

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique

Laboratoire génie mécanique et développement

L'Agence Nationale pour la transformation et la distribution

de l'Or et des métaux précieux « AGENOR »



Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Calculs, dimensionnement et conception d'une installation de réfrigération solaire pour le refroidissement des fours de fusion de l'entreprise AGENOR

CHERGUI Anis

HADIOUI Aziz

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur

M. Mohamed BENBRAIKA MAA

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2020

Composition du Jury :

Président	M. Yacine BELKACEMI	MCA	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI M. Mohamed BENBRAIKA	Professeur MAA	ENP
Examineur	M. Abdelhamid BOUHELAL	Dr. MAB	ENP
PARTENAIRE	M. Mahjoub BERREZOUANE	Directeur général	AGENOR

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique

Laboratoire génie mécanique et développement

L'Agence Nationale pour la transformation et la distribution
de l'Or et des métaux précieux « AGENOR »



Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Calculs, dimensionnement et conception d'une installation de réfrigération solaire pour le refroidissement des fours de fusion de l'entreprise AGENOR

CHERGUI Anis

HADIOUI Aziz

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur

M. Mohamed BENBRAIKA MAA

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2020

Composition du Jury :

Président	M. Yacine BELKACEMI	MCA	ENP
Promoteurs	M. Arezki SMAILI M. Mohamed BENBRAIKA	Professeur MAA	ENP
Examineur	M. Abdelhamid BOUHELAL	Dr. MAB	ENP
Partenaire	M. Mahjoub BERREZOUANE	Directeur général	AGENOR

ملخص:

الهدف النهائي لمشروع نهاية دراستنا هو التحجيم والتحليل الحراري مع التصميم العملي لآلة امتصاص لتبريد الماء الساخن، مع الطاقة الشمسية كمصدر رئيسي للطاقة. هذا النظام مخصص لأفران الانصهار لشركة AGENOR. بناءً على احتياجات الطاقة التي استعدناها، تمكنا من تصميم تركيب تبريد امتصاص باستخدام الحرارة الشمسية وسخان مياه تعمل بالغاز الطبيعي. علاوة على ذلك، سمحت لنا الحسابات بالوصول إلى آلة تشغل مساحة 4.5 م × 5 م باستخدام مصدر حرارة هجين (غاز طبيعي / شمسي) مع مساحة قصوى تبلغ 84 متر مربع من مجمعات الطاقة الشمسية الفراغية اللازمة لتشغيل التثبيت مع معامل أداء 0.789 ومعامل اقتصادي $NPV = 298013.2021$ دج / سنوات .

الكلمات المفتاحية:

التحليل الحراري الديناميكي والحراري، دورة التبريد، دورة الامتصاص، مجمعات الطاقة الشمسية، التصميم، CAD، التحليل التقني والاقتصادي، تجميع الماكينة.

Abstract:

The ultimate goal of our final project is the sizing thermal analysis and design of an absorption machine for cooling of the melting furnaces of company AGENOR company, based on the required cooling capacity provided by the company, we have been able to size an absorption cooling system using solar energy as a heat source and a boiler operating with natural gas. Furthermore, the calculations have enabled us to arrive at a machine that occupies a surface area of 4.5 m × 5 m using a hybrid heat source (solar and natural gas) with a maximum surface area of 84 m² of vacuum solar collectors necessary for the operation of the installation with a coefficient of performance of 0.789. Finally, economic analysis has shown that the installation would be profitable. (i.e. $NPV=298013,2021$ DA/year).

Keywords:

Thermodynamic and thermal analysis, Absorption refrigeration cycle, Solar collectors, Design, CAD, Economic analysis

Résumé :

L'objectif ultime de notre projet de fin d'études consiste en le dimensionnement, l'analyse thermique et la conception d'une machine à absorption pour le refroidissement des fours de fusion de l'entreprise AGENOR. En se basant sur la capacité de refroidissement requise, fournie par l'entreprise, nous sommes parvenus à dimensionner l'installation de refroidissement à absorption utilisant comme source de chaleur le solaire et une chaudière fonctionnant avec du gaz naturel. Par ailleurs, les calculs nous ont permis d'aboutir à une machine qui occupe une surface de 4.5 m × 5 m utilisant une source de chaleur hybride (solaire et gaz naturel) de surface maximale de 84 m² de capteurs solaires sous vide nécessaire pour le fonctionnement de l'installation avec un coefficient de performance de 0.789. Enfin, l'analyse économique a montré que l'installation serait rentable (i.e. $NPV = 298013DA/ans$).

Mot clé :

Analyse thermodynamique et thermique, Cycle de réfrigération par absorption, Capteurs solaires, Conception, CAO, Analyse économique.

REMERCIEMENT :

Nous remercions avant tout Allah le tout puissant de nous avoir donné la foi, la santé et la volonté de mener à bien notre projet.

Nous remercions chaleureusement notre promoteur Professeur Arezki SMAILI, dont le rôle fût primordial. Au-delà de ses précieux conseils scientifiques, nous retiendrons longtemps ses grandes qualités humaines, la confiance qu'il nous a accordée ainsi que sa disponibilité permanente.

Nous tenons également à remercier Mr Mohamed BENBRAIKA notre co-encadreur pour ses conseils précieux, sans oublier que sans son lien étroit avec l'entreprise AGENOR notre projet n'aura pu voir le jour.

Nous remercions aussi les membres du jury, Monsieur le président de jury le docteur Yacine BELKACEMI, Monsieur l'examineur le docteur Abdelhamid BOUHELAL, d'avoir pris le temps et le soin de lire notre document.

Nous remercions Monsieur le Directeur général Mahjoub BERREZOUANE et toute l'équipe de l'entreprise AGENOR qui nous ont accueilli chaleureusement,

Nos remerciements vont également vers tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique. Merci d'avoir donné autant de vos personnes pour notre formation.

Enfin, Nous adressons nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué à petite ou grande échelle, de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

Dédicace

Je dédie ce modeste projet de fin d'études à :

- *Mon cher papa et ma chère maman qui m'ont bien éduqué, qui ont veillé à ma réussite et pour que je devienne un homme de principe et parmi l'élite du pays.*
- *Mon frère Azedine et ma sœur Souhila, qui m'ont montré la voie de la réussite.*
- *A toute ma famille (mes oncles, mes tantes.) et à tous mes amis et à toutes les personnes qui ont cru en moi et qui m'ont soutenu durant toutes mes études.*
- *Ma nièce Meriem que j'aime beaucoup.*

HADIOUI Aziz

Dédicace

Je dédie ce modeste projet de fin d'études à :

- *Mon cher papa et ma chère maman qui m'ont bien éduqué, qui ont veillé à ma réussite et pour que je devienne un homme de principe et parmi l'élite du pays.*
- *Mon frère et ma sœur, qui m'ont montré la voie de la réussite.*
- *A toute ma famille (mes oncles, mes tantes.) et à tous mes amis et à toutes les personnes qui ont cru en moi et qui m'ont soutenu durant toutes mes études.*

CHERGUI Anis

Table des matières

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Abréviation	
INTRODUCTION GENERALE	16
CHAPITRE 1 PROBLEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT DES FOURS D'AGENOR ET SOLUTION PROPOSEE	19
1.1. Système de refroidissement existant	19
1.1.1. Introduction	19
1.1.2. Description d'une pompe à chaleur	19
1.1.3. Les organes principaux de la PAC.....	19
1.1.4. Cycle thermodynamique d'une PAC	20
1.2. différentes techniques de refroidissement	22
1.2.1. Rafraîchissement par géothermie basse température « géocooling »	22
1.2.2. Ice energy	23
1.2.3. Tours de refroidissement.....	25
1.2.4. Système à absorption	27
1.3. Conclusion.....	28
CHAPITRE 2 TECHNOLOGIE DES SYTEMES DE REFROIDISSEMENT A ABSORPTION	30
2.1. Historique des machines frigorifiques à absorption	30
2.2. Fonctionnement du cycle à absorption.....	31
2.3. La cristallisation.....	32
2.4. Classification des systèmes à absorption.....	34
2.4.1. Selon la méthode de cuisson	34
2.4.2. La paire de fluides de travail	34
2.4.3. Nombre d'effet	35
2.5. Refroidisseur à absorption fonctionnant à l'énergie solaire.....	38
2.5.1. Les capteurs thermiques	39
2.6. Les fluides de travail.....	41
2.6.1. Sélection du couple de travail	42

2.6.2.	Les couples de travail existants	43
2.6.3.	Avantages et inconvénients de chaque couple de travail	43
2.6.4.	Couple de travail choisi	44
2.7.	Configuration des absorbeurs	45
2.7.1.	Les absorbeurs à films tombant	46
2.7.2.	Type de distributeurs	48
2.7.3.	Configuration du distributeur choisie	50
2.8.	Conclusion	51
CHAPITRE 3 CONSIDERATIONS THERMODYNAMQUES DE L'INSTALLATION PORPOSEE		53
3.1.	Introduction	53
3.2.	Analyse thermodynamique	53
3.3.	Propriétés thermodynamiques du couple LiBr/H₂O	55
3.4.	Identification des pressions et débits de fonctionnement du cycle	56
3.5.	Resultats	58
3.6.	Conclusion	59
CHAPITRE 4 DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION PROPOSEE		61
4.1.	Dimensionnement de l'évaporateur	61
4.1.1.	Calcul de la surface d'échange extérieure totale	64
4.1.2.	Calcul de nombre de hairpins nécessaire	68
4.1.3.	Calcul de l'over surface	69
4.2.	Dimensionnement de l'absorbeur	69
4.2.1.	Calcul de la surface d'échange extérieure totale	70
4.2.2.	Calcul de nombre de tubes	72
4.3.	Dimensionnement du récupérateur	73
4.3.1.	Calcul de la surface d'échange	74
4.3.2.	Calcul de nombre de hairpins	76
4.3.3.	calcul de l'over surface	76
4.4.	Dimensionnement du générateur	76
4.4.1.	Calcul de la surface d'échange	77
4.4.2.	Calcul de nombre de hairpins	80
4.4.3.	Calcul de l'over surface	80
4.5.	Dimensionnement du condensateur	80
4.5.1.	Calcul de la surface d'échange	82

4.5.2.	Calculs des autres paramètres de l'échangeur	84
4.6.	Dimensionnement des capteurs solaire sous vide et de la chaudière à gaz	85
4.7.	Conclusion	91
CHAPITRE 5 CONCEPTION ET CONSIDERATIONS TECHNICO-ECONOMIQUES		93
5.1.	Principaux composants de l'installation	93
5.1.1.	Absorbeur	93
5.1.2.	Evaporateur	96
5.1.3.	Récupérateur.....	100
5.1.4.	Condenseur.....	102
5.1.5.	Générateur	104
5.2.	Accessoires de l'installation proposée	107
5.3.	Liste d'organes à acquérir	113
5.4.	Montage de l'installation	115
5.5.	Analyse économique.....	117
CONCLUSION GENERALE		121
Bibliographie		123
Annexes.....		125

Liste de figure

Figure 1.1.: Schéma d'une pompe à chaleur [9].....	19
Figure 1.2: Cycle thermodynamique d'une PAC [5]	20
Figure 1.3: Schéma d'utilisation de la géothermie [4]	23
Figure 1.4: Image illustratif d'une machine ICE ENERGY [34]	24
Figure 1.5: Vue éclatée de l'installation ICE ENERGY [34]	24
Figure 1.6: Tour de refroidissement ouverte [33].....	25
Figure 1.7: Tour de refroidissement fermées [33]	26
Figure 1.8: Tour de refroidissement hybride [33].....	37
Figure 2.1: Schéma d'un cycle basique de refroidissement par absorption [27].....	31
Figure 2.2: Diagramme de Dühring pour une solution de LiBr-H ₂ O avec ligne de cristallisation [8]	33
Figure 2.3: Schéma d'un refroidisseur à absorption à simple effet [14].....	35
Figure 2.4: Niveaux de COP pour les refroidisseurs à absorption LiBr H ₂ O à simple, double et triple effet en fonction de la température d'alimentation en chaleur [12].....	36
Figure 2.5: Schéma d'un refroidisseur à absorption à double effet [13]	36
Figure 2.6: Schéma d'un refroidisseur à absorption à triple effet. [13].....	37
Figure 2.7: Comparaison technique des refroidisseurs à absorption [27]	37
Figure 2.8: Un système de refroidissement solaire basé sur un refroidisseur à absorption [27]	38
Figure 2.9: Capteur solaire plat. [10].....	39
Figure 2.10: Capteur solaire à tube sous vide [10]	40
Figure 2.11: Collecteur cylindro-parabolique [10]	41
Figure 2.12: Différents arrangements de distribution des phases dans les colonnes à garnissage. [23]	45
Figure 2.13: Absorbent adiabatiques à plaque verticale [23]	46
Figure 2.14: Configuration d'un absorbeur à film tombant sur des tubes horizontaux. [23].....	47
Figure 2.15: Différentes configurations de distributeur trouvées dans la littérature [23]	48
Figure 2.16: Distributeur typique de configuration N 3. [23].....	49
Figure 3.1: Schémas montrant les dix états d'une machine à absorption à un étage	53
Figure 3.2: Diagramme d'Oldham (pression, température et titre) du couple (LiBr-eau) [2].....	57
Figure 3.3 : Diagramme de Merkel (enthalpie, titre et température) du couple (LiBr-eau) [2].....	58
Figure 4.1: Echangeur à contre flux [25]	62
Figure 4.2: Variation de température dans un échangeur à contre flux [26]	63
Figure 4.3: Disposition verticale des tubes de l'absorbeur	70
Figure 4.4: Transfert de chaleur et facteur de friction pour un échangeur de chaleur à ailettes continues à tube circulaire [30]	81
Figure 5.1: Support des tubes internes (partie interne absorbeur)	93
Figure 5.2: Circuit d'eau de refroidissement de l'absorbeur	93
Figure 5.3: Assemblage de la partie interne de l'absorbeur	94
Figure 5.4: Vue de l'ensemble citerne-partie interne absorbeur	94
Figure 5.5: Vue finale de l'absorbeur assemblé	95
Figure 5.6: Les deux parties constituantes de chaque hairpin	97
Figure 5.7: Assemblage du hairpin	97
Figure 5.8: Vue de l'assemblage fini de l'évaporateur.....	98
Figure 5.9: Tube interne de l'évaporateur	99
Figure 5.10: Vue éclaté du récupérateur	100
Figure 5.11: Vue éclatée de du condenseur	102

Figure 5.12: Assemblage des ailettes et tubes constituant le condenseur	103
Figure 5.13: Vue éclatée du générateur.....	104
Figure 5.14: Schéma illustratif des paramètres d'un arrondi [26].....	109
Figure 5.15: Emplacement des pompes dans l'installation	112
Figure 5.16 : Emplacement des capteurs de pression.....	114
Figure 5.17 : Emplacement des capteurs de température	114
Figure 5.18 : Emplacement des débitmètres	115
Figure 5.19: Schéma de l'installation proposée	115
Figure 5.20 : Schéma de l'installation à absorption proposée avec les panneaux solaires.	116
Figure 5.21 : Schémas montrant les liaisons entre les organes.....	116

Liste de tableaux

Tableau 2.1: Résumé de quelques couples de travail pour les systèmes d'absorption	43
Tableau 2.2: Résumé des avantages et inconvénients de quelques couples de travail	43
Tableau 3.1: Valeur des A_i , B_i et C_i de la corrélation [Ashrae Fondamental]	55
Tableau 3.2: Valeur des A_1 et A_2 de la corrélation [Ashrae Fondamental]	56
Tableau 3.3: Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle.....	59
Tableau 3.4: Table des quantités de chaleur	59
Tableau 4.1: Condition thermo-physique des fluides à travers l'évaporateur.....	61
Tableau 4.2: Paramètre géométrique de l'évaporateur	63
Tableau 4.3: Paramètre géométrique de l'absorbeur	70
Tableau 4.4: Les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (2), (3), (4) et (5).....	73
Tableau 4.5: Les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (2), (3), entrée et sortie vapeur	77
Tableau 4.6: Les propriétés thermo-physique de solutions dans les points (7), (8), l'entrée et la sortie de l'air.....	81
Tableau 4.7: Les valeurs moyennes annuelles des facteurs (a_1, a_2, σ) de la région méditerranéenne	86
Tableau 4.8: Valeur du flux solaire [W/m^2] durant toute l'année	88
Tableau 4.9: Valeur des température moyenne de la région de Beraki	89
Tableau 4.10: Rendement mensuel du capteur solaire à tube sous vides	89
Tableau 4.11: Taux de couverture solaire mensuel	90
Tableau 5.1: Quantité et matériaux des différents organe constituant l'absorbeur	96
Tableau 5.2: Matériau des différents pièces constituant de l'évaporateur.....	99
Tableau 5.3: Matériau des pièces constituant le récupérateur	102
Tableau 5.4: Matériaux et quantité des pièces constituant le condenseur	104
Tableau 5.5: Matériaux et quantité des pièces constituant le générateur	106
Tableau 5.6: Pertes de charges linéaires dans les différents échangeurs.....	108
Tableau 5.7: Pertes de charges singulières dans les différents échangeurs.....	109
Tableau 5.8: Perte de charge dans les conduites de liaison entre les échangeurs.....	110
Tableau 5.9: Perte de charge totale et puissance pompage/ventilation nécessaire pour les vaincre.....	111
Tableau 5.10: Liste d'organes à acquérir	113
Tableau 5.11: Légende de la figure (5.21).....	117
Tableau 5.12: Prix des différents pièces constituant l'installation.....	118
Tableau 5.13: Valeurs des NPV pour les deux cas (100% solaire, hybride).....	120

Nomenclature

A : Aire de surface d'échange (m^2)
 A_o : Aire de surface d'échange extérieur (m^2)
 A_f : Aire de surface totale des ailettes (m^2)
 A_{fin} : Aire de surface d'échange d'une ailette (m^2)
 A_i : Aire de surface d'échange intérieur (m^2)
 AST : Temps solaire apparent (h)
 α_1 : Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement ($W/m^2.K$)
 α_2 : Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement ($W/m^2.K^2$)
 C_p : Chaleur spécifique ($kJ/kg.K$)
 D_e : Diamètre équivalent (m)
 D_s : Diamètre de la calandre (m)
 d_f : Diamètre des ailettes (m)
 d_i : Diamètres intérieurs (m)
 d_o : Diamètres extérieurs (m)
 E : Équation du temps (min)
 e : Épaisseur de la paroi (m)
 f : Coefficient de frottement
 G : Vitesse massique ($kg/m^2 \cdot s$)
 G_b : Irradiation direct (W/m^2)
 G_d : Irradiation diffuse (W/m^2)
 $G_{sc,o}$: Constante de rayonnement solaire (W/m^2)
 G_{sc} : Irradiation solaire extraterrestre (W/m^2)
 h : Enthalpie spécifique (kJ/kg)
 h_i : Coefficient d'échange thermique interne convection ($W/m^2 \cdot C$)
 h_o : Coefficient de transfert de chaleur (W/m^2K)
 h_{TP} : Coefficient d'échange thermique bi-phasique (W/m^2K)
 h_{LO} : Coefficient d'échange thermique de la phase liquide (W/m^2K)
 h_P : Coefficient d'échange thermique de la phase vapeur (W/m^2K)
 F : Facteur d'amélioration
 S : Facteur de surpression
 k : Conductivité thermique ($W/m.K$)
 \dot{m} : Débit massique (kg/s)
 N_H : Nombre d'ailettes dans la direction horizontale
 N_V : Nombre d'ailettes dans la direction verticale
 Nu : Nombre de Nusselt
 N_{tubes} : Nombre des tubes
 N_{tf} : Nombre d'ailettes par tube
 N_{hp} : Nombre de harpins
 L : Longueur des tubes (m)
 g : Accélération gravitationnelle $g = 9,81 m/s^2$
 \dot{I}_s : Débit massique par longueur de tube et par côté
 δ : Épaisseur du film (m)
 OS : Over Surface
 P_t : Espace horizontal entre les centres des tubes (mm)

Pr : Nombre de PRANDLT
 P_t : Espace vertical entre les centres des tubes (mm)
 p : Pression (N/m^2)
 q : Puissance (W)
 q'' : Flux de chaleur (W/m^2)
 Re : Nombre de Reynolds
 R_{fi} : Résistance thermique due à l'encrassement interne des tubes ($m^2.K/W$)
 R_{fo} : Résistance thermique due à l'encrassement externe des tubes ($m^2.K/W$)
 R_w : Résistance thermique des tubes ($m^2.K/W$)
 s_H : Distance horizontale entre tubes (mm)
 s_V : Distance verticale entre tubes (mm)
 t_f : Epaisseur des ailettes (m)
 F_{LMTD} : Facteur de correction LMTD
 U : Coefficient d'échange global ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 V : Volume (m^3)
 X : Concentration du LiBr dans la solution de LiBr-H₂O (%)
 α : Absorbance de surface du rayonnement solaire
 α_s : Hauteur solaire($^\circ$)
 β : Angle d'inclinaison de la surface plane($^\circ$)
 γ_o : Azimut de la surface plane($^\circ$)
 ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne ($^\circ C$)
 δ : Angle de déclinaison($^\circ$)
 η : Rendement du capteur
 η_0 : Rendement optique du capteur
 θ : Angle d'incidence solaire ($^\circ$)
 μ : Viscosité dynamique ($Pa.s$)
 ρ : Masse volumique (kg/m^3)
 ρ_g : Albédo
 σ : Rapport de la section de passage de l'écoulement sur la section frontale de l'échangeur
 ω_{ho} : Angle horaire ($^\circ$)
 Φ : Latitude du lieu ($^\circ$)
 CRF : Facteur de récupération du capital
 i : Taux d'intérêt annuel moyen
 n : Durée de vie de l'installation
 C_{OM} : Cout d'opération et de maintenance
 C_c : Le coût du combustible
 $C_{c,GN}$: Le coût de la consommation de gaz naturel
 $C_{c,E}$: Le coût de la consommation de l'électricité
 C_{NG} : Coûts unitaires du gaz naturel
 E_{NG} : L'énergie annuelle consommée (kwh)
 C_E : Coûts unitaires d'électricité (DDZ/kwh)
 E_E : Energie électrique annuelle consommée (kwh)
 NPV : Net Present Value ($DDZ/année$)

Abréviation

DMAC : Diméthylacétamide est le composé organique de formule $\text{CH}_3\text{C}(\text{O})\text{N}(\text{CH}_3)_2$

TEGDME : Éther diméthylique du tétraéthylèneglycol est un solvant aprotique polaire présentant une excellente stabilité chimique et thermique ($\text{C}_{10}\text{H}_{22}\text{O}_5$)

DMF: Le diméthylformamide est un composé organique de formule $(\text{CH}_3)_2\text{NC}(\text{O})\text{H}$.

TEG : Triéthylène glycol

NMP : N-Méthyl-2-pyrrolidone

MCL : Chlorure de méthylène

DMEU : Diméthylol éthylène-urée

UTB : Unité de Transformation de Baraki

INTRODUCTION GENERALE

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de consommation de l'énergie sous ses différentes formes (pétrole, gaz, charbon, électricité, etc.). Cette tendance a engendré des effets néfastes pour la planète tels que la pollution de l'atmosphère, l'effet de serre, la désertification, la fonte des glaciers, la perforation de la couche d'ozone, etc.

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels.

Environ 50% de la consommation d'énergie primaire et 40% des émissions de gaz à effet de serre dans le monde sont liés à l'utilisation de systèmes de refroidissement conventionnels, à savoir les refroidisseurs mécaniques à compression de vapeur à commande électrique.

Plus inquiétant encore, la demande de refroidissement est la principale cause de la demande d'énergie de pointe sur le réseau électrique. Non seulement la demande croissante de refroidissement menace la stabilité du réseau électrique, mais elle entraîne également des problèmes environnementaux majeurs en raison des émissions de combustibles fossiles en amont. Ainsi, le trio :

- Demande croissante de l'énergie finale « L'énergie finale est une partie de l'énergie primaire transformée qui correspond aux produits énergétiques fournis au consommateur ».
- Préoccupations croissantes concernant le changement climatique.
- Épuisement des combustibles fossiles,

A motivé les chercheurs à rechercher des solutions de rechange efficaces sur le plan environnemental et énergétique aux systèmes de chauffage, de ventilation et de refroidissement conventionnels.

En effet considérant le contexte énergétique mondial qui est marqué par la raréfaction des ressources d'énergies fossiles ainsi que de lourds impacts négatifs sur notre environnement, il est de notre devoir de suivre la transition énergétique qui s'effectue dans le monde afin d'assurer la survie des générations futures sur notre planète. La préoccupation croissante pour les problèmes environnementaux a conduit au développement de sources d'énergie renouvelables. Au cours des dernières décennies, un intérêt croissant, basé sur la recherche et le développement, s'est concentré sur l'utilisation de sources d'énergie non conventionnelles, à savoir l'énergie solaire, l'énergie éolienne, les marées, le biogaz, la géothermie, l'hydroélectricité, l'hydrogène, etc.

Parmi ces sources, l'énergie solaire, qui est une source très abondante en raison des faits suivants : utilisation directe et facile, énergie renouvelable et disponible en continu, la sécurité, le respect de l'environnement et le fait de ne pas être sous le monopole de n'importe qui. L'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue annuellement sur une surface horizontale de 1m² soit près de 3 KWh/m² au nord et dépasse 5,6 KWh/m² au Grand Sud. L'Algérie considère cette énergie comme une opportunité et un levier de développement économique et social, notamment à travers l'implantation d'industries créatrices de richesse et d'emplois.

Les entreprises algériennes ont adhéré à la politique et la volonté d'aller vers les énergies renouvelables et propres, l'unité UTB d'AGENOR n'est pas en reste et à l'instar des autres entreprises et à travers son directeur elle prévoit de revoir son fonctionnement en énergie pour passer à des énergies propres, renouvelables et économes.

L'objectif de notre projet de fin d'études est de concevoir et de dimensionner une installation de réfrigération solaire, pour assurer le refroidissement des fours de fusion à induction de l'Agence Nationale pour la Transformation et la Distribution de l'Or et des autres Métaux Précieux (AGENOR).

Opérant à des températures élevées, les fours de fusion à induction exigent un refroidissement continu lors de leur fonctionnement. Comme système actuel, AGENOR utilise des pompes à chaleur opérant avec du R-22 comme fluide frigorigène. Mais désormais, les substances qui appauvrissent la couche d'ozone sont interdites et cela en se référant aux protocoles de Montréal et de Kyoto, plus récemment la COP 21 (à Paris) et les accords de Kigali qui ont débouché sur la rédaction du règlement F_Gas qui interdit l'utilisation des HCFC.

Les machines à absorption offrent une alternative à l'utilisation des machines à compression mécanique de vapeur pour la réfrigération et notamment pour le rafraîchissement des ambiances. De par leur mode de fonctionnement, les machines à absorption consomment principalement de l'énergie thermique. Elles permettent donc de valoriser des sources de chaleur non exploitées ou de la chaleur produite à partir d'énergie renouvelable (solaire thermique). D'autre part, ils n'utilisent pas de fluides de travail qui contribuent à la destruction de la couche d'ozone.

Notre mémoire de fin d'études est composé de cinq chapitres :

Le premier, traite de la Problématique de refroidissement des fours de fusion de l'unité UTB de Baraki (AGENOR) et la solution proposée. Dans ce chapitre nous introduirons la problématique de refroidissement des fours de fusion à induction se trouvant au niveau de l'UTB-AGENOR (Unité de Transformation de Baraki relevant d'AGENOR).

Des généralités sur les différents systèmes de refroidissement existants et utilisables dans l'industrie sont présentées, et à la fin de ce chapitre, nous introduirons la solution proposée et à adopter.

Le second chapitre est consacré à la Technologie des systèmes de refroidissement à absorption. Dans ce chapitre nous décrirons le fonctionnement du cycle à absorption et introduirons les différentes machines frigorifiques à absorption existantes.

Le troisième, traite des considérations thermodynamiques de l'installation proposée.

Dans ce chapitre nous présenterons le calcul des différents paramètres thermodynamiques à chaque entrée et sortie des organes le constituant.

Le quatrième, présente le dimensionnement de l'installation. Dans ce chapitre nous présenterons tous les calculs effectués pour le dimensionnement des différents composants du système de refroidissement des fours, ainsi que le dimensionnement des capteurs solaires et de la chaudière.

Le cinquième et dernier chapitre traite de la conception et des considérations technico-économiques. Dans ce chapitre nous présenterons les détails sur les principaux composants de l'installation (conception, montage et accessoire de l'installation) ainsi que les détails de l'étude économique du projet.

Nous terminerons notre mémoire par une conclusion et des recommandations.

CHAPITRE 1

PROBLEMATIQUE DE REFROIDISSEMENT DES FOURS D'AGENOR ET SOLUTION PROPOSEE

1.1.SYSTEME DE REFROIDISSEMENT EXISTANT

1.1.1.Introduction

Le système de refroidissement existant dans l'entreprise « AGENOR » est une Pompe à chaleur (PAC) fonctionnant avec le réfrigérant R22, qui présente les inconvénients suivants :

- Nuisance à l'environnement.
- Cout de fonctionnement élevée.

1.1.2.Description d'une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur (PAC), aussi appelée thermopompe, est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique (calories) d'un milieu à basse température (source froide) vers un milieu à haute température (source chaude). Ce dispositif permet donc d'inverser le "sens naturel" du transfert spontané de l'énergie thermique.

Selon le sens du dispositif de pompage, une pompe à chaleur peut soit être considérée comme un système :

- De chauffage si l'on souhaite augmenter la température de la source chaude.
- de réfrigération si l'on souhaite abaisser la température de la source froide.

Lorsque le but du dispositif de pompage est, à la fois, de chauffer et de refroidir, le système est alors considéré comme une thermo-frigo-pompe.

Des pompes à chaleur se retrouvent ainsi dans de nombreuses installations telles que des réfrigérateurs, des climatiseurs et divers systèmes de chauffage et de refroidissement.

1.1.3.Les organes principaux de la PAC

L'appareil, qui prélève de la chaleur à la source froide grâce au circuit de captage, dispose de quatre organes principaux (figure 1.1) :

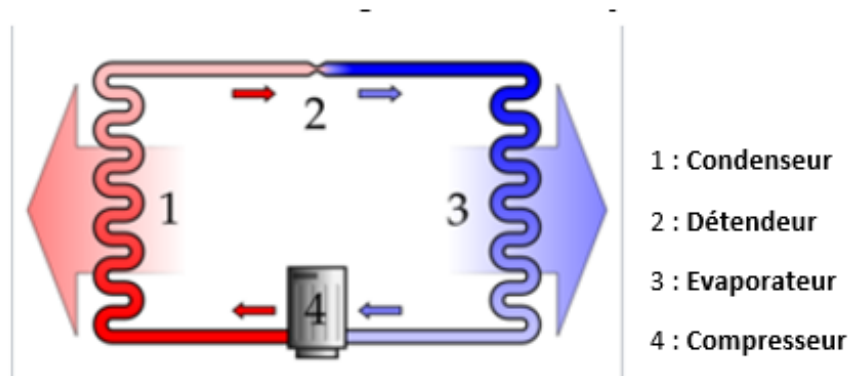


Figure 1.1: Schéma d'une pompe à chaleur. [9]

- Le **condenseur** (source chaude) : le fluide frigorigène libère sa chaleur au fluide secondaire (eau, air, etc.) en passant de l'état gazeux à l'état liquide,
- Le **réducteur de pression** (souvent improprement appelé détendeur) : il réduit la pression du fluide frigorigène en phase liquide.
- L'**évaporateur** (source froide) : la chaleur est prélevée au fluide secondaire pour vaporiser le fluide frigorigène.
- Le **compresseur** : actionné par un moteur électrique ou à combustion interne (gaz naturel par exemple), il élève la pression et la température du fluide frigorigène gazeux en le comprimant

1.1.4. Cycle thermodynamique d'une PAC

1.1.4.1. Diagramme H-P

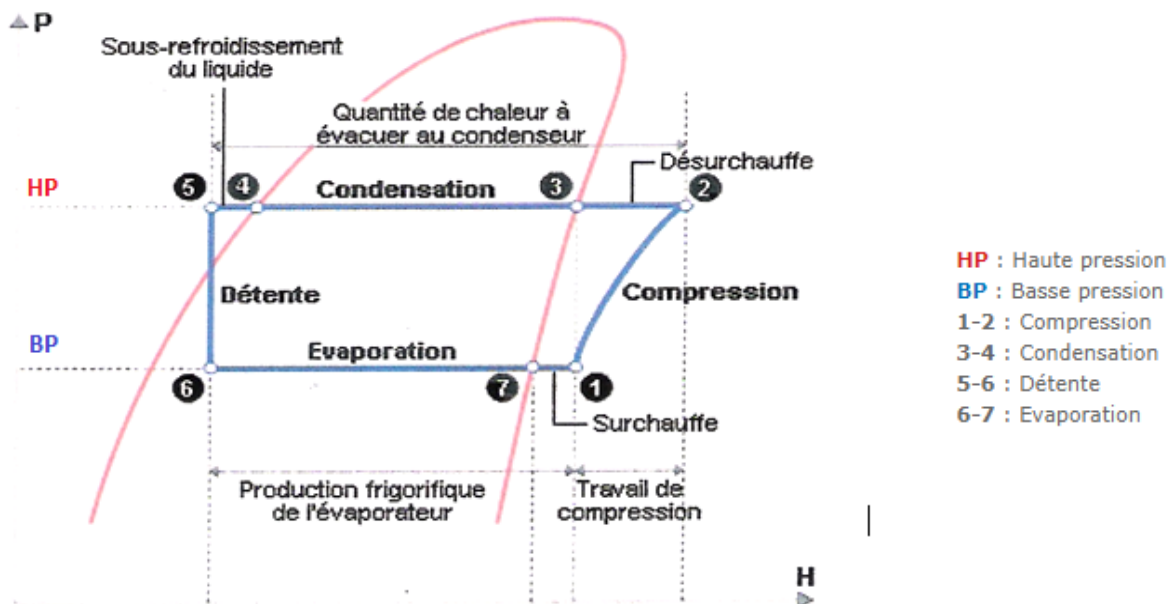


Figure 1.2: Cycle thermodynamique d'une PAC. [5]

1.1.4.2. Descriptif de chaque étape

- **Compression (1-2)**

La compression est opérée par le compresseur. Celui-ci est un élément du système chargé d'amener le fluide de la **basse pression** à la **haute pression**. Il va compresser le fluide afin d'y augmenter la pression.

Le compresseur est généralement entraîné grâce à de l'énergie électrique et la compression s'y fait la plupart du temps de manière mécanique.

Il est important que le fluide soit entièrement à l'état gazeux pour cette étape car de nombreux compresseurs sont sensibles aux **coups de liquide** c'est-à-dire à la compression d'un liquide. Le fluide à l'état liquide ne réclamant pas les mêmes conditions de compression, il risque de gravement endommager le compresseur s'il y est amené. C'est pourquoi des dispositifs sont prévus pour empêcher ce type d'accident. Nous y reviendrons plus loin.

