Confidentiel

THÈSE

Pour obtenir le grade de

Docteur

Délivré par

UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale

Énergie et Environnement (ED305)

et de l'unité de recherche

PROMES-CNRS, UPR 8521

Spécialité :

Sciences de l'Ingénieur

Présentée par

IDIR Anis

Procédé thermochimique de production/stockage de froid pour le refroidissement et la valorisation de chaleur basse température de panneaux photovoltaïques

Soutenance prévue le 16 septembre 2022 devant le jury composé de :

Mme. Lingai LUO, Directrice de recherche, LTEN, Nantes.	Présidente
Mme. Nolwenn LE-PIERRES, Professeure des Universités, LOCIE, USMB, Chambéry	Rapporteure
Mme. Stéphanie GIROUX-JULIEN, Maître de Conférences HDR, CETHIL, UCBL, Lyon.	Rapporteure
M. Vincent GOETZ, Directeur de Recherche, PROMES, Perpignan	Examinateur
M. Driss STITOU, Ingénieur de Recherche HDR, PROMES, Perpignan	Directeur
M. Maxime PERIER-MUZET, Maître de Conférences, PROMES, UPVD, Perpignan.	Co-encadrant
M. David AYME-PERROT, Ingénieur de Recherche, TOTALEnergies, Paris	Co-encadrant

À mes parents,

Aux Noldines.

Avant-propos

Cette thèse a été rendue possible par la convention CIFRE ANRT / TOTALEnergies / CNRS. Elle a été préparée au sein du laboratoire Procédés, Matériaux et Énergies solaires (PROMES), UPR 8521 du CNRS. Je tiens tout d'abord à remercier le laboratoire et l'entreprise TOTALEnergies pour m'avoir permis de réaliser cette thèse dans les meilleures conditions.

Tout d'abord, je voudrais exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse Driss Stitou, Ingénieur de recherche HDR, et à mes encadrants Maxime Perier-Muzet, Maitre de conférences, et David Ayme-Perrot, Responsable de projets R&D à TotalEnergies, pour m'avoir intégré dans ce projet et accepté de superviser cette thèse avec beaucoup d'attention et d'implication. Au-delà de la qualité de votre appui scientifique, votre bienveillance et votre disponibilité m'ont permis de surmonter cette épreuve et d'en faire une expérience très enrichissante.

Je tiens à remercier Mme Nolwenn Le-Pierrès, Professeur des universités et Mme Stéphanie Giroux-julien, Maître de conférences HDR, d'avoir accepté d'être les rapporteures de cette thèse. Je remercie également Mme Lingai Luo, Directrice de recherche et M. Vincent Goetz, Directeur de recherche, d'avoir accepté d'en être les examinateurs.

Je remercie Mme Françoise Bataille, directrice du laboratoire PROMES de m'avoir accueilli au sein du laboratoire. Je tiens également à remercier tout le personnel du labo qui m'ont été d'un grand support pour le bon déroulement de la thèse, à commencer par le personnel de l'atelier Emmanuel Hernandez et Jean-Jacques Huc, le personnel administratif Naoual, Romie, Sandrine et Armelle, ainsi que le personnel informatique Philippe et Faissal.

Enfin, un grand merci à tous mes collègues pour la bonne humeur et l'ambiance agréable qu'ils ont su créer au laboratoire, à mes amis pour leur soutien moral continu qu'ils m'ont témoigné et pour avoir toujours cru en moi, et particulièrement à ma famille pour son soutien inconditionnel dans tout ce que j'ai pu entreprendre dans ma vie.

Table des matières

Nomenclature **14**

Introduction générale **18**

Chapitre I

État de l'art sur les dispositifs d'amélioration de la conversion photovoltaïque **24**

I.1 Problématique thermique de la conversion photovoltaïque 26

I.1.1 L'effet photovoltaïque : 26

I.1.2 Impact de la température de fonctionnement des cellules PV 28

I.2 État de l'art sur les systèmes de refroidissement de panneaux PV 30

I.2.1 Refroidissement photonique : 31

I.2.2 Refroidissement par convection naturelle : 32

I.2.3 Refroidissement par convection forcée : 34

I.2.4 Refroidissement par changement de phase : 38

1.2.5 Exploitation de l'effet thermoélectrique : 41

I.3 Comparatif des techniques actuelles de refroidissement de systèmes PV 46

I.4 Conclusion 47

Chapitre II

Évaluation du potentiel théorique de valorisation de la chaleur générée lors de la conversion photovoltaïque **50**

II.1 Analyse énergétique et exergétique du couplage panneau PV/collecteur thermique 51

II.1.1 Analyse énergétique du couplage panneau PV/collecteur thermique 52

II.1.2 Analyse exergétique d'un panneau PV/collecteur thermique 55

II.2 Performances théoriques de panneaux PV couplés thermiquement à des procédés de conversion énergétique 59

II.2.1 Couplage de capteurs PV/Thermiques à un cycle moteur ditherme endoréversible pour une valorisation de la chaleur en travail 59

II.2.2 Couplage de capteurs PV/Thermique à un cycle tritherme endoréversible pour une valorisation de la chaleur en froid 62

II.3 Analyse des performances électriques globales induites par un refroidissement actif de panneaux PV additionnels 65

II.4 Conclusion. 68

Chapitre III

Procédé thermochimique pour la valorisation de chaleur basse température. 70
III.1 Principe de fonctionnement d'un procédé thermochimique.....71
III.2 Choix des couples de travail.....74
III.3 Évaluation énergétique d'un procédé de refroidissement de panneaux PV 75
III.4 Évaluation des performances d'un procédé thermochimique de production de froid ...80
III.4.1 Caractéristique du système PVT/Système thermochimique.....81
III.4.2 Mise en œuvre des sels réactifs dans le réacteur 85
III.4.3 Analyse des performances.....90
III.5 Caractérisation expérimentale des sels réactifs à fort potentiel.....94
III.5.1 Caractérisation de l'état physique des sels. 94
III.5.2 Caractérisation des équilibres de sorption 98
III.5.3 Caractérisation des équilibres par sorption isotherme de gaz. 100
III.5.4 Conclusions sur la caractérisation thermodynamique des sels.....103
III.6 Conclusion.....105

Chapitre IV

Étude du comportement dynamique des panneaux PV 108
IV.1 Modélisation numérique.....109
IV.1.1 Modélisation d'un panneau PV standard 109
IV.1.2 Modélisation d'un panneau PV avec collecteur thermique.....112
IV.2 Validation expérimentale des modèles numériques des panneaux.....118
IV.2.1 Cas du panneau PV standard 118
IV.2.2 Etude expérimentale des panneaux PVT.....121
IV.3 Conclusion.....132

Chapitre V

Modélisation et étude expérimentale du procédé à sorption de gaz par une solution saturée 134
V.1 Modélisation du procédé à sorption impliquant une solution saturée.....135
V.1.1 Modélisation du sorbeur à solution saturée 137
V.1.2 Modélisation du condenseur 147
V.1.3 Modélisation de l'évaporateur 150

V.2 Description du prototype expérimental.....153
V.2.1 Description des principaux composants.....156
V.3 Analyses des expérimentations.....160
V.3.1 Évolution de températures caractéristiques du procédé.....161
V.3.2 Évolution des pressions caractéristiques du procédé.....164
V.3.3 Évolution de la masse d'ammoniac cyclée.....165
V.4 Conclusion.....167

Chapitre VI

Analyse numérique du couplage d'un procédé à sorption à des panneaux PVT 170

VI.1 Description du couplage PVT / Procédé à sorption étudié.....171
VI.2 Modélisation du couplage PVT/Procédé à sorption.....173
VI.3 Définition des paramètres d'étude.....174
VI.4 Analyses de performances d'un tel couplage pour centrale PV située au Qatar.....176
VI.5 Comparaison de la production électrique des panneaux PV/RB.....179
VI.6 Conclusion.....181

Conclusion générale et perspectives.....182

Annexes.....191
A . Comparaison des performances expérimentales avec résultats de simulation de panneaux PV fonctionnant sur le site de l'IPVF à Paris.....191
B : Schéma du banc expérimental de caractérisation des panneaux PV.....192
C : Armoire électrique du banc de caractérisation de panneaux PV.....193
D: Préparation du sorbeur :.....194

Liste des figures

Figure 1: Potentiel solaire dans le monde [4] 20

Figure 2: Evolution des rendements des cellules photovoltaïques de 1976 à 2020 [3] 25

Figure 3: Mécanismes fondamentaux des pertes de conversion dans une cellule PV à simple jonction p-n [12] 27

Figure 4: Évolution de la puissance électrique normalisée produite par une cellule PV en fonction de sa température de fonctionnement et pour différents matériaux PV utilisés [11]. 28

Figure 5: Caractéristiques courant-tension et puissance-tension d'un module PV [13] 29

Figure 6: Évolution schématique du rendement photovoltaïque en fonction de la température réelle de fonctionnement du panneau. 30

Figure 7: Principe du refroidissement photonique [16]. a) Les propriétés radiatives du refroidissement photonique. b) Réflectance du filtre sélectif. c) Émissivité du filtre dans l'infra-rouge. 31

Figure 8:Structure pyramidale de la couche réflective permettant de favoriser le refroidissement radiatif [17] 32

Figure 9: Système de refroidissement PV à air avec ailettes [18] 33

Figure 10: Optimisation du refroidissement par ailettes. [19] 33

Figure 11: Refroidissement de panneaux PV par faible immersion dans l'eau [20] 34

Figure 12: Schéma du système PV/ailettes de refroidissement par convection forcée [21] 35

Figure 13: Refroidissement par pulvérisation d'eau en face avant du panneau [24] 36

Figure 14: Exemple de design d'absorbeurs thermique étudiés pour les systèmes PVT. a) Absorbeur forme bobine. b) Absorbeur forme rectangulaire. c) Absorbeur forme circulaire. [26] 37

Figure 15: Variation de la température de fonctionnement du panneau pour un système PV/PCM et un système PV seul [30] 38

Figure 16: Dispositif étudié pour le contrôle thermique de panneau PV par PCM a) Système à ailette seul. b) Système à PCM inséré dans une matrice graphitée (GNE). c) Système à PCM/GNE + ailettes. [31] 39

Figure 17: Système de refroidissement PV par PCM et PCM hybride : a) Système PVT_nanofluide/PCM ; b) Système PV/PCM ; c) Système PV standard [32] 40

Figure 18: Système de refroidissement des panneaux PV par caloduc [35] 40

Figure 19: Module TEG pour la génération électrique [36] 41

Figure 20:Schéma hybride PV-TEG pour la production électrique. [40] 43

Figure 21: Etude comparative de diverse configurations de systèmes hybrides PV-TEC: a) Système PV ; b)Système PV-TEC; c)Système PVT-TEC 44

Figure 22: système hybride PV/TEC [43] 45

Figure 23: Structure et principe du système électrochimique thermiquement régénératif (TREC) [44] 45

Figure 24: Concept expérimental du TREC pour une production électrique additionnelle [44]. 46

Figure 25: Représentation schématique des flux énergétiques échangés entre un système PV/TC et son environnement avec $\mathbf{I_G}$ le rayonnement solaire incident, $\dot{Q}_h$: puissance thermique extraite, $\dot{W}_{el}$ puissance électrique produite, $\dot{Q}_{conv}$ les pertes thermiques par convection et $\dot{Q}_{rad}$ les pertes radiatives. 52

Figure 26: Variation des puissances thermique ($\dot{Q}_h$) et électrique ($\dot{W}_{el}$)et des pertes ($\dot{Q}_{conv}$ & $\dot{Q}_{rad}$) du système PV/TC avec sa température de fonctionnement et opérant dans une ambiance à 40°C sous différentes irradiations solaires. 55

Figure 27: Variation du potentiel énergétique du système PV/TC en fonction de sa température de fonctionnement pour différentes irradiations solaires. 57

Figure 28: Évolution en fonction de l'irradiation solaire de la température de stagnation du panneau PV et ses températures optimales de fonctionnement qui maximisent l'exergie globale et l'exergie thermique produites 58

Figure 29: Couplage panneau PV/collecteur thermique avec un cycle moteur de Carnot endoréversible. 59

Figure 30: Courbes pleines : variation du travail produit par le système PV/TC couplé à un moteur endoréversible avec sa température de fonctionnement. Courbes en pointillés : variation de la différence de température d'échange de chaleur correspondante ΔT_1 requise entre le panneau PV et le cycle moteur. 61

Figure 31: Variation du rendement exergétique du système PV/TC couplé à un moteur endoréversible en fonction de sa température de fonctionnement du panneau PV/TC soumis à diverses irradiations solaires et à un environnement de 40°C 61

Figure 32: Vue schématique du couplage d'un système PV/TC avec un procédé tritherme fonctionnant entre trois niveaux de température pour la production de froid utilisable dans le bâtiment. 63

Figure 33: Production de froid par un procédé tritherme endoréversible couplée au système PV/TC. 64

Figure 34: Refroidissement d'un second panneau PV2 par un procédé tritherme endoréversible couplée à un panneau PV1 65

Figure 35a) Évolutions pour différentes irradiations solaires, des gains électriques des panneaux PV_1 et PV_2 avec la température T_c du panneau PV_2 refroidi, lorsque le panneau PV_1 fonctionne à sa température optimale T_h^*, b) Gain global de production électrique. 67

Figure 36: Gains électriques obtenus par un refroidissement actif idéal avec un procédé tritherme endoréversible exploitant la chaleur soit à $\tilde{T}_h$ soit à T_h^*. Comparaison à ceux obtenus avec un système de dissipation de chaleur. 68

Figure 37: Principe de fonctionnement d'un procédé à sorption en phase utile de production de froid (déstockage) et en phase de stockage (régénération du système) 73

Figure 38:Représentation des phases du procédé dans le diagramme Clausius-Clapeyron. 73

Figure 39: Couples réactifs ammoniacates préalablement sélectionnés en raison des gammes de températures visées 75

Figure 40 : Schéma de principe et représentation des conditions opératoires du procédé pour l'exploitation de la chaleur d'un premier panneau PV1 pour le refroidissement d'un second panneau PV2. 76

Figure 41 : Gains de production électrique des panneaux PV en fonction de la température de fonctionnement du premier panneau et pour les différents sels potentiellement intéressants..79

Figure 42 : Configuration de fonctionnement du système PVT-thermochimique durant la phase jour (décomposition) 81

Figure 43 : Configuration du système PVT-thermochimique pour la phase nuit (synthèse) ...82

Figure 44:Réalisation des composites réactifs pour systèmes thermochimiques 85

Figure 45: Représentation schématique du matériau composite poreux sel/GNE (en vert le sel disposé sur la structure foliée du graphite naturel expansé et axialement comprimée, permettant à la fois une bonne diffusion du gaz et de la chaleur).....86

Figure 46 : Évolution de la conductivité axiale et radiale de blocs composites avec divers taux de sel en fonction de la masse volumique apparente du GNE dans le composite [63].....87

Figure 47: Variation des températures caractéristiques du couplage PVT- thermochimique en fonction du débit de caloporteur et pour une irradiation de 1000 W/m² 91

