



CONCEPTION D'UN SYSTEME DE PRODUCTION DE FROID PAR ABSORPTION
POUR LA REALISATION D'UN PROTOTYPE DE CHAMBRE FROIDE SOLAIRE
THERMIQUE AU MALI

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR 2IE AVEC GRADE DE
MASTER EN GENIE ELECTRIQUE ET ENERGETIQUE

Présenté et soutenu publiquement le 17/07/24 par
Agodio Josias SOUATE (20200768)

**Directeur de mémoire : Nolwenn LE PIERRES, Professeur des Universités , LabOratoire
proCédés énergiE bâtimEnt (LOCIE, Université Savoie Mont
Blanc)**

**Co-Directeur de mémoire : Kokouvi Edem N'TSOUKPOE (HDR), Maître de
Conférences CAMES, Laboratoire Energies
Renouvelables et Efficacité Energétique (LabEREE,
Institut 2iE)**

Maître de stage : Aguibou DOUCOURE, PDG de AguibouPM Consulting

Structures d'accueil interne du stage : LabEREE, Institut 2iE

Structures d'accueil externe du stage :LOCIE, Université Savoie Mont Blanc

Jury d'évaluation du stage :

Présidente : **Dr. Marie SAWADOGO**

Membres et correcteurs : **Dr. Sayon SIDIBE (Examineur)**

Dr. Gaëlle Kafira KO (Examinatrice)

Promotion [2023/2024]

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali.

DEDICACES

Je dédie ce travail à plusieurs personnes dont le soutien et l'inspiration ont été inestimables tout au long de cette aventure.

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien moral et leurs encouragements constants. Leur foi en mes capacités a été une source inépuisable de motivation.

À mon ami personnel Jaurès, pour sa compréhension et son soutien durant les moments difficiles. Son amitié a été une source de réconfort et de soutien qui m'a aidé à garder le cap.

Enfin, à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'accomplissement de ce travail, je vous exprime ma gratitude. C'est grâce à vous tous que ce projet a pu voir le jour.

Merci à tous pour votre soutien, votre encouragement et votre inspiration.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

CITATIONS

« Tout grand progrès scientifique est né d'une nouvelle audace de l'imagination .»

John Dewey

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude à l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) pour m'avoir offert l'opportunité d'étudier dans un environnement académique aussi stimulant et enrichissant.

Mes remerciements vont ensuite à mon directeur de mémoire, Monsieur Kokouvi Edem N'TSOUKPOE, pour ses précieux conseils, son soutien constant et son expertise qui ont grandement contribué à l'aboutissement de ce travail de recherche.

Je tiens également à remercier chaleureusement Monsieur Aquibou DOUCOURE, de AguibouPM Consulting, pour m'avoir accueilli au sein de son organisation et pour m'avoir permis de bénéficier de son expertise et de ses conseils précieux.

Mes remerciements vont également à mon maître de stage, Madame Nolwenn Le Pierrès, pour son encadrement attentif, ses conseils pertinents et pour m'avoir offert l'opportunité de mettre en pratique les connaissances acquises durant ma formation.

Je souhaite aussi exprimer ma profonde gratitude à Dr. Marie SAWADOGO, directrice du laboratoire LabEREE, pour son soutien et pour avoir créé un environnement de recherche propice à l'innovation et à l'excellence.

Enfin, je souhaite exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire. Leur soutien et leurs encouragements ont été inestimables.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

RESUME

L'objectif principal de cette étude consiste à élaborer un dossier complet pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali. Le prototype vise à maintenir une température de consigne de 5°C pour le stockage de pommes de terre dans un container de 66 m³, avec une masse totale de 24 tonnes de denrées et une introduction/déstockage de 8 tonnes par jour. Le besoin frigorifique du local est estimé à environ 16 kW.

Les conditions météorologiques locales comprennent une irradiation solaire moyenne de 6 kWh/m²/jour et une durée d'ensoleillement moyenne de 9 heures par jour. Les températures extérieures moyennes varient de 32°C en janvier à 41°C en avril.

Le système mis en place comprend un champ de capteurs solaires thermiques plan de 391 m² avec un rendement instantané moyen de 0,32, une machine à absorption (NH₃/H₂O) produisant une puissance de refroidissement de 42 kW avec un COP de 0,491, un ballon d'eau chaude de 2500 litres pour gérer le stockage thermique et un réservoir d'eau glacée de 3000 litres pour le stockage de la production de froid.

Le coût global du système est estimé à 133.000 €, fortement influencé par la taille du champ de capteurs solaires thermiques (77% du coût total) et par la machine à absorption (14% du coût total).

Les perspectives d'optimisation du prototype se concentrent sur la réduction du coût global en optimisant la taille du champ de capteurs solaires thermiques et en envisageant la fabrication de la machine à absorption (NH₃/H₂O), actuellement absente du marché.

Mots Clés

1 - Absorption (NH₃/H₂O)

2 - Ballon d'eau chaude

3 - Capteurs solaires thermiques

4 - Chambre froide

5 - Modélisation

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

ABSTRACT

The main objective of this study was to develop a comprehensive dossier for the realization of a solar thermal cold storage prototype in Mali. The prototype aims to maintain a set temperature of 5°C for storing potatoes in a 66m³ container, with a total mass of 24 tons of goods and an introduction/de-stocking of 8 tons per day. The cooling requirement for the room is estimated to be approximately 16 kW.

Local weather conditions include an average solar radiation of 6 kWh/m²/day and an average sunshine duration of 9 hours per day. Outdoor temperatures range from 32°C in January to 41°C in April.

The system includes a 391 m² flat solar thermal collector field with an instantaneous efficiency of 0.317, an absorption chiller (NH₃/H₂O) producing a cooling power of 42 kW with a COP of 0.491, a 2500-liter hot water tank for thermal storage management, and a 3000-liter ice water reservoir for production storage.

The total estimated cost of the system is €133,000, heavily influenced by the size of the solar thermal collector field (77% of the total cost) and the absorption chiller (14% of the total cost). Optimization prospects for the prototype focus on reducing the overall cost by optimizing the size of the solar thermal collector field and considering the fabrication of the absorption chiller (NH₃/H₂O), which is currently not available on the market.

Key words :

-
- 1 - Absorption (NH₃/H₂O)
 - 2 - Cold storage
 - 3 - Cost analysis
 - 4 - Hot water tank
 - 5 - Modeling

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

LISTE DES ABREVIATIONS

2iE : Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

COP : Coefficient de performance de la machine à absorption

P_f : Puissance frigorifique du local

Q_g : Besoin en chaleur au niveau du générateur de la machine à absorption

T_c : Température de consigne du local

T_{ex} : Température du milieu extérieur

T_g : Température du générateur

SOMMAIRE

Dédicaces.....	i
CITATIONS	ii
Remerciements	iii
Résumé.....	iv
liste des abréviations.....	vi
Sommaire.....	1
LISTE DES TABLEAUX.....	2
LISTE DES FIGURES	3
<i>I. Introduction.....</i>	<i>4</i>
<i>II. Objectifs du travail et hypothèses</i>	<i>9</i>
<i>III. Matériels et Méthodes</i>	<i>14</i>
<i>IV. Résultats et discussion.....</i>	<i>40</i>
<i>V. Conclusion- Perspectives</i>	<i>53</i>
<i>VI. Recommandations.....</i>	<i>55</i>
<i>VII. Annexes.....</i>	<i>59</i>

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I : Hypothèses générales du prédimensionnement de 2022.	10
Tableau II : Composants principaux du prédimensionnement de 2022.	11
Tableau III : Résultats des travaux (prédimensionnement 2022).....	11
Tableau IV : Nouvelles hypothèses.....	13
Tableau V : Projection dans le diagramme d'Oldham <i>HYPOTHESE1.a</i>	32
Tableau VI : Projection dans le diagramme d'Oldham <i>HYPOTHESE1.b</i>	32
Tableau VII: Projection dans le diagramme d'Oldham <i>HYPOTHESE2.a</i>	33
Tableau VIII: Projection dans le diagramme d'Oldham <i>HYPOTHESE2.b</i>	34
Tableau IX : Charge thermique du local en fonction de la masse déstockée/ stockée par jour	40
Tableau X : Contribution de chaque apport de chaleur dans la charge thermique du local.....	41
Tableau XI :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse1.a :Tex =32°C et Tévap=5°C.	41
Tableau XII:Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C	42
Tableau XIII :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse2.a :Tex =41°C et Tévap=5°C	43
Tableau XIV :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse2.b :Tex =41°C et Tévap= -5°C	43
Tableau XV : Volume du ballon d'eau-chaude dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C	44
Tableau XVI : Volume du ballon d'eau-glacée dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C	44
Tableau XVII : Volume du ballon d'eau-glacée dans l'hypothèse2.b :Tex =41°C et Tévap=- 5°C.....	45
Tableau XVIII : Capteurs solaires thermiques dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap=-5°C	45
Tableau XIX : Coût estimatifs du système.....	50

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Schéma du circuit frigorifique à absorption (prédimensionnement 2022) [12]	10
Figure 2 : Schéma global du système	14
Figure 3 : Fonctionnement du système dans l'étape 1	20
Figure 4: Fonctionnement du système dans l'étape 2	21
Figure 5: Fonctionnement du système dans l'étape 3	22
Figure 6 : Evolution de la masse et la température des denrées dans le local.....	23
Figure 7 : Echange thermique entre l'air extérieur et intérieur lors de l'ouverture de la porte du local	26
Figure 8 : Schéma de fonctionnement de la machine à absorption	29
Figure 9 : Organigramme pour déterminer les caractéristiques du couple de travail (NH ₃ /H ₂ O)	30
Figure 10 : Evolution de la température de l'eau dans le ballon d'eau glacée.....	38
Figure 11: Vue d'ensemble du système dans l'hypothèse 1.b : T _{ex} =32°C et T _{évap} = -5°C	46

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

I. INTRODUCTION

Au Mali, la problématique des pertes alimentaires, en particulier dans le secteur des fruits et légumes, demeure une préoccupation majeure. Selon les estimations de l'Organisation des Nations unies pour l'alimentation et l'agriculture (FAO), près de 40 % de ces produits sont gaspillés, accentuant ainsi les défis liés à la sécurité alimentaire [1]. Ce constat alarmant s'inscrit dans le contexte plus large des Objectifs de Développement Durable (ODD), d'autant plus que la cible 12.3 appelle à réduire de moitié le volume de déchets alimentaires par habitant d'ici à 2030, incluant les pertes tout au long des chaînes de production et d'approvisionnement [2].

Le pays, bénéficiant d'une irradiation solaire considérable avec une moyenne de 6 kWh/m²/jour et un ensoleillement quotidien moyen de 7 à 10 heures, offre un terrain propice à l'exploitation de l'énergie solaire [3]. Malgré ces avantages, la chaîne du froid reste une vulnérabilité dans le secteur agricole malien, en particulier dans la culture de la pomme de terre, bien qu'il soit aujourd'hui techniquement possible de produire du froid à partir de l'énergie solaire.

Face à ce défi, la recherche de solutions novatrices et durables s'impose comme une nécessité impérieuse. Dans cette optique, le projet SunSHine émerge comme une initiative visionnaire, cherchant à exploiter le potentiel du solaire thermique pour répondre aux exigences de conservation des ressources alimentaires. Au cœur de cette entreprise audacieuse se trouve la conception d'un système de production de froid par absorption, visant à donner naissance à un prototype révolutionnaire de chambre froide solaire.

Cette recherche s'inscrit dans un contexte où les technologies solaires thermiques peuvent être déployées pour surmonter les obstacles de la chaîne du froid, ouvrant ainsi la voie à une gestion plus efficace des produits agricoles et à une réduction significative des pertes alimentaires.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

1. Présentation générale du projet SunSHine

L'origine du projet SunSHine remonte à la nécessité impérieuse de renforcer la résilience de la chaîne du froid dans l'agriculture malienne. Ce projet a été déclenché par plusieurs évènements ou décisions à savoir:

❖ La Pénurie Alimentaire au Mali :

- En 2019, les pertes post-récoltes au Mali ont engendré un gaspillage de 1,64 million de tonnes de fruits et légumes, contribuant ainsi à une situation alarmante où 440000 personnes sont confrontées à l'insécurité alimentaire, d'après les données des Nations unies [1].

❖ L'apport de contribution aux objectifs de développement durable :

- Objectif 7 - Accès à une énergie propre pour tous : Bien que la couverture mondiale de l'accès à l'électricité ait progressé de 87 % en 2015 à 91 % en 2021, une réalité persiste : 675 millions de personnes, principalement localisées dans les pays les moins avancés (PMA) et en Afrique subsaharienne, demeurent encore exclues de cette avancée [4]. La conception du système de production de froid par absorption, alimenté par l'énergie solaire thermique, s'inscrit pleinement dans la concrétisation de l'Objectif de Développement Durable numéro 7. En fournissant une source d'énergie propre et renouvelable pour la préservation de la chaîne du froid, le projet SunSHine aspire à atténuer la dépendance persistante aux sources d'énergie traditionnelles et non durables.
- Objectif 2 - Sécurité alimentaire : Un tiers de la production alimentaire mondiale est gaspillé, tout en maintenant une réalité alarmante : 821 millions de personnes endurent la sous-alimentation persistante [5]. La création de la chambre froide solaire thermique, fruit de cette innovation, revêt un rôle vital dans la préservation de la chaîne alimentaire. En minimisant les pertes post-récoltes grâce à une gestion optimale de la température, le projet contribue de manière significative à la réalisation de l'Objectif de Développement Durable numéro 2 en favorisant une utilisation efficace des ressources alimentaires et en renforçant la sécurité alimentaire.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- Objectif 13 - Lutte contre le réchauffement climatique : Le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) souligne l'impératif de réaliser des réductions significatives, rapides et durables des émissions de gaz à effet de serre dans tous les secteurs, dès à présent et tout au long de la décennie. Afin de maintenir le réchauffement planétaire à 1,5°C au-dessus des niveaux préindustriels, il est essentiel que les émissions connaissent une diminution substantielle, avec une réduction d'environ la moitié d'ici à 2030 [6]. Le projet SunSHine, en utilisant un fluide frigorigène non nocif pour l'environnement pour la production de froid, participe activement à la lutte contre le réchauffement climatique (ODD 13). En réduisant l'empreinte carbone associée aux systèmes de réfrigération traditionnels, cette innovation promeut la durabilité environnementale en limitant les émissions de gaz à effet de serre.

Les événements et décisions évoqués précédemment représentent des jalons importants qui ont caractérisé l'initiative de ce projet. Ils ont ainsi tracé une trajectoire axée sur l'innovation et la responsabilité environnementale. Les aspirations à long terme du projet SunSHine transcendent les limites d'une simple initiative technologique. Ils s'inscrivent dans une vision holistique qui embrasse la promotion de l'énergie solaire, la sécurité alimentaire et l'atténuation des défis environnementaux au Mali. Ces objectifs confèrent au projet une portée stratégique et un potentiel transformateur.

2. Importance du Prototype dans le Contexte Malien

En Afrique occidentale francophone, le Mali est le principal producteur de pommes de terre. En 2007, le pays a enregistré une production totale de 114 .478 tonnes de pommes de terre [7]. Selon Monsieur Abdoul Karim Sanogo, président de l'Interprofession de la filière pomme de terre au Mali (IPTM), la production annuelle de pommes de terre, atteignant 350 .000 tonnes, contribue de manière significative à la sécurité alimentaire et nutritionnelle du Mali. Cette activité génère également des emplois, engageant plus de 2 .000 .000 de personnes, jeunes hommes et femmes confondus. Le besoin national en pommes de terre est estimé à 500 000 tonnes par an. La vision pour l'horizon 2026 est de produire 1 million de tonnes pour répondre à la consommation nationale, comme expliqué par Monsieur Sanogo lors de la cérémonie de remise officielle de la Stratégie nationale de développement de la filière pomme de terre au Mali, le jeudi 8 juillet 2021.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Cependant, il a également souligné les défis majeurs auxquels la filière est confrontée, notamment l'insuffisance d'infrastructures de stockage en chambres froides ou semi-modernes en milieu rural [8]. Cette réalité est présente au Mali, tout comme dans la plupart des pays d'Afrique, où le principal obstacle réside dans le manque de solutions de réfrigération à grande échelle à prix abordables pour les exploitations agricoles et les marchés locaux [9]. Cette lacune constitue un défi considérable en entravant la capacité des acteurs du secteur agricole à bénéficier de moyens efficaces et économiques pour conserver leurs produits de manière appropriée, limitant ainsi la réduction des pertes post-récoltes et entravant l'amélioration de la durée de conservation des denrées alimentaires. Deux problèmes majeurs expliquent cette lacune fondamentale :

- **Les réseaux électriques ne peuvent pas garantir une alimentation continue et fiable, surtout dans les zones rurales africaines où ils sont souvent inexistantes ou peu fiables [9].** Ainsi, les solutions de réfrigération doivent dépendre d'autres sources d'énergie, telles que l'énergie solaire ou éolienne, qui, bien que plus coûteuses, peuvent être des alternatives viables.
- **Le coût élevé de l'équipement représente un obstacle pour les agriculteurs moyens qui ont du mal à accéder à la plupart des équipements frigorifiques disponibles sur le marché [9].**

Cependant, en considérant un prix de vente minimum de 600 F CFA/kg, le chiffre d'affaires de la filière pourrait être estimé à un peu moins de 300 milliards de F CFA par an, en partant du postulat que la consommation nationale de pommes de terre atteint 500.000 tonnes par an. Ainsi, la filière "pomme de terre" au Mali revêt une importance économique significative.

Face à ces défis, le projet SunSHine propose une solution innovante qui repose exclusivement sur l'énergie solaire. Les caractéristiques clés de cette solution sont les suivantes :

- ✓ Un grand volume de stockage (plus de 1000 m³) maintenu à une température de 4°C avec une humidité de 95 %, ventilé.
- ✓ Fonctionnement continu 24h/24 sur toute l'année.
- ✓ Non nocif pour l'homme et l'environnement.
- ✓ Coût compatible avec le niveau de vie en Afrique subsaharienne.
- ✓ Robuste .
- ✓ Entièrement fabricable et maintenable sur place.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- ✓ Prix et disponibilité des matières premières du système.

Ce stage, en tant qu'élément essentiel de cette initiative, offre une opportunité exceptionnelle de contribuer activement à la concrétisation de ces objectifs ambitieux.

3. Contexte du stage

Le stage dans le cadre du projet SunSHine s'est déroulé principalement au sein du LabEREE (Laboratoire Energie Renouvelables et Efficacité Energétique), situé à l'Institut 2iE à Kamboinsé, au Burkina Faso. Ce laboratoire a pour objectif de développer des solutions innovantes adaptées aux besoins énergétiques des pays africains, en se concentrant sur les énergies renouvelables et l'optimisation des systèmes de production d'énergie. Il cherche également à trouver des solutions optimales en matière d'intégration énergétique pour valoriser efficacement les ressources localement disponibles [10]. Pendant ce stage, le LabEREE a fourni le cadre de travail ainsi qu'un encadrement technique et professionnel interne.

En parallèle, le LOCIE (Laboratoire procédés énergie bâtiment) à l'Université Savoie Mont Blanc, Bourget du Lac, en France, a également contribué à l'encadrement technique et professionnel. Ce laboratoire se consacre aux aspects énergétiques et à leur intégration dans les bâtiments, qu'ils soient neufs ou existants. Il se concentre sur les systèmes innovants pour la production, le transport et le stockage de l'énergie, ainsi que sur la durabilité énergétique, environnementale, structurale, économique et sociale des bâtiments [11].

AguibouPM Consulting, située à Toulouse, a joué un rôle crucial en tant qu'entreprise responsable du projet SunSHine. Elle a défini les ambitions et les objectifs globaux du projet. La période de stage s'étendait de janvier 2024 à juin 2024.

Ce stage s'inscrit dans la continuité d'une étude de prédimensionnement réalisée en 2022 [12]. Il offre l'opportunité de concrétiser les ambitions du projet SunSHine en élaborant un dossier détaillé, couvrant les aspects techniques (calculs, composants, modélisation) et économiques, en vue de la création d'un prototype de chambre froide solaire thermique.

