

LISTE DES ABREVIATIONS

BP : Basse Pression

HP: Haute Pression

HR: Humidité Relative

S/R : Sous Refroidissement

CFC: Chlorofluorocarbures

HCFC: Hydrochlorofluorocarbures

HFC: Hydrofluorocarbures

PFC: Perfluorocarbure

SF6: Hexafluorure de Soufre

GWP: Global Warning Potential

ODP: Ozone Depletion Potential

PAES : Potentiel d'Action sur l'Effet de Serre

PAO : Potentiel d'Appauvrissement de la couche d'Ozone

SMEF : Société Malgache d'Equipements Frigorifiques

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : transfert thermique par conduction sur un mur homogène

Figure 2 : transfert thermique par conduction sur un mur composite

Figure 3 : paroi plane composite

Figure 4 : circuit fluidique

Figure 5 : compresseur

Figure 6 : condenseur à air

Figure 7 : détendeur thermostatique à égalisation interne

Figure 8 : évaporateur

Figure 9 : boîtier de dégivrage

Figure 10: diagramme de Mollier

Figure 11 : fluide frigorigène R404A

Figure 12 : circuit des denrées

Figure 13 : présentation du tunnel de surgélation

Figure 14 : Diagramme de l'air humide par Fred Benet

Figure 15 : écart de température en fonction de l'humidité relative

Figure 16 : évaporateurs sélectionnés

Figure 17: Diagramme enthalpique de R404A

Figure 18 : compresseur semi-hermétique à vis

Figure 19 : condenseur à air sélectionné

Figure 20 : détendeur thermostatique interchangeable

Figure 21 : circuit de puissance Etoile-Triangle

Figure 22 : circuit de commande

Figure 23 : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques

Figure 24 : Schéma fluidique du tunnel de congélation

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Exemples des mélanges réfrigérants

Tableau 2 : Classification des condenseurs

Tableau 3 : Dimensionnement de la surface d'occupation du sol

Tableau 4 : Récapitulation pour le calcul de la charge par les parois

Tableau 5 : Récapitulation sur la charge due à l'ouverture des portes

Tableau 6 : Valeurs récapitulées pour la charge due aux entrées entrantes

Tableau 7 : Quantité de chaleur par personne

Tableau 8 : Valeurs données par le Solkane 6.0

Tableau 9 : Les valeurs normalisées mises en jeu dans le calcul des tuyauteries

Tableau 10 : Valeurs finales pour la tuyauterie d'aspiration

Tableau 11 : Valeurs finales pour la tuyauterie de refoulement

Tableau 12 : Valeurs finales pour la tuyauterie de liquide

Tableau 13: Facteur de correction $K_{\Delta P}$ et K_P à appliquer à la puissance frigorifique en vue d'obtenir la capacité nominale des détendeurs

Tableau 14 : Exemple d'établissement d'une fiche d'entretien

Tableau 15 : Prix des appareils frigorifiques principaux

Tableau 16 : Prix des matériels frigorifiques secondaires

TABLES DES MATIERES

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I: NOTIONS SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET SUR LA PRODUCTION DU FROID.....	2
I. LES MODES DE TRANSFERT THERMIQUE.....	2
I.1. LA CONDUCTION	2
I.1.1 Transfert thermique par conduction sur un mur homogène.....	3
I.1.2 Transfert thermique par conduction sur un mur composite.....	4
I.2. LA CONVECTION	4
I.2.1. La convection naturelle.....	5
I.2.2. La convection forcée.....	6
I.3. LE RAYONNEMENT	6
II. LES MOYENS DE PRODUCTION DU FROID	8
II.1. LES MELANGES REFRIGERANTS	8
II.2. L'EVAPORATION D'UN LIQUIDE PUR	9
II.3. LA DETENTE D'UN GAZ COMPRIME	9
III LES CYCLES FRIGORIFIQUES	9
III.1. CIRCUIT FLUIDIQUE.....	9
III.1.1. Le compresseur	10
III.1.2. Le condenseur	12
III.1.3. Le détendeur	14
III.1.4. L'évaporateur.....	15
III.2. DIAGRAMME ENTHALPIQUE DU CYCLE FRIGORIFIQUE.....	17
IV LES FLUIDES FRIGORIGENES	18
IV.1. CLASSIFICATION DES FLUIDES FRIGORIGENES	18
IV.2. LES CARACTERISTIQUES DU FLUIDE FRIGORIGENE.....	19
CHAP II : CALCULS ET DIMENSIONNEMENTS	20
I. LE CIRCUIT DES DENREES.....	20
II. DIMENSIONNEMENT INTERIEUR DU TUNNEL.....	21
III. DIMENSIONNEMENT DE L'ISOLANT	22
IV. LES CHARGES THERMIQUES EXISTANTES	24
IV.1. LA CHARGE THERMIQUE PAR LES PAROIS	24
IV.2. LA CHARGE THERMIQUE DUE A L'OUVERTURE DES PORTES	26
IV.3. LA CHARGE THERMIQUE DUE AUX DENREES ENTRANTES	29
IV.4. LA CHARGE THERMIQUE DUE AUX PERSONNES	30
V. DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES APPAREILS FRIGORIFIQUES.....	31
V.1. L'EVAPORATEUR	31
V.1.1. Puissance frigorifique brute.....	31
V.1.2. Puissance frigorifique prévisionnelle.....	32
V.1.3. Contrôle de la puissance prévisionnelle de l'évaporateur.....	33
V.2. LE COMPRESSEUR	35
V.3. LE CONDENSEUR	40

V.4. CALCUL DES TUYAUTERIES	41
V.4.1. Tuyauterie d'aspiration	42
V.4.2. Tuyauterie de refoulement.....	42
V.4.3. Tuyauterie de liquide.....	43
V.5. LE DETENDEUR	43
V.5.1. Longueur de la tuyauterie.....	43
V.5.2. Choix du détendeur.....	43
V.5.3. La capacité nominale du détendeur.....	45
VI. LES CIRCUITS DE L'INSTALLATION	46
VI.1. CIRCUIT DE PUISSANCE DE L'INSTALLATION.....	46
VI.2. CIRCUIT DE COMMANDE DE L'INSTALLATION.....	47
CHAP III : MAINTENANCE FRIGORIFIQUE DE L'INSTALLATION.....	50
I. MAINTENANCE PREVENTIVE	50
I.1. PROTECTION DES PERSONNELS.....	50
I.2. MAINTENANCE PREVENTIVE DE L'INSTALLATION	50
II. ETUDE DES DIFFERENTES PANNES EXISTANTES.....	51
II.1. LES PANNES ELECTRIQUES	51
II.1.1. Les pannes électriques dans le circuit de commande.....	51
II.1.2. Les pannes électriques dans le circuit de puissance.....	52
II.2. LES PANNES FRIGORIFIQUES	52
II.2.1. Panne du détendeur trop petit.....	53
II.2.2. Panne du manque de charge.....	54
II.2.3. Panne de la pré-détente.....	54
II.2.4. Panne de l'évaporateur trop petit.....	55
II.2.5. Panne du compresseur trop petit.....	56
II.2.6. Panne de l'excès de charge.....	56
II.2.7. Panne des incondensables.....	57
II.2.8. Panne du condenseur trop petit.....	58
II.3. SYNTHESE DES PANNES FRIGORIFIQUES	60
III. ETABLISSEMENT D'UN FICHE D'ENTRETIEN.....	61
CHAP IV : EVALUATION BUDGETAIRE.....	63
I. SCHEMA FLUIDIQUE DE L'INSTALLATION.....	63
II. PRIX DES MATERIELS FRIGORIFIQUES	65
III. LE COUT TOTAL D'INVESTISSEMENT.....	67
CHAP V : UN REGARD SUR L'ENVIRONNEMENT.....	68
I. GENERALITES	68
II. LES SECTEURS RESPONSABLES AUX EMISSIONS DE FLUIDES	69
III. LES CONSEQUENCES NEFASTES A L'ENVIRONNEMENT	69
III.1. DESTRUCTION DE LA COUCHE D'OZONE.....	70
III.2. RÉCHAUFFEMENT DE LA PLANÈTE.....	71
IV. MESURES D'ATTENUATION DES IMPACTS	71
CONCLUSION.....	73

INTRODUCTION

Actuellement, l'utilisation d'un tunnel de surgélation n'est plus essentiellement réservée aux pays développés, car dans les pays en développement, elle devient plus utile dans le domaine du froid surtout à la conservation des denrées alimentaires (d'origine végétale et animale). Des estimations ont montré que dans certaines régions, la moitié des denrées alimentaires disponibles est perdue entre le moment de la production et celui de la consommation à causes des plusieurs agents destructeurs comme les microorganismes (champignons et bactéries), l'homme, et à causes des manipulations inadéquates qui placent les produits dans des endroits favorisant des diverses altérations.

L'implantation d'un tunnel de surgélation est l'un des procédés favorables face à cette détérioration alimentaire. Elle permet également à avoir une bonne qualité de produits en respectant la chaîne du froid jusqu'à leur consommation finale.

Dans le présent mémoire intitulé « étude d'implantation d'un tunnel pour la surgélation des poulets » ; sujet proposé par la société SMEF (Société Malgache d'Equipements Frigorifiques), nous projetons d'installer un tunnel de surgélation de grande puissance pour surgeler des poulets en grande quantité dans une des régions tropicales de l'océan indien.

Ce travail se subdivise en cinq chapitres:

Le chapitre I repose sur les notions de transfert thermique et de production du froid. Puis dans le chapitre II, nous allons effectuer tous les calculs des paramètres thermodynamiques et les dimensionnements des appareils frigorifiques. La maintenance frigorifique de l'installation sera étudiée dans le chapitre III. Ensuite, nous allons établir une évaluation de budget pour l'installation dans le chapitre IV et un regard sur l'environnement sera dans le dernier chapitre.

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE I



**NOTIONS SUR LE TRANSFERT
THERMIQUE ET SUR LA PRODUCTION
DU FROID**



CHAP I : NOTIONS SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET SUR LA PRODUCTION DU FROID

I. LES MODES DE TRANSFERT THERMIQUE :

Le transfert thermique ou transfert par chaleur est un transit d'énergie microscopique désordonnée sur lequel le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid.

Ce phénomène d'échange thermique peut se faire selon 3 modes :

- la conduction
- la convection
- le rayonnement

I.1. LA CONDUCTION :

La conduction se manifeste dans un milieu matériel (solide ou fluide) sans mouvement de matière, elle a lieu dans un seul et même corps quand ses parties présentent des différentes températures ou bien que la chaleur passe par contact, c'est le seul mode de transfert à l'intérieur d'un solide.

Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier, généralisée par la formule :

$$\Phi = \frac{\lambda}{e} (\theta_1 - \theta_2) \quad (1)$$

Où :

Φ : Flux thermique par heure et par m^2 [$W.m^{-2}$]

e : épaisseur du conducteur plan [m]

λ : Conductivité thermique du conducteur plan [$W m^{-2} k^{-1}$]

θ_1 et θ_2 : températures des deux faces [$^{\circ}C$]

Deux cas distincts doivent être considérés :

I.1.1 TRANSFERT THERMIQUE PAR CONDUCTION SUR UN MUR HOMOGENE :

Dans ce cas, la conduction thermique s'exprime par :

$$\phi = \frac{\lambda_1}{e_1} (\theta_1 - \theta_2) S \quad (2)$$

Avec :

Φ : Flux thermique émis par la conduction sur un mur homogène de surface S pendant une heure [W.m⁻²]

e_1 : épaisseur du mur homogène [m]

λ_1 : Conductivité thermique du conducteur [W m⁻²k⁻¹]

θ_1 et θ_2 : températures des deux faces [°C]

S : surface du mur [m²]

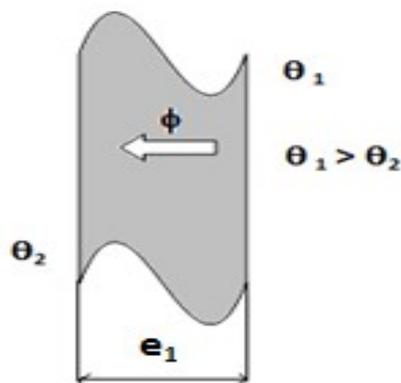


Figure 1 : transfert thermique par conduction sur un mur homogène

I.1.2. TRANSFERT THERMIQUE PAR CONDUCTION SUR UN MUR COMPOSITE :

Pour ce cas, la conduction thermique s'exprime par :

$$\left(\varphi = \frac{S(\theta_1 - \theta_2)}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}} \right)^3$$

Avec :

Φ : Flux thermique émis par la conduction sur un mur composite de surface S pendant une heure [W.m^{-2}]

e_1, e_2, e_3 : épaisseur de chaque couche [m]

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: Conductivité thermique de chaque couche [$\text{W m}^{-2}\text{k}^{-1}$]

θ_1 : température de la face extérieure [$^{\circ}\text{C}$]

θ_2 : température de face intérieure [$^{\circ}\text{C}$]

S : surface de la matière [m^2]

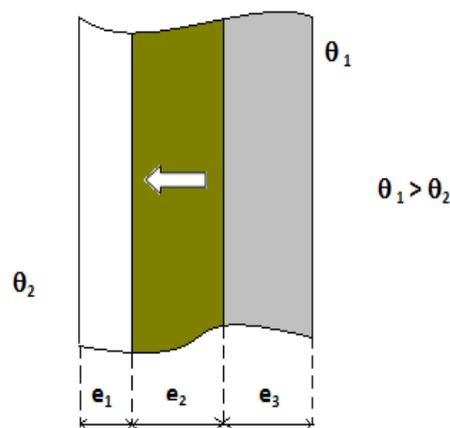


Figure 2: transfert thermique par conduction sur un mur composite

I.2. LA CONVECTION :

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière, elle ne concerne que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide. C'est l'échange de chaleur qui est donc responsable du mouvement.



La circulation du fluide peut s'effectuer par convection naturelle (ou libre) dans laquelle les mouvements du fluide sont dus aux variations de masse volumique et soit par convection forcée dans laquelle les mouvements du fluide sont imposés par un moyen extérieur (pompe ou ventilateur).

1.2.1. LA CONVECTION NATURELLE :

La diminution de la masse volumique ρ_θ est due par l'augmentation de V_θ c'est-à-dire que les molécules s'affaiblissent, mais par contre pour ceux des gaz chauds, les molécules remontent et c'est la source du phénomène de la convection naturelle, c'est-à-dire :

$$\rho_\theta = \rho_0 / (1 + m\theta) \quad (4)$$

et

$$m = (v_\theta - v_0) / (v_0 \theta) \quad (5)$$

Avec :

ρ_θ : masse volumique à une température θ en $[\text{kg.m}^{-3}]$

ρ_0 : masse volumique à 0°C $[\text{kg.m}^{-3}]$

m : coefficient de dilatation absolu en $[\text{C}^{-1}]$

V_θ : volume du fluide à température $\theta^\circ\text{C}$ en $[\text{m}^3]$

V_0 : volume du fluide à 0°C en $[\text{m}^3]$

D'où

$$\rho_\theta = \frac{V_0 \rho_0}{V_\theta} \quad (6)$$



I.2.2. LA CONVECTION FORCEE :

Cette fois, le mouvement du fluide est provoqué par des appareils mécaniques (ventilateur d'un évaporateur à air, agitateur. . .). On a alors :

$$\phi = \alpha (\theta_1 - \theta_2) \quad (7)$$

Avec :

ϕ : Flux thermique par convection par heure et par m² [W.m⁻²]

α : coefficient de convection de la paroi [W.m⁻² °C⁻¹]

θ_1 et θ_2 : températures de la paroi et du fluide [°C]

I.3. LE RAYONNEMENT :

Le rayonnement est un transfert de chaleur entre 2 corps, séparés par du vide ou un milieu transparent, par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques. Les rayons se propagent en ligne droite dans l'espace et sont absorbés partiellement par un corps plus froid.

Le flux de la chaleur ϕ a pour expression:

$$\phi = \sigma (\theta_p^4 - \theta^4) \quad (8)$$

Avec :

ϕ : Flux de la chaleur émis par le rayonnement en [W.m⁻²]

θ_p : température de l'émetteur en [°C]

θ : Température du récepteur en [°C]

σ : coefficient de Stefan-Boltzmann

$\sigma = 5,67.10^{-8}$ [W/m²/K⁴]

En général, tous ces transferts thermiques peuvent être combinés et s'apparaissent en même temps, alors que le rayonnement est généralement négligeable par rapport à la conduction et la convection.