Figure 48: Evolution des performances du système PVT-thermochimique avec la température de fonctionnement du panneau et différents réactifs.....92

Figure 49: Banc de caractérisation thermodynamique des sels ammoniacates 95

Figure 50: Remplissage du réacteur de caractérisation en sel NaBr seul et disposition des grilles métalliques roulées pour favoriser l'homogénéité de la température du sel et la diffusion de l'ammoniac. Vue des deux électrodes plongeantes dans le lit réactif pour mesure sa résistance. 96

Figure 51: Évolution de la résistance électrique de l'ammoniacate ($NaBr,5.25NH_3$) en fonction de la température et de la pression. 97

Figure 52 : photo du réactif après quelques cyclages en température du réacteur, montrant une fusion et une solubilisation du sel dans le réacteur. 98

Figure 53: Préparation du composite réactif.....98

Figure 54: Evolution de la pression et de la température dans le réacteur lors des expériences pour la détermination de l'équilibre de sorption NaBr / $NaBr,5.25NH_3$ 99

Figure 55: Comparaison des équilibres thermodynamiques obtenus expérimentalement pour le NaBr avec les données obtenues par Blitz (1923) et Oliveira (2008).....99

Figure 56 : Banc de caractérisation thermodynamique des sels avec contrôle du débit d'ammoniac sorbé via une vanne micrométrique 101

Figure 57 : Caractérisation de la sorption isotherme du gaz par le sel NaBr maintenu à T_{sel}=2 °C. Évolution de la pression du système et de la quantité de gaz sorbé.....102

Figure 58 : Caractérisation de la sorption isotherme du gaz par le sel NaBr maintenu à T_{sel}=15 °C. Évolution de la pression du système et de la quantité de gaz sorbé.....103

Figure 59 : Récapitulatif de la caractérisation thermodynamique pour le NaBr. 104

Figure 60 : Comparaison des équilibres thermodynamiques obtenus expérimentalement avec le $NH_4Cl,3/0NH_3$ avec les données de la littérature et position par rapport à l'équilibre $NaBr,5.25/0NH_3$.....105

Figure 61: Représentation schématique d'un panneau PV et de ses échanges avec l'environnement 110

Figure 62: Schéma de l'échangeur Roll-bond. 113

Figure 63:Représentation schématique d'un panneau PV/RB et de ses échanges avec l'environnement 114

Figure 64: Représentation schématique d'un panneau PV/RB isolé et de ses échanges avec l'environnement 116

Figure 65: Représentation schématique d'un panneau PVT vitré isolé et de ses échanges avec l'environnement 117

Figure 66: Conditions météorologiques mesurées sur le site de la centrale PV de Totalenergies située au Qatar 119

Figure 67: Évolution expérimentale et numérique de la température des panneaux PV pour une journée type sur le site de la centrale PV de Total Energies située au Qatar 120

Figure 68: Production électrique du panneau PV numérique vs expérimentale. 120

Figure 69: Photographie de l'échangeur thermique de type Roll-Bond, à gauche face extérieure à droite face collée au capteur PV 122

Figure 70 : Description schématique du banc expérimental de caractérisation du comportement dynamique et des performances énergétiques des PVT 124

Figure 71: Banc expérimental de caractérisation de la valorisation thermique et de la production électrique des panneaux PVT. 124

Figure 72: conditions météorologiques du 21/07/2021 à Perpignan. 125

Figure 73: Evolution temporelle de la température de stagnation des panneaux PV+Roll-bond pour la journée du 21/07/2021 à Perpignan 125

Figure 74: Évolution temporelle de la température de stagnation du panneau PVT vitré pour la journée du 21/07/2021 à Perpignan 126

Figure 75 : Données météorologiques du 02/07/2021 à Perpignan 126

Figure 76 : Validations des performances thermiques et électriques du panneau PV avec roll-bond. 127

Figure 77: Comparaison des performances thermiques et électriques pour le panneau PV avec roll-bond et isolation 128

Figure 78:Validation des performances thermiques et électriques du panneau PVT vitré commercial 129

Figure 79 : Évolution des températures sorties du caloporteur au cours de la journée du 02/07/2021 131

Figure 80: Évolution de puissance thermique valorisable des 3 panneaux PV au cours de la journée du 02/07/2021 131

Figure 81: Représentation schématique du procédé à sorption en phase de désorption 136

Figure 82: Représentation schématique du procédé en phase de sorption 136

Figure 83: Représentation schématique du sorbeur, de ses variables internes et de ses échanges. 138

Figure 84: Évolution du taux de solubilisation du sel au cours de la sorption et désorption du système 139

Figure 85: Diagramme de phase du sel NaBr [67] 139

Figure 86: Représentation graphique des déséquilibres thermodynamique du sorbeur 146

Figure 87: Représentation schématique du condenseur du procédé à sorption 148
Figure 88 : Représentation schématique de l'évaporateur du procédé à sorption 151
Figure 89: Photographie du prototype expérimental du procédé à sorption 154
Figure 90:Schéma général du prototype de procédé à sorption. 154
Figure 91: Schéma de fonctionnement du dispositif en phase de désorption 155
Figure 92:Schéma du prototype en phase de sorption 156
Figure 93: Photographie et représentation schématique du sorbeur à solution saturé de NaBr du prototype de procédé à sorption 157
Figure 94: Photographie et représentation schémas du condensateur du prototype de procédé à sorption. 158
Figure 95: Photographie et représentation schématique du réservoir de NH_3 du prototype de procédé à sorption 158
Figure 96: Photographie et représentation schématique et de l'évaporateur du prototype de procédé à sorption. 159
Figure 97: Évolution des températures du sorbeur, du condenseur et de l'évaporateur du procédé à sorption. 163
Figure 98: Evolution des températures à l'intérieur du composite sur plusieurs points de mesures. 163
Figure 99: Evolution de la pression dans le sorbeur 164
Figure 100: Evolution de la masse d'ammoniac liquide dans le réservoir liquide. 166
Figure 101: Evolution des puissances thermiques du sorbeur, condenseur et de l'évaporateur. 166
Figure 102 : Configuration du procédé et mode de fonctionnement du système PVT-procédé à sorption durant la phase jour (désorption). 172
Figure 103:Configuration du système PVT-procédé à sorption pour la phase nuit (sorption) 172
Figure 104: Conditions météorologiques d'une journée chaude au Qatar 175
Figure 105:Évolution des températures du panneau PV et du procédé à sorption 176
Figure 106: Évolution des pressions dans le procédé à sorption 176
Figure 107: Évolution de l'avancement du taux α de solubilisation du sel dans le composite 178
Figure 108: Puissance thermique et puissance frigorifique 178
Figure 109: Évolution de la température des différents capteurs PV 179
Figure 110: Évolution de la production électrique des différents capteurs PV 180
Figure 111: Données météorologiques du site à Paris 191
Figure 112: Validation du modèle numérique sur le site de Paris des températures et de la production électrique 191

Nomenclature

c, Cp, Cv	Capacité thermique massique, isobare, isochore	($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
$\bar{c}, \overline{Cp}, \overline{Cv}$	Capacité thermique molaire, isobare, isochore	($J.mol^{-1}.K^{-1}$)
E	Energie	(J)
E_{ff}	Efficacité thermique	(-)
e	Epaisseur	(m)
Ex	Exergie	(J)
g	Accélération de la pesanteur	($m.s^{-2}$)
h	Enthalpie spécifique massique	($J.kg^{-1}$)
$\bar{h}$	Enthalpie spécifique molaire	($J.mol^{-1}$)
H	Enthalpie	(J)
I_G	Irradiation solaire global incidente	($W.m^{-2}$)
k	Conductivité thermique	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
k_{cin}	Constante de cinétique réactionnelle	(s^{-1})
L	Longueur de tube	(m)
m	Masse	(kg)
$\dot{m}$	Débit massique	($kg.s^{-1}.m^{-2}$)
Mm	Masse molaire	($kg.mol^{-1}$)
N	Nombre de moles	(mol)
$\dot{n}$	Débit molaire	($mol.s^{-1}$)
P	Pression	(bar)
Q	Energie thermique	(J)
$\dot{Q}$	Puissance thermique	(W)
R	Constante des gaz parfaits Résistance électrique	($J.mol^{-1}.K^{-1}$) (Ω)
S	Surface Entropie Sorbant	(m^2) ($J.mol^{-1}.K^{-1}$)
sor	Sorbeur	-
T	Température	(K), (°C)
t	Temps	(s), (h)

U	Energie interne	(J)
	Coefficient d'échange thermique global	($W.K^{-1}.m^{-2}$)
$\bar{v}$	Volume molaire	($m^3.mol^{-1}$)
V	Volume	(m^3)
V_w	Vitesse du vent	($m.s^{-1}$)
W	Travail	(J)
$\dot{W}$	Puissance mécanique ou électrique	(W)
X	Avancement de la réaction thermochimique	(-)
Xs	Concentration de saturation du sel dans l'ammoniac	(-)

Symboles grecs :

α	Absorptivité solaire pour les panneaux PV	(-)
	Taux de solubilisation du sel	(-)
	Diffusivité thermique	(m^2s^{-1})
β	Coefficient de dégradation thermique des performances	(K^{-1})
	Coefficient de dilatation	(K^{-1})
ε	Émissivité pour les panneaux PV Porosité du matériau composite du procédé à sorption	(-)
γ	Coefficient adiabatique du gaz	(-)
η	Rendement	(-)
λ	Longueur d'onde pour le spectre solaire	(m)
μ	Coefficient stœchiométrique de la solution saturée	(-)
ν	Coefficient stœchiométrique de la réaction	(-)
	Viscosité cinématique	(m^2s^{-1})
ρ	Masse volumique	($kg.m^{-3}$)
σ	Constante de Stephan-Boltzmann	($W.m^{-2}.K^{-4}$)
τ	Taux massique de sel dans le composite réactif/GNE	(-)
	Taux de compression du compresseur	(-)
	Transmissivité solaire pour les panneaux PV	(-)
ξ	Rapport surfacique	(-)

Nombres adimensionnels :

Nu	Nombre de Nusselt
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds

Indices :

0	Référence thermodynamique
amb	Ambiant
c	Cold/ froid ; Carnot
calo	Caloporteur
cd	Condenseur
cell	Cellule
ciel	Ciel
cin	Cinétique
comp	Composite
compr	Compresseur
cond	Condensation
conv	Convectif
déc	Décomposition
des	Désorption
el	Electrique
endo	Endoréversible
eq	Equilibre
ev	Évaporateur
EVA	Éthylène Vinyl Acétate
evap	Evaporation
exo	Exothermique
G,g	Gaz
graph	Graphite
h	Hot/chaud
HX	Echange thermique
in	Entrée
ini	Initiale
is	Isentropique
iso	Isolant
liq	Liquide
mec	Mécanique
NH_3	Ammoniac
Out	Sortie
P	Poreux
pr	Paroi
rad	Radiative
RB	Roll-Bond
Reac	Réacteur
RES	Réservoir
S	Surface
sat	Saturée
Sel_0	Sel anhydre
Sel*	Sel sous forme cristalline
sel	Sel solubilisé
sol	Solution
sor	Sorbeur
st	Stagnation
syn	Synthèse
V	Vanne
VG	Volume de gaz
VM	Volume mort dans le sorbeur
w	Eau (caloporteur)

Acronymes :

COP	Coefficient Opérationnel de Performance
CSP	Centrale Solaire Thermodynamique
GNE	Graphite Naturel Expansé
PCM	Matériaux à Changement de Phase
PV	Panneau Photovoltaïque
PVT	Panneau Photovoltaïque Thermique
STC	Conditions de Test Standard
TEG	Générateur Thermo-Electrique

Introduction générale

La population mondiale s'approche actuellement de 8 milliards d'individus et pourrait atteindre les 10 milliards à l'horizon 2050 [1]. Cette croissance démographique conduit ainsi à une demande en énergie sans cesse croissante. L'appauvrissement des ressources énergétiques conventionnelles fossiles et fissiles et leur impact climatique et environnemental, implique de s'orienter vers de nouvelles ressources d'énergie, propres et durables, et de les diversifier afin de répondre aux besoins mondiaux.

Il est intéressant de constater que les hausses de la consommation de ces ressources énergétiques primaires observées au cours des dernières décennies sont principalement liées aux instabilités économiques causées par les fluctuations du prix du pétrole. On peut en effet constater une nette corrélation entre le ralentissement de la croissance énergétique et les pics observés sur l'évolution du prix du pétrole, comme cela a été le cas lors des chocs pétroliers de 1973 et 1979, ainsi que pour la récente crise financière de 2008 [2]. On peut également constater que la plupart des pays privilégient majoritairement l'énergie la plus économique sans se soucier des impacts environnementaux qu'elle peut générer. Il est ainsi déterminant de considérer également les aspects économiques, qui peuvent dans certains cas constituer un critère majeur dans le choix d'intégrer ou non une ressource d'énergie dans le mix énergétique d'un pays. La prédominance de l'utilisation des ressources énergétiques fossiles et non renouvelables, telles que le charbon, le gaz, le pétrole ou encore l'uranium, ont causé deux principaux phénomènes : la diminution importante des stocks de ces ressources et l'émission subséquente de quantités importantes de CO_2 et de divers gaz à effet de serre dans l'atmosphère. On ne peut que malheureusement en constater les conséquences actuelles sur notre planète. Cette situation a remis en question les habitudes de consommation de beaucoup de pays, notamment les pays les plus développés dans le secteur industriel et technologique, et a mené à la nécessité d'élaborer un plan sérieux de transition énergétique qui soit sain et durable. Les énergies renouvelables se présentent comme candidats potentiels pour apporter des solutions à cette problématique environnementale. On assiste désormais à une utilisation de plus en plus importante de ces énergies et à une croissance d'installations de production d'électricité renouvelable qui s'accélère (parcs éoliens, fermes photovoltaïques, …).

Le récent rapport du National Renewable Energy Laboratory (NREL) [3] avance qu'en 2018, près de 6.523 TWh d'électricité renouvelable sont produites dans le monde, ce qui représente 26.3 % de la production électrique mondiale annuelle. Ils sont majoritairement produits par l'hydraulique, l'éolien et le photovoltaïque connecté au réseau. Dans les pays leaders de la production d'énergie renouvelable, on retrouve la Chine en première position, suivie des États-Unis, le Brésil, l'Allemagne et enfin l'Inde.

On peut constater sur la Figure 1, que la ressource solaire est disponible partout dans le monde, avec une densité énergétique au sol variant de 2.2 à 7.5 kWh/m², ce qui montre son large potentiel d'utilisation. Cette densité est la plus importante dans les régions intertropicales au climat chaud. La ressource solaire peut être exploitée au moyen de diverses technologies, soit pour produire de l'énergie électrique par une conversion directe via des

panneaux photovoltaïques (PV), ou bien de manière indirecte pour produire de l'énergie thermique à haute température en exploitant une technologie solaire à concentration et la convertir en électricité par un cycle thermodynamique (CSP). Elle peut également être exploitée sous forme thermique à basse température directement pour le chauffage de bâtiments au moyen de collecteurs solaires thermiques, ou bien pour le rafraichissement de batiments au moyen de procédés à absorption.