II. OBJECTIFS DU TRAVAIL ET HYPOTHESES

1. Objectifs spécifiques du travail

L'objectif principal de ce stage, comme énoncé précédemment, est de créer un dossier complet pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique. Pour atteindre cet objectif, plusieurs objectifs spécifiques ont été définis :

- ✚ **Sélection des composants** : Identifier et choisir les composants pour la construction du prototype.
- ✚ **Schéma global du prototype** : Concevoir un schéma détaillé du prototype, incluant toutes les parties essentielles et leur interconnexion pour assurer une fonctionnalité optimale.
- ✚ **Définition du mode opératoire pour la partie contrôle du système** : Élaborer des procédures précises pour le contrôle et la régulation du système, garantissant ainsi une performance efficace et stable.
- ✚ **Dimensionnement complet** : Réaliser un dimensionnement détaillé des éléments principaux du système.
- ✚ **Coûts estimatifs du système** : Etablir une estimation des coûts associés à la réalisation du prototype.

Ces objectifs spécifiques sont essentiels pour assurer la réussite du projet SunSHine,

2. Revue du dimensionnement de 2022 (Analyse critique du précédent travail)

En 2022, les premières activités du projet SunSHine ont été menées au LOCIE [11], se concentrant principalement sur le prédimensionnement des composants du prototype. Ci-dessous le schéma global du système :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

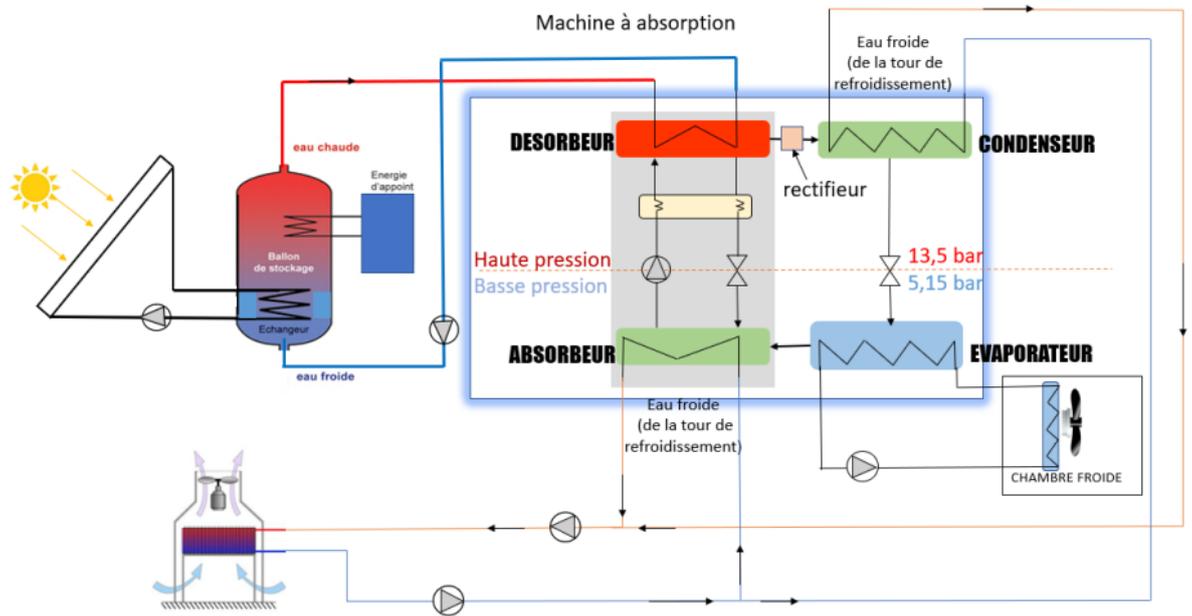


Figure 1 : Schéma du circuit frigorifique à absorption (prédimensionnement 2022) [12]

2.1. Présentation des hypothèses générales du travail de 2022

Les hypothèses adoptées lors du prédimensionnement sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau I : Hypothèses générales du prédimensionnement de 2022.

Type de stockage	Stockage courte durée (stockage des marchandises juste le temps de les écouler)
Volume intérieur du local [m ³]	66,54
Type de denrée entreposée	Pomme de terre
Masse totale de denrée dans le local [kg]	24.000
Masse de denrée introduite par jour [kg]	1000
COP de la machine	0,8
Température de consigne dans le local [°C]	10
Température du milieu extérieur [°C]	38

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

2.2. Principaux composants du système

Les composants principaux qui ont été considérés au cours de ce travail sont :

Tableau II : Composants principaux du prédimensionnement de 2022.

Composants	Rôle
Capteurs solaires thermiques	Produire la chaleur nécessaire au fonctionnement de la machine
Ballon d'eau-chaude	Assurer la continuité de production de chaleur pour la machine
Machine à absorption (NH ₃ /H ₂ O)	Produire le froid nécessaire dans le local
Tour de refroidissement (tour sèche)	Refroidir le condenseur et l'absorbeur
Local (container)	Lieu de stockage des pommes de terre
Appoint d'énergie	Source secondaire de production de chaleur au besoin

2.3. Résultats principaux obtenus en 2022

Les résultats obtenus lors de ses activités sont les suivants :

Tableau III : Résultats des travaux (prédimensionnement 2022)

Puissance frigorifique : P _f [kW]	6,9
Volume du ballon de stockage[m³]	12,15
Surface du champ de captage[m ²]	50

2.4. Commentaires

Le volume du ballon de stockage constitue le principal facteur limitant de l'ensemble du système. En effet, avec un volume de 12 m³, ce ballon est difficile à trouver sur le marché. Pour des raisons d'espace, un ballon de cette taille serait très encombrant. De plus, son coût d'achat est élevé, sachant qu'un ballon d'eau chaude solaire de 5 m³ coûte environ 12. 000 € [13]. En raison de ces contraintes, il a été nécessaire de reconsidérer le modèle proposé et d'opter pour une nouvelle stratégie.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

3. Nouvelles hypothèses/orientations pour les nouvelles activités du présent stage

Afin d'améliorer le modèle précédent, les hypothèses suivantes ont été admises dans le cadre de ce stage :

Type de stockage

Le choix a été porté sur deux types de stockage :

- **Stockage de gestion** : Il consiste en l'utilisation d'un ballon d'eau chaude sollicité pendant une courte période (temps nuageux, faible rayonnement solaire). Ce réservoir permet d'assurer l'inertie du système afin d'éviter les arrêts et démarrages répétés de la machine à absorption. La durée de sollicitation du ballon étant courte, sa taille est fortement réduite.
- **Stockage de production** : Un second ballon est utilisé pour stocker de la glace. La glace est utilisée la nuit afin d'assurer la production de froid dans le local. Ce type de stockage met en jeu la chaleur latente, ce qui réduit significativement la taille du bac à glace.

Mode de refroidissement de l'absorbeur et du condenseur

Pour ces nouvelles activités, il a été décidé d'opter pour un refroidissement à l'air ambiant du condenseur et de l'absorbeur, en remplacement des tours de refroidissement sèches ou humides. Cette décision vise à simplifier la configuration du système et à réduire les coûts. Les tours sèches peuvent être volumineuses et coûteuses à faire fonctionner en raison de leur consommation d'énergie pour la ventilation. En revanche, les tours humides, bien que plus compactes, nécessitent une gestion continue de l'eau pour éviter la prolifération bactérienne, comme la légionellose.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Autres considérations

Tableau IV : Nouvelles hypothèses

Type de stockage	Stockage courte durée	
Volume intérieur du local [m ³]	66	
Type de denrée entreposée	Pomme de terre	
Masse totale de denrée dans le local [kg]	24.000	
Masse de denrée introduite par jour [kg]	8000	
COP de la machine	Déterminé par la modélisation de la machine	
Température de consigne dans le local [°C]	5 : car plus propice pour l'entreposage des pommes de terre[14]	
Température du milieu extérieur [°C]	32 : plus basse température moyenne de la localité [15]	41 : température moyenne la plus élevée de la région[15]

Ces modifications visent à rendre le système plus efficace, moins encombrant et plus adapté aux conditions locales. Les températures extérieures, ont été définies à partir des données météorologiques du Mali (**Annexe1**).

Remarque : Sélection de la température de consigne dans le local (Annexe7).

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

fonctionnent grâce à un processus où le fluide, chauffé dans un capteur solaire, monte naturellement vers un réservoir de stockage plus élevé en raison de la différence de densité thermique [16]. Ce type de système peut imposer des contraintes structurelles en raison du poids important du réservoir d'eau chaude nécessaire pour la toiture [17].

Les éléments principaux du Bloc 1 sont :

- **Fluide caloporteur :**

Le fluide caloporteur choisi pour le Bloc 1 est l'eau, en raison de ses caractéristiques thermiques supérieures : elle possède une capacité thermique élevée, étant 1,2 fois plus élevée que l'eau glycolée à 46 %, ainsi qu'une conductivité thermique supérieure, étant 1,5 fois plus élevée que celle de l'eau glycolée à 46 %. De plus, l'eau présente une faible viscosité, environ 3,5 fois inférieure à celle de l'eau glycolée à 46 % [18]. Dans la région du Sahel, où il n'y a pas de risque de gel, l'utilisation d'eau glycolée a été exclue.

- **Capteurs solaires thermiques (1) :** Convertissent le rayonnement solaire en chaleur pour le fluide caloporteur.

- **Sondes de capteur de température :** Une sonde (2) mesure la température au niveau des capteurs solaires et l'autre (14) mesure la température au fond du ballon d'eau-chaude. Elles fournissent des informations au système de régulation pour ajuster le fonctionnement de certains composants tels que la pompe, les vannes, etc.

- **Purgeur d'air (3) :** Pour évacuer l'air présent dans le circuit. En présence d'air, l'eau circulant dans les circuits de chauffage peut entraîner l'oxydation (formation de rouille) des composants métalliques [19]. La présence d'air rend aussi difficile la circulation d'eau dans les canalisations.

- **Kit hydraulique (A) :** Sous bloc regroupant l'ensemble des composants hydrauliques nécessaires au raccordement des capteurs solaires au ballon d'eau-chaude. Ce Kit est composé de :

- **Débitmètre (4) :** Mesurer le débit du fluide caloporteur dans le circuit primaire solaire.

- **Vase d'expansion (5) :** Le vase d'expansion est utilisé pour compenser les variations de volume du fluide caloporteur dans le circuit hydraulique en raison des changements de température. Il absorbe donc l'expansion du fluide (résultant de sa dilatation) lorsque la température augmente et le libère lorsque la

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

température diminue, maintenant ainsi une pression équilibrée dans le système [20].

- **Soupape de sécurité (6)** : La soupape de sécurité prévient les dépassements de pression maximale de service en évacuant les éventuelles surpressions. Elle est tarée à une pression inférieure à la pression maximale de service, généralement à 6 bars pour les installations sous pression [21].
- **Vanne d'isolement (7)** : Isoler certaines branches du circuit en cas de maintenance [20].
- **Thermomètres (8)** : Installé sur les canalisations chaudes et froides pour visualiser les températures du circuit.
- **Clapet anti-retour (9)** : Pour prévenir la formation d'un contre-courant de thermocirculation qui pourrait décharger le ballon de stockage de sa chaleur accumulée [20].
- **Circulateur (10)** : Assurer la circulation du caloporteur dans le circuit.
- **Régulateur (11)** : Gérer le démarrage et l'arrêt du circulateur.
- **Vanne de ventilation (12)** : Purger l'air du liquide qui circule à travers le ballon[22].
- **Vanne à boisseau sphérique (33)** : Faciliter le remplissage et la vidange du circuit [22].
- **Manomètre (34)** : Mesurer la pression dans le circuit.
- **Echangeur de chaleur externe (13)** : Généralement, pour les grands systèmes solaires (au-delà de 30 m² de capteurs), des échangeurs de chaleur externes sont fréquemment utilisés en raison des importantes puissances impliquées [20].
- **Ballon d'eau-chaude (B)** : Assurer le stockage de gestion de l'eau chaude pour l'alimentation en chaleur du générateur de la machine à absorption.
- **Appoint d'énergie (C)** : Fournir une source d'énergie complémentaire afin de répondre à tous les besoins en chaleur de la machine via le réservoir d'eau chaude.

Bloc 2 : Machine à absorption (NH₃/H₂O)

Le Bloc 2 porte sur la machine à absorption utilisant le couple ammoniac/eau (NH₃/H₂O), un composant essentiel pour la production de froid dans notre système de chambre froide solaire thermique.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Principe de fonctionnement :

Le phénomène d'absorption implique la dissolution d'un gaz dans un liquide, les deux fluides ayant une forte affinité, pour former une solution [23]. Les machines frigorifiques à absorption liquide exploitent la capacité de certains liquides à absorber (réaction exothermique) et à désorber (réaction endothermique) une vapeur. La solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression [24]. Ces machines utilisent donc un mélange binaire comme fluide de travail, où l'un des composants est nettement plus volatil que l'autre et sert de fluide frigorigène [24]. Deux couples de fluides sont principalement utilisés :

- Eau et Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$), où l'eau est le fluide frigorigène.
- Ammoniac et Eau (NH_3/H_2O), où l'ammoniac est le fluide frigorigène.

Pour ce projet, le couple Ammoniac et Eau a été choisi car il permet de produire du froid à des températures inférieures à zéro degré Celsius [25], ce qui est utile pour la production de glace dans le réservoir d'eau glacée. En revanche, le couple Eau et Bromure de Lithium est plus adapté à la climatisation [26].

Ces machines fonctionnent avec trois sources de chaleur [25] :

- Une source chaude fournissant la quantité de chaleur nécessaire au générateur de la machine via des capteurs solaires thermiques.
- Une source moyenne, qui peut être l'ambiance ou une tour de refroidissement, servant au refroidissement du condenseur et de l'absorbeur.
- Une source froide constituée par le milieu à refroidir.

Le fonctionnement de la machine à absorption (NH_3/H_2O) se déroule en plusieurs étapes simultanées [27] :

- Évaporation : Le réfrigérant (ammoniac) s'évapore à basse pression et basse température, absorbant la chaleur de l'environnement à refroidir.
- Absorption : La vapeur de réfrigérant est absorbée par un liquide absorbant (eau), formant une solution.
- Pompage : La solution est pompée à une pression plus élevée.
- Désorption : La solution est chauffée pour libérer le réfrigérant.
- Condensation : Le réfrigérant libéré est condensé pour passer de l'état de vapeur à l'état liquide, prêt à recommencer le cycle.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Intérêt d'utiliser une machine à absorption

Le choix d'utiliser une machine à absorption dans le Sahel repose sur deux raisons principales:

1. **Disponibilité d'un fort potentiel solaire** : Le Sahel dispose du meilleur ensoleillement au monde, avec un potentiel d'énergie solaire s'élevant à environ 13,9 milliards de GWh/an. Cela représente une ressource immense par rapport à la consommation mondiale d'électricité de 20 millions de GWh/an en 2016 [28]. Ce potentiel est un véritable atout, car les pics de besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire [27]. Les systèmes à absorption peuvent utiliser cette énergie solaire pour produire du froid, exploitant ainsi cette ressource abondante et gratuite.
2. **Réduction de la charge sur le réseau électrique** : Dans l'ensemble des pays du G5 Sahel (Burkina Faso, Mali, Mauritanie, Niger, Tchad), le taux d'électrification est de seulement 26%, soit trois fois inférieur à la moyenne mondiale et deux fois inférieur à la moyenne des pays d'Afrique subsaharienne [29]. Les systèmes de climatisation traditionnels, grands consommateurs d'énergie électrique, peuvent surcharger ces réseaux fragiles, notamment en été [27]. En utilisant des machines à absorption, qui peuvent fonctionner directement à partir de la chaleur solaire, on réduit la demande sur le réseau électrique existant.

En résumé, utiliser une telle technologie dans le Sahel représente une solution appropriée pour répondre aux besoins croissants en climatisation tout en exploitant efficacement le potentiel solaire abondant de la région et en réduisant la pression sur les infrastructures électriques existantes.

Dans le schéma global proposé, les détails concernant la machine à absorption sont :

- **Le désorbeur (18)** : Pour la désorption de la solution binaire riche en ammoniac.
- **Le rectifieur** : Pour le traitement du gaz désorbé avant son introduction dans le condenseur [27]. Dans le schéma proposé, le rectifieur est composé d'un **rebouilleur (17)** et d'une **colonne de rectification (16)**. La colonne de rectification constitue le cœur d'une unité de rectification, jouant un rôle crucial dans l'optimisation du contact entre la vapeur ascendante et le liquide descendant, tout en maintenant une pression uniforme. Elle est composée de plateaux ou de garnissages qui dispersent les deux

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

phases et facilitent une surface d'échange efficace. Le rebouilleur, quant à lui, est utilisé pour vaporiser partiellement les fonds de la colonne de distillation, générant ainsi la phase vapeur nécessaire pour le fractionnement dans la section de rectification [30].

- **Le condenseur (24)** : Pour condenser la vapeur d'ammoniac à haute pression et haute température.
- **Le détenteur (25)** : Permettre le passage de la haute pression à la basse pression de l'ammoniac liquide.
- **L'évaporateur (28)** : Vaporiser le réfrigérant liquide à basse pression et presque à la température de l'air du local.
- **L'évaporateur (30)** : Vaporiser le réfrigérant liquide à basse pression et presque à la température de l'eau du bac à glace.
- **L'absorbeur (27)** : Absorber la vapeur du réfrigérant dans l'eau à la sortie de l'évaporateur.
- **Détendeur (20)** : Assurer la détente de la solution concentrée avant son entrée dans l'absorbeur.
- **La pompe (21)** : Faire circuler la solution diluée (riche en ammoniac) de l'absorbeur au désorbeur.
- **Echangeur de chaleur (19)** : Préchauffer la solution diluée par la solution concentrée afin d'améliorer le rendement de la machine.

Bloc 3 : Le local (E)

Un container a été choisi comme local pour l'entreposage des denrées alimentaires. A l'intérieur, on trouve :

- **Les pommes de terre (G)**.
- **Le ballon de glace (F)**, équipé de deux échangeurs de chaleur : l'un utilisé pour la **production de glace (30)** et l'autre (31) pour la décongélation de cette glace.
- **L'évaporateur (28)** : Utilisé pour la production de froid pendant le fonctionnement de la machine.
- **L'échangeur à eau glacée (29)** : Utilisé pour la production de froid dans la chambre froide durant la nuit.
- **Une vanne trois voies (27)** : Permettant de commuter l'alimentation en réfrigérant liquide entre l'évaporateur (28) et l'échangeur (30).

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

3. Fonctionnement du système

Cette section décrit le fonctionnement détaillé du système de réfrigération et de stockage dans le local (E).