Considérons alors le cas où ces trois modes entrent en jeu à la fois :

Cas d'une paroi plane composite :

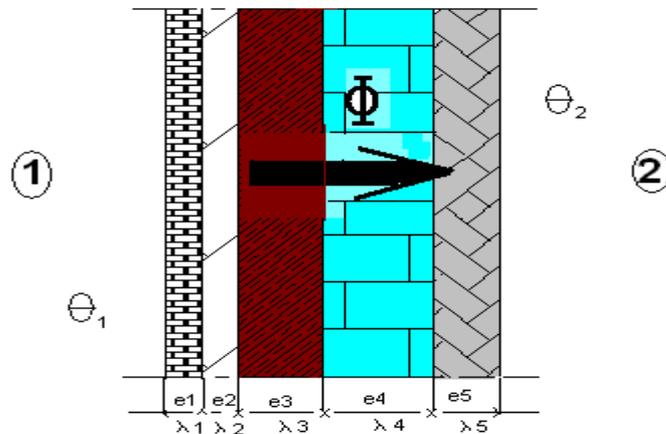


Figure 3 : paroi plane composite

① : Milieu extérieur

② : Milieu intérieur

Le flux thermique s'exprime par :

$$\phi = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\frac{1}{h_1} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}} \quad (9)$$

Avec :

ϕ : Flux thermique transmis par unité de surface en $[W.m^{-2}]$

K: coefficient global d'échange thermique en $[W/m^2 K]$

$$K = 1 / (1/h_1 + \sum e_i/\lambda_i + 1/h_2)$$

$\frac{1}{h_1}$: Résistance thermique superficielle externe en $[m^2 K/W]$

$\frac{1}{h_2}$: Résistance thermique superficielle interne en $[m^2 K/W]$

$\sum e_i/\lambda_i = \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{e_5}{\lambda_5}$: somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi en $[m^2 K/W]$.

II. LES MOYENS DE PRODUCTION DU FROID :

Dans le domaine du froid, il existe 3 méthodes de conservations par le froid et qui sont :

LA REFRIGERATION : C'est une méthode qui consiste à conserver les denrées à une température positive située juste avant celle de la congélation commençante (proche ou égale à 0°C). Elle est utilisée pour une conservation de courte durée.

LA CONGELATION : Elle consiste à refroidir les denrées à une température suffisamment basse (en général entre -12°C et -25°C) pour que la majorité de l'eau qui les constitue se transforme en glace.

LA SURGELATION : C'est une méthode plus proche de la congélation à la différence près qu'elle s'effectue très rapidement.

L'obtention du froid peut s'obtenir par :

- La dissolution des mélanges réfrigérants
- L'évaporation d'un liquide pur
- La détente d'un gaz comprimé

II.1. LES MÉLANGES RÉFRIGÉRANTS :

Le froid est produit par la dissolution de certains solides ou liquides dans un sel en absorbant une quantité de calorie équivalente à sa chaleur latente de fusion.

Tableau 1 : Exemples des mélanges réfrigérants :

CONTENU	PROPORTION	RESULTAT
Eau Nitrate d'ammonium	1/2 1/2	Abaisse de +10°C à 15°C
Eau Nitrate d'ammonium Carbonate de soude	1/3 1/3 1/3	Abaisse de +10°C à -22°C
neige chlorure de sodium	2/3 1/3	Abaisse de 0 à -20°C
neige chlorure de sodium Nitrate d'ammonium	12/22 5/22 5/22	Abaisse de 0 à -32°C
neige chlorure de calcium	4/9 5/9	Abaisse de 0 à -40°C
neige potasse	3/7 4/7	Abaisse de 0 à -46°C

II.2. L'ÉVAPORATION D'UN LIQUIDE PUR :

L'absorption de la chaleur latente de vaporisation transforme le fluide de l'état liquide à l'état gazeux.

Trois types de machines peuvent produire le froid par cette évaporation :

- La machine à absorption dont la vaporisation se produit par absorption-distillation-condensation
- La machine à éjection: ce sont des simples évaporateurs où l'eau est soumise à la dépression provoquée par l'éjection d'un jet d'air
- La machine à compression dont le cycle est « vaporisation-compression-condensation-détente ».

II.3. LA DÉTENTE D'UN GAZ COMPRIMÉ :

Lorsqu'un gaz est comprimé, sa température augmente ; par contre, lorsqu'il est détendu, sa température est abaissée.

Exemples : azote, oxygène, néon, etc.

III. LES CYCLES FRIGORIFIQUES :

Dans une machine frigorifique à compression, le circuit frigorifique est assuré par quatre appareils principaux qui sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

III.1. CIRCUIT FLUIDIQUE :__

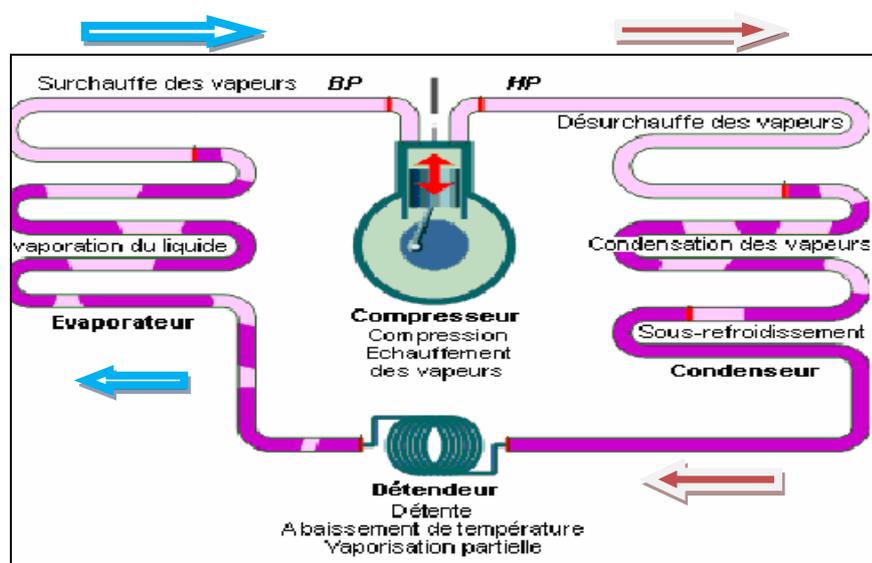


Figure 4: circuit fluidique

: Sens de la circulation du fluide dans la zone BP

: Sens de la circulation du fluide dans la zone HP

III.1.1. LE COMPRESSEUR :



Figure 5: compresseur

Le compresseur est, en général, une pompe aspirante et refoulante qui aspire les vapeurs froides produites par la vaporisation du fluide frigorigène dans l'évaporateur et de refouler à haute pression ces vapeurs comprimés dans le condenseur afin de permettre leur condensation par refroidissement.

On distingue deux groupes principaux de compresseurs selon la base de leur principe de fonctionnement et qui sont les compresseurs volumétriques et les compresseurs centrifuge ou aussi appelés turbocompresseurs:

❖ **LES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES :**

La compression est obtenue par la variation de volume de la chambre.

Toutes les machines qui au moyen de mouvement dans un cylindre aspirent la vapeur, la compriment et l'envoient dans la tête de cylindre appartiennent à la catégorie des compresseurs volumétriques.

C'est le type de compresseurs le plus répandu dans les installations industrielles et ils sont distingués suivant leur classification du type de machine comme :

- **Les compresseurs à pistons :** la compression est obtenue par le mouvement des pistons dans le cylindre et entraînant l'ouverture et la fermeture des clapets.
- **Les compresseurs rotatifs :** ou compresseurs à palettes, c'est la palette coulissante portée par le rotor qui divise la capacité en deux volumes : la chambre d'aspiration et de refoulement.
- **Les compresseurs à spirales :** ou compresseurs scroll dont la compression est effectuée par la rotation d'une spirale mobile dans une spirale fixe.
- **Les compresseurs à vis :** parmi lesquels il faut distinguer les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (bi rotors).

Ils ont le même principe de compression mais ont des technologies très différentes.

❖ LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES:

Les compresseurs centrifuges ou turbocompresseurs utilisent l'augmentation de l'énergie cinétique du fluide, obtenue en utilisant la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique avec laquelle le fluide quitte les aubes du rotor, vitesse que l'on fera chuter ensuite dans un diffuseur où l'on obtiendra, en contrepartie de cette chute de vitesse, une augmentation de pression. Ils sont utilisés pour des grandes puissances.

Lorsqu'on parle de compresseur, on sous entend moto compresseur, le compresseur étant la partie mécanique entraînée par un moteur électrique.

Suivant le type de liaison ou d'association entre les deux parties, on distingue :

- Les compresseurs hermétiques
- Les compresseurs ouverts
- Les compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts

• **Les compresseurs hermétiques :**

Le moteur électrique et le compresseur sont enfermés dans la même enveloppe, le compresseur aspire les vapeurs de fluide frigorigène à l'intérieur de l'enveloppe et le refoulement est effectué au travers d'une tuyauterie souple brasée à l'enveloppe.

On distingue le compresseur hermétique de petite puissance qui est destiné aux réfrigérateurs, congélateurs, et climatiseurs, et le compresseur hermétique de grande puissance qui permet d'obtenir une puissance frigorifique élevée, il est fiable et avoir un faible encombrement au sol.

Pour tous ces compresseurs, chaque type a ses applications en fonction de la puissance et de l'usage envisagé.

• **Les compresseurs ouverts :**

Le moteur électrique et le compresseur sont associés par un organe de liaison qui peut être un manchon d'accouplement ou une ou plusieurs courroies. L'accès aux différents éléments du compresseur de même que ceux du moteur est possible.

Dans ce type de compresseur, la vitesse de rotation est ajustable et modifiable en changeant la poulie du moteur par exemple, cependant ce type nécessite un joint d'étanchéité tournant (joint rotatif) à la traversée du carter par l'arbre. Il est utilisé pour toutes les puissances.

- **Les compresseurs semi hermétiques ou semi ouverts :**

Le moteur électrique et le compresseur sont montés sur un arbre commun et sur le même bâti avec la possibilité d'accès à chaque élément, ce qui fait que ces compresseurs sont également appelés compresseurs hermétiques « accessibles ». L'accessibilité est réalisée par des plaques boulonnées sur le bâti. Ce type bénéficie des avantages du groupe ouvert (accès au mécanisme) et du groupe hermétique (pas de garniture d'étanchéité).

III.1.2. LE CONDENSEUR :



Figure 6 : condenseur à air

Le condenseur d'une machine frigorifique est essentiellement un échangeur de chaleur qui assure la liquéfaction des vapeurs frigorigènes provenant du compresseur, il reçoit les gaz refoulés par le compresseur et le flux calorifique transporté par le gaz frigorigène sera finalement déversé par le condenseur soit dans l'eau, soit dans l'air constituant le milieu extérieur ou soit tout autre medium pouvant assurer son refroidissement.

La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est plus élevée que la quantité de froid produite à l'évaporateur.

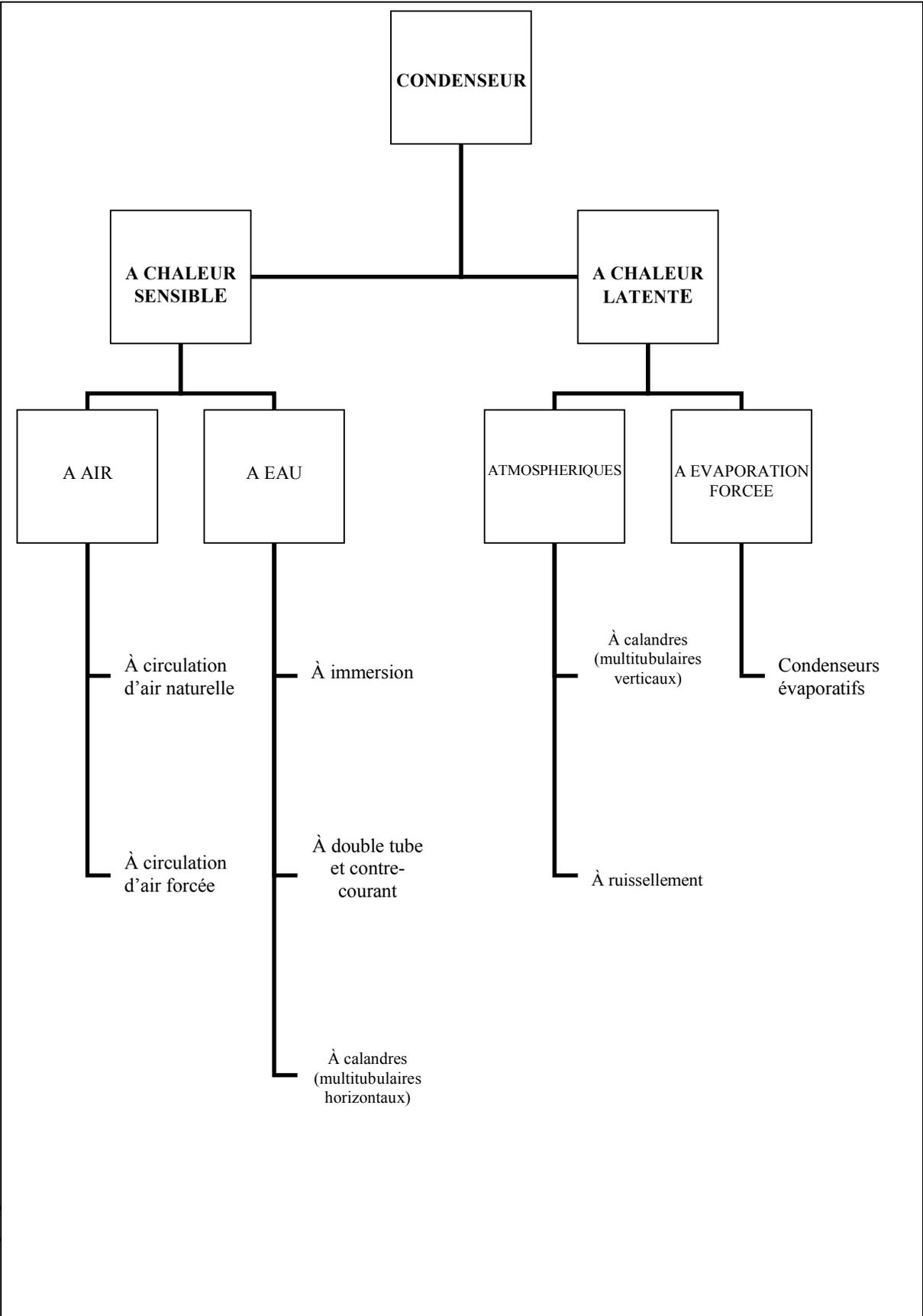


Tableau 2 : Classification des condenseurs : [3]

III.1.3. LE DETENDEUR :

Le détendeur a pour mission d'alimenter l'évaporateur en liquide frigorigène en quantité nécessaire pour absorber les calories du milieu à refroidir. Le liquide arrive au détendeur à l'état liquide à la pression de condensation (HP) et subira une perte de pression en passant par l'orifice calibré du détendeur, il se vaporisera partiellement en se refroidissant, on aura donc à la sortie du détendeur un mélange de vapeurs et de liquide à la température et à la pression d'évaporation dans l'évaporateur.

Suivant le principe de fonctionnement des évaporateurs, on distinguera :

- ❖ **Les dispositifs alimentant les évaporateurs à détente sèche.**
- ❖ **Les dispositifs alimentant les évaporateurs noyés**

Les détendeurs pour évaporateurs à détente sèche se regroupent en trois types :

- Les tubes capillaires ou détendeurs capillaires
- Les détendeurs thermostatiques

On distingue deux types de détendeurs thermostatiques et qui sont les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression interne et les détendeurs thermostatiques à égalisation de pression externe

- Les détendeurs électroniques :

Un détendeur électronique comporte trois parties principales : d'un régulateur, d'une électrovanne (vanne électromagnétique ou commandée par un servomoteur) et de sondes de températures (ou capteurs de température)

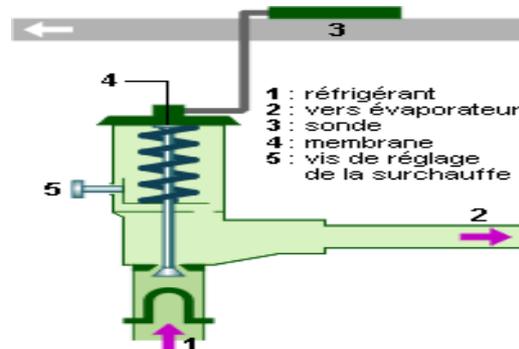


Figure 7: détendeur thermostatique à égalisation interne

III.1.4. L'EVAPORATEUR :



Figure 8: évaporateur

L'évaporateur est la source de production du froid, but final et principal de l'installation. Il est aussi un échangeur thermique qui assure la vaporisation ou bien le passage du flux thermique du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Les évaporateurs peuvent être classés en :

❖ Evaporateurs refroidisseurs de liquide :

Ils peuvent se subdiviser par :

➤ **Les évaporateurs à immersion :**

Qui peuvent être :

- A serpentin (sont utilisés pour les fluides miscibles avec l'huile)
- A grilles (les évaporateurs immergés affectent sous forme de grille)
- Intensifs

➤ **Les évaporateurs à ruissellement :**

Ce genre d'évaporateur a été utilisé pour le refroidissement des liquides alimentaires.