Par ailleurs, de nombreux compresseurs nécessitent une lubrification constante afin de fonctionner correctement. On mêle alors de l'huile spécialement adaptée au fluide frigorigène lorsqu'il passe par le compresseur.

- **Condensation (3-4)**

A ce niveau, le fluide est à **haute pression** et chargé des calories captées à l'évaporateur. Son niveau de pression le rend très enclin à céder la chaleur dont il est chargé. Il passe dans un échangeur appelé condenseur où toutes ses calories vont être relâchées alors qu'il repasse à l'état liquide en se condensant. On dit que le milieu dans lequel l'échangeur est installé est la **source chaude** du cycle.

Dans le cas de production de froid, la chaleur relâchée au condenseur peut être soit perdue dans l'environnement soit récupérée selon l'utilisation envisagé (avec ou sans cogénération). La récupération nécessitera alors un dispositif adéquat.

Dans le cas de production de chaleur, c'est l'énergie relâchée par le condenseur qui va être utilisée pour chauffer les locaux. Il faudra donc veiller à ce qu'elle soit maximale.

- **Sous-refroidissement (4-5)**

Le fluide est sous-refroidi afin d'assurer son passage total à l'état liquide.

Le sous-refroidissement est généralement de 4 à 7°C.

Contrairement à la surchauffe, il n'est pas toujours contrôlé car ne présente pas un danger direct pour les composants de l'installation.

Il a néanmoins une influence sur l'efficacité du cycle et doit être pris en compte.

- **Détente (5-6)**

Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené de **haute pression à basse pression**. Cette diminution de pression est nécessaire afin d'amener le fluide dans des conditions où il pourra à nouveau capter de la chaleur de manière optimale.

Le détendeur est également un dispositif de régulation de débit dans l'installation. Il est pour cela relié de manière physique ou électronique à la sortie de l'évaporateur où il mesure la température du fluide. Il modulera ensuite le débit en fonction de cette dernière.

- **Evaporation (6-7)**

Elle est mise en œuvre grâce à un échangeur de chaleur appelé évaporateur. On dit qu'il se situe au niveau de la source froide. Le fluide frigorigène y capte la chaleur de l'ambiance afin de passer de l'état liquide à l'état gazeux. Il est alors à **basse pression** et sa température d'évaporation est faible.

- **Surchauffe (7-1)**

On provoque la surchauffe en sortie d'évaporateur pour s'assurer que tout le fluide soit passé à l'état gazeux. On évite ainsi les coups de liquide et on assure le bon fonctionnement de l'installation.

Il faut également maintenir une surchauffe raisonnable afin de pouvoir convenablement désurchauffer les gaz après la compression. Une surchauffe trop élevée a une incidence sur le taux de compression du fluide et donc sur l'efficacité du compresseur.

La surchauffe est généralement de 5 à 8°C.

La surchauffe est contrôlée par le détendeur. Si elle augmente, le détendeur laisse passer davantage de fluide ce qui augmente le débit. Si le débit augmente, la surchauffe diminuera.

Si par contre la surchauffe diminue, le détendeur réduit le débit de l'installation. Un débit plus faible permet d'augmenter la surchauffe et donc de la rééquilibrer.

1.2.DIFFÉRENTES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT

1.2.1.Rafrâichissement par géothermie basse température « géocooling »

1.2.1.1. Introduction

A partir de quelques mètres de profondeur la température est constante toute l'année. Selon la région et l'altitude du site, cette température est comprise entre 18°C et 24°C. La géothermie de surface peut permettre un usage direct de la température du sous-sol pour assurer le rafraîchissement d'un bâtiment ou le refroidissement dans des procédés industriels, l'été ou bien toute l'année. Le principe du « géo-cooling » est donc de faire circuler, via un échangeur thermique, le fluide caloporteur qui provient du système géothermique directement dans le réseau à rafraîchir. Dans les saisons très chaude, une pompe à chaleur peut être ajoutée au circuit pour un rafraîchissement meilleur. La pompe à chaleur est alors contournée grâce à un bypass.

On désigne sous le terme de geocooling, l'utilisation « directe » de la température du sous-sol (avec interposition d'un échangeur) sans utilisation de la pompe à chaleur, pour assurer le rafraîchissement via un bypass.

1.2.1.2. Avantage

L'intérêt majeur d'un tel système est d'utiliser au maximum l'énergie du sol, sans pertes dues au fonctionnement des éléments de la pompe à chaleur.

Le rafraîchissement ainsi produit ne consomme que très peu d'énergie, à savoir uniquement celle des pompes de circulation. La majorité de ces besoins peuvent être traités par cette technique peu énergivore.

Parce que les systèmes géothermiques fonctionnent avec la nature et non contre elle, ils minimisent les menaces de pluies acides, de pollution de l'air et d'effet de serre. Les systèmes géothermiques sont totalement écologiques. Un réfrigérant écologique est utilisé à l'intérieur de la pompe à chaleur.

1.2.1.3. Schéma illustratif

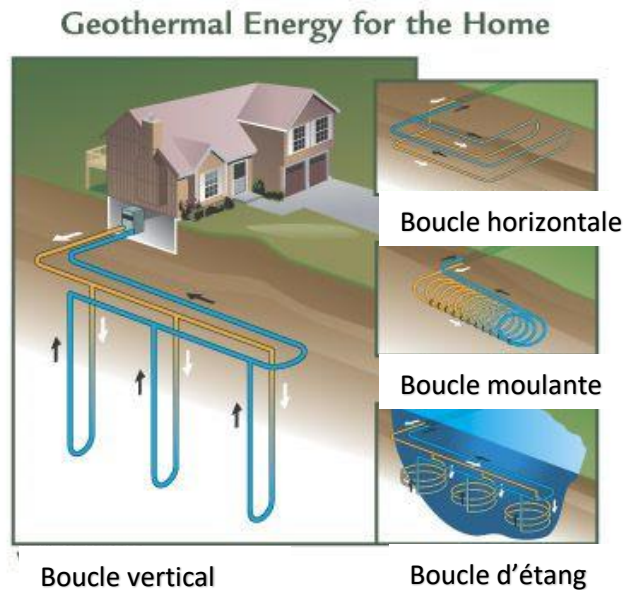


Figure 1.3: Schéma d'utilisation de la géothermie. [4]

1.2.1.4. Conditions d'utilisation

L'utilisation du geocooling nécessite donc que la température du sous-sol soit inférieure à la température de production requise par la substance à refroidir. Ainsi par exemple, pour un sous-sol à 10 °C, une substance fonctionnant sur un régime de rafraîchissement de 12 °C/7 °C ne peut pas fonctionner en geocooling, alors qu'une autre fonctionnant sur un régime de 18 °C/13 °C le peut.

La température du sous-sol mais aussi les besoins en rafraîchissement variant en fonction des saisons, il n'est pas rare de voir des installations pour lesquelles le geocooling assure une partie seulement des besoins, généralement aux intersaisons. Les appels de puissance froide, par exemple au milieu de l'été, sont alors relayés par la pompe à chaleur (PAC) en mode réversible lorsque le geocooling n'est plus suffisant : le froid est produit par un système couplé PAC/geocooling.

1.2.2. Ice energy

1.2.2.1. Introduction

Le stockage de glace est une solution de stockage d'énergie distribuée propre, fiable et au moindre coût pour le réseau. Depuis 2005, Ice Energy a été installé dans plus de 40 services publics [34], transformant des climatiseurs inefficaces et polluants en systèmes de refroidissement efficaces et propres. Avec un taux de fiabilité supérieur à 98%, ils profitent aux services publics et à leurs clients. Les modifications et les systèmes AC Ice Energy améliorent l'efficacité et la résilience du réseau, réduisent les factures de refroidissement et réduisent les émissions de carbone.

1.2.2.2. Principe de fonctionnement

Ice Energy emmagasine de l'énergie en fabriquant de la glace à sa guise, généralement pendant les heures creuses les plus froides (pendant la nuit par exemple, en circulant un fluide (de température de solidification inférieur à celle de l'eau comme le glycol) à l'intérieur d'un réservoir d'eau, l'eau se transforme en glace.

Pendant les heures de pointe, les compresseurs à forte intensité énergétique seront éteints et on utilise la glace stockée à la place pour refroidir. Chaque batterie Ice Energy est équipée d'un contrôleur de réseau intelligent et de communications bidirectionnelles pour donner aux services publics une visibilité et un contrôle en temps réel. Des unités individuelles, des groupes personnalisés ou des flottes entières peuvent être envoyés pour déplacer ou optimiser les charges de refroidissement.

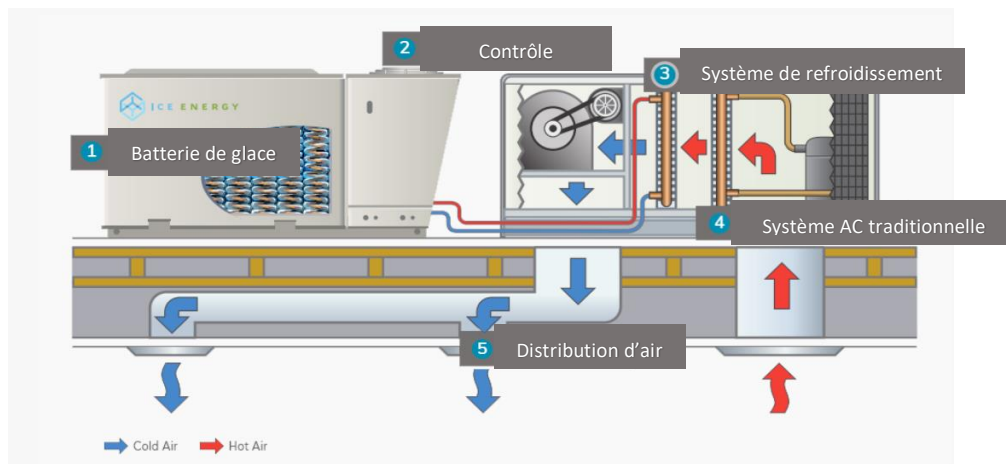


Figure 1.4: Image illustratif d'une machine ICE ENERGY. [34]

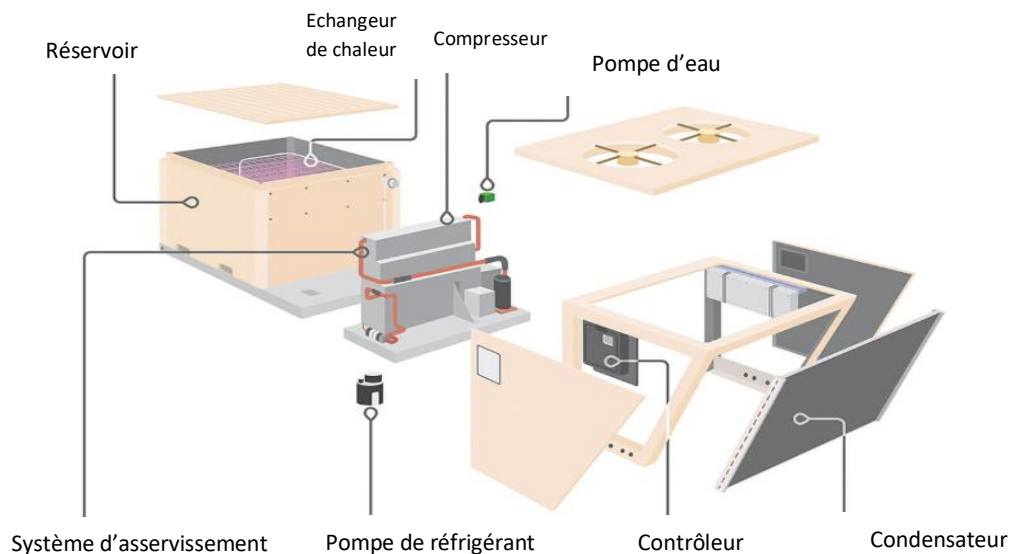


Figure 1.5: Vue éclatée de l'installation ICE ENERGY. [34]

1.2.2.3. Avantages

- Élimine le besoin d'une génération de pointe à forte intensité de carbone
- Diffère ou élimine les mises à niveau coûteuses de la transmission et de la distribution.
- Améliore l'efficacité du système et la fiabilité du réseau
- Aplatit le pic de mi-journée traditionnel en éliminant la charge de pointe en AC
- Réduit les émissions de gaz à effet de serre
- Rapidement déployé à l'échelle du mégawatt

1.2.3. Tours de refroidissement

1.2.3.1. Introduction

Les tours de refroidissement, aussi appelées tours aéroréfrigérantes ou TAR, sont utilisées pour refroidir un liquide, généralement de l'eau, à l'aide d'un gaz, généralement l'air ambiant. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques.

1.2.3.2. Types

Il existe trois types de tours de refroidissement ; les tours ouvertes, les tours fermées et les tours hybrides.

➤ Tours ouvertes

Dans les tours de refroidissement à circuit ouvert, l'air et l'eau à refroidir entrent directement en contact.

Une tour de refroidissement à circuit ouvert est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau en contact direct avec de l'air. Le transfert de chaleur s'effectue partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant.

- **Fonctionnement**

L'eau à refroidir est pompée vers le haut de la tour.

Les répartiteurs (A) distribuent l'eau sur les surfaces de ruissellement (B).

L'eau est diffusée en film mince et uniforme sur les corps de ruissellement assurant ainsi une très grande surface de contact entre l'air et l'eau (surface d'échange de chaleur).

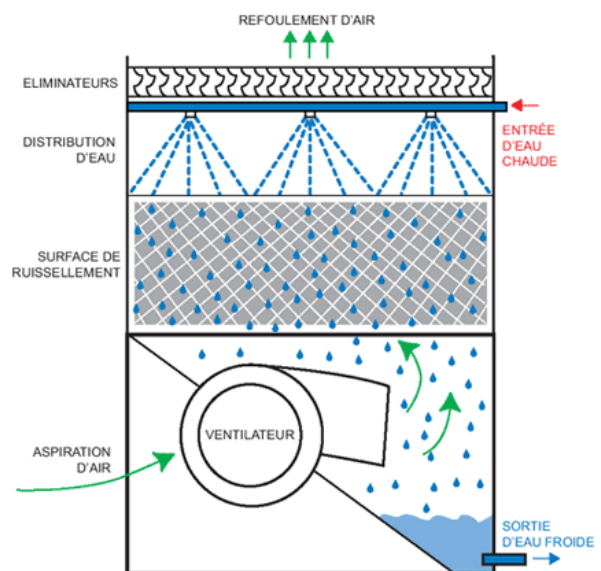


Figure 1.6: Tour de refroidissement ouverte. [33]

Le ventilateur souffle ou aspire l'air ambiant au travers des surfaces de ruissellement. Cet air refroidit l'eau de 2 manières différentes. Une partie de la chaleur est prélevée par convection (le contact entre l'eau chaude et l'air plus froid) mais la plus grosse partie du transfert de chaleur résulte de l'évaporation

L'air saturé d'humidité sort ensuite par la partie supérieure de la tour.

L'eau refroidie tombe dans le bassin situé sous l'appareil et est remise en circulation dans le processus de production.

Les séparateurs de gouttelettes évitent que les gouttes d'eau quittent la tour de refroidissement.

➤ Tours fermées

Il n'y a pas de contact direct entre l'air et l'eau à refroidir dans les tours de refroidissement à circuit fermé. On fait par contre appel à un échangeur supplémentaire. Il existe des tours de refroidissement avec condenseur tubulaire et des tours avec échangeur à plaques.

Une tour de refroidissement est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau par le contact direct avec l'air. Le transfert de chaleur se passe partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant.

Si l'eau à refroidir ne peut pas entrer en contact avec l'air (par exemple dans l'industrie alimentaire), il est nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur.

Cet échangeur de chaleur sépare l'eau à refroidir de l'eau évaporée dans la tour. Ainsi l'eau du process à refroidir n'entre pas en contact avec l'air.

➤ Tours hybrides

Les systèmes de refroidissement hybrides conjuguent le meilleur des deux systèmes: le refroidissement évaporatif en été, alliant température basse et consommation d'énergie inférieure et le refroidissement sec dans les saisons plus fraîches.

La combinaison de ces deux modes permet de réaliser de substantielles économies d'eau tout au long de l'année.

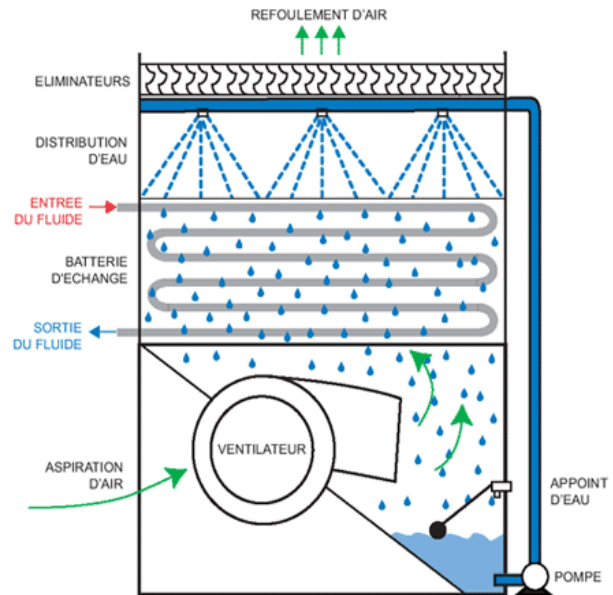


Figure 1.7: Tour de refroidissement fermées. [33]

L'utilisation de ce type de systèmes d'une manière contrôlée minimise grandement le risque de contamination bactériologique.

Les véritables systèmes hybrides fonctionnent à 80 % du temps en mode sec et apportent tous les avantages du fonctionnement en eau à basse température liés à une très grande réduction des risques.

Grâce à l'utilisation d'une batterie placée au refoulement, l'appareil peut travailler selon trois modes distincts:

- Mode sec et humide combiné, dans les conditions de sélection nominales et d'ambiance les plus élevées.
- Mode adiabatique, en intermédiaire, lorsque la température ambiante et/ou la charge seront plus faibles
- Mode sec uniquement, dans les conditions plus froides et de charges plus réduites.
- L'installation pourra être complètement vidangée et plus aucune gestion de l'eau n'est alors nécessaire. Un véritable appareil fermé hybride permet de plus une élimination visuelle du panache et des économies d'eau importantes pouvant s'élever à 80 % sur base annuelle.

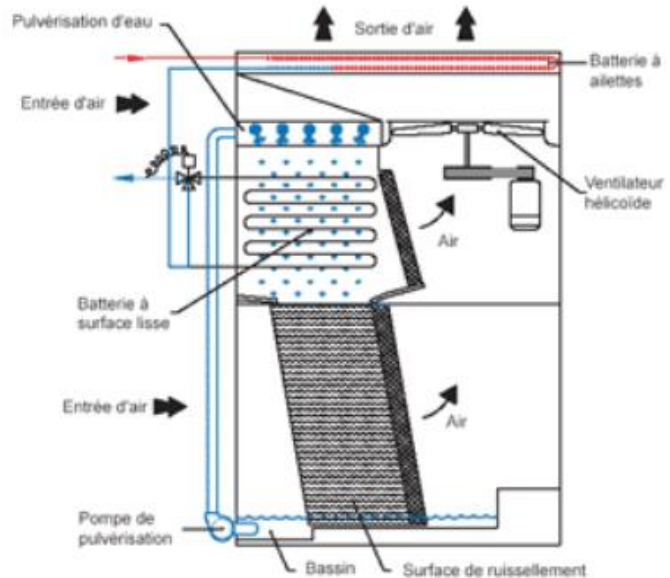


Figure 1.8: Tour de refroidissement hybride. [33]

1.2.4. Système à absorption

1.2.4.1. Introduction

Les machines à absorption offrent des perspectives très intéressantes en terme environnemental pour le rafraîchissement des ambiances ainsi que pour l'utilisation industrielle.

Les machines à absorption offrent une alternative à l'utilisation des machines à compression mécanique de vapeur pour la réfrigération et notamment pour le rafraîchissement des ambiances. De part leur mode de fonctionnement, les machines à absorption consomment principalement de l'énergie thermique. Elles permettent donc de valoriser des sources de chaleur non exploitées ou de la chaleur produite à partir d'énergie renouvelable (solaire thermique) et ainsi, d'économiser de l'énergie électrique par rapport aux machines de refroidissement conventionnelles. En outre, les cycles d'absorption peuvent être bénéfiques pour l'atmosphère en réduisant les émissions de dioxyde de carbone et l'adoption d'un couple de travail respectueux de l'environnement.

1.2.4.2. Avantages :

Les refroidisseurs à absorption offrent une flexibilité opérationnelle et des avantages significatifs par rapport aux systèmes de compression mécanique de la vapeur. Tout d'abord, ils contribuent à la réduction de la demande d'électricité. Deuxièmement, ils offrent de faibles coûts d'exploitation et l'absence de pièces mobiles dans les équipements permet de réduire les coûts de maintenance. Et troisièmement, ils contribuent à la réduction des émissions de CO₂, en raison de la diminution de la consommation d'électricité qui implique une moindre consommation de combustibles fossiles dans les centrales électriques, et parce qu'ils n'utilisent pas de fluides de travail qui contribuent à la destruction de la couche d'ozone. Troisièmement, les refroidisseurs à absorption fonctionnent à des très faibles niveaux sonores.

1.2.4.3. Inconvénients :

- L'espace occupé par l'installation est importante
- Le coût d'investissement est élevé
- Le cycle travaille à de faibles débits ainsi qu'à de faible pression.
- Rendement inférieur aux machines à compression

1.3.CONCLUSION

A la fin de ce chapitre on peut tirer les conclusions suivantes :

- Les systèmes le plus écologiques sont le système à absorption, refroidissement par géothermie et la tour de refroidissement.
- Les systèmes le plus économiques sont le système "ICE BERG" et le système à absorption (une fois l'installation est en fonctionnement).
- Les systèmes qui ont la possibilité d'être réalisés localement et utilisés dans l'entreprise "AGENOR" sont : le système à absorption et la tour de refroidissement.

D'après les critères de choix du système à adapter, on a choisi l'utilisation d'un système de refroidissement à absorption.

CHAPITRE 2

TECHNOLOGIE DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT A ABSORPTION

2.1. HISTORIQUE DES MACHINES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION

La première machine frigorifique a été conçue en 1877 par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange a cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité. [8]

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac (frigorigène), eau (absorbant). En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la production de la glace: une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu. A partir de 1880, Linde « Linde's Ice Machine Company » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenklich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique. [8]

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation. [8]

Cependant le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures.

Dès 1960 une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964. [8]

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (Les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane).

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenu un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement.

2.2. FONCTIONNEMENT DU CYCLE A ABSORPTION

La technologie du refroidissement par absorption a été largement utilisée pour les applications de climatisation, en particulier dans les grands bâtiments. Le principe de fonctionnement d'un cycle à absorption est similaire à celui d'un cycle à compression de vapeur, avec deux différences majeures. La première différence est que, contrairement aux refroidisseurs à compression de vapeur mécaniques à entraînement électrique, le cycle à absorption est un système thermique à entraînement thermique avec un faible apport d'énergie mécanique pour les pompes à liquide. La deuxième différence est l'existence d'un fluide secondaire en plus du réfrigérant de travail, qui est connu sous le nom d'absorbant. La solution absorbante est utilisée pour absorber la vapeur du réfrigérant, ce qui permet d'augmenter sa pression de façon économique par une pompe à liquide, plutôt que par un compresseur de vapeur qui nécessite un travail mécanique beaucoup plus important. La figure (2.1) illustre un cycle de refroidissement de base par absorption. Les principaux composants du cycle sont l'évaporateur, l'absorbeur, la pompe à solution, le générateur, le condenseur et les vannes d'expansion.

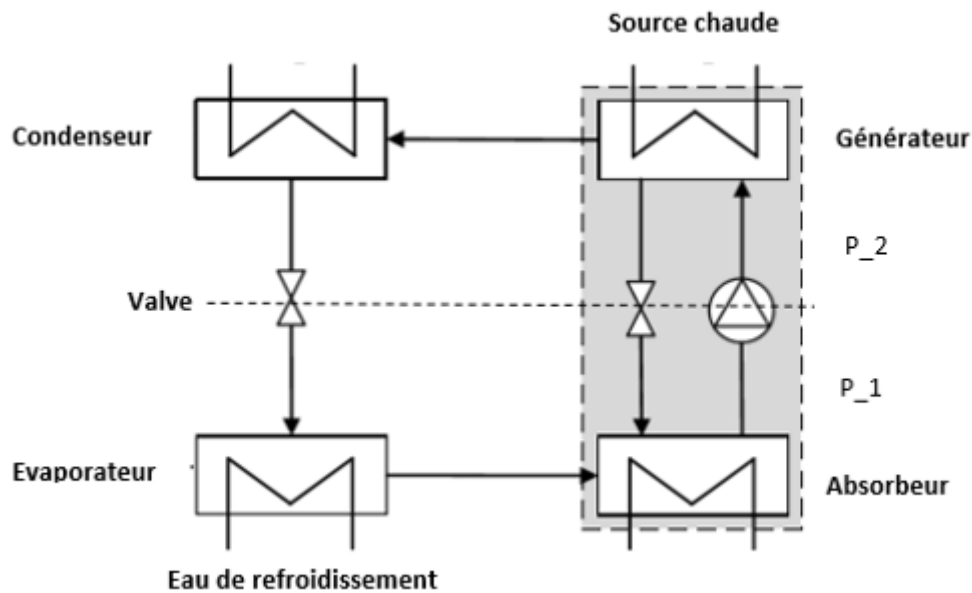


Figure 2.1: Schéma d'un cycle basique de refroidissement par absorption. [27]

Semblable à un cycle de compression de vapeur, le cycle d'absorption fonctionne à deux niveaux de pression. Le niveau de basse pression correspond à l'évaporateur et à l'absorbeur, tandis que le condenseur et le générateur fonctionnent au niveau de haute pression. Le niveau de haute pression est environ dix fois plus élevé que le niveau de basse pression [23], ce qui permet au rejet de chaleur du réfrigérant de se produire à des températures couramment utilisées. Le principe de fonctionnement de ce cycle est brièvement expliqué comme suit :

Le principe de fonctionnement du cycle est simplement basé sur les différentes températures d'ébullition du réfrigérant et de l'absorbant.

Tout d'abord, la chaleur de basse qualité d'un espace conditionné est transférée à l'évaporateur par une boucle d'eau réfrigérée, ce qui provoque l'évaporation du réfrigérant. La vapeur du réfrigérant à basse pression passe ensuite dans l'absorbeur, où elle est absorbée par un liquide absorbant concentré et forme une solution faible. La chaleur libérée au cours de ce processus est éliminée par le flux d'eau de refroidissement provenant d'une source froide.

De là, La solution diluée d'absorbant et de réfrigérant est pompée vers le générateur, où une source de chaleur externe est utilisée pour faire bouillir le réfrigérant de la solution tandis que l'absorbant concentré reste dans le liquide. Le niveau de température requis dépend des propriétés du fluide de travail et du fonctionnement des autres composants de la machine. Pour une machine typique de bromure de lithium à simple effet, la chaleur du désorbeur doit être fournie au-dessus d'une température d'environ 90°C. (Cette valeur est une règle empirique, les besoins réels dépendant des détails de la demande) [16]. La solution riche passe ensuite par une vanne d'expansion et retourne à l'absorbeur. La vapeur de réfrigérant régénérée s'écoule vers le condenseur où la chaleur est rejetée dans le milieu ambiant, provoquant la condensation de la vapeur de réfrigérant en liquide.

Enfin, le liquide à haute pression passe ensuite par une vanne d'expansion, réduisant sa pression et sa température jusqu'aux niveaux de l'évaporateur et complétant le cycle.

Le seul travail mécanique entrant dans le cycle est le travail requis pour faire fonctionner la pompe de solution, qui est nettement inférieur à celui d'un compresseur de vapeur.

2.3. LA CRISTALLISATION

La cristallisation peut se produire dans les refroidisseurs LiBr-H₂O lorsque la concentration de la solution chaude, riche en sel de LiBr, devient trop élevée ou, au contraire, si la solution est refroidie à des températures trop basses. Dans la région de cristallisation, un mélange à deux phases de solution de LiBr-H₂O et de cristaux de LiBr existe en équilibre. Ce phénomène se produit très probablement dans l'échangeur de chaleur de la solution, et peut bloquer les tuyaux et les vannes et peut même entraîner un fonctionnement à sec de la pompe en raison d'un bassin d'absorption vide. [23]

Si cela se produit, la température de la solution concentrée doit être augmentée au-dessus de son point de saturation afin que les cristaux de sel se dissolvent. Le processus de récupération du fonctionnement de l'absorbeur après la cristallisation est très laborieux et prend beaucoup de temps.

Il est donc essentiel que les refroidisseurs de LiBr-H₂O fonctionnent loin de la région de cristallisation. La cristallisation de la solution de LiBr-H₂O est plus problématique dans les refroidisseurs à air car l'absorbeur refroidi à l'air a tendance à fonctionner à une température et à un niveau de concentration plus élevés que l'absorbeur refroidi à l'eau en raison des caractéristiques de transfert thermique relatives du liquide de refroidissement. [19]

Pour illustrer la région de cristallisation, les limites de phase sont généralement incluses dans le diagramme de fraction pression-température-masse du fluide de travail, comme le montre le diagramme de Dühring LiBr-H₂O de la figure (2.2), en théorie, la fraction massique du LiBr doit être maintenue sous environ 70 % pour que la solution de LiBr-H₂O reste miscible, alors que cette valeur doit être beaucoup plus faible en pratique (par exemple 50 %). [25]

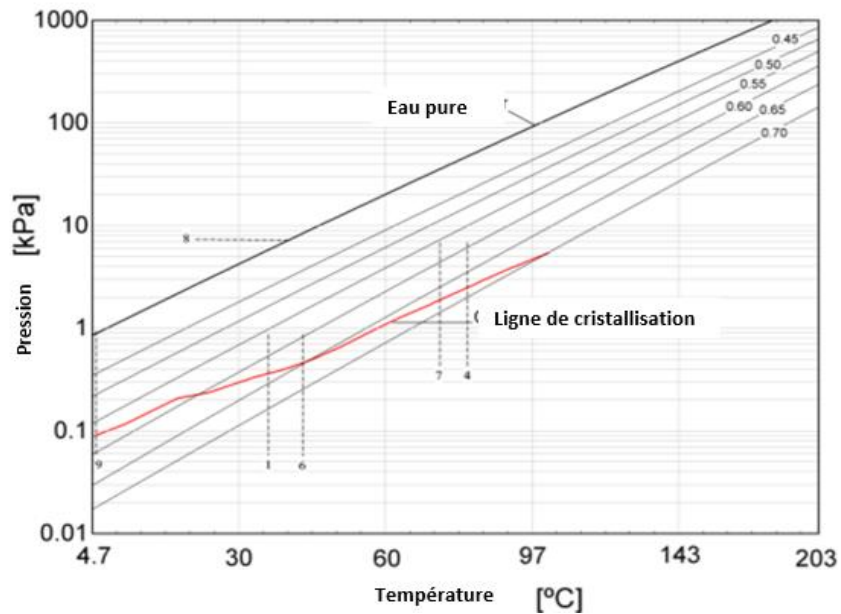


Figure 2.2: Diagramme de Dühring pour une solution de LiBr-H₂O avec ligne de cristallisation [8]

Les causes les plus fréquentes de cristallisation sont [11] :

- Fuite d'air dans la machine, ce qui entraîne une augmentation du niveau de pression de l'évaporateur. Les gaz non absorbables comme l'hydrogène, produits durant la corrosion, qui peuvent également réduire les performances de l'absorbeur et du condenseur du refroidisseur. Comme solution, une pompe à vide est utilisée pour maintenir le vide à l'intérieur de la machine et éliminer les gaz indésirables.
- Si la température de l'eau de refroidissement devient trop basse, en particulier dans des conditions de charge de refroidissement élevée, cela peut provoquer une cristallisation.

Pour éviter la cristallisation, la température de l'eau chaude et de l'eau de refroidissement doit être mesurée et contrôlée dans une certaine plage - une plage recommandée par le fabricant du refroidisseur. Des additifs chimiques tels que le 2-éthylhexanol peuvent également être utilisés pour déplacer la ligne de cristallisation vers des températures plus élevées.

Les limites imposées aux températures de fonctionnement du générateur, du condenseur et de la boucle d'évaporation du refroidisseur, en raison des mesures préventives visant à éviter la cristallisation, peuvent imposer des contraintes opérationnelles sur les performances des refroidisseurs à absorption, ce qui peut limiter, voire empêcher leur utilisation dans des conditions climatiques extrêmes. Par exemple, dans les climats chauds et humides, il peut ne pas être possible de maintenir la température de l'eau de refroidissement dans la plage souhaitée, et le refroidisseur doit donc être éteint pour éviter tout dommage à l'intérieur de la machine.

2.4. CLASSIFICATION DES SYSTEMES A ABSORPTION

Les refroidisseurs à absorption peuvent être classés en fonction de trois critères principaux : la méthode de cuisson, la paire de fluides de travail et le nombre d'effets [25]. Ces critères sont brièvement décrits dans les sections suivantes:

2.4.1.Selon la méthode de cuisson

Selon le type d'apport de chaleur motrice disponible, les refroidisseurs à absorption peuvent être classés en deux groupes comme suit :

- Les refroidisseurs à flamme direct dans lesquels la chaleur motrice provient directement de la combustion de combustibles fossiles. Par conséquent, ce type de refroidisseur à absorption fonctionne avec un combustible liquide ou du gaz naturel.
- Les refroidisseurs à feu indirect, dans lesquels la chaleur motrice provient d'une autre source et est normalement fournie au refroidisseur par un élément intermédiaire (c'est-à-dire un échangeur de chaleur). Cette chaleur peut se présenter sous la forme d'eau chaude, de vapeur ou de gaz d'échappement chauds.

Comme la chaleur thermique dérivée du soleil est généralement stockée dans l'eau, les refroidisseurs à absorption à chauffage indirect sont préférés dans les applications de refroidissement solaire

2.4.2.La paire de fluides de travail

Une autre classification des refroidisseurs à absorption est basée sur le type de pair de fluide de travail utilisé dans le refroidisseur. Les performances et l'efficacité d'un refroidisseur à absorption sont entièrement régies par les propriétés thermo-physiques de la paire de fluides de travail. La miscibilité du réfrigérant et de l'absorbant en phase liquide dans la plage de température de fonctionnement du cycle d'absorption est la condition la plus importante pour obtenir une paire de fluides de travail appropriée. En outre, les critères suivants doivent être pris en compte lors de la sélection de la paire de fluides de travail:

- La paire de fluides de travail doit être chimiquement stable, non toxique, non corrosive et peu coûteuse.
- La différence de température entre les points d'ébullition du réfrigérant et de l'absorbant doit être élevée.

- Le réfrigérant doit être volatil, ce qui lui permet d'être facilement séparé de l'absorbant à l'intérieur du générateur.

2.4.3. Nombre d'effet

Les refroidisseurs à absorption peuvent également être classés en fonction du nombre d'effets qu'ils utilisent, une désignation qui fait référence au nombre de fois où la chaleur est recyclée à l'intérieur du refroidisseur pour produire du froid.