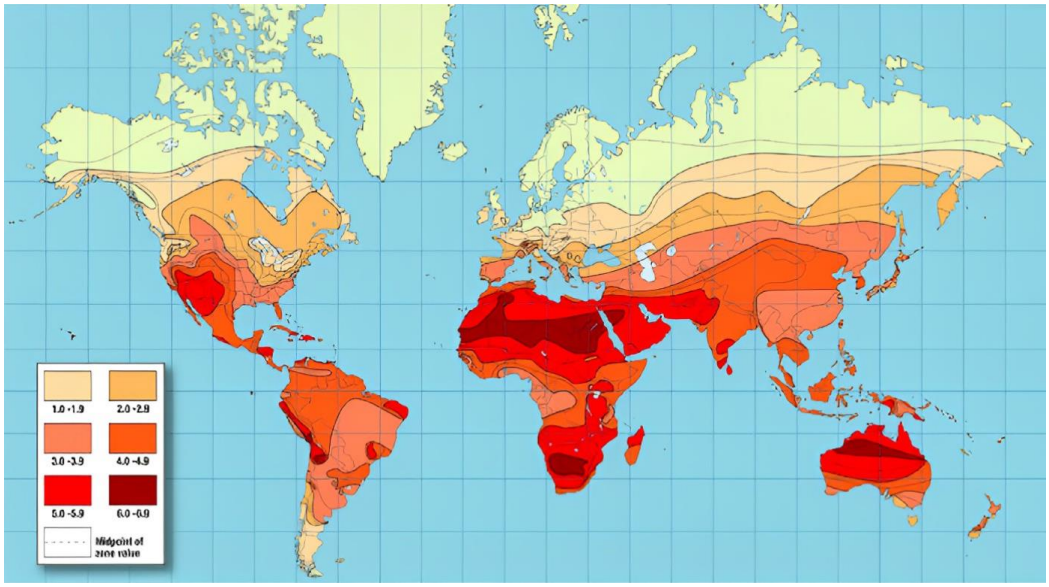


Figure 1: Potentiel solaire dans le monde en kWh [4]

Le photovoltaïque fait partie non seulement des trois sources d'énergies renouvelables majoritairement produites, mais elle est aussi la source d'énergie qui se développe le plus rapidement actuellement, et ce, avec une très forte croissance durant la période 2007-2018 [3]. Ce n'est donc pas étonnant que la communauté scientifique s'intéresse à ce mode de production au potentiel important en termes de ressource disponible. Les travaux qui sont actuellement menés visent notamment à améliorer cette technique de conversion énergétique pour obtenir de meilleures performances en exploitant plus efficacement le spectre solaire. En effet, lorsqu'un panneau photovoltaïque (PV) est soumis au rayonnement solaire, seule une fraction de ce dernier est convertie en électricité. Environ 70 à 80% de ce rayonnement est transformé en chaleur par thermalisation des photons et entraine une hausse significative de la température de fonctionnement du panneau PV qui impacte fortement la puissance électrique générée et le rendement photovoltaïque. Dans la plupart des régions du globe où sont implantés de tels panneaux PV, les températures de fonctionnement en conditions réelles atteignent 50-60°C pendant une fraction significative de la journée, et dépassent même les 80°C pendant plusieurs heures dans les régions dites chaudes. Ces températures de fonctionnement parfois excessives impactent fortement le fonctionnement des panneaux PV et leur durabilité. On constate en effet une perte globale d'efficacité des panneaux PV due à l'élévation de leur température de fonctionnement qui peut atteindre 25 à 30% par rapport aux performances de référence des panneaux caractérisées dans les conditions standards de fonctionnement à 25°C.

C'est dans ce cadre de recherche que s'inscrivent les travaux de thèse présentés ici. Leur objectif vise d'une part à développer un dispositif de refroidissement permettant d'améliorer

les performances des panneaux PV et accroitre ainsi leur durée de vie en limitant leur température de fonctionnement et, d'autre part à étudier la faisabilité d'un procédé à sorption de gaz qui valorise la chaleur extraite des panneaux PV en permettant une production supplémentaire de froid. Le défi scientifique est lié au très bas niveau thermique de la chaleur exploitable (30 à 40°C au-dessus de l'ambiant), et donc à très faible contenu exergétique. Il s'agira d'évaluer la faisabilité d'un tel procédé à sorption et sa pertinence pour diverses applications visées : refroidissement actif de panneaux photovoltaïques ou rafraichissement de bâtiments.

L'étude réalisée ici se décline selon six chapitres :

Le premier chapitre décrit l'origine du réchauffement des cellules photovoltaïques et son impact sur la conversion photoélectrique. Des solutions techniques de refroidissement de panneaux photovoltaïques pour en atténuer l'impact sont présentées. Une étude comparative de ces diverses solutions est réalisée afin de positionner le système de refroidissement et de valorisation étudié dans le cadre de la thèse.

Dans le second chapitre est développé une méthodologie thermodynamique simplifiée afin d'évaluer divers systèmes idéaux dithermes et trithermes permettant de valoriser soit en électricité soit en froid la chaleur extraite des capteurs photovoltaïques. Ces analyses doivent permettre en particulier de définir des conditions optimales de fonctionnement d'un procédé tritherme pour la production de froid, exploitable soit pour le refroidissement actif de panneaux PV supplémentaires pour en accroitre la productivité électrique, soit pour le rafraîchissement de bâtiments.

Le troisième chapitre présente ensuite une analyse d'un procédé tritherme thermochimique à sorption solide/gaz et l'identification de sels réactifs potentiellement intéressants à mettre en œuvre pour valoriser la chaleur générée par les panneaux. Compte tenu du faible niveau de température de cette énergie thermique, l'assistance mécanique d'un compresseur peut s'avérer nécessaire pour permettre néanmoins d'exploiter cette chaleur par le procédé. L'impact énergétique de cette assistance mécanique qui, initialement a motivé en partie ces travaux de thèse, est également évalué. Après avoir identifié les sels les plus pertinents, une caractérisation expérimentale des équilibres thermodynamiques des sels envisageables est également conduite pour valider le choix d'un sel.

Le chapitre 4 porte sur le développement d'un modèle de comportement dynamique de capteurs photovoltaïques. Une première validation de ce modèle numérique est réalisée sur des données expérimentales obtenues sur deux sites distincts et représentatifs de l'application envisagée (Qatar et Paris). Le comportement thermique et électrique de diverses configurations de capteurs PV intégrant un dispositif de récupération de chaleur est ensuite modélisé. La comparaison du comportement simulé aux comportement expérimentaux obtenus sur un banc de caractérisation développé à cet effet au laboratoire PROMES, permet de conclure sur la validité de ces modèles de panneaux PVT.

Dans la même continuité, au chapitre 5 est développée une modélisation dynamique du procédé tritherme de production de froid exploitant un processus de sorption de gaz par une solution saturée de sel. Un prototype de ce procédé a été réalisé au laboratoire et est présenté et expérimenté. Les résultats expérimentaux obtenus dans diverses conditions de

fonctionnement contrôlées en température et puissance, ont ainsi permis d'identifier les paramètres nécessaires au modèle et d'en valider le comportement dynamique au regard des expérimentations menées.

Enfin, le couplage numérique de ces deux modèles de comportement ainsi validés, capteur PVT et procédé, permet alors d'évaluer numériquement le potentiel de valorisation en froid de la chaleur produite par des panneaux PV par un procédé à sorption. Le chapitre 6 évalue le cas d'une centrale solaire qui serait installée sur un site aux conditions désertiques (Qatar), et permet ainsi d'évaluer, dans des conditions réalistes de fonctionnement visé, les performances frigorifiques d'un tel procédé à sorption et l'impact du refroidissement de ces panneaux sur la production électrique globale.

Chapitre I

État de l’art sur les dispositifs d’amélioration de la conversion photovoltaïque

Pour améliorer le rendement électrique des cellules PV, deux stratégies de recherche sont explorées dans la littérature. La première se concentre sur le développement de nouveaux matériaux PV plus efficaces, en cherchant à réduire les pertes d'énergie dues au décalage spectral. Cette voie de recherche a abouti au développement de nouvelles combinaisons de matériaux pour produire des cellules PV comme par exemple, les cellules tandem ou multi-jonctions, qui permettent d'exploiter une plus grande partie du spectre solaire, et augmenter ainsi la conversion solaire comme le montre la Figure 2.

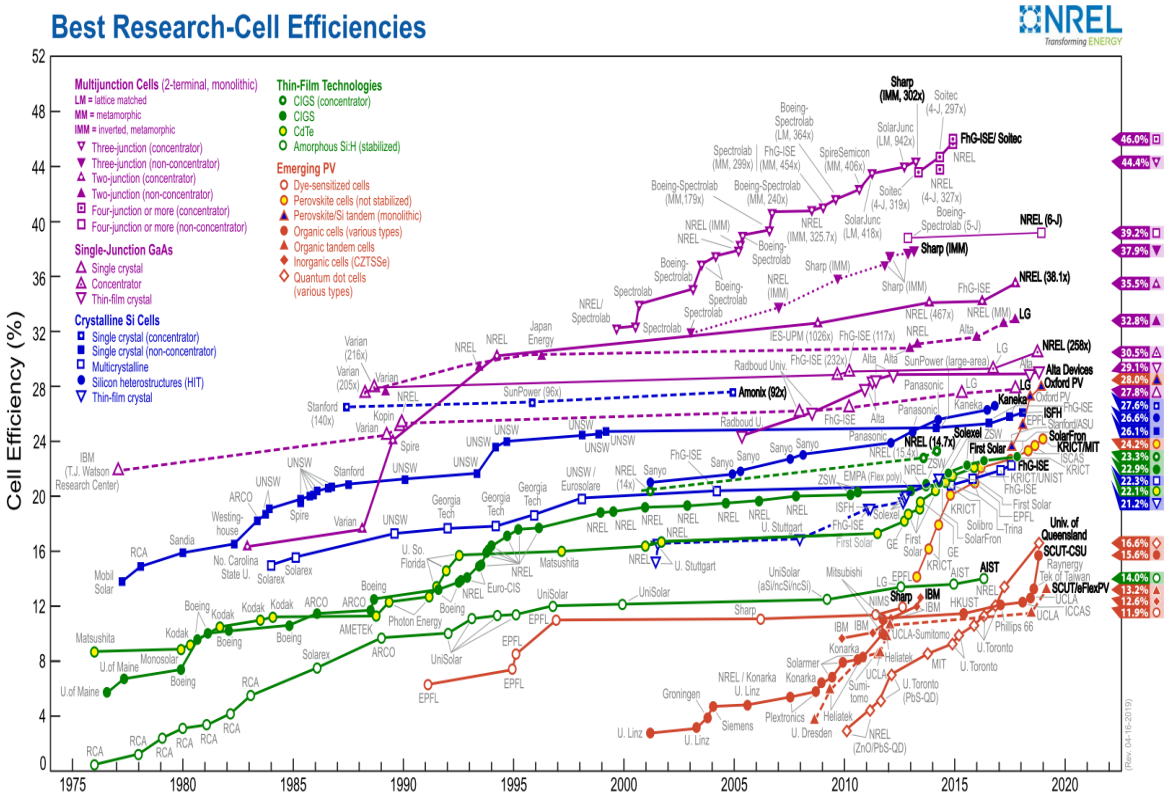


Figure 2: Evolution des rendements des cellules photovoltaïques de 1976 à 2020 [3]

La deuxième voie de recherche est axée sur la gestion thermique des capteurs PV. L'étude de technologies de refroidissement des panneaux PV fait actuellement l'objet d'une attention accrue de la part de la communauté scientifique afin d'améliorer les performances des panneaux PV. En effet, un refroidissement efficace des modules PV, de l'ordre de 10°C, permettrait d'obtenir un gain relatif de production électrique de l'ordre de 5 % [5]. De nombreuses investigations en ce sens ont été réalisées par diverses équipes de recherche et plusieurs industriels, leur but étant de limiter ces effets thermiques par l'intégration de dispositifs ou de matériaux à changements de phases (PCM) et éventuellement de valoriser la chaleur générée, actuellement uniquement pour les besoins de chauffage dans l'habitat (capteur PV/T, BiPV, …)[6]. Une étude comparative des différentes techniques de refroidissement et de valorisation actuellement mise en œuvre est présentée ici.

I.1 Problématique thermique de la conversion photovoltaïque

I.1.1 L'effet photovoltaïque :

L'effet photovoltaïque est un effet photoélectrique qui permet la transformation de l'énergie lumineuse en électricité. Découvert en 1839 par Alexandre-Edmond Becquerel [7], ce phénomène est basé sur le comportement des matériaux semi-conducteurs, qui ont la particularité d'être conducteurs lorsqu'ils reçoivent une certaine quantité d'énergie présentée souvent sous forme de rayonnement solaire. En effet, lorsque les photons de la lumière du soleil entrent en contact avec ces matériaux particuliers, si leurs énergies radiatives sont suffisantes (égales ou supérieures à la valeur de sa bande interdite, appelée énergie de band-gap (eV), ils transmettent leur énergie aux électrons de ces semi-conducteurs impliquant un saut énergétique de l'électron de la bande de valence vers la bande de conduction. Ce saut énergétique génère par conséquent une paire d'électron-trou et la génération d'électrons libres permettant un courant électrique.

Le matériau semi-conducteur le plus massivement employé à l'heure actuelle par les fabricants de modules photovoltaïques demeure le silicium. Il représente 95 % des modules installés [8]. D'abord, pour des raisons d'abondance, c'est un matériau qui peut répondre aux besoins massifs de fabrication et de la demande à grande échelle. Ensuite, pour des raisons de performances, grâce à la valeur intéressante de sa bande interdite (bande « gap », ou énergie de « gap » Eg de 1,12 eV), ce matériau fait partie des matériaux PV qui permettent un rendement de conversion photoélectrique intéressant en utilisant uniquement des cellules à simple jonction p-n réalisées à partir d'un même matériau (le silicium) mais dopé positivement ou négativement. On rappelle que les limites théoriques de rendement pour le silicium ont été calculées par Richter et al [9]. Le rendement maximal est de 29.4 %, ce qui est proche du rendement maximal théorique de 33.7 %, dite limite de Shockley-Queisser, qui serait obtenu par une cellule PV « théorique » caractérisée par une bande interdite optimale de 1,34 eV, fonctionnant à la température de 300 K et sous un spectre solaire caractérisé par un air-mass ratio de 1.5 (AM1.5) [10].

Cette limite de conversion peut être considérée comme résultant d'une succession de transformations énergétiques. En premier lieu, une première conversion d'énergie est réalisée en exploitant l'énergie thermique provenant du soleil, considéré comme un corps noir à une température de T_s=6000 K, par un moteur thermique idéal limité thermodynamiquement par son rendement de Carnot proche de 95 %, qui peut être déterminé par la relation :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{amb}}{T_s} \qquad \text{(I.1)}$$

Cette limite thermodynamique repose cependant sur une trop simple approche, car une cellule PV même idéale, reste bien différente d'un moteur de Carnot du fait que la nature de l'énergie convertie dans ce cas n'est pas thermique, mais radiative, il faut alors considérer les pertes énergétiques radiatives émises par ces cellules [11]. Il faut également tenir compte de l'absorption effective du rayonnement solaire dans la cellule solaire. En effet l'absorption a lieu dans un certain angle solide et l'émission dans un plus grand angle, ce qui induit des pertes supplémentaires dans la conversion d'environ 11 % pour le silicium [11].