➤ **Les évaporateurs multitubulaires à calandre :**

Qui peuvent être :

- Horizontaux (sont destinés à des machines à ammoniac ou à fluides chlorofluorés)
- Verticaux

➤ **Les évaporateurs Spéciaux :**

- A enveloppe (utilisés dans de nombreuses industries alimentaires)
- A tambours (constitués par un tambour en acier inoxydable)

❖ **Evaporateurs refroidisseurs de gaz :**

Le refroidissement des gaz, et plus généralement de l'air des locaux, est dans son principe identique à celui des liquides.

Ils peuvent être à circulation naturelle (réalisé en tube à ailette, rarement en tube lisse) et à circulation forcée.

Pour ce dernier, 3 grands types d'évaporateur peuvent être rencontrés, à savoir :

- Evaporateurs plafonniers fixés au plafond des chambres froides.
- Evaporateurs muraux fixés sur les parois des chambres froides.
- Frigorigène à buse reposant sur le sol des chambres froides.

❖ **Evaporateurs - congélateurs :**

- Fabrique de glace.
- Accumulateur de froid.

❖ **LES TECHNIQUES DE DEGIVRAGE DE L'EVAPORATEUR :**



Figure 9: boîtier de dégivrage

Il y a plusieurs moyens de dégivrage comme :

- Le dégivrage par résistance électrique
- Le dégivrage par gaz chauds
- Le dégivrage à l'eau
- Le dégivrage à circulation d'eau
- Le dégivrage par circulation d'air ambiant
- Le dégivrage à la saumure

III.2. DIAGRAMME ENTHALPIQUE DU CYCLE FRIGORIFIQUE :

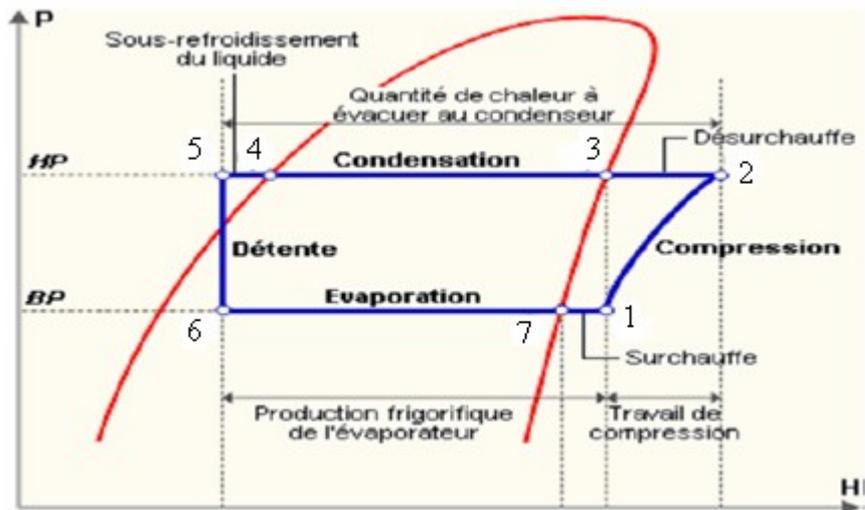


Figure 10: Diagramme de Mollier

1-2 : compression isentropique

2-3 : désurchauffe

3-4 : condensation isobare

4-5 : sous-refroidissement

5-6 : détente isenthalpique

6-7 : vaporisation isobare

7-1 : surchauffe de la vapeur

IV. LES FLUIDES FRIGORIGENES :



Figure 11: fluide frigorigène R404A

Ce sont les agents frigorifiques qui accomplissent le transfert de chaleur en changeant son état dans le circuit frigorifique.

On peut classer les fluides frigorigènes suivant leur origine et leur composition chimique :

IV.1. CLASSIFICATION DES FLUIDES FRIGORIGENES :

➤ Les fluides anciens ou classiques :

- Propane, isobutane (R-600A)
- L'hydrocarbure et le CO₂ (R-744)
- l'ammoniac (R-717) :

Principalement utilisés au début du 20^{ème} siècle, ces fluides ont pour la plupart été remis en cause du fait de leur dangerosité : toxicité ou inflammabilité. Ces fluides sont principalement utilisés en industrie. L'utilisation de l'ammoniac a été réduite au froid agroalimentaire de grande puissance. Ils sont également utilisés quand les charges de fluides frigorigènes sont très faibles (isobutane dans les appareils ménagers).

➤ Les fluides chlorés et fluorés de 1ère et 2ème génération (fréons)

- CFC (R-11, R-12) : composés chimiques formés de carbone, chlore et fluor.
- HCFC (R-502, R-22) : composés chimiques formés de carbone, chlore, fluor, hydrogène.

Développés dans les années 1930 pour remplacer les fluides inflammables, les CFC (chlorofluorocarbures) et HCFC (hydrochlorofluorocarbures) sont aujourd'hui proscrits car ils sont dangereux pour la couche d'ozone.

➤ **Les fluides fluorés de 3ème génération (fréons)**

HFC (R-134A, R-32, R-125, R-143A, **R-404A**, R-407C, R410A) : composés chimiques formés de carbone, hydrogène, fluor.

Développés ces dernières années, ces fluides ont l'avantage de ne pas être dangereux pour la couche d'ozone, mais ils contribuent à l'effet de serre.

Les principales applications sont :

- **R-404A** : procédés agroalimentaires, transports frigorifiques, refroidisseurs d'eau, froid commercial.
- **R-134A** : froid domestique et commercial, conteneurs frigorifiques, climatisation embarquée.
- **R-410A** : transports frigorifiques, groupes refroidisseurs d'eau, climatisation air/air.
- **R-407C** : groupes refroidisseurs d'eau, climatisation air/air.

IV.2. LES CARACTÉRISTIQUES DU FLUIDE FRIGORIGÈNE :

Les fluides sont caractérisés par les suivants :

Sa nature, sa composition, son domaine d'utilisation, sa particularité, sa masse moléculaire, sa température de vaporisation, sa masse volumique liquide, sa masse volumique vapeur, sa viscosité, le glissement de température, l'ODP (ozone destruction power), le GWP (greenhouse warming potential), sa toxicité, l'inflammabilité, sa miscibilité avec l'huile.

Exemple : Caractéristiques du fluide R404A :

- Nature : HFC (Hydrofluorocarbure)
- Composition : 44% de R125 ; 52% de R143a ; 4% de R134a
- Domaine d'utilisation : procédé agroalimentaire transports frigorifiques, refroidisseurs d'eau, froid commercial.

- Masse moléculaire : 97.6 [Kg/Kmol]
- Plage de température d'évaporation : +10 à -50 °C
- Chaleur latente de vaporisation à 1.013bar : -46.57°C
- Température critique : +72.14°C
- ODP : 0
- GWP₁₀₀ : 3260
- Inflammabilité : inflammable

CHAPITRE II

calculs et dimensionnements

CHAP II : CALCULS ET DIMENSIONNEMENTS

I. LE CIRCUIT DES DENREES :



Figure 12 : circuit des denrées

Avant de passer aux calculs, il est nécessaire de présenter que le traitement thermique des denrées ou bien précisément des poulets suit ce circuit en général dont la masse au total des produits atteint jusqu'à 5 tonnes en une seule entrée et on utilise des plaques en acier comme type d'entreposage.

L'utilité de ces processus permet alors de ne modifier que très faiblement les qualités des produits et pour éviter une variation de température trop brusque.

Dans la préparation, la température des denrées déjà préparées est de 15°C en moyenne, c'est-à-dire que c'est une température d'introduction et après, on les introduit dans le tunnel de surgélation pendant 6h avec une température ambiante de -14°C et enfin, on les conserve dans une chambre froide à température de conservation de -15 à -25°C.

Notre étude est consacrée donc sur ce tunnel car il nécessite beaucoup d'avantages au niveau de qualités et en terme de procédés comme :

- amélioration des aspects des produits
- accroissement des qualités nutritionnelles de ces produits
- perte de masse moindre
- distribution de température meilleure
- nombre de bactéries réduit
- durée de traitement réduite
- Coût d'investissement moindre
- Etc.

Pour garder ces qualités de produit, il faut nécessairement conserver la chaîne du froid depuis leurs productions jusqu'à leurs consommations, c'est-à-dire de suivre les maillons suivants :

- Surgélation au niveau de la production
- Stockage des produits surgelés au niveau de l'entreposage
- Transport sous température dirigée en fonction des produits transportés
- Le froid au stade de la distribution (vitrines réfrigérés ou congelés)
- Le froid chez le consommateur (réfrigérateur ménager).

II. DIMENSIONNEMENT INTERIEUR DU TUNNEL :

D'après les formules :

$$\frac{C}{de}$$

Avec $V_u =$ où $V_u = S_{int} * H_g * \eta_0$

On peut déduire :

$$S_{int} = \frac{C}{de * Hg * \eta_0} \quad (10)$$

Avec :

S_{int} : surface au sol = largeur x profondeur

C : contenance de la marchandise

d_e : densité d'entreposage

V_u : volume utile de la marchandise

H_g : hauteur de gerbage maximal : 1.5 m

η_0 : coefficient d'occupation du sol

Les données sont les suivantes :

Tableau 3 : dimensionnement de la surface d'occupation du sol : [Annexe 1]

C [Kg]	d_e [Kg /m ³]	η_0	H_g [m]
5000	300	0.60	1.5



Application numérique :

$$S_{\text{int}} = \frac{C}{d_e * H_g * \eta_0} = \frac{5000}{300 * 1.5 * 0.60} = 18,51 [\text{m}^2]$$

On va prendre $L \times P > 18.51$ pour assurer la traversée du froid et une espace réservée lors du chargement et du déchargement des marchandises.

D'où les valeurs choisies pour le dimensionnement intérieur du tunnel sont :

$$L=3,5\text{m} ; P=6,5\text{m} ; H=2,8\text{m}$$

(L : largeur ; P : profondeur ; H : hauteur)

III. DIMENSIONNEMENT DE L'ISOLANT :

Le tunnel fonctionne en température négative -14 [°C] et la déperdition par transmission thermique soit limitée à environ 8 [w /m²] (formulaire du froid)

$$\Delta T = T_{\text{ext}} - T_{\text{amb}}$$

Avec :

ΔT : différence de température

T_{ext} : température moyenne à l'extérieur

T_{amb} : température ambiante du tunnel

$$T_{\text{ext}} = 25$$
 [°C]

$$T_{\text{amb}} = -14$$
 [°C]

$$\Delta T = 39$$
 [°C]

$$\Phi = \frac{\Delta T}{S \left\{ 1/h_{\text{int}} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + 1/h_{\text{ext}} \right\}} \quad (11)$$

Avec :

Φ : le flux par transmission thermique qui soit limité à environ 8 [W/m²]



S : section par unité de surface c'est-à-dire égale à 1[m²]

1/h_{int} : résistance thermique superficielle intérieure en [m² K/W]

1/h_{ext} : résistance thermique superficielle extérieure en [m² K/W]

$\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}$: Somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant

la paroi en [m² °C/W]

Dans notre cas :

- 1/h_{int} = 0,06[m² K/W] (cas d'une chambre à ventilation mécanique)
- 1/h_{ext} = 0,12[m² K/W] (cas d'une chambre en contact avec un autre local)
- $\lambda = 0,033$ [W/m² K] (cas d'une mouche rigide de polyuréthane en bloc expansé discontinu)

On tient compte aussi pour l'acier inoxydable

- e_a = 0,001[m]
- $\lambda_a = 16$ [w/m² °k]

Application numérique:

$$8 = \frac{39}{0.06 + \frac{0.001}{16} + \frac{e_{adm}}{0.033} + \frac{0.001}{16} + 0.12}$$

On tire dans cette formule l'épaisseur minimum admissible e_{adm} et on trouve e_{adm} = 0.155m.

D'où l'épaisseur des panneaux sandwichs de polyuréthane choisie est de :

$$\mathbf{e = 170[mm]}$$

Vérification :

Pour e = 0.170[m], le flux $\phi = 6.56$ [W/m²] qui est donc largement acceptable.



IV. LES CHARGES THERMIQUES EXISTANTES :

IV.1. LA CHARGE THERMIQUE PAR LES PAROIS :

Cette charge est donnée par la formule :

$$(12) \quad Q_p = \sum_{i=1}^6 K_i * S_i * \Delta T_i$$

Avec :

K_i : Coefficient de transmission thermique en $[W/m^2 K]$

S_i : Surface de la paroi i en $[m^2]$

ΔT_i : Différence de température entre les deux côtés de la paroi en $[°C]$

Expression et calcul de k :

$$K = \frac{1}{1/h_{int} + \sum_{i=1}^n e_i / \lambda_i + 1/h_{ext}}$$

D'où:

$$K = \frac{1}{0,06 + \frac{0,001}{16} + \frac{0,17}{0,033} + \frac{0,001}{16} + 0,12}$$

$$\underline{K = 0,187 [W/m^2 K]}$$

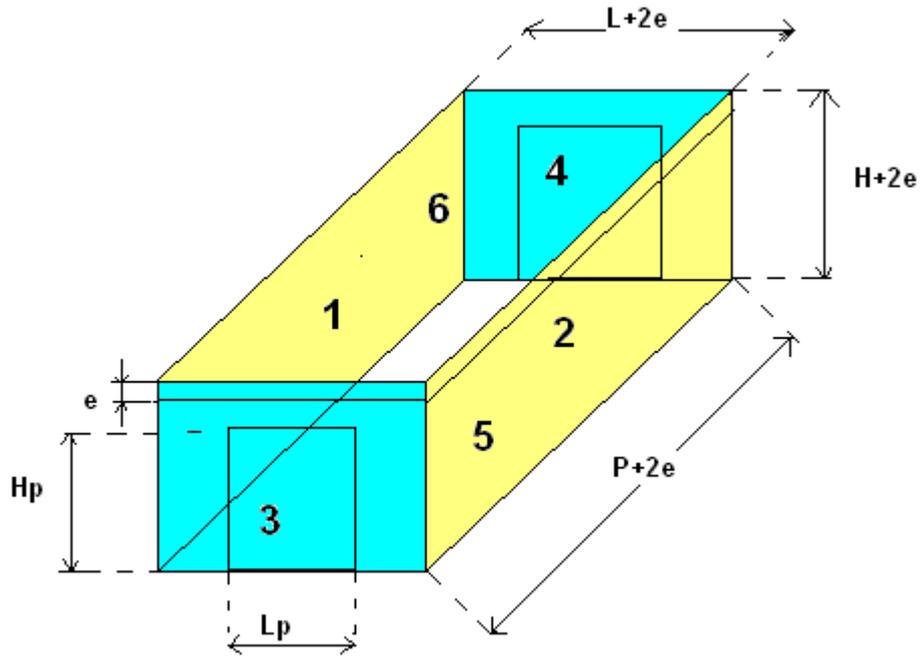


Figure 13 : présentation du tunnel de surgélation

Tableau 4: RECAPITULATION POUR LE CALCUL DE LA CHARGE PAR LES PAROIS:

i	Ki [W/m ² K]	Si [m ²]	T _{ext} [°C]	T _{int} [°C]	Δ T [°C]	Qi [W]
1	0,187	18,2	25	-14	39	132.732
2	0,187	18,2	25	-14	39	132.732
3	0,187	9,8	25	-14	39	71.471
4	0,187	9,8	25	-14	39	71.471
5	0,187	22,75	25	-14	39	165.915
6	0,187	22,75	25	-14	39	165.915

D'où :

$$Q_p = \sum Q_i = 2 [132.732 + 71.471 + 165.915]$$

$$Q_p = 740.236 [W] \approx 0.740 [KW]$$

IV.2. LA CHARGE THERMIQUE DUE A L'OUVERTURE DES PORTES :

Cette charge est :

$$Q= \quad (13)$$

Avec :

- K_p : facteur de correction qui est :

$$K_p = 0,48 + 0,004 (T_{ext} - T_{int}) \\ = 0,636$$

- ρ_{int} : Masse volumique de l'air à l'intérieur du tunnel en $[Kg/m^3]$

$$\rho_{int} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T_{int}}{273,15}} [Kg/m^3]$$

Avec ρ_0 étant prise égale à $1,293 [kg/m^3]$ et $T_{int} = -14^\circ C$

D'où :

$$\rho_{int} = \frac{1,293}{1 + \frac{(-14)}{273,15}} = 1,364 [kg/m^3]$$

- ρ_{ext} : masse volumique de l'air à l'extérieur du tunnel en $[kg/m^3]$

$$\rho_{ext} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T_{ext}}{273,15}} = \frac{1,293}{1 + \frac{25}{273,15}} = 1,185 [kg/m^3]$$

- τ_p : temps d'ouverture de la porte par jour en [s]

On a :

$$\tau_p = \frac{d_t \cdot f_j}{24} \quad [min/h]$$

Avec :

d_t : la durée moyenne d'ouverture des portes pour permettre le passage des marchandises
[min/t]



Dans notre cas : $d_t = 6[\text{min}/\text{t}]$ (cas d'une porte à ouverture manuelle pour des marchandises palettisés)

f_j : flux journalière de marchandise en $[\text{t}/\text{jour}]$.