Actuellement, il existe trois types courants de refroidisseurs à absorption disponibles sur le marché : les refroidisseurs à effet simple, double et triple. L'évolution vers un cycle plus complexe et plus efficace entraîne un coefficient de performance (COP) plus élevé, mais nécessite des températures de fonctionnement plus élevées.

2.4.3.1. Les refroidisseurs à simple effet

Les refroidisseurs à simple effet ont la configuration la plus simple des refroidisseurs à absorption. Comme le montre la figure (2.3), un refroidisseur simple effet se compose d'un évaporateur (E), d'un absorbeur (A), d'un échangeur de chaleur à solution (SHX), d'une pompe à solution, d'un générateur (G), d'un condenseur (C) et de deux détendeurs. La fonction principale de l'échangeur de chaleur de la solution est de préchauffer la solution faiblement absorbante avant d'entrer dans le générateur en recevant la chaleur de la solution fortement absorbante qui revient du générateur, ce qui entraîne une augmentation du COP du refroidisseur. Les refroidisseurs à effet unique fonctionnent dans la plage de température de 80 °C à 100 °C, atteignant des COP thermiques d'environ 0,7-0,8. [14]

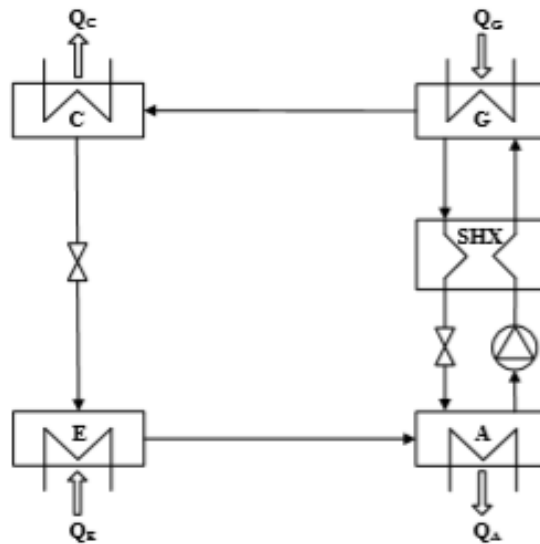


Figure 2.3: Schéma d'un refroidisseur à absorption à simple effet. [14]

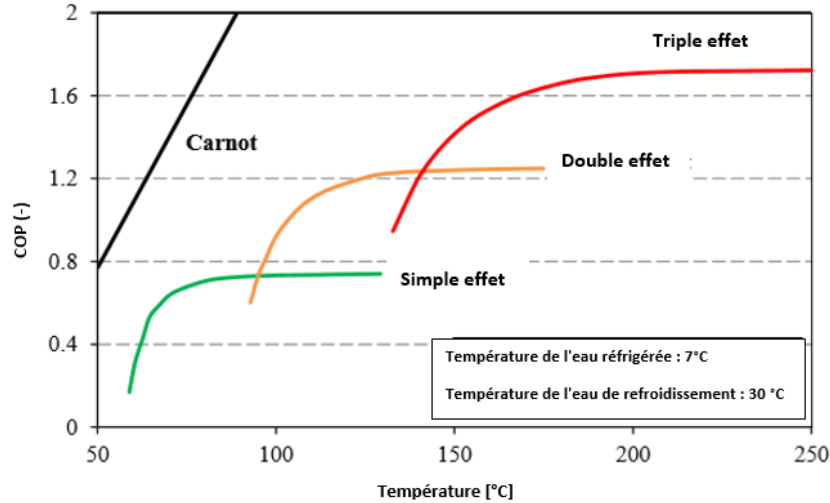


Figure 2.4: Niveaux de COP pour les refroidisseurs à absorption LiBr H₂O à simple, double et triple effet en fonction de la température d'alimentation en chaleur [12]

2.4.3.2. Les refroidisseurs à double effets

Les refroidisseurs à double effet utilisent un générateur supplémentaire pour produire plus de vapeur de réfrigérant à partir d'un apport de chaleur donné, et fonctionnent donc entre trois niveaux de pression ; le niveau de basse pression de l'évaporateur, le niveau de pression moyenne du générateur à basse température (LTG), et le niveau de haute pression du générateur à haute température (HTG), où l'apport de chaleur externe est utilisé pour faire bouillir le réfrigérant de la solution absorbante.

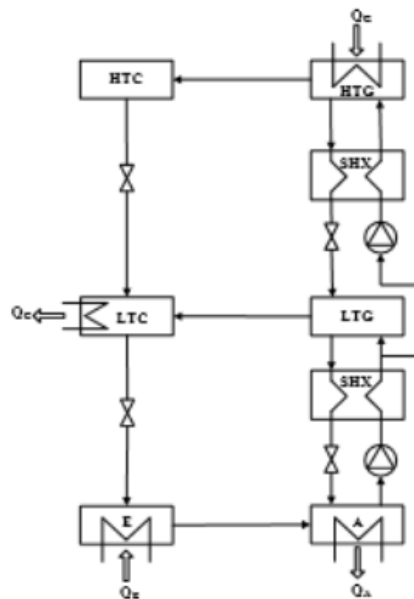


Figure 2.5: Schéma d'un refroidisseur à absorption à double effet. [13]

2.4.3.3. Les refroidisseurs à triple effet

Les refroidisseurs à triple effet, comme leurs noms l'indiquent, bénéficient de trois générateurs en cascade, utilisant l'apport de chaleur externe trois fois afin de produire de la vapeur de réfrigérant. Les refroidisseurs à triple effet peuvent produire un refroidissement à des COP d'environ 1,8, mais nécessitent un apport de chaleur de 210-240 °C, ce qui est difficile à réaliser pour les capteurs solaires thermiques. [13]

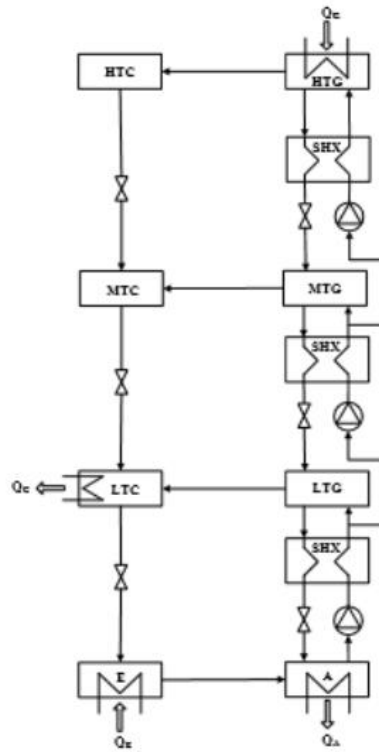


Figure 2.6: Schéma d'un refroidisseur à absorption à triple effet [13]

La figure (2.7) suivante présente les principales caractéristiques de conception des technologies de refroidisseurs à absorption disponibles sur le marché.

Working fluid	LiBr-H ₂ O			H ₂ O-NH ₃
Number of effect	Single	Double	Triple	Single
Nominal cooling capacity (kW)	~5-10,000	~20-10,000	~350-10,000	~10-1500
COP _{th} (-)	0.7-0.8	1.2-1.4	1.6-1.8	0.5-0.7
Heat source temperature (°C)	80-100	160-180	210-240	100-120

Figure 2.7: Comparaison technique des refroidisseurs à absorption [27]

2.5. REFROIDISSEUR A APSOPTION FONCTIONNANT A L'ENERGIE SOLAIRE

En raison de la menace d'une pénurie mondiale d'énergie, les scientifiques ont accordé une attention croissante à l'énergie solaire ces dernières décennies. Il existe actuellement de nombreuses technologies permettant de capter et de conserver l'énergie du soleil pour des utilisations telles que le chauffage de l'eau, la cuisine, le chauffage des locaux, la production d'électricité, le séchage des aliments et la réfrigération

Les refroidisseurs à absorption sont traditionnellement alimentés au gaz naturel ou à la chaleur résiduelle industrielle depuis des décennies. Ces dernières années, des projets de démonstration ont montré le potentiel d'utilisation de l'énergie solaire thermique pour faire fonctionner ces refroidisseurs. Comme le montre la figure ci-dessous, un système d'absorption solaire typique se compose de quatre éléments de base : un collecteur solaire thermique, un refroidisseur à absorption, un chauffage auxiliaire et un réservoir de stockage. [27]

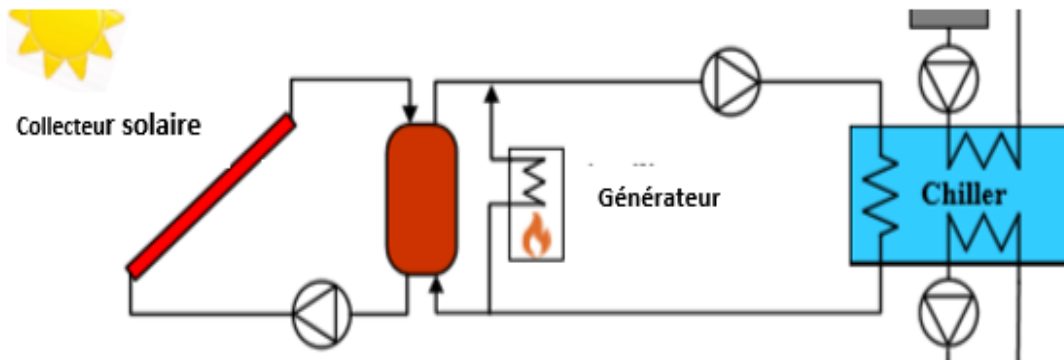


Figure 2.8: Un système de refroidissement solaire basé sur un refroidisseur à absorption [27]

Le rayonnement solaire incident absorbé par les capteurs solaires thermiques augmente la température d'un milieu de stockage (stockage thermique) grâce à un fluide caloporteur circulant par une pompe dans la boucle solaire. Le refroidisseur à absorption convertit ensuite la chaleur thermique solaire collectée en froid utile.

Comme l'énergie solaire n'est pas toujours disponible, l'installation est généralement équipée d'un chauffage d'appoint et d'une unité de stockage thermique, ce qui permet de découpler la disponibilité intermittente de la chaleur solaire de la demande variable de refroidissement. Le stockage thermique permet également d'amortir le temps de séjour afin que le refroidisseur à absorption puisse continuer à fonctionner sans problème lorsque le rayonnement solaire varie (par exemple, en raison de la couverture nuageuse). Ceci est particulièrement important pour les refroidisseurs à absorption.

2.5.1. Les capteurs thermiques

Un capteur solaire thermique est un dispositif qui absorbe le rayonnement solaire entrant, le transforme en énergie thermique utile et transfère cette énergie à un fluide (de l'air, de l'eau ou de l'huile) qui circule dans le capteur [18]. L'énergie thermique collectée peut être soit directement injectée dans une application thermique (par exemple, des cycles de chauffage, de refroidissement ou de production d'électricité), soit stockée dans un réservoir de stockage thermique pour être utilisée ultérieurement.

Le type de capteur solaire thermique nécessaire pour faire fonctionner un refroidisseur à absorption dépend essentiellement de son nombre d'effets. Les capteurs solaires thermiques à basse température tels que les capteurs plats ou les capteurs à tubes sous vide (CP et CTV) sont adaptés pour fournir de l'eau chaude aux refroidisseurs à absorption à simple effet. Les capteurs à haute température, capables de fournir des températures d'environ 200-240 °C avec un rendement thermique acceptable, doivent être utilisés pour alimenter les refroidisseurs à absorption à effets multiples. Ce qui suit présente une brève description des capteurs solaires thermiques les plus courants, disponibles dans le commerce, qui pourraient être intégrés aux technologies de refroidissement par absorption.

2.5.1.1. Les capteurs plats (CP)

Les capteurs plats sont le moyen le plus simple et probablement le moins cher de récolter l'énergie solaire et de produire de la chaleur thermique. Comme l'illustre la figure ci-dessous, un capteur plat se compose principalement d'une couverture transparente qui permet l'irradiation solaire, d'une plaque d'absorption sélective sombre qui convertit le rayonnement entrant en chaleur et le transfert au système de tubes qui lui est fixé, et d'une structure d'isolation thermique sur la face arrière pour minimiser les pertes de chaleur. [29]



Figure 2.9: Capteur solaire plat. [10]

Les CP sont généralement utilisés pour des applications à basse température telles que la fourniture d'eau chaude sanitaire et le chauffage des locaux, tandis que certains types de capteurs plats, tels que les capteurs à double vitrage (fonctionnant à 80-120 °C), peuvent être utilisés pour alimenter des refroidisseurs à absorption à simple effet. [8]

2.5.1.2. Collecteurs à tube sous vide (CTV)

Un collecteur à tubes sous vide non concentrateur est constitué de rangées parallèles de tubes de verre scellés sous vide qui s'insèrent dans un collecteur horizontal situé au sommet du collecteur, comme le montre la figure (2.10). Chaque tube contient un tuyau de chauffage en cuivre et un revêtement absorbant foncé qui transfère la chaleur dérivée du soleil dans un fluide caloporteur à l'intérieur du tuyau de chauffage. Lorsque ce fluide reçoit de la chaleur, il s'évapore et monte jusqu'au sommet du tube, où la chaleur collectée est transférée à un courant d'eau froid qui circule dans le collecteur. Au cours de ce processus, la vapeur à l'intérieur du tube se condense et se transforme en liquide qui retourne au fond du tube. [22]

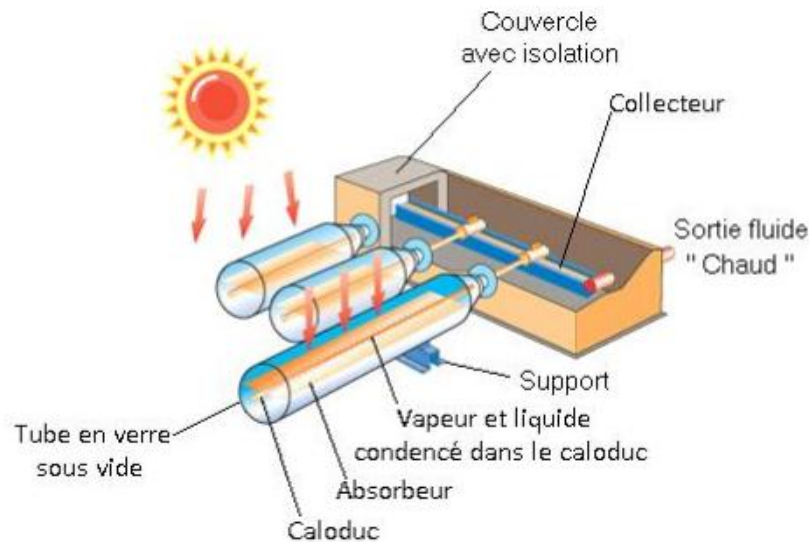


Figure 2.10: Capteur solaire à tube sous vide [10]

Comme les collecteurs plats, les collecteurs à tubes sous vide peuvent exploiter à la fois le faisceau et le rayonnement diffus. Cependant, ils ont des pertes de chaleur inférieures à celles des capteurs plats, en raison de l'isolation sous vide autour des tubes d'absorption chauds et de la géométrie cylindrique des absorbeurs qui dépend moins de l'angle d'incidence solaire [22]. Les CTV atteignent donc des températures plus élevées (jusqu'à 150 °C) avec un niveau d'efficacité acceptable que les CP. Cela permet aux CTV d'être principalement adaptés pour piloter un refroidisseur à absorption à simple effet.

2.5.1.3. Collecteur cylindro-parabolique (CCP)

Un Collecteur cylindro-parabolique est constitué d'un tube récepteur sous vide placé le long de la ligne focale d'un réflecteur en forme de parabole. Le tube est fixé à la structure du miroir et sert à transférer le rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur linéaire au fluide caloporteur (par exemple, de l'eau ou de l'huile) qui passe dans le tube.

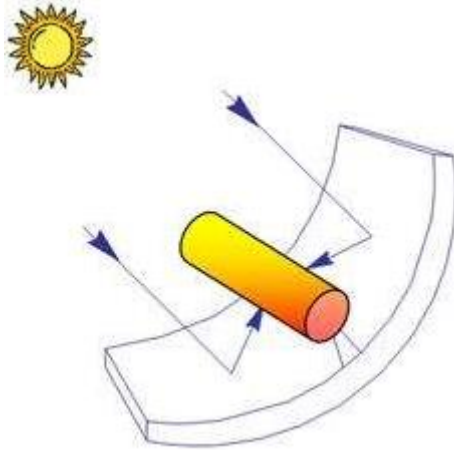


Figure 2.11: Collecteur cylindro-parabolique. [10]

2.5.1.4. Choix de capteur thermique

Pour un système à absorption solaire efficace, et sachant les plages de température de fonctionnement des systèmes à absorption simple effet qui peuvent dépassés les 100 °C. Le capteur thermique choisit est le capteur thermique à tube sous vide. Qui atteignent donc des températures plus élevées (jusqu'à 150 °C) avec un niveau d'efficacité acceptable que les CP. L'aspect circulaire des tubes permet de suivre la course du soleil. Le maintien sous vide des tubes permet d'avoir une meilleure isolation, et donc des pertes thermiques très faibles. Cela permet aux CTV d'être principalement adaptés pour piloter un refroidisseur à absorption à simple effet.

2.6. LES FLUIDES DE TRAVAIL

La performance des cycles de refroidissement par absorption dépend non seulement de leur configuration, mais aussi des propriétés thermodynamiques des paires de travail régulièrement composées de réfrigérant et d'absorbant. [28]

Un système de refroidissement à absorption a un fluide de travail qui est une paire/solution comprenant un réfrigérant et un absorbant. Dans les années 1970, l'eau et l'acide sulfurique étaient utilisés dans les premiers systèmes de réfrigération par absorption. Une machine de réfrigération à absorption datant de 1859 utilisait le NH₃-H₂O comme couple de travail ; après environ un siècle, un autre fluide de travail, le couple H₂O-LiBr, a été introduit pour la première fois. [28]

2.6.1. Sélection du couple de travail

Il existe plusieurs couples de travail absorbants-réfrigérants qui peuvent être utilisés dans les systèmes de réfrigération par absorption. Le choix doit être fait avec soin, car les performances du système diffèrent selon le couple de travail choisi. La bonne sélection dépend de la température de la source de chaleur, des caractéristiques souhaitées du système de réfrigération, des propriétés du couple et de l'affinité entre eux (qui dépend des propriétés chimiques, physiques et thermodynamiques de la solution), et même sur leur coût, leur disponibilité et leur impact sur l'environnement. [28]

2.6.1.1. Propriétés des Réfrigérants

En ce qui concerne le réfrigérant pur, les propriétés suivantes sont ciblées :

- Point d'ébullition bas à la pression atmosphérique
- Forte chaleur latente de vaporisation
- Faible chaleur de mélange avec l'absorbant
- Faible viscosité
- Non toxique
- Le point d'ébullition normal et la pression de vapeur du réfrigérant ne doivent pas être proches de ceux de l'absorbant afin de permettre à la séparation et régénération par chauffage

2.6.1.2. Propriétés des Absorbants

En ce qui concerne l'absorbant pur, les propriétés suivantes sont visées :

- Point d'ébullition élevé à la pression atmosphérique Comparant au réfrigérant.
- Stabilité et non-toxicité.
- Faible chaleur de mélange avec le fluide frigorigène.
- Non corrosif et solubilité mutuelle avec le réfrigérant.
- Les points d'ébullition normaux supérieurs à 100°C devraient satisfaire à l'exigence de faible volatilité de l'absorbant. Le point de fusion maximal admissible de l'absorbant dépend de la possibilité de cristallisation de l'absorbant. Cependant, certains absorbants forment des solutions eutectiques avec les réfrigérants même à des températures inférieures au point de fusion de l'absorbant.

2.6.1.3. Mélange réfrigérants-absorbants

En ce qui concerne le mélange, les propriétés à prendre en considération sont les suivantes :

- Le point d'ébullition de la solution se situe dans une fourchette qui peut être fournie par des sources de chaleur de faible qualité.
- Haute miscibilité entre le réfrigérant et l'absorbant.
- Totalement miscible (il est nécessaire d'avoir une solution totalement miscible pour avoir une solution homogène).
- Faible chaleur de mélange

- Pas de formation de solide dans les conditions d'exploitation.
- Non toxique ou au moins sans danger dans la gamme autorisée.

2.6.2. Les couples de travail existants

De nombreux fluides de travail sont suggérés dans la littérature. Il existe environ 40 composés réfrigérants et 200 composés absorbants disponibles. [28]

Le tableau (2.1) ci-dessous résume les couples de travail possibles pour les systèmes d'absorption :

Tableau 2.1: Résumé de quelques couples de travail pour les systèmes d'absorption

Réfrigérant	Absorbant possible
H ₂ O	Sels/ Halogénures alcalins/ LiBr / Liquide ionique/ LiClO ₃ / Mélanges de sels multi-composants à base de LiBr (LiBr + sel simple, LiBr + systèmes binaires de sel, LiBr + système ternaire de sel) / CaCl ₂ / ZnCl ₂ / ZnBr / Nitrates alcalins/ Bases Hydroxydes alcalins/ H ₂ SO ₄ / H ₃ PO ₄ .
NH ₃	H ₂ O / LiNO ₃ / LiNO ₃ + H ₂ O / Thiocyanate de sodium (NaSCN) / Alcalins/ Liquide ionisé/ MnCl ₂ .CaCl ₂
HFC (R12, R21, R125 ,R22, R134, R134a,...)	DMAC / DMF / Liquide ionisé / NMP / MCL / DMEU
Éthanol	H ₂ O / LiCl / LiBr / LiI / ZnBr ₂ / ZnCl ₂ / LiBr.ZnBr ₂ /Tri et diéthylène glycol
Butane	Acétone / éthanol

2.6.3. Avantages et inconvénients de chaque couple de travail

Le tableau (2.2) ci-dessus, résume les avantages et inconvénients de quelques couples de travail [28]

Tableau 2.2: Résumé des avantages et inconvénients de quelques couples de travail

Couple de travail	Avantages	inconvénients
NH ₃ – H ₂ O	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé lorsque la température doit être plus basse. • L'ammoniac est facilement soluble dans l'eau. • L'odeur de l'ammoniac a un effet très avertisseur. Les fuites de réfrigérant sont donc détectées immédiatement. 	<ul style="list-style-type: none"> • Le point de congélation du NH₃ est de -77°C. Comme le NH₃ et l'eau sont tous deux volatils, le cycle nécessite un redresseur pour éliminer l'eau qui s'évapore normalement avec le NH₃. • Le NH₃ est toxique. • Le NH₃ a une action corrosive sur de nombreux métaux

LiBr- H ₂ O	<ul style="list-style-type: none"> • Le LiBr/eau est un absorbant non volatil du LiBr (la nécessité d'un rectificateur est éliminée). • Chaleur élevée de vaporisation de l'eau. • Faible toxicité. 	<ul style="list-style-type: none"> • A des concentrations élevées, La solution est exposée à la cristallisation. • Corrosive pour certains métaux • L'eau comme réfrigérant limite l'application à basse température à celle qui est supérieure à 0°C.
NH ₃ -LiNO ₃	<ul style="list-style-type: none"> • Ne nécessite pas de tour de rectification. • La solution peut produire du froid à des températures inférieures à 0 °C. • offre un meilleur COP que l'ammoniac/eau 	<ul style="list-style-type: none"> • La solution d'ammoniac/LiNO₃ a une viscosité plus élevée que celle de l'ammoniac/eau. • À des concentrations élevées, la solution est exposée à la cristallisation. • Le NH₃ est toxique et Corrosif pour certains métaux
n-butane / octane, éthanol	<ul style="list-style-type: none"> • Absence de cristallisation. • Machines à absorption utilisant des sources de chaleur à faible potentiel. • Des systèmes utilisés pour abaisser la température des évaporateurs par rapport aux deux paires conventionnelles. 	<ul style="list-style-type: none"> • Le COP est faible par rapport aux deux paires conventionnelles. • Coûteux.

2.6.4. Couple de travail choisi

D'après les avantages et inconvénients de chaque couple de travail listés dans le tableau 6-2, le choix s'est fait par élimination ; et on résulte avec LiBr/H₂O comme fluide de travail qui répond de mieux au exigence d'un système de refroidissement écologique et efficace, vue que ce dernier présente l'avantage d'être non toxique et à une efficacité remarquable avec un COP de (0.7-0,85) comparant aux autres systèmes qui présente l'avantage de non toxicité. Il est a noté que cette machine à absorption sera utilisée pour un refroidissement dans des plages de température supérieur à 0 °C (18 ° C) donc la restriction sur son application a des basses températures ne représente plus un inconvénient.

2.7. CONFIGURATION DES ABSORBEURS

La performance globale d'un cycle de réfrigération par absorption est grandement affectée par le processus de transfert de chaleur et de masse qui se produit dans l'absorbeur, dans lequel la vapeur de réfrigérant est absorbée par l'absorbeur. Par conséquent, le cœur d'une machine frigorifique à absorption est l'absorbeur. Les caractéristiques de l'absorbeur ont des effets significatifs sur l'efficacité, la taille et le coût global du système.

D'autre part, l'absorbeur est le composant le plus important de l'équipement d'absorption et sa conception est généralement basée sur des règles expérimentales qui conduisent normalement à une conception surdimensionnée [23], ce qui se traduit par un équipement coûteux. Au cours du processus d'absorption, il se produit une condensation et une dissolution du réfrigérant dans la solution, ce qui transfère de la chaleur et de la masse entre les phases liquide et gazeuse. Ce processus est exothermique et, par conséquent, de la chaleur est libérée. La conception de l'absorbeur doit prévoir des surfaces d'échange de chaleur suffisantes avec le fluide de refroidissement externe pour pouvoir dissiper la chaleur dégagée et également une conception adéquate qui augmente la surface de contact entre les phases liquide et gazeuse. De plus, la conception de l'absorbeur doit permettre d'obtenir une faible chute de pression dans les phases liquide et vapeur. [23]

En général, les absorbeurs peuvent être classés en fonction de la manière dont la phase gazeuse entre en contact avec la phase liquide. Selon ce critère, les absorbeurs peuvent être divisés en deux grandes catégories, **les absorbeurs continus** et **les absorbeurs discontinus**. En général, dans les absorbeurs fonctionnant en mode continu, le liquide descend à travers l'absorbeur et la vapeur s'écoule dans une phase continue, tandis que dans le mode discontinu, le liquide s'écoule dans une phase continue, mais la vapeur s'y disperse sous forme de bulles (écoulement discontinu). Les absorbeurs fonctionnant avec un flux continu en phase gazeuse comprennent les absorbeurs à colonne de garnissage et les absorbeurs à film tombant. [23]

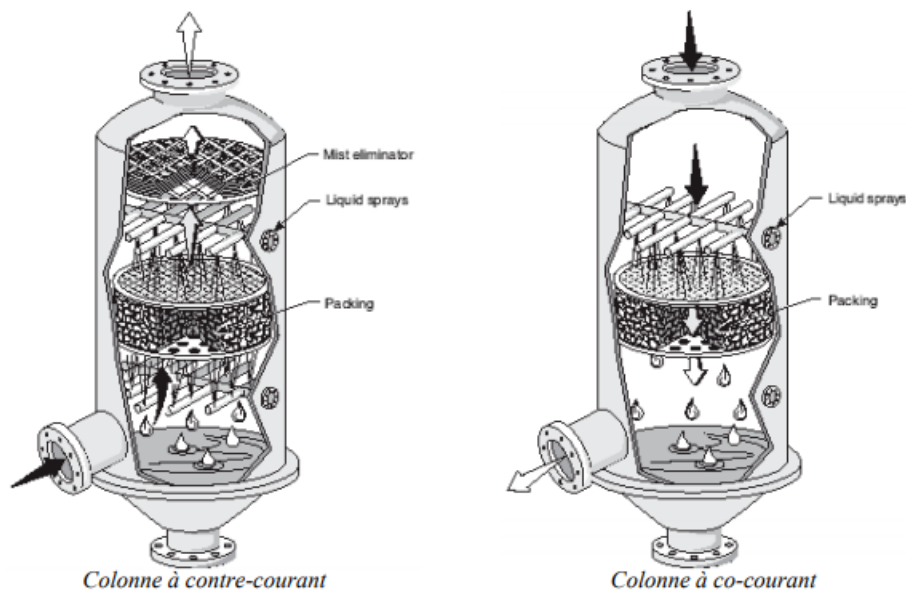


Figure 2.12: Différents arrangements de distribution des phases dans les colonnes à garnissage. [23]

2.7.1. Les absorbeurs à films tombant

La plupart des équipements d'absorption commerciaux utilisent ces types d'absorbeurs essentiellement parce qu'ils sont faciles à construire et qu'ils fournissent une faible perte de pression. Le principe de fonctionnement des absorbeurs à film tombant consiste en une série de surfaces de transfert de chaleur, telles que des tubes ou des plaques verticales et horizontales, où se produit le mécanisme de dissipation continue de la chaleur de la solution liquide qui tombe. La chaleur d'absorption est dissipée par un fluide de refroidissement. La solution absorbante descend par gravité en formant un film sur la surface des tubes ou des plaques et la vapeur s'écoule à co-courant ou à contre-courant de la solution tout en étant absorbée par le film liquide. Dans le cas des absorbeurs à tubes horizontaux, la chaleur d'absorption est dissipée par le fluide de refroidissement circulant à l'intérieur des tubes. [23]

Cette conception d'absorbeur présente certaines difficultés, pose des problèmes de mouillage des surfaces de transfert de chaleur et nécessite une bonne répartition de la solution au sommet du faisceau de tubes. Des distributeurs de liquide sont nécessaires pour répartir uniformément la solution concentrée sur les surfaces de transfert de chaleur. [23]

Il existe différents types d'absorbeurs de film tombant en fonction de la disposition de la surface sur laquelle le film de solution tombe. Le film qui tombe peut se former sur les surfaces internes ou externes des tubes ou des plaques. Cependant, la conception la plus couramment utilisée dans les équipements commerciaux consiste en un faisceau de tubes disposés horizontalement à l'intérieur d'un boîtier.



Figure 2.13: Absorbeurs adiabatiques à plaque verticale [23]

Afin d'améliorer les performances des absorbeurs à film tombant classiques sur les tubes horizontaux, différentes structures de surface des tubes ont été proposées pour améliorer le mouillage de surface, le mélange des solutions et les coefficients de transfert de chaleur et de masse.

2.7.1.1. Absorbeurs à film tombant sur des tubes horizontaux

Dans les refroidisseurs à absorption qui utilisent l'eau comme liquide de refroidissement et un composant non volatil comme absorbant, les absorbeurs à film tombant à tube horizontal refroidi intérieurement sont largement utilisés. [23]

La plupart des recherches sur les absorbeurs à tube horizontal utilisent le fluide de travail H₂O/LiBr. Les processus qui se produisent pendant l'absorption du réfrigérant sont différents si l'absorbeur est un composé volatil. Des recherches expérimentales et théoriques qui ont été menées sur ce type d'absorbeur pour analyser les phénomènes de transfert de chaleur et de masse du processus d'absorption de la vapeur et pour comprendre l'effet des variables de système les plus importantes sur le fonctionnement de ce type d'absorbeur. [23]

L'absorbeur typique d'un système de refroidissement par absorption classique avec H₂O/LiBr comme fluide de travail est constitué d'un faisceau de tubes horizontaux sur lesquels la solution d'absorption est distribuée. Fondamentalement, tous les composants du matériel expérimental sont en acier inoxydable, à l'exception du faisceau de tubes qui utilise normalement un alliage de cuivre. Normalement, des tubes en cuivre d'un diamètre compris entre 16 et 19 mm sont utilisés dans les absorbeurs des refroidisseurs commerciaux. [23]

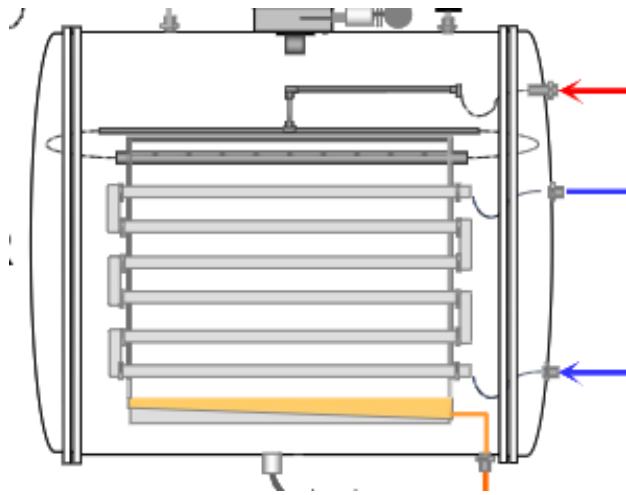


Figure 2.14: Configuration d'un absorbeur à film tombant sur des tubes horizontaux. [23]

Un autre aspect important des dispositifs expérimentaux qui fonctionnent avec le LiBr comme absorbant, est qu'ils fonctionnent à basse pression, il est donc essentiel d'avoir un système de génération de vide adéquat pour garantir l'absence de gaz non absorbables dans le système. L'étanchéité du dispositif expérimental est obtenue en le raccordant à une pompe à vide en plusieurs points de l'installation. [23]

Une grande variété d'absorbeurs de film tombant sur des tubes horizontaux a été utilisée dans la recherche expérimentale. Les principaux paramètres de conception de l'absorbeur à film tombant sur tubes horizontaux sont : le diamètre des tubes, le nombre de tubes par colonne, l'espacement entre les tubes et la surface extérieure des tubes (lisse ou avancée) [23]. Cependant, peu d'études étudient systématiquement l'effet de ces paramètres de conception sur les performances de l'absorbeur.

En ce qui concerne le diamètre des tubes, peu d'études ont analysé ce paramètre dans le fonctionnement de l'absorbeur. La plupart des études expérimentales ont été menées avec des diamètres conventionnels (15,9-19,05 mm). Les résultats obtenus par ces auteurs suggèrent que plus le diamètre du tube augmente, plus le coefficient de transfert de chaleur diminue. Car les tubes de plus grand diamètre favorisent la formation d'une couche limite plus développée et, par conséquent, diminuent le transfert de chaleur et de masse. [23]

L'effet d'espacement entre les tubes a également été analysé expérimentalement dans d'autres études. Il a été obtenu que l'augmentation de l'espacement entre les tubes augmente le mouillage des tubes. En outre, le coefficient de transfert de chaleur et le débit de vapeur absorbée augmentent avec l'espacement des tubes. [23]

Un autre aspect important, dans la conception des absorbeurs de film tombant sur des tubes horizontaux, est l'utilisation de tubes de surface avancés. Avec des surfaces de tubes avancées, on obtient des coefficients de transfert de chaleur et de masse plus élevés, ce qui est attribué non seulement à l'augmentation de la surface des tubes, mais aussi au meilleur mélange de la solution qui est induit par la structure de la surface. Les tubes à surface avancée obtiennent une augmentation d'environ 40% du coefficient de transfert thermique à faible débit de solution par rapport aux tubes à surface lisse. [23]

Enfin, cet examen des paramètres de conception des absorbeurs à film tombant sur les tubes horizontaux inclut certains des modèles de distributeurs de solutions.