Le rayonnement solaire est par ailleurs constitué de photons ayant un large spectre énergétique dû aux différentes longueurs d'onde. Comme le montre la Figure 3 certains photons ont des énergies plus grandes que l'énergie minimale de la bande interdite $h\nu \geq E_g$.

Une fois que ces photons sont absorbés par les électrons de valence, périphériques de l'atome de silicium et provoquent leur éjection dans la bande de conduction créant ainsi une paire d'électron-trou, ces derniers cèdent l'énergie excédentaire absorbée au réseau cristallin sous forme de chaleur. Ce processus, appelé « processus de thermalisation », correspond à 33 % de l'énergie totale du spectre solaire pour le silicium [11]. Les photons du spectre solaire de moindre énergie, c'est-à-dire ayant une énergie inférieure à celle de la bande interdite, sont également absorbés par les cellules solaires. Mais ceux-ci ne font qu'exciter les électrons, et ne peuvent pas éjecter l'électron pour produire une paire d'électron trou. Cela induit alors une dissipation d'énergie sous forme de chaleur, liée au retour des électrons ainsi excités à leur état d'équilibre énergétique initial dans le réseau cristallin. Cette perte sous forme thermique, appelée aussi perte de sous-bande interdite, correspond pour le silicium à 23 % du spectre solaire [11]. L'accumulation des pertes de conversion ainsi mentionnées impacte le rendement PV limite qui pour le silicium atteint seulement 31 % [9].

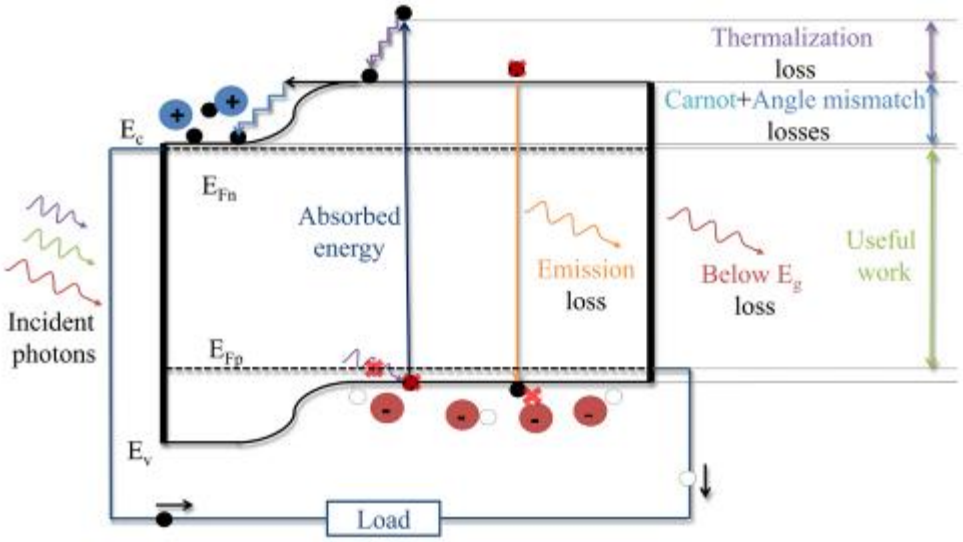


Figure 3: Mécanismes fondamentaux des pertes de conversion dans une cellule PV à simple jonction p-n [12]

Reste que dans la pratique, lors des tests de performance des panneaux solaires en laboratoire, on obtient des performances différentes et bien plus faibles que ces limites théoriques. En effet, lors de la fabrication des cellules solaires, certaines impuretés ou certains défauts de dopage peuvent apparaître dans la structure cristalline, et génèrent des pertes au niveau du transport de flux d'électrons nuisant ainsi à la conversion photoélectrique en favorisant des recombinaisons rapides électron-trou des électrons éjectés dans la bande de conduction. Ainsi, l'existence de ces résistances locales impacte alors également le rendement de conversion. Actuellement, malgré les progrès technologiques liés à la fabrication des cellules PV, les rendements de conversion sont encore loin des limites théoriques, mais on s'en approche de plus en plus comme on peut le voir dans la Figure 2. C'est pourquoi les recherches effectuées pour le développement de cellules photovoltaïques plus performantes sont principalement orientées soit vers l'investigation de nouveaux matériaux PV, soit vers le développement de cellules à

plusieurs jonctions pour exploiter une plus large bande du spectre solaire, ou enfin, sur l'amélioration du procédé de fabrication du matériau PV pour limiter les défauts de fabrication. Cependant, dans la pratique et dans des conditions réelles de fonctionnement, les performances obtenues restent toujours plus faibles que celles obtenues en laboratoire, et bien plus encore des limites théoriques. Cela est dû au fait que dans des conditions réelles, les performances des cellules solaires chutent davantage, car elles sont impactées par l'élévation de leur température de fonctionnement.

I.1.2 Impact de la température de fonctionnement des cellules PV

Lors de la conversion photoélectrique de l'énergie solaire, les cellules solaires produisent de manière inévitable de la chaleur en même temps que l'électricité. Cette production de chaleur est due comme expliqué précédemment principalement à la thermalisation des électrons ayant absorbé l'énergie radiative des photons. Elle correspond à l'énergie de la portion du spectre solaire inférieure à la bande interdite (c'est-à-dire des photons de longueur d'onde λ>1100nm) et celle à l'énergie excédentaire ($h\nu$-Eg) des photons absorbés de longueur d'onde inférieure. Ce phénomène de thermalisation induit une augmentation de la température des cellules, et impacte directement les performances de conversion, du fait d'un fonctionnement des cellules à une température plus élevée par rapport à l'ambiant.

Cette température de fonctionnement est d'abord liée à la nature du matériau PV utilisé. La réponse thermique d'une cellule est intrinsèquement liée à un coefficient de dissipation thermique, notée habituellement β, caractéristique au matériau semi-conducteur utilisé. Ce coefficient qui varie de 0.3 à 0.5% K^{-1} selon le matériau PV mis en œuvre, traduit la variation de rendement de la cellule subissant une variation de température. Plus ce coefficient est important, plus les performances de conversion de la cellule PV sont réduites avec l'élévation de température du matériau, comme on peut le remarquer sur la Figure 4.

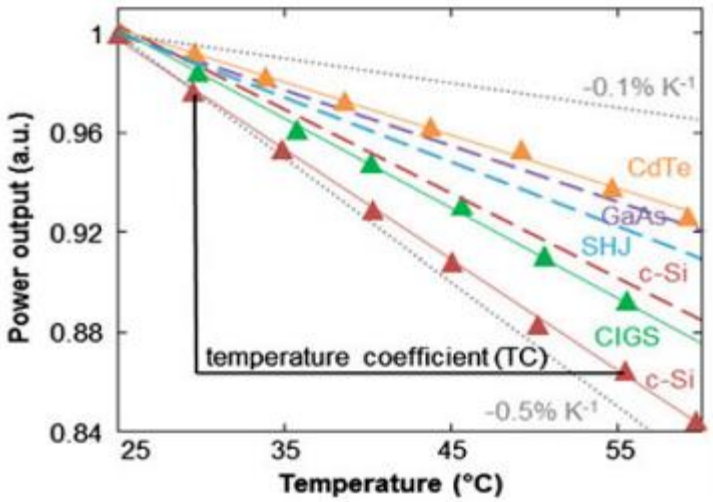


Figure 4: Évolution de la puissance électrique normalisée produite par une cellule PV en fonction de sa température de fonctionnement et pour différents matériaux PV utilisés [11].

D'autres paramètres extérieurs influencent également la température de fonctionnement du panneau, tels que la température ambiante, la vitesse du vent et l'irradiation solaire. L'impact de cette température opérationnelle dans la production électrique peut ainsi être visualisé sur les courbes tension-courant et de puissance électrique de la Figure 5.

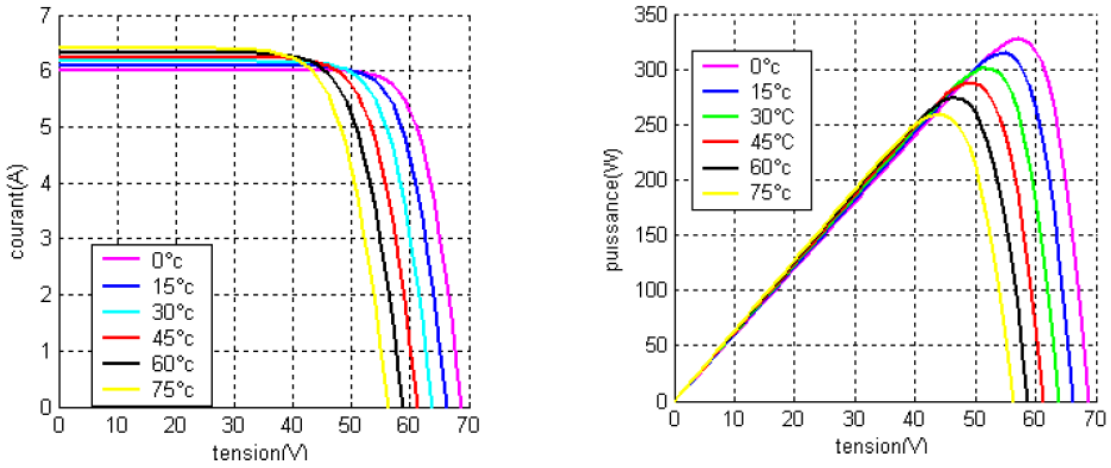


Figure 5: Caractéristiques courant-tension et puissance-tension d'un module PV [13]

La tension en circuit-ouvert (pour I=0) de la cellule diminue de manière importante lorsque la température de fonctionnement augmente, alors que le courant en court-circuit (pour V=0) est peu influencé. Cela se traduit globalement par une baisse notoire de la puissance maximale ($I.V$) produite par la cellule soumise à une même irradiation.

Plusieurs corrélations ont été proposées dans la littérature pour caractériser cette baisse de performance. On peut ainsi estimer le rendement de conversion des cellules solaires dans les conditions réelles de fonctionnement de la cellule η_{cell} par l'expression communément admise suivante [14]:

$$\eta_{cell} = \eta_{ref}\left[1-\beta_{ref}\left(T_{cell}-T_{ref}\right)+\gamma \log_{10} I_G\right] \qquad \text{(I.2)}$$

Avec η_{ref} le rendement de référence de la cellule caractérisée dans les conditions opératoires fixées à T_{ref} =25°C et sous 1000 W/m² ; I_G l'irradiation solaire. β_{ref} et γ sont les coefficients de de température et de l'irradiation solaire de la cellule qui sont respectivement pour le silicium de l'ordre de 0.004 K^{-1} et 0.12 [15]. Cependant, le dernier terme est généralement négligé et permet de considérer la formule simplifiée :

$$\eta_{cell} = \eta_{ref}\left[1-\beta_{ref}\left(T_{cell}-T_{ref}\right)\right] \qquad \text{(I.3)}$$

Pour comparer les modules PV de différents fabricants, les organismes certificateurs ont développé des normes afin de standardiser les procédures de test et définir leurs conditions opératoires. La certification STC, issue de la norme EN 60904-3, est réalisée sous des conditions opératoires de test correspondantes à une irradiation normale de 1000 $W.m^{-2}$ sous une répartition spectrale AM1.5 et une température de cellule maintenue à 25°C. La puissance crête d'un module PV, communément définie, correspond par convention à la puissance électrique fournie lorsqu'il est soumis aux conditions STC.

Cependant, comme les cellules PV d'un module ne sont que rarement soumises à cet ensoleillement maximal, et fonctionnent à une température bien plus élevée que la température ambiante, il a été nécessaire de considérer d'autres conditions de test plus proche du fonctionnement réel des panneaux PV.

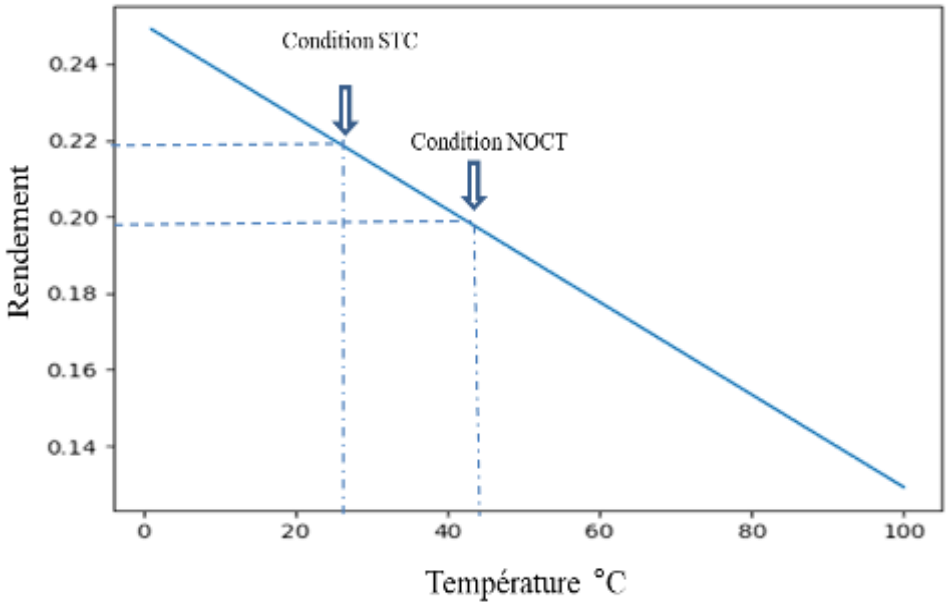


Figure 6: Évolution schématique du rendement photovoltaïque en fonction de la température réelle de fonctionnement du panneau.

Par convention, ces tests plus représentatifs du comportement des cellules PV sont réalisés sous une température nominale de fonctionnement dites NOCT (Nominal Operating Cell Température). Cette température NOCT correspond à la température qu'atteint une cellule encapsulée dans un module en court-circuit, soumise à une irradiation de 800 W/m², une température ambiante de 20°C et une vitesse de vent de 1 m/s. Typiquement, cette température NOCT varie entre 45°C et 52°C selon les technologies. Ces informations sont données par le constructeur et sont généralement fournies dans la fiche technique du module PV.

Cependant, le fonctionnement d'un panneau dans des conditions d'utilisation réelles et les performances qui en résultent restent bien différents de celles annoncées. La température réellement atteinte par le panneau peut être bien plus élevée selon la température ambiante comme on peut le constater sur la Figure 6. D'autres facteurs supplémentaires, non pris en compte dans les procédures de test, doivent également être pris en compte, telles que les variations de l'irradiation solaire, de la température ambiante, de la vitesse du vent, l'humidité, l'albédo, etc ...

