	19,12	446,3	0,80	709,5	1,27	1016,4	1,82	1316,9	2,37
18	17,81	411,7	0,74	659,6	1,18	943,2	1,69	1221,6	2,19
20	16,45	378,2	0,68	611,1	1,10	873,9	1,57	1132,3	2,03
22	13,66	310,1	0,55	512,6	0,92	733,7	1,32	952,1	1,71
24	10,8	214,4	0,43	431,1	0,74	593	1,06	717,7	1,38

Les valeurs des charges sensibles totales et Q sont identiques puisque les chaleurs latentes totales sont quasiment nulles. Ces dernières sont constituées uniquement des charges par renouvellement qui se sont avérées négligeables vis-à-vis des charges sensibles totales

ii. TAUX DE DESHUMIDIFICATION, MASSE DE LA VAPEUR D'EAU A ENLEVER

t	T	w 10 ⁻³	Mv 10 ⁻³	VOLUME [m ³]			
				0,5	1	1,5	2
				m.10 ⁻³	m.10 ⁻³	m.10 ⁻³	m.10 ⁻³
0	10,8	1,6	51,9	18,2	36,4	54,5	72,7
2	12,36	2,6	73,3	25,7	51,3	77	102,6
4	13,92	3,3	81,9	28,6	57,3	85,9	114,6
6	15,48	4	90,7	31,7	63,5	95,2	127
8	17,07	5,1	104,7	36,6	73,3	109,9	146,6
10	18,6	5,8	108,3	37,9	75,8	113,7	151,6
12	20,9	7,4	123,2	43,1	86,2	129,4	172,5
14	20,16	7,1	122,9	43	86	129	172
16	19,12	6,5	118,3	41,4	82,8	124,2	165,6
18	17,81	5,4	106,6	37,3	74,6	112	149,3
20	16,45	4,7	100,4	35,1	70,3	105,4	140,6
22	13,66	3,2	82,1	28,7	57,5	86,2	115
24	10,8	1,6	51,9	18,2	36,4	54,5	72,7

❖ ***En été :***

i. **CHARGE THERMIQUE INTERMEDIAIRE**

		VOLUME [m ³]							
		0,5		1		1,5		2	
t	T	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
0	18,2	424	0,76	673,3	1,21	907,7	1,74	1258,2	2,26
2	19,85	466,9	0,84	739,3	1,33	1061,1	1,91	1375,8	2,47
4	21,5	510,9	0,91	802,9	1,44	1154,7	2,07	1497,9	2,69
6	23,15	556,2	1	868,4	1,56	1252,1	2,25	1625,5	2,92
8	24,8	602,2	1,08	934,8	1,68	1351,4	2,43	1755,8	3,16
10	26,45	650,4	1,17	1042,2	1,80	1456,9	2,62	1895,2	3,41
12	28,1	700,5	1,26	1076,5	1,93	1567,9	2,82	2042,5	3,67
14	27,82	691,2	1,24	1063,1	1,91	1546,8	2,78	2014,2	3,62
16	27	667	1,2	1028,2	1,85	1493,7	2,68	1944	3,49
18	25,62	626,1	1,12	969,2	1,74	1403,7	2,52	1824,9	3,28
20	23,7	571,4	1,02	890,3	1,60	1284,8	2,31	1668,3	3
22	21,22	503	0,9	791,5	1,42	1137,7	2,04	1475,5	2,65
24	18,2	424	0,76	673,3	1,21	907,7	1,74	1258,2	2,26

ii. **TAUX DE DESHUMIDIFICATION, MASSE DE LA VAPEUR D'EAU A ENLEVER**

				VOLUME [m ³]			
				0,5	1	1,5	2
t	T	w 10 ⁻³	Mv 10 ⁻³	m.10 ⁻³	m.10 ⁻³	m.10 ⁻³	m.10 ⁻³
0	18,2	6,3	12	42,2	84,4	126,6	168,9
2	19,85	7,4	13	45,7	91,4	137,1	182,8
4	21,5	8,7	14,1	49,5	98,9	148,4	197,8
6	23,15	10,3	15,4	54,2	108,4	162,6	216,8
8	24,8	11,6	16,3	57,1	114,6	171,3	228,4
10	26,45	13,4	17,6	61,6	123,3	184,9	246,6
12	28,1	15,3	18,9	66,4	132,9	199,3	265,8
14	27,82	14,8	18,5	65,1	130,1	195,2	260,2
16	27	14,2	17,9	64,3	128,6	193	257,3
18	25,62	12,5	16,9	59,4	118,7	178,1	237,4
20	23,7	10,6	15,6	54,64	109,3	163,9	218,6
22	21,22	8,4	13,8	48,5	97	145,5	194
24	18,2	6,3	12	42,2	84,4	126,6	168,9

Auteur : NOROSOA Vololonirina Suzanne

Tel : 0324533675 - 0331759686

e-mail : nirmisa@yahoo.fr

Titre du mémoire : « ETUDE DE LA REGULATION D'AMBIANCE DANS UNE ENCEINTE HAUTE ET BASSE AVEC HUMIDITE RELATIVE »

Nombre de pages : 99

Nombre de figures : 41

Nombre de tableaux : 35

Mots clés : air humide, régulation, ambiance, entrepôt, vitrine,

RESUME

Ce mémoire a établi un principe de régulation se basant sur la détermination des grandeurs à réguler, l'analyse des traitements d'air et après des calculs, un choix de matériels. Mais avant cela des rappels ont été fait sur les transferts thermiques, les moyens de production de froid et la régulation. La théorie de l'air humide a été également mentionnée étant donné que la régulation consiste à maintenir l'air à une certaine condition. On a choisi comme application une chambre de conservation de graines agricoles (entrepôt) et une vitrine de pâtisserie. Le projet de régulation d'ambiance a été également l'objet d'une évaluation économique et environnemental.

ABSTRACT

This memory established a principle of regulation being based on the determination of the sizes to control, the analysis of the treatments of air and after calculations, a choice of materials. But before that, reminders were made on the thermal transfers, the means of production of cold and the regulation. The theory of the humid air was also mentioned since the regulation consists in maintaining the air in a certain condition. We chose like application a room of agricultural seed conservation (warehouse) and a window of pastry making. The project of regulation was also the object of an economic and environmental evaluation

Rubrique : froid

Directeur de mémoire : Monsieur Jean Désiré RANARIJAONA, Maître de conférences