2.7.2. Type de distributeurs

Le distributeur de solution est l'élément principal pour assurer une distribution uniforme du liquide et la formation du film qui tombe. Cette section présente les modèles qui ont été testés [23]

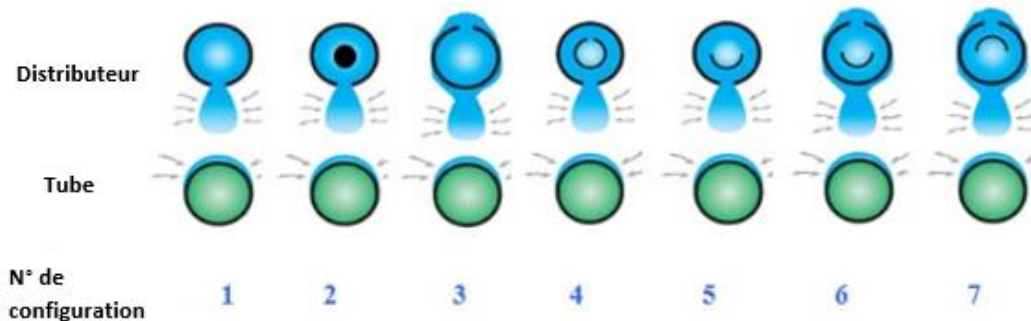


Figure 2.15: Différentes configurations de distributeur trouvées dans la littérature. [23]

2.7.2.1. Configuration N1

Cette configuration de la valve est la plus simple et consiste en un tube avec des trous dans le fond. Le liquide entre par la partie centrale supérieure du tube distributeur. Les trous du distributeur ont été réalisés au laser pour améliorer la finition des trous et éviter les petites imperfections qui se produisent lorsqu'on les réalise avec une perceuse. La distribution n'était pas uniforme, les tubes n'ont pas été mouillés de manière uniforme et dans certains trous de distribution, aucun liquide n'est sorti. [23]

2.7.2.2. Configuration 2

Consiste en un tube percé de trous dans sa partie inférieure, qui contient un tube interne, dont le but est de réduire le volume interne du distributeur et donc de forcer le fluide à sortir par tous les trous du distributeur. [23]

2.7.2.3. Configuration 3

Consiste en un tube avec des trous situés en haut. La conception est conçue pour que le liquide entre et remplisse le tube distributeur et, lorsqu'il est plein, il déborde par les trous supérieurs. Le distributeur a l'entrée de liquide de la partie centrale inférieure et dans sa région centrale supérieure, il a des trous de 2 mm de diamètre et 3 mm de séparation entre les trous. [23]



Figure 2.16: Distributeur typique de configuration N 3. [23]

2.7.1.2. Configuration 4

Cette configuration est constituée de deux tubes concentriques. Le liquide pénètre dans le tube intérieur, qui présente une découpe longitudinale en haut pour laisser sortir le liquide. Une fois qu'il a débordé du tube intérieur, le liquide est distribué par les trous au fond de ce tube. Le distributeur se compose d'un tube extérieur de 21 mm et d'un tube intérieur de 12 mm, il comporte des trous de distribution d'un diamètre de 1,75 mm avec une séparation de 3 mm entre eux. [23]

2.7.2.4. Configuration 5

Cette configuration est très similaire à la configuration 4, à la différence que la chambre à air a été coupée en deux dans le sens de la longueur, formant ainsi une sorte de canal. Le liquide est introduit par les deux extrémités du tube intérieur. Le distributeur se compose d'un tube extérieur d'un diamètre extérieur de 21 et d'un tube intérieur d'un diamètre de 12. [23]

2.7.2.5. Configuration 6

Cette configuration a donné les meilleurs résultats. Le distributeur est constitué de deux tubes concentriques. Le tube extérieur de 12 mm de diamètre extérieur, comporte les trous de distribution, situés au sommet du tube. Les trous sont constitués de fentes de 7 mm de large et de 2 mm d'épaisseur, réalisées avec un laser de haute précision. Le traitement mécanique a également été appliqué à la surface du tube extérieur du distributeur.

Le fait de lui donner une légère rugosité améliore la formation des gouttes, la répartition du liquide, et donc élargit la surface de contact et améliore le mouillage des tubes.

Le tube intérieur est constitué d'un tube de 8 mm de diamètre extérieur, qui a été coupé en deux dans le sens de la longueur en formant une sorte de canal, mais disposé avec la partie concave vers le haut. La coupe longitudinale du tube intérieur a été faite dans la région qui coïncide avec les trous du tube extérieur, laissant ainsi la section de chaque extrémité non coupée.

2.7.3. Configuration du distributeur choisie

La configuration de distributeur choisie est la configuration 6, qui a été testée expérimentalement par (Maria-eugenia-alvarez-bermudez, 2013) [23]. Elle a fait des tests expérimentaux sur les différentes configurations d'absorbeur, en utilisant de l'eau (H₂O) comme fluide de travail. Elle a pu montrer que cette configuration et celle qui permet d'obtenir une répartition équivalente du fluide sur les surfaces extérieures des tubes ainsi le mouillage d'une grande partie de la surface des tubes.

Le tube intérieur est constitué d'un tube de 8 mm de diamètre extérieur, coupé en deux dans le sens de la longueur en formant une sorte de canal, mais disposé avec la partie concave vers le haut. La coupe longitudinale du tube intérieur doit être faite dans la région qui coïncide avec les trous du tube extérieur.

La section non coupée de la chambre à air permet le raccordement de la chambre à air au reste du système de distribution et atténue l'entrée du liquide dans le tube du distributeur, de sorte que la sortie du liquide aux extrémités du distributeur n'est pas favorisée. La section concave du tube permet à la sortie du liquide d'être plus stable une fois que le tube extérieur a été rempli. La solution absorbante entre dans le distributeur par les deux extrémités du tube interne. Un "T" de distribution a été prévu pour diviser le flux de liquide entrant dans l'absorbeur en deux parties égales pour chaque extrémité du distributeur.

2.8. CONCLUSION

Dans ce présent chapitre, nous avons développé les différents aspects et technologie des systèmes de refroidissement à absorption et présentés les avantages et inconvénients de chaque type d'installation et type de couple de travail. Ce qui nous a permis de faire une sélection afin d'obtenir un système à absorption efficace qui répond à notre domaine d'application et aux exigences. Ci-dessous le résumé des principales caractéristiques de l'installation choisie :

- Refroidisseur à absorption simple effet fonctionnant à l'énergie solaire assisté par le gaz naturel (système hybride)
- LiBr/H₂O comme couple de travail.
- Utilisation des capteurs thermiques à tube sous vide pour la génération de la chaleur.
- Absorbeur à film tombant sur des tubes horizontaux.

Dans le chapitre suivant on va détailler plus sur le fonctionnement du cycle à absorption et cela en développant la partie thermodynamique du cycle

Chapitre 3

CONSIDERATION THERMODYNAMIQUES DE L'INSTALLATION PROPOSEE

3.1. INTRODUCTION

Dans les chapitres précédents on a décrit le fonctionnement de l'installation à absorption à un étage ainsi que ces composants, afin de faire le dimensionnement de cette machine il faudra définir les états thermodynamiques des fluides de travail à chaque entrée et sortie de tous les composants (absorbeur, générateur, ...).

Dans ce chapitre, on présentera les bilan massiques et d'énergie ainsi que toute les équations thermodynamiques permettant d'identifier les paramètres thermodynamiques et physiques des fluides de travail.

La machine à absorption à un seul étage peut se définir par dix états représentant les entrées et sorties de chaque composant (voir la figure 3.1).

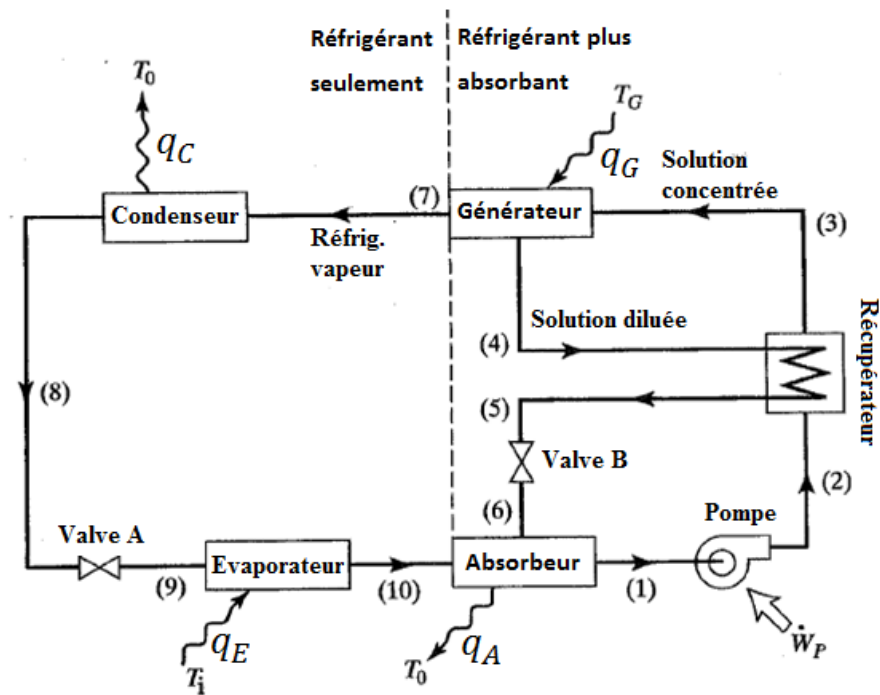


Figure 3.5: Schémas montrant les dix états d'une machine à absorption à un étage

3.2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

Dans cette partie on présentera les bilans massiques et énergétique pour tous les organes de l'installation afin de calculer les quantités de chaleur à apporter ou à évacuer dans chaque composant.

❖ Absorbeur :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_{10} \frac{X_6}{X_6 - X_{10}} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_6 X_6 \quad \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \frac{X_1}{X_6} \quad (3.2)$$

$$q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.3)$$

❖ La pompe :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.4)$$

$$X_2 = X_1 \quad (3.5)$$

En négligeant le travail de la pompe :

$$h_2 = h_1 \quad (3.6)$$

❖ Le récupérateur :

$$X_3 = X_2 \quad (3.7)$$

$$X_5 = X_4 \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (3.11)$$

❖ Le générateur :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad (3.14)$$

$$q_G + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \quad (3.15)$$

❖ La valve (b) :

$$X_6 = X_5 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (3.17)$$

❖ Le condenseur :

$$X_8 = X_7 \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (3.19)$$

$$q_C = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \quad (3.20)$$

❖ La valve (a) :

$$X_9 = X_8 \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (3.22)$$

$$h_9 = h_8 \quad (3.23)$$

❖ L'évaporateur :

$$X_{10} = X_9 \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.25)$$

aussi $q_E = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_8) \quad (3.26)$

$$q_E = \dot{m}_{eau-dim} C_{p-eau} (T_{eau-in} - T_{eau-out}) \quad (3.27)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_{eau-dim} C_{p-eau} (T_{eau-in} - T_{eau-out})}{(h_{10} - h_8)} \quad (3.28)$$

3.3. PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DU COUPLE LiBr/H₂O

Les propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium sont obtenue par des corrélations et des tables qu'on présente dans cette partie.

❖ Corrélation entre l'enthalpie, h , la température T , et la concentration X [2]:

$$h = \sum_{n=0}^4 A_n X^n + T \sum_{n=0}^4 B_n X^n + T^2 \sum_{n=0}^4 C_n X^n \quad (3.29)$$

Avec:

Tableau 3.1: Valeur des A_i , B_i et C_i de la corrélation [2]

A ₀	-2024,33	B ₀	18,2829	C ₀	-3,7008214·10 ⁻²
A ₁	163,309	B ₁	-1,1691757	C ₁	2,8877666·10 ⁻⁰³
A ₂	-4,88161	B ₂	3,248041·10 ⁻⁰²	C ₂	-8,1313015·10 ⁻⁰⁵
A ₃	6,302948·10 ⁻⁰²	B ₃	-4,034184·10 ⁻⁰⁴	C ₃	9,9116628·10 ⁻⁰⁷
A ₄	-2,913705·10 ⁻⁰⁴	B ₄	1,8520569·10 ⁻⁰⁶	C ₄	-4,4441207·10 ⁻⁰⁹

❖ Corrélation de la chaleur spécifique en fonctionne de la concentration et la température :

$$C_p = \sum_{i=0}^5 (A_{i1} * X^i + 2 * A_{i2} * X^i * T) \quad (3.30)$$

Avec :

Tableau 3.2: Valeurs des $A1$ et $A2$ de la corrélation [2]

i	A_{i1}	A_{i2}
0	4,124891	0,000574369
1	-0,07643903	0,000587092
2	0,002589577	-7,37532E-06
3	-9,50052E-05	3,27759E-07
4	1,70803E-06	-6,0623E-09
5	-1,10236E-08	3,9019E-11

3.4. IDENTIFICATION DES PRESSION ET DEBITS DE FONCTIONNEMENT DU CYCLE

Le premier paramètre qui a été fixé est la température d'évaporation, afin d'assurer l'évaporation par l'eau venant des fours de fusion à une température de $T_{in} = 35^\circ C$ et quitte l'évaporateur à une température requise de $T_{out} = 18^\circ C$ et garder un écart de températures de $5^\circ C$ entre les deux fluides dans l'évaporateur (considération pratique) on a opté pour une température d'évaporation :

$$T_9 = T_{10} = T_{evap} = 13^\circ C$$

L'eau à la sortie de l'évaporateur est saturée, ceci se traduit par un titre de $X = 1$.

La pression d'évaporation (la basse pression de l'installation) est obtenue à l'aide d'un logiciel de calcul des paramètres thermodynamique et physiques de solutions « RefProd ».

$$P_9 = P_{sat}(T_{evap}) = 14.981 \text{ mBar}$$

Le deuxième paramètre qui a été fixé est la température de condensation, afin d'assurer la condensation dans les conditions extrême (conditions d'été), on a opté pour :

$$T_8 = T_{cond} = 45^\circ C$$

Titre de l'eau à la sortie du condensateur est supposé : $X = 0$

La pression de condensation (la haute pression de l'installation) et l'enthalpie sont obtenues par le logiciel « RefProd ».

$$P_8 = P_{sat}(T_{cond}) = 95.95 \text{ mBar}$$

$$h_8 = 188.43 \text{ (KJ/Kg)}$$

La valve de détente « A » est isenthalpique donc $h_9 = h_8$

L'installation fonctionne à deux étages de pression comme suit:

$$P_9 = P_{10} = P_1 = P_6 \tag{3.31}$$

Et

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 \tag{3.32}$$

Par suite, on a choisi les titres des solutions de lithium bromure –eau concentré et diluée de façon à éviter le phénomène de cristallisation.

$$X_1 = X_1 = X_1 = 50 \%$$

$$X_4 = X_5 = X_6 = 60 \%$$

Sachant la pression et le titre de Li-Br des états (1), (4) et (6), on obtient les températures correspondantes par le diagramme d'Oldham (pression, température et titre) et les enthalpies par la corrélation (3.29)

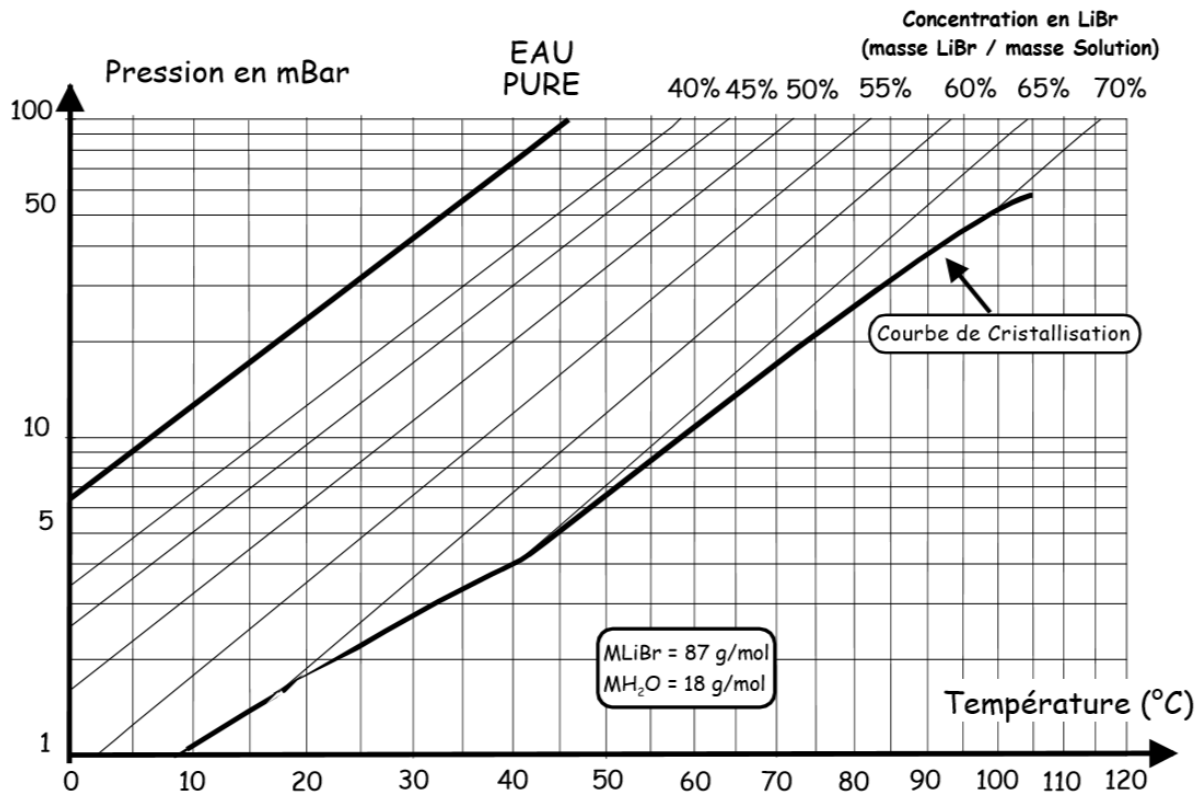


Figure 3.2: Diagramme d'Oldham (pression, température et titre) du couple (LiBr-eau) [2]

Le travail de la pompe est négligé donc $h_2 = h_1$ et $T_2 = T_1$

La valve de détente « B » est isenthalpique donc $h_5 = h_6$

L'enthalpie au point (3) est obtenue par le bilan énergétique du récupérateur

$$h_3 = \frac{\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5}{\dot{m}_3} \quad (3.33)$$

Les points (4) et (7) représentent la sortie du générateur donc ils ont la même température $T_7 = T_4$, on obtient par suite l'enthalpie du point (7) par le logiciel « RefProd ».

L'utilisation du diagramme du diagramme de « Merkel » permet d'avoir les températures T_5 et T_3 .

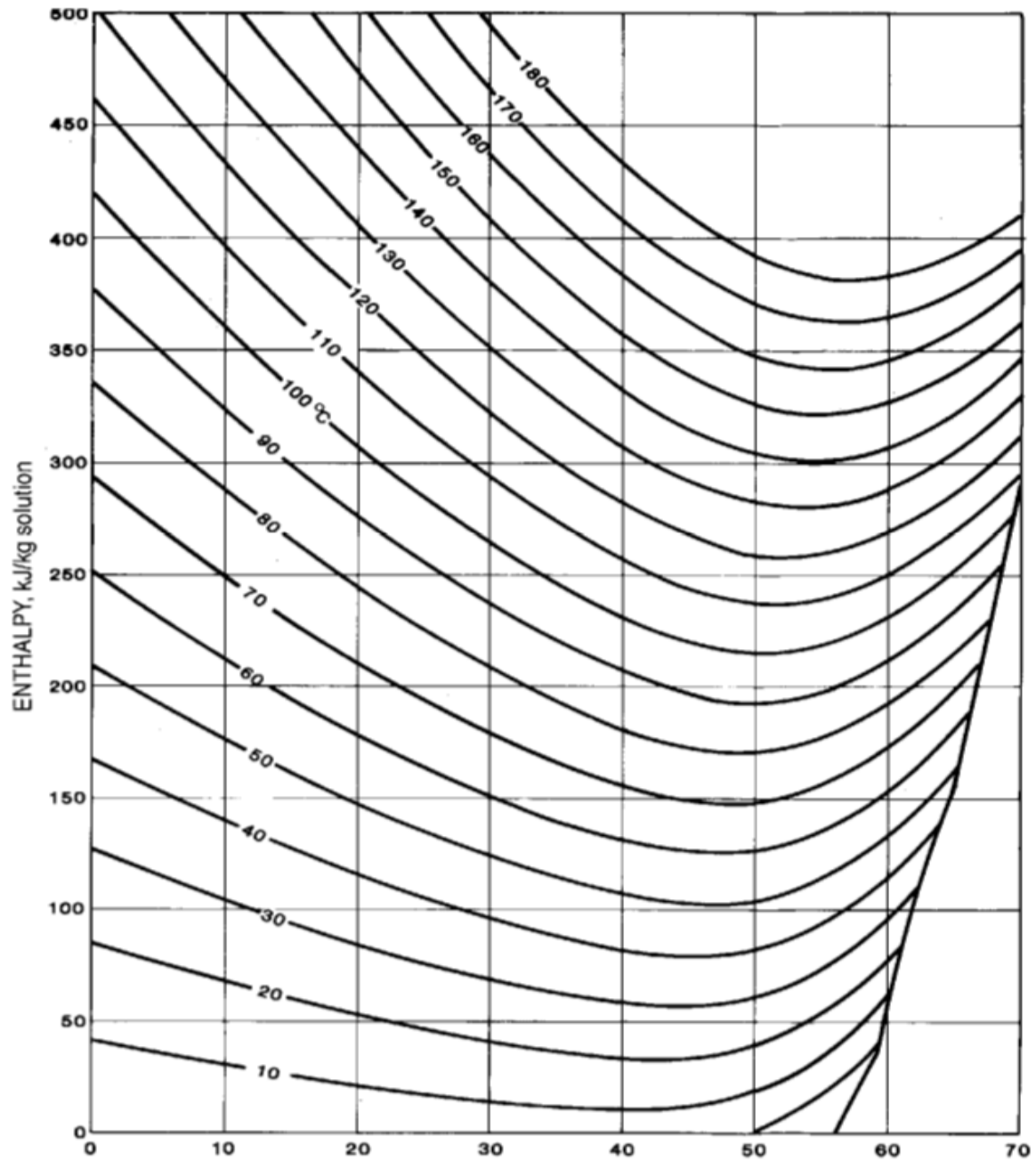


Figure 3.3 : Diagramme de Merkel (enthalpie, titre et température) du couple (LiBr-eau) [2]

3.5. RESULTATS

En utilisant les corrélations et charts de la section (3) la détermination de toutes les propriétés du cycle devient un travail de calcul simple, les résultats de ce travail sont présentés dans le tableau (3.3)

Tableau 3.3: Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle

point	Température T (C°)	Pression P (mBar)	Enthalpie h (KJ/KG)	Concentration X LiBr (%)	Débit massique \dot{m} (Kg/s)
10	13	14,981	2524,7	0	0,00912917
9	13	14,981	188,43	0	0,00912917
8	45	95,95	188,43	0	0,00912917
7	92,5	95,95	2673,2	0	0,00912917
6	54	14,981	142,709169	0,6	0,04564584
5	70	95,95	142,709169	0,6	0,04564584
4	92,5	95,95	217,017187	0,6	0,04564584
3	50	95,95	132,966142	0,5	0,054775
2	35	95,95	71,0427931	0,5	0,054775
1	35	14,981	71,0427931	0,5	0,054775

Les quantités de chaleur de chaque composant obtenue par les bilans énergétiques développés dans la section (3) sont représentées dans le tableau 4-2.

Tableau 3.4: Table des quantités de chaleur

Composant	taux de chaleur (KW)	
Evaporateur	Qe	21,328
Condenseur	Qc	22,684
Absorbeur	Qa	25,671
Générateur	Qg	27,027
Récupérateur	Qr	3,392

3.6. Conclusion

Les calculs précédents permettent de calculer le COP (Coefficient Of Performance) du cycle thermo dynamique qui est donné par :

$$COP = \frac{q_e}{q_g} = 0,789$$

qui représente une valeur acceptable .

Chapitre 4

DIMENSIONNEMENT DE L'INSTALLATION PROPOSEE

Dans ce chapitre nous détaillerons le dimensionnement des échangeurs de chaleur constituant le cycle de réfrigération par absorption ainsi que la surface des capteurs solaires nécessaires pour le refroidissement des fours de fusion.

Dimensionner un échangeur revient à déterminer sa surface d'échange nécessaire pour capter ou évacuer la chaleur nécessaire pour permettre d'obtenir les conditions de sortie attendues.

4.1. DIMENSIONNEMENT DE L'EVAPORATEUR

L'échangeur choisi pour permettre l'échange thermique au niveau de l'évaporateur et d'obtenir la température idéale pour refroidir les fours de fusion ; est un échangeur de type Hairpin multitubes.

Les conditions d'entrée et de sortie de l'évaporateur sont :

- **Entrée :**

- Eau saturée : $T_{c,i} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 0 \%$, $m_{ev} = 0,009129 \text{ kg/s}$;
- Eau déminéralisée : $T_{h,i} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_{ed} = 0,3 \text{ kg/s}$

- **Sortie :**

- Eau à l'état de Vapeur saturée : $T_{h,o} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 1 \%$
- Eau déminéralisée : $T_{c,o} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Le tableau (4.1), résume les conditions thermo-physiques des fluides de travail :

Tableau 4.1: Condition thermo-physiques des fluides à travers l'évaporateur

Paramètre	Eau déminéralisée à ($T_{m,ed} = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$)	Eau (liquide) à ($T_{m,e} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$)	Vapeur d'eau à ($T_{m,ev} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$)
Masse volumique (kg/m^3)	$\rho_{ed} = 1000$	$\rho_{ed} = 1000$	$\rho_{ev} = 0,0108027$
Conductivité thermique (w/m.K)	$k_{ed} = 0,64615$	$K_{ed} = 0,59184$	$K_{ev} = 0,018992$
Viscosité dynamique	$\mu_{ed} = 0,000855$	$\mu_{ed} = 0,00119165$	$\mu_{ev} = 0,000008536$
Nombre de Prandtl	$Pr_{ed} = 5,83$	$Pr_e = 8,5275$	$Pr_{ev} = 0,83484$
Résistance d'encrassement ($\text{m}^2 \text{ K/w}$)	$R_{f,ed} = 0,00009$	$R_{f,e} = 0,00009$	$R_{f,ev} = 0,00009$

(Les propriétés thermo-physiques de chaque fluide sont obtenues à la température moyenne

$T_m = \frac{T_e + T_o}{2}$ avec T_e : température d'entrée et T_o : Température de sortie)

- **Choix de la configuration de l'échangeur de chaleur**

Choisir la configuration de l'évaporateur revient à déterminer :

- **Le type d'échangeur (à contre flux ou à flux parallèle)**

Dans un échangeur à contre-courant les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud et sont plus simples à réaliser que les échangeurs à courants croisés.

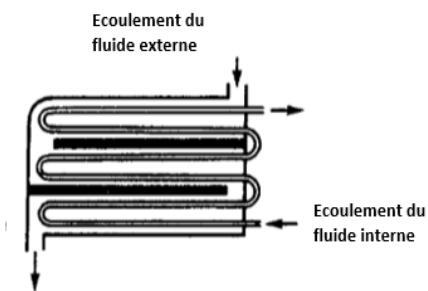


Figure 4.1: Echangeur à contre flux. [26]

Donc pour de meilleures performances, on choisit un échangeur à contre flux (contre-courant).

Pour ce type d'échangeur, la différence de température logarithmique moyenne est donnée par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.1)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,s} \quad (4.2)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,e} \quad (4.3)$$

$(T_{h,e}, T_{h,s})$ température d'entrée et de sortie du fluide chaud

$(T_{c,e}, T_{c,s})$ température d'entrée et de sortie du fluide froid (évaporation)

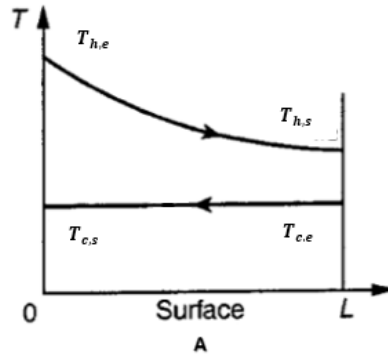


Figure 4.2: Variation de température dans un évaporateur contre flux. [26]

➤ **Les diamètres intérieur et extérieur des tubes interne et externe**

Le diamètre intérieur des tubes est choisi de telle manière à limiter la vitesse d'écoulement en phase liquide à 0,7 m/s, tout en imposant un nombre de tubes raisonnable

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{ed}}{\rho_{ed} \cdot V \cdot N \cdot \pi}} \quad (4.4)$$

Pour une nombre de tube $N = 8$ tubes, on trouve

$$d_i = 0,008259 \text{ m}$$

- **Le diamètre intérieur et extérieur de tube externe**

Le diamètre extérieur du tube externe est choisi de telle manière à limiter la vitesse d'écoulement en phase liquide à 25 m/s.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{ev}}{\rho_{ev} \cdot V \cdot \pi}} \quad (4.5)$$

Donc on trouve $D_i = 0,20979$

Après correction des valeurs des diamètres des tubes interne et externe, le tableau (4.2) résume les résultats finaux :

Tableau 4.2: Paramètre géométrique de l'évaporateur

	Paramètre	Valeur
Tube interne (coté eau déméralisée)	Diamètre interne (mm)	8
	Diamètre externe (mm)	11
	Vitesse (m/s)	0,746039

	Nombre de tube	8
Tube externe (coté vapeur)	Diamètre interne (mm)	200
	Diamètre externe (mm)	206

4.1.1. Calcul de la surface d'échange extérieure totale

Le dimensionnement de cet échangeur doit tenir compte du changement de phase qui a lieu lors de l'évaporation.

A partir de l'équation du taux de transfert de chaleur [26]:

$$Q_e = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.6)$$

On déduit l'expression de la surface d'échange :

$$A_0 = \frac{Q_e}{U_0 \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.7)$$

Tel que:

Q_e : Charge frigorifique $Q_e = 21,3282 \text{ kW}$

A_0 : Surface d'échange extérieure

U_0 : Coefficient global de transfert de chaleur

F : Facteur de correction LMTD

ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne

➤ Calcul du coefficient de transfert thermique global

$$\frac{1}{U_0} = \frac{A_0}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,ed} \times A_0}{A_i} + \frac{A_0 \cdot \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (2 \times L \times N)} + R_{f,ev} + \frac{1}{h_0} \quad (4.8)$$

Tel que

h_i : Coefficient d'échange thermique du coté interne (l'eau déminéralisée)

h_0 : Coefficient d'échange thermique du coté externe (vapeur) [$W/m^2 \cdot K$]

A_0 : Surface latérale des tubes internes $A_0 = 2\pi \times L \times N \times d_0$ [m^2]

A_i : Surface latérale des tubes internes $A_i = 2\pi \times L \times N \times d_i$ [m^2]

$R_{f,ed}$: Résistance thermique due à l'encrassement du coté interne [$m^2 \cdot K/W$]

$R_{f,ev}$: Résistance thermique due à l'encrassement du coté externe [$m^2 \cdot K/W$]

k : Conductivité thermique du matériau des tubes internes [$W/m \cdot K$]

• Calcul de h_i

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} \quad (4.9)$$

Avec k : Conductivité thermique de l'eau déminéralisée

➤ **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_{ed}}{N \cdot \mu_{ed} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (4.10)$$

$$Re_i = 6980,48$$

Pour un Reynolds $2300 < Re_i < 10000$, le nombre de Nusselt est donné par la corrélation de Gnielinski [25]:

$$Nu = \frac{\frac{f}{2}(Re_i - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4.11)$$

Avec

f : Facteur de frottement

Pour $2300 < Re_i < 5 \times 10^6$; $0,5 < Pr_i < 2000$, f est donné par [30] :

$$f = (1,58 \ln(Re_i) - 3,28)^{-2} \quad (4.12)$$

De l'expression (4.11) et (4.12) obtient les valeurs suivantes

$$f = 0,008727$$

$$Nu = 52,8533$$

En substituant dans la formule (4.9)

$$h_i = 4268,895 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

• **Calcul de h_0**

Pour tenir compte du changement de phase qui a lieu lors de l'évaporation, on utilisera la méthode de Chen [26] qui nous permet d'écrire que :

$$h_0 = h_{TP} = h_{LO} \times F + h_P \times S \quad (4.13)$$

Avec

h_{TP} : Coefficient d'échange thermique bi-phasique

h_{LO} : Coefficient d'échange thermique de la phase liquide

h_P : Coefficient d'échange thermique de la phase vapeur

F : Facteur d'amélioration

S : Facteur de surpression

- **Calcul de h_{LO}**

h_{LO} est calculé en supposant que tout le débit entre en phase liquide [26].

$$h_{LO} = \frac{Nu \times k}{D_e} \quad (4.14)$$

Avec k : conductivité thermique de la phase liquide

D_e : diamètre équivalent donné par

$$D_e = \frac{4 \cdot A_c}{P_h} \quad (4.15)$$

Avec

A_c : La section de passage du fluide $A_c = \frac{\pi^2}{4} (D_i^2 - N \times d_0^2)$

P_h : Le périmètre des tubes $P_c = \pi \cdot N \times d_0$

Pour un nombre de Reynolds :

$$Re_{D_h} = \frac{4 \cdot \dot{m}_V}{\mu_e \cdot \pi \cdot D_h} \quad (4.16)$$

D_h : diamètre hydraulique donné par

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_c} \quad (4.17)$$

Avec

A_c : La section de passage du fluide $A_c = \frac{\pi^2}{4} (D_i^2 - N \times d_0^2)$

P_c : Le périmètre mouillé $P_c = \pi(D_i + N \times d_0)$

$$Re_{D_h} = 71,9708$$

Qui est une valeur caractéristique d'un écoulement laminaire, donc

$$Nu = 4,36 \quad (4.18)$$

En remplaçant dans la formule (4.14) on trouve que :

$$h_{LO} = 5,8177 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

- **Calcul de F**

D'après Chin, la valeur du facteur F dépend de la valeur du paramètre de Martinelli X_{tt} [26], donnée par :

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0,9}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1} \quad (4.19)$$

Avec

x : Qualité de la vapeur, selon Chin $x = 0,05$

(ρ_l, μ_l) : Masse volumique et viscosité dynamique de la partie liquide

(ρ_v, μ_v) : Masse volumique et viscosité dynamique de la partie vapeur

On trouve $\frac{1}{X_{tt}} = 13,1179$

Donc comme $\frac{1}{X_{tt}} > 0,1$ et d'après Chin [25]:

$$F = 2,35 \left(0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,736} \quad (4.20)$$

Lors de l'évaporation, la quantité de liquide dans le tube va diminuer ainsi que le coefficient de transfert thermique h_{L0} , d'où l'obligation d'apporter une correction au facteur F, et cela en substituant F par F_0 . [26]

Avec

$$F_0 = F(1 - x) \quad (4.21)$$

Donc on obtient les résultats suivants :

$$\begin{aligned} F &= 15,8112 \\ F_0 &= 15,0206 \end{aligned}$$

➤ Calcul du facteur de surpression S

Le facteur de surpression dépend du nombre de Reynolds bi-phasique, [26] donné par la relation suivante :

$$S = \frac{1}{1 + 2,54 \times 10^{-6} (Re_{TP})^{1,17}} \quad (4.22)$$

Avec

Re_{TP} : Le nombre de Reynolds bi-phasique [26]

$$Re_{TP} = \frac{\dot{m} \times D_h}{\mu_l} (1 - x) \cdot F^{1,25} \quad (4.23)$$

De l'équation (4.22) on trouve que :

$$S = 0,99986$$

➤ Calcul de h_p

Pour un faible titre de la vapeur $x = 0,05$, d'après la corrélation de Chin [26]

$$h_p = 0,00122 \frac{k_l^{0,79} \times C_{p,l}^{0,45} \times \rho_l^{0,49} \times S \times \Delta T_s^{0,24} \times \Delta P_v^{0,75}}{\sigma^{0,5} \times \mu_l^{0,29} \times (h_{ig} \times \rho_v)^{0,24}} \quad (4.24)$$

Avec

$C_{p,l}$: Chaleur spécifique de l'eau à l'état liquide $C_{p,l} = 4187,5 \text{ J/kg.K}$

k_l : Conductivité thermique de la phase liquide

ρ_l : Masse volumique de la phase liquide

S : Facteur de surpression

ΔT_s : La surchauffe des parois $\Delta T_s = T_w - T_s$, tel que T_s est la température de saturation et T_w quantifie la température des parois

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{(T_{h,i} + T_{h,0})}{2} + \frac{(T_{c,i} + T_{c,0})}{2} \right) \quad (4.25)$$

ΔP_V :d'après la relation de Clapeyron, ΔP_V peut être calculé comme suit [26].

$$\Delta P_V = \frac{\Delta T_s \times h_{ig} \times \rho_v}{T_s} \quad (4.26)$$

σ : la tension superficielle $\sigma = 0,074162 \text{ N/m}$

h_{ig} : l'enthalpie de vaporisation de l'eau (2470240 J/kg) [26]

D'après l'expression (4.24) la valeur du coefficient d'échange h_p est

$$h_p = 451,8659 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

En substituant les valeurs de $h_{L,0}, F_0, h_b$ et S dans l'expression (4.13) il en résulte avec

$$h_0 = 539,188 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

Ainsi en remplaçant dans l'expression (4.8) on déduit que

$$U_0 = 412,725 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

Et ayant calculé U et en remplaçant dans l'expression (4.7), on déduit la valeur de la surface d'échange

$$A_0 = 5,0042 \text{ m}^2$$

4.1.2. Calcul du nombre de hairpins nécessaire

Pour calculer le nombre de hairpins, on impose une longueur $L = 1,6 \text{ m}$ pour un seul hairpin.