De l'aube au crépuscule :

Étape 1 : Dès le lever du soleil, les capteurs solaires chauffent le fluide caloporteur, permettant de produire du froid directement destiné à la chambre contenant les denrées via l'évaporateur (28), afin d'atteindre la température de consigne. Cette situation est illustrée dans la figure ci-dessous :

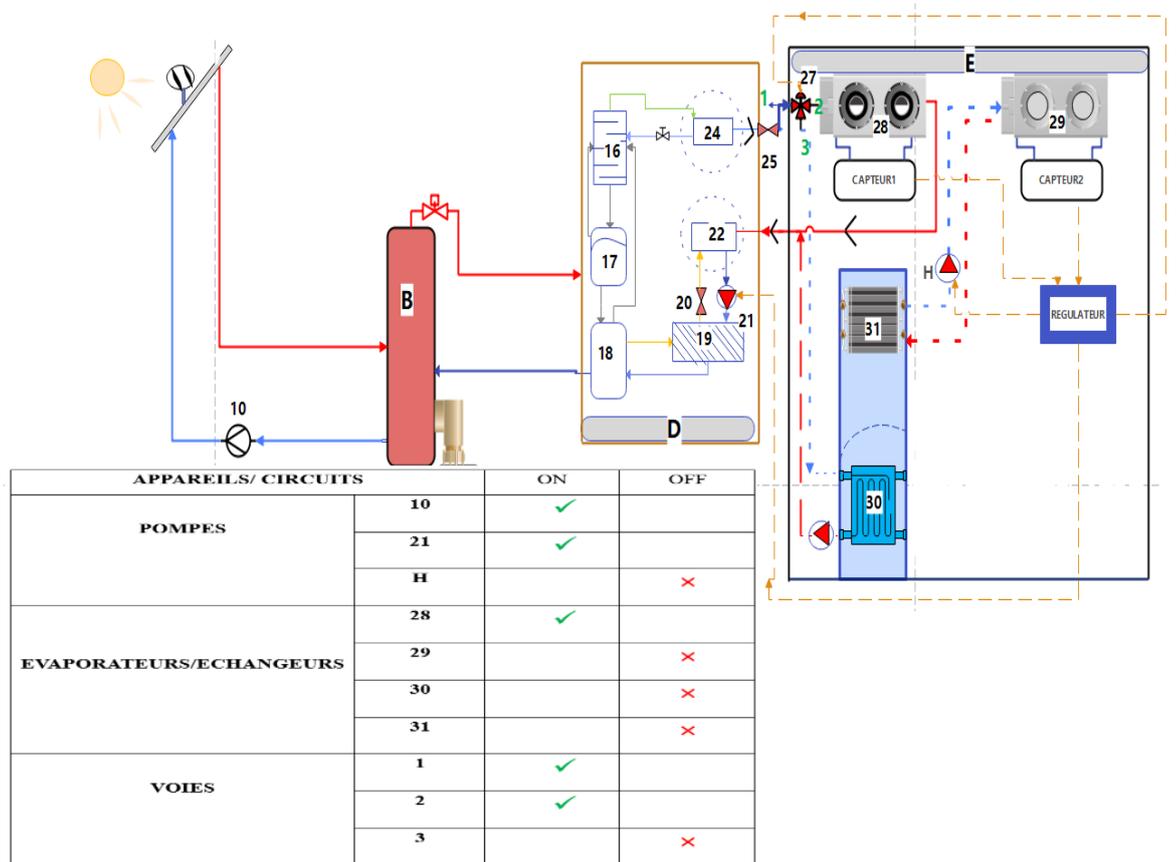


Figure 3 : Fonctionnement du système dans l'étape 1

Étape 2 : Si la température de la chambre descend en dessous d'un certain seuil (par exemple, 2°C par rapport à la consigne de 5°C pour les pommes de terre), la vanne (27) commute vers l'échangeur (29) pour produire de la glace à -5°C au fond du bac, initiant le mode stockage de froid. Cette configuration est montrée dans la figure suivante :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

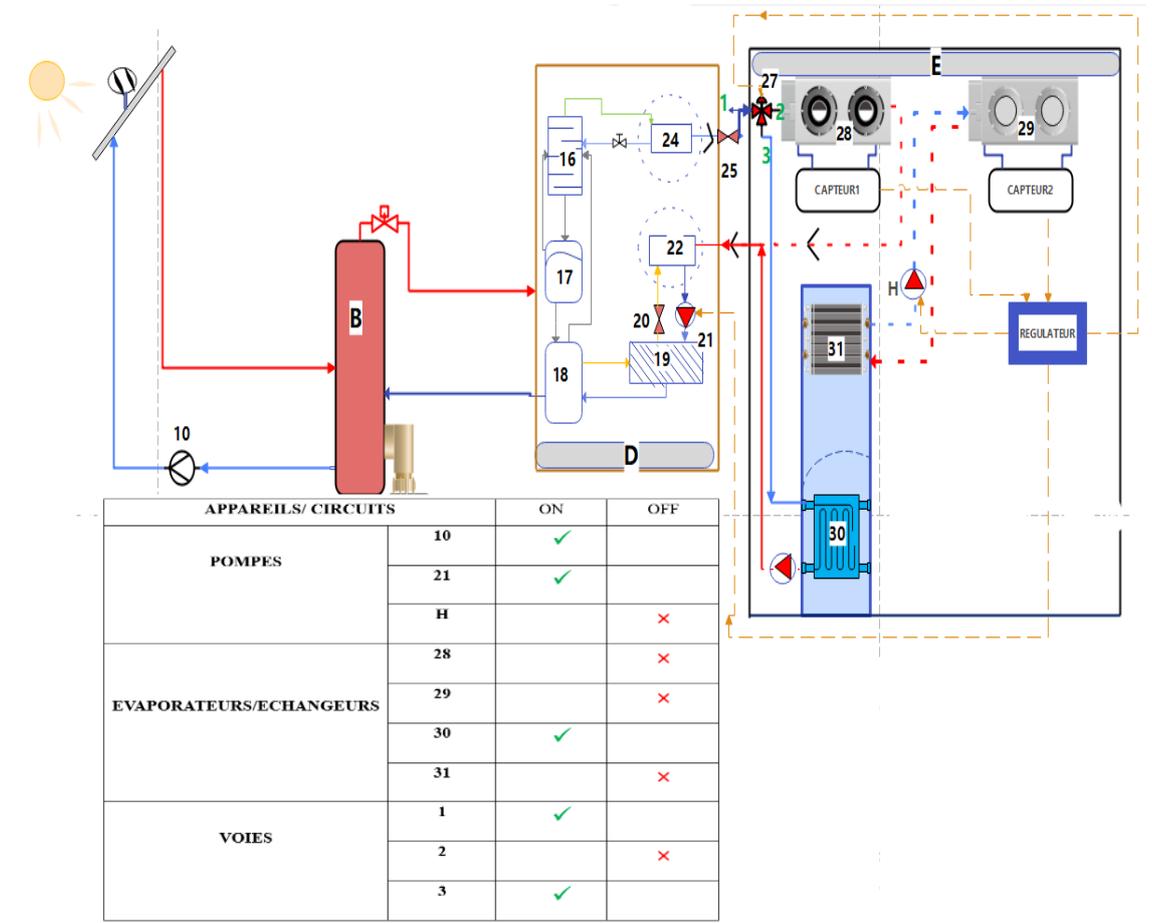


Figure 4: Fonctionnement du système dans l'étape 2

Si la température de la chambre froide dépasse la consigne de plus de 3°C (par exemple, 8°C pour une consigne de 5°C pour les pommes de terre), la vanne (27) commute de nouveau vers l'évaporateur (28) de la chambre pour faire redescendre la température vers la consigne. Ce processus est maintenu jusqu'à ce que la température redescende à 2°C, puis retourne à l'étape 2.

La nuit :

Étape 3 : On active le circuit de refroidissement interne de la chambre, reliant l'échangeur (31) situé en haut du bac de glace à l'échangeur (29) (l'échangeur du ventilateur-convecteur) à l'intérieur de la chambre. La température du ventilateur-convecteur est réglée en mode ON/OFF en fonction de la consigne (par exemple, 5°C ± 2°C pour les pommes de terre). Ce fonctionnement est détaillé dans la figure suivante :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

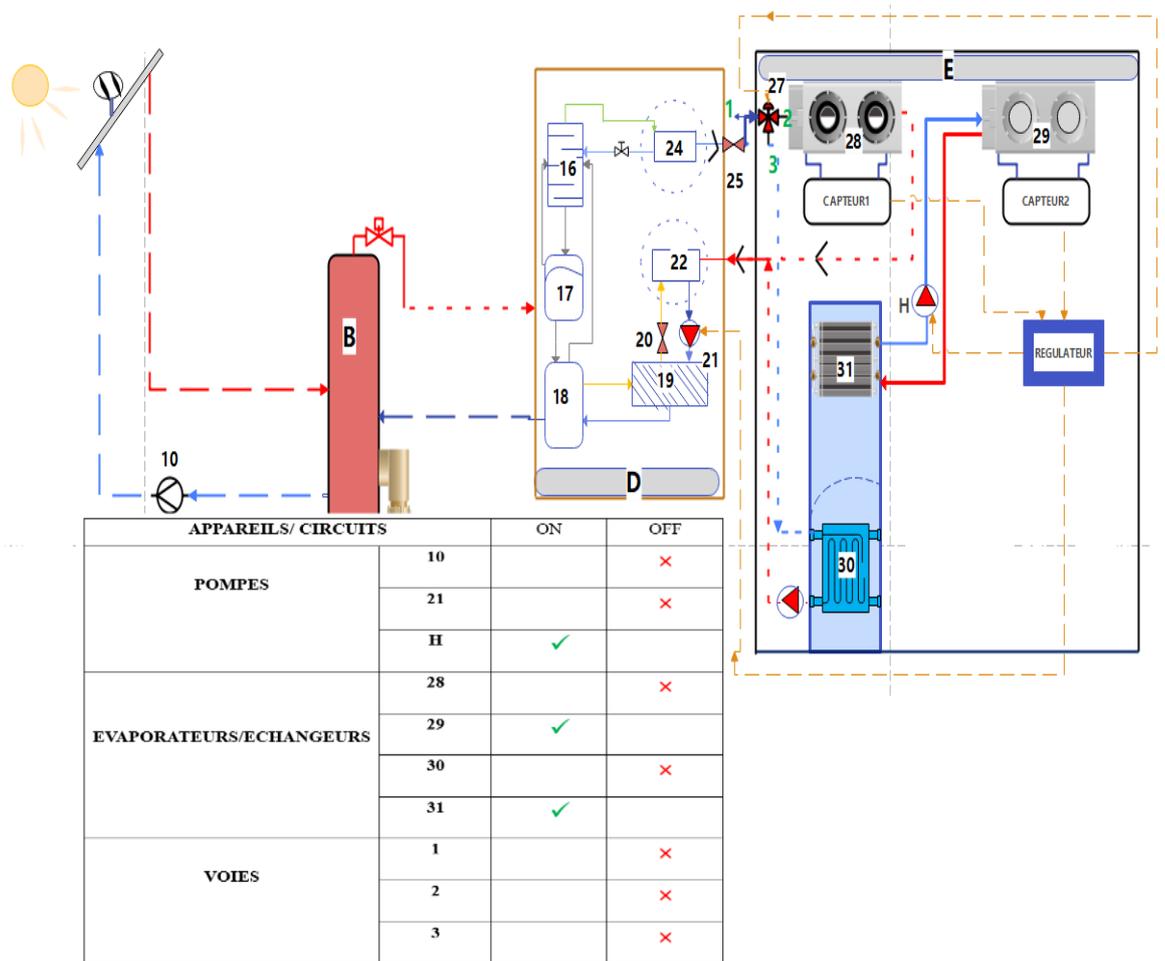


Figure 5: Fonctionnement du système dans l'étape 3

4. Dimensionnement global du système

Dans cette section, nous nous concentrerons sur le dimensionnement des principaux composants du système. Cela inclut la détermination de la charge thermique du local, les caractéristiques thermiques et les performances de la machine à absorption, le volume du ballon d'eau chaude et du bac à glace, ainsi que la taille du système de capteurs solaires thermiques.

4.1. Charge thermique du local

Dans cette section, nous déterminerons la charge thermique du local. Cette étape est essentielle pour dimensionner correctement les composants du système de réfrigération. La charge thermique englobe la chaleur qui doit être extraite pour maintenir la température intérieure souhaitée, prenant en compte divers facteurs tels que les gains de chaleur internes et externes, y compris les apports solaires, les charges dues aux équipements, et les infiltrations d'air.

❖ Apport de chaleur par respiration des pommes de terre

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

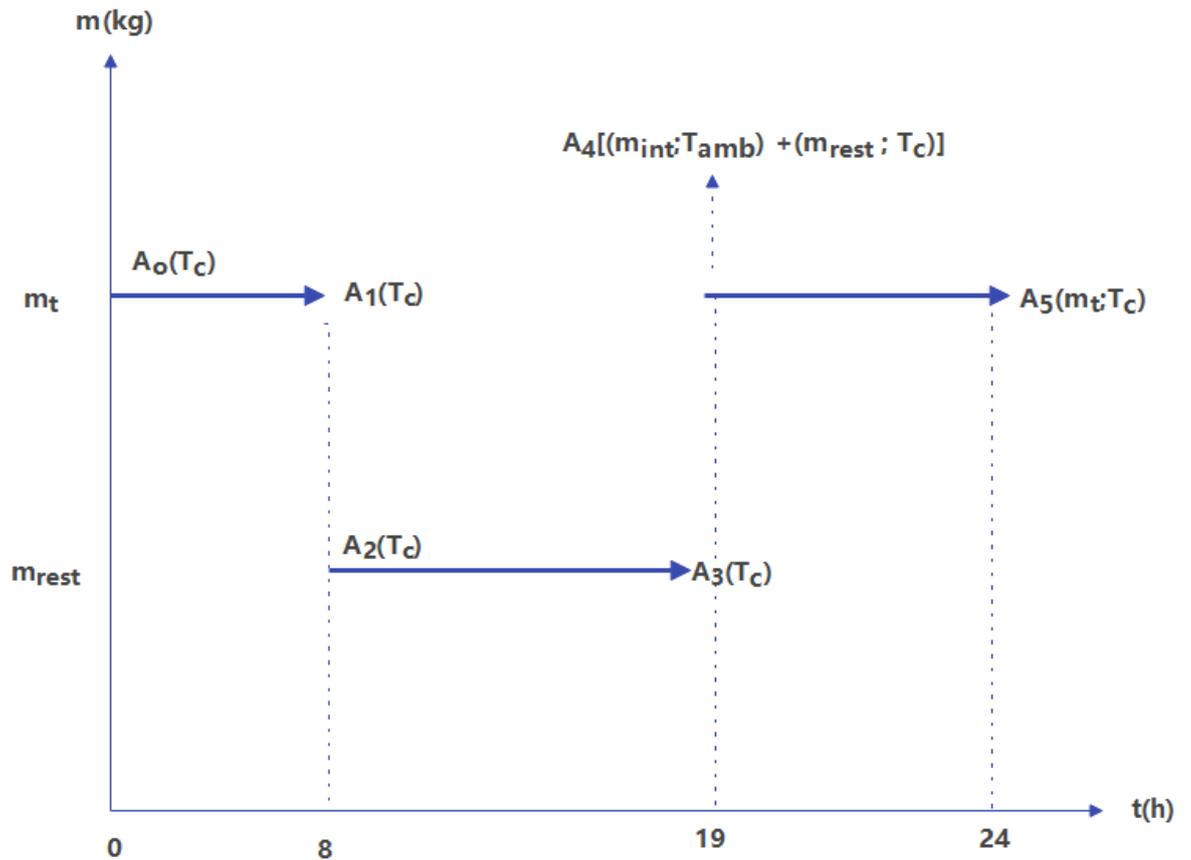


Figure 6 : Evolution de la masse et la température des denrées dans le local

A l'état initial, les pommes de terre dans le container ont une masse totale m_t et sont à la température de consigne T_c (Figure 6) : c'est l'état A_0 . C'est le début du régime établi qui fait suite à un régime de mise en service qui a duré trois (03) jours. Toute la nuit les marchandises sont entreposées à température et masse supposée constante. On est donc dans l'état A_1 . A partir de 08h00, les commerçants viennent récupérer les pommes de terre. Alors commence le déstockage où 8 tonnes de la contenance initiale de la chambre froide est évacuée par le personnel. L'état correspondant sur le graphique est donc A_2 . Fin de de déstockage, les portes de l'entrepôt sont fermées ; le reste des marchandises à l'intérieur de la chambre froide évolue à masse et température constante avec rejet de chaleur par respiration : on se situe donc dans l'état A_3 . Il est 19h00, les commerçants font alors leur retour sur le site d'entreposage. Ils portent avec eux certaines pommes de terre non vendues et de nouvelles pommes de terre qu'ils peuvent également stocker. On ouvre pour une seconde fois les portes, et l'on injecte ces pommes à l'intérieur de la chambre froide : c'est l'état A_4 . Le mélange des pommes de terre, évolue alors jusqu'à l'état A_5 . L'ensemble atteint la température T_c de consigne.

$$Q_{res} = m \times q_{res} \times \Delta t \quad [12] \quad (1)$$

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- Q_{res} [kWh] : chaleur dégagée par respiration des denrées
- m [kg] : masse de pomme de terre
- q_{res} [kJ/kg.h] : chaleur massique de respiration de la pomme de terre
- Δt [h] : temps mis par les denrées dans le local.

❖ **Apport de chaleur par variation de température**

$$Q_{de} = \frac{m \times C \times \Delta T}{3600} \quad [12] \quad (2)$$

- Q_{de} [kWh] : chaleur dégagée par variation de température
- C [kJ/kg.K] : capacité thermique de la pomme de terre (sans congélation)
- ΔT [K] : variation de température

❖ **Apport de chaleur par renouvellement d'air (hors ouverture des portes)**

$$Q_{re} = \frac{n \times V \times \rho_{aex} \times (h_{ex} - h_c)}{3600} \quad [12] \quad (3)$$

- Q_{re} [kWh] : chaleur dégagée par renouvellement d'air
- V [m³] : volume intérieur de la chambre froide
- $n = 70 \times (V)^{-0,5}$: taux de renouvellement d'air (4)
- h_{ex} [kJ/kg]= $f(T_{ex}; \phi_{ex})$: enthalpie massique de l'air à la température extérieur T_{ex} [°C] et une humidité relative ϕ_{ex} [%]
- h_c [kJ/kg]= $f(T_c; \phi_c)$: enthalpie massique de l'air à la température intérieur du local T_c [°C] et une humidité relative ϕ_c [%]
- ρ_{aex} [kg/m³] : masse volumique de l'air extérieur

❖ **Apport de chaleur par éclairage**

$$Q_e = n \times P_0 \times S_{sol} \times \Delta t \quad [12] \quad (5)$$

- Q_e [kWh] : chaleur dégagée par l'éclairage
- n : nombre de lampe
- P_0 [kW/m²] : densité de puissance des lampes
- S_{sol} [m²] : surface au sol
- Δt [h] : temps mis pour le déstockage ou le stockage des denrées

❖ **Apport de chaleur par le personnel**

$$Q_{pe} = n \times q_p \times \Delta t \quad [12] \quad (6)$$

- n : nombre d'employé à l'intérieur de la chambre froide

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- q_p [kW] :chaleur dégagée par personne
- Δt [h] = $t_{max} \times N$: durée de travail du personnel sur 24 heures (7)
- t_{max} [h] : durée maximale des employés à l'intérieur de la chambre froide par ouverture des portes.
- N : nombre d'ouverture des portes

❖ **Apport de chaleur par les ventilateurs**

$$Q_{vent} = n \times P_{abs} \times \Delta t_{vent} \text{ [31]} \quad (8)$$

- Q_{vent} [kWh] :chaleur dégagée par les ventilateurs
- n: nombre de ventilateur
- Δt_{vent} [h] : durée de fonctionnement des ventilateurs
- P_{abs} [kW] : puissance absorbée par un ventilateur
- $P_{abs} = \frac{D_v \times \Delta P}{\eta} \text{ [31]} \quad (9)$
- ΔP [Pa] : pression fournie par le ventilateur, elle est comprise entre 200 et 400 Pa pour une chambre froide [31].
- D_v [m³/h] : débit volumique du ventilateur
- $D_v = \text{taux de brassage} \times V_{chambre} \quad (10)$
- Le taux de brassage est de l'ordre de 20 vol/h à 40 vol/h [31].
- η : rendement global du ventilateur: généralement comprise entre 0,5 et 0,6 [31]

❖ **Apports convectifs et conductifs par transmission à travers les parois de la chambre froide**

$$Q_{ap1} = K_g \times S_{ext} \times (T_{ex} - T_c) \times \Delta t \text{ [12]} \quad (11)$$

- Q_{ap1} [kWh] : apport convectifs et conductifs
- K_g [kW/m².K] : coefficient global d'échange de chaleur
- $K_g = \frac{1}{\frac{e_a}{k_a} + \frac{e_p}{k_p} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_{ex}} + R_{thsup}} \quad (12)$
- e_a [m] : épaisseur de la feuille d'acier inox
- k_a [kW/m.K] :conductivité thermique de l'acier inox
- e_p [m] : épaisseur de l'isolant polyuréthane
- k_p [kW/m.K] :conductivité thermique du polyuréthane

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- h_c [kW/m².K] : coefficient de convection à l'intérieur du local
- h_{ex} [kW/m².K] : coefficient de convection du milieu extérieur
- R_{thsup} [m².K/kW]
- Δt [h] : la durée de la transmission de chaleur

❖ Apport de chaleur par ouverture des portes

L'apport de chaleur par ouverture d'une porte dépend de plusieurs facteurs:

- Dimensions de la porte: La largeur (l) et la hauteur (h) de la porte influencent la quantité d'air extérieur entrant lors de l'ouverture.
- Durée d'ouverture (tmax) : Le temps pendant lequel la porte reste ouverte est un facteur crucial. Plus la porte reste ouverte longtemps, plus la charge thermique est importante.
- Différence de température ou d'enthalpie ($h_{ex}-h_{in}$): La différence entre la température ambiante extérieure et la température intérieure de la chambre froide est un facteur déterminant. Plus la différence est grande, plus la charge est importante.
- Nombre d'ouvertures (Nouv): Le nombre de fois que la porte est ouverte par jour affecte la charge cumulée.
- Isolation de la porte (Cr): Une porte bien isolée (exemple présence de rideau) permet de limiter l'infiltration d'air chaud et de réduire la charge thermique [12].
- Débit ou vitesse de l'air (vitesse « v » du vent) : Plus la vitesse avec laquelle l'air rentre à travers la porte est élevée, plus la chaleur échangée est importante.