I.2 État de l'art sur les systèmes de refroidissement de panneaux PV

Divers systèmes et procédés ont été développés jusqu'à présent dans la littérature pour minimiser la hausse de la température des panneaux PV afin de maximiser la production électrique. Ces systèmes se différencient selon les dispositifs de refroidissement mis en œuvre, les fluides utilisés, le type de transfert thermique impliqué pour le refroidissement ou la régulation thermique des cellules PV.

I.2.1 Refroidissement photonique :

Comme nous l'avons vu précédemment, les cellules photovoltaïques n'utilisent qu'une partie du spectre solaire pour la conversion photovoltaïque. Pour le silicium, le domaine effectif pour la production d'électricité correspond aux photons dont l'énergie est supérieure à 1.2 eV, donc dont la longueur d'onde est inférieure à 1100 nm. Ces photons correspondent au domaine du spectre visible, ultra-violet ainsi qu'une partie du proche infrarouge. Cependant, les cellules solaires absorbent tous les photons du spectre solaire et lorsqu'ils sont inférieurs à l'énergie du gap, cette énergie absorbée est convertie en chaleur. Afin de réduire cette hausse de température due à cette absorption d'énergie de photons "inutiles", une des pistes envisagées est de procéder à un filtrage spectral « passe-bas » des longueurs d'onde du rayonnement incident.

L'idée du filtrage sélectif consiste à utiliser une vitre dotée d'un revêtement spécial, caractérisé par une réflectance élevée dans les domaines de longueurs d'onde comprises entre 300-375 nm et 1100-4000 nm, et très faible ailleurs. Ces domaines du spectre solaire correspondent aux photons dont l'énergie contribuent le plus à l'échauffement du matériau PV. On exploite ainsi préférentiellement les photons de longueurs d'onde entre 375 et 1100 nm, ce qui permet de minimiser la production de chaleur avec un rendement PV élevé (Figure 7b).

En plus du filtrage sélectif, ce revêtement peut également servir de support qui aidera non seulement à filtrer les photons incidents, mais aussi à favoriser les émissions radiatives dans l'infrarouge du panneau afin de le refroidir en exploitant le refroidissement radiatif vers la voute céleste (Figure 7c). L'étude qu'ont menée Li et al. (2017) en exploitant ce concept de refroidissement radiatif (Figure 7a), montre qu'il est possible de refroidir un panneau PV de 5,7°C par rapport à ses conditions normales de fonctionnement, ce qui induit une amélioration des performances de 0,56 point sur le rendement de production électrique. En ajoutant un filtrage sélectif sur les photons incidents, ils ont obtenu une amélioration de 1 point sur le rendement de conversion, hausse considérée comme relativement importante dans le domaine photovoltaïque, de manière totalement passive, sans consommation supplémentaire d'énergie ou nécessité de système encombrant [16].

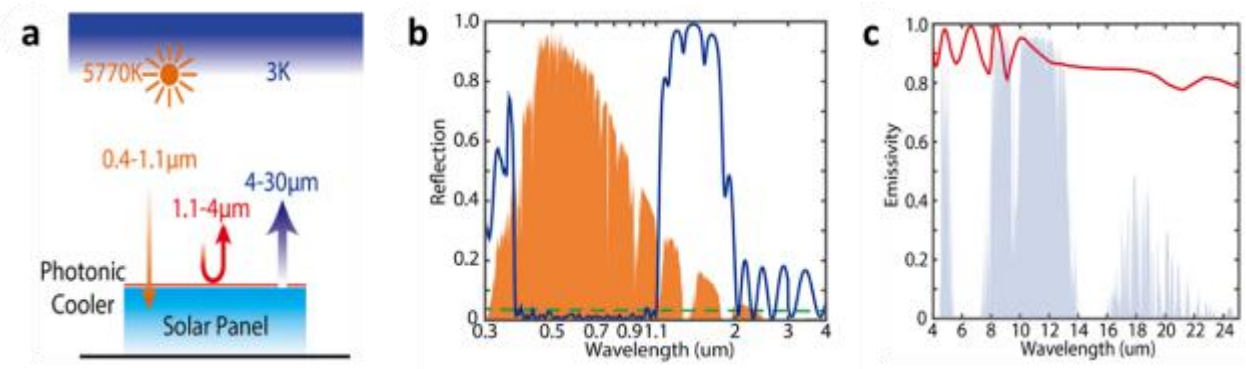


Figure 7: Principe du refroidissement photonique [16]. a) Les propriétés radiatives du refroidissement photonique. b) Réflectance du filtre sélectif. c) Émissivité du filtre dans l'infra-rouge.

Zhu et al. ont également étudié en 2014 une nouvelle forme pyramidale de microstructures de silice visant à améliorer l'émissivité thermique des cellules PV et intensifier ainsi le

refroidissement radiatif. En optimisant ce revêtement, la température des cellules a été réduite de 17,6 °C, entrainant une amélioration sur le rendement de conversion de 1,6 % [17]**.**

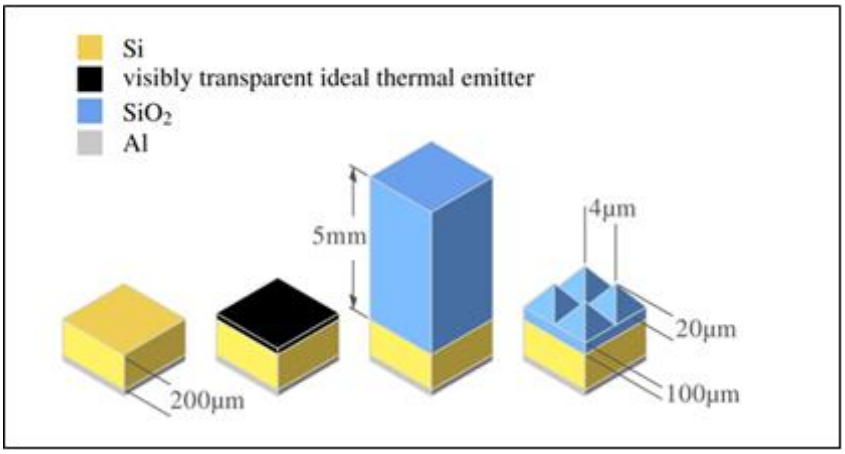


Figure 8:Structure pyramidale de la couche réflective permettant de favoriser le refroidissement radiatif [17]

I.2.2 Refroidissement par convection naturelle :

Les systèmes de refroidissement qui utilisent la convection naturelle pour le refroidissement des cellules photovoltaïques sont des systèmes passifs. Aucune consommation d'énergie n'est nécessaire pour leur fonctionnement, ce qui représente un véritable atout. Divers systèmes ont été développés avec différents fluides d'échanges convectifs (air ou eau) et sous différentes configurations.

a. Convection naturelle avec l'air

Cette méthode de refroidissement exploite la convection naturelle de l'air pour refroidir les panneaux PV. Au vu des faibles propriétés convectives de l'air, les coefficients d'échange sont faibles et l'efficacité de la dissipation thermique n'est pas importante. Pour intensifier les transferts thermiques de ce mode de refroidissement, il est alors nécessaire d'accroitre la surface d'échange entre le panneau et l'air en ajoutant des ailettes en face arrière du panneau PV. Amr et al. ont étudié l'impact de simples ailettes ajoutées sur la face arrière des panneaux (Figure 9) sur les rendements de conversion ainsi que la qualité de la dissipation thermique de ces ailettes [18]. Ainsi, la présence d'ailettes de longueur de 0.13 m et de 2 mm d'épaisseur réduit la température moyenne de ce système d'environ de 4 à 5°C, améliorant, pour une journée type, le rendement de conversion de 0.9 point passant de 13.1 % à 14 %.

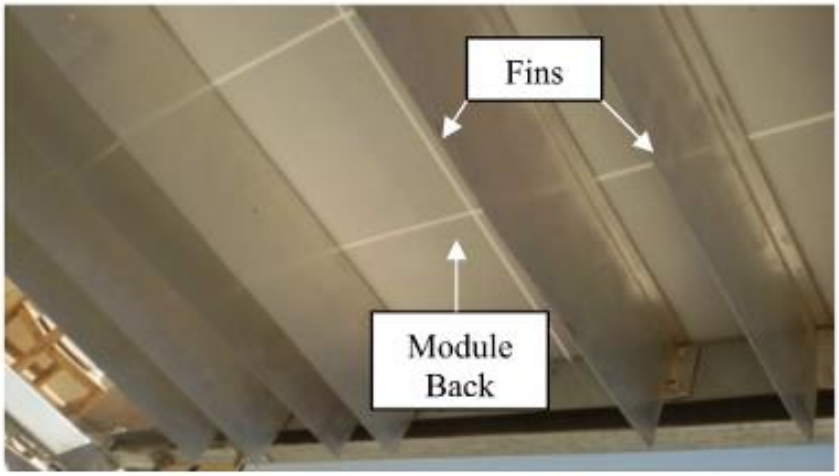


Figure 9: Système de refroidissement PV à air avec ailettes [18]

Bayrak et al. ont étudié différentes configurations géométriques d'ailettes sur le refroidissement des panneaux PV pour évaluer les paramètres optimaux permettant d'atteindre les meilleures performances [19]. Ils ont comparé 10 configurations d'ailette dont 8 de mêmes longueurs totales, mais en variant leur hauteur, leur nombre, la distance inter-ailette et leur disposition sur la face arrière du panneau.



Figure 10: Optimisation du refroidissement par ailettes. [19]

Ils ont ainsi montré qu'il existait un optimum de ces trois paramètres pour lequel ce système (PV+ ailette) atteint un rendement de conversion maximal de 11.3 % par rapport à la configuration la moins performante de 9.7 %, la meilleure configuration correspondant alors à un schéma de vingt-six (26) ailettes de 20 cm de longueur et de 7 cm de largeur, disposées en quinconce comme montré sur la Figure 10.

b. Convection naturelle avec l'eau

Ce type de refroidissement exploite la convection naturelle avec l'eau, en contact avec le panneau, pour dissiper directement la chaleur produite par les panneaux. En immergeant faiblement ces panneaux dans de l'eau, la chaleur est ainsi plus efficacement évacuée que dans l'air. Mehrotra et al. ont étudié un panneau faiblement immergé sous l'eau pour étudier l'impact de la profondeur d'immersion sur le refroidissement de ses cellules, ainsi que sur les performances de conversion obtenues dans des conditions réelles [20]. Pour une profondeur optimale de 1 cm, la température de ce panneau a été maintenue entre 31 et 39 °C avec une eau stagnante à une température moyenne de 30 °C. Par rapport à un panneau conventionnel dont la température de fonctionnement est de 59.6 °C dans les mêmes conditions de fonctionnement, ce refroidissement a conduit à des améliorations de performances de l'ordre de 17,8 %. Cette méthode peut être facilement exploitée à grande échelle (Figure 11) sur la surface de mers, rivières ou de lacs.

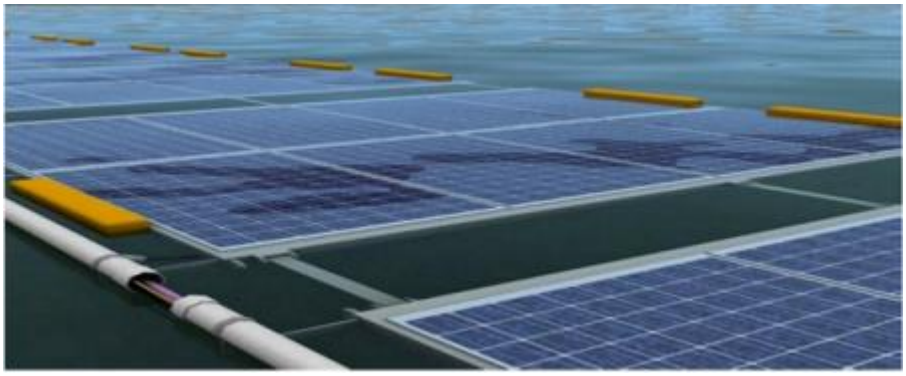


Figure 11: Refroidissement de panneaux PV par faible immersion dans l'eau [20]

I.2.3 Refroidissement par convection forcée :

Ce type de refroidissement utilise un fluide caloporteur mis en mouvement forcé afin d'intensifier les échanges convectifs. Bien qu'une partie de l'énergie produite par le panneau soit généralement consommée par le dispositif de mise en circulation du fluide (ventilateur, pompe, …), ce mode de refroidissement permet globalement d'obtenir une amélioration de la production électrique finale. Divers systèmes peuvent être envisagés selon le type de fluides de refroidissement utilisé.

a. Système par ventilation d'air

Ce procédé qui utilise de l'air comme fluide de refroidissement présente des performances et des avantages assez intéressants. Popovici et al. ont développé un modèle numérique pour étudier un tel dispositif de refroidissement par convection forcée d'air sur des ailettes perforées disposées sur la face arrière du panneau. En optimisant la longueur des ailettes et leurs inclinaisons comme montrées dans la Figure 12, la température des cellules PV a pu être réduite de 14.1°C et la production électrique améliorée de 7.5 %, cependant sans tenir compte de la consommation liée aux ventilateurs [21].

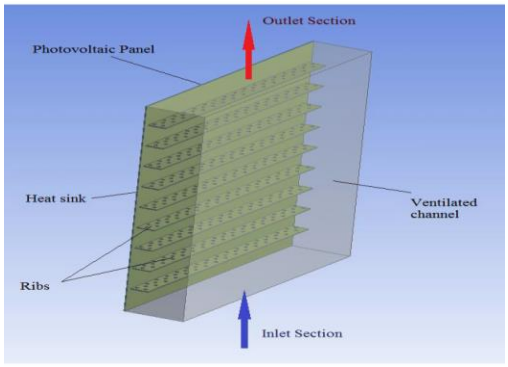


Figure 12: Schéma du système PV/ailettes de refroidissement par convection forcée [21]

Cuce et al. ont également réalisé une étude expérimentale sur un dispositif similaire de refroidissement à air. Ils ont simulé l'irradiation solaire à l'aide d'un simulateur solaire et contrôlé la température des cellules au moyen d'une chambre de régulation thermique. L'impact de la ventilation forcée d'air sur le panneau a été étudié expérimentalement en faisant varier la température et la vitesse de l'air. La meilleure performance de cette étude expérimentale a été obtenue lorsque l'air régulé dans la chambre climatique à 15 °C d'une vitesse de 5 m/s, avec une amélioration de 10.3 % sur la puissance électrique produite par le panneau par rapport un panneau non refroidi [22].

L'exploitation et la valorisation de la chaleur ainsi extraite du panneau PV permet également d'améliorer le rendement global de conversion. De tels systèmes, appelés systèmes PVT air sont des dispositifs intéressants de cogénération électricité-chaleur pouvant être utilisée de manière pertinente dans le bâtiment. L'évaluation de la qualité thermodynamique de tels systèmes de cogénération implique cependant une analyse exergétique afin de mieux apprécier les rendements énergétiques thermique et électrique obtenus. L'étude menée par Sarhaddi et al. [23] centrée sur les performances d'un système PVT air, a permis d'obtenir des rendements énergétiques électriques de 10.1 % et thermiques de 17.18 %, soit un rendement total énergétique de 27.3%. L'analyse exergétique de ce système a conduit à un rendement exergétique de 10.75%, légèrement supérieur au rendement électrique, du fait du faible contenu exergétique de la chaleur extraite à une température proche de la température ambiante.

b. Système par circulation forcée d'eau

Cette méthode est la plus répandue pour réguler la température des panneaux PV. L'utilisation de l'eau comme fluide de refroidissement s'avère très efficace et nettement plus performante que l'air pour le refroidissement des panneaux photovoltaïques comme le montre diverses études disponibles dans la littérature, à la fois numérique et expérimentale, qui ont été menées par les chercheurs sur une multitude de dispositifs de refroidissement par eau [24].