Pour un nombre N_{hp} de hairpins la surface est donnée par :

$$\text{Ainsi} \quad A_0 = N_{hp} \cdot (2\pi \times L \times N \times d_0) \quad (4.27)$$

$$N_{hp} = \frac{A_0}{2\pi \times L \times N \times d_0} \quad (4.28)$$

Après application numérique on trouve que

$$N_{hp} = 5,65$$

En apportant une correction au nombre de hairpins de sorte à avoir $N_{hp} = 6$, une nouvelle valeur sera attribuée à la longueur de chaque hairpin

$$L = \frac{A_0}{2\pi \times N_{hp} \times N \times d_0} \quad (4.29)$$

$$L = 1,51 \text{ m}$$

4.1.3. Calcul de l'over surface

$$OS = 100 \times R_f \times U_c \quad (4.30)$$

Avec

U_c : Coefficient d'échange global (prend pas en compte l'effet de l'encrassement)

R_f : Résistance d'encrassement

➤ Calcul de U_c :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{A_0}{h_i \cdot A_i} + \frac{A_0 \cdot \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot (2 \times L \times N)} + \frac{1}{h_0} \quad (4.31)$$

$$U_c = 452,658 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

En remplaçant dans l'expression (4.30), on obtient un over surface :

$$OS = 9,675 \%$$

4.2. DIMENSIONNEMENT DE L'ABSORBEUR

Au sein de cet échangeur une réaction chimique exothermique aura lieu. Le produit de cette réaction chimique sera un fluide liquide qui est en réalité un mélange d'eau et de bromure de lithium.

Afin de garantir le bon fonctionnement du cycle décrit au chapitre 3 il faut évacuer la chaleur dégagée par cette réaction à l'aide d'un échangeur de chaleur. Le type d'absorbeur choisi est un absorbeur à film tombant sur des tubes horizontaux.

On considère que le mélange entre le vapeur d'eau (10) et la solution de Bromure de Lithium (6) se fait selon un processus adiabatique avant que la solution issue du mélange échange sa chaleur avec l'eau de refroidissement. La température de mélange T_{eq} , peut être déterminée en appliquant le principe de conservation de l'énergie

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{eq} h_{eq}$$

$$X_{eq} = X_1$$

$$\dot{m}_{eq} = \dot{m}_1$$

En appliquant la relation (3.29) et en utilisant h_{eq} et X_{eq} on obtient

$$T_{eq} = 139,384 \text{ } ^\circ\text{C}$$

➤ Les conditions d'entrée et de sorties de l'absorbeur

- **Entrée :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{h,i} = T_{eq} = 139,384^\circ\text{C}$, $P = 0,14 \text{ kPa}$, $X(1) = 50\%$
- eau liquide $T_{c,i} = 25^\circ\text{C}$, $P = 101,3 \text{ kPa}$

- **Sortie :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{h,o} = 35^\circ\text{C}$, $P = 0,873 \text{ kPa}$, $X(1) = 50\%$

- eau liquide $T_{c,o} = 48,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 101,3 \text{ kPa}$

4.2.1. Calcul de la surface d'échange total extérieur

$$A_A = \frac{Q_A}{U_o \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.32)$$

Q_A : Chaleur à évacuer

$$Q_A = 25,671 \text{ kw}$$

• Choix de la configuration de l'absorbeur

Choisir la configuration de l'absorbeur revient à déterminer

- Le diamètre intérieur et extérieur des tubes
- L'espace vertical entre les centres des tubes

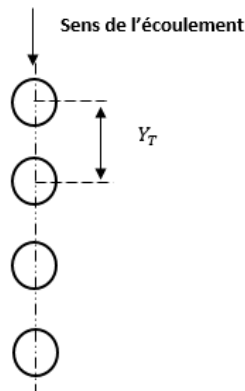


Figure 4.3: Disposition verticale des tubes de l'absorbeur

Pour un premier calcul une longueur des tubes a été supposée, puis nous apporterons une correction sur la valeur de la longueur.

Le tableau (4.3) résume les paramètres géométriques de l'absorbeur

Tableau 4.2.1: Paramètres géométriques de l'absorbeur

Paramètre	Valeur
Diamètre externe (mm)	16
Diamètre interne (mm)	15
Espacement vertical entre les centres des tubes (mm)	30
Longueur des tubes (mm)	400

- **Calcul de U_o**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i \cdot A_i} + R_{fi} \cdot \frac{A_o}{A_i} + A_o \times \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o} \quad (4.33)$$

Avec

h_i : Coefficient d'échange interne

h_o : Coefficient d'échange externe

A_o : Surface d'échange extérieure

A_i : Surface d'échange intérieure

R_w : Résistance thermique des tubes

R_{fi} : Résistance thermique due à l'encrassement interne des tubes

R_{fo} : Résistance thermique due à l'encrassement externe des tubes

A_o : surface externe des tubes $A_o = N \cdot \pi \cdot d_o \cdot L$ [m^2]

A_i : surface interne des tubes $A_i = N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L$ [m^2]

D'où l'équation (4.33) peut s'écrire comme suit :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + R_{fi} \cdot \frac{d_o}{d_i} + \left(d_o \times \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot K} \right) + R_{fo} + \frac{1}{h_o} \quad (4.34)$$

➤ **Calcul de h_i**

Pour un nombre de Reynolds

$$Re_d = \frac{4 \cdot \dot{m}_{eau}}{\mu_{eau} \cdot \pi \cdot d_i}$$

$$Re_d = 25248,914$$

Cette valeur de Re_d est une valeur qui caractérise les écoulements turbulents, ainsi le nombre de Nusselt sera donné par la corrélation [30]

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} \times Re_d \times Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4.35)$$

De l'expression (4.12) on déduit la valeur de f

$$f = 0,006165$$

En remplaçant dans l'expression (4.35) on trouve que

$$Nu = 327,404$$

D'où la valeur du coefficient de transfert thermique interne est

$$h_i = 13241,1045 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

➤ **Calcul de h_0**

Pour la détermination du transfert de chaleur côté film h_0 , on suppose un film mince et de faibles vitesses de vapeur. Par conséquent, le film est laminaire. Les ondes sont négligées. La chaleur sensible peut être négligée par rapport à la chaleur latente. La chute de pression et la production de chaleur par frottement ne sont pas prises en compte. [1]

Dans ces hypothèses, la solution de Nusselt pour la condensation de substances pures sur des faisceaux de tubes horizontaux, publiée en 1923, peut être appliquée. [1]

Ce modèle simplificateur, propose une formule pour le coefficient de transfert thermique du film tel que [1] :

$$h_{film} = h_0 = \frac{k_s}{\delta} = \sqrt[3]{\frac{k_s \times g \times \rho_s^2}{3 \cdot \dot{\Gamma}_s \times \mu_s}} \quad (4.36)$$

Avec

k_s : la conductivité thermique du film

g : Accélération gravitationnelle $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

ρ_s : la masse volumique du film

μ_s : la viscosité dynamique du film

$\dot{\Gamma}_s$: débit massique par longueur de tube et par côté $\dot{\Gamma}_s = \frac{m_{eq}}{2 \times L} \text{ kg/s} \cdot m$

δ : l'épaisseur du film $\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \dot{\Gamma}_s \times \mu_s}{g \times \rho_s^2}}$

Donc à l'aide de l'expression (4.36) on trouve que :

$$h_0 = 2314,63 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

En remplaçant le tout dans la formule (4.34) ; on déduit la valeur du coefficient d'échange globale

$$U_o = 1372,082 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

➤ **Calcul de ΔT_{lm}**

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} = 36,754 \text{ K}$$

En appliquant la relation (4.32)

$$A_A = 0,509 \text{ m}^2$$

4.2.2. Calcul du nombre de tubes N

$$N = \frac{A_A}{\pi \cdot d_o \cdot L} \quad (4.37)$$

$$N = 25,3$$

Mais d'après Nusselt [26] une correction du coefficient de transfert de chaleur doit obligatoirement être faite, car ce dernier diminue avec le nombre de colonne de tube.

Comme pour notre cas on a un tube par colonne donc le nombre de colonne est le même que le nombre de tubes.

D'où la relation:

$$h'_0 = h_0 \times N^{(-\frac{1}{6})} \quad (4.38)$$

$$h'_0 = 1344,785 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

D'où le changement du coefficient d'échange global, la surface ainsi que la longueur des tubes

$$U'_0 = 961,171 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

$$A_A = 0,7266 \text{ m}^2$$

Et pour le même nombre de tubes

$$L = \frac{A_A}{\pi \cdot d_o \cdot N} \quad (4.39)$$

$$L = 556 \text{ mm}$$

4.3. DIMENSIONNEMENT DU RECUPERATEUR

L'échangeur choisi pour cet organe est le type à deux tubes concentriques à flux concourant.

Les conditions d'entrée et de sortie du récupérateur sont :

- **Entrée :**

- Solution concentrée (2): $T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 60 \%$, $m_i = 0,054775 \text{ kg/s}$;
- Solution diluée (4) : $T_4 = 92.5^\circ\text{C}$, $x = 50 \%$, $m_o = 0,04564584 \text{ kg/s}$

- **Sortie :**

- Solution concentrée (3): $T_3 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 60 \%$, $m_i = 0,054775 \text{ kg/s}$;
- Solution diluée (5) : $T_5 = 70^\circ\text{C}$, $x = 50 \%$, $m_o = 0,04564584 \text{ kg/s}$

Le tableau (4.4), résume les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (2), (3), (4) et (5)

Tableau 4.4: Les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (2), (3), (4) et (5)

Point du cycle	2	3	4	5
Masse volumique ρ (Kg/m ³)	1718	1707	1493	1507
Viscosité dynamique μ (Kg/m/s)	0,00586	0,0044	0,00121	0,00157
Conductivité thermique (W/m/K)	0,41576	0,42797	0,50089	0,48639
Cp (KJ/kg [°] K)	4,131	5,086	7,083	5,879
Pr	58,225082	52,289646	17,110403	18,976603

(On choisit la méthode de LMTD pour les calculs thermiques.)

A cause des faibles débits de travail, on a choisi des tubes avec les diamètres les plus petits disponibles dans le marché (pour satisfaire les limites de vitesse et le critère de disponibilité).

Ainsi

$$d_i = 8 \text{ mm} \quad ; \quad d_o = 10 \text{ mm} \quad ; \quad D_s = 20 \text{ m}$$

4.3.1. Calcul de la surface d'échange

On déduit l'expression de la surface d'échange :

$$A_i = \frac{Q_r}{U_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.40)$$

Avec

Q_r : la quantité de chaleur échangée dans le récupérateur $Q_r = 3.392 \text{ kw}$

ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_2 - T_5)}{\ln\left(\frac{(T_4 - T_3)}{(T_2 - T_5)}\right)} \quad (4.41)$$

$$\Delta T_{lm} = 38.6287287 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Calcul du coefficient de transfert thermique global**

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_o \cdot A_o} + \frac{R_{f,o} \times A_i}{A_o} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (2 \times L \times N_{hp})} + R_{f,i} + \frac{1}{h_i} \quad (4.42)$$

Avec:

$R_{f,i}$: Résistance thermique due à l'encrassement du coté interne $R_{f,i} = 0.0002 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$R_{f,o}$: Résistance thermique due à l'encrassement du coté externe $R_{f,o} = 0.0002 \text{ [m}^2 \cdot \text{K}/\text{W]}$

k : conductivité thermique du matériau des tubes internes $[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$

A_o : surface externe des tubes $A_o = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \cdot N_{hp}$

A_i : surface interne des tubes $A_i = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot d_i \cdot N_{hp}$

En remplaçant dans l'équation (4.42) on trouve :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{d_i}{h_o \cdot d_o} + \frac{R_{f,o} \times d_i}{d_o} + \frac{d_i \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot K} + R_{f,i} + \frac{1}{h_i} \quad (4.43)$$

➤ **Calcul de h_i**

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} \quad (4.44)$$

Avec k : conductivité thermique de la solution dans les tubes internes.

Et pour un nombre de Reynolds

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\mu_{di-moy} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (4.45)$$

$$Re_i = 1699.36$$

Pour un Reynolds $Re_i < 2300$, le nombre de Nusselt pour un écoulement à flux de chaleur constant est [30] :

$$Nu = 4.66$$

Ainsi, l'expression (4.44) nous permet d'obtenir que

$$h_i = 245,74 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

➤ **Calcul de h_o**

$$h_o = \frac{Nu \times k_o}{D_{eq}} \quad (4.46)$$

Avec

K_o : conductivité thermique de la solution dans les tubes externes.

D_e : diamètre équivalent donné par $D_{eq} = \frac{4 \cdot A_c}{P_h}$

$$D_{eq} = \frac{D_s^2 - d_o^2}{d_o} \quad (4.47)$$

$$D_{eq} = 30 \text{ mm}$$

➤ **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re_o = \frac{4 \cdot \dot{m}_o}{\mu_{do-moy} \cdot \pi \cdot d_h} \quad (4.48)$$

Avec d_h : le diamètre hydraulique

$$d_h = \frac{D_s^2 - d_o^2}{d_o + D_s}$$

$$d_h = 10 \text{ mm}$$

De l'expression (4.48) on trouve que

$$Re_i = 4181.16$$

Pour un Reynolds $4000 < Re_o$, le nombre de Nusselt est donné par la corrélation suivante [30]:

$$Nu = 0.023 Re_o^{\frac{4}{5}} * Pr_o^{\frac{4}{5}} \quad (4.49)$$

En substituant tout dans la formule (4.46) on obtient

$$h_o = \frac{0.023 Re_o^{\frac{4}{5}} * Pr_o^{\frac{4}{5}} \times k_o}{D_{eq}}$$

$$h_o = 2179.52$$

En remplaçant dans l'équation (4.43) on déduit :

$$U_i = 207.59 \text{ w/m}^2.K$$

Et ayant calculé U et en remplaçant dans l'expression (4.50), on déduit la valeur de la surface d'échange A_i :

$$A_i = 0.902 \text{ m}^2$$

4.3.2. Calcul de nombre de hairpins

L'équation de la surface des tubes permet de déduire l'expression suivante :

$$N_{hp} = \frac{A_i}{2 * \pi * L * d_i} \quad (4.50)$$

Ainsi en imposant une longueur des tube de $L = 0.997 \text{ m}$ on obtient :

$$N_{hp} = 18$$

4.3.3. Calcul de l'over surface

$$OS = 100 \times \frac{A_i - A_c}{A_c} \quad (4.51)$$

Avec

A_c : surface échange sans prendre en compte l'effet d'encrassement (à calculer par U_c)

U_c : Coefficient d'échange global (ne prend pas en compte l'effet de l'encrassement)

➤ **Calcul de U_c :**

$$\frac{1}{U_c} = \frac{A_o}{h_i \cdot A_i} + \frac{A_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot (2 \times L \times N)} + \frac{1}{h_o} \quad (4.52)$$

$$U_c = 224.36 \text{ w/m}^2.K$$

Ainsi

$$A_c = 0.835 \text{ m}^2$$

En remplaçant dans l'expression (4.51), on obtient un over surface :

$$OS = 8.08\%$$

4.4. DIMENSIONNEMENT DU GENERATEUR

L'échangeur choisi pour cette organe est le type de "tubes concentriques" à flux concourants

Les conditions d'entrée et de sortie du générateur sont:

- **Entrée**

- Vapeur surchauffée : $T_{in} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_i = 1.318 \text{ kg/s}$;
- Solution diluée (3) : $T_3 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 60 \%$, $m_o = 0,054775 \text{ kg/s}$

- **Sortie**

- Vapeur surchauffée : $T_{out} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_i = 1.318\text{ kg/s}$;
- Solution diluée (4) : $T_4 = 92.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x = 60\%$, $m_o = 0,04564584\text{ kg/s}$
- Vapeur (7) : $T_7 = 92.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_i = 0,00912916\text{ kg/s}$;

Dans le générateur la fourniture d'une quantité de chaleur Q_g pour la solution venant du récupérateur (3), permettra la séparation de vapeur (7) et la récupération de la solution concentrée (4).

Pour cette raison, on considère seulement la solution (4) comme sortie dans le dimensionnement.

Le tableau (4.5), résume les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (3), (4), l'entrée et la sortie de la vapeur

Tableau 4.5: Les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (2), (3), entrée et sortie vapeur

Points du cycle	solution (3)	solution (4)	Vapeur in	Vapeur out
masse volumique (rho)	1707	1493	0,823621464	0,59559261
viscosité dynamique(μ)	0,0044	0,00121	0,000012416	0,00001202
conductivité k	0,026744	0,027262	0,025652	0,0248
chaleur sp (Cp)	5,086	7,083	2,072	2,029
Prandtl (Pr)	52,2896465	17,1104035	1,00215	0,984

(On choisit la méthode de LMTD pour les calculs thermiques.)

A cause du débit élevé de la vapeur venant des capteurs solaires, on a choisi des tubes de grands diamètres et disponibles dans le marché (pour satisfaire les limites des vitesses et le critère de disponibilité).

Ainsi

$$d_i = 300\text{ mm} ; \quad d_o = 305\text{ mm} ; \quad D_s = 315\text{ mm}$$

4.4.1. Calcul de la surface d'échange

$$Q_g = U_i \cdot A_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.53)$$

On déduit l'expression de la surface d'échange :

$$A_i = \frac{Q_g}{U_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.54)$$

Avec

Q_g la quantité de chaleur échangée dans le récupérateur $Q_g = 27.03\text{ kw}$

ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{in} - T_4) - (T_{out} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_{in} - T_4}{T_{out} - T_3}\right)} \quad (4.55)$$

$$\Delta T_{lm} = 30.958\text{ }^{\circ}\text{C}$$

- **Calcul du coefficient de transfert thermique global**

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_o \cdot A_o} + \frac{R_{f,o} \times A_i}{A_o} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (2 \times L \times N_{hp})} + R_{f,i} + \frac{1}{h_i} \quad (4.56)$$

Avec:

$R_{f,i}$: Résistance thermique due à l'encrassement du coté interne , $R_{f,i} = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot K/W$,[26]

$R_{f,o}$: Résistance thermique due à l'encrassement du côté externe $R_{f,o} = 0.0002 [m^2 \cdot K/W]$ [26]

k : Conductivité thermique du matériau des tubes internes [$W/m \cdot K$]

A_o : Surface externe des tubes $A_o = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot d_o \cdot N_{hp}$

A_i : Surface interne des tubes $A_i = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot d_i \cdot N_{hp}$

En remplaçant dans l'équation (4.56) on trouve :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{d_i}{h_o \cdot d_o} + \frac{R_{f,o} \times d_i}{d_o} + \frac{d_i \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k} + R_{f,i} + \frac{1}{h_i} \quad (4.57)$$

➤ **Calcul de h_i**

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} \quad (4.58)$$

Avec k : conductivité thermique de la vapeur dans les tubes internes.

Et pour un nombre de Reynolds

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\mu_{di-moy} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (4.59)$$

$$Re_i = 457829.9$$

Pour un Reynolds $10^4 < Re_i$, le nombre de Nusselt est donné par la corrélation suivante :

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot Re_i \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Avec

$$f = (1,58 \cdot \ln(Re_i) - 3,28)^{-2}$$

$$f = 0.012$$

Ainsi, l'expression (4.58) nous permet d'obtenir que

$$h_i = 59.73 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

➤ **Calcul de h_o**

$$h_o = \frac{Nu \times k_o}{D_{eq}} \quad (4.60)$$

Avec

K_o : Conductivité thermique de la solution dans les tubes externes.

D_e : Diamètre équivalent donné par $D_{eq} = \frac{4.A_c}{P_h}$

$$D_{eq} = \frac{D_s^2 - d_o^2}{d_o} \quad (4.61)$$

$$D_{eq} = 20.33 \text{ mm}$$

➤ **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re_o = \frac{4. \dot{m}_o}{\mu_{do-moy} \cdot \pi \cdot d_h} \quad (4.62)$$

Avec d_h : le diamètre hydraulique

$$d_h = \frac{D_s^2 - d_o^2}{d_o + D_s}$$

$$d_h = 10 \text{ mm}$$

De l'expression (4.62) on trouve que

$$Re_o = 2486.34$$

Pour un Reynolds $2300 < Re_o < 10^4$, le nombre de Nusselt est donné par la corrélation suivante :

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} * (Re_i - 1000) * P_r}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (P_r^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.63)$$

De l'expression (4.12) on déduit que:

$$f = 0.0033$$

En substituant tout dans la formule (4.60) on obtient

$$h_o = 39.22 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

En remplaçant dans l'équation (4.57) on déduit :

$$U_i = 23.66 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

Et ayant calculé U et en remplaçant dans l'expression (4.54), on déduit la valeur de la surface d'échange A_i :

$$A_i = 9.87 \text{ m}^2$$

4.4.2. Calcul du nombre de hairpins

L'équation de la surface des tubes permet de déduire l'expression suivante :

$$N_{hp} = \frac{A_i}{2 * \pi * L * d_i} \quad (4.64)$$

Ainsi en imposant une longueur des tubes de $L = 2.62 \text{ m}$ on obtient :

$$N_{hp} = 2$$

4.4.3. Calcul de l'over surface

$$OS = 100 \times \frac{A_i - A_c}{A_c} \quad (4.65)$$

Avec

A_c : surface échange sans prendre en compte l'effet d'encrassement (à calculer par U_c)

U_c : Coefficient d'échange global (ne prend pas en compte l'effet de l'encrassement)

- **Calcul de U_c**

$$\frac{1}{U_c} = \frac{A_o}{h_i \cdot A_i} + \frac{A_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (2 \times L \times N)} + \frac{1}{h_o} \quad (4.66)$$

$$U_c = 23.88 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ainsi

$$A_c = 9.78 \text{ m}^2$$

En remplaçant dans l'expression (4.65), on obtient un over surface :

$$OS = 0.95 \%$$

4.5. DIMENSIONNEMENT DU CONDENSATEUR

L'échangeur choisi pour cet organe est le type de compact à plaques d'ailettes.

Les conditions d'entrée et de sortie du récupérateur sont :

- **Entrée**

- vapeur (7) : $T_7 = 92.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_i = 0,009129 \text{ kg/s}$;
- Air : $T_{in} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_o = 0,803 \text{ kg/s}$

- **Sortie :**

- Eau liquide (8) : $T_8 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_i = 0,009129 \text{ kg/s}$;
- Air : $T_{out} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_o = 0,803 \text{ kg/s}$

Le tableau (4.6), résume les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (7), (8), l'entrée et la sortie de l'air :

Tableau 4.6: Les propriétés thermo-physiques de solutions dans les points (7), (8), l'entrée et la sortie de l'air

Propriétés	Air (in)	Air (out)	vapeur (7)	eau (8) (liquide)
masse volumique (ρ)	1,1414	1,1181	0,462	989,9
viscosité dynamique (μ)	1,8743E-05	1,90736E-05	0,00001176	0,0005986
conductivité (k)	0,026744	0,027262	0,02415	0,6376
Prandtl (Pr)	0,706	0,705	0,97	3,926

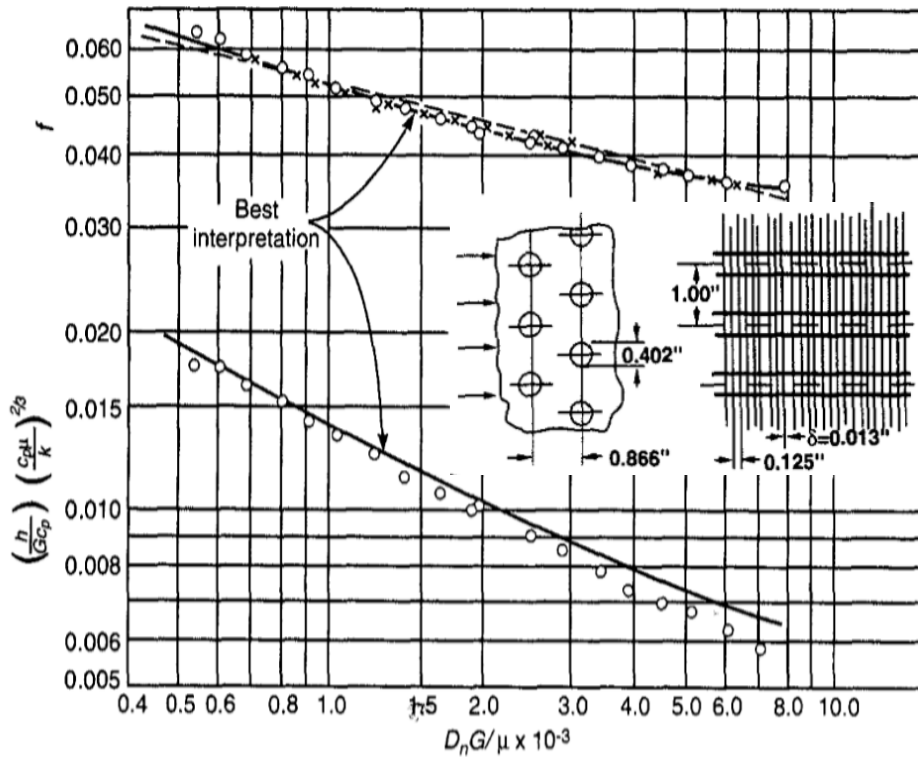


Figure 4.4: Transfert de chaleur et facteur de friction pour un échangeur de chaleur à ailettes continues à tube circulaire [30]

A partir du graphe ci-dessus on a les dimensions considérées pour l'échangeur suivantes :

$$\begin{aligned}
 d_i &= 8,12 \text{ mm} ; & d_o &= 10,7 \text{ mm} ; & D_h &= 4.43 \text{ mm} \\
 s_H &= 22.86 \text{ mm} ; & s_V &= 26.1 \text{ mm} ; & t_f &= 1 \text{ mm} \\
 \frac{A_f}{A_t} &= 0.876 ; & \sigma &= \frac{A_{min}}{A_{fr}} 0.494 ; & \frac{A_t}{V} &= 446 \text{ m}^2/\text{m}^3
 \end{aligned}$$

s_H : Distance horizontale entre tubes
 s_V : Distance verticale entre tubes
 t_f : Epaisseur des ailettes
 A_{min} : Surface minimale d'écoulement libre
 A_{fr} : Surface frontale

4.5.1. Calcul de la surface d'échange

$$Q_c = U_i \cdot A_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

On déduit l'expression de la surface d'échange

$$A_i = \frac{Q_c}{U_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.67)$$

Avec

Q_c : la quantité de chaleur échangée dans le condenseur $Q_c = 22.68 \text{ kw}$

ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne $\Delta T_{lm} = 22.01 \text{ }^\circ\text{C}$

- **Calcul du coefficient de transfert thermique global**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i} \times A_o}{A_i} + \frac{A_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (2 \times L)} + \frac{R_{f,o}}{\mu_o} + \frac{1}{h_o \cdot \mu_o} \quad (4.68)$$

Avec

$$R_{f,i} = 0.0001 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/w]}$$

$$R_{f,o} = 0.000176 \text{ [m}^2 \cdot \text{K/w]}$$

➤ Calcul de h_i

Le fluide interne subit une condensation à travers cette échangeur, donc le coefficient d'échange convectif h_i se calcule à l'aide de la corrélation de Dittus-Boiller [26] suivante :

$$h_i = h_L \left(0.55 + \frac{2.09}{Pr_l^{0.38}} \right) \quad (4.69)$$

Avec h_L : coefficient d'échange convectif calculé pour le fluide à l'état liquide (8) .

➤ Calcul du nombre de Reynolds

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\mu_{di(8)} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (4.70)$$

$$Re_i = 2391.38$$

Pour un Reynolds $2300 < Re_i$, le coefficient d'échange convectif est donné par la corrélation suivante [26].

$$h_L = 0.023 * \left(Re_i * (1 - 0.05) \right)^{0.8} * Pr^{0.4} * \frac{k}{d_i} \quad (4.71)$$

Avec k : conductivité thermique de l'eau (8) dans les tubes internes.

On obtient que

$$h_L = 1511.47 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

Finalement, En remplaçant dans l'équation (4.69) on trouve :

$$h_i = 2709.94 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

➤ Calcul de h_o

Afin de faire ce calcul, on calcule d'abord les quantités suivantes :

La vitesse massique:

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{min}} = \frac{\rho \times V}{\sigma} \quad (4.72)$$

$$G = 34.30$$

Reynolds coté air

$$Re_o = \frac{G \times D_h}{\mu} \quad (4.73)$$

$$Re_o = 8037.03$$

Connaissant le nombre de Reynolds, et d'après la figure (4.4) ci-dessus on a :

$$\left(\frac{h_o}{G * C_p} \right) (Pr)^{\frac{2}{3}} = 0.0061 \quad (4.74)$$

On déduit:

$$h_o = 265.82 \text{ w/m}^2 \cdot K$$

Hypothèse:

$$\frac{A_i}{A_o} = \frac{d_i}{d_o} \left(1 - \frac{A_{fr}}{A_t} \right) \quad (4.75)$$

$$\frac{A_i}{A_o} = 0.0941$$

➤ Calcul de du rendement du côté des ailettes η_o

La formule du rendement est:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (4.76)$$

Tel que le rendement d'une ailette est donné par :

$$\eta = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (4.77)$$

Tel que
$$L = \frac{d_o}{2} * \left(\frac{d_f}{d_o} - 1 \right) (1 + 0.35 * \ln\left(\frac{d_f}{d_o}\right)) \quad (4.78)$$

Et
$$M^2 = \frac{h_o * P}{K * A_c} = \frac{h_o}{K * t_f} \quad (4.79)$$

Avec

d_f : diamètre externe des ailettes

$$d_f = \sqrt{(s_H^2 + s_V^2)}$$

k : conductivité thermique des ailettes (aluminium) $k = 237 [W/m.K]$

On obtient alors:

$$\eta = 90.5 \%$$

$$\eta_o = 91.67 \%$$

En remplaçant dans l'équation (4.68) on déduit :

$$U_i = 107.18 \text{ w/m}^2.K$$

Et ayant calculé U et en remplaçant dans l'expression (4.67), on déduit la valeur de la surface d'échange A_i :

$$A_i = 11.66 \text{ m}^2$$

Et donc le volume:

$$V = 0.026 \text{ m}^3$$

La longueur de l'échangeur est :

$$L = \frac{V}{A_f} \quad (4.80)$$

$$L = 0.552 \text{ m}$$

4.5.2. Calculs des autres paramètres de l'échangeur

- Surface d'une ailette

$$A_{f_o} = 2 * \pi * \frac{d_f^2 - d_o^2}{4} + \pi * d_f * t_f \quad (4.81)$$

$$A_{f_o} = 0.0182 \text{ m}^2$$

- Surface totale des ailettes

$$A_f = \left(\frac{A_f}{A_t} \right) * A_t \quad (4.82)$$

$$A_f = 10.21 \text{ m}^2$$

- Nombre d'ailettes

$$N_{ailettes} = \frac{A_{f_o}}{A_f} \quad (4.83)$$

$$N_{ailettes} = 5610$$

- **Nombre de tubes**

- Nombre de tubes selon la direction verticale

$$N_L = \frac{L - d_f}{S_H} + 1 \quad (4.84)$$

$$N_L = 23.6$$

- Nombre de tubes selon la direction horizontale

$$N_T = \frac{(A_f^{0,5} - d_f)}{S_V} + 1 \quad (4.85)$$

$$N_T = 8$$

Le nombre total de tube est

$$N_{tubes} = N_T * N_L \quad (4.86)$$

$$N_{tubes} = 192$$

- **Nombre d'ailettes par tube**

$$N_{ailette-tube} = \frac{N_{ailettes}}{N_{tubes}} \quad (4.87)$$

$$N_{ailette-tube} = 29$$

Puisque on a utilisé un échangeur à plaque donc l'échangeur comporte 29 plaques d'ailettes.

4.6. DIMENSIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES SOUS VIDE ET DE LA CHAUDIERE A VAPEUR

4.6.1. Dimensionnement des capteurs solaire à tube sous vide

Le type de capteur plan choisi est le capteur sous vide car il est peu encombrant et a un bon rendement.

Les capteurs seront dimensionnés de façon à garantir le maximum de recouvrement solaire, d'exploiter la source solaire au maximum durant tous les mois de l'année, ce qui maximisera la surface finale à adopter pour l'installation. Dans ce qui suit nous allons développer les calculs des capteurs solaires.