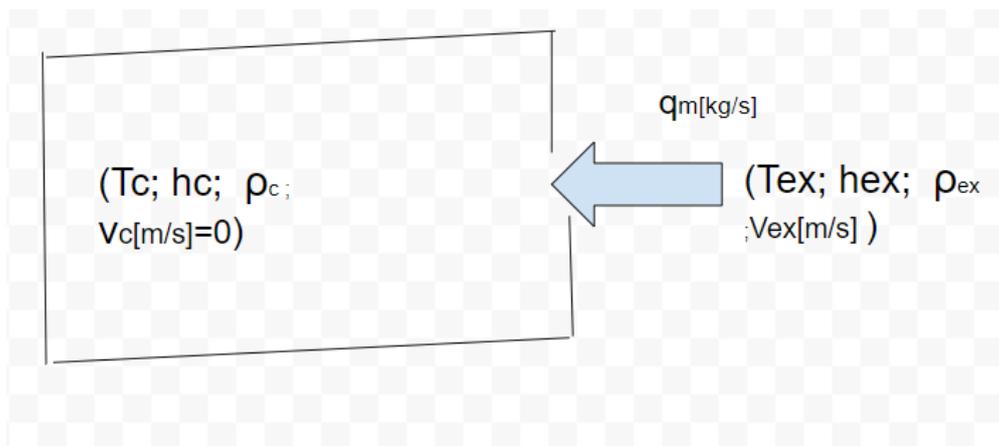


Figure 7 : Echange thermique entre l'air extérieur et intérieur lors de l'ouverture de la porte du local

Premier principe de la thermodynamique pour les systèmes ouverts :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

On se place dans le cas d'un régime permanent :

$$\dot{m}(\Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p) = \dot{Q} + \dot{W} \quad (13)$$

- Δe_p : variation d'énergie potentielle (supposée négligeable)
- \dot{W} : puissance mécanique des forces de pression . Car chambre froide supposée rigide.

$$\Delta h = h_{ex} - h_c \text{ (variation d'enthalpie)} \quad (14)$$

$$\Delta e_c = 0,5 \times (V_{ex})^2 \text{ : variation d'énergie cinétique} \quad (15)$$

- V_{ex} : vitesse de l'air extérieur

- V_c : vitesse de l'air du local

$$\dot{m} = \rho_{ex} \times l \times h \times V_{ex} \quad (16)$$

- \dot{m} : débit massique de l'air

$$\text{Donc } \dot{Q} = \rho_{ex} \times l \times h \times V_{ex} \times (h_{ex} - h_c + 0,5 \times V_{ex}^2) \quad (17)$$

$$Q_{op} = \dot{Q} \times t_{max} \times N_{ouv} \times N_{porte} \times C_r \quad (18)$$

- **Qop[kWh]** : apport par ouverture des portes
- **Nporte** : nombre de portes
- **t_{max}** : temps pendant lequel la porte reste ouverte
- **Cr** : isolation de la porte

La puissance frigorifique du local est donc :

$$P_f = \frac{1,2 \times Q_t}{24} \quad (19)$$

- P_f [kW] : puissance frigorifique du local
- Q_t [kWh] : charge thermique totale du local
- 1,2 : coefficient de sécurité

Les valeurs des grandeurs physiques utilisées dans toutes les formules précédentes, sont présentées à l' **annexe 9**.

4.2. Machine à Absorption

Dans cette section, nous procéderons au dimensionnement et à la modélisation de la machine à absorption, en détaillant les étapes clés et les paramètres essentiels pour optimiser son fonctionnement.

❖ Puissance de la machine à installer

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Dans le présent cas d'usage, la machine à absorption ne fonctionne que durant le temps d'ensoleillement (Δt_{ens}). Ainsi l'énergie totale qu'elle fournit est donc :

$$E_t = E_1 + E_2 + E_3 \quad (20)$$

- E_1 , Besoin en énergie au niveau de l'évaporateur (28) : $E_1 = P_f \times \Delta t_1$ où Δt_1 est le temps de fonctionnement de l'évaporateur pendant la durée de fonctionnement de la machine (durée identique ici au temps d'ensoleillement Δt_{ens})
- E_2 , Besoin en énergie au niveau de l'échangeur (30) pour la production de glace : $E_2 = P_f \times \Delta t_2$ où Δt_2 est le temps de fonctionnement de cet échangeur pendant la durée de fonctionnement de la machine (Δt_{ens}). On a $\Delta t_1 + \Delta t_2 = \Delta t_{ens}$
- E_3 , Besoin en énergie au niveau de l'échangeur (29) pour la production de froid pendant la nuit : $E_3 = P_f \times \Delta t_3$ où Δt_3 est le temps de fonctionnement de cet échangeur pour la production de froid pendant la nuit. On a $\Delta t_3 = 24 - \Delta t_{ens}$

La puissance minimale de la machine à installer est donc :

$$P_m = \frac{E_1 + E_2 + E_3}{\Delta t_{ens}} = \frac{P_f \times \Delta t_1 + P_f \times \Delta t_2 + P_f \times \Delta t_3}{\Delta t_{ens}} = \frac{P_f (\Delta t_1 + \Delta t_2) + P_f \times \Delta t_3}{\Delta t_{ens}} = \frac{P_f \times \Delta t_{ens} + P_f (24 - \Delta t_{ens})}{\Delta t_{ens}}$$

$$P_m = P_f [kW] \left(1 + \frac{24 - \Delta t_{ens}}{\Delta t_{ens}} \right)$$

$$P_m = P_f [kW] \left(1 + \frac{24}{\Delta t_{ens}} - \frac{\Delta t_{ens}}{\Delta t_{ens}} \right)$$

$$P_m = P_f [kW] \left(1 + \frac{24}{\Delta t_{ens}} - 1 \right)$$

$$\text{Donc } P_m = \frac{24}{\Delta t_{ens}} \times P_f [kW] \quad (21)$$

C'est cette puissance qui sera imposée au niveau de l'organe de production de froid dans les calculs de modélisation de la machine.

Δt_{ens} a été déterminé à partir des données météorologiques du Mali (**Annexe1**)

❖ Modélisation de la machine.

La modélisation de la machine à absorption a consisté à élaborer une représentation mathématique et conceptuelle détaillée du système. Ce processus permet de comprendre en profondeur les mécanismes internes de la machine et de prédire son comportement ainsi que ses performances sous diverses conditions de fonctionnement. En intégrant des équations thermodynamiques et les principes de conservation de l'énergie et de la masse, il est possible d'identifier les paramètres critiques et d'optimiser la conception pour améliorer l'efficacité et la fiabilité de la machine.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

▪ **Schéma de fonctionnement de la machine**

Le schéma de fonctionnement de la machine permet de décrire visuellement le système, y compris les principaux composants et les flux de fluides entre eux.

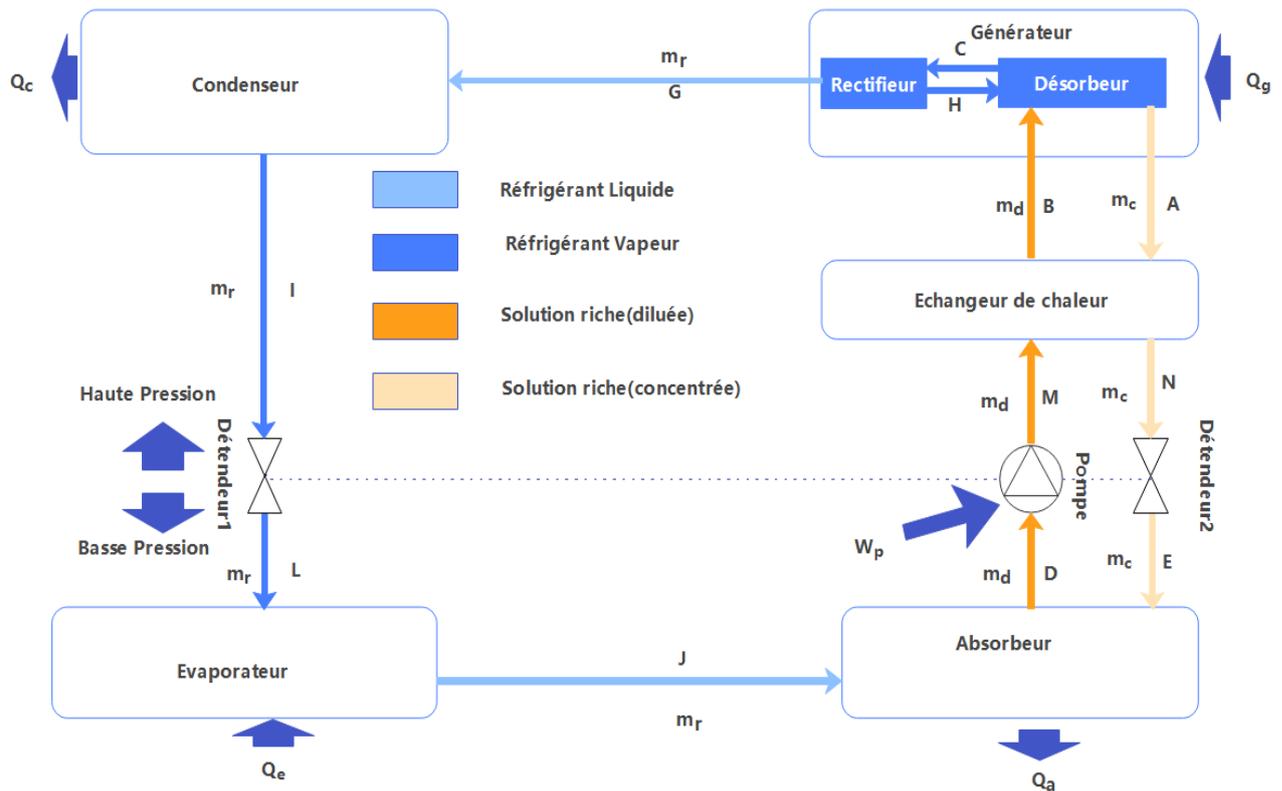


Figure 8 : Schéma de fonctionnement de la machine à absorption

▪ **Diagramme d'Oldham**

Le diagramme d'Oldham est couramment utilisé et considéré comme le plus pratique pour étudier le cycle de la solution. Il permet de représenter la teneur en soluté de la solution en fonction de la température et de la pression. Ce diagramme, paramétré en teneur pondérale (pourcentage d'ammoniac), utilise les variables $(\ln(P), -1/T)$ [24]. Dans ce diagramme, les isotitres sont représentés par des droites obliques, les isobares par des droites horizontales, et les isothermes par des droites verticales. Pour construire ce diagramme, la formule suivante a été utilisée :

$$\text{Log}(P) = A - \frac{B}{T} \quad [32] \quad (22)$$

Cette formule traduit la relation entre la pression et la température du mélange ammoniac-eau dans l'état de saturation.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- P [kPa] : pression de la solution
- T [K] : température de la solution
- $A = 7,44 - 1,767X + 0,9823X^2 + 0,3627X^3$ [32] (23)
- $B = 2013,8 - 2155,7X + 1540,9X^2 - 194,7X^3$ [32] (24)
- X : concentration massique de la solution en ammoniac

Le diagramme d'Oldham a permis de déterminer les principales caractéristiques du couple de travail (NH₃/H₂O) suivant cet organigramme :

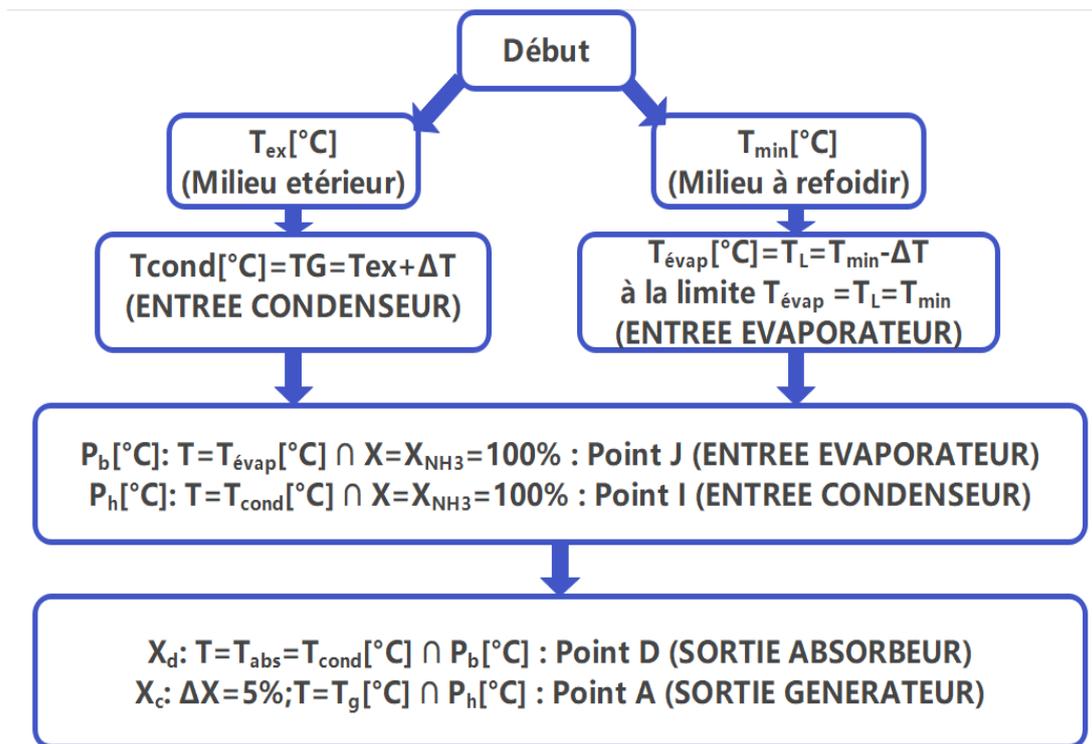


Figure 9 : Organigramme pour déterminer les caractéristiques du couple de travail (NH₃/H₂O)

▪ **Hypothèses de modélisation**

Les hypothèses sont basées sur la capacité du milieu extérieur (air ambiant) à refroidir l'ensemble condenseur + absorbeur. Dans chacune de ces hypothèses (1 et 2) on a admis (voir les notations Figure 8) que :

- ✓ Le réfrigérant est dans un état saturé en entrée et en sortie du condenseur (idem pour l'évaporateur) : $T_I = T_G$ et $T_L = T_J$
- ✓ La compression de la solution diluée dans la pompe est supposée isotherme : $T_M = T_D$

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- ✓ On suppose des détente isenthalpiques dans les deux détendeurs :
 $h_E = h_N$ et $h_L = h_I$
- ✓ $T_A = T_g$: Température du générateur
- ✓ $T_I = T_G = T_{cond} = T_D = T_a$: Température du condenseur/Absorbeur. En effet il est courant de régler la température de l'absorbeur de manière à ce qu'elle soit égale à celle du condenseur [33].
- ✓ $T_L = T_I = T_{evap}$: Température de l'évaporateur

Hypothèse1 :

On considère $T_{ex}=32^{\circ}\text{C}$ en référence à la plus basse température de la journée (celle du mois de Janvier).

$$T_{cond}[^{\circ}\text{C}] = T_{ex} [^{\circ}\text{C}] + \Delta T [^{\circ}\text{C}] = 32 + 4 = 36^{\circ}\text{C}.$$

En début de journée (au lever du soleil), la machine à absorption alimente l'EVAPORATEUR (28) jusqu'à atteindre la température ($T_{évap1}=5^{\circ}\text{C}$: **HYPOTHESE1.a**) à laquelle les denrées doivent être entreposées. Pendant cette durée le SERPENTIN (30) au fond du bac à glace n'est pas alimenté. Il n'y a donc pas de production de glace.

Une fois que l'on descend en dessous de la température de consigne, la machine se déconnecte de l'EVAPORATEUR (28), et alimente le SERPENTIN au fond du bac à glace pour la production de glace à $T=-5^{\circ}\text{C}$: **HYPOTHESE1.b**. Si la température à l'intérieur du local remonte au-dessus de $T_{évap1}=5^{\circ}\text{C}$, la machine est de nouveau connectée sur l'EVAPORATEUR (28) et le processus reprend.

Au coucher du soleil, la glace produite en journée, est déstockée pour assurer la production de froid dans le local via l'ECHANGEUR (29).

Hypothèse1.a : Diagramme d'OLDHAM (Annexe2)

Comme expliqué à la **figure 9**, les résultats de la projection sont consignés dans le tableau suivant :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Tableau V : Projection dans le diagramme d'Oldham *HYPOTHESE1.a*

<i>Tex=32°C</i>				
<i>Efficacité de l'échangeur de chaleur : ε=80%</i>				
<i>Ecart de concentration : ΔX(Xd-Xc)=5%</i>				
<i>Grandeurs physiques</i>	<i>Points sur le diagramme</i>			
	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>D</i>	<i>A</i>
<i>X[%]</i>	100	100		
<i>Xd[%]</i>			55	
<i>Xc[%]</i>				50
<i>Pb[bar]</i>		5,080	5,080	
<i>Ph[bar]</i>	13,841			13,841
<i>Tévap[°C]</i>		5		
<i>Tcond[°C]</i>	36		36	
<i>Tg[°C]</i>				75,434

Hypothèse1.b :Diagramme d'OLDHAM (Annexe2)

Les résultats de la projection sont consignés dans le tableau suivant :

Tableau VI : Projection dans le diagramme d'Oldham *HYPOTHESE1.b*

<i>Tex=32°C</i>				
<i>Efficacité de l'échangeur de chaleur : ε=80%</i>				
<i>Ecart de concentration : ΔX(Xd-Xc)=5%</i>				
<i>Grandeurs physiques</i>	<i>Points sur le diagramme</i>			
	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>D</i>	<i>A</i>
<i>X[%]</i>	100	100		
<i>Xd[%]</i>			45	
<i>Xc[%]</i>				40
<i>Pb[bar]</i>		3,384	3,384	
<i>Ph[bar]</i>	13,841			13,841
<i>Tévap[°C]</i>		-5		
<i>Tcond[°C]</i>	36		36	
<i>Tg[°C]</i>				94,666

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

HYPOTHESE2 :

On considère $T_{ex}=41^{\circ}\text{C}$ en référence à la plus haute température de la journée (celle du mois d'Avril).

$$T_{cond} [^{\circ}\text{C}] = T_{ex} [^{\circ}\text{C}] + \Delta T [^{\circ}\text{C}] = 41+4= 45^{\circ}\text{C}$$

En début de journée (au lever du soleil), la machine à absorption alimente l'EVAPORATEUR (28) jusqu'à atteindre la température ($T_{\text{évap1}}=5^{\circ}\text{C}$: **HYPOTHESE2.a**) à laquelle les denrées doivent être entreposées. Pendant cette durée le SERPENTIN (30) au fond du bac à glace n'est pas alimenté. Il n'y a donc pas de production de glace.