Abdolzadeh et al. ont travaillé sur un système de refroidissement avec pulvérisation continue d'eau sur la face frontale des panneaux PV. À l'aide d'une pompe alimentée directement par la production électrique de deux panneaux de 90 W [25], l'eau est directement aspergée à l'aide d'un tube muni d'orifices et ruisselle avec un débit de 50 L/h sur la face avant du panneau. Ainsi, grâce aux transferts convectifs et au refroidissement par évaporation d'une partie de l'eau qui ruisselle, la température des cellules est réduite de 23°C par rapport à un module non refroidi

dans les mêmes conditions d'utilisation, induisant alors une amélioration de 3.3 % sur le rendement du module PV. Ils ont également observé que cette amélioration était également due à une amélioration du rendement optique, induit par une plus faible réflectivité de la surface grâce au film d'eau ruisselant. Ils ont constaté que l'amélioration obtenue était indépendante de la température du panneau et était de l'ordre de 1.8 %.

Moharram et al. ont développé un modèle numérique pour étudier le comportement thermique d'un panneau. Ce modèle a permis de déterminer la température limite haute du panneau à partir de laquelle il était intéressant de faire ruisseler l'eau sur le panneau, et de définir la durée de ce ruissellement qui permettrait de réduire la température du panneau à une valeur optimale qui maximise ses performances, tout en minimisant la consommation d'eau. Cette étude a ainsi permis d'optimiser et contrôler un mode de refroidissement par ruissèlement discontinu sur un intervalle bien défini de température de fonctionnement du panneau.

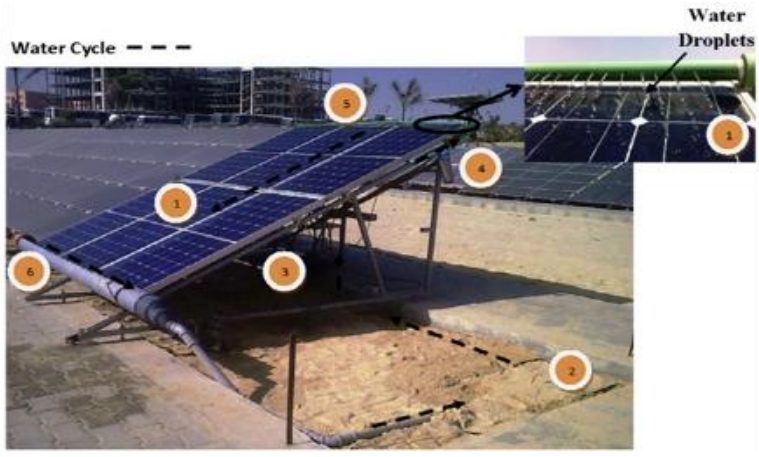


Figure 13: Refroidissement par pulvérisation d'eau en face avant du panneau [24]

Ces résultats ont été ensuite validés expérimentalement (Figure 13). Dans leur étude, les seuils de température fixés pour ce refroidissement discontinu étaient de 45°C et de 35°C. Cette stratégie de pilotage du refroidissement a permis, selon ces auteurs, une amélioration du rendement des cellules solaires de 12,5 %. La température de l'eau utilisée pour refroidir le panneau, initialement de 25 °C, s'élève de 10°C à sa sortie du système. Si le débit d'eau de refroidissement augmente, le temps nécessaire au refroidissement diminue. Pour un débit de 3,86 $l.min^{-1}.m^{-2}$, un temps de refroidissement du panneau de 4,7 min est suffisant pour réduire sa température de 10°C par un circuit fermé de refroidissement (l'eau est récupérée), la perte en eau due à l'évaporation à la surface du panneau représente 5 % en masse. [24]

De même que pour les systèmes PVT à air, il peut être pertinent d'exploiter et valoriser la chaleur extraite du panneau par l'eau de refroidissement. Dans ces systèmes PVT à eau, la récupération de la chaleur est réalisée en disposant sur la face arrière du panneau un échangeur thermique. Le défi dans cette configuration particulière consiste à optimiser le contact entre l'échangeur et le panneau afin d'améliorer les transferts thermiques. Divers travaux ont été menés en ce sens. Fudholi et al. ont ainsi étudié trois designs d'absorbeur et évalué expérimentalement leur impact sur l'efficacité de récupération de la chaleur (Figure 14). Cette étude a été menée pour des irradiations comprises entre 500-800 W/m² avec des débits massiques d'eau variant de 0.017 et 0.63 $kg.s^{-1}.m^{-2}$.

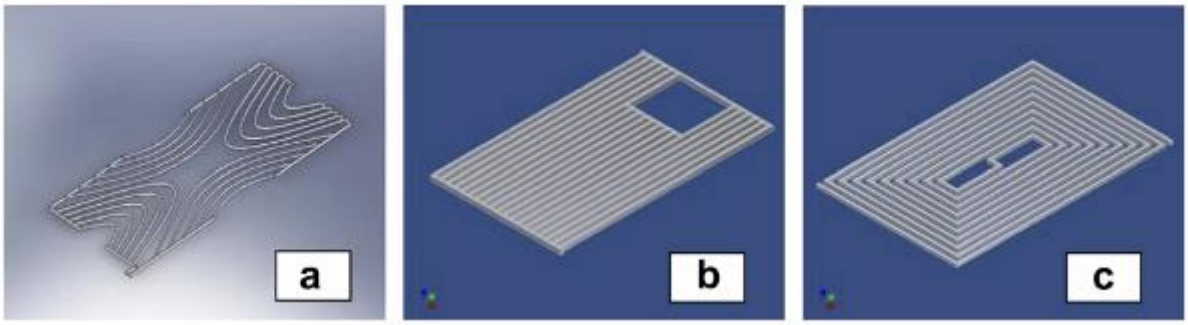


Figure 14: Exemple de design d'absorbeurs thermique étudiés pour les systèmes PVT. a) Absorbeur forme bobine. b) Absorbeur forme rectangulaire. c) Absorbeur forme circulaire. [26]

Ils ont constaté en premier lieu que plus l'irradiation augmente, plus la température de fonctionnement du panneau augmente, impliquant alors une diminution du rendement de conversion. De même plus le débit d'écoulement augmente, plus le refroidissement est efficace et la température du panneau diminue, augmentant ainsi les rendements de conversion, et cela pour toutes les configurations étudiées. Ils remarquent que pour une irradiation de 800 W/m² et un débit de 0.63 $kg.s^{-1}.m^{-2}$, les performances sont optimales pour chaque configuration étudiée. Pour ces trois configurations (a, b et c), les rendements obtenus dans ces conditions sont de 12.4%, 12.7% et 13.8% respectivement pour des températures de fonctionnement des panneaux de 50.0°C, 49.9°C et 48.0°C [26].

c. Système utilisant des nano fluides

Un nano-fluide est un mélange de nanoparticules solides, caractérisées par une conductivité thermique élevée, et qui sont immergées dans un fluide, généralement de l'eau. Cette adjonction de nanoparticules a pour but d'améliorer les propriétés thermiques globales du fluide et peut ainsi être utilisée de manière pertinente comme caloporteur dans les échangeurs de chaleur.

Aberoumand et al, ont ainsi étudié un système de refroidissement PV par convection forcée utilisant un nano-fluide Ag/H_2O. Ces auteurs ont testé différentes concentrations de nanoparticules d'argent (2 % et 4 %) dans l'eau et différents types d'écoulement (laminaire, transitoire et turbulent), dans le but de comparer les performances obtenues par le panneau PV par rapport à un refroidissement simple avec de l'eau. Il ressort de cette étude que plus la concentration des nanoparticules Ag est importante, meilleures sont les performances sur la production électrique. L'étude montre aussi qu'un écoulement turbulent est plus efficace pour le refroidissement. L'utilisation de nanofluides avec une concentration de 4 % en écoulement turbulent améliore le rendement global électrique et thermique de 14 % par rapport à un système PVT utilisant uniquement de l'eau comme fluide caloporteur. L'utilisation de nanofluides améliore aussi le rendement exergétique de 50 % alors que les systèmes PVT à eau simple ne l'améliorent que de 30 % par rapport aux systèmes PV conventionnel [27].

Sardarabadi et al. (2014) ont également étudié un système PVT utilisant des nanoparticules à base de particules de silice SiO_2. Ils ont obtenu des améliorations notables sur le rendement électrique de 9.75 % pour du PVT nanofluide à 3 % SiO_2 comparativement au système PV conventionnel, alors que l'amélioration est de 8.2 % pour du PVT eau [28].

I.2.4 Refroidissement par changement de phase :

Pour limiter la température de fonctionnement des panneaux, on peut également exploiter les changements d'état endothermique, tels que la fusion d'un matériau à changement de phase (PCM) ou l'évaporation d'un liquide ayant lieu dans un caloduc. Grâce à leurs capacités élevées de stockage de l'énergie thermique sous forme latente, ces matériaux PCM ou dispositifs à caloduc présentent un potentiel intéressant pour la régulation thermique des panneaux PV. Leur intégration dans un panneau PV constitue un système totalement passif et ne nécessitant aucune consommation d'énergie, et peut ainsi présenter un avantage par rapport aux autres procédés actifs de refroidissement.

a. Refroidissement par changement de phase solide-liquide

Cette technique permet de limiter l'augmentation de la température des panneaux grâce à la fusion d'un matériau solide placé en face arrière induite en absorbant la chaleur produite par les cellules PV. La fusion de ce matériau étant réalisé à une température constante, elle permet de maintenir par conséquent, la température du panneau proche de cette température de fusion et ce, tant qu'il subsiste du PCM à l'état solide. Ce principe simple et efficace ne nécessite aucune consommation d'énergie ni de maintenance à prévoir, puisque le PCM se re-solidifie la nuit en échangeant avec le milieu ambiant. Cette solution technologique présente des performances assez intéressantes dans la littérature. Huang et al (2006) ont étudié un système PV/PCM, avec matériau PCM à base de paraffine (RT25 de Rubitherm) munie d'ailettes pour intensifier les transferts thermiques dans le matériau [29]. Ils ont réussi à réduire de 29°C la température des panneaux, soumis à une irradiation de 750 W/m² et une température ambiante de 23°C, et la maintenir pendant 130 min.

Khanna et al. ont également analysé les performances d'un système PV/PCM dans des conditions réelles d'utilisation en prenant en compte les transferts thermiques convectif, conductif et radiatif et en faisant varier certains paramètres tels que l'angle d'inclinaison du panneau, la direction et la vitesse du vent, la température ambiante et la température de fusion du PCM. Ils ont obtenu une réduction de 19 °C de la température de fonctionnement du système PV (Figure 15) et permis ainsi d'améliorer les performances du PV de 17,1 % à 19 % [30].

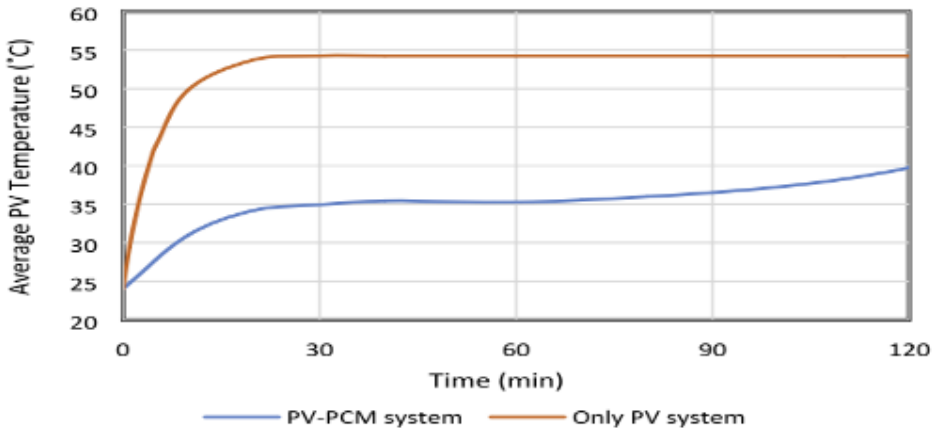


Figure 15: Variation de la température de fonctionnement du panneau pour un système PV/PCM et un système PV seul [30]

Dans une autre étude, Atkin et al ont analysé un système de contrôle thermique associant la convection des ailettes sur la face arrière et un stockage par PCM. Pour améliorer les transferts thermiques en face arrière, ils ont inséré le PCM (paraffine RT35) dans une matrice de graphite naturel expansé recomprimé (GNE) de 30 mm d'épaisseur : la conductivité thermique du matériau a ainsi été améliorée d'un facteur d'environ 60, passant de 0.25 W/m.K à 16.6 W/m.K. Ils ont également adjoint des ailettes en face arrière de la plaque de PCM, et augmenté ainsi la surface d'échange avec l'air ambiant, passant de 0.052 m² à 0.238 m² (Figure 16).

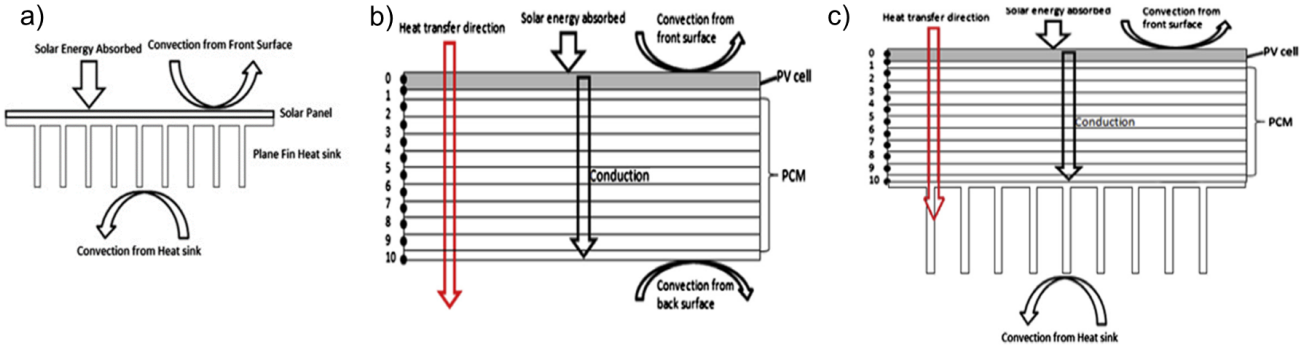


Figure 16: Dispositif étudié pour le contrôle thermique de panneau PV par PCM a) Système à ailette seul. b) Système à PCM inséré dans une matrice graphitée (GNE). c) Système à PCM/GNE + ailettes. [31]

Il a été démontré que, rajouter du graphite dans le PCM, afin d'améliorer la conductivité thermique, permet une réduction des pics de température des panneaux PV. Par ailleurs, l'adjonction d'ailettes permet d'accroitre l'échange avec le milieu ambiant et réduire davantage la température du panneau. Avec un PCM pur sans ailette, on obtient une différence de 5 °C par rapport au PCM/GNE, et une différence de 19°C dans le système PCM/GNE à ailettes. Concernant l'amélioration du rendement électrique, le système à ailettes est plus efficace que le PV/PCM seul, avec des améliorations de 8.2 % et 4.0 % respectivement par rapport au système PV conventionnel. Les meilleures performances sont obtenues dans le cas du système PV/PCM/GNE à ailettes avec des améliorations de 9.8 % à 13.0 %, obtenues expérimentalement et numériquement par rapport à un système PV conventionnel. [31]

L'intérêt d'un système mettant en œuvre un tel stockage thermique latent par PCM réside également dans le fait que la chaleur stockée peut être restituée en fin de journée et valorisée pour des applications de chauffage ou de production d'eau chaude. Hassan et al. ont comparé des systèmes PV/PCM, PVT_eau/PCM et PVT_nanofluide/PCM et ont obtenu des améliorations de performances sur la production électrique respectivement de 34,6 %, 24 % et 18,7% [32].