L'expression de la surface du capteur est donnée par l'équation suivante :

$$A = \frac{q}{q_s'' \cdot \eta} \quad (4.88)$$

Sachant que:

A : la Surface totale du capteur

q : Puissance calorifique à fournir, dans notre cas elle est équivalente à la chaleur à fournir au générateur

$$q = Q_g = 27,0268 \text{ kw}$$

q_s'' : Flux solaire reçu par le capteur

η : Rendement du capteur

➤ **Calcul du flux solaire**

Le flux solaire se calculera comme suit [28]:

$$q_s'' = G_b \cdot \cos(\theta) + \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \cdot G_{d,h} + \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \cdot \rho_r \cdot G_h \quad (4.89)$$

Avec

β : Angle d'inclinaison du panneau solaire, il sera pris égal à la latitude de la région de BARAKI afin de maximiser le flux reçu par les capteurs

$$\beta = \phi = 36,6673^\circ$$

ρ_r : Coefficient de réflexion qui sera pris égal à une valeur moyenne de 0,3 (ASHRAE Fundamental Handbook SI, 2017)

θ : Angle d'incidence

$$\cos(\theta) = \cos(\delta) \cos(w) \quad (4.90)$$

G_h : L'irradiation globale sur une surface horizontale

G_b : L'irradiation directe

$G_{d,h}$: L'irradiation diffuse horizontale

➤ **Calcul de G_h**

Pour le calcul de l'irradiation globale sur une surface horizontale, la méthode utilisée est la méthode basée sur l'indice de clarté K [31]

$$K = \frac{G_h}{G_{sc,h}} \quad (4.91)$$

$G_{sc,h}$: Rayonnement solaire extraterrestre en faisceau total sur une surface horizontale.

Aussi l'indice de clarté peut être calculé par une autre expression, tel que

$$K = (a_1 + a_2 \times \sigma) \quad (4.92)$$

Sachant que :

(a_1, a_2, σ) : sont des constantes empiriques qui dépendent du climat

Comme la région d'Alger à un climat méditerranéen, le tableau (4.7) suivant résume les valeurs de (a_1, a_2, σ) [31]:

Tableau 4.7: Les valeurs moyennes annuelles des facteurs (a_1, a_2, σ) de la région méditerranéenne

Climat	Valeurs moyennes annuelles		
	a_1	a_2	σ
Méditerranéen	0,17	0,63	0,62

Donc à partir de la relation (4.92) on trouve une valeur moyenne annuelle de l'indice de clarté

$$K = 0,5606$$

- **Calcul de $G_{sc,h}$**

$$G_{sc,h} = G_{sc} \times \sin(\alpha_s) \quad (4.93)$$

G_{sc} : L'irradiation solaire extraterrestre incidente sur une surface normale au rayon du soleil

α_s : La hauteur solaire donnée par la relation [28]

$$\sin(\alpha_s) = \sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(w) \quad (4.94)$$

ϕ : Latitude de la région

δ : Angle de déclinaison

w : L'angle solaire

$$w = 15^\circ (AST - 12)$$

AST : Le temps solaire apparent qui est donné par la relation suivante [31]

$$AST = T_{std} - C + \frac{L}{15} + E \quad (4.95)$$

Sachant que

L : Longitude de la région $L = 3,0986^\circ$

C : Correction de fuseau $C = +1 h$

T_{std} : L'heure locale standard

E : Equation du temps qui est approximée en minutes par l'expression suivante [31] :

$$E = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(\varphi) - 3.2077 \sin(\varphi) - 1.4615 \cos(2\varphi) - 4.089 \sin(2\varphi)] \quad (4.96)$$

Avec $\varphi = 360^\circ \left(\frac{n-1}{365}\right)$ et n : est le jour de l'année

- **Calcul de G_{sc}**

L'irradiation solaire extraterrestre incidente sur une surface normale au rayon du soleil peut être approchée avec l'équation suivante :

$$G_{sc} = G_{sc,o} \left\{ 1 + 0.034 \cos \left[360^\circ \frac{n}{365} \right] \right\} \quad (4.97)$$

$G_{sc,o}$: est la constante solaire, $G_{sc,o} = 1367 W/m^2$

n : est le jour de l'année

➤ **Calcul de G_b G_{dh}**

Pour le calcul de ces irradiances la méthode utilisée est la méthode basée sur l'indice de clarté K [31]

$$\frac{G_{d,h}}{G_h} = \begin{cases} 1 - 0,249 \cdot K & \text{pour } K < 0,35 \\ 1,557 - 1,84 \cdot K & \text{pour } 0,35 \leq K \leq 0,75 \\ 0,177 & \text{pour } K > 0,75 \end{cases} \quad (4.98)$$

$$G_b = \begin{cases} -520 + 1800 \cdot K & \text{pour } 0,3 < K \leq 0,85 \\ 0 & \text{pour } K < 0,3 \end{cases} \quad (4.99)$$

Comme la valeur moyenne annuelle de l'indice de clarté est incluse entre $0,3 < K = 0,5606 < 0,85$
Donc

$$\frac{G_{a,h}}{G_h} = 1,557 - 1,84 \cdot K \quad (4.100)$$

$$G_b = -520 + 1800 \cdot K \quad (4.101)$$

En appliquant les relations (4.100), (4.101), (4.89) on obtient les flux solaires suivants en W/m^2

Remarque : les calculs ont été effectués au 15^{ème} jour de chaque mois, les calculs ont été faits pour différents moments de la journée (8 h, 12 h, 15 h)

Tableau 4.8: Valeur du flux solaire [W/m^2] durant toute l'année

Mois heure	Jan.	Fév.	Mars	Avr.	Mai.	Juin.	Juil.	Aout	Sept.
8	327,680	362,296	425,255	484,283	504,764	496,029	482,416	476,727	470,455
12	644,626	701,599	766,169	806,127	807,596	796,243	795,255	801,574	788,881
15	593,427	656,994	712,443	738,240	736,554	733,380	739,978	741,953	712,034
Mois Heure	Oct.	Nov.	Déc.						
8	442,476	389,224	341,517						
12	740,664	674,288	634,759						
15	649,885	586,829	564,969						

➤ Calcul du rendement du capteur

Le rendement des capteurs sera calculé par la formule suivante

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_{ext})}{q'_s} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_{ext})^2}{q'_s} \quad (4.102)$$

η_0 : Rendement optique du capteur qui sera pris égale à 0,642

a_1, a_2 : Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement. [32]

$$a_1 = 0,89$$

$$a_2 = 0,001$$

T_m : Température moyenne du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du capteur

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

T_{ext} : Température de l'air ambiant

Les données climatiques de la région d'EL-HARRACH seront utilisées pour le calcul du rendement des capteurs [6]

Tableau 4.9.: Valeur des températures moyenne de la région de Baraki

Mois	Jan.	Fév.	Mars	Avr.	Mai.	Juin.	Juil.	Aout	Sept.
Tmoy (°C)	11,6	12,5	13,9	15,9	18,7	21,8	24,6	25,4	23,6
Mois	Oct.	Nov.	Déc.						
Tmoy (°C)	19,9	15,7	12,7						

Les rendements seront calculés durant les mêmes périodes que le flux solaire, en utilisant les températures extérieures moyennes

Tableau 4.10: Rendement mensuel du capteur solaire à tube sous vides

Mois	Jan.	Fév.	Mars	Avr.	Mai.	Juin.	Juil.	Aout	Sept.
8	0,3617	0,4144	0,4509	0,4778	0,4892	0,4918	0,4925	0,4921	0,4869
12	0,4995	0,5245	0,5360	0,5434	0,5465	0,5485	0,5513	0,5529	0,5495
15	0,5017	0,5165	0,5280	0,5343	0,5373	0,5404	0,5445	0,5457	0,5395
Mois	Oct.	Nov.	Déc.						
8	0,4700	0,4372	0,4011						
12	0,5393	0,5238	0,5124						
15	0,5249	0,5062	0,4964						

Nous dimensionnerons donc la surface des capteurs nécessaires suivant les conditions les plus défavorables qui apparaissent durant le mois de janvier.

Pour cette période :

$$q_s'' = 327,680 \text{ W/m}^2$$

$$T_{ext,moy} = 11,6 \text{ °C}$$

$$\eta = 0,3617$$

Donc en appliquant la relation (4.88), on trouve que la surface nécessaire est

$$A = 228,0334 \text{ m}^2$$

➤ **Energie solaire récupérée**

Afin de déterminer la quantité d'énergie solaire récupérée, nous effectuons les calculs correspondant au 15e jour de chaque mois. [31]

$$Q_s = A_c \times \eta \times q_s'' \times T_s \quad (4.103)$$

Avec

T_s : Le temps d'ensoleillement

Pour ce qui est des valeurs mensuelles correspondantes aux 12 mois, elle se calculent comme suit

$$Q_{s-mens} = Q_s \times N$$

tel que N :correspond au nombre de jours du mois en question.

➤ **Le taux de couverture solaire**

Le taux de couverture solaire mensuel sera donné par [31]

$$SCR = \frac{Q_{s-mens}}{Q_{g-mens}} \quad (4.104)$$

Tel que

Q_{g-mens} : Energie solaire requise par le générateur, donnée par

$$Q_{g-mens} = Q_g \times N \times 24 \quad (4.105)$$

Le tableau (4.11) résume les valeurs du taux de couverture solaire pour tous les mois de l'année

Tableau 4.11: Taux de couverture solaire mensuel

jour	Q_s kWh	Q_s_men (kWh/mois)	Qg _men (kWh/mois)	T recouvrement
15-janv	263,6143	8172,0419	20107,6416	0,4064
15-févr	287,8260	8059,1287	18161,7408	0,4437
15-mars	317,8303	9852,7401	20107,6416	0,4900
15-avr	350,8996	10526,9876	19459,0080	0,5410
15-mai	377,9422	11716,2096	20107,6416	0,5827
15-juin	391,8941	11756,8224	19459,0080	0,6042
15-juil	385,3010	11944,3297	20107,6416	0,5940
15 aout	361,2947	11200,1349	20107,6416	0,5570
15-sept	329,1922	9875,7670	19459,0080	0,5075
15-oct	297,2333	9214,2319	20107,6416	0,4582
15-nov	269,6188	8088,5638	19459,0080	0,4157
15-déc	256,6908	7957,4144	20107,6416	0,3957

4.7. Conclusion :

Pour faire fonctionner les systèmes de refroidissement nous avons deux choix, soit:

- Opter pour l'utilisation du solaire durant tous les mois de l'année, donc on aura une surface maximale de $A = 228,0334 \text{ m}^2$. Un système de contrôle sera utilisé pour réduire ou augmenter la surface des capteurs solaires nécessaires durant chaque période.
- Hybrider le système tel que durant certaines périodes de l'année, il fonctionnera au gaz naturel, ce qui nous permettra de réduire la surface maximale requise pour le solaire et ainsi réduire la taille totale de l'installation. A partir des résultats du calcul solaire, on remarque que la surface des capteurs solaires est considérablement réduite à partir d'une certaine heure de la journée (10 h). Donc durant toute l'année, les capteurs solaires seront fonctionnels à partir de cette heure (10h). Tandis que, durant la période matinale, une chaudière sera dimensionnée telle que sa puissance sera donnée par :

$$P_{chaudière} = Q_g - \eta \cdot A_{cap} \cdot q_s'' \quad (4.106)$$

Avec

A_{cap} : la surface maximale pour $T = 10 \text{ h}$, $A_{cap} = 84 \text{ m}^2$

q_s'' : le flux solaire minimal $q_s'' = 324,026 \text{ w/m}^2$

η : rendement du capteur

Q_g : $Q_g = 27,0268 \text{ kw}$

$$P_{chaudière} = 27,0268 - 0,367 \times 84 \times 324,026 \times 10^{-3}$$

$$P_{chaudière} = 17,038 \text{ kw}$$

CHAPITRE 5

CONCEPTION ET CONSIDERATIONS TECHNICO-ECONOMIQUES

5.1. PRINCIPAUX COMPOSANTS DE L'INSTALLATION POPOSEE

5.1.1. Absorbeur

On utilise un absorbeur type à film tombant sur des tubes horizontaux dans lesquels la solution s'écoule sur les tubes et l'eau de refroidissement à l'intérieur des tubes.

➤ Description du montage

L'opération de montage de l'absorbeur passe par plusieurs sous assemblage des différents composants constituant ce dernier. Dans ce qui suit, une description générale des étapes de montages sera présentée.

• Montage de la partie interne de l'absorbeur :

Les étapes d'assemblage de cette partie sont les suivantes:

- Initialement, souder les supports des tubes internes (3) avec le récupérateur de solution (1) (réservoir), ce qui nous permettra d'avoir un support fixe pour les tubes internes et distributeur

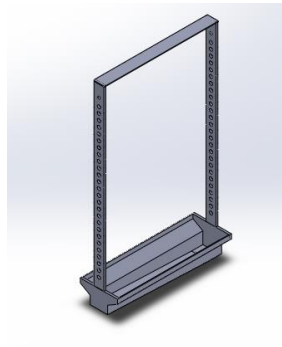


Figure 5.1: Support des tubes internes (partie interne absorbeur)

- Montage par serrage des tubes qui véhiculeront le fluide de refroidissement (eau), dans leur emplacement sur le support des tubes. Et pour relier entre chaque deux tubes, on utilise deux coudes de 90° qui seront aussi soudés avec les tubes de façon à avoir un circuit fermé et étanche.

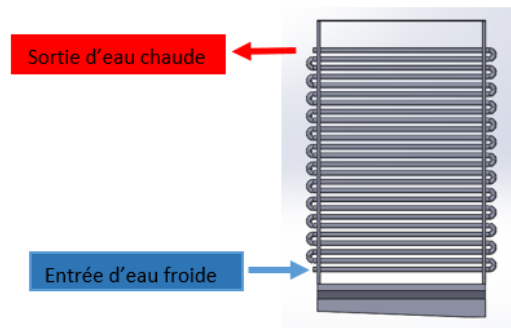


Figure 5.2: circuit d'eau de refroidissement de l'absorbeur

Le distributeur qui sera monté par serrage aussi. Tout en s'assurant de positionner les trous du distributeur vers le haut.

- Enfin, les couvercles tubes peuvent être soudés tout le long de leur contour avec les supports tubes

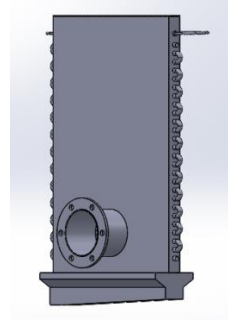


Figure 5.3: Assemblage de la partie interne de l'absorbeur

Une fois assemblée, la partie interne de l'absorbeur peut être logée à l'intérieur du couvercle externe (citerne), ce qui permettra une certaine isolation et minimisera les échanges de chaleur avec le milieu ambiant.

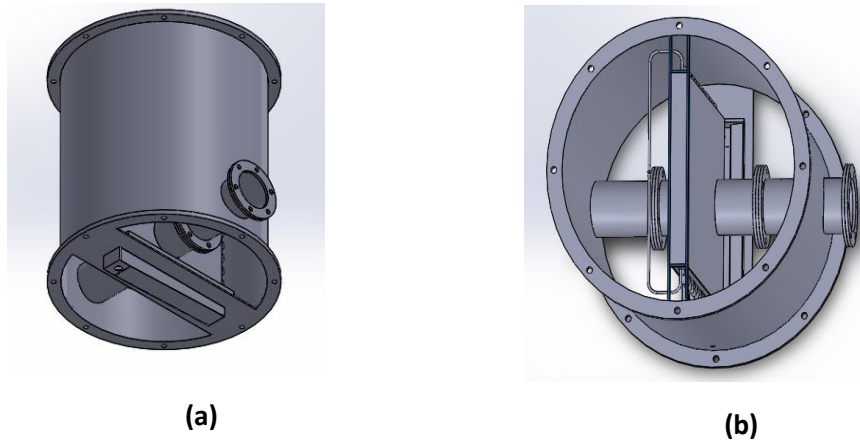


Figure 5.4: Vue de l'ensemble citerne-partie interne absorbeur

Le partie interne de l'absorbeur sera maintenue en sa position grâce à deux organes de maintien, tel qu'il est représenté sur la figure (b), une plaque ayant l'empreinte du réservoir en son milieu qui sera soudée à la partie bas de la citerne et qui jouera le rôle d'un support pour la partie interne, et sur la figure (b) le deuxième organe sera fixé (serrage) au niveau de la partie supérieure de la citerne.

Une troisième liaison aura lieu au niveau des brides présentes sur la citerne ainsi que la partie interne, et la fixation de ses derniers se fera à l'aide des boulons (boulon H, M 20 - 60). Avant la fermeture totale de la citerne, des tubes d'alimentation seront soudés avec l'entrée et sortie du circuit de refroidissement, afin de relier l'absorbeur au circuit d'alimentation en eau froide. Enfin la citerne peut être fermée, et cela en fixant les deux parties sphériques à l'aide de boulons (boulon H M 20 - 80)

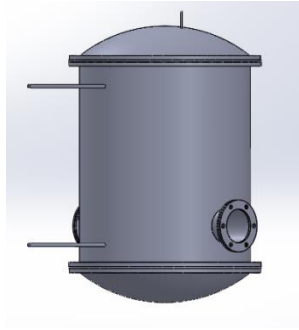


Figure 5.5: Vue finale de l'absorbeur assemblé

Ainsi l'absorbeur est prêt à être introduit et relié aux autres organes de l'installation

➤ **Considération pratique**

L'adaptation des valeurs théoriques des dimensions du système de refroidissement de l'absorbeur à des valeurs possibles et réalisables pratiquement, nécessite une modification de ses dimensions tout en restant proche des résultats de calcul.

- Pour concentrer l'échange thermique et massique et de maximiser la surface de contact, le circuit de refroidissement sera logé dans un boîtier rectangulaire en aluminium. On utilise l'aluminium car le phénomène d'absorption s'accompagnera d'une augmentation de température, donc en présence d'eau le milieu sera favorable à la corrosion.
- La longueur des tubes sera corrigée, car durant le dimensionnement ; la longueur calculée était uniquement celle mouillée.

$$L_{\text{corrigé}} = L_{\text{calculée}} + l_{\text{correction}} \quad (5.1)$$

$l_{\text{correction}}$: représente la correction, donnée par

$$l_{\text{correction}} = 2 \cdot (e_s + l_1) \quad (5.2)$$

Avec

e_s : Représente l'épaisseur des supports tubes

l_1 : Une longueur ajoutée afin d'avoir un espacement pour souder les coudes de 90°

- Pour maximiser l'évacuation de la chaleur et de réduire la taille ainsi que le prix de l'absorbeur, des tubes en cuivre seront utilisés ayant une conductivité thermique $k = 390 \text{ w/m.K}$

➤ **Choix des matériaux**

Le choix des matériaux est fait d'une façon à augmenter la durée de vie de l'installation en évitant la corrosion et à maximiser le transfert thermique entre les deux fluides tout en gardant un œil sur le côté économique afin d'avoir un coût minimal.

Le tableau (5.1), résume les différents matériaux choisis :

Tableau 5.1: *Quantité et matériaux des différents organes constituant l'absorbeur*

Pièce	Matériau	Quantité
Tube (15 – 16)	Cuivre	17 m
Tube (6 – 8)	Cuivre	2 m
Joints de bride à face pleine (2mm)	Fibre organique et liant NBR	4
Joints d'étanchéité (2mm)	Fibre organique et liant NBR	2
Coude 90° (15 – 16)	Cuivre	52
Coudre 90° (6 – 8)	Cuivre	4
Vis H M 20 - 60	Acier	24
Vis H M 20 - 80	Acier	16
Ecrous H M20	Acier	40
Plaque couvre tube	Aluminium	2 × (900 × 580 × 3)
Citerne	Acier	1 × (2700 × 900 × 3)
Partie (elliptique) de la citerne	Acier	2
Réservoir	Aluminium	1

5.1.2. Évaporateur

Un évaporateur du type hairpin à plusieurs tubes internes (contre-courant) est utilisé où l'eau déminéralisée est refroidie à l'intérieur des tubes internes et le réfrigérant liquide s'évapore à l'intérieur de l'espace entre tubes internes et tubes externes.

➤ Description du montage

L'opération de montage de l'évaporateur passe par plusieurs sous-assemblages des différents composants constituant ce dernier. Dans ce qui suit, une description générale des étapes de montages sera présentée.

Durant la conception des hairpins il a été décidé de diviser ces derniers en deux parties, la partie droite et la partie arrondie, et cela pour faciliter le montage ainsi que de rendre l'opération de nettoyage ou de maintenance possible et aussi de faciliter l'opération d'assemblage des différentes pièces constituant chaque hairpin. Donc l'assemblage s'effectuera en deux parties séparément.

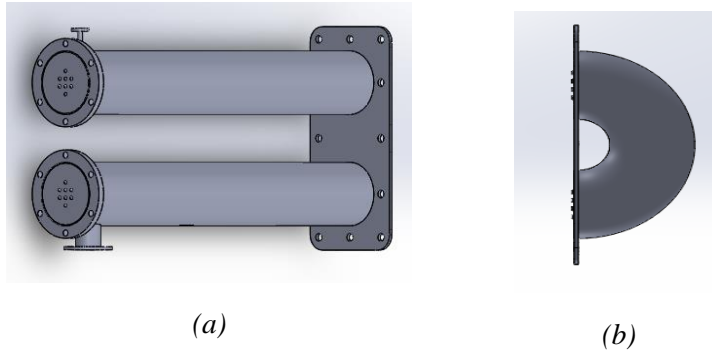


Figure 5.6: Les deux parties constituant de chaque hairpin

Assemblage de l'arrondi : cette partie est constituée de deux pièces, tube externe circulaire qui sera soudé avec la bride rectangulaire, Figure (b)

Assemblage de la deuxième partie : cette partie est composée de plusieurs pièces (deux tubes externes, bride de surface rectangulaire, quatre brides circulaires et une pièce circulaire sur laquelle les tubes internes seront soudés), figure (a). Les différentes pièces constituant cette partie seront assemblées par soudage. De même est le cas pour les tubes internes qui seront divisés en deux parties (arrondie et droite), mais leur assemblage s'effectuera durant l'assemblage complet du hairpin

- **Assemblage du hairpin**

Initialement, la partie arrondie des tubes interne sera introduite dans l'arrondi du tube externe. Puis chaque deuxième partie des tubes internes peut être soudée avec son arrondi, figure (a). Ensuite, les tubes externes (partie droite du tube externe) peuvent être monté, tout en positionnant les tubes internes et en les soudant sur la plaque qui leur servira de support, figure (c)

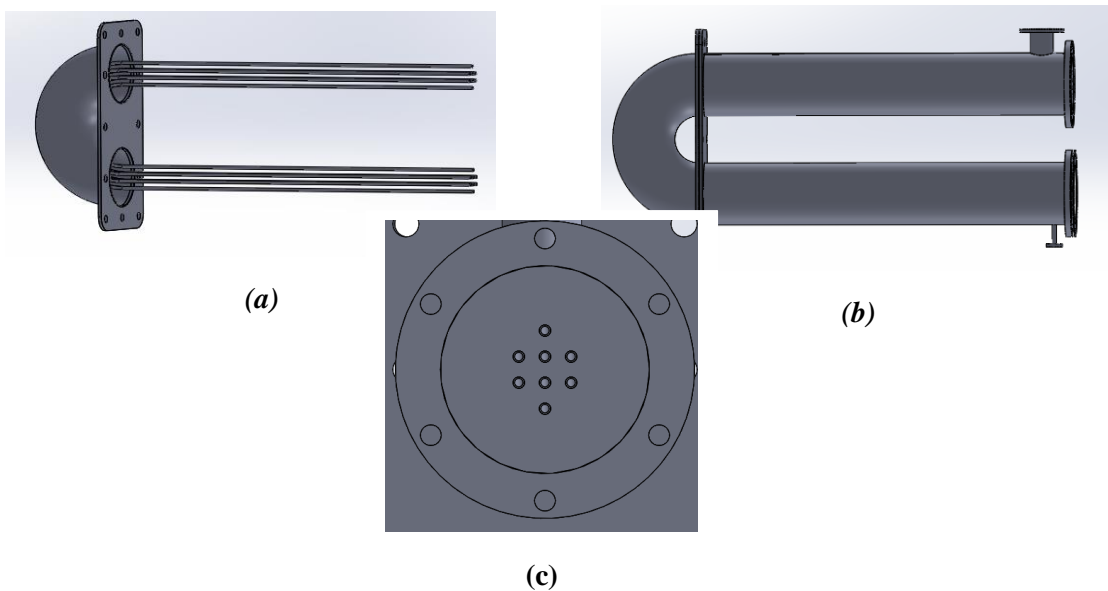


Figure 5.7: Assemblage du hairpin

- Enfin, les deux parties tubes externes peuvent être assemblées avec des boulons (boulon H M 20-) au niveau des deux brides de surface rectangulaire, tout en insérant un joint d'étanchéité entre elles.

La même procédure sera suivie pour le montage des autres hairpins constituant l'évaporateur (6 hairpins). Les conduites de liaison entre chaque deux hairpins sera soit soudée ou démontable.

Pour la continuité de l'écoulement interne, un tube de liaison sera soudé entre chaque sortie et entrée de deux harpins successifs

Pour la continuité de l'écoulement externe, des tubes menés de brides seront fixés avec des boulons (Boulon H M16 -40)

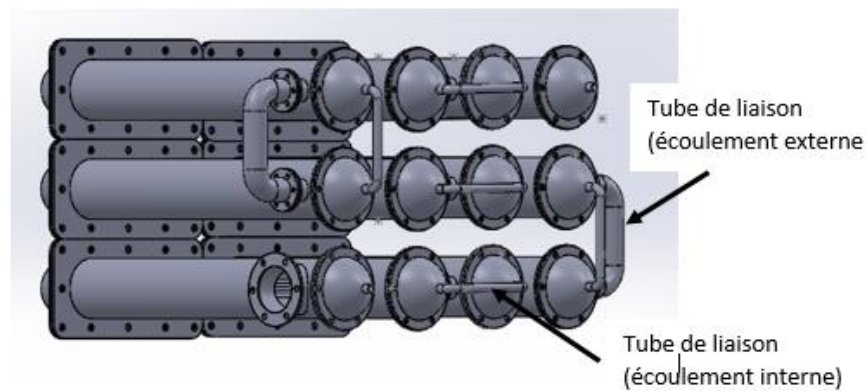


Figure 5.8: Vue de l'assemblage fini de l'évaporateur

➤ Considération pratique

L'adaptation des valeurs théoriques des dimensions de l'évaporateur à des valeurs possibles et réalisables pratiquement, nécessite une modification de ses dimensions tout en restant proche des résultats de calcul.

- La première et principale modification apportée à l'évaporateur, est la longueur des tubes internes.

Tel que durant les calculs théoriques, le tube interne est supposé composé de deux tubes alignés de longueur L sans prendre en compte le coude de liaison des deux tubes. D'où l'obligation de corriger cette longueur :

$$L_{calculé} = L_{corrigé} + l_{arrondi} \quad (5.3)$$

Avec

$l_{arrondi}$: Représente la longueur de l'arrondi, donnée par

$$l_{arrondi} = R_{moy,i} \times \frac{\pi}{2} \quad (5.4)$$

Avec

$R_{moy,i}$: le rayon moyen d'un tube (i)

En remplaçant dans l'équation (5.3), on déduit que

$$L_{corrigé} = L_{calculé} - R_{moy,i} \times \frac{\pi}{2} \quad (5.5)$$

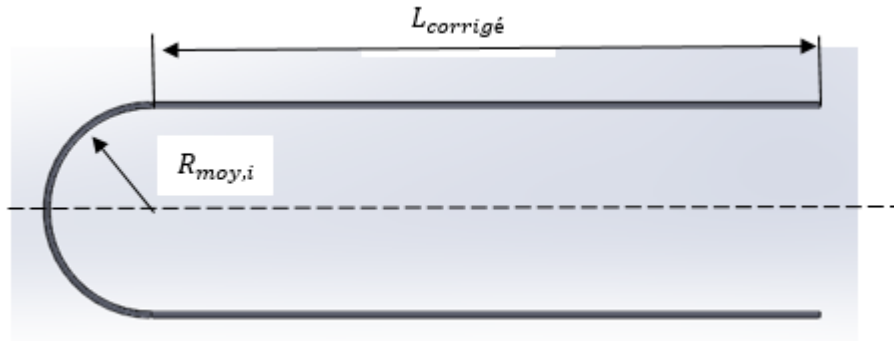


Figure 5.9: Tube interne de l'évaporateur

- La fixation des deux parties du hairpin par des boulons, était envisagée dans le but de rendre l'opération de maintenance (nettoyage interne du hairpin) possible et de pouvoir intervenir en cas de besoin.
- Les hairpins constituant l'évaporateur seront assemblés en séries (continuité de l'écoulement), car toute division de l'écoulement provoquera plus de perte et des diamètres des tubes plus grands. Cela est principalement dû au faible débit avec lequel opère l'évaporateur, et comme conséquence, on aura un évaporateur plus long et plus encombrant.

➤ Choix des matériaux

Le tableau (5.2), résume les différents matériaux choisis pour les composants constituant l'évaporateur :

Tableau 5.2: Matériaux des différentes pièces constituant de l'évaporateur

Pièce	Matériau	Quantité
Tube (8 – 11)	Acier	19 m
Tube (200 – 206)	Acier	19 m
Joints de bride à face pleine (2mm)	Fibre organique et liant NBR	9
Joints d'étanchéité carré (2mm)	Fibre organique et liant NBR	12
Vis H M 25 - 40	Acier	72
Vis H M 16 - 40	Acier	42
Vis H M 20- 40	Acier	78

Vis H M 8 - 40	Acier	4
Ecrous H M25	Acier	72
Ecrous H M16	Acier	42
Ecrous H M20	Acier	78
Ecrous H M8	Acier	4
Tube (24 – 30)	Acier	2 m
Coude 90° (20 – 30)	Acier	10
Tube (70-76)	Acier	1 m
Coude 90° (70-76)	Acier	4

5.1.3. Récupérateur

Le récupérateur est un échangeur de chaleur de type tubes concentriques dont la conception est la suivante:

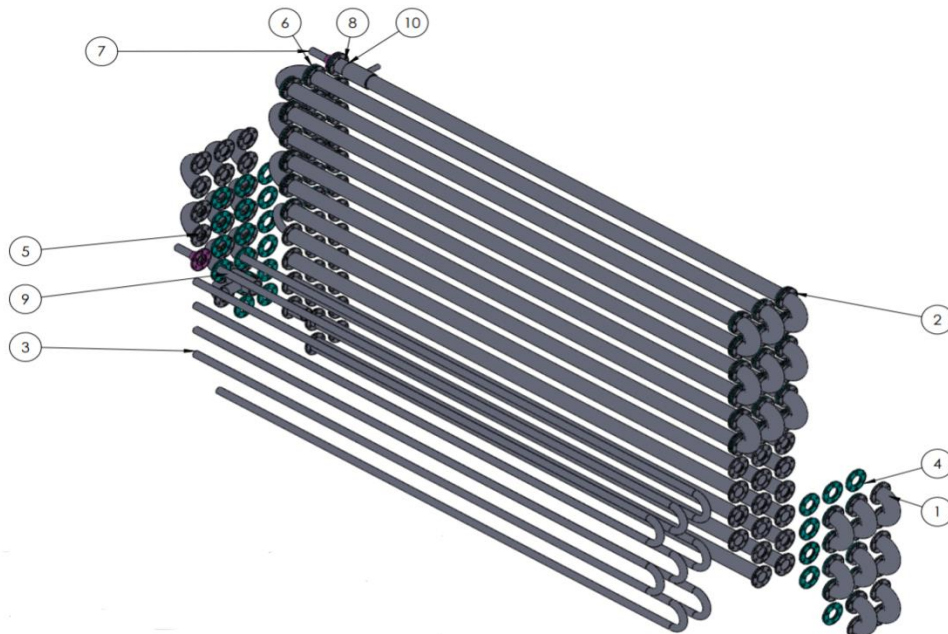


Figure 5.10: Vue éclatée du récupérateur

➤ Montage

Le montage de cet échangeur se fait en plusieurs étapes :

- Soudage des brides dans les deux côtés des tubes externes (2).
- Montage des tubes internes (3) à l'intérieur des tubes externes : Ces tubes tiendront leur bon emplacement à l'aide des guides soudés à l'intérieur des tubes externes.

- Découpage des coudes externes (1) en trois parties (60°) pour avoir la possibilité de soudage des coudes internes.
- Montage du coude du tube interne (5) dans le coude du tube externe (1).
- Montage des joints d'étanchéité (4) sur les brides des tubes externes.
- Soudage du coude (5) avec les tubes internes (3).
- Fixation des deux parties du coude (1) sur les brides des tubes externes avec des boulons.
- Soudage des trois parties du coude (1).
- Soudage des T d'entrée et de sortie de la solution dans l'espace entre les tubes internes et externes.

➤ **Considérations pratiques**

Le calcul théorique permet d'avoir une longueur de tube qui ne tient pas en compte les coudes placés entre chaque deux hairpins, donc une correction de longueur de tube ou du nombre de harpins est nécessaire.

$$L_{\text{corrigé}} = L_{\text{calculée}} + l_{\text{correction}} \quad (5.6)$$

$l_{\text{correction}}$: représente la correction, donnée par

$$l_{\text{correction}} = 2 * e_j + \frac{2 * \pi * R_{\text{coude}}}{4} \quad (5.7)$$

Avec

e_j : Épaisseur du joint et des brides

R_{coude} : Rayon du coude

$$R_{\text{coude}} = 25 \text{ mm}$$

$$L_{\text{calculée}} = 1094 \text{ mm avec } N_{\text{Hp}} = 18$$

$$L_{\text{corrigé}} = 1151 \text{ mm}$$

Par suite le nombre de hairpins corrigé $N_{\text{Hp}_{\text{corrigé}}} = N_{\text{Hp}} * \frac{L_{\text{calculée}}}{L_{\text{corrigée}}}$

$$N_{\text{Hp}_{\text{corrigé}}} = 17$$

Donc cette considération pratique nous a permis de réduire le nombre de hairpins avec une augmentation légère dans la longueur des tubes.

➤ **Choix des matériaux**

Le choix des matériaux est fait d'une façon à augmenter la durée de vie de l'installation en évitant la corrosion et à maximiser le transfert thermique entre les deux fluides tout en gardant un œil sur le côté économique afin d'avoir un coût minimal.