La capacité du tunnel est de 5t en une seule entrée et pour une journée, il peut effectuer 3 cycles de surgélation d'où le flux :

$$f_j = 3 \times 5 [\text{t}/\text{jour}] = 15 [\text{t}/\text{jour}]$$

On peut calculer alors :

$$\tau_p = \frac{6 * 15}{24} = 3,75 [\text{min}/\text{h}]$$

$\tau_p = 1.5 [\text{h}/\text{jour}]$ ou 90 min par jour c'est-à-dire 5400 [s] en une journée entière.

- A : aire de la porte en $[\text{m}^2]$

Ce tunnel possède deux portes de côtés opposés dont la hauteur $H_p = 2\text{m}$ et la largeur $l_p = 1,5\text{m}$

D'où:

$$\begin{aligned} A &= H_p \times L_p \\ &= 2 \times 1,5 = 3\text{m}^2 \\ \underline{A} &= \underline{3[\text{m}^2]} \end{aligned}$$

- 86400 : C'est le nombre de seconde dans une journée

- h_{ext} : enthalpie de l'air extérieur en [KJ/Kg]

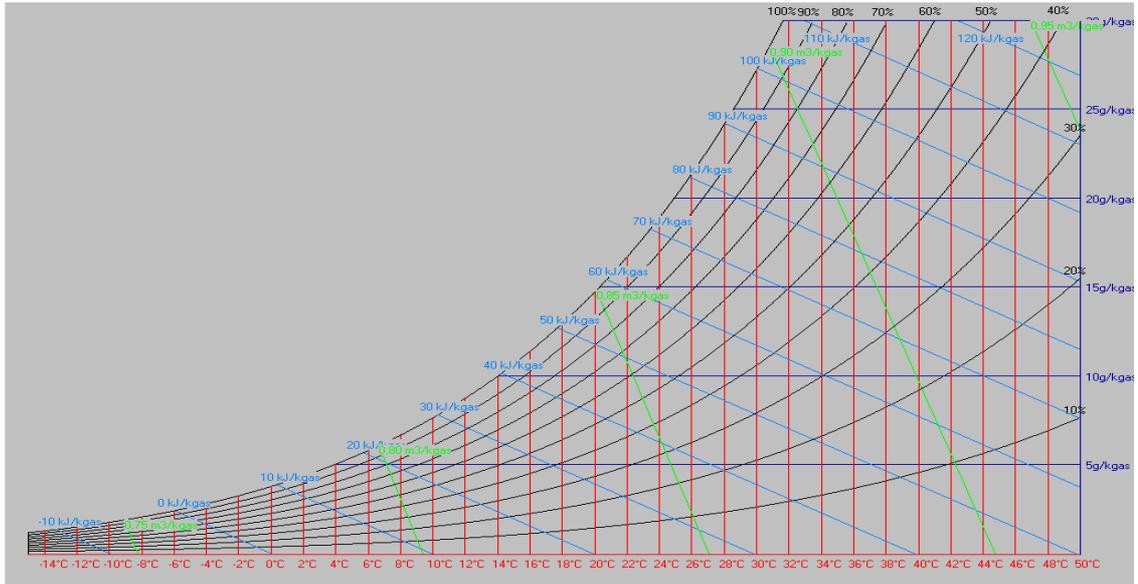


Figure 14: Diagramme de l'air humide par Fred Benet

L'humidité relative extérieure $HR_{ext} = 70\%$ et que $T_{ext} = 25 [^{\circ}C]$, le diagramme de l'air humide nous donne que $h_{ext} = 60.63 [KJ/Kg]$

- h_{int} : enthalpie de l'air intérieur en [KJ/Kg]

L'humidité relative intérieure $HR_{int} = 85\%$ et $T_{int} = -14^{\circ}C$

D'après le diagramme de l'air humide par Fred Benet:

Donc pour $HR = 85\% \rightarrow h_{int} = - 11.42 [KJ/Kg]$

Tableau 5: RECAPITULATION POUR LA CHARGE DUE A L'OUVERTURE DES PORTES:

K_p	ρ_{int} [kg/m ³]	ρ_{ext} [kg/m ³]	τ_p [S]	A [m ²]	h_{ext} [KJ/Kg]	h_{int} [KJ/Kg]	H_p [m]
0,636	1,364	1,185	5400	3	60.63	-11.42	2

Application numérique :

$$Q_{Po} = \frac{0,636 \times 5400 \times 1,364 \times 3 \sqrt{2 \left(1 - \frac{1,185}{1,364} \right)}}{86400} [60.63 - (-11.42)]$$

$$Q_{Po} = 6[\text{KW}]$$

IV.3. LA CHARGE THERMIQUE DUE AUX DENREES ENTRANTES :

Sachant que la température d'introduction du poulet est de 15 °C, que la température à cœur prévue est de -9°C et que le point de congélation haut du poulet est de -2.8°C, la charge thermique due aux denrées entrantes sera exprimée par :

$$Q_{de} = \frac{M_{de} C_1 (T_1 - T_2) + M_{de} L + M_{de} C_2 (T_2 - T_3)}{t_{cong}} \quad (14)$$

- Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes en [KW]
- M_{de} : masse des denrées en [Kg]
- C_1 : capacité thermique massique des poulets avant congélation en [KJ/Kg°K]
- T_1 : température initiale de la denrée introduite en [°C]
- T_2 : point de congélation haut de la denrée en [°C]
- L : chaleur latente de congélation en [KJ/Kg]
- C_2 : capacité thermique massique des poulets après congélation en [KJ/Kg°k]
- T_3 : température à cœur prévue des poulets en [°C]
- t_{cong} : temps dépensé pour la congélation [S]

Tableau 6 : valeurs récapitulées pour la charge due aux denrées entrantes:

M _{de}	C ₁	T ₁	T ₂	L	C ₂	T ₃	t _{cong}
5 000	3,18	15	-2.8	247	1,76	-9	21600

Application numérique:

$$Q_{de} = \frac{5000 * 3.18(15 + 2.8) + 5000 * 247 + 5000 * 1.76(-2.8 + 9)}{21600}$$

$$Q_{de} = 72,804 \text{ [KW]}$$

IV.4. LA CHARGE THERMIQUE DUE AUX PERSONNES :

$$Q_{Per} = \frac{i \cdot q_p \cdot \tau}{24} \quad (15)$$

- Q_{pe} : charge thermique due aux personnes en [W]
- i : Nombre de personnes opérant dans le tunnel
i = 2
- q_p : quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans le tunnel [W]

La température ambiante du tunnel est de -14°C

Tableau 7: Quantité de chaleur par personne :

Température du tunnel [°C]	Quantité de chaleur par personne et unité de temps q _p [W]
-10	330
-14	q _p
-15	360

Par interpolation, on trouve q_p = 354 [W]



- τ : durée de présence journalière de chaque personne dans le tunnel en [h]

$$\tau = 5400 \text{ [S]} = 1,5 \text{ [h]}$$

- 24 : nombre d'heure dans une journée

Application numérique:

$$Q_{pe} = \frac{2 * 354 * 1.5}{24} = 44.25 \text{ [W]}$$

$$Q_{per} = 0,044 \text{ [KW]}$$

V. DIMENSIONNEMENT ET CHOIX DES APPAREILS FRIGORIFIQUES :

V.1. L'EVAPORTEUR :

V.1.1. PUISSANCE FRIGORIFIQUE BRUTE :

$$Q_0 = \frac{Q_{Tot} \times 24}{\tau_{inst}} \quad (16)$$

- Q_0 : puissance frigorifique brute en [KW]
- Q_{Tot} : charge thermique totale intermédiaire en [KW]

$$\begin{aligned} Q_{Tot} &= Q_p + Q_{po} + Q_{de} + Q_{per} \\ &= 0.740 + 6 + 72.804 + 0.044 = 79.588 \text{ [KW]} \end{aligned}$$

- τ_{inst} : temps de marche de compresseur en [h]

On fixe $\tau_{inst} = 18$ [h] en une journée et Q_0 deviendrait :

Application numérique :

$$Q_0 = \frac{78.534 \times 24}{18} = 106.117 \text{ [KW]}$$

$$Q_0 = 106.117 \text{ [KW]}$$

V.1.2. PUISSANCE FRIGORIFIQUE PREVISIONNELLE :

$$Q_{o,prév} = Q_0 \times 1,2 \quad (17)$$

$Q_{o,prév}$: puissance frigorifique prévisionnelle en [KW]

Q_0 : puissance frigorifique brute en [KW]

D'où :

$$Q_{o,prév} = 106.117 \times 1.2 = 127.34 \text{ [KW]}$$

$$Q_{o,prév} = 127.34 \text{ [KW]}$$

Détermination de $T_{évap}$:

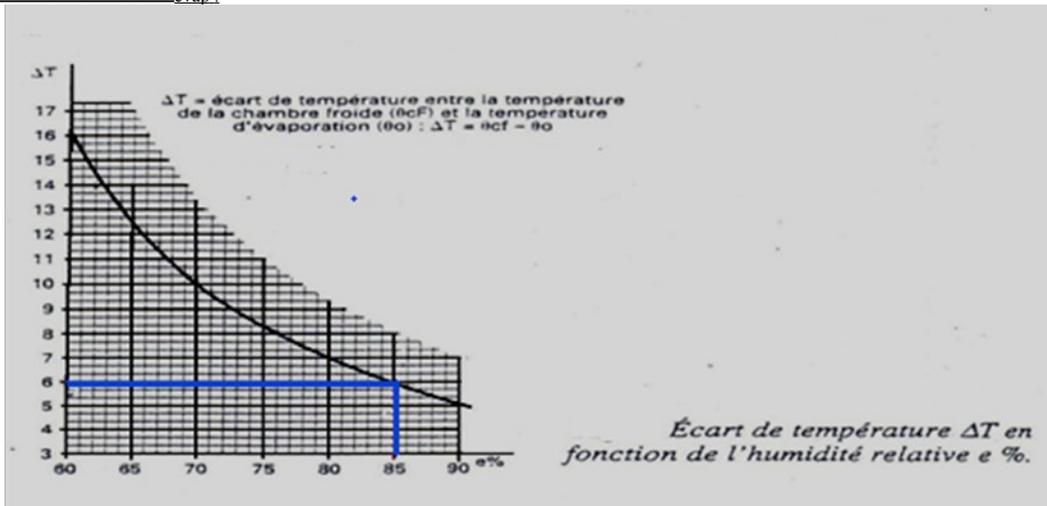


Figure 15 : écart de température en fonction de l'humidité relative

D'après cette figure, l'écart de température pour une humidité relative de 85% sera :

$$\Delta T = 6K$$

Puisque :

$$\Delta T = T_{amb} - T_{évap}$$

$$T_{évap} = T_{amb} - \Delta T$$

$$= -14 - (-6)$$

$$T_{évap} = -20 \text{ [°C]}$$

D'après ces conditions, le catalogue d'évaporateur FRIGA-BOHN nous propose d'utiliser deux évaporateurs branchés en parallèle du type NFT 507, sa conception est particulièrement adaptée aux tunnels de congélation.

Leurs caractéristiques sont :

- ✓ Dégivrage électrique : 59.850 [KW]
- ✓ Débit air (m³/h) : 72400
- ✓ Nbr x diam (mm) : 4 x 710 à 1500 tr/min
- ✓ Puissance nominale (KW) : 66.83
- ✓ DT1=6K, DT réelle = 5.6K
- ✓ Alimentation : 2,2 kW max - 230 V/3/50 Hz : 8,5 A max - 400 V/3/50 Hz : 4,9 A max.



Figure 16 : évaporateurs sélectionnés

V.1.3.CONTROLE DE LA PUISSANCE PREVISIONNELLE DE L'EVAPORATEUR :

- Charge due aux moteurs des ventilateurs :

$$Q_{vent} = \frac{n \cdot p \cdot \tau_{\text{évap}}}{\tau_{inst}} \quad (18)$$

n: nb de moteur de ventilateur

$$n=4$$

p : puissance du ventilateur considérée en KW

$$p=2.2 \text{ [KW]}$$

$\tau_{\text{évap}}$: durée de fonctionnement de l'installation

$$\tau_{\text{évap}} = 18 \text{ [h/jour]}$$



τ_{inst} : temps de marche de l'installation

$$Z_{inst} = 18[\text{h/jour}]$$

Application numérique :

$$Q_{vent} = \frac{4 \times 2.2 \times 18}{18} = 8.8 [\text{KW}]$$

$$Q_{vent} = 8.8 [\text{KW}]$$

- Charge thermique due à la résistance de dégivrage

$$Q_{dég} = \frac{n \cdot p \cdot \tau_{dég}}{\tau_{inst}} \quad (19)$$

n: nb de résistances électriques

$$n=1$$

p : puissance calorifique de chaque résistance [w]

$$p = 59.850 [\text{KW}]$$

$\tau_{dég}$: durée journalière de dégivrage

$$\tau_{dég} = 2\text{h/jour} [\text{Calcul des c. f}] (\text{groupe I})$$

τ_{inst} : durée de marche de l'installation frigorifique

$$\tau_{inst} = 18\text{h/jour}$$

Application numérique :

$$Q_{dég} = \frac{1 \times 59.850 \times 2}{18} = 6.65 [\text{KW}]$$

$$Q_{deg} = 6.65 [\text{KW}]$$

- Pour les deux évaporateurs, la Puissance effective sera :

$$Q_{0,eff} = Q_0 + 2[Q_{vent} + Q_{deg}] \quad (20)$$



Application numérique :

$$Q_{0,\text{eff}} = 106.117 + 2 (8.8 + 6.65) = 137 \text{ [KW]}$$

$$Q_{0,\text{eff}} = 137 \text{ [KW]}$$

Cette valeur est acceptable à la sélection, on garde alors ce choix pour la suite.