Une autre étude comparative menée par Sardarabadi et al. s'est intéressée à différents systèmes de PVT-PCM utilisant un fluide caloporteur (eau ou nano-fluide) couplé au PCM. Ils ont constaté expérimentalement une réduction de la température de fonction du panneau PV de 6°C par rapport aux systèmes PVT sans PCM et de 16°C par rapport à un système PV conventionnel dans les mêmes conditions de fonctionnement, conduisant à une amélioration de 23 % de la production d'électricité [33].

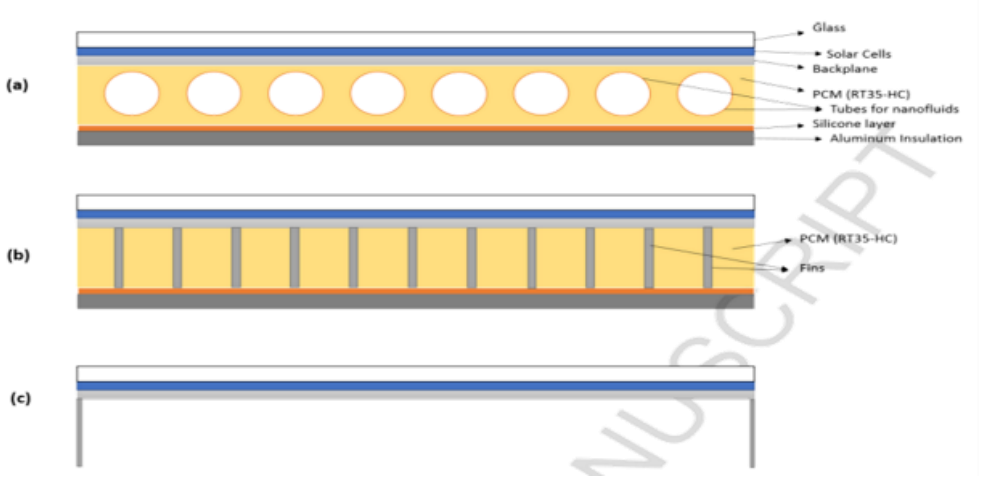


Figure 17: Système de refroidissement PV par PCM et PCM hybride : a) Système PVT_nanofluide/PCM ; b) Système PV/PCM ; c) Système PV standard [32]

Bien qu'intéressante, cette méthode de régulation thermique présente pourtant certaines limites et inconvénients qui peuvent impacter le fonctionnement du panneau PV ainsi que son coût. En effet, une fois le matériau à changement de phase intégralement transformé en liquide, il commence à chauffer, et la température du panneau s'élève à nouveau réduisant ses performances. Des quantités importantes sont alors nécessaires pour que le fonctionnement à basse température ait lieu durant toute une journée. Ceci induit des masses importantes de PCM à mettre en œuvre. On peut également relever que le PCM peut se dégrader avec le nombre de cyclages et présenter une hystérésis en température de fusion/solidification qui s'accroit dans le temps avec des problèmes de surfusion qui peuvent s'accentuer, qui peut retarder voir empêcher la solidification du PCM le soir [34]. Par ailleurs, l'intégration efficace d'un PCM peut s'avérer complexe et coûteuse. Afin d'améliorer le contact thermique entre le panneau et le PCM, il est nécessaire de modifier la face arrière du panneau, ce qui n'est souvent pas possible et peut se révéler compliqué à mettre en œuvre si l'installation est déjà en fonctionnement. Ainsi, d'un point de vue économique, la mise en œuvre de tels matériaux se révèle être coûteuse et rend l'investissement de départ très important et difficile à amortir.

b. Refroidissement par changement de phase liquide/vapeur (Caloduc)

Le refroidissement des systèmes PV par évaporation d'un liquide est un refroidissement thermique latent mis en œuvre dans un caloduc. Le caloduc est constitué d'un tube présentant deux parties : une partie « évaporateur » absorbant la chaleur du panneau et une partie « condenseur » rejetant la chaleur vers l'extérieur.

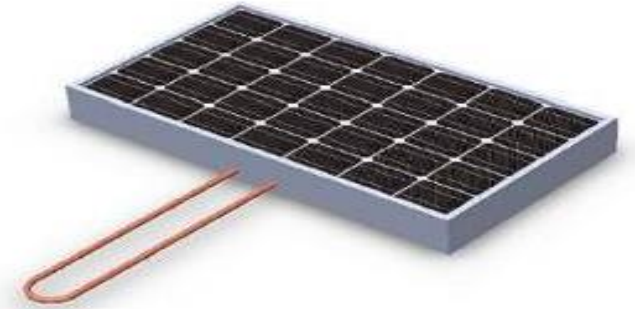


Figure 18: Système de refroidissement des panneaux PV par caloduc [35]

Ce système est très utilisé dans les systèmes PV à concentration ou dans les capteurs solaires thermiques pour la génération de chaleur. Ils montrent des performances très intéressantes dans les systèmes de PV conventionnels comme le souligne l'étude numérique menée par Alizadeh et al. portant sur un caloduc avec un taux de remplissage en fluide de 40 %, et une inclinaison de 30° de panneau (Figure 18). Ils ont pu atteindre une réduction de la température de fonctionnement du panneau de 16.1°C sous une irradiation de 1000 W/m² et une température ambiante de 18°C, permettant ainsi une amélioration sur la production électrique de 18 % [35]. Cette étude a montré également que plus le flux de chaleur apporté au caloduc était important, plus le refroidissement du panneau était efficace.

1.2.5 Exploitation de l'effet thermoélectrique :

Pour améliorer la production électrique des panneaux PV, une autre voie peut également être envisagée. L'exploitation de matériaux aux propriétés thermoélectriques peut répondre à cet objectif et peut être utilisée selon deux manières différentes en exploitant :

- Soit l'effet Seebeck, permettant de générer de l'énergie électrique supplémentaire en convertissant l'énergie thermique du panneau PV (Thermoelectric generator, TEG).
- Soit l'effet inverse, l'effet Peltier, permettant de générer du froid en consommant une partie de l'énergie électrique produite par le panneau PV pour le refroidissement d'un panneau additionnel (Thermoelectric cooler, TEC).

a. Génération thermoélectrique par effet Seebeck (TEG)

La génération thermoélectrique consiste à produire de l'électricité à partir d'une source de chaleur et un puits de chaleur à plus basse température (généralement l'environnement). Le module thermoélectrique est composé de 2 faces, une absorbe la chaleur et la seconde qui évacue cette chaleur à l'environnement. Entre ces deux faces sont disposés des petits pavés de matériau semi-conducteur (généralement du silicium dopé n ou p) connectés les uns aux autres par des bandes conductrices pour réaliser au niveau des faces chaudes et froides des jonctions p-n, siège de l'effet thermoélectrique. Pour améliorer les transferts de chaleur, on dispose au niveau de la face chaude, un matériau absorbant en contact avec le panneau PV et sur la face plus froide, un dissipateur thermique pour évacuer plus efficacement la chaleur vers le milieu ambiant et atteindre ainsi une température de fonctionnement du panneau la plus basse possible (Figure 19).

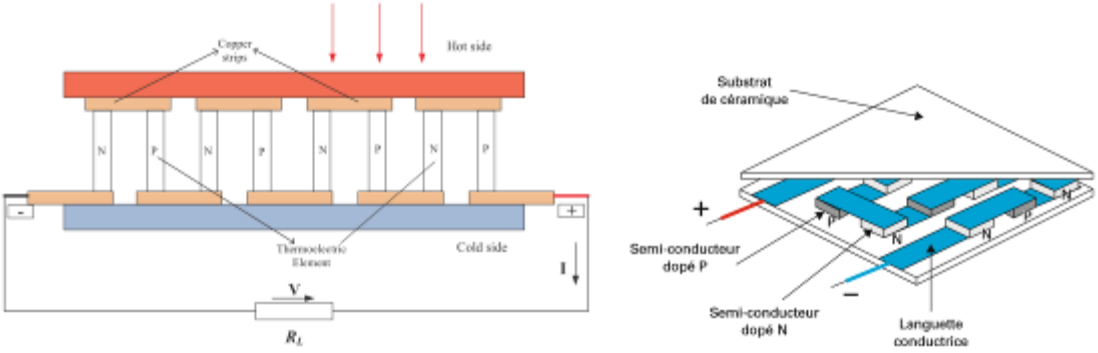


Figure 19: Module TEG pour la génération électrique [36]

La génération du courant dans ce dispositif thermoélectrique est rendue possible grâce à l'effet Seebeck qui apparait au niveau des jonctions, établissant ainsi une différence de potentiel de quelques mV aux bornes des pavés semi-conducteurs placés en série entre les faces chaude et froide. Plus la différence de température entre les deux faces du module est élevée, plus la tension totale générée aux bornes du module thermoélectrique TEG est importante, ainsi que l'intensité du courant produit parcourant la charge Rc. L'intensité et la tension varient toutes deux proportionnellement à l'écart de température auquel sont soumises les faces du module, et il en ressort que la puissance électrique générée par le TEG varie comme le carré de la différence de température des faces [37].

$$I = \alpha.\Delta T\left(\frac{1}{R_{TEG}+R_C}\right) \quad \text{et} \quad \Delta U = \alpha.\Delta T.\left(\frac{R_C}{R_{TEG}+R_C}\right)$$

Soit $$\dot{W}_{el} = \left(\frac{\alpha}{R_{TEG}+R_C}\right)^2.R_C.\Delta T^2$$

avec α le coefficient Seebeck des jonctions p-n, R_{TEG} la résistance interne du module et R_c la résistance de charge et ΔT la différence de température des faces.

Bjørk et Nielsen, 2018 [38] ont réalisé une analyse théorique sur les limites de conversion d'un système hybride PV-TEG sans concentration solaire. Le modèle développé s'appuie sur la limite de conversion de Shockley-Queisser pour le PV, et sur l'assimilation du module TEG à une machine de Carnot. Avec un coefficient de dégradation de température de 0 % K^{-1} et de 0.265 % K^{-1} pour le PV, l'amélioration obtenue sur le rendement est respectivement d'environ 4.5 et de 2 points de pourcentage par rapport à un système PV conventionnel. Cette amélioration est très faible, car la température maximale que peut atteindre un panneau PV sous une irradiation de 1 000 W/m² sans concentration est de l'ordre de 60-70°C avec une température ambiante à 25°C.

Les performances des modules TEG sont de plus fortement impactées par leur coefficient de mérite (ZT) qui dépend des caractéristiques intrinsèques des matériaux semi-conducteurs utilisés et de leur température de fonctionnement. Ainsi le rendement de génération électrique d'un module TEG peut s'exprimer comme [36] :

$$\eta_{TEG} = \frac{W_{el}}{Q_h} = \eta_{carnot}.\left(\frac{\sqrt{1-Z\overline{T}}-1}{\sqrt{1-Z\overline{T}}-\frac{T_c}{T_h}}\right)$$

avec Tc et Th les températures des faces froide et chaude, $\overline{T}$ la température moyenne du module (Tc+Th)/2, Z le facteur de mérite des matériaux thermoélectriques défini par $Z = \frac{\alpha}{\lambda\sigma}$ [K^{-1}] où α, σ et λ sont respectivement le coefficient Seebeck, la conductivité électrique moyenne et la conductivité thermique moyenne du couple de matériaux thermoélectriques.

Pour espérer avoir une amélioration de performances notable par rapport à un panneau PV conventionnel fonctionnant de manière idéale à la limite de Shockley-Queisser et en tenant compte d'un facteur de dégradation thermique β de 0.4 % K^{-1}, le coefficient de mérite

adimensionnel ZT du module TEG doit être au moins égal à 2 [39]. Or, le coefficient de mérite maximal le plus élevé qu'il est possible d'atteindre à ce jour est de l'ordre de 2 (alliage $AgPb_{18}SbTe_{20}$) et ce, pour une température de fonctionnement du module TEG bien plus élevée (600-800°C) que la température maximale atteignable par un panneau PV.

Sark [40] a mené une étude théorique idéale sur la faisabilité d'un système hybride PV-TEG (Figure 20). En supposant une température du panneau PV de 80°C en contact avec la face chaude du module TEG et la face froide du module qui évacue la chaleur à la température ambiante de 25°C, il a déterminé que le rendement de celui-ci couplé au panneau PV sous une irradiation de 1 000 W/m² et caractérisé par un facteur de mérite thermoélectrique Z réaliste de 0.004 K^{-1}, était de 3.20 %.

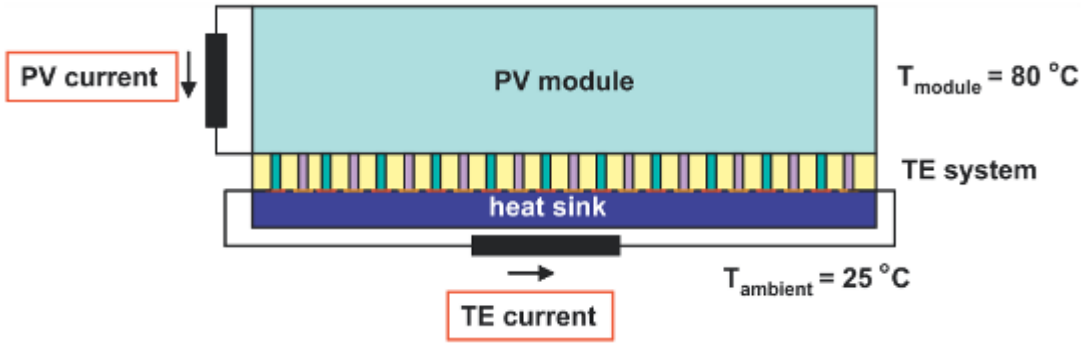


Figure 20:Schéma hybride PV-TEG pour la production électrique. [40]

Il a ainsi estimé qu'en adjoignant de tels systèmes thermoélectriques sur des panneaux PV opérant dans les régions de Malaga et de Utrecht, la production électrique annuelle était améliorée respectivement de 14.7 % et 11 %. Cependant, ces résultats ont été obtenus en considérant un modèle supposant que la température de la face froide du module était maintenue à la température ambiante. Si la différence de température entre les 2 faces du module était réduite de 25%, prenant en compte une température pour la face froide du module plus réaliste et plus élevée que la température ambiante, alors ses performances seraient globalement aussi réduites de 25%, et la contribution positive de l'intégration de modules TEG en face arrière de panneau PV sur la production totale d'électricité PV serait alors de l'ordre de 10%.