Le tableau (5.3) représente un récapitulatif de ces choix:

Tableau 5.3: Matériau des pièces constituant le récupérateur

Pièce	Matériaux	Quantité
Tube externe (20mm-24mm*1133mm)	Acier	34
Tube interne (8mm-12mm*1151mm)	cuivre	34
Coude tube externe	acier	34
Coude tube interne	cuivre	34
Coque tube interne	cuivre	2
T tube externe	Acier	2
Bride tube externe	Acier ordinaire	134
Joint d'étanchéité à face pleine (4)	Fibre organique et liant NBR	68
Boulons H M 5	Acier ordinaire	48

5.1.4. Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur compact dont la conception (vue éclatée) est la suivante:

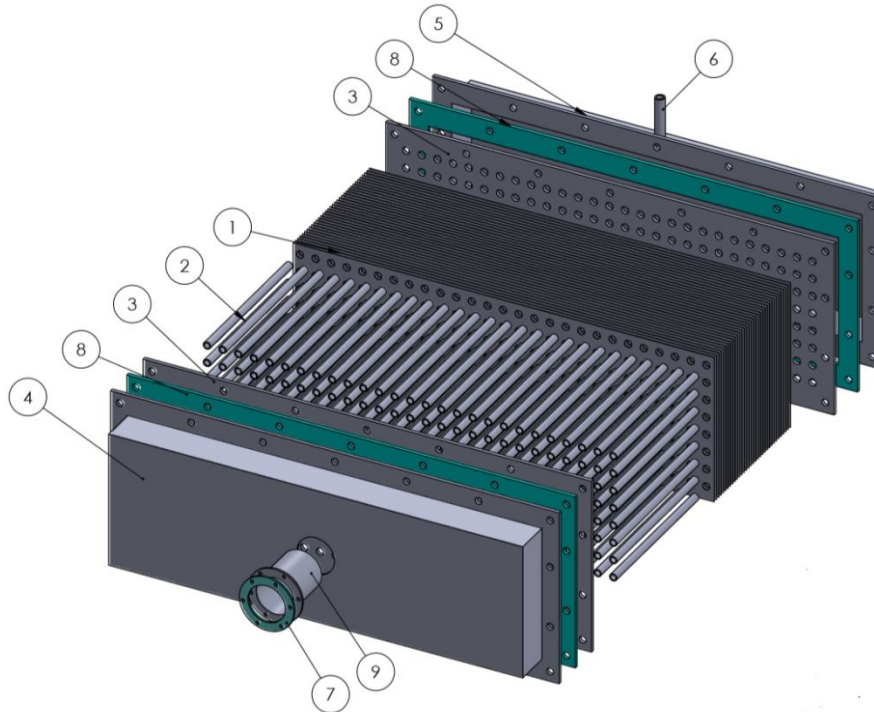


Figure 5.11: Vue éclatée du condenseur

Le montage de cet échangeur se fait en plusieurs étapes :

- Soudure des tubes (2) dans la plaque (3).
- Montage des ailettes (1) par serrage sur les tubes (2).
- On ferme le bloc par soudage d'une plaque (3) sur l'autre bout des tubes (2).

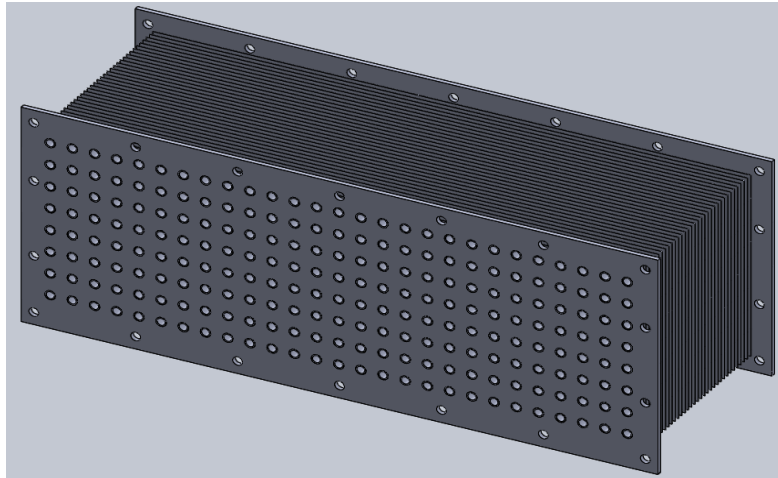


Figure 5.12: Assemblage des ailettes et tubes constituant le condenseur

- Soudage du tube (6) dans le collecteur (5) afin de collecter l'eau condensée à la sortie du condenseur.
- Soudage du tube (9) dans le collecteur (4) afin de distribuer la vapeur venant du générateur à l'entrée du condenseur.
- Fixation des deux collecteurs (4) et (5) dans les deux plaques (3) avec 18 boulons « H 10 » pour chaque côté en mettant des joints (8) entre les plaques et le collecteur pour garder l'étanchéité du système.

➤ Considérations pratiques

Le calcul théorique permet d'avoir des valeurs du nombre de tubes non entier ce qui n'est pas réalisable, donc on a fait des modifications sur la longueur des tubes afin d'avoir des nombres entiers.

Les calculs primaires ont donné les résultats suivants :

La longueur des tubes : $L_{calculée} = 552 \text{ mm}$

Le nombre de tubes dans la direction horizontale : $N_H = 23.61$

Le nombre de tubes dans la direction verticale : $N_V = 8.00$

On fait un arrondissement tel que $N_H = 24$ et fait une correction sur la longueur des tubes.

$$L_{corrigée} = (N_H - 1) * S * D_f \quad (5.8)$$

Avec

S: distance horizontale entre tubes

D_f : Diamètre d'ailette

$$L_{corrigée} = 560 \text{ mm}$$

➤ Choix des matériaux

Le tableau (5.4), résume les différents matériaux des pièces constituant le condenseur

Tableau 5.4: Matériaux et quantité des pièces constituant le condenseur

Pièce	Matériaux	Quantité
Ailette (1)	aluminium	34
Tube (2) (8mm-10mm*227.65 mm)	Aluminium	216
Plaque (3) Epaisseur 5mm	aluminium	2
Collecteur (4) et (5)	aluminium	2
Joints d'étanchéité à face pleine (7)	Fibre organique et liant NBR	1
Joints d'étanchéité à face pleine (8)	Fibre organique et liant NBR	2
Boulon H M 10	Acier ordinaire	36

5.1.5. Générateur

Le générateur est un échangeur de chaleur de type tubes concentriques à deux entrées et trois sorties, dont la conception est la suivante:

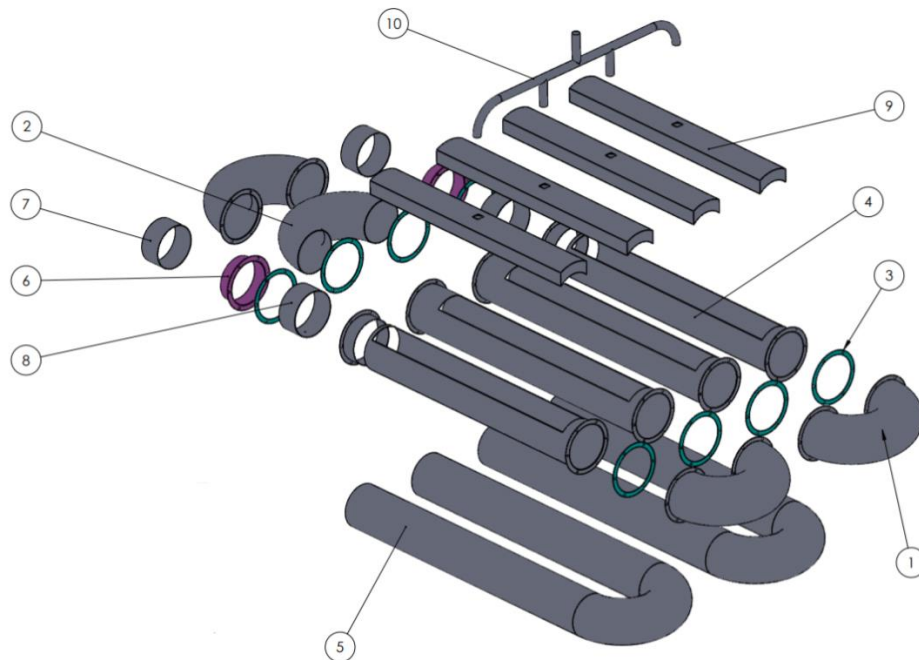


Figure 5.13: Vue éclatée du générateur

➤ Montage

Le montage de cette échangeur se fait en plusieurs étapes:

- Soudage des brides dans les deux côtés des tubes externes.
- Montage des tubes internes à l'intérieur des tubes externes : Ces tubes tiendront leur bon emplacement à l'aide des guides soudés à l'intérieur des tubes externes.
- Coupage des coudes externes (1) en trois parties (60°) pour avoir la possibilité de soudage des coudes internes.
- Montage du coude de tube interne (2) dans le coude de tube externe (1).
- Montage des joints d'étanchéité (3) sur les brides des tubes externes.
- Soudage du coude (2) avec les tubes interne (5).
- Fixation des deux parties du coude (1) sur les brides des tubes externes avec des boulons.
- Soudage des trois parties du coude (1).
- Soudage des collecteurs de vapeur (9) dans leurs emplacements sur les tubes externes.
- Soudage du tube (10) sur les collecteurs de vapeur (9).
- Soudage des T d'entrée et de sortie de la solution dans l'espace entre les tubes internes et externes.
- Montage des joints d'étanchéité et des coques de raccordement de tubes internes aux deux extrémités des tubes internes (entrée et sortie de la vapeur venante des panneaux solaires).

➤ Considérations pratiques

Le calcul théorique permet d'avoir une longueur de tube qui ne tient pas en compte les coudes placés entre chaque deux hairpins, donc une correction de longueur de tube ou du nombre de harpins est nécessaire.

$$L_{\text{corrigé}} = L_{\text{calculée}} + l_{\text{correction}}$$

$l_{\text{correction}}$: représente la correction, donnée par

$$l_{\text{correction}} = 2 * e_j + \frac{2 * \pi * R_{\text{coude}}}{4}$$

Avec

e_j : épaisseur du joint et des brides

R_{coude} : rayon du coude

$$R_{\text{coude}} = 300\text{mm}$$

$$L_{\text{calculée}} = 2619\text{ mm avec } N_{\text{Hp}} = 2$$

$$L_{\text{corrigé}} = 3108\text{ mm}$$

Par suite le nombre de hairpins corrigé $N_{\text{Hp corrigé}} = N_{\text{Hp}} * \frac{L_{\text{calculée}}}{L_{\text{corrigée}}}$

$$N_{\text{Hp corrigé}} = 1.685$$

Le nombre de hairpins étant un nombre entier, on doit le corriger une autre fois et on le prend :

$$N_{\text{Hp corrigé}} = 2$$

Par suite la longueur se corrige une deuxième fois comme suit:

$$L_{\text{corrigé}} = \frac{N_{\text{Hp}} * L_{\text{calculée}} - \left(2 * e_j + \frac{2 * \pi * R_{\text{coude}}}{4}\right) * 2}{N_{\text{Hp}_{\text{corrigé}}}} \quad (5.9)$$

$$L_{\text{corrigé}} = 2130 \text{ mm}$$

Donc cette considération pratique nous a permis de réduire la longueur des tubes en gardant le même nombre de hairpins.

➤ **Choix des matériaux**

Le tableau (5.5), résume la quantité et le matériau de chaque composant du générateur

Tableau 5.1.5: Matériaux et quantité des pièces constituant le générateur

Pièce	Matériaux	Quantité
Tube externe (4) (315mm-320mm*2130mm)	Acier	4
Tube interne (5) (300mm-305mm*2148mm)	cuivre	4
Coude tube externe (1)	acier	3
Coude tube interne (2)	cuivre	3
Joints d'étanchéité à face pleine (3)	Fibre organique et liant NBR	8
Coque tube interne (6)	cuivre	2
T tube externe (8)	Acier	2
Bride tube externe	Acier ordinaire	8
Collecteur de vapeur (9)	Acier	4
Tube collecteur de vapeur (10)	Acier	1
Boulons H M 15	Acier ordinaire	48

5.2. ACCESSOIRES DE L'INSTALLATION PROPOSEE

➤ Pompe

Les pompes sont des machines qui communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. Ainsi dans un circuit, la pompe permet de vaincre:

- Une différence de pression
- Une perte de charge due à la longueur de la canalisation et à ses divers accidents (coudes, vannes, turbines, etc.)
- Une différence d'altitude.

Dans notre installation, la pompe sera principalement dimensionnée pour vaincre une différence de pression ainsi que les pertes de charges dans les différents organes de l'installation.

La puissance hydraulique communiquée au fluide est proportionnelle aux pertes de charge à travers un échangeur [26], et elle est donnée par :

$$P = \frac{\dot{m} \times \Delta P}{\eta_p \times \rho} \quad (5.10)$$

Avec

ΔP : élévation de pression à travers la pompe

η_p : rendement de la pompe (0,8 – 0,85) [26]

ρ : masse volumique du fluide

\dot{m} : débit massique

• Calcul des pertes de charges dans les différents échangeurs

En mécanique des fluides, la perte de charge correspond à la dissipation, par frottements, de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement. Les équations des pertes de charge distinguent:

➤ Les pertes de charges linéaires

La formule des pertes de charges diffère d'un type d'échangeur à un autre.

Pour les harpins, elle est donnée par l'expression suivante

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L \times N}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (5.11)$$

V : Vitesse moyenne du fluide dans le tuyau (m/s)

L : Longueur du tuyau (m)

f : Coefficient de friction

D : Diamètre hydraulique (m)

N_t : Nombre de tube ou de harpins

ρ : Masse volumique du fluide [kg/m^3]

Pour les échangeurs compacts du coté externe [26]

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 \cdot \rho_i} \times \left[f \cdot \frac{A_t}{A_{min}} \times \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} + 1 \right) \right] \quad (5.12)$$

Avec

ρ : Masse volumique équivalente moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échangeur

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_0} \right)$$

(ρ_i, ρ_0) : Masse volumique de l'air à l'entrée et sortie de l'échangeur respectivement.

Le tableau (5.6), résume les valeurs des pertes de charge linéaires dans les différents échangeurs:

Tableau 5.6: Pertes de charges linéaires dans les différents échangeurs

Echangeur	Perte de charge linéaire [kPa]	
	Tube interne	Tube externe
Evaporateur	127,887	1,950
Absorbeur	26,597	4,243
Récupérateur	94,567	18,001
Générateur	0,0923	6,292
Condenseur	10,086	8,835

➤ Les pertes de charges singulières

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure. [26]

$$\Delta P_{sing} = K \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (5.13)$$

Avec

K : Coefficient de perte de charge singulière

• Pour les arrondis

D'après la formule de Weisbach [26], le coefficient de perte de charge singulière des arrondis est donné par:

$$K = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{d}{2 \cdot r} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\theta}{90} \quad (5.14)$$

Avec

r : Rayon de courbure du coude en mètres

d : Diamètre intérieur du tuyau en mètres

θ : Déviation en degrés

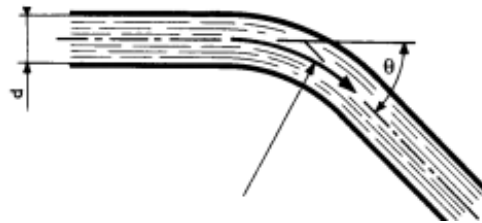


Figure 5.14: Schéma illustratif des paramètres d'un arrondi [26]

- **RACCORDEMENT D'UNE CONDUITE AVEC UN RÉSERVOIR**

- **Départ :**

$$K = 0,5$$



- **Arrivée :**

$$K = 1$$



Dans le tableau (5.7) qui suit, un récapitulatif des valeurs des pertes de charges singulières dans les différents échangeurs :

Tableau 5.7: Pertes de charges singulières dans les différents échangeurs

Echangeur	Composant	Paramètre	Coefficient de perte de charge (K)	Perte de charge singulière (kPa)
Absorbeur	Coude 90° (circuit de refroidissement)	$r = 15$	$K = 0,294$	17,244
		$d = 15$		
		$r = 30$	$K = 0,132$	0,115

	Coude 90° (distributeur)	$d = 6$		
	Raccordement du circuit de la vapeur au boîtier de l'absorbeur	Sans saillie à l'intérieur du réservoir	$K = 1$	0,01
Evaporateur	Coude 90° (circuit interne)	$r = 30$	$K = 0,206$	0,453
		$d = 24$		
	Coude 90° (circuit externe)	$r = 70$	$K = 0,294$	0,293
		$d = 70$		
Récupérateur	Coude 180° (circuit interne)	$r = 25$	$K = 0,268$	3,06
		$d = 8$		
	Coude 180° (circuit externe)	$r = 25$	$K = 0,4115$	1,529
		$d = 20$		
Générateur	Coude 180° (circuit interne)	$r = 300$	$K = 0,559$	0,037
		$d = 300$		
	Coude 180° (circuit externe)	$r = 300$	$K = 0,649$	0,232
		$d = 315$		
Condenseur	Arrivée réservoir	/	$K = 1$	0,016
	Départ réservoir	/	$K = 0,5$	0,888

Le tableau (5.8), résume les pertes de charges dans les conduites de liaison entre les échangeurs :

Tableau 5.8: Perte de charge dans les conduites de liaison entre les échangeurs.

Conduite	Paramètre (mm)	Perte de charge (kPa)
absorbeur - pompe	$L = 700$	0,014
	$D = 30$	
pompe - récupérateur	$L = 1900$	2,992
	$D = 10$	
Récupérateur – générateur	$L = 2200$	2,708
	$D = 10$	
Générateur – récupérateur	$L = 2700$	2,760
	$D = 10$	

Récupérateur – absorbeur	$L = 3910$	41,544
	$D = 6$	
Absorbeur – condenseur	$L = 670$	0,005
	$D = 56$	
Condenseur – Evaporateur	$L = 3010$	0,539
	$D = 10$	
Evaporateur – absorbeur	$L = 2786$	0,0151
	$D = 70$	

Le tableau (5.9), résume les valeurs des pertes de charge totale pour chaque échangeur, ainsi que la puissance de la pompe nécessaire pour vaincre ces pertes

Tableau 5.9: Perte de charge totale et puissance pompage/ventilation nécessaire pour les vaincre

Echangeur	Circuit	Perte de charge totale [kPa]	Puissance de la pompe/ventilateur (kw)
Evaporateur	Interne	128,32	0,0464
	Externe	2,243	2,284
Absorbeur	Interne	43,841	0,014
	Externe	4,358	$1,6 \times 10^{-4}$
Récupérateur	Interne	97,627	$3,76 \times 10^{-3}$
	Externe	19,53	$7,161 \times 10^{-4}$
Générateur	Interne	0,1293	0,289
	Externe	6,524	$2,691 \times 10^{-4}$
Condenseur	Interne	10,99	0,253
	Externe (ventilateur)	8,835	9,557

Pour ne pas induire à des changements des propriétés thermophysiques de la solution LiBr/H₂O, les pertes de charge seront divisées en plusieurs parties, donc dimensionner plusieurs pompes qui seront placées dans différents points de l'installation (**figure 5.15**).

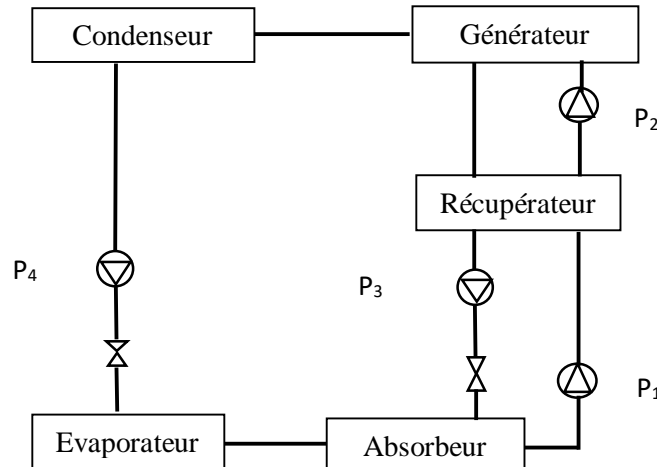


Figure 5.15: Emplacement des pompes dans l'installation

- **Pompes principales**

On a nommé la pompe principale (P_1), celle qui permettra d'obtenir les pressions de fonctionnement de notre installation et d'obtenir une élévation de pression pour passer de 14 à 95 *mbar* auxquelles seront additionnées les pertes de charge de la conduite qui relie la pompe et le récupérateur, pertes de charge dans l'absorbeur, donc $\Delta P = 15,464 \text{ kPa}$. La puissance de la pompe est donnée par:

$$P = \frac{0,054775 \times 15,464}{0,83 \times 1528} = 6,8 \times 10^{-4} \text{ kw}$$

- **Pompe P_2**

La pompe P_2 sera utilisée pour vaincre les pertes de charge dans les tubes internes du récupérateur ainsi que dans la conduite reliant le récupérateur et l'absorbeur, avec une perte de pression totale $\Delta P = 100,335 \text{ kPa}$.

$$P = \frac{0,054775 \times 100,335}{0,83 \times 1519} = 4,359 \times 10^{-3} \text{ kw}$$

- **Pompe P_3**

La pompe P_3 sera utilisée pour vaincre les pertes de charge dans les tubes externes du générateur, récupérateur ainsi que dans la conduite reliant le (générateur et récupérateur, récupérateur et absorbeur), avec une perte de pression totale $\Delta P = 70,358 \text{ kPa}$.

$$P = \frac{0,045646 \times 70,358}{0,83 \times 1678,37} = 2,31 \times 10^{-3} \text{ kw}$$

- **Pompe P₄**

La pompe P₄ sera utilisée pour vaincre les pertes de charge dans la partie interne du condenseur, partie externe évaporateur ainsi que dans la conduite reliant (condenseur – évaporateur – absorbeur). Avec une perte de pression totale $\Delta P = 13,792 \text{ kPa}$.

$$P = \frac{0,009129 \times 13,792}{0,83 \times 989,9} = 1,53 \times 10^{-4} \text{ kW}$$

Note

La puissance de la pompe et de ventilateur sont calculées pour des rendements de (0,83 et 0,65) [kakaç] successivement

5.3. LISTE D'ORGANES A ACQUERIR

La commande et la régulation de la machine à absorption dimensionnée et conçue dans les premiers chapitres nécessite des organes de collecte de données et des actionneurs pour agir sur le fonctionnement et les paramètres du système.

Le tableau (5.10) représente une liste de ces composants

Tableau 5.10: Liste d'organes à acquérir

organe	description	Quantité
Valve de détente	Détente de 95 à 14 mBar	2
pompes	Selon les puissances calculer dans le paragraphe 5.2	5
Capteur de pression	Fonctionnement entre Pmin et Pmax	6
Capteur de température	Fonctionnement entre Tmin et Tmax	16
Ventilateur (condenseur)	Puissance de 10 kW	1
débitmètre	Fonctionnement entre débit min et débit max	6
Vanne réglable	De 0% à 100 % d'ouverture	13

Les figures (5.16), (5.17) et (5.18) montrent les emplacements des organes cités dans le tableau (5.10)

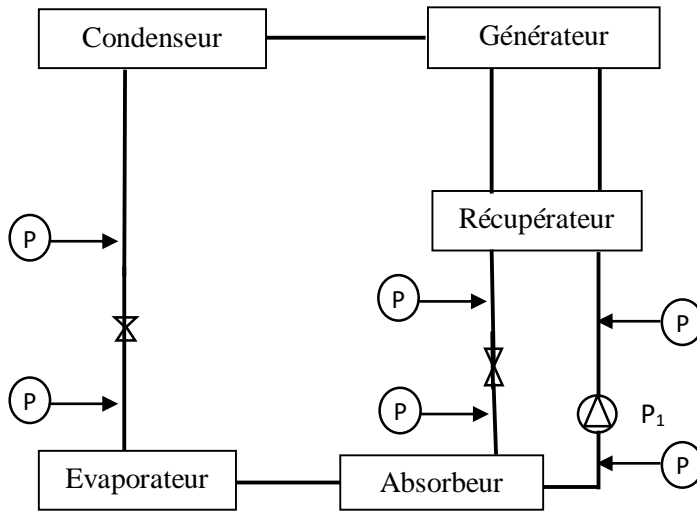


Figure 5.16 : Emplacement des capteurs de pression

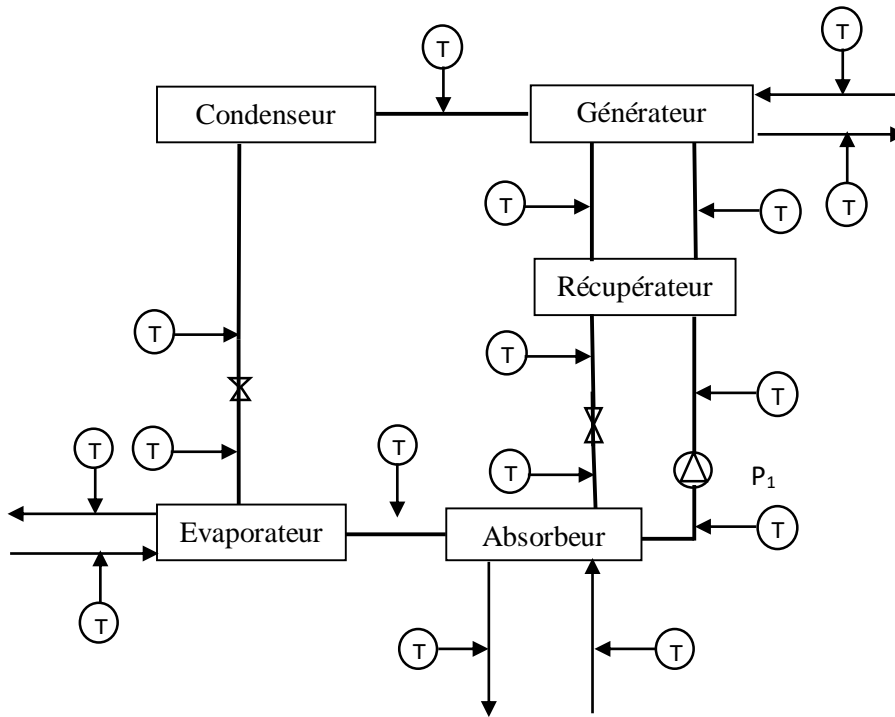


Figure 5.17: : Emplacement des capteurs de température

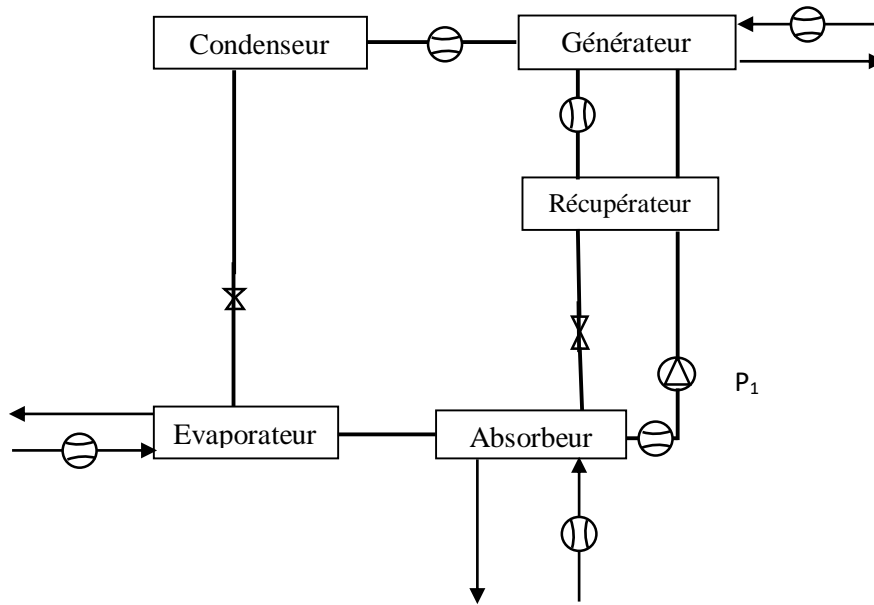


Figure 5.18 : Emplacement des débitmètres

5.4. MONTAGE DE L'INSTALLATION

Les organes dimensionnés dans le chapitre 4 doivent être connectés entre eux avec des tubes permettant la circulation de la solution suivant le cycle de la figure (5.4.1).

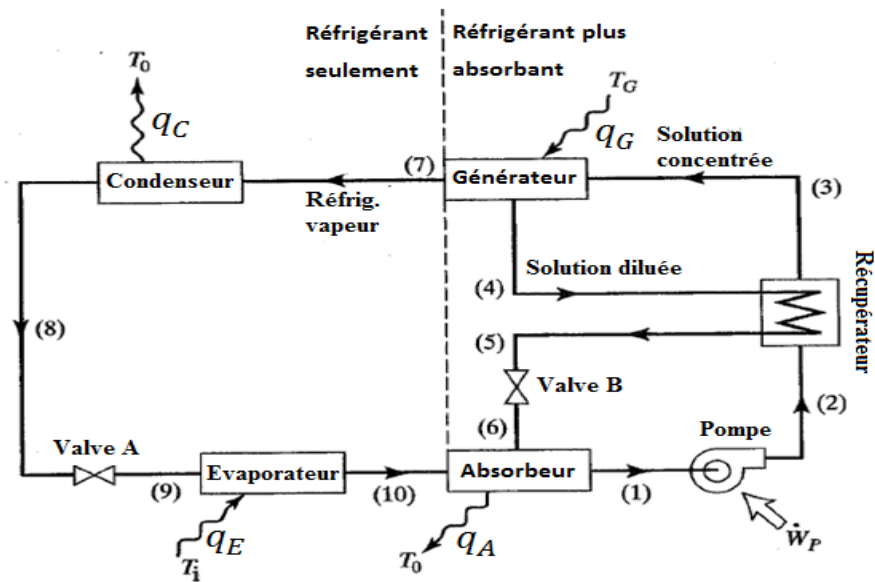


Figure 5.19: Schéma de l'installation proposée

La figure (5.20) montre un schéma de l'installation avec les panneaux solaires, l'installation occupera une surface de $4,5\text{ m} \times 5\text{ m}$ (sans capteur solaire) par une hauteur de $2,5\text{ m}$.

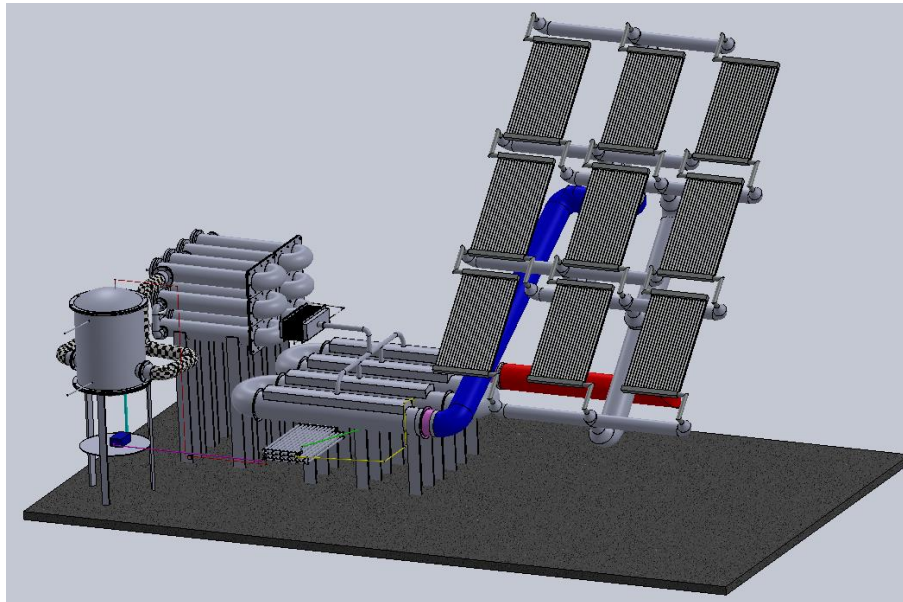


Figure 5.20 : Schéma de l'installation à absorption proposée avec les panneaux solaires.

La stabilité de l'installation est un facteur essentiel pour le bon fonctionnement de la machine, pour cela on fixe tous les organes avec des supports qui seront fixés au sol (une plateforme en béton bien nivelé).

On présente dans la figure (5.21) les organes conçus dans le chapitre 4 reliés avec des tubes de liaisons de façon à réaliser un cycle thermodynamique d'une machine à absorption à un étage.

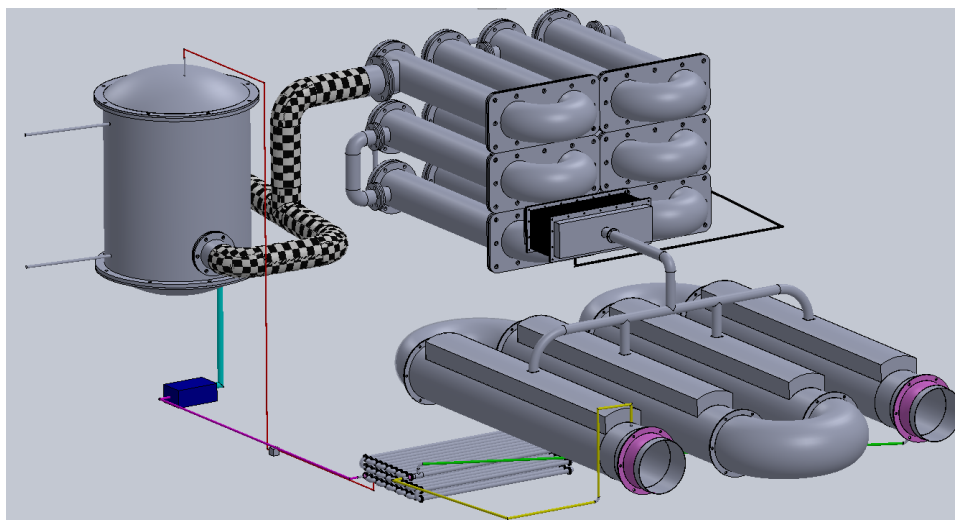










Figure 5.21 : Schémas montrant les liaisons entre les organes

Le tableau (5.11) représente la légende de la figure afin de comprendre les liaisons entre tous les organes.

Tableau 5.11: Légende de la figure (5.21)

	Conduite
	absorbeur - pompe
	pompe - récupérateur
	Récupérateur – générateur
	Générateur – récupérateur
	Récupérateur – absorbeur
	Générateur – condenseur
	Condenseur – Evaporateur
	Evaporateur – absorbeur

5.5. ANALYSE ECONOMIQUE

Le coût annuel total nivelé d'un refroidisseur à absorption ($C_{tot,L}$) se compose de quatre éléments principaux : le coût annuel nivelé d'investissement en capital (CI_L), le coût annuel nivelé d'exploitation et de maintenance (C_{OM}), le coût annuel nivelé du combustible (C_c). Par conséquent, le $C_{tot,L}$, peut être formulé comme suit : [27]

$$C_{tot,L} = CI_L + C_{OM} + C_c \quad (5.15)$$

➤ Coûts d'investissement

Le cout d'investissement des systèmes de refroidissement comprend le coût de l'équipement acheté (Z) et les coûts d'installation, d'intégration et de tuyauterie (C_{INSTL}). En général, l'investissement annuel en capital nivelé (CI_L) d'un système d'absorption peut être déterminé comme suit: [26]

$$CI_L = \left(\sum_k Z_k + C_{INSTL} \right) \times CRF \quad (5.5.1)$$

Avec

CRF : Facteur de récupération du capital, et donné par [26] :

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5.5.2)$$

Avec

(i, n) : Taux d'intérêt annuel moyen et durée de vie de l'installation successivement, sont égaux à (5%, 10ans) successivement.