V.2. LE COMPRESSEUR :

- **Détermination de T_{cond} :** température de condensation

Pour un condenseur, la différence entre T_{cond} et T_{ext} est de $\Delta T_{\text{cond}} = 10\text{K}$

On prend:

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{ext}} + \Delta T_{\text{cond}}$$

Pour cette fois, il faut optimiser au maximum la température extérieure pour assurer le bon fonctionnement du condenseur.

$$T_{\text{ext}} = 32^\circ\text{C}$$

D'où :

$$T_{\text{cond}} = 32^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C}$$

$$\underline{T_{\text{cond}} = 42^\circ\text{C}}$$

Surchauffe normale : entre 4 à 7K

On prend aussi le 7K pour le maximum de fonctionnement

$$\Delta T_{\text{Surchauffe}} = 7\text{K}$$

Sous refroidissement normal : entre 4 à 8K :

On prend: $S/R = 5\text{K}$

- **Détermination de T_{asp} :** Température d'aspiration au niveau du compresseur

$$T_{\text{asp}} = T_{\text{évap}} + \Delta T_{\text{Surchauffe}}$$

$$= -20 + 7$$

$$T_{\text{asp}} = -13^\circ\text{C}$$

D'après ces conditions de fonctionnement, le logiciel SOLKANE 6.0 nous permet d'avoir les valeurs dans le tableau suivant, tirées du diagramme enthalpique de l'installation :

Tableau 8: valeurs données par le Solkane 6.0

points	P [bar]	T [°C]	V [dm ³ /Kg]	H [KJ/Kg]
1	3	-13	67.46	361.42
2S	19.04	56.25	10.80	399.91
2	19.04	66.36	11.69	412.45
3	19.04	66.36	11.69	412.45
3'	19.04	42	9.29	380.43
3''4'm	19.04	41.84	N.N	321.48
4'	19.04	41.67	1.05	262.54
4	19.04	36.67	1.02	254.30
5	3	-20.33	29.60	254.30
56''m	3	-20.17	N.N	304.79
6''	3	-20	64.92	355.27
6	3	-13	67.46	361.42

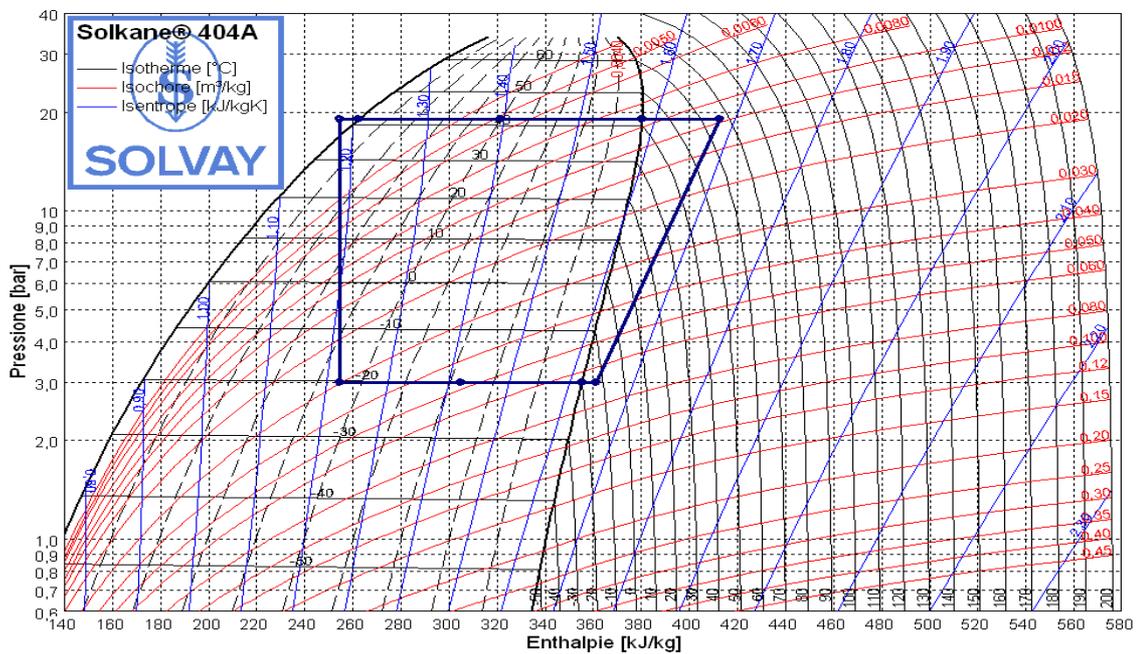


Figure 17: Diagramme enthalpique de R404A

- Calcul de l'exposant isentropique γ :

D'après le tableau ci-dessus, On en tire alors pour :

$$T_{\text{evap}} = -20 \text{ [}^\circ\text{C]} \longrightarrow P_{\text{evap}} = 3 \text{ [bar]}$$

$$T_{\text{cond}} = 42 \text{ [}^\circ\text{C]} \longrightarrow P_{\text{cond}} = 19.04 \text{ [bar]}$$

$$T_{\text{fc}} = 66.36 \text{ [}^\circ\text{C]} = 340.36 \text{ K}$$

$$T_{\text{asp}} = -13 \text{ [}^\circ\text{C]} = 260 \text{ K}$$

$$T_{\text{fc}} = T_{\text{asp}} \times \left[\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (21)$$

Application numérique:

$$340.36 = 260 \times \left[\frac{19.04}{3} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$1.309 = [6.346]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Après calcul, on trouve

$$\gamma = 1.170$$

- Calcul de la puissance absorbée :

On a d'après le diagramme enthalpique d'installation que :

$$h_1 = 361.42 \text{ [KJ/ Kg]}$$

$$h_2 = 412.45 \text{ [KJ/Kg]}$$

$$h_4 = h_5 = 254.30 \text{ [KJ/Kg]}$$

$$V_1 = 67.46 \text{ [dm}^3\text{/Kg]} = 0,06746 \text{ [m}^3\text{/Kg]}$$

$$V_2 = 11.69 \text{ [dm}^3\text{/ Kg]} = 0.01169 \text{ [m}^3\text{/Kg]}$$

- Production frigorifique par Kg:

$$q_{om} = h_1 - h_5 = 361.42 - 254.30 = 107.12 \text{ [KJ/Kg]}$$

- Production frigorifique par m³ :

$$q_{o,h} = \frac{h_1 - h_5}{V_1} = \frac{107.12}{0.06746} = 1587.903 \text{ [KJ/ m}^3\text{]}$$

- Travail théorique de compression:

$$\Delta W = h_2 - h_1 = 412.45 - 361.42 = 51.03 \text{ [KJ/Kg]}$$

- Coefficient de performance :

$$\epsilon = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{107.12}{51.03} = 2,099$$

- Débit massique de fluide :

$$q_m = \frac{Q_{o,eff}}{h_1 - h_5} = \frac{137}{107.12} = 1.279 \text{ [Kg/s]} = 4604.4 \text{ [Kg/ h]}$$

- Volume aspiré théorique :

$$V_{th} = q_m \times V_1 = 1.279 \times 0.06746 = 0,086 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

- Puissance théorique absorbée :

$$P_{th} = q_m \cdot \Delta W = 1.279 \times 51.03 = 65.267 \text{ [KW]}$$



- Rendement volumétrique :

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \frac{P_{cond}}{P_{\acute{e}vap}} = 1 - 0,05 \times \frac{19,04}{3} = 0,683$$

- Volume balayé :

$$V_b = \frac{V_{th}}{2} = \frac{0,086}{2} = 0,043 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

- Puissance réelle absorbée :

$$P = P_{th} \times \frac{1}{\eta_v} \times \frac{1}{\eta_m} = 65,267 \times \frac{1}{0,683} \times \frac{1}{0,75} = 127,41 \text{ [KW]}$$

$$P = 127,41 \text{ [KW]}$$

Après ces conditions de fonctionnement, BITZER nous propose d'utiliser le compresseur semi-hermétique à vis de modèle HSK 8561-125-40F qui est capable de supporter le besoin frigorifique de l'installation.

Caractéristiques techniques :

- Puissance frigorifique 135.6 [KW]
- Puissance frigorifique (surchauffe de gaz aspiré de 10K, de 0K S/R liquide) :126.8KW
- Puissance évaporateur : 135.6 [KW]
- Puissance absorbée : 88.5 [KW]
- Courant (400V) : 149.1A
- Plage des tensions : 380-415V
- Puissance de condensation : 214 [KW]
- Facteur de puissance : 1.53
- Débit de masse BP : 49.91 [Kg/h]
- Débit de masse HP : 49.91 [Kg/h]

- Mode de travail : standard
- Température de liquide : 36.6 °C
- Débit volumétrique d'huile : 2.45 [m³/h]
- Entrée fluide frigorigène : 54 mm-21/8 “
- Sortie fluide frigorigène : 42 mm-15/8”



Figure 18 : compresseur semi-hermétique à vis

V.3. LE CONDENSEUR :

PUISSANCE REQUISE DU CONDENSEUR :

$$Q_{\text{cond}} = Q_{0,\text{eff}} + P \quad (22)$$

$$Q_{\text{cond}} = 137 + 127.41 = 264.41 \text{ [KW]}$$

$$Q_{\text{cond}} = 264.41 \text{ [KW]}$$

Pour une température extérieure de $T_{\text{ext}} = 32 \text{ [}^\circ\text{C]}$ et $T_{\text{cond}} = 42 \text{ [}^\circ\text{C]}$ avec $DT=10\text{K}$, on propose d'utiliser le condenseur à air FRIGA-BOHN de modèle CCM 3917/00 avec toutes les caractéristiques suivantes :

- Plage d'utilisation : de 40 à 510 kW
- La transmission est de type poulies /courroies.
- La pression d'air disponible est de 0 à 200 Pa.
- Ils peuvent être installés en salles des machines ou à l'extérieur.
- Puissance de condensation : 264 [KW]
- Débit d'air : 93100[m³/h]
- DT réel : 10.6K

- Nbr x diam (mm) :7x ##
- Couplage: triangle
- Lp à 10 m(dB(A)): 52



Figure 19 : condenseur à air sélectionné

V.4. CALCUL DES TUYAUTERIES :

Tableau 9 : Les valeurs normalisées mises en jeu dans le calcul des tuyauteries :

Désignation de la tuyauterie	Perte de charge recommandée, en K	Vitesse recommandée, en m/s
aspiration	1 à 2	6 à 12
refoulement	1 à 2	6 à 15
Liquide (condenseur/ bouteille)	0,5	0,3 à 1,2
Liquide (bouteille/évaporateur)	0,5	0,3 à 1,2

La détermination des diamètres des tuyauteries s'exprime par la formule suivante :

$$W = \frac{4}{\pi} \frac{Q_{o,eff}}{(h_1 - h_5) \rho d_i^2} \quad (23)$$

W : vitesse d'écoulement du fluide, en [m/s]

$Q_{o,eff}$: production frigorifique effective souhaitée, en [kW]

ρ : masse volumique du fluide en [kg/m³]

$h_1 - h_5$: enthalpie en [KJ/ Kg]

d_i : diamètre intérieur de la tuyauterie concernée en [m]

V.4.1. TUYAUTERIE D’ASPIRATION :

La masse volumique est $\rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.06746} = 14.823 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Le tableau pour le calcul de la tuyauterie d’aspiration est représenté par :

Tableau 10: valeurs finales pour la tuyauterie d’aspiration :

h_1 [KJ/ Kg]	h_5 [KJ/ Kg]	ρ [kg/m ³]	$Q_{o,eff}$ [kW]	d_i [m]	W [m/s]
361.42	254.30	14.823	137	0.104	10.15

- Pour un diamètre extérieur de (54 x 2) en mm, $d_i = [0.054 - 2 * 0.002] = 0.05 \text{ [m]}$.

La vitesse d’écoulement du fluide sera : $W = 43.93 \text{ [m/s]} > 12 \text{ [m/s]}$ qui est largement supérieure à la vitesse recommandée. Il faut donc redimensionner le diamètre intérieur d_i de cette tuyauterie.

- Pour un diamètre extérieur de (108 x 2), $d_i = [0.108 - 2 * 0.002] = 0.104 \text{ [m]}$.

La vitesse d’écoulement du fluide sera : $W = 10.15 \text{ [m/s]}$ qui est acceptable à la vitesse d’écoulement recommandée.

V.4.2. TUYAUTERIE DE REFOULEMENT :

La masse volumique est $\rho = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.01169} = 85.543 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Le tableau pour le calcul de la tuyauterie de refoulement est représenté par :

Tableau 11: valeurs finales pour la tuyauterie de refoulement :

h_1 [KJ/ Kg]	h_5 [KJ/ Kg]	ρ [kg/m ³]	$Q_{o,eff}$ [kW]	d_i [m]	W [m/s]
361.42	254.30	85.543	137	0.039	12.51

Pour un diamètre extérieur de (42 x 1.5) en mm, $d_i = [0.042 - 2 * 0.0015] = 0.039 \text{ [m]}$.

La vitesse d’écoulement du fluide sera : $W = 12.51 \text{ [m/s]}$ qui est acceptable à la vitesse d’écoulement recommandée. C’est-a-dire $6 < W < 15 \text{ [m/s]}$. On gardera alors ces valeurs.

V.4.3. TUYAUTERIE DE LIQUIDE :

D'après la table de saturation de R404A, la masse volumique correspondante à la température de condensation 42°C est obtenue par l'interpolation suivante :

Pour :

$$T_{\text{cond}} = 40^{\circ}\text{C}; \rho = 963.5 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

$$T_{\text{cond}} = 45^{\circ}\text{C}; \rho = 933.5 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

$$T_{\text{cond}} = 42^{\circ}\text{C}; \rho = (933.5 - 963.5) \left(\frac{42-40}{45-40} \right) + 963.5 = 951.5 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

Tableau 12: valeurs finales pour la tuyauterie de liquide:

h_1 [KJ/ Kg]	h_5 [KJ/ Kg]	ρ [kg/m ³]	$Q_{o,\text{eff}}$ [kW]	d_i [m]	W [m/s]
361.42	254.30	951.5	137	0.039	1.12

Pour un diamètre extérieur de (42 x 1.5) en mm, $d_i = [0.042 - 2 \times 0.0015] = 0.039 \text{ [m]}$.

La vitesse d'écoulement du fluide sera : $W = 1.12 \text{ [m/s]}$ qui est acceptable à la vitesse d'écoulement recommandée, c'est-à-dire $0.3 \text{ [m/s]} < W < 1.2 \text{ [m/s]}$.

V.5. LE DETENDEUR :

V.5.1. LONGUEUR DE LA TUYAUTERIE :

$$L_{\text{geo}} = 7 \text{ m}$$

Puisque la tuyauterie liquide a beaucoup de singularité, sa longueur équivalente sera :

$$L_{\text{eq}} = L_{\text{geo}} + 50\% = 10.5 \text{ m}$$

V.5.2. CHOIX DES DETENDEURS :

➤ Perte de charge sur la tuyauterie liquide :

$$\Delta P = \lambda \frac{(L_{\text{geo}} + L_{\text{eq}})}{d_i} \frac{\rho}{2} W^2 \quad (24)$$



Avec :

λ : coefficient de perte de charge répartie, sans dimension

$$\lambda = 0.03$$

$$d_i = 0.039 \text{ m}$$

$$W = 1.12 \text{ [m/s]}$$

$$\rho = 951.5 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Application numérique:

$$\Delta P = 0.03 \frac{(7+10.5)}{0.039} \frac{951.5}{2} * 1.12 = 7172.84 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 7172.84 \text{ Pa} = 0.071 \text{ bar}$$

➤ **Perte de charge sur la tuyauterie ascendante :**

$$P_{asc} = h \rho g$$

Avec :

$$g = 9.81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

h : différence de niveau entre le détendeur thermostatique et la tubulure de sortie du réservoir de liquide en m

$$h = 3 \text{ m}$$



$$\rho = 951.5 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_{asc} = 28002 \text{ Pa} = 0.28 \text{ bar}$$

Perte de charge dans les appareils annexes :

La perte de charge dans les appareils annexes (filtre déshydrateur, vanne manuelle, électrovanne, etc.) est estimée à 0.5 bar

- La pression à la sortie de condenseur est : 19.04 bar
- La pression juste avant le détendeur est : $19.04 - \sum \Delta P = 19.04 - (0.071 + 0.280 + 0.5) = 18.189 \text{ bar}$
- La pression à l'évaporateur est : 3 bar
- La chute de pression au niveau du détendeur est donc : $18.189 - 3 = 15.189 \text{ bar}$

V.5.3. LA CAPACITE NOMINALE DU DETENDEUR :

La capacité nominale du détendeur est donnée par la formule :

$$Q_n = Q_{0,eff} * K_{\Delta P} * K_P \quad (25)$$

➤ Détermination de facteur de correction $K_{\Delta P}$ et K_P :

Tableau 13 : Facteur de correction $K_{\Delta P}$ et K_P à appliquer à la puissance frigorifique en vue d'obtenir la capacité nominale des détendeurs:

ΔP [bar]	$K_{\Delta P}$	Température à l'entrée du détendeur [°C]	Température d'évaporation [°C]
15	0.83		-20
15.189	$K_{\Delta p}$	40	1.55
16	0.80	42	K_p
		45	1.74

Par interpolation :

$$K_{\Delta p} = 0.82433 \text{ et } K_p = 1.625$$

La capacité du détendeur sera :

$$Q_n = 137 \times 0.82433 \times 1.625$$

$$Q_n = 183.51 \text{ [KW]}$$

On utilise alors deux détendeurs thermostatiques de mêmes caractéristiques pour les deux évaporateurs sélectionnés. Donc, on divise Q_n en deux pour avoir la capacité de chaque détendeurs, c'est-à-dire $\frac{Q_n}{2} = 91.755 \text{ [KW]}$ et d'après le catalogue de DANFOSS 2000, on choisie alors le type « TES 55-37.0 » de capacité nominale de 100 [KW] avec $\Delta P = 16\text{bar}$ et $T_{\text{evap}} = -20^\circ\text{C}$.