Une fois que l'on descend en dessous de la température de consigne, la machine se déconnecte de l'EVAPORATEUR (28), et alimente le SERPENTIN (30) au fond du bac à glace pour la production de glace à $T=-5^{\circ}\text{C}$: **HYPOTHESE2.b**.

Si la température à l'intérieur du local remonte au-dessus de $T_{\text{évap1}}=5^{\circ}\text{C}$, la machine est de nouveau connectée sur l'EVAPORATEUR (28) et le processus reprend. Au coucher du soleil, la glace produite en journée, est déstockée pour assurer la production de froid dans le local via l'EVAPORATEUR (29).

Hypothèse2.a : Diagramme d'OLDHAM (Annexe2)

Les résultats de la projection sont consignés dans le tableau suivant :

Tableau VII: Projection dans le diagramme d'Oldham HYPOTHESE2.a

$T_{ex}=41^{\circ}\text{C}$				
Effacité de l'échangeur de chaleur : $\varepsilon=80\%$				
Ecart de concentration : $\Delta X(Xd-Xc)=5\%$				
Grandeurs	Points sur le diagramme			
physiques	I	J	D	A
X[%]	100	100		
Xd[%]			48	
Xc[%]				43
Pb[bar]		5,08	5,08	
Ph[bar]	16,618			16,618
Tévap[°C]		-5		
Tcond[°C]	45		45	
Tg[°C]				102,436

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Hypothèse2.b :Diagramme d'OLDHAM (Annexe2)

Les résultats de la projection sont consignés dans le tableau suivant :

Tableau VIII: Projection dans le diagramme d'Oldham *HYPOTHESE2.b*

<i>Tex=41°C</i>				
<i>Efficacité de l'échangeur de chaleur : ε=80%</i>				
<i>Ecart de concentration : ΔX(Xd-Xc)=5%</i>				
<i>Grandeurs physiques</i>	<i>Points sur le diagramme</i>			
	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>D</i>	<i>A</i>
<i>X[%]</i>	100	100		
<i>Xd[%]</i>			40	
<i>Xc[%]</i>				35
<i>Pb[bar]</i>		3,384	3,384	
<i>Ph[bar]</i>	16,618			16,618
<i>Tévap[°C]</i>		5		
<i>Tcond[°C]</i>	45		45	
<i>Tg[°C]</i>				113,323

On observe que la température du générateur (Tg) augmente avec la température extérieure (Tex passant de 32 à 41°C) et la baisse de température au niveau des évaporateurs (réduction de Tev de 5 à -5°C). Cela aura des répercussions sur le champ de capteurs solaires thermiques, nécessitant une augmentation de la surface des capteurs solaires, ainsi que sur le coût global du système.

▪ **Bilan massique de la solution**

- m_r [kg/s] : Débit massique du réfrigérant
- m_d [kg/s] : Débit massique de la solution diluée
- m_c [kg/s]: Débit massique de la solution concentrée
- X_r [-]: le titre du réfrigérant dans la solution quittant l'évaporateur
- X_c [kg/s]: le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- X_d [kg/s] : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

Evaporateur :

$$Q_e = m_r \times (h_L - h_I) \rightarrow m_r = \frac{Q_e}{h_L - h_I} \quad (25)$$

Générateur et Absorbeur :

Le bilan massique appliqué au générateur et à l'absorbeur conduit à :

$$m_r + m_c = m_d \text{ et } m_r X_r + m_c X_c = m_d X_d$$

$$m_d = \frac{X_r - X_c}{X_d - X_c} m_r \quad (26)$$

$$m_c = \frac{X_r - X_d}{X_d - X_c} m_r \quad (27)$$

▪ **Bilan thermique**

❖ Condenseur : $Q_c [kW] = m_r \times (h_G - h_I)$
(28)

❖ Evaporateur : $Q_e [kW] = m_r \times (h_J - h_L) = \text{Charge thermique}$ (29)

❖ Absorbeur : $Q_a [kW] = (m_r h_J + m_c h_E) - m_d h_D$ (30)

❖ Générateur : $Q_g [kW] = (m_r h_G + m_c h_A) - m_d h_B$ (31)

❖ Pompe : $W_p [kW] = 100 m_d \times \frac{(P_h - P_b) [\text{bar}]}{\rho} = m_d \times (h_M - h_D)$ (32)

$\rho = X_d \rho_{NH_3(l)} + (1 - X_d) \rho_{H_2O(l)}$: Masse volumique de la solution quittant l'absorbeur. (33)

$h_M = \frac{W_p}{m_d} + h_D$ (34)

❖ Echangeur de Chaleur:

$Q_{ech} [kW] = m_d \times (h_B - h_M) = m_c \times (h_A - h_N)$ (35)

$\varepsilon = \frac{h_N - h_A}{h_M - h_A}$: efficacité de l'échangeur (36)

$h_N = \varepsilon (h_M - h_A) + h_A$ (37)

$h_B = h_M + \frac{m_c}{m_d} (h_A - h_N)$ (38)

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

▪ **Performances**

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (39)$$

$$(\text{COP})_{\text{max}} = \frac{T_g - T_a}{T_g} \times \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (40)$$

Vérification du premier principe : $\Delta U_{\text{cycle}} = W_p + Q_e - Q_g - Q_a - Q_{\text{cond}} = 0$ (41)

Vérification du second principe: $\text{COP} < (\text{COP})_{\text{max}}$ (42)

▪ **Formules de calculs de certains états de la solution et du frigorigène pur**

- Pour la solution (dans les états D ; A)

Pour ces états (D ; A) l'enthalpie massique est calculée par les formules suivantes :

$$h(T, \bar{X}) = h_o \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{T_o} - 1\right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad [32] \quad (43)$$

Avec $h_o = 100 \text{kJ/kg}$; $T_o = 273,16 \text{K}$

\bar{X} : Fraction molaire d'ammoniac dans la solution (ammoniac + eau)

\bar{X} s'obtient à partir de :

- la fraction massique « X » d' ammoniac dans la solution
- la masse molaire de l'eau : $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,015 \text{g/mol}$
- la masse molaire d' ammoniac : $M_{\text{NH}_3} = 17,03 \text{g/mol}$

$$\bar{X} = \frac{18,015X}{18,015X + 17,03(1-X)} \quad [32] \quad (44)$$

Ainsi les grandeurs recherchées dans ces états sont obtenues de la façon suivante :

- $h_A = f(T_A ; \bar{X}_A)$
- $h_D = f(T_D ; \bar{X}_D)$

Valeurs de a_i pour le calcul de $h(T, \bar{X})$: **Annexe 3**

- Pour l'ammoniac pur (dans les états G, I, L et J) :

- Pour la vapeur saturée d'ammoniac (états G et J) :

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 C_i (T - 273,15)^i = \sum_{i=0}^6 C_i (T[^\circ\text{C}])^i \quad [32] \quad (45)$$

- Pour liquide saturé d'ammoniac (états I et L) :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

$$h_1(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273,15)^i = \sum_{i=0}^6 b_i (T[^\circ\text{C}])^i \quad [32] \quad (46)$$

Ainsi les grandeurs recherchées dans ces états sont obtenues de la façon suivante :

- $h_G = h_v = f(T_{\text{cond}})$
- $h_I = h_{\text{liq}} = f(T_{\text{cond}})$
- $h_L = h_I$
- $h_J = h_v = f(T_{\text{evap}})$

Valeurs des coefficients C_i et b_i : **Annexe 3**

4.3. Volume du ballon d'eau chaude

Ce réservoir prévient les arrêts soudains de la machine ; il est sollicité en cas de temps nuageux ou de baisse brusque de l'ensoleillement. De plus, il offre une inertie pour atténuer les variations de température du fluide caloporteur en sortie des capteurs solaires.

$$Q_{\text{eau1}} = Q_g \times \Delta t_1$$

$$V_1 \rho_{\text{eau}} C_{\text{eau}} \Delta T_1 = Q_g \Delta T_1$$

$$V_1 = \frac{3600 Q_g \Delta t_1}{\rho_{\text{eau}} C_{\text{eau}} \Delta T_1} \quad (47)$$

- $V_1[\text{m}^3]$: Volume du ballon d'eau-chaude
- $Q_g[\text{kW}]$: Besoin en chaleur au niveau du générateur de la machine
- $\Delta t_1[\text{h}]$: Durée de sollicitation du ballon
- $\Delta T_1[^\circ\text{C}]$: Ecart de température d'utilisation de l'eau-chaude
- $C_{\text{eau}}[\text{kJ/kg.K}]$: Capacité calorifique thermique de l'eau liquide
- $Q_{\text{eau1}}[\text{kW}]$: Besoin en eau chaude
- $\rho_{\text{eau}}[\text{kg/m}^3]$: Masse volumique de l'eau

Δt_1 : On suppose une durée pouvant être de 10 minutes, 15 minutes, 20 minutes, 30 minutes et 1 heure pour la modélisation.

ΔT_1 : On suppose un écart de température d'utilisation de l'eau chaude pouvant être de 10°C, 15°C, 20°C et 25°C pour la modélisation.

4.4. Volume du ballon d'eau glacée

Ci-dessous l'évolution de la température de l'eau à l'intérieur du réservoir d'eau glacée :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

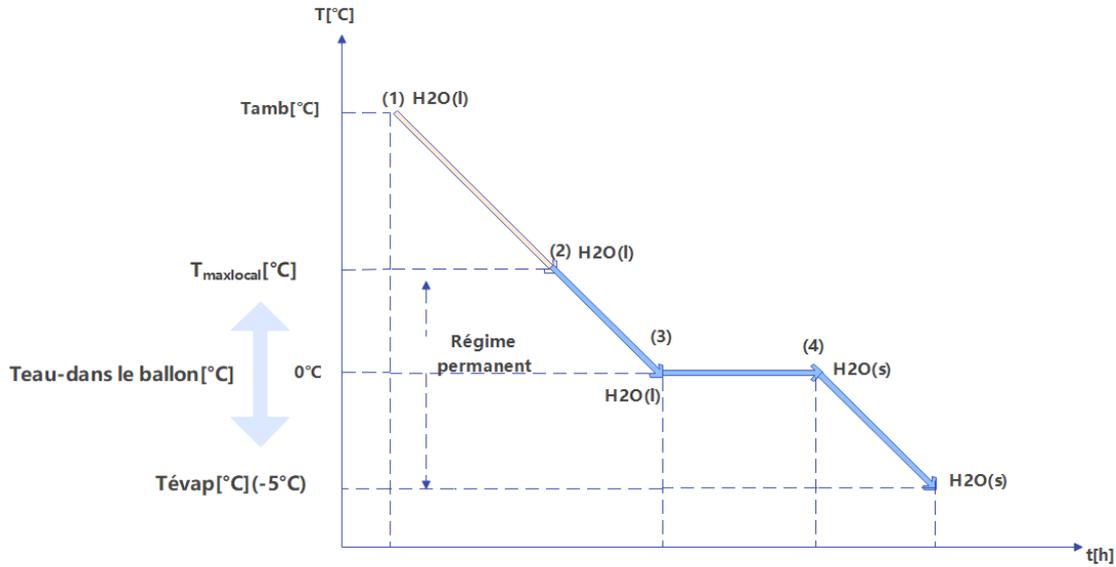


Figure 10 : Evolution de la température de l'eau dans le ballon d'eau glacée.

- Si $0^{\circ}\text{C} < T_{\text{eau_ballon}} < T_{\text{max local}}$:

$$V_2 = \frac{3600 \times P_f \times \Delta t_{\text{dést}}}{\rho_{\text{eau}} \times C_{\text{eau}} \times (T_{\text{max local}} - T_{\text{eau_ballon}})} \quad (48)$$

- Sinon : $V_2 = \frac{3600 \times P_f \times \Delta t_{\text{dést}}}{\rho_{\text{eau}} \times [C_{\text{eau}} \times (T_{\text{max local}} - T_{\text{eau_ballon}}) + L_f]}$ (49)

- $V_2[\text{m}^3]$: Volume du ballon d'eau-glacée
- $P_f[\text{kW}]$: Besoin frigorifique du local
- $\Delta t_{\text{dést}}[\text{h}]$: Durée de déstockage de la glace
- $T_{\text{max local}}[^{\circ}\text{C}]$: Température maximale du local
- $T_{\text{eau_ballon}}[^{\circ}\text{C}]$: Température de l'eau dans le ballon
- $L_f[\text{kJ/kg}]$: Chaleur latente de fusion de l'eau.

4.5. Taille du système de capteurs solaires thermiques

- **Rendement instantané des capteurs solaires thermiques**

(Rendement d'un capteur Norme EN 12975-2) :

$$\eta = \eta_o - a_1 \left(\frac{T_m - T_{ex}}{G} \right) - a_2 \left(\frac{T_m - T_{ex}}{G} \right)^2 \quad [34] \quad (50)$$

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

$$\eta = \eta_o - a_1 \frac{(T_m - T_{ex}) \Delta t_{ens}}{1000 I_s} - a_2 \frac{(T_m - T_{ex})^2 \Delta t_{ens}}{1000 I_s} \quad (51)$$

- **Surface totale du champ de capteurs solaires thermiques**

$$Q_s = \eta \times I_s \times S_t = Q_g \times \Delta t_{ens}$$

$$S_t = \frac{Q_g \times \Delta t_{ens}}{\eta \times I_s} \quad (52)$$

- **Nombre de capteur solaire thermique**

$$N = E \left(\frac{S_t}{S_o} \right) \quad (53)$$

- $G[\text{W}/\text{m}^2]$: l'irradiance
- $T_m[^\circ\text{C}]$: Température moyenne du caloporteur : la température moyenne du fluide caloporteur en sortie des capteurs solaires thermiques doit être proche de $T_g[^\circ\text{C}]$. Par hypothèse on prendra $T_m = T_g$ pour les calculs. Cette hypothèse néglige le pincement dans l'échangeur du générateur et les pertes en ligne.
- $T_g[^\circ\text{C}]$: Température du générateur
- $Q_g[\text{kW}]$: Besoin en chaleur au niveau du générateur de la machine
- $Q_s[\text{kWh}]$: Energie fournie par les capteurs solaires thermiques
- $\Delta t_{ens}[\text{h}]$: Durée d'ensoleillement
- $\eta [-]$: Rendement instantané du capteur
- $I_s[\text{kWh}/\text{m}^2 \cdot \text{j}]$: Radiation solaire moyenne de la localité
- $\eta_o [-]$: Rendement optique du capteur
- $T_{ex}[^\circ\text{C}]$: Température extérieure
- $S_t[\text{m}^2]$: Surface totale du champ de capteur solaire thermique
- $S_o[\text{m}^2]$: Surface unitaire d'un capteur
- $N[-]$: Nombre total de capteurs solaires

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

IV. RESULTATS ET DISCUSSION

1. Résultats

Dans cette section, nous présentons les données obtenues au cours de notre étude. Les résultats sont divisés en plusieurs sous-sections pour une meilleure clarté et compréhension. Chaque sous-section aborde des aspects spécifiques de nos observations, permettant ainsi une vue d'ensemble détaillée et complète des résultats.

1.1. Charge thermique du local

Tableau IX : Charge thermique du local en fonction de la masse déstockée/ stockée par jour

Masse totale de denrée=24 tonnes ; Volume du local=66,5 m ³ ; Température d'entreposage des denrées=5°C		
Température du milieu extérieur[°C]	Masse déstockée par jour[tonne]	Pf[kW] :Charge thermique du local
Tex = 32°C (Janvier)	6	12,470
	8	15,285
	9	16,693
	10	18,101
	12	20,470
Tex=41°C (Avril)	6	13,661
	8	16,477
	9	17,884
	10	19,292
	12	22,108

Dans le cas extrême de fonctionnement du système (Tex =41°C et 12 tonnes stockées ou déstockées par jour), les proportions des différentes déperditions dans le local sont les suivantes :

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Tableau X : Contribution de chaque apport de chaleur dans la charge thermique du local

APPORT DE CHALEUR PAR	PROPORTION [%]
Respiration des pommes	4
Variation de température	78
Convection et conduction	1
Eclairage	1
Les ventilateurs	3
Renouvellement d'air	2
Le personnel	1
Ouverture des portes	10

1.2. Puissance de la machine à installer

Tex= 32°C (Janvier)	Tex = 41°C (Avril)
Pf =15,285kW	Pf= 16,477kW
Δtens=8,80h	Δtens=8,98h
Pm=41,686kW	Pm =44,036kW

1.3. Modélisation de la machine

Les caractéristiques complètes de la machine dans les hypothèse 1.a ; 2.a et 2.b sont détaillées en annexe 4.

Tableau XI :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse1.a :Tex =32°C et Tévap=5°C

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
Tevap[°C]	5
Tcond[°C]	36
Tab[°C]	36
Tg[°C]	75,434
COP	0,577
(COP)max	1,015

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Tableau XII:Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
Tevap[°C]	-5
Tcond[°C]	36
Tab[°C]	36
Tg[°C]	94,666
Pb[bar]	3,384
Ph[bar]	13,841
m _r [kg/s]	0,038
m _c [kg/s]	0,422
m _d [kg/s]	0,461
Xc[%]	40
Xd[%]	45
Xr[%]	100
Qe[kW]	41,686
Qcond[kW]	42,920
Qabs[kW]	83,721
Qg[kW]	84,474
Qéch[kW]	94,643
Wpomp[kW]	0,482
COP	0,491
(COP)max	1,043
(ΔU[kW])cycle	0,000

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Tableau XIII :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse2.a :Tex =41°C et Tévap=5°C

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
Tevap[°C]	5
Tcond[°C]	45
Tab[°C]	45
Tg[°C]	102,436
COP	0,494
(COP)max	1,063

Tableau XIV :Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse2.b :Tex =41°C et Tévap= -5°C

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
Tevap[°C]	-5
Tcond[°C]	45
Tab[°C]	45
Tg[°C]	113,323
COP	0,441
(COP)max	0,948

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

1.4. Volume du ballon d'eau-chaude

Les résultats relatifs au volume du ballon d'eau-chaude dans les hypothèses 1.a ; 2.a et 2.b sont présentés à l' **Annexe 5**.

Tableau XV : Volume du ballon d'eau-chaude dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C

Paramètres	Valeurs				
Q_g [kW]	84,474	84,474	84,474	84,474	84,474
Δt_1 [h]	0,170	0,250	0,330	0,500	1,000
ρ [kg/m ³]	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000
C_{eau} [kJ/kg.K]	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180
ΔT_1 [°C]	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
V_1 [m ³]	1,237	1,819	2,401	3,638	7,275

1.5. Volume du ballon d'eau-glacée

Tableau XVI : Volume du ballon d'eau-glacée dans l'hypothèse1.b :Tex =32°C et Tévap= -5°C

Paramètres	Valeurs					
P_f [kW]	15,29	15,29	15,29	15,285	15,285	15,29
$\Delta t_{dést}$ [h]	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2	15,2
ρ [kg/m ³]	1000	910	910	910	910	910
C_{eau} [kJ/kg.K]	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18
L_f [kJ/kg]	334	334	334	334	334	334
T_{max_local} [°C]	5	5	5	5	5	5
T_{eau_ballon} [°C]	0	-1	-2	-3	-4	-5
V_2 [m ³]	2,36	2,56	2,53	2,50	2,47	2,45

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Tableau XVII : Volume du ballon d'eau-glacée dans l'hypothèse 2.b : $T_{\text{ex}} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$

Paramètres	Valeurs					
$P_f[\text{kW}]$	16,477	16,477	16,477	16,477	16,477	16,477
$\Delta t_{\text{dést}}[\text{h}]$	15,02	15,02	15,02	15,02	15,02	15,02
$\rho[\text{kg}/\text{m}^3]$	1000	910	910	910	910	910
$C_{\text{eau}}[\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}]$	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18	4,18
$L_f[\text{kJ}/\text{kg}]$	334	334	334	334	334	334
$T_{\text{max-local}}[^{\circ}\text{C}]$	5	5	5	5	5	5
$T_{\text{eau_ballon}}[^{\circ}\text{C}]$	0	-1	-2	-3	-4	-5
$V_2[\text{m}^3]$	2,51	2,73	2,70	2,66	2,63	2,61

1.6. Taille du champ de capteur solaire thermique

La taille du champ de capteur solaire thermique dans les hypothèses 1.a ; 2.a et 2.b est présentée à l'Annexe 6.