Le tableau (5.12), résume la liste des prix estimés pour les différents organes de l'installation [20], [21], [32] :

Tableau 5.12: Prix des différentes pièces constituant l'installation

Composant	Prix unitaire (DDZ/unité)	Quantité	Prix totale (DDZ)
Capteur solaire à tube sous vide	112482,62 DDZ/capteur	45 (120)	5061717,9 (13497914,4)
Pompes	5783,17	4	2132,68
Boulons	125,55 DDZ/unité	368	45700,2
Tube $\varnothing 6 - 8 \text{ mm}$ (cuivre)	706 DDZ/m	2 m	1412,00
Coude 90° ($\varnothing 6 \text{ mm}$ cuivre)	117,84 DDZ/Unité	4	471,36
Tube cuivre $\varnothing 15 - 16 \text{ mm}$	800,14 DDZ/m	17 m	13602,38
Coude 90° ($\varnothing 15 \text{ mm}$ cuivre)	151,30 DDZ/unité	52	7867,6
(Tôle acier 3mm)	4486,87 DDZ/m ²	16 m ²	71789,92
Boitier absorbeur	12850,78 DDZ/m ²	2 m ²	25701,56
Citerne absorbeur (acier)	4486,87 DDZ/m ²	3 m ²	13460,61
Joints de bride	800,69 DDZ/unité	106	84873,14
Tube 8-10 mm(Alu)	585,55 DDZ/m	50 m	29277,5
Tube 8-11 (acier)	549,40 DDZ/m	146 m	80212,4
Tôle acier (e=10mm)	13114,78 DDZ/m ²	9,1	119344,50
Tôle acier (e=2,5 mm)	3325,32 DDZ/m ²	17 m ²	56530,44
Tube 8-10 (acier)	549,40 DDZ/m	40 m	21976
Tube 20-24 (acier)	578,32 DDZ/m	40 m	23132,8
Tôle alu (5mm)	12822,01 DDZ/m ²	0,6 m ²	7693,21
Tôle acier (5mm)	6523,56 DDZ/m ²	0,6 m ²	3914,136
Tôle alu (1mm)	2164,93 DDZ/m ²	4 m ²	8659,72

Capteur de température	1263,62 DDZ/unité	16	20217,92
Capteur de pression	16519,62 DDZ/unité	6	99117,76
Débitmètre	1447,17 DDZ/unité	6	8683,02
Vanne réglable	868,30 DDZ/unité	6	4009,8
Ventilateur	15000 DDZ/unité	1	15000
Valve de détente	5000 DDZ /unité	2	10000

➤ **Coûts d'opération et maintenance C_{OM}**

Le coût d'opération et de maintenance (C_{OM}) peut être estimé par un pourcentage du coût d'investissement : [31]

$$C_{OM} = \% \text{ coûts d'investissement} \quad (5.5.3)$$

Pour la suite des calculs, le cout d'opération et de maintenance sera pris :

$$C_{OM} = 4,5\% \text{ du coûts d'investissement}$$

➤ **Le coût du combustible C_c**

Le coût du combustible (C_c) comprend le coût associé à la consommation de gaz naturel ($C_{c,GN}$) et de l'électricité ($C_{c,E}$) de l'installation [27], qui peut être obtenu comme suit:

$$C_c = C_{c,GN} + C_{c,E} \quad (5.5.4)$$

Avec

$C_{c,GN}$: Cout associé à la consommation du gaz naturel, et donné par

$$C_{c,GN} = E_{NG} \times C_{NG} \quad (5.5.5)$$

C_{NG} : Coûts unitaires du gaz naturel

E_{NG} : L'énergie annuelle consommée [kwh]

$C_{c,E}$: Coût associé à la consommation de l'électricité, et donné par:

$$C_{c,E} = E_E \times C_E \quad (5.5.6)$$

Tel que

C_E : coûts unitaires d'électricité [DDZ/kwh]

E_E : énergie électrique annuelle consommée [kwh]

➤ **Analyse de rentabilité du projet**

L'analyse de rentabilité représente le processus qui permet d'établir la valeur économique d'un investissement et de définir le rendement sur l'investissement. Cette méthode d'évaluation économique facilite les comparaisons entre les investissements parmi différentes technologies énergétiques.

- **La valeur actuelle nette VAN (NPV)**

La valeur actuelle nette chiffre le gain de l'investissement après une durée fixée, en tenant compte des investissements et gains annuels du projet. Elle est souvent considérée comme la mesure la plus représentative de la performance financière d'un investissement. L'indicateur prend en compte la valeur temporelle de la monnaie et la taille de l'investissement. Elle est donc particulièrement adaptée aux décisions basées sur une rentabilité à long-terme, telles que les projets énergétiques. [31]

$$NPV = NPV_{income} - NPV_{cost} \quad (5.5.7)$$

NPV_{cost} : Représente le coût annuel total

NPV_{income} : Représente le coût évité découlant de l'utilisation de l'énergie solaire, et donnée par

$$NPV_{income} = Q_g \times t_f \times 365 \times C_E \quad (5.5.8)$$

Pour un temps de fonctionnement de 9h/ jour

$$NPV_{income} = 19993179,203 \text{ DDZ/année}$$

Le tableau (5.13), résume les résultats de la valeur actuelle nette pour les deux cas (utilisation de 45 et de 120 capteurs solaires)

Tableau 5.13 :: Valeurs des NPV pour les deux cas (100% solaire, hybride)

	NPV_{cost} (DDZ/année)	NPV_{income} (DDZ/année)	NPV (DDZ/année)
100% solaire	2638349,385	1993179,203	-645170,1815
hybride	1695166,001	1993179,203	298013,2021

Lorsque la NPV est supérieure à zéro, l'on sait qu'après la période de temps utilisée dans le calcul l'investissement initial sera amorti et qu'il sera même possible de réaliser un bénéfice.

Donc le système à retenir, est l'installation hybride qui utilise le solaire ainsi que le gaz comme source d'appoint. Pour la durée de calcul, il en résulte une $NPV = 298013,2021 \text{ DDZ/année}$

CONCLUSION GENERALE

Rappelons tout d'abord que l'objectif de notre projet de fin d'études est le dimensionnement et la conception d'une machine à absorption pour le refroidissement des fours de fusion de l'entreprise « Unité de Transformation de Baraki-AGENOR » fonctionnant avec des panneaux solaires.

Notre travail a été mené principalement sur quatre volets :

- 1- Analyse thermodynamique du cycle à absorption et dimensionnement des différents organes qui le composent. Dans cette partie nous avons déterminé les paramètres thermodynamiques du cycle de façon à éviter des problèmes pratiques que rencontre ce type de machine (cristallisation), ainsi nous avons pu dimensionner les différents composants des échangeurs.

En ce qui concerne les performances de l'installation, le COP s'élève à 0,789 ce qui est acceptable.

- 2- Détermination de la surface de panneaux solaires requise selon deux configurations
 - Configuration 1 : utilisation du solaire comme source unique de chaleur.

Il a été ainsi trouvé que la surface minimale nécessaire est celle qui est calculée dans des conditions défavorables durant la matinée du mois de janvier qui s'élève à une superficie de 228 m^2 .

- Configuration 2 : utilisation d'un système hybride solaire/gaz naturel.

Cette configuration est choisie de façon à utiliser le minimum de capteurs solaires en remarquant que durant l'hiver et à partir de 10h la surface requise est réduite considérablement, ainsi la superficie des capteurs à utiliser est de 84 m^2 tout en acquérant une chaudière de puissance maximale de 18 kW pour l'appoint.

Les capteurs solaires ayant été proposés sont des capteurs sous vide, car ils présentent des rendements élevés comparés aux capteurs plans.

Par suite, nous avons proposé une conception à l'aide de SolidWorks qui respecte la condition de possibilité de montage et de maintenance (démontable). Les calculs nous ont permis d'aboutir à une installation qui occupe une surface de 4.5 $m \times 5$.

- 3- Conception des organes principaux de l'installation

Dans cette étape on a fait des corrections pour les dimensions calculées précédemment en prenant en compte des considérations pratiques comme la compensation de la longueur des tubes avec l'arc des coudes de liaisons entre tubes.

- 4- Etude technico-économique

Nous sommes parvenus à faire une estimation des prix d'investissement (organes conçus à fabriquer et des organes à acquérir) et de maintenance, qui nous ont permis de calculer le facteur économique NPV qui nous permettra d'avoir une vision sur la rentabilité du projet. Nous avons trouvé une valeur $NPV = 298013DA/ans$ qui est une valeur positive qui indique que le projet est rentable pour le cas d'un système hybride (solaire/gaz naturel).

Afin de finaliser et d'améliorer le fonctionnement du système, nous proposons comme futurs travaux :

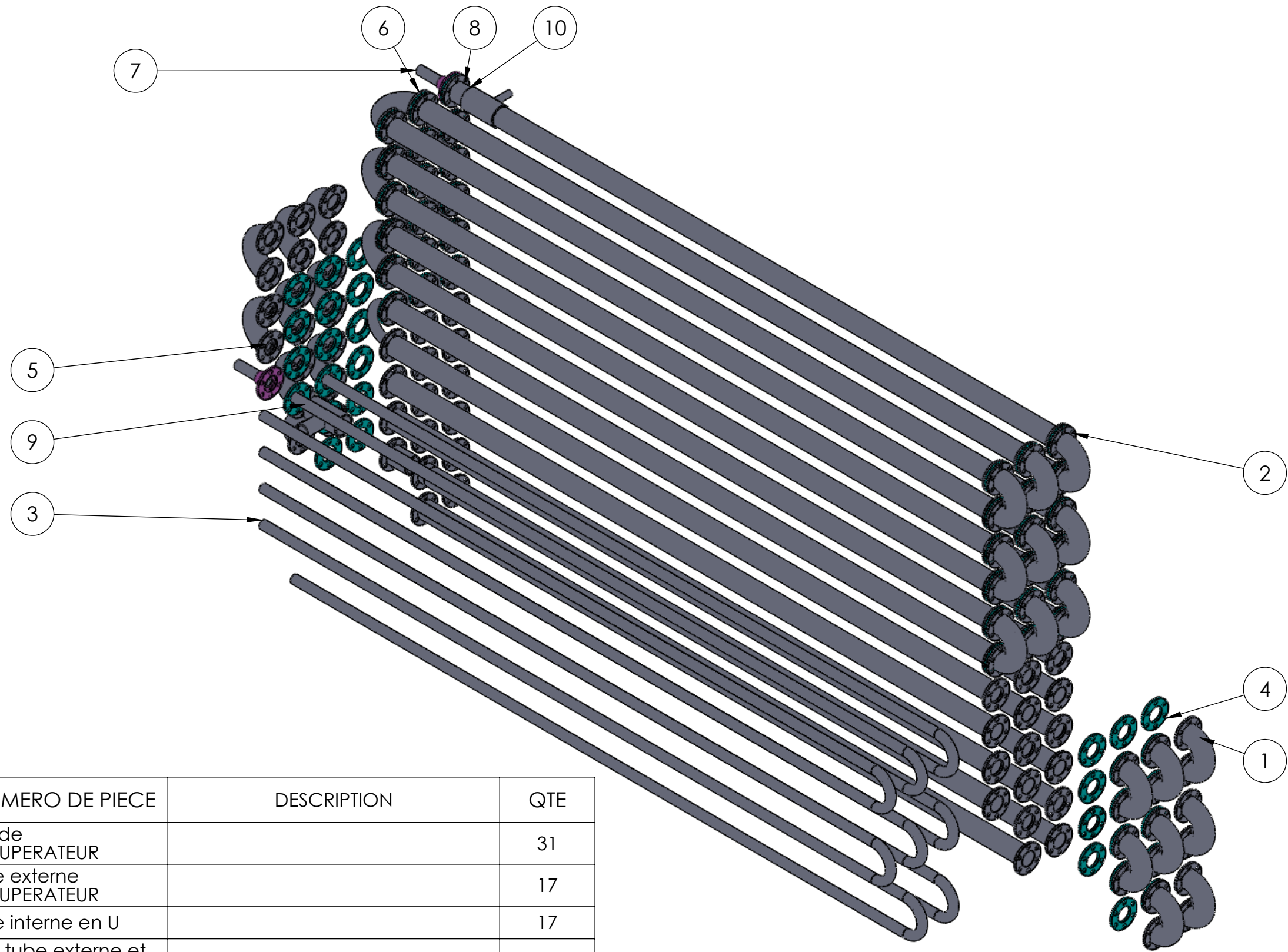
- Prendre en compte tous les fours de fusion de l'entreprise afin d'augmenter le débit et avoir des vitesses élevées et cela pour une rentabilité meilleure.
- Faire une étude paramétrique (débit, pression, température et concentration) pour un fonctionnement optimal.
- Effectuer une modélisation numérique à l'aide des outils de CFD des transferts de chaleur au sein des différents composants à savoir, l'absorbeur, et le générateur et ce afin de déterminer avec plus de précision les distributions des températures résultantes et par conséquent de pouvoir dimensionner convenablement ces échangeurs.
- Concevoir et dimensionner la chaudière.
- Calculer et optimiser l'espacement entre les capteurs afin de minimiser l'impact de l'ombrage.
- Réaliser une machine à absorption pilote permettant de valider nos calculs et notre dimensionnement et ainsi d'évaluer la viabilité d'une telle machine.

Bibliographie

- [1] Auracher. H, Wohfeil . A, Zeigler .F. (2008). A simple physical model for steam absorption into falling film of aqueous lithium bromide solution on a horizontal tube. *Heat and mass transfer*.44: 1529-1536
- [2] Ashrae Fundamental Handbook SI. (2017).
- [3] Bellos, E. C. T. ((2016)). Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Applied Thermal Engineering*, 102 , 749-759.
- [4] Conserve energy future. (2020). Retrieved from www.conserve-energy-future.com:
<https://www.conserve-energy-future.com/homegeothermalenergy.php>
- [5] Cycle des pompe a chaleur . (2020.). Retrieved from <http://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaleur/technique-generalites/cycle.html>
- [6] Climat data. (2020). Retrieved from <https://fr.climate-data.org/afrique/algerie/alger/alger-centre-59540/>
- [7] Duminil, M. (2002). Systèmes à éjection et à absorption , BE 9 735,. traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur.
- [8] Daoudi. R.. (1999). Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique . thèse de doctorat, INPL.
- [9] Durée de vie des pompes a chaleur . (2020). Retrieved from fuura sciences: <https://www.futura-sciences.com/maison/questions-reponses/thermique-duree-vie-pompe-chaleur-1240/>
- [10] Etude et amelioration du rendement de la conversion photothermique du capteur solaire. (2020). Retrieved from www.docplayer.fr: <https://docplayer.fr/3660583-Etude-et-amelioration-du-rendement-de-la-conversion-photothermique-du-capteur-solaire.html>
- [11] Florides. G.A, S. K. (44 (2003)). Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 2483-2508.
- [12] Fan. Y, L. L. (11 (2007)). Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1758-1775.
- [13] Gebreslassie B.H., M. M. (2010). Exergy analysis of multi-effect water– LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renewable Energy*, 35 , 1773-1782.
- [14] Gomri, R. (65 (2013)). Simulation study on the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers. *Energy Conversion and Management*, 675-681.
- [15] Geothermal energy. (2020). Retrieved from conserve energy future.: <https://www.conserve-energy-future.com/homegeothermalenergy.php>
- [16] Herold. K.E. R. R. (2016.). *Absorption Chillers and Heat Pumps*, 2nd . USA: CRC Press.
- [17] Islam. M. R N. E. (2006). Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers. *Int. J. Heat Mass Transf*, 49-22 , 4171-4182.

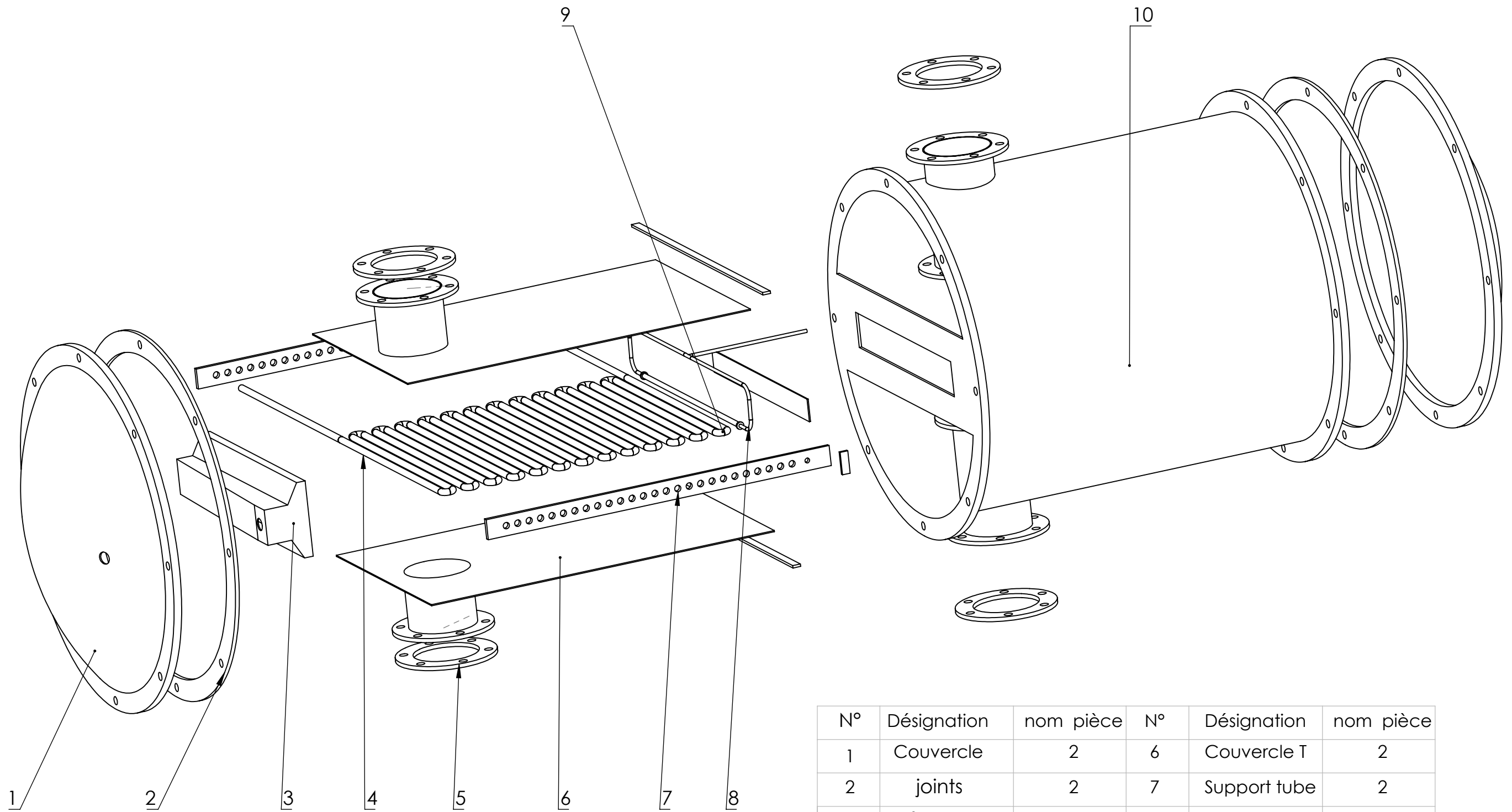
- [18] Kalogirou, S. ((2004)). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295.
- [19] Liao, X, R. R. (2007). Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, . *International Journal of Refrigeration*, 904-911.
- [20] Leboutte. (2020.). Retrieved from www.leboutte.be: <https://www.leboutte.be/prix-aluminium/>
- [21] Leroymerlin. (2020). Retrieved from www.leroymerlin.fr : <https://www.leroymerlin.fr/prix-cuivre/>
- [22] Shirazi, A, R. A. (January 2017). A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications. *Energy Conversion and Management* Volume 13215 , January 2017 .
- [23] Maria-eugenia-alvarez-bermudez. (2013). Retrieved from <https://docplayer.es/64822586-Maria-eugenia-alvarez-bermudez-diposit-legal-t.html>
- [24] Nabeel A. Ghyadh1, H. A. (n.d.). Overview of Working Pair used in Absorption Refrigeration Technologies. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*,, Volume 6 Issue VII.
- [25] Prasartkaew, B. (2014). Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorption Chiller . *Energy Procedia*, 487-497.
- [26] Sedik kakaç, h. L. (2002). Heat exchangers selection, rating and thermal design; Second Edition. CRC PRESS.
- [27] Shirazi, A. (July 2017). Feasibility of Solar-Assisted Absorption Chillers for Air-Conditioning Applications.
- [28] Sun, J, L. F. ((2012)). A review of working fluids of absorption cycles, , . *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16,1899-1906.
- [29] Suman. S, M. K. ((2015)). Performance enhancement of solar collectors— A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49 , 192-210.
- [30] SMAILL, A. (2016). thermique appliquée. notes de cours ENP.
- [31] SMAILL, A (2020), Energies renouvelables. Note de cours ENP.
- [32] Solaire, f. c. (2020). FCS. Retrieved from www.france-chauffage-solaire.fr: <https://france-chauffage-solaire.fr/capteur-solaire/capteur-solaire-a-tubes-sous-vide-fcs-60.html>
- [33] Tour de refroidissement et maitrise de la legionellose. (2020). Retrieved from www.docplayer.fr: <https://docplayer.fr/9645502-Tour-de-refroidissement-et-maitrise-de-la-legionellose.html>
- [34] www.ice-energy.com. (2020). Retrieved from <http://ice-energy.com/>

Annexes



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	coude RECUPERATEUR		31
2	tube externe RECUPERATEUR		17
3	tube interne en U		17
4	joint tube externe et coude		70
5	coude tube interne		18
6	coude externe cote bas		2
7	raccordement tube interne		2
8	coque raccordement tube interne		2
9	T entree et sortie solution exterieur		1
10	T cote absorbeur		1

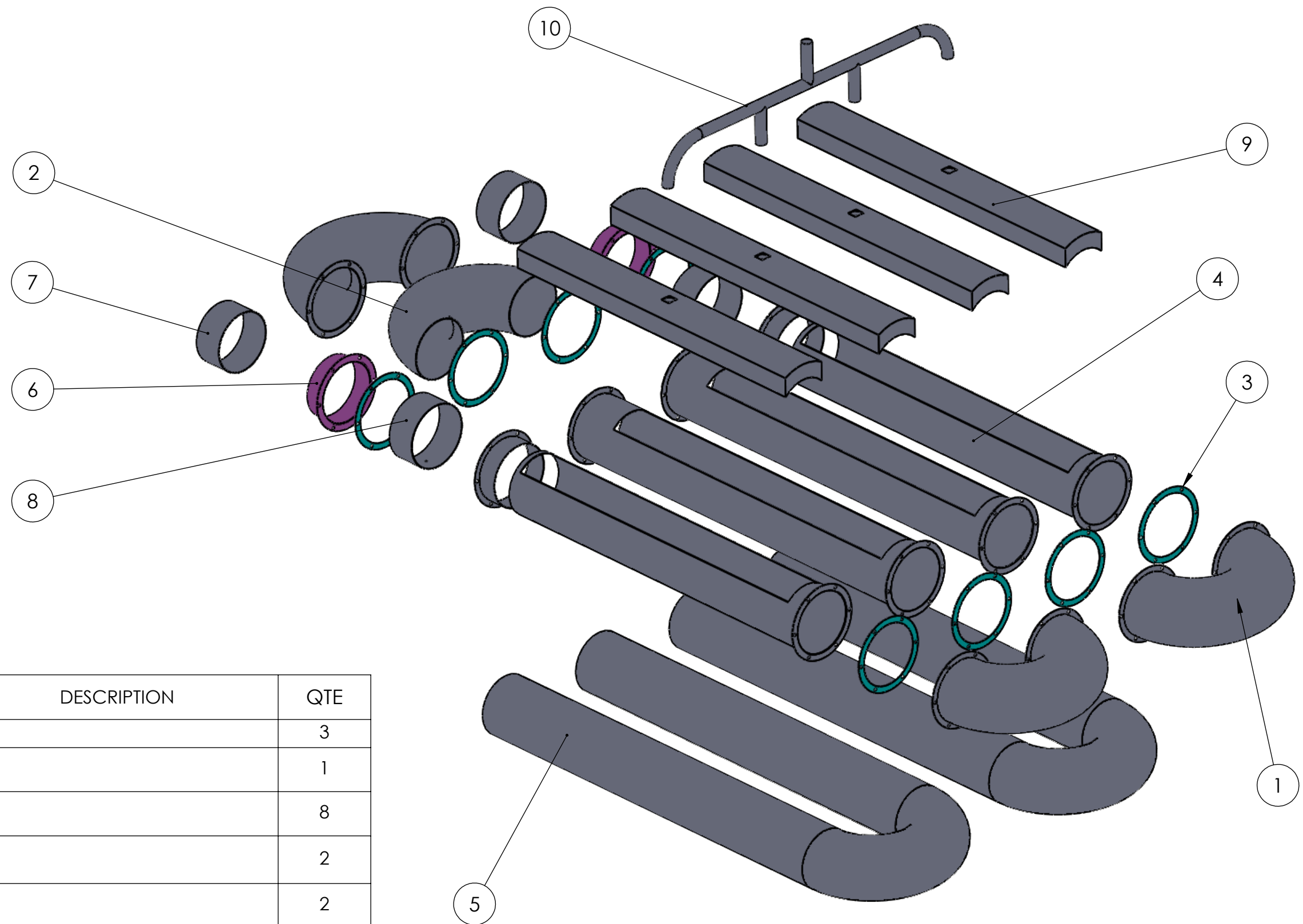
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle	Masse		Assemblage récupérateur	Département Génie Mécanique	
1/5					
Etudiant 1	A.CHERGUI				
Etudiant 2	A.HADIOUI				
Encadreurs	Pr SMAILI Pr BENBRAIKA				AGENOR



N°	Désignation	nom pièce	N°	Désignation	nom pièce
1	Couvercle	2	6	Couvercle T	2
2	joints	2	7	Support tube	2
3	Réservoir	1	8	Distributeur	1
4	tube de refroid	26	9	coude 90	25
5	joint de bride	4	10	citerne	1

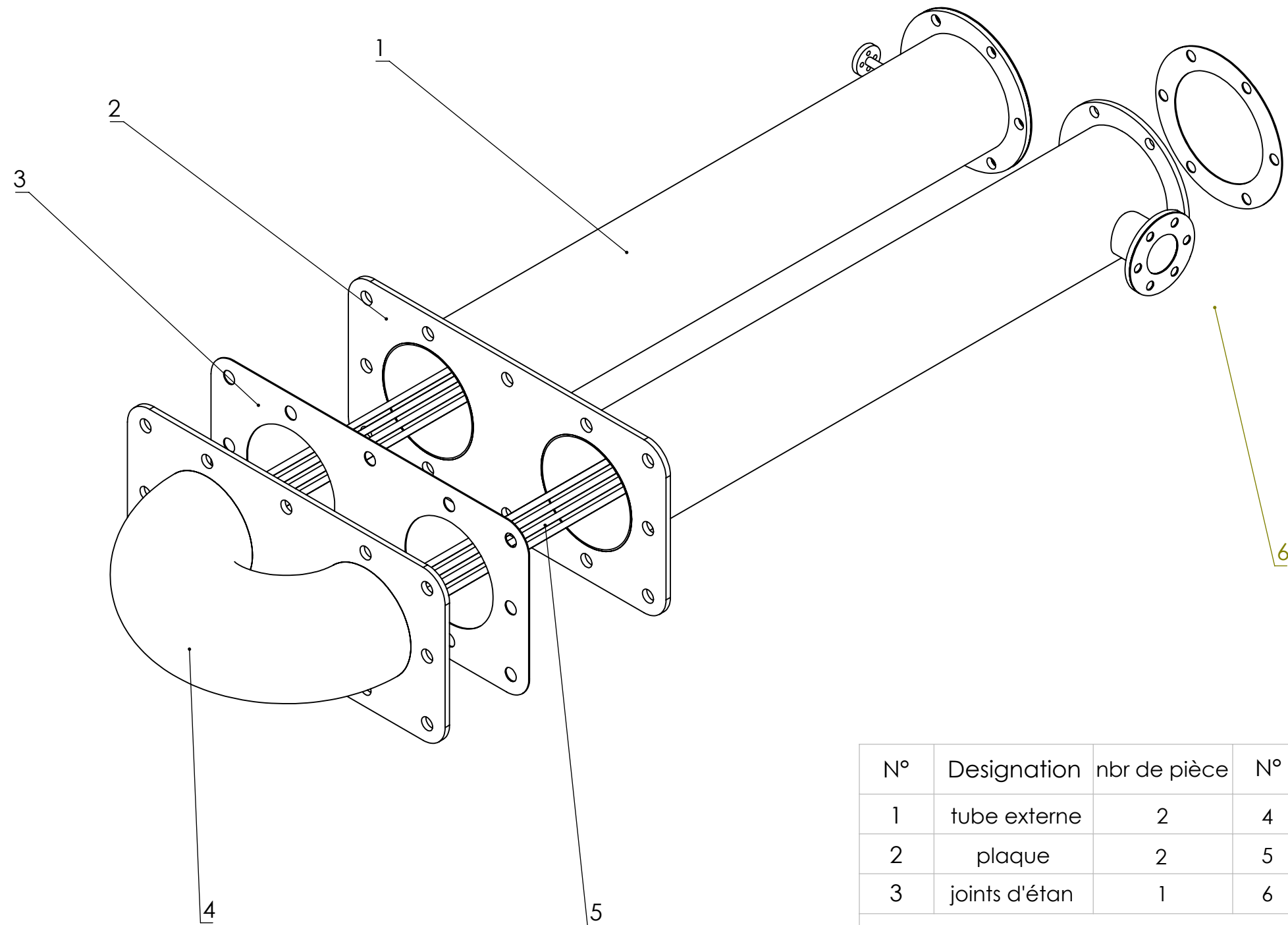
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Absorbteur	Département de Génie Mécanique
1:10				
Etudiant	A.Chergui			
Etudiant	A.Hadioui			
Enseignant	Pr A.Smaili			



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	coude générateur		3
2	coude tube interne générateur		1
3	joint tube externe et coude générateur		8
4	tube externe générateur		2
5	tube interne en U générateur		2
6	coque raccordement tube interne générateur		2
7	raccordement tube interne générateur		2
8	T générateur		2
9	collecteur vapeur		4
10	tube collecteur vapeur		1

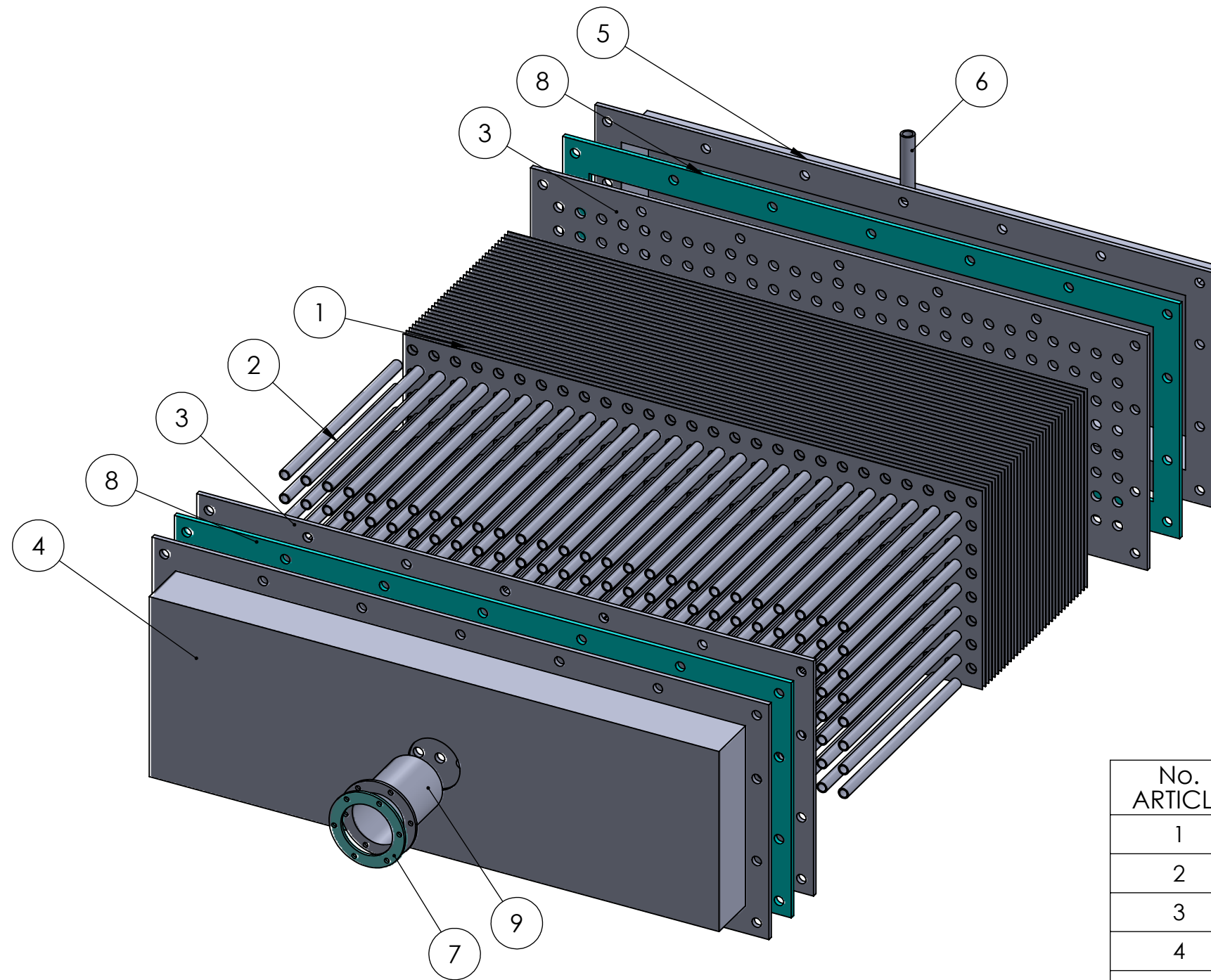
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		assemblage générateur	Département Génie Mécanique
1/20				
Etudiant 1	A.CHERGUI			
Etudiant 2	A.HADIOUI			
Encadreurs	Pr SMAILI Pr BENBRAIKA			AGENOR



N°	Designation	nbr de pièce	N°	Designation	nbr de pièce
1	tube externe	2	4	arrondi	1
2	plaque	2	5	tube interne	8
3	joints d'étan	1	6	joints de bride	4

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		hairpin	Département De Génie Mécanique
1:8				
Etudiant	A.Chergui			
Etudiant	A.Hadioui			
	Pr A.Smaili			



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	aillettes		34
2	tube interne		216
3	COLLECTEUR		2
4	collecteur 1		1
5	collecteur de sortie		1
6	tube raccordement valve		1
7	RACCORDEMENT TUBE GENERATEUR		1
8	joint entre collecteur et plaque de tube		2
9	tube raccordement générateur		1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Assemblage condenseur	Département Génie Mécanique
Etudiant 1	A.CHERGUI			
Etudiant 2	A.HADIOUI			
Encadreurs	Pr SMAILI Pr BENBRAIKA			AGENOR