Figure 20 : détendeur thermostatique interchangeable

VI. LES CIRCUITS DE L'INSTALLATION :

VI.1. CIRCUIT DE PUISSANCE DE L'INSTALLATION :

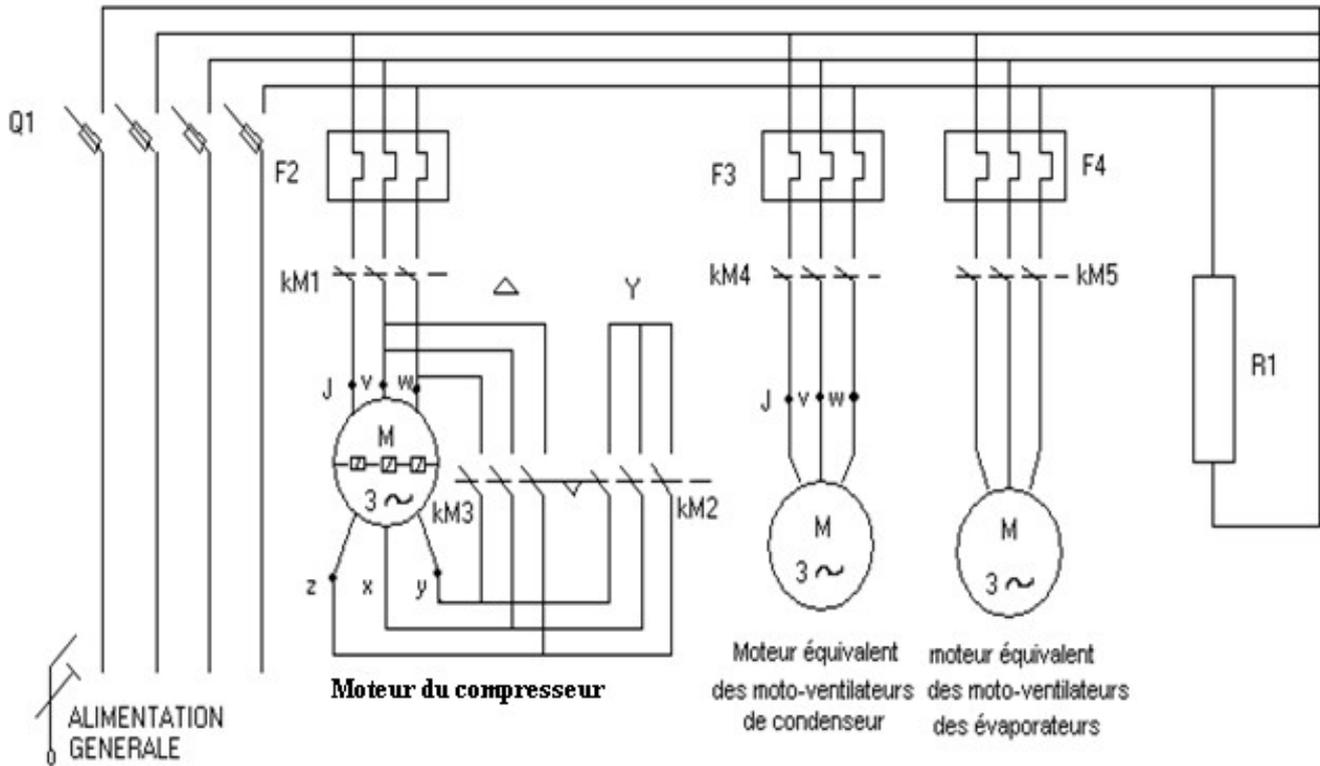


Figure 21 : circuit de puissance Etoile-Triangle

Principe de fonctionnement :

- Fermeture manuelle de Q1
- Fermeture de KM2 : couplage étoile
- Fermeture de KM1 : alimentation du moteur
- Ouverture de KM2 : élimination du couplage étoile
- Fermeture de KM3 : couplage triangle

VI.3 CIRCUIT DE COMMANDE DE L'INSTALLATION :

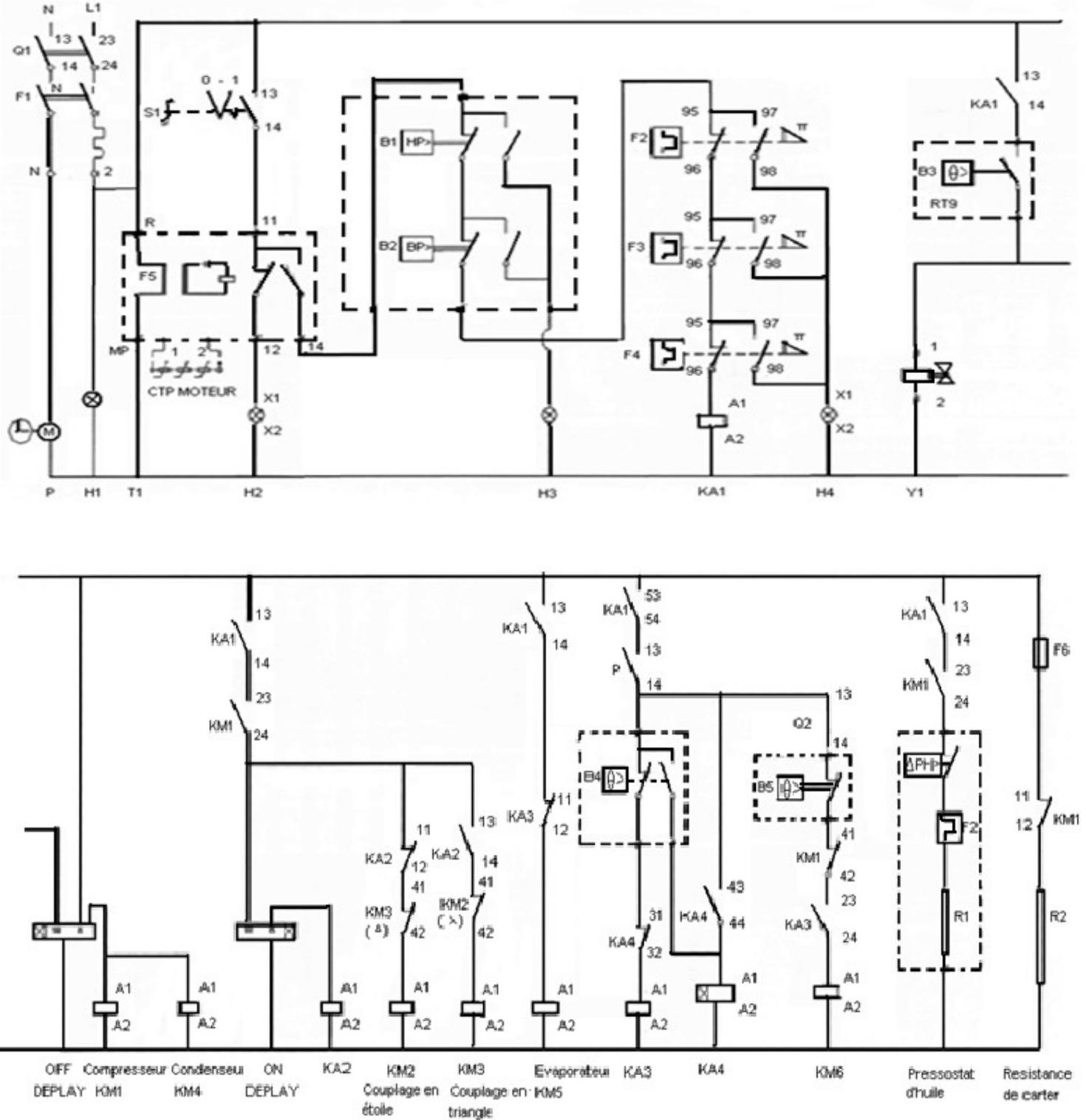


Figure 22 : circuit de commande

**Légende de circuit :**

N/L1 : alimentation du circuit de commande entre phase et neutre

Q1 : contacts de précoupure du sectionneur à fusibles

F1 : disjoncteur magnétothermique unipolaire + neutre (1 pôle protégé et 1 pôle coupé) assurant la protection du circuit de commande

P : pendule de dégivrage

F5: protection intégrale « boîtier KRIWAN »

T1 : transformateur de tension (220/27V eff.) du relais KRIWAN

S1 : auxiliaire manuel à commande rotative, arrêt de l'installation

H1 : voyant lumineux, signalisation de la présence de tension dans le circuit de commande

H2 : voyant lumineux, signalisation du défaut du relais KRIWAN

B1-B2 : Pressostat combiné

H3 : voyant lumineux, signalisation du défaut du pressostat combiné

F2 ; F3 ; F4 : relais thermique des moteurs : du moto – compresseur, des moto – ventilateurs de l'évaporateur et du condenseur

KA1: bobine du relais d'automatisme de la ligne de sécurité

H4: voyant lumineux, signalisation du défaut du relais thermique

Y1: robinet électromagnétique liquide

B3: thermostat de régulation

KM1: bobine du contacteur du moto – compresseur

KM2 : bobine du contacteur du couplage étoile

KM3 : bobine du contacteur du couplage triangle

KA2 : bobine du contacteur du couplage Etoile - Triangle

KM5 : bobine du contacteur du moto – ventilateur de l'évaporateur

KM4 : bobine du contacteur du moto – ventilateur du condenseur

KA3: bobine du contacteur du fin de dégivrage

B4: thermostat de fin de dégivrage

B5: thermostat de sécurité chaud

KA4: organe de commande du relais d'automatisme utilisé pour la commande de dégivrage

Δ PH : pressostat différentiel d'huile



F6 : bilame qui déclenche l'arrêt du groupe en cas ou le pressostat différentiel ne s'ouvre pas avant 45 secondes

R1 : cette résistance chauffe le bilame F2

F6 : fusible de protection de la résistance de carter du moto - compresseur

R2 : résistance de carter décompresseur

CHAP III

MAINTENANCE FRIGORIFIQUE DE L'INSTALLATION



CHAP III : MAINTENANCE FRIGORIFIQUE DE L'INSTALLATION

I. MAINTENANCE PREVENTIVE :

Avant de détecter toutes les différentes pannes possibles, il vaut mieux de prendre en avance toutes les précautions probables pour éviter des risques d'accidents ou bien évidemment des risques de dysfonctionnement des installations.

I.1. PROTECTION DES PERSONNELS :

La protection des personnels est très importante car cela justifie la qualité de service, il est donc nécessaire de mettre en œuvre des maintenances préventives pour les personnels, comme les suivantes:

- Mettre en œuvre des procédures liées aux risques professionnels spécifiques au chantier :

Règles de sécurités

Habilitation

Permis de feu

(Électrique, fluïdique, brasure,...)

- Les équipements de protection individuelle nécessaires à sa propre sécurité sont adaptés à la situation de travail (lunette ; gans, combinaison ; casque ; chaussure de protection ;...)
- Prévention du risque lié à la santé individuelle
- le tri et l'évacuation des déchets sont pris en compte pour que le chantier soit propre.
- Les contraintes d'accès et de sécurité sont identifiées.

I.2. MAINTENANCE PREVENTIVE DE L'INSTALLATION :

Avant la mise en marche de l'installation, il faut s'assurer tout d'abord que tous les paramètres de fonctionnement soient bien vérifiés ou bien dans la norme car cela nous rend utile pour la détection des différentes pannes pendant sa période de fonctionnement.



Dans ce cas, beaucoup des taches sont alors attendues pour satisfaire ces conditions comme la liste suivante :

- l'implantation des matériels est conforme au descriptif.
- Le pré-diagnostic est correctement établi.
- Il faut vérifier l'alimentation électrique.
- Contrôler les connexions et raccordement électriques et fluidiques.
- Le câblage est conforme aux schémas électriques.
- Les matériels et outillage sont sélectionnés correctement.
- Prérégler les appareils de sécurité et régulation.
- Contrôler les paramètres de fonctionnement de l'installation.
- Vérifier tous les filtres de l'installation.
- Vérifier la charge en fluide frigorigène.
- Récupérer les huiles usagées.
- Effectuer le remplacement des pièces ou des composants défectueux.
- Contrôle de l'étanchéité des éléments utilisés dans les équipements frigorifiques.
- Les propositions de solutions sont optimaux pendant les préréglages. etc.

II. ETUDE DES DIFFERENTES PANNES EXISTANTES :

II.1. LES PANNES ELECTRIQUES : [6]

En général, les pannes au démarrage du compresseur de l'installation est souvent d'origine électrique et elles se localisent principalement au niveau des moteurs électriques ou au niveau de leurs protections.

Deux cas peuvent apparaître sur ces pannes à savoir que soient au niveau de circuit de commande ou au niveau de circuit de puissance.

Pour localiser alors ces pannes, il faut shunter un à un tous les organes de commande, de puissance ou de sécurité de manière à les isoler séparément.



II.1.1. LES PANNES ELECTRIQUES DANS LE CIRCUIT DE COMMANDE :

Des cas peuvent se manifester comme :

La bobine est grillée : il apparaît d'une certaine brûlure sur la bobine du contacteur à savoir qu'on le perçoit par des odeurs.

Un mauvais fonctionnement ou mauvais réglage du thermostat de régulation : il faut ajuster ce thermostat de régulation par rapport aux valeurs limites du fonctionnement car il peut engendrer des autres pannes secondaires.

Panne du relais KRIWAN : En pratique, on pourrait le bricoler mais il est préférable de le remplacer par un autre équivalent.

II.1.2. LES PANNES ELECTRIQUES DANS LE CIRCUIT DE PUISSANCE :

Elles peuvent être que:

La tension d'alimentation est trop faible : c'est-à-dire que l'installation est alimentée sous une tension très faible et que le compresseur n'arrive pas à se démarrer. Donc, il faut alerter le fournisseur de tension pour le rétablir.

Fréquence du secteur indésirable : nous savons que la fréquence dans la norme est de 50Hz et sa variation sensible entraîne un dysfonctionnement du compresseur.

Contacteur défectueux : il faut le remplacer après avoir fait un test de vérification.

Disjoncteur coupé : C'est une panne indépendante de l'installation et il se produit si la partie électrique de l'installation n'est pas reliée à la terre.

Relais thermique déclenché : Son rôle est d'assurer la protection des moteurs électriques contre toute sorte de surchauffe. Dans ce cas, le compresseur va s'arrêter. Ceci peut être du au mauvais serrage des languettes.

II.2. LES PANNES FRIGORIFIQUES : [7]

L'expérience du dépannage sur les installations frigorifiques permet de classer les pannes frigorifiques en huit grandes familles comme suit :

Les quatre premières pannes se caractérisent par une basse pression BP anormalement faible et qui sont :



- La panne du détendeur trop petit (la puissance du détendeur est insuffisante)
- La panne du manque de charge en fluide frigorigène (le circuit frigorigère ne contient pas assez de fluide frigorigère)
- La panne de la pré-détente (pré-détente indésirable sur la ligne liquide avant le détendeur)
- la panne de l'évaporateur trop petit (la puissance frigorigère de l'évaporateur est insuffisante).

La cinquième panne se caractérise par une BP élevée avec une puissance frigorigère faible ; c'est la panne du compresseur trop petit, la puissance du compresseur est insuffisante.

Les trois dernières pannes se caractérisent par une haute pression HP anormalement élevée et qui sont :

- La panne de l'excès de charge (trop de fluide frigorigère dans le circuit frigorigère)
- La panne des incondensables (excès important d'incondensables dans le circuit)
- La panne du condenseur trop petit (puissance du condenseur insuffisante)

Quelque soit la panne, elle se caractérise par une production frigorigère faible par rapport à la puissance normale.

II.2.1. PANNE DU DETENDEUR TROP PETIT :

Il est souvent consécutif à une mauvaise sélection du détendeur thermostatique (buse trop petite). Le détendeur ne laisse pas passer assez de fluide frigorigère dans l'évaporateur, la dernière goutte de liquide va apparaître très trop à l'intérieur de l'évaporateur, la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur va être importante, la température du fluide frigorigère à l'aspiration du compresseur sera élevée et par conséquent celle du fluide frigorigère au refoulement également.



Le compresseur peut aspirer plus de vapeurs que l'évaporateur en produit, la basse pression BP devient anormalement faible et le carter du compresseur sera anormalement chaud.

La basse pression BP a tendance à chuter tandis que la température du fluide à refroidir à l'entrée de l'évaporateur augmente, l'écart maximal de température de l'évaporateur sera important.

Le condenseur devient potentiellement surpuissant et puisque la puissance frigorifique produite est faible (manque de fluide frigorigène dans l'évaporateur), l'excédent de fluide frigorigène se retrouve dans le condenseur, le sous refroidissement SR sera très bon.

Il ne faut cependant pas confondre cette panne avec celle de la pré-détente qui se caractérise par une différence de température entre le départ de la conduite liquide et l'entrée du détendeur.

Lorsque la panne du détendeur est localisée avec certitude, il faut rechercher la cause exacte qui peut être parmi les causes suivantes :

- Détendeur mal sélectionné
- Détendeur trop fermé à la suite d'un mauvais réglage
- Train thermostatique du détendeur percé ou prévu pour un autre fluide frigorigène
- Détendeur grippé mécaniquement
- Filtre à l'entrée du détendeur colmaté...

II.2.2. PANNE DU MANQUE DE CHARGE :

Lorsqu'il manque de fluide frigorigène dans l'installation, il en manque également dans tous les organes de l'installation, en particulier dans les organes principaux.