Tableau XVIII : Capteurs solaires thermiques dans l'hypothèse 1.b : $T_{\text{ex}} = 32^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$

Paramètres	Valeurs											
$Q_g[\text{kW}]$	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4	84,4
$\Delta t_{\text{ens}}[\text{h}]$	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8
$I_s[\text{kWh}/\text{m}^2/\text{j}]$	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
$T_{\text{ex}}[^{\circ}\text{C}]$	25	26	27	28	29	30	32	38	39	40	41	42
η	0,257	0,265	0,274	0,283	0,291	0,300	0,317	0,366	0,375	0,383	0,391	0,399
$St[\text{m}^2]$	483	467	452	438	425	413	391	338	331	324	317	311
$So[\text{m}^2]$	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
N	234	227	219	213	207	201	190	164	161	157	154	151

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

1.7. Vue d'ensemble du système

Les autres vues d'ensemble du système (hypothèse 1.a ; 2.a et 2.b) sont présentées dans l'Annexe 7.

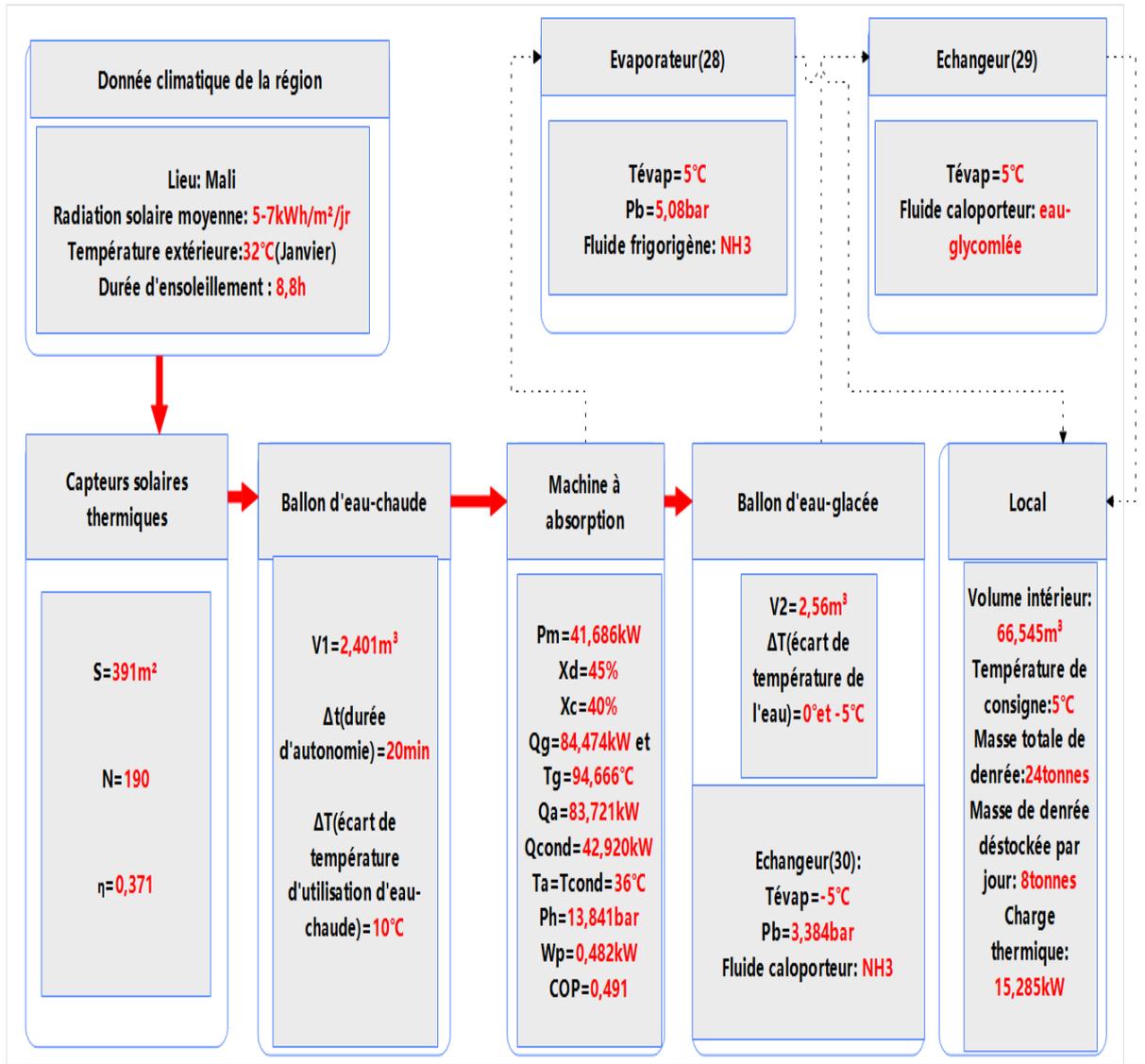


Figure 11: Vue d'ensemble du système dans l'hypothèse 1.b : $T_{\text{ext}} = 32^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

2. Discussions

Dans cette section, nous analysons et interprétons les résultats présentés précédemment. Cette analyse critique nous permet de mieux comprendre la portée et la signification de nos résultats.

2.1. Analyses et interprétations

Impact de la température extérieure $T_{ex}[^{\circ}C]$

❖ Sur la charge thermique du local

Entre les deux cas de fonctionnement étudiés ($T_{ex} = 32^{\circ}C$ et $T_{ex} = 41^{\circ}C$), la charge thermique du local augmente d'environ 7,8% en raison de l'élévation de la température extérieure. Cela s'explique par le fait que des températures ambiantes plus élevées augmentent la demande de refroidissement à l'intérieur du local. Pour y faire face, le local devra être bien isolé afin de limiter les apports de chaleur par transmission à travers les parois. Il serait également judicieux de mettre en place un sas pour pré-refroidir les pommes de terre avant leur introduction dans le local, afin d'éviter des variations trop brutales de température dans le cœur de la chambre froide et ainsi assurer une meilleure conservation des pommes de terre. Ces apports contribuent en effet à hauteur de 78% des déperditions de la chambre froide.

❖ Sur le besoin de refroidissement de la machine

Les caractéristiques géométriques et thermiques du condenseur et de l'absorbeur, augmentent avec la température extérieure :

- Pour $T_{ex} = 32^{\circ}C$ (Hypothèse 1.b), $T_a = T_{cond}[^{\circ}C] = 36^{\circ}C$ et $Q_{cond} + Q_{abs} = 127$ kW.
- Pour $T_{ex} = 41^{\circ}C$ (Hypothèse 2.b), $T_a = T_{cond}[^{\circ}C] = 45^{\circ}C$ et $Q_{cond} + Q_{abs} = 145$ kW.

Pour limiter le coût lié au condenseur, à l'absorbeur il est judicieux de dimensionner le système global en utilisant les paramètres obtenus dans l'hypothèse 1.b. En outre, il serait pertinent de prévoir des sources d'appoint d'énergie (Chaudière au gaz ou Chaudière au fioul) pouvant être sollicitées dans les cas extrêmes (les conditions de l' Hypothèse 2.b). Cela permettrait de maintenir l'efficacité du système tout en optimisant les coûts (liés à la grande taille de ces composants dans l' Hypothèse 2.b) et en garantissant une performance stable de la machine à absorption même lors des périodes de fortes températures externes.

Impact de la température de consigne T_c :(Etude comparée hypothèse 1.a et 1.b)

Quand la consigne de production de froid (T_c) diminue (passage de $5^{\circ}C$ à $-5^{\circ}C$), la température de désorption (T_g) de l'ammoniac dans la solution augmente (de $76^{\circ}C$ à $96^{\circ}C$, selon

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

l'Hypothèse 1). Cela nécessite une grande surface au niveau du champ des capteurs solaires (passage de 224 m² à 391 m²). En effet, plus la température requise au niveau du générateur de la machine est élevée, plus le caloporteur doit être chauffé à des températures importantes. Les températures de fonctionnement des capteurs solaires se rapprochent alors de la température de stagnation, entraînant une diminution du rendement des capteurs (de 0,471 à 0,317). Pour compenser ce déficit, le système a besoin d'un champ plus important de capteurs solaires. Par ailleurs, l'augmentation de la température du générateur entraîne une chute des performances (COP) de la machine (passage de 0,577 à 0,491). Cela s'explique par le fait que les besoins en chaleur (Q_g) au niveau du générateur augmentent (de 72 kW à 85 kW). Dans de tels cas, la consommation électrique (W_p) de la machine augmente également (de 0,333 kW à 0,482 kW).

2.2. Etude économique

Dans cette section, nous examinons les coûts associés aux composants principaux du système, tels que les capteurs solaires thermiques, la machine à absorption, le ballon d'eau chaude, et le ballon d'eau glacée. Ces composants, qui représentent les éléments clés du système, sont à la base de la majorité des hypothèses formulées pour l'étude du prototype. Cette analyse détaillée des coûts nous permet de mieux comprendre l'investissement nécessaire pour la mise en place du système et d'évaluer sa viabilité économique. C'est une étude préliminaire d'évaluation des coûts, qui n'a pas été optimisée pour chaque élément, mais qui vise à estimer grossièrement le coût du prototype.

❖ Capteurs solaires thermiques (image : **Annexe10)**

- Température de stagnation: 180°C
- Rendement optique : 78,80%
- Coefficient de perte a₁ : 3,99 W/m².K
- Coefficient de perte a₂ : 0,014 W/m².K²
- Surface unitaire : 2,06m²
- Coût unitaire : 535,60€ [35]

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

❖ Ballon d'eau-chaude (image : **Annexe10**)

- Température maximale : 95°C
- Volume : 2m³ ;Coût : 2660,74€ **[36]**
- Volume : 2,5m³ ;Coût : 3839,9474€ **[36]**
- Volume : 3m³ ;Coût : 4350,02€ **[36]**

❖ Ballon d'eau-glacée

- Température minimale : -10°C
- Volume : 3 m³
- Coût : 8300€ **[37]**

❖ Machine à absorption (image : **Annexe10**)

Il convient de noter que la machine à absorption (NH₃/H₂O) n'étant pas disponible sur le marché selon la pré-étude réalisée, nous avons utilisé le coût estimatif d'une machine à absorption (H₂O/LiBr), beaucoup plus courante, afin de nous faire une idée approximative du prix.

- Puissance frigorifique : 58kW
- Couple de travail : H₂O/LiBr
- Coût estimatif : 18494€ **[38]**

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Bilan économique

Tableau XIX : Coût estimatifs du système

Composants		Prix unitaire[€]	Nombre[-]	Coût total[€]
Capteurs solaires thermiques	Hyphèse1.a	535,60	109	58.380
	Hyphèse1.b		190	101.764
	Hyphèse2.a		202	108.191
	Hyphèse2.b		324	173.534
Ballon d'eau-chaude	Hyphèse1.a	2660,74	1	2661
	Hyphèse1.b et 2.a	3839,94	1	3840
	Hyphèse2.b	4350,02	1	4550
Ballon d'eau froide		8300	1	8300
Machine à absorption		18494	1	18.494
Coût global du système	Hyphèse1.a			87.835
	Hyphèse1.b			132.398
	Hyphèse2.a			138.825
	Hyphèse2.b			204.678

Coût global du système

D'après l'étude économique réalisée, il ressort que le champ de capteurs solaires thermiques ainsi que la machine à absorption sont les principaux composants influençant de façon considérable le coût global du prototype. Les capteurs thermiques y contribuent de manière prédominante, représentant ~77% du coût total (hypothèse 1.b), tandis que la machine à absorption contribue à hauteur de ~14% (hypothèse 1.b).

Pour optimiser le coût global du système, les efforts doivent se concentrer principalement sur les capteurs solaires thermiques. Pour cela, nous présentons quelques pistes d'optimisation :

- **Recherche de capteurs plus efficaces** : Les capteurs à tubes sous vide, par exemple, offrent une meilleure efficacité et peuvent réduire la surface nécessaire.
- **Amélioration des techniques d'installation** : Prendre en compte l'inclinaison et

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

l'orientation des capteurs dans les calculs peut optimiser leur performance et réduire le nombre de capteurs nécessaires.

- **Fabrication de capteurs sur mesure** : Développer des capteurs solaires spécifiquement adaptés à ce type de système pourrait également offrir des gains d'efficacité.

Toutefois, en ce qui concerne la machine à absorption, bien que son coût ne soit pas entièrement évalué dans cette étude, son optimisation reste importante. La mise au point d'une machine à absorption $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ pourrait fournir une meilleure estimation de son coût et de ses performances, afin de ne pas sous-estimer sa contribution en termes de coût et de performance dans le prototype global du système à long terme.

2.3. Décisions

Les résultats de la modélisation dans l'hypothèse 1.b ont été retenus comme mode de fonctionnement du système dans cette étude. Cette décision se basent principalement sur les raisons suivantes :

- nécessité de produire de la glace à -5°C (donc l'hypothèse 1.a et 2.a sont éliminés car dans ces conditions la machine à absorption ne peut pas produire de la glace). Le choix ne s'effectuera qu'entre les hypothèses 1.b et 2.b où la machine à absorption est dimensionnée pour produire du froid à -5°C
- minimiser la température maximale admise au niveau du ballon d'eau-chaude : cette température doit être inférieure à 100°C , de sorte à ne pas être contraint de utiliser un ballon tampon sous pression afin de déplacer le point d'ébullition de l'eau le ballon. Or dans l'hypothèse 2.b, la température au niveau du générateur ($T_g \sim 114^\circ\text{C}$) de la machine à absorption est supérieur à 100°C contrairement à l'hypothèse 1.a où T_g est limitée à 95°C .
- travailler avec une machine à absorption plus performante : la machine à absorption est plus performante dans les conditions de l'hypothèse 1.b ($\text{COP}=0,491$) que celles de l'hypothèse 2.b ($\text{COP}=0,441$).

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- réduire le coût global du système : le coût global du système est de l'ordre de 130 000 € dans l'hypothèse 1.b, un coût plus bas que celui de l'hypothèse 2.b qui s'élève à 200000€.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

V. CONCLUSION- PERSPECTIVES

Conclusion Générale

Cette étude a démontré qu'il est possible de concevoir une chambre froide solaire thermique efficace dans le climat malien, caractérisé par une irradiation solaire moyenne de 6 kWh/m²/jour et des températures allant de 32°C à 41°C. En utilisant un conteneur de 66 m³, cette chambre froide peut conserver jusqu'à 24 tonnes de pommes de terre à une température de 5°C, avec une capacité quotidienne de gestion de 8 tonnes.

Pour réaliser une telle installation, plusieurs composants principaux sont nécessaires : un champ de capteurs solaires thermiques de 391 m², une machine à absorption NH₃/H₂O de 42 kW, un ballon d'eau chaude de 2500 litres et un bac à glace de 3000 litres pour garantir la continuité du refroidissement pendant la nuit.

Le principal défi de ce système réside dans son coût élevé, estimé à environ 133.000 €. La mise en place d'un tel système exige donc un investissement financier substantiel et une planification rigoureuse pour assurer son efficacité et sa durabilité dans le contexte local. Malgré ces défis, l'adoption de cette technologie pourrait offrir une solution durable et écologique pour la conservation des produits agricoles au Mali.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Perspectives

Pour aller au-delà des résultats obtenus et améliorer encore ce prototype, plusieurs perspectives s'offrent à nous :

- ❖ **Réduction des coûts** : La priorité est de réduire le coût global du système. Pour ce faire, il est crucial d'optimiser la taille du champ de capteurs solaires thermiques. Cela pourrait inclure la recherche de capteurs plus efficaces, comme les capteurs à tubes sous vide, qui offrent une meilleure efficacité et peuvent réduire la surface nécessaire.
- ❖ **Fabrication de la machine à absorption (NH₃/H₂O)** : Actuellement difficile à trouver sur marché, la fabrication de cette machine pourrait fournir une meilleure estimation de son coût et améliorer son intégration dans le système. Le développement de machines à absorption NH₃/H₂O sur mesure pourrait offrir des performances optimisées et une réduction des coûts.
- ❖ **Amélioration des techniques d'installation** : Prendre en compte l'inclinaison et l'orientation des capteurs dans les calculs peut optimiser leur performance. Une meilleure installation pourrait non seulement augmenter l'efficacité des capteurs, mais aussi réduire le nombre nécessaire, contribuant ainsi à la réduction des coûts.

En conclusion, cette étude a permis de démontrer la faisabilité et les avantages d'une chambre froide solaire thermique au Mali. Cependant, pour réaliser un prototype économiquement viable et performant, des efforts supplémentaires sont nécessaires pour optimiser les composants clés et réduire les coûts. Les perspectives identifiées offrent des pistes prometteuses pour atteindre ces objectifs et assurer le succès à long terme de ce projet innovant.

VI. RECOMMANDATIONS

1. Amélioration du Dimensionnement et de la Modélisation

- **Composants Auxiliaires** : Dimensionner les pompes, les appoints d'énergie, et les échangeurs de chaleur pour assurer leur efficacité et la performance optimale du système global.
- **Besoins Électriques** : Déterminer les besoins en alimentation électrique pour choisir correctement la source d'énergie électrique nécessaire, assurant ainsi un fonctionnement continu et fiable.

2. Test et Validation du Prototype dans des Conditions Réelles

- **Modélisation 3D et Plans 2D** : Utiliser des outils de modélisation pour optimiser la conception et s'assurer de l'intégration correcte de toutes les pièces.
- **Sourcing des Composants** : Sélectionner des composants de qualité et compatibles pour garantir la performance et la durabilité du système.
- **Pilotage du Système** : Mettre en place des systèmes de contrôle avancés pour automatiser et surveiller les processus de refroidissement en temps réel.
- **Programme de Contrôle** : Développer un programme de contrôle pour ajuster les paramètres du système, détecter les anomalies, et améliorer l'efficacité énergétique.

Ces recommandations visent à optimiser le dimensionnement, la modélisation, et la validation du prototype, garantissant ainsi sa performance et sa fiabilité avant une mise en production à grande échelle.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Bibliographie

Ouvrages et articles

- [2] : FAO. 2019. La situation mondiale de l'alimentation et de l'agriculture 2019. Aller plus loin dans la réduction des pertes et gaspillages de denrées alimentaires. Rome.
- [3]: **République du Mali, Ministère de l'Énergie et de l'Eau, Direction Nationale de l'Énergie. (2019). Prospectus d'investissement de l'énergie durable pour tous (SEforALL) du Mali.**
- [7]: VANDERHOFSTADT, B., & JOUAN, B. (2007). *Guide pratique de la culture de la pomme de terre en Afrique de l'Ouest*. CDE et SOC International.
- [9]: AguibouPM Consulting. (2022). *Projet SunSHine - Contexte et problématique*. Document interne.
- [16]: COSTIC (2013). *Eau chaude sanitaire solaire. Application à l'individuel et au collectif. Guide pour l'installateur*. 5ème édition. Fédération française du bâtiment (FFB).
- [18]: Euzen, A., Jeandel, C., & Mosseri, R. (2015). *L'eau à découvert*. Paris : CNRS Éditions, p. 182-183.
- [22] : Nobel International. *Ballons en circulation forcée MANUEL TECHNIQUE : Installation, entretien & mode d'emploi*.
- [23] : Dieng A.O., Wang R.Z., Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 313-342, 2001.
- [24] : Conservatoire National des Arts et Métiers (CNAM), Institut Français du Froid Industriel (IFFI). *Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide*.
- [25] : Charia, M., Pilatte, A., & Boudida, M. (1990). Machine frigorifique à absorption (eau-ammoniac) fonctionnant avec des capteurs plans sur le site de Rabat. *Université Mohammed V*, B.P. 1014 Rabat, Morocco; *Service de Thermodynamique, Faculté Polytechnique de Mons*, Boulevard Dolez 31, B-700 Mons, Belgium. Received 29 January 1990; revised 15 September 1990.
- [26] : Triché, D. (2016). *Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l'absorbeur d'une machine à absorption ammoniac-eau* (Thèse de doctorat, École Doctorale I-MEP2). Laboratoire des systèmes Solaires Haute Température et Laboratoire

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

des Écoulements Géophysiques et Industriels.