L'évaporateur sera mal alimenté en fluide frigorigène et les répercussions de cette panne seront observées. Le condenseur devient surpuissant mais comme il manque de fluide



frigorigène dans le condenseur également, la tuyauterie liquide sera mal remplie d'où la présence de fluide frigorigène gazeux dans cette tuyauterie, le sous refroidissement SR sera pratiquement nul et des bulles devront apparaître sur le voyant liquide. La présence de bulles au niveau du voyant liquide n'implique pas forcément un manque de charge en fluide, cependant un manque de charge se traduit toujours par la présence de bulles au niveau du voyant liquide.

II.2.3. PANNE DE LA PRE-DETENTE :

Il s'agit d'une panne consécutive à une détente du fluide frigorigène sur la ligne liquide avant le détendeur à proprement dit.

Par exemple lorsque le filtre-déshydrateur est bouché, il s'oppose au passage du fluide frigorigène liquide et peut provoquer une chute de pression importante (suivant l'importance du colmatage), cette chute de pression peut être comparable à celle créée par la « détente normale », on peut retrouver alors un mélange de liquide et de vapeur à la sortie du filtre-déshydrateur et le voyant liquide va « buller ».

Il s'ensuit un manque de fluide frigorigène liquide à l'entrée du détendeur et par suite une mauvaise alimentation en fluide de l'évaporateur avec les mêmes symptômes que ceux de la panne du détendeur trop petit. Ces deux pannes diffèrent par le fait qu'il y'a une différence de température sur la ligne liquide pour la panne de la pré-détente.

II.2.4. PANNE DE L'EVAPORATEUR TROP PETIT :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance de l'évaporateur. L'évaporateur produisant moins de vapeurs que le compresseur peut en aspirer, la basse pression BP va diminuer fortement.

Les échanges entre le fluide frigorigène liquide contenu dans l'évaporateur et le fluide à refroidir ne s'effectuent pas correctement, l'écart de température sur le fluide augmente, le fluide n'est plus refroidi correctement et n'est plus totalement vaporisé, la surchauffe est faible et il y'a des risques de coup de liquide, tout se passe comme si le détendeur devenait surpuissant. Le condenseur devient potentiellement surpuissant puisque la puissance frigorifique produite est faible, le sous refroidissement SR sera plutôt bon.



Ces pannes peuvent avoir 2 origines :

Le manque de débit d'air sur l'évaporateur : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide diminue alors que celle à l'entrée augmente, l'écart de température sur le fluide est donc important.

L'évaporateur est encrassé : le fluide est moins bien refroidi et la différence de température sur le fluide sera plutôt faible.

La panne de l'évaporateur trop petit peut avoir plusieurs causes (évaporateur à air) :

- Les tubes et les ailettes de l'évaporateur sont encrassés.
- Les filtres à air sont sales.
- La courroie du ventilo évaporateur patine ou est cassée.
- La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante.
- La circulation se fait mal dans le local.
- L'un des ventilateurs de l'évaporateur ne fonctionne plus.
- Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers...

Il est à noter que le sens de circulation de l'air est inversé pour un ventilateur du type hélicoïde lorsque que le ventilateur tourne à l'envers, pour un ventilateur centrifuge, le sens de circulation reste inchangé ; par contre, le débit d'air et la pression aéraulique fournie diminuent fortement.

II.2.5. PANNE DU COMPRESSEUR TROP PETIT :

Cette panne regroupe toutes les anomalies susceptibles de provoquer une perte de puissance du compresseur.

Par exemple, lorsque le compresseur perd de la puissance (un cylindre sur deux en fonctionnement, l'autre étant hors service), tout se passe comme si l'évaporateur produit plus de vapeurs de fluide que le compresseur ne peut aspirer, la basse pression BP va augmenter fortement. Le débit massique de fluide frigorigène en circulation étant réduit, la puissance frigorifique va diminuer également.



Le détendeur devient surpuissant et il y'a des risques de coups de liquide, la surchauffe sera faible. La quantité de fluide frigorigène vapeur aspirée étant réduite, le compresseur sera moins bien refroidi et son carter sera plutôt chaud. L'énergie électrique consommée par le compresseur va diminuer. Le condenseur devient surpuissant, le sous refroidissement SR sera bon.

La liste suivante fait le point de quelques pannes du compresseur trop petit :

- Clapet cassé ou non étanche
- Rupture de clapet
- Le compresseur est sous dimensionné par rapport à l'évaporateur...

II.2.6. PANNE DE L'EXCES DE CHARGE :

Le détendeur thermostatique réglant le niveau de fluide frigorigène dans l'évaporateur, le lieu de considération pour l'excès de charge est la bouteille liquide et dans une moindre mesure le condenseur.

En cas d'excès de charge, le niveau de liquide va augmenter dans la bouteille liquide puis dans le condenseur, réduisant ainsi la surface d'échange du condenseur.

La condensation des vapeurs de fluide frigorigène va mal se passer avec comme répercussion une augmentation de la haute pression HP.

Par contre le fluide frigorigène liquide qui se trouve dans le condenseur et dans la bouteille liquide va rester plus en contact avec le fluide de refroidissement (ambiance), ce qui va lui assurer un bon sous refroidissement SR.

L'augmentation de la HP entraîne une réduction du débit massique de fluide aspiré par le compresseur et par suite une diminution de la puissance frigorifique.

Le détendeur devient surpuissant à cause de l'augmentation de la HP et la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur sera normale.



Remarque : si l'une des pressions de fonctionnement (BP ou HP) varie dans un sens, l'autre pression a toujours tendance à varier dans le même sens sauf dans le cas de la panne du compresseur petit ou la HP descend pendant que la BP augmente.

L'augmentation de la haute pression HP va entraîner une consommation électrique plus importante et l'écart de température maximale sur le condenseur sera plutôt élevé.

Il est préférable d'effectuer le test des incondensables pour ne pas confondre la panne de l'excès de charge avec la panne des incondensables, car ces 2 pannes présentant pratiquement les mêmes symptômes.

II.2.7. PANNE DES INCONDENSABLES :

Les incondensables sont les gaz indésirables (air, azote...) qui sont dans le circuit frigorifique. Ils sont généralement piégés en partie haute de la bouteille liquide et ils augmentent artificiellement la pression HP.

Les symptômes sont les mêmes que ceux de la panne de l'excès de charge. Seul le test des incondensables permet de différencier ces deux pannes.

Le test des incondensables s'effectue comme suit :

- Ramener tout le fluide frigorigène dans la bouteille liquide (ou condenseur) par un fonctionnement du type « Pump Down ».
- Forcer la circulation du fluide de refroidissement (par exemple mettre en marche le ventilo-condenseur dans le cas d'un condenseur à air) pendant un certain temps (1/4 d'heure).
- Mesurer la température du fluide de refroidissement (température de l'air dans le cas d'un condenseur à air).
- comparer cette température à l'indication de la température du manomètre HP.

Si les indications respectives du manomètre HP et du thermomètre coïncident à environ 2°C, il n'y a pas d'incondensables dans le circuit frigorifique, mais si la température indiquée par le manomètre dépasse de plus de 2°C à celle du thermomètre, il y'a des traces d'incondensables qui sont d'autant plus importants que l'écart est plus grand. Et si la



température indiquée par le manomètre est inférieure de plus de 2°C à celle du thermomètre, cela veut dire que le circuit est sous chargé en fluide frigorigène.

La purge est possible lorsque la bouteille liquide comprend un purgeur ou en créant une purge sur le raccord d'entrée si il n'est pas brasé. Autrement, il faut vider (récupérer), tirer au vide et recharger le circuit en FF.

II.2.8. PANNE DU CONDENSEUR TROP PETIT :

Cette panne caractérise toutes les pannes provoquant une réduction anormale de la puissance du condenseur. Le condenseur n'assurant plus un bon refroidissement des vapeurs de fluide frigorigène, la haute pression HP va augmenter fortement.

Les échanges entre les vapeurs de fluide frigorigène dans le condenseur et le fluide de refroidissement ne s'effectuent pas correctement, la température du fluide de refroidissement à la sortie du condenseur diminue de même que l'écart de température sur le fluide. Les vapeurs de fluide frigorigène ne sont pas totalement condensées et le sous refroidissement est très faible. Dans certains cas, le voyant liquide peut même « buller » bien que la charge en fluide frigorigène soit correcte. L'augmentation de la HP entraîne une réduction de la puissance frigorifique et tout se passe comme si le détendeur devenait surpuissant, la surchauffe sera normale.

A cause de la HP élevée, la consommation électrique du compresseur est plus importante et le débit massique de fluide frigorigène véhiculé par le compresseur diminue. Le compresseur aspirant moins de fluide qu'il en peut, la BP va augmenter.

Ces pannes peuvent avoir 2 origines :

- **Le manque de débit d'air sur le condenseur** : la vitesse de circulation du fluide (l'air) étant faible, le fluide (l'air) reste plus en contact avec les surfaces d'échange, la température de sortie du fluide augmente, l'écart de température sur le fluide est donc important
- **Le condenseur est encrassé** : la température du fluide à la sortie du condenseur est inférieure à la normale, la différence de température sur le fluide sera plutôt faible.

La panne du condenseur trop petit peut avoir plusieurs causes (condenseur à air) :



- Les tubes et les ailettes du condenseur sont encrassés.
- L'emplacement du condenseur est mal choisi.
- La courroie du ventilo-condenseur patine ou est cassée.
- La perte de charge du réseau aéraulique de l'évaporateur est trop importante.
- Il y'a un recyclage de l'air chaud sur le condenseur.
- L'un des ventilateurs du condenseur ne fonctionne plus.
- Le ventilateur de l'évaporateur tourne à l'envers...

II.3. SYNTHESE DES PANNES FRIGORIFIQUES :

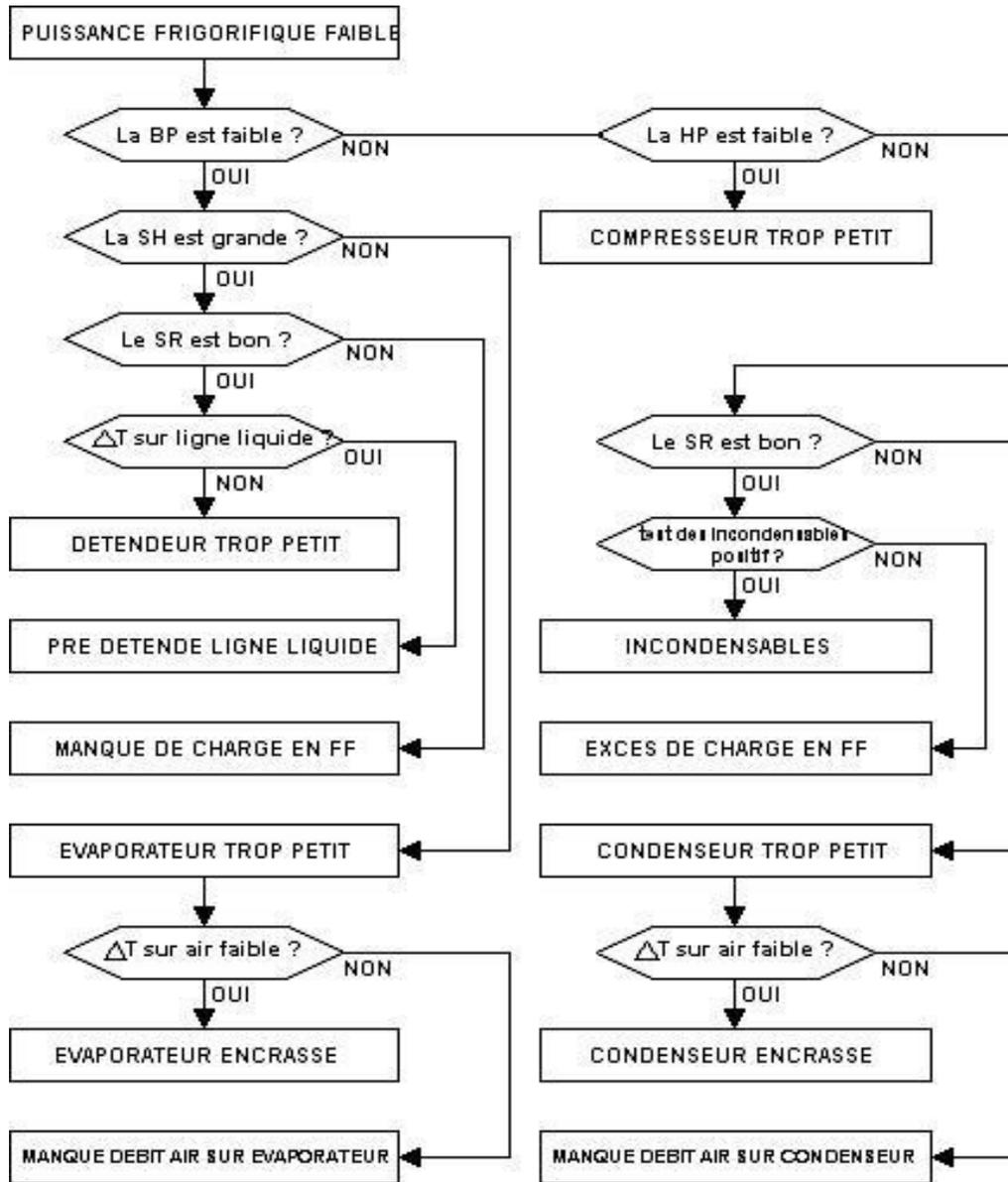


Figure 23 : Diagramme de détermination des pannes frigorifiques



III. EXEMPLE D'ETABLISSEMENT D'UNE FICHE D'ENTRETIEN:

OPERATIONS	VISITE				OBSERVATIONS
	S	M1	M2	A	
Contrôle du fonctionnement et du réglage des pressostats HP et BP et différentiel d'huile			M2		Etalonnage si besoin des appareils
Contrôle du fonctionnement et du réglage des appareils de régulation (thermostats de la ligne liquide pressostatiques)				A1	Etalonnage si besoin
Changement des cartouches deshydratantes de la ligne liquide pressostatiques)				A1	Mettre les dates de remplacement sur les deshydrateurs neufs et sur les boîtiers à cartouches
Contrôle et étalonnage des thermomètres et manomètres			M2		
Changement des niveaux, pression et acidité des huiles	S4	S2			
Vérification du fonctionnement et nettoyage des séparateurs d'huile démontables			M1		
Nettoyage du filtre d'aspiration de la pompe à huile					
Contrôle de l'étanchéité des circuits	S1				
Nettoyage de condenseur à air			M3		Selon l'état d'encrassement, ce nettoyage s'effectuera par soufflage ou avec un nettoyeur haute pression (solution d'eau avec solvant)
Démontage si besoin des motoventilateurs pour un nettoyage à contre courant du flux normal					
Vérification des motoventilateurs				M1	Contrôle de l'état des pales et de leur propriété, de l'état de courroies, des paliers, de l'état de fixation
Contrôle et nettoyage des évaporateurs			M2		Contrôle de l'encrassement, de l'accumulation de glace. Les évaporateurs doivent être nettoyés à l'eau chaude en employant des produits bactéricides et fongicides. Redressement des ailettes si nécessaire
Contrôle de l'alimentation des évaporateurs					
Contrôle de la surchauffe et vérification de la fixation et de la qualité du contact du bulbe de détendeur	S1				Emploi d'un thermomètre digital avec sonde de surface
Vérification et nettoyage des bacs de récupération et des évacuations des eaux de dégivrage	S3				



Tableau 14 : exemple d'établissement d'une fiche d'entretien

Remarque :

- S : semaine

Exemple : S2 : toutes les 2 semaines

- M : mois

Exemple : M3 : tous les 3 mois

- A : année

Exemple : A1 : toute l'année

CHAP IV



EVALUATION DE BUDGET POUR L'INSTALLATION



L'installation est composée de :

- Un compresseur alimenté par l'intermédiaire d'un contacteur électrique.
- Deux évaporateurs à air dont le moteur d'entraînement des ventilateurs est alimenté par l'intermédiaire d'un contacteur
- Un condenseur à air
- Un thermostat de régulation désignée par B1 qui est placé dans le tunnel de surgélation
- Un pressostat BP (Basse Pression) désignée par B3
- Un pressostat de sécurité HP (Haute Pression) désignée par B2
- Une vanne solénoïde (régulateur pump down) désignée par EV
- Une bouteille liquide BL
- D'une autre bouteille anti-coup de liquide
- Un filtre déshydrateur FD
- Un voyant indicateur d'humidité V
- Un filtre d'aspiration FA
- Un séparateur d'huile SD
- Un pressostat différentiel d'huile PDH
- Deux régulateurs de pression RP (haute et basse pression)
- Une vanne de service VS
- Deux détendeurs thermostatiques à égalisation externe de pression D1 et D2



II. PRIX DES MATERIELS FRIGORIFIQUES :

Pour les valeurs des prix de tous les appareils frigorifiques, elles sont données au près de la société SMEF, c'est-à-dire qu'elles sont des prix arrivés à Antananarivo.

Tableau 15 : PRIX DES APPAREILS FRIGORIFIQUES PRINCIPAUX :

DESIGNATION	NOMBRE	PRIX UNITAIRE [Ar]	PRIX TOTAL [Ar]
Evaporateur FRIGA-BOHN Type « NFT 507 » Puissance : 66.83KW DT=6k	2	98 293 000	196 586 000
Compresseur BITZER semi-hermétique à vis Modèle « HSK 8561-125-40F » Puissance : 135.6 [KW] $T_{\text{evap}} = -20^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{cond}} = 42^{\circ}\text{C}$	1	102 375 000	102 375 000
Condenseur BITZER à air Type « CCM 3917/00 » Puissance 264KW DT=10K	1	70 200 000	70 200 000
Détendeur thermostatique interchangeable Type « TES 55 - 37.0 » Capacité nominale : 100KW $T_{\text{evap}} = -20^{\circ}\text{C}$ $\Delta P = 16 \text{ bar}$	2	2 925 000	5 850 000
TOTAL			375 011 000

Tableau 16 : **PRIX DES MATERIELS FRIGORIFIQUES SECONDAIRES :**

DESIGNATION	NOMBRE	PRIX UNITAIRE [Ar]	PRIX TOTAL [Ar]
Filtre deshydrateur	1	140 400	140 400
Filtre d'aspiration	1	280 800	280 800
Bouteille de liquide	1	9 880 000	9 880 000
Bouteille anti-coup de liquide	1	5 070 000	5 070 000
Séparateur d'huile	1	7 020 000	7 020 000
Distributeur de liquide	2	265 000	530 000
Pressostat haute pression	1	166 400	166 400
Pressostat basse pression	1	166 400	166 400
Pressostat différentiel d'huile	1	845 000	845 000
Thermostat d'ambiance	1	319 800	319 800
Régulateur de pression	2	655 200	1 310 400
Voyant indicateur d'humidité	1	62 400	62 400
Vanne de service	1	98 800	98 800
Vanne solénoïde (régulateur pompe down)	1	187 200	187 200
Tuyau en Cu diam : 89x2 mm	10	161 200	1 612 000
Tuyau en Cu diam : 42x1.5 mm	6	46 800	280 800
Bifurcation diam : 42 mm	1	65 000	65 000
Confluence diam : 89 mm	1	182 000	182 000
Coude à 90° diam : 89 mm	3	182 000	546 000
Coude 90° diam : 42 mm	3	46 800	140 400



Fluide frigorigène R404A	1	525 200	525 200
Panneaux sandwich de polyuréthane	101.5 m ²	228 800	23 223 200
TOTAL			52 652 200

D'où, le prix total des matériels frigorifique est:

$$I_{\text{tot}} = 375\,011\,000 + 52\,652\,200 = 427\,663\,200 \text{ Ar}$$

$$I_{\text{tot}} = 427\,663\,200 \text{ Ar}$$

III. LE COUT TOTAL D'INVESTISSEMENT :

❖ Les frais d'installation :

Ils représentent tous les salaires des installateurs, l'assurance, etc.

Par estimation, le frais d'installation est de 10% au prix total des matériels frigorifiques et ça devient :

$$I_{\text{inst}} = 0.1 \times I_{\text{tot}} = 42\,766\,320 \text{ Ar}$$

$$I_{\text{inst}} = 42\,766\,320 \text{ Ar}$$

❖ L'imprévu :

On prend une marge de 5% pour l'imprévu, c'est-à-dire $0.05 \times I_{\text{inst}} = 21\,383\,160 \text{ Ar}$

Le coût total de l'installation sera donc:

$$\begin{aligned} C_t &= I_{\text{tot}} + I_{\text{inst}} + \text{imprevu} \\ &= 427\,663\,200 \text{ Ar} + 42\,766\,320 \text{ Ar} + 21\,383\,160 \text{ Ar} \end{aligned}$$

$$C_t = 491\,812\,680 \text{ Ar}$$

CHAP V

UN REGARD SUR L'ENVIRONNEMENT



CHAP V : UN REGARD SUR L'ENVIRONNEMENT

I. GENERALITES :

L'environnement dont on parle est par définition, l'ensemble des caractéristiques physiques, chimiques et biologiques.

L'impact environnemental désigne l'ensemble des modifications qualitatives et fonctionnelles de l'environnement engendrées par un processus, un organisme ou un produit (de sa conception à sa "fin de vie").

Actuellement, la destruction de la couche d'ozone est très connue dans le monde et notre environnement subit des dangers et des risques pour le futur. Ce phénomène est dû par des plusieurs facteurs dont la partie majeur observée est en rapport avec les activités humaines comme les émissions des gaz engendrés par le secteur industriel ; le gaz carbonique (CO₂) produit par la combustion de pétrole ; charbon et gaz naturels ; le méthane (CH₄) et l'oxyde nitreux (N₂O) ; les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrofluorocarbones (HCFC) ; les gaz d'échappement responsables de l'attaque de la couche d'ozone, ainsi que les substituts des CFC (HFC, PFC « PerFluoroCarbure » et SF₆ « hexafluorure de soufre »), etc.

En effet, le rythme de destruction devient trop élevé par rapport à nos capacités de réactions, des dommages pourraient ne plus être maîtrisés et ses conséquences devraient être ainsi plus importantes pour les générations futures.

Il est nécessaire donc de prévoir tous les impacts environnementaux avant de réaliser un projet car c'est un outil de faire un bilan, cela nous mène alors cette étude dans le domaine du froid.

Les émissions de fluides frigorigènes peuvent se produire soit lors de la production des fluides, lors de la manipulation de ceux-ci et par des fuites, lors de leur utilisation dans les équipements et lors de la fin de vie des équipements.

II. LES SECTEURS RESPONSABLES AUX EMISSIONS DE FLUIDES :

- Le froid domestique
- Le froid commercial
- Transport des marchandises à température dirigée
- Industrie agroalimentaire et stockage
- Climatisation des transports de personne
- Climatisation des bâtiments
- Industrie et divers
- Fabrication et distribution des fluides

Beaucoup des acteurs sont aussi concernés dans ce domaine comme :

- Le propriétaire de l'équipement frigorifique
- Le producteur du fluide
- Le distributeur du fluide
- Le fabricant de composant et de lubrifiant
- L'installateur et l'exploitant
- La société de maintenance ou de réparation
- Le démolisseur de l'équipement ou de l'installation en fin de vie
- Le maître d'œuvre.

III. LES CONSEQUENCES NEFASTES A L'ENVIRONNEMENT :

De nos jours, deux propriétés des fluides frigorigènes font l'objet d'une attention particulière, il s'agit :

Du potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (PAO) ou ODP (Ozone Depletion Potential) et ; du potentiel d'action global sur l'effet de serre à 100 ans (PAES₁₀₀) ou GWP₁₀₀ (Global Warning Potential).



Les impacts environnementaux liés aux fluides frigorigènes reposent donc sur deux phénomènes :

- La destruction de la couche d'ozone
- Le réchauffement de la planète

III.1. DESTRUCTION DE LA COUCHE D'OZONE :

L'ozone est une forme d'oxygène constituée de trois atomes au lieu de deux. C'est un gaz instable et il est particulièrement vulnérable aux attaques des composés naturels contenant de l'hydrogène, de l'azote et du chlore.

L'ozone situé dans la stratosphère (région située entre 11 et 48 km au dessus de la surface de la terre) est aussi indispensable à la vie que l'oxygène. Il forme en effet un bouclier certes d'une extrême minceur mais d'une remarquable efficacité car il parvient à filtrer la quasi totalité de tous les rayons ultra-violetes nuisibles du soleil.

La formation et la destruction de la couche d'ozone est un processus cyclique et naturel et si son équilibre est rompu par l'effet néfaste de certains fluides frigorigènes qui rejetés dans l'atmosphère (molécules contenant du chlore) vont détruire les molécules d'ozone et par conséquent endommagera la couche d'ozone avec comme conséquence une augmentation des rayons ultra-violetes arrivant à la surface de la Terre.

Les fluides frigorigènes sont donc très dangereux car comme par exemples, les chlorofluorocarbones (CFC) ont une durée de vie importante dans l'atmosphère (un demi-siècle en moyenne pour le R11, 102 ans en moyenne pour le R12, et 85 ans en moyenne pour le R113).

Par conséquent, une fois que ces produits sont rejetés, ils influenceront le processus d'appauvrissement de la couche d'ozone pendant plusieurs années à venir.

Les impacts de la destruction de la couche d'ozone sont les suivantes :

- Impacts négatifs sur la santé humaine, le bien-être ou la qualité de vie
- l'augmentation des cancers de la peau,
- l'augmentation des cas de cataractes et autres lésions oculaires,

- la diminution du système immunitaire,
- la baisse des rendements agricoles et la destruction des forêts,
- la détérioration de la vie maritime.

III.2. RÉCHAUFFEMENT DE LA PLANÈTE :

La température de la terre est maintenue par un équilibre entre l'effet réchauffant provenant du rayonnement solaire venant de l'espace et l'effet refroidissant des rayons infrarouges émis par la surface chaude de l'écorce terrestre et l'atmosphère qui remontent vers l'espace.

Le rayonnement solaire sous forme de lumière visible qui atteint la terre se divise en plusieurs parties :

- Une partie est absorbée par l'atmosphère.
- Une partie est réfléchiée par les nuages et le sol
- Le reste est absorbé par la surface qui est réchauffée et qui à son tour réchauffe l'atmosphère, la surface réchauffée et l'atmosphère de la terre émettent des rayons infrarouges (IR) de grandes longueurs d'onde.

Les gaz présents dans l'atmosphère et qui absorbent une partie de ce rayonnement IR sont appelés gaz à effet de serre. Il s'agit principalement du CO₂, de la vapeur d'eau, du méthane (CH₄) et de l'oxyde nitreux (N₂O) et des fluides frigorigènes rejetés dans l'atmosphère.

IV. MESURES D'ATTENUATION DES IMPACTS :

Face à des impacts importants, il faut définir et mettre en œuvre des mesures d'atténuation. Ces mesures visent à réduire ou à éliminer la gravité des impacts environnementaux négatifs prévus et à améliorer la performance et l'acceptabilité globales du projet sur le plan environnemental.

Il est important donc de pouvoir minimiser l'impact des installations frigorigères sur l'environnement par la diminution des charges de frigorigènes tout en maintenant une efficacité énergétique élevée (utilisation d'échangeurs à mini-canaux) et par la conception des techniques pour la récupération des fluides frigorigènes.



On doit utiliser un bon fluide frigorigène avec les propriétés requises suivantes :

- ne pas détruire la couche d'ozone
- avoir un faible potentiel d'effet de serre
- être non toxique et sans effet sur la santé du personnel
- être non inflammable et non explosif en mélange avec l'air,
- être non corrosif, pas d'action sur les métaux constituant le circuit, pas d'action sur les joints
- sans odeur ou n'ayant qu'une odeur non désagréable
- sans action sur les denrées à conserver
- fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle

Des autres mesures importantes devraient être aussi prises comme :

- la bonne optimisation des charges en fluide frigorigène
- la meilleure étanchéité de l'installation
- et surtout la formation des frigoristes.

CONCLUSION

En vu de développement économique, la consommation des denrées alimentaires tels que les volailles, viandes, poissons.... est très importante sur le marché national et international. Par conséquent, le producteur aura besoin d'effectuer une production en grande quantité et d'avoir une installation frigorifique plus performante et très puissante à la surgélation de ses produits, cette étude nous rend alors plus désirable à la satisfaction de ces besoins en garantissant les qualités et les normes que les consommateurs exigent.

Par ailleurs, ce type de tunnel devient un système de congélation très efficace dans le domaine du froid car il peut atteindre la température voulue en une courte durée et peut aussi accomplir de 3 à 4 cycles dans une journée c'est-à-dire que la production devient de 15 à 20 tonnes par jours.

En effet, ce tunnel apporte des avantages sur l'accès au marché international et sur la croissance économique du pays. Il est aussi un moyen favorable à la participation au plan du développement national et à la réduction de la pauvreté.

Dans le pays de développement, on a remarqué que la quasi-totalité des denrées alimentaires sont déjà distribuées à l'état congelé ou réfrigéré et je tiens à souhaiter que ce sera le cas pour notre pays après quelques années.

ANNEXES

ANNEXE 1

COEFFICIENT D'OCCUPATION DU SOL EN FONCTION DU TYPE D'ENTREPOSAGE :

d_c [Kg /m ³]	Conditionnement	Type d'entreposage	H ₀
300	En vrac	Entreposage de marchandises congelées palettisées à rotation rapide	0.50.....0.60

ANNEXE 2

RÉSISTANCE THERMIQUE INTERNE ET EXTERNE :

$1/h_{int}$ [m ² .K/Kw]	Côté interne de la paroi	$1/h_{ext}$ [m ² .K/Kw]	Côté externe de la paroi
0,06	Milieu à ventilation mécanique	0,032	En contact avec l'air extérieur
0,12	Milieu à ventilation naturelle	0,12	En contact avec un autre local

ANNEXE 3

COEFFICIENT DE CONDUCTION THERMIQUE DE L'ISOLANT :

matériau	Masse volumique sèche [kg/m ³]	λ [w/m ² °k]
Mousse rigide à base de polyuréthane : -Plaques et blocs expansés en continu	30 à 40	0,029
	30 à 40 40 à 60	0,033
-blocs expansés en discontinu		

ANNEXE 4

DUREE MOYENNE D'OUVERTURE DE PORTE DE DIFFERENTS TYPES DE MARCHANDISES :

Type de porte	Type de marchandises	d_t [min/t]
Porte à ouverture manuelle	Cas de la viande sur pendoir	15
	Cas des marchandises palettisés	6

ANNEXE 5

QUANTITE DE CHALEUR DEGAGEE PAR UNITE DE TEMPS PAR UNE PERSONNE EN ACTIVITE :

Température du tunnel [°C]	Quantité de chaleur par personne et unité de temps q_p [W]
-5	300
-10	330

ANNEXE 6

LES VALEURS NORMALISÉES MISES EN JEU DANS LE CALCUL DES TUYAUTERIES :

Désignation de la tuyauterie	Perte de charge recommandée, en K	Vitesse recommandée, en m/s
aspiration	1 à 2	6 à 12
refoulement	1 à 2	6 à 15
Liquide (condenseur/ bouteille)	0,5	0,3 à 1,2
Liquide (bouteille/évaporateur)	0,5	0,3 à 1,2

BIBLIOGRAPHIE ET SITE INTERNET

1. ANDRIAMIHAINGO F.

Etude et conception d'usine de transformation des fruits tropicaux. Mémoire d'ingénieur en Génie Industriel

2. H.J. BREIDERT, Jean-Louis CAUCHEPIN

Calcul des chambres froides. 1998 Pyc édition livres.Paris

3. PIERRE RAPIN, PATRICK JACQUARD

Installation frigorifique Tome2 6^{ème} édition. Octobre 1992-pyc édition

4. P.J RAPIN

DUNOD Formulaire du froid 12^{ème} édition. 2003 PYC EDITION

5. RANAIVOSON Andriambala H.

Cours de froid industriel. Année 2007

6. RANDRIAMIADANARIVO Nantenaina J

Conception d'un logiciel de dépistage des pannes des installations frigorifiques.

Mémoire d'Ingénieur en Génie Industriel. Promotion 2000

7. <http://www.eieretsher.org>

8. <http://www.environnement.gouv.fr>

9. www.bitzer.fr

10. www.danfoss.fr

11. www.delmo.com

12. www.delaplanete.org

ETUDE D'IMPLANTATION D'UN TUNNEL POUR LA SURGELATION DES POULETS

Nombre de pages : 73

Nombre de figures : 24

Nombre de tableaux : 16

RESUME

Dans cet ouvrage est rassemblé l'essentiel des éléments nécessaires à la bonne installation d'un tunnel de surgélation et tous les calculs y présentés sont spécialement étudiés pour les cas des volailles.

Ce tunnel permet non seulement une congélation rapide et efficace, mais aussi, il favorise une grande quantité de production pour l'utilisateur.

Mots clés : tunnel, surgélation, fluides, circuit électrique, qualité.

ABSTRACT

In this work is collected the main part of elements necessary for the good installation of a tunnel of freezing and all the calculations presented are specially studied for the cases of the poultry.

Keywords: tunnel, freezing, fluid, electric circuit, quality.

Auteur : RASOLOFONIRINA Nasolo Andry

Tél : 03312 750 55

Adresse: VT3 ABN Andohaniato TANA/II

E-mail: nasoloandry@hotmail.com

Directeur de mémoire: RANAIVOSON Andriambala Hariniaina

Encadreur professionnel : RANDRIAMANAMPISOA Falimanana