[27] : Le Pierrès, N. (2005). *Procédé solaire de production de froid basse température (-28°C) par sorption solide-gaz* (Thèse de doctorat, Université de Perpignan).

[31] : FERJANI, H. (2023, 24 juin). **Bilan thermique d'une chambre froide** [Webinaire de formation n°22, U-3ARC].

[32] : Sun, D.-W. (1996). Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *University College Dublin, National University of Ireland*.

[33] : Wakim, M. (2017). *Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température* (Thèse de doctorat). Université Paris sciences et lettres.

Sites internet

[1]: <https://www.senepus.com/economie/amis-dans-la-tete-des-africains-qui-l-faut-acheter-occidental-pour>

[4]: [Objectif de Développement Durable - Energies fiables, durables et modernes pour tous \(un.org\)](#)

[5] : [Objectifs de développement durable \(un.org\)](#)

[6] : [Objectif de Développement Durable - Changements Climatiques \(un.org\)](#)

[8] : [Mali Actu - Mali : Stratégie nationale de développement de la filière pomme de terre au Mali : Produire 1 million de tonnes d'ici 2026](#)

[10] : [Laboratoire Energies Renouvelables & Efficacite Energetique \(LABEREE\) – Le site officiel | 2iE \(2ie-edu.org\)](#)

[11] : [Locie \(univ-smb.fr\)](#)

[13] : <https://www.thermador.fr/fr/ballon-de-stockage-pour-circuit-primaire-eau-chaude-ou-froide.html>

[14] : <https://www.arvalis.fr/infos-techniques/conservation-tubercules-pomme-de-terre#2>

[15] : [Climat en Mali \(donneesmondiales.com\)](#)

[17] : <https://www.calculeo.fr/eco-travaux/le-chauffe-eau/modele-solaire-thermosyphon>

[19] : [Purgeurs - myMaxicours](#)

[20] : [Capteur solaire à eau chaude – Energie Plus Le Site \(energieplus-lesite.be\)](#)

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

- [21] : [Qu'est-ce qu'une soupape de sécurité et comment fonctionne-t-elle ? - ThermoGroup](#)
- [28] : [Energies renouvelables: l'énorme potentiel du Sahel \(alliance-sahel.org\)](#)
- [29] : [Conférence Alliance Sahel : Accès à l'énergie dans les pays du G5 Sahel \(banquemondiale.org\)](#)
- [30] : <https://pdfcoffee.com/tp-distillation-pdf-free.html>
- [34] : <https://www.nouvenergie.fr/e-formation/solaire-1/rendement-capteurs/>
- [35] : [Panneau solaire thermique Français Mirotherm control - garantie 10 ans \(boutique-solaire-diffusion.eu\)](#)
- [36] : [Ballon tampon 2000 litres sans échangeur, avec un ou deux échangeurs \(boutique-solaire-diffusion.eu\)](#)
- [37] : [Ballon de stockage pour circuit primaire eau chaude ou froide | Thermador](#)
- [38] : [Hot Water Absorption Chiller \(rxz-35\) - Buy Absorption Chiller,Chiller,Water Cooled Product on Alibaba.com](#)
- [12]: [Bilan frigorifique d'une chambre froide – Energie Plus Le Site \(energieplus-lesite.be\)](#)

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

VII. ANNEXES

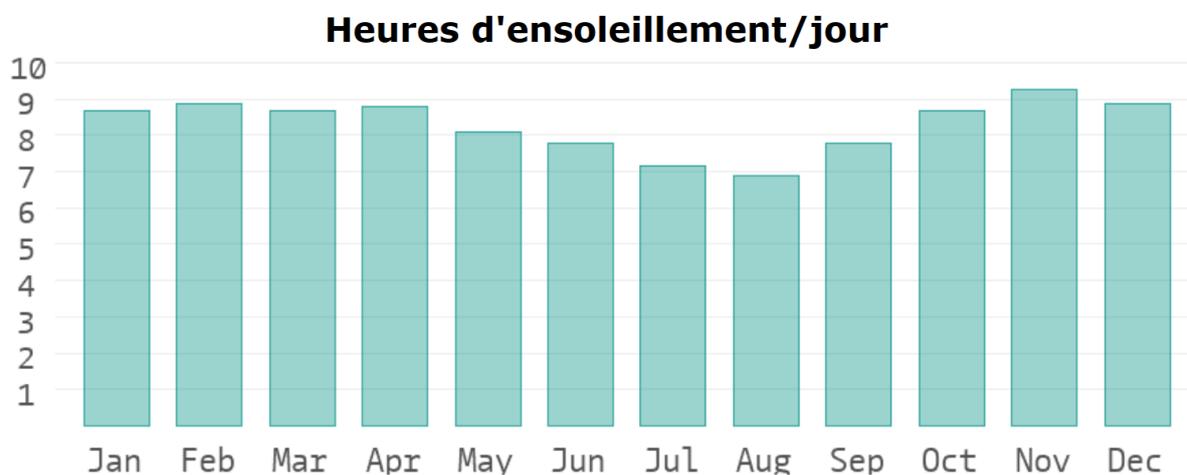
Annexe I : Données météorologiques du Mali

<https://www.donneesmondiales.com/afrique/mali/climat.php>

Température moyenne mensuelle au Mali en Journée et la nuit:

Mois	T[°C]	
	Jour	Nuit
Janvier	31,8	15,5
Février	35,5	19,3
Mars	39	22,9
Avril	40,6	25,4
Mai	40,3	27
Juin	37,8	25,8
Juillet	34,4	24,2
Août	32,8	23,4
Septembre	34,3	23,6
Octobre	36,3	24
Novembre	36,1	19
Décembre	33,5	16,5

Nombre d'heures d'ensoleillement par jour au Mali :



Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Annexe II: Diagramme d'Oldham

Diagramme d'Oldham HYPOTHESE1.a :

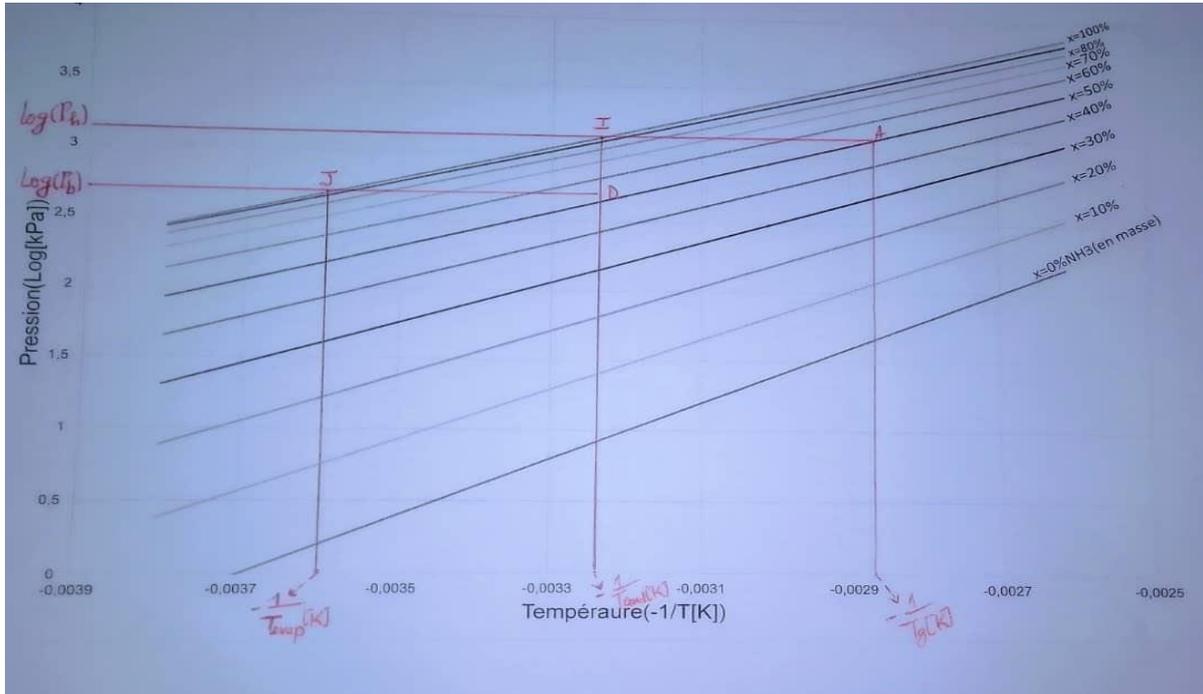
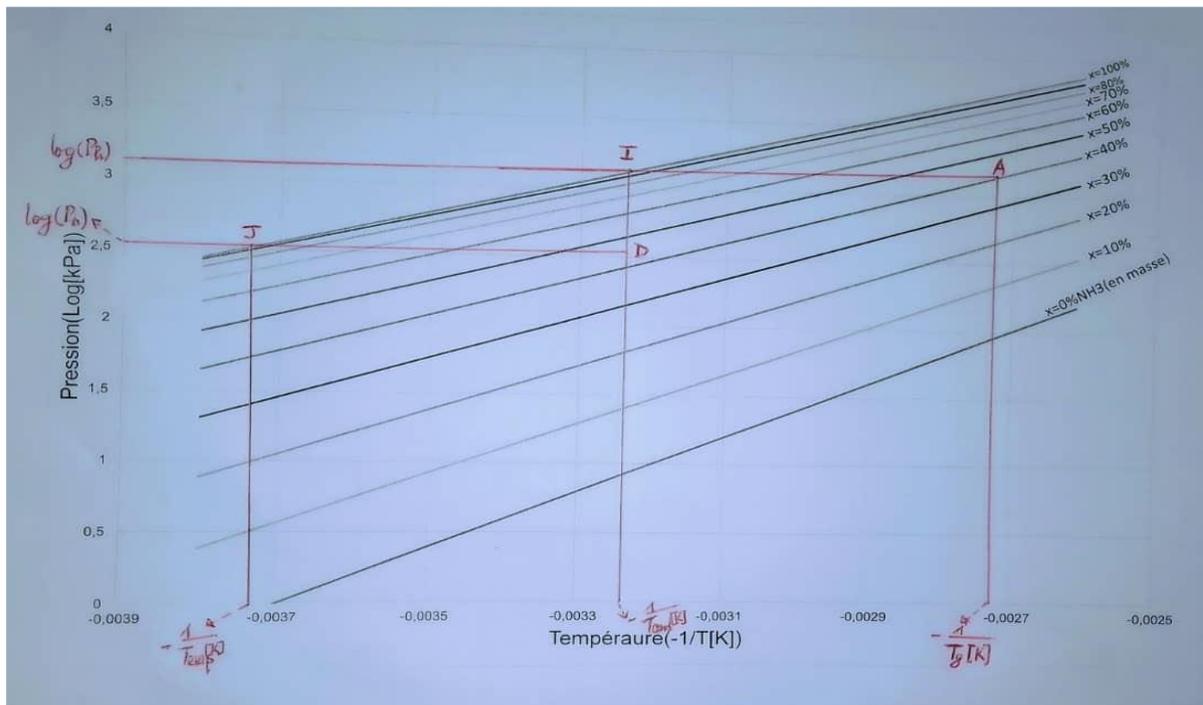


Diagramme d'Oldham HYPOTHESE1.b:



Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Diagramme d'Oldham HYPOTHESE2.a:

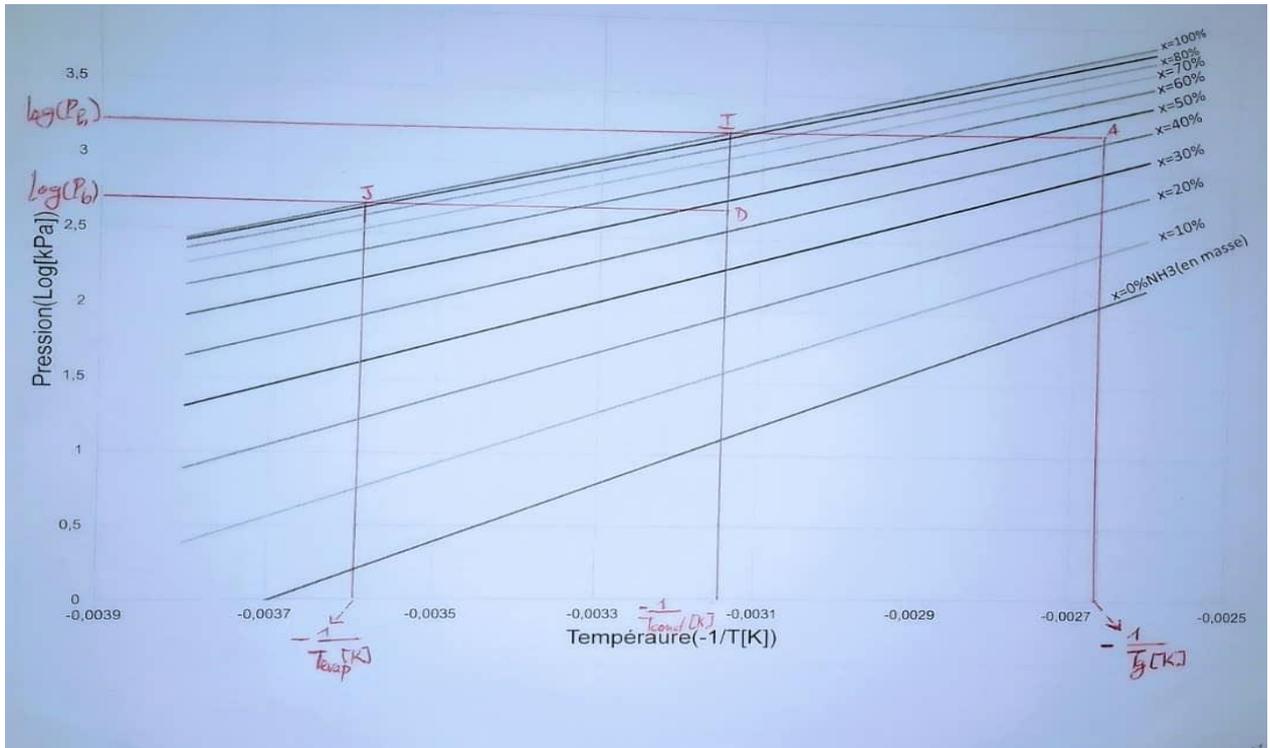
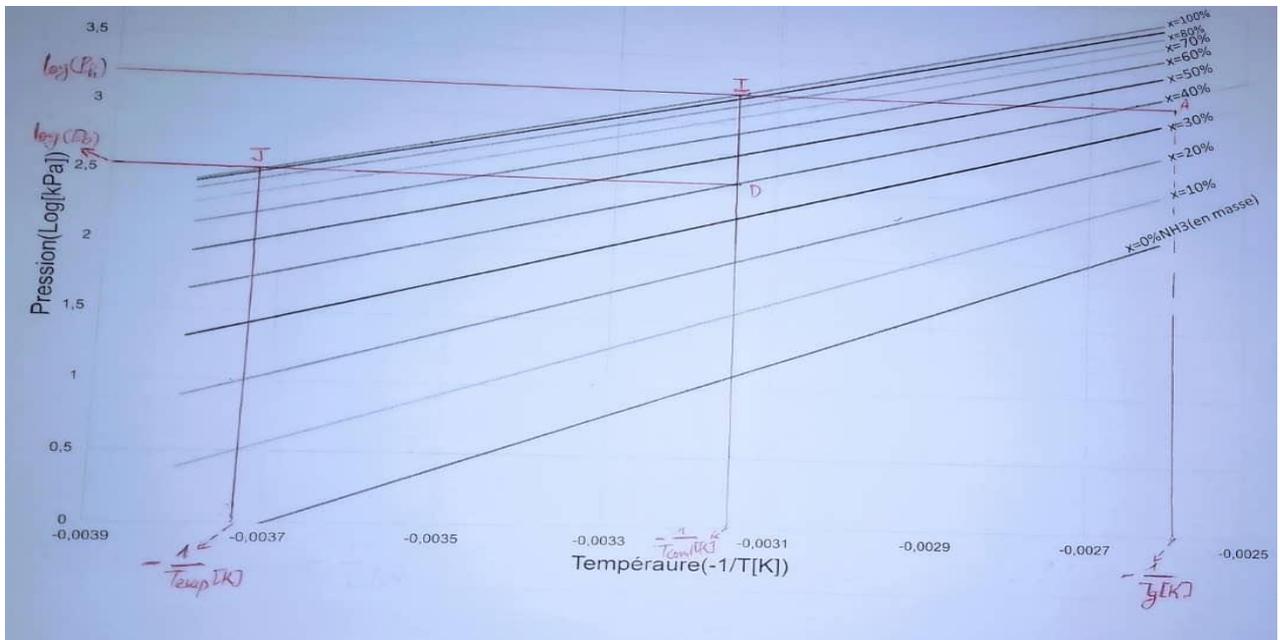


Diagramme d'Oldham HYPOTHESE2.b:



Annexe III: Valeurs des coefficients a_i , b_i et C_i [32]

i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	$-0.761\ 080 \times 10^1$
2	0	4	$+0.256\ 905 \times 10^2$
3	0	8	$-0.247\ 092 \times 10^3$
4	0	9	$+0.325\ 952 \times 10^3$
5	0	12	$-0.158\ 854 \times 10^3$
6	0	14	$+0.619\ 084 \times 10^2$
7	1	0	$+0.114\ 314 \times 10^2$
8	1	1	$+0.118\ 157 \times 10^1$
9	2	1	$+0.284\ 179 \times 10^1$
10	3	3	$+0.741\ 609 \times 10^1$
11	5	3	$+0.891\ 844 \times 10^3$
12	5	4	$-0.161\ 309 \times 10^4$
13	5	5	$+0.622\ 106 \times 10^3$
14	6	2	$-0.207\ 588 \times 10^3$
15	6	4	$-0.687\ 393 \times 10^1$
16	8	0	$+0.350\ 716 \times 10^1$

$h_0 = 100 \text{ kJ kg}^{-1}$, $T_0 = 273.16 \text{ K}$

i	b_i equation	c_i equation
0	1.9879×10^2	1.4633×10^3
1	4.4644×10^0	1.2839×10^0
2	6.2790×10^{-3}	-1.1501×10^{-2}
3	1.4591×10^{-4}	-2.1523×10^{-4}
4	-1.5262×10^{-6}	1.9055×10^{-6}
5	-1.8069×10^{-8}	2.5608×10^{-8}
6	1.9054×10^{-10}	-2.5964×10^{-10}

Annexe IV: Résultats complets sur les caractéristiques de la machine

Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse 1.a : $T_{\text{ex}} = 32^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = 5^{\circ}\text{C}$

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
$T_{\text{évap}}[^{\circ}\text{C}]$	5
$T_{\text{cond}}[^{\circ}\text{C}]$	36
$T_{\text{ab}}[^{\circ}\text{C}]$	36
$T_{\text{g}}[^{\circ}\text{C}]$	75,434
$P_{\text{b}}[\text{bar}]$	5,08
$P_{\text{h}}[\text{bar}]$	13,841
$m_{\text{r}}[\text{kg/s}]$	0,038
$m_{\text{c}}[\text{kg/s}]$	0,342
$m_{\text{d}}[\text{kg/s}]$	0,380
$X_{\text{c}}[\%]$	50
$X_{\text{d}}[\%]$	55
$X_{\text{r}}[\%]$	100
$Q_{\text{e}}[\text{kW}]$	41,686
$Q_{\text{cond}}[\text{kW}]$	42,421
$Q_{\text{abs}}[\text{kW}]$	71,484
$Q_{\text{g}}[\text{kW}]$	71,886
$Q_{\text{éch}}[\text{kW}]$	48,582
$W_{\text{pomp}}[\text{kW}]$	0,333
COP	0,577
(COP)max	1,015
$(\Delta U[\text{kW}])_{\text{cycle}}$	0,000

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse2.a : $T_{\text{ex}} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = 5^{\circ}\text{C}$

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
T_{évap}[°C]	5
T_{cond}[°C]	45
T_{ab}[°C]	45
T_g[°C]	102,436
P_b[bar]	5,08
P_h[bar]	16,618
m_r[kg/s]	0,042
m_c[kg/s]	0,435
m_d[kg/s]	0,477
X_c[%]	43
X_d[%]	48
X_r[%]	100
Q_e[kW]	44,036
Q_{cond}[kW]	44,838
Q_{abs}[kW]	88,345
Q_g[kW]	88,596
Q_{éch}[kW]	96,196
W_{pomp}[kW]	0,551
COP	0,494
(COP)_{max}	1,063
(ΔU[kW])_{cycle}	0,000

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Caractéristiques de la machine dans l'hypothèse 2.b : $T_{\text{ex}} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$

Paramètres/Grandeur énergétique	Valeurs
$T_{\text{évap}}[^{\circ}\text{C}]$	-5
$T_{\text{cond}}[^{\circ}\text{C}]$	45
$T_{\text{ab}}[^{\circ}\text{C}]$	45
$T_{\text{g}}[^{\circ}\text{C}]$	113,323
$P_{\text{b}}[\text{bar}]$	3,384
$P_{\text{h}}[\text{bar}]$	16,618
$m_{\text{r}}[\text{kg/s}]$	0,042
$m_{\text{c}}[\text{kg/s}]$	0,509
$m_{\text{a}}[\text{kg/s}]$	0,551
$X_{\text{c}}[\%]$	35
$X_{\text{d}}[\%]$	40
$X_{\text{r}}[\%]$	100
$Q_{\text{e}}[\text{kW}]$	44,036
$Q_{\text{cond}}[\text{kW}]$	45,390
$Q_{\text{abs}}[\text{kW}]$	98,502
$Q_{\text{g}}[\text{kW}]$	99,126
$Q_{\text{éch}}[\text{kW}]$	135,942
$W_{\text{pomp}}[\text{kW}]$	0,729
COP	0,441
(COP)max	0,948
$(\Delta U[\text{kW}])_{\text{cycle}}$	0,000

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Annexe V: Résultats concernant le volume du ballon d'eau-chaude

Volume du ballon d'eau-chaude dans l'hypothèse1.a :Tex =32°C et Tévap= 5°C

Paramètres	Valeurs				
Q _g [kW]	71,746	71,746	71,746	71,746	71,746
Δt ₁ [h]	0,170	0,250	0,330	0,500	1,000
ρ[kg/m ³]	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000
C _{eau} [kJ/kg.K]	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180
ΔT ₁ [°C]	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
V ₁ [m ³]	1,050	1,545	2,039	3,090	6,179

Volume du ballon d'eau-chaude dans l'hypothèse2.a :Tex =41°C et Tévap= 5°C

Paramètres	Valeurs				
Q _g [kW]	88,596	88,596	88,596	88,596	88,596
Δt ₁ [h]	0,170	0,250	0,330	0,500	1,000
ρ[kg/m ³]	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000
C _{eau} [kJ/kg.K]	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180
ΔT ₁ [°C]	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
V ₁ [m ³]	1,297	1,908	2,518	3,815	7,630

Volume du ballon d'eau-chaude dans l'hypothèse2.b :Tex =41°C et Tévap=- 5°C

Paramètres	Valeurs				
Q _g [kW]	99,126	99,126	99,126	99,126	99,126
Δt ₁ [h]	0,170	0,250	0,330	0,500	1,000
ρ[kg/m ³]	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000	1000,000
C _{eau} [kJ/kg.K]	4,180	4,180	4,180	4,180	4,180
ΔT ₁ [°C]	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
V ₁ [m ³]	1,451	2,134	2,817	4,269	8,537

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Annexe VI: Résultats concernant la taille du champ de capteur solaire thermique

Capteurs solaires thermiques dans l'hypothèse1.a :Tex =32°C et Tévap=5°C

Paramètres	Valeurs											
Qg[kW]	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8	71,8
Δtens[h]	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8	8,8
Is[kWh/m ² /j]	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Tex[°C]	25	26	27	28	29	30	32	38	39	40	41	42
η	0,417	0,425	0,432	0,440	0,448	0,456	0,471	0,516	0,524	0,531	0,538	0,545
St[m ²]	253	248	244	240	235	231	224	204	201	199	196	193
So[m ²]	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
N	123	121	118	116	114	112	109	99	98	96	95	94

Capteurs solaires thermiques dans l'hypothèse2.a :Tex =41°C et Tévap=5°C

Paramètres	Valeurs											
Qg[kW]	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5	88,5
Δtens[h]	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98
Is[kWh/m ² /j]	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Tex[°C]	25	26	27	28	29	30	32	38	39	40	41	42
η	0,176	0,185	0,194	0,203	0,212	0,221	0,239	0,292	0,301	0,309	0,318	0,327
St[m ²]	754	716	683	652	624	599	554	454	441	428	417	406
So[m ²]	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
N	366	348	331	316	303	291	269	220	214	208	202	197

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

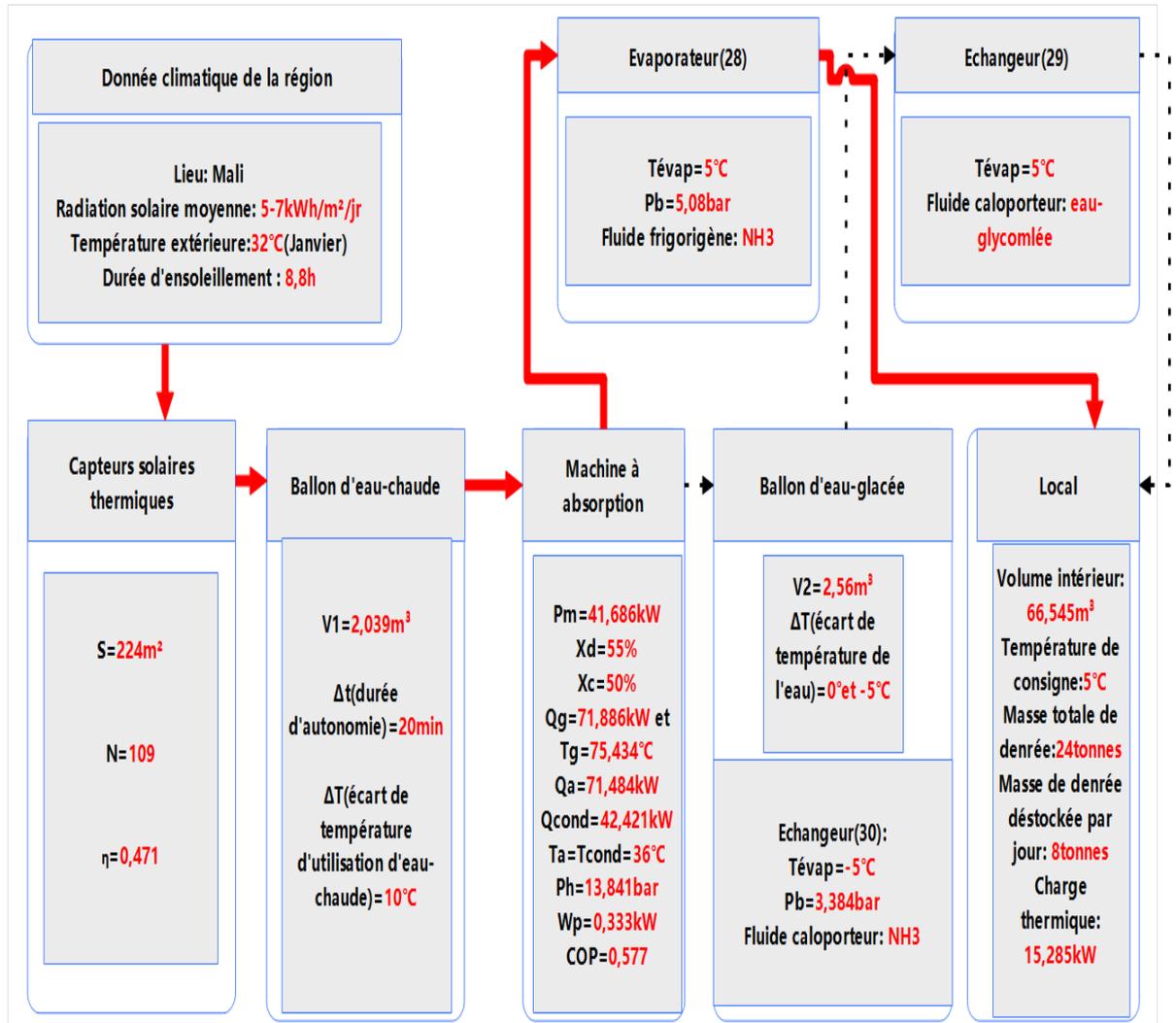
Capteurs solaires thermiques dans l'hypothèse 2.b : $T_{\text{ex}} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$

Paramètres	Valeurs												
Qg[kW]	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1
Δt_{ens} [h]	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98	8,98
Is[kWh/m ² /j]	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
T_{ex} [°C]	25	26	27	28	29	30	32	38	39	40	41	42	42
η	0,073	0,083	0,092	0,102	0,111	0,121	0,140	0,195	0,204	0,213	0,223	0,231	0,231
St[m ²]	2029	1793	1606	1455	1331	1227	1061	760	726	695	667	641	641
So[m ²]	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
N	985	870	780	707	646	595	515	369	352	337	324	311	311

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

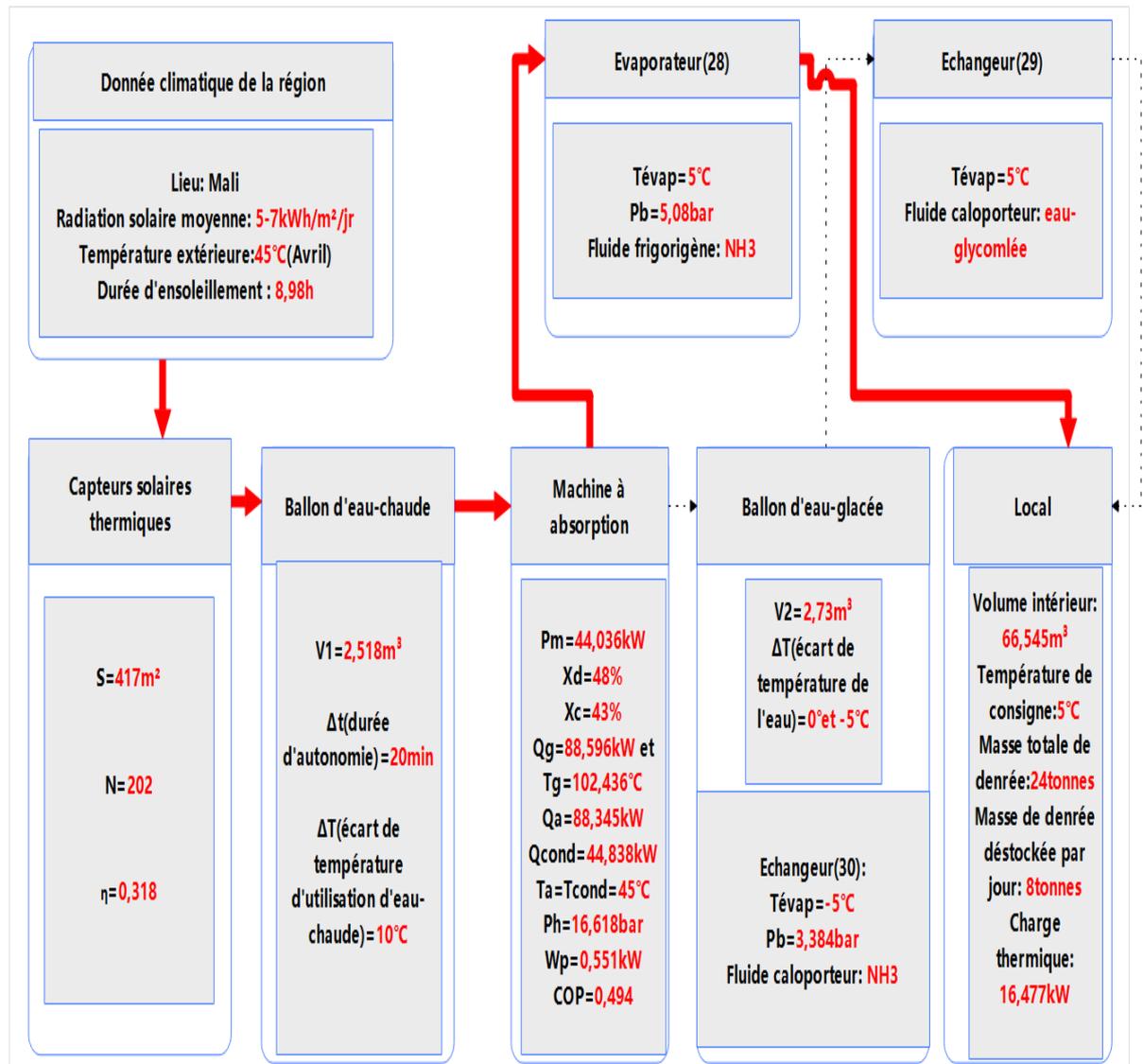
Annexe VII: Vue d'ensemble du système

Vue d'ensemble du système dans l'hypothèse 1.a : $T_{ex} = 32^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = 5^{\circ}\text{C}$



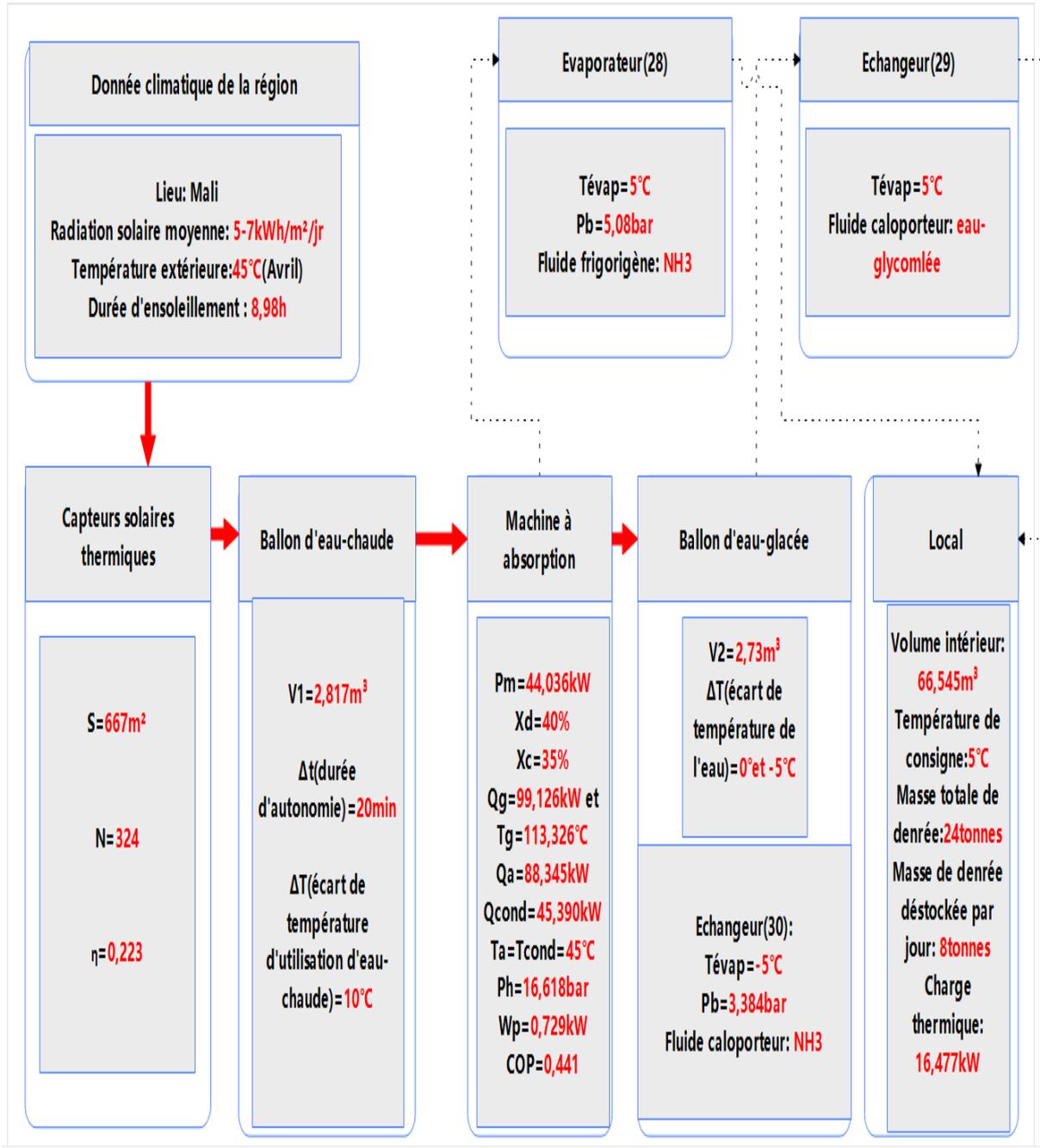
Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Vue d'ensemble du système dans l'hypothèse 2.a : $T_{ex} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = 5^{\circ}\text{C}$



Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Vue d'ensemble du système dans l'hypothèse 2.b : $T_{\text{ext}} = 41^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{évap}} = -5^{\circ}\text{C}$



Annexe VIII: Sélection de la température de consigne dans le local

Le choix de la température de consigne dépend de l'usage prévu pour les pommes de terre. Trois principaux cas d'usage sont distingués :

- ❖ **Pommes de terre destinées à un usage culinaire (consommation) :** L'objectif de l'entreposage frigorifique est de contrôler la teneur en sucre réducteur (glucose et fructose). Pour des températures inférieures à 8-10°C, il y a une augmentation de la teneur en sucre, ce qui peut provoquer une amertume lors de la cuisson. Toutefois, une température plus basse (6°C) permet de limiter les pertes de poids, la germination et le vieillissement des tubercules [14].
- ❖ **Pommes de terre à usage industriel :** Pour cet usage, le contrôle de la température vise à garantir une bonne teneur en amidon dans les tubercules. Les industries utilisent les tubercules pour la production d'amidon, de farine de pomme de terre et autres dérivés. La température de consigne recommandée est de l'ordre de 5 à 6°C [14].
- ❖ **Pommes de terre destinées au marché des produits frais :** L'objectif est de maintenir la qualité de présentation et le poids des tubercules. Le système d'entreposage frigorifique doit inhiber la germination. En dessous de 5-6°C, la germination et le développement des agents pathogènes sont fortement réduits. Pour tenir compte de l'usage culinaire que les acheteurs pourraient faire des pommes de terre, il est recommandé de choisir une température entre 4,5°C (pour des variétés à teneur en sucres faible telles que Charlotte, Belle de Fontenay, BF15) et 6-6,5°C (pour des variétés à teneur en sucres plus élevée telles que Monalisa, Samba, Nicola, Franceline). Une température minimale de 4,5°C est une des exigences de la Norme de « production raisonnée » AFNOR NFV25-111 [14]. Par conséquent, nous avons fait le choix optimal de considérer une température de consigne de 5°C dans le local.

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Annexe IX: Valeurs numériques des grandeurs physiques

Grandeurs	Valeur
q_{res} [kJ/kg.h]	0,1396
C[kJ/kg.K]	3,43
V[m ³]	66
n(Nombre de lampe)	1
Po[kW/m ²]	25
Ssol[m ²]	26,628
n(Nombre d'employé)	2
q_p [kW]	254
N(nombre d'ouverture)	50
n(nombre de ventilateur)	3
ΔP [Pa]	400
ea[m]	0,02
ka[kW/m.K]	14
ep[m]	0,7
kp[kW/m.K]	0,03
hc[kW/m ² .K]	13,3
Rth[m ² .K/kW]	3,5
Nporte	1
Cr	0,25

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali

Annexe X: Composants principaux du prototype



Capteur solaire thermique V20MTC[35]



Ballon d'eau-chaude BTEPS [36]

Conception d'un système de production de froid par absorption pour la réalisation d'un prototype de chambre froide solaire thermique au Mali



Ballon d'eau froide BREV3000HE [37]



Machine à absorption RXZ-58 [38]