Babu et al [36] ont également réalisé une étude numérique sur les performances obtenues d'un tel système intégré à un système PV, et ont confirmé que la production thermoélectrique supplémentaire était de 6 % par rapport aux systèmes PV conventionnels dans les mêmes conditions d'utilisation. Cependant, en plus de produire de l'électricité supplémentaire, le module TEG permet également de limiter la hausse de la température de fonctionnement des panneaux PV qui augmente sensiblement le rendement électrique.

Dimri et al., 2017 [41] ont intégré expérimentalement de tels modules thermoélectriques (TEG) selon diverses configurations d'intégration à un panneau PV. Une comparaison des performances a été ainsi étudiée entre un panneau PV conventionnel, un système PV dont un module TEG est intégré sur sa face arrière et un système PVT-TEC qui intègre un module TEG sur la face arrière d'un PV conventionnel, dont la face opposée du dit module TEG est refroidie par un caloporteur pour assurer une différence de température maximale entre les deux faces du TEG (Figure 21).

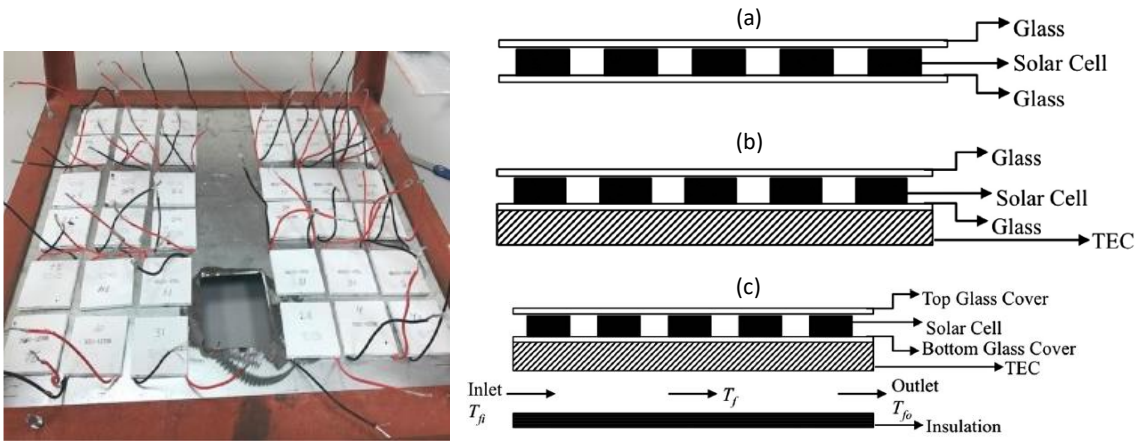


Figure 21: Etude comparative de diverse configurations de systèmes hybrides PV-TEC: a) Système PV ; b)Système PV-TEC; c)Système PVT-TEC [41]

L'amélioration du rendement électrique obtenue dans le système PV-TEC par rapport au PV est de 2.4 %. Cependant, le rendement électrique le plus élevé a été obtenu dans le système PVT-TEC et est supérieur respectivement de 7.3 % et de 4.7 % par rapport aux systèmes PV et PV-TEC. Cette amélioration est due à l'efficacité du refroidissement du panneau dans le cas du système PVT-TEC : les différences de température de fonctionnement du panneau sont respectivement plus faibles de 1 à 9.3°C par rapport au PV conventionnel et de 0.5 à 3.6°C pour le système PV-TEC. Ainsi plus la chaleur de la face arrière du module TEC est évacuée, plus la température du panneau diminue, améliorant ainsi les performances de ce système. C'est ce qu'on peut ainsi remarquer dans une autre étude de Dimri et al [42], qui compare les systèmes PVT-TEC opaque, PVT-TEC semi-transparent et PVT-TEC base aluminium à eau comme montré la Figure 21. La production électrique dans le système PVT-TEC base aluminium est supérieure de 5.15 % et de 2.55 % par rapport aux systèmes PVT-TEC opaque et PVT-TEC semi-transparent respectivement.

b. Refroidissement thermoélectrique de panneau PV par effet Peltier (TEC)

Les modules thermoélectriques peuvent également être exploités pour créer un effet de refroidissement par effet Peltier en les alimentant électriquement, afin de limiter la température de fonctionnement de panneaux PV. Benghanem et al [43] ont évalué le gain apporté par la solution de refroidir activement au moyen des modules thermoélectriques Peltier (TEC) des panneaux PV en régions très chaudes (Arabie Saoudite) où la température ambiante en été peut dépasser 55°C (Figure 22). Benghanem et al ont ainsi montré qu'il était possible de refroidir des panneaux PV de 20 à 25 °C, en les maintenant à une température de fonctionnement de 5 à 10°C sous la température ambiante. Un tel système requiert néanmoins l'adjonction de panneaux PV supplémentaires pour alimenter les modules thermoélectriques à effet Peltier. Le gain de performance est selon les auteurs de 0.5% par degré de refroidissement pour un coût additionnel total de l'ordre de 6% par W électrique produit.

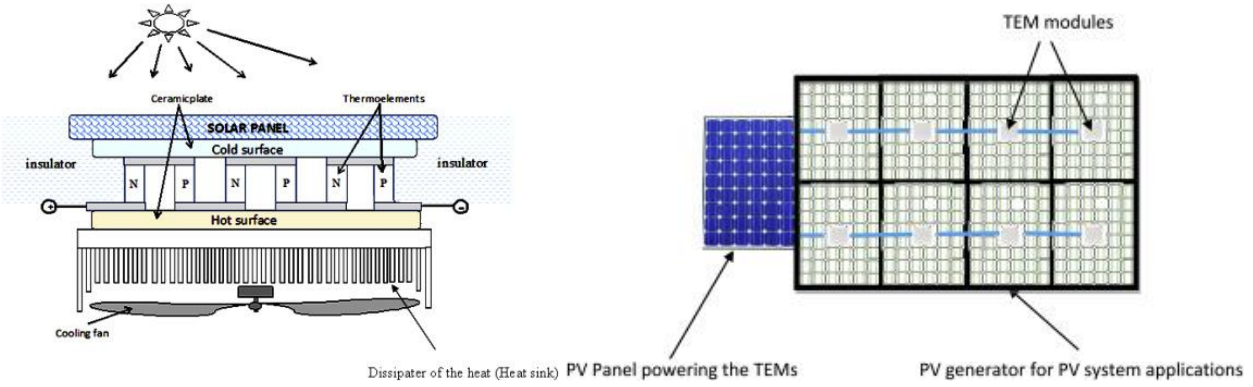


Figure 22: système hybride PV/TEC [43]

c. Génération thermoélectrique par cycle électrochimique thermiquement régénératif (TREC)

Cette technologie prometteuse et encore à l'étude en laboratoire est basée sur un cycle électrochimique thermiquement régénératif (TREC) qui permet de valoriser la chaleur basse température et la convertie directement en électricité. Ce concept qui s'apparente à la thermoélectricité pourrait avantageusement être appliqué à la valorisation de la chaleur produite par des panneaux PV. Ce système utilise deux cellules électrochimiques composées chacune d'électrodes positives et négatives et séparées par une membrane anionique. Ces cellules électrochimiques sont maintenues à des températures différentes grâce à la circulation des électrolytes propres à chaque électrode au travers d'échangeurs thermiques permettant la récupération de chaleur des électrolytes. Le maintien en température de ces cellules par la circulation de l'électrolyte alternativement chauffé et refroidi crée ainsi une différence de potentiel qui génère un courant électrique s'écoulant à travers le circuit (Figure 23).

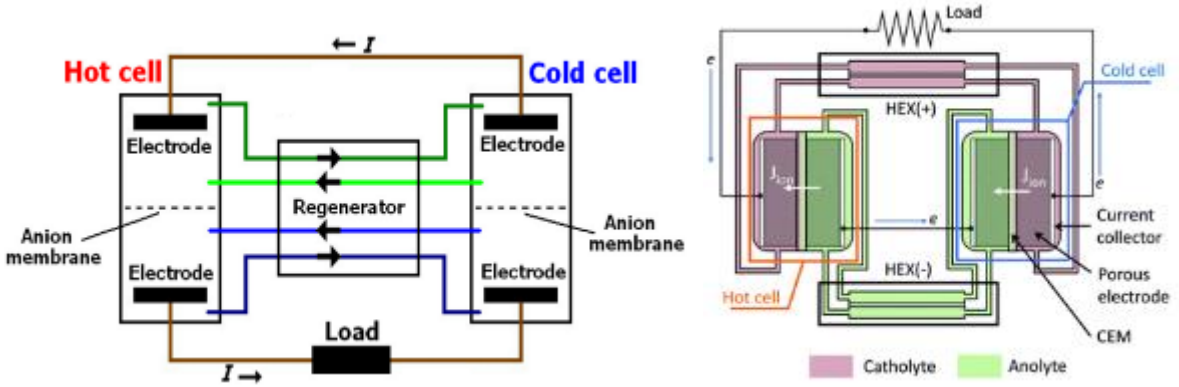


Figure 23: Structure et principe du système électrochimique thermiquement régénératif (TREC) [44]

Ce concept a été utilisé et développé expérimentalement par Fathabadi [44]. Dans son étude comparative entre un système PV-TREC et un système PV-TEG, il a montré que l'utilisation d'un cycle TREC pour la production d'électricité permet une amélioration globale de la production électrique de 25.66 % par rapport au panneau PV conventionnel. *A contrario*, l'utilisation d'un module TEG ne permet qu'une amélioration de 8 %. Cette production d'électricité supplémentaire représente une restauration de la dégradation des performances du panneau PV dans les conditions STC de 85 % et de 23 % pour les systèmes PV-TREC et PV-TEG respectivement.

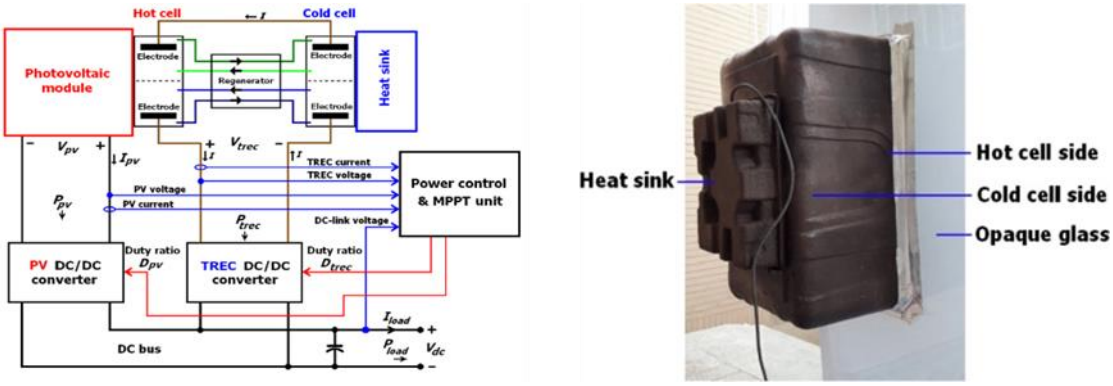


Figure 24: Concept expérimental du TREC pour une production électrique additionnelle [44].

I.3 Comparatif des techniques actuelles de refroidissement de systèmes PV

La littérature montre qu'il existe diverses méthodes de refroidissement de panneaux PV permettant une amélioration des performances. Chacune d'elles présente des performances intéressantes, avec des avantages et des inconvénients.

Tableau 1 : Synthèse des technique de gestion thermique des cpateurs PV et des performances associées

Système de refroidissement	Nature du refroidissement	Amélioration du rendement *	ΔT de refroidissement **	Échelle TRL	Sources
Refroidissement radiatif	Filtrage photonique	5 %	10°C	4	[17]
	Émission radiative	2,5 %	5-7°C	4	[16]
Refroidissement par convection naturelle	Refroidissement à eau	20 %	T_{PV} < Teau + 5 K	5	[20]
	Refroidissement à air	4 %	4-5°C	8	[18], [21], [45]
Refroidissement par convection forcée	Refroidissement à air	10-20 %	20°C	8	[23], [46]-[48]
	Refroidissement à eau	13-25 %	16-23°C	8	[24], [25], [49]–[53]
	Refroidissement par nano-fluide	14-33,6 %	16-25°C	5	[27], [28], [32], [33]
Refroidissement par changement de phase	Refroidiss. par PCM	8-34,6 %	16-19°C	6	[29]–[31], [33]
	Refroidiss. par caloduc	18 %	16°C	4	[35]
Refroidissement thermoélectrique	Génération thermoélect. effet Seebeck	2-8 %	/	3	[38], [40]–[42]
	Cycle électrochimique régénératif thermique (TREC)	25 %	/	2	[44]
	Refroid. effet Peltier	0.5%/K ***	20-25°C	2	[43]

* *gains= (production élect. PV refroidi - production élect. PV standard) / production élect. PV standard*

** *ΔT = Température PV refroidi – Température PV standard*

*** *nécessite une surface PV supplémentaire pour alimenter le système de refroidissement*

Le choix le plus pertinent du système de refroidissement dépendra de divers paramètres liés aux conditions climatiques, aux conditions d'installation ainsi qu'aux performances ou effets recherchés. Comparer ces différents systèmes recensés dans la littérature est relativement compliqué, car les études menées sur ces systèmes sont réalisées sous différentes conditions opératoires, avec différents matériaux (comme le type des cellules PV), différentes hypothèses de calculs et de corrélations, et visant des applications avec des objectifs différents. Pour cette raison, il nous a semblé plus pertinent de résumer ces techniques dans le tableau récapitulatif précédent, et d'y reporter les différentes performances obtenues avec leur état de maturité technologique.

I.4 Conclusion

L'étude bibliographique effectuée ici montre que le refroidissement des cellules photovoltaïques est effectivement une solution pertinente pour améliorer les performances de la conversion électrique. L'état de l'art réalisé montre qu'une multitude de systèmes et procédés de refroidissement existent et sont étudiés par la communauté scientifique, ce qui démontre bien l'importance et la nécessité d'un contrôle thermique des panneaux photovoltaïques. Le choix d'utiliser un système ou un procédé spécifique de refroidissement est fortement conditionné par les conditions d'implantation et d'utilisation des panneaux et des objectifs visés en termes d'amélioration, d'avantages et inconvénients apportés par la technique utilisée.

Les systèmes de refroidissement relevés dans la littérature montrent des performances différentes et très variées. Suivant l'étude effectuée, numérique ou expérimentale, certaines pertes sont négligées ou des hypothèses simplificatrices sont souvent prises pour ces études, conduisant ainsi à des résultats différents sur un même type de procédé de refroidissement. Ces systèmes peuvent être répertoriés de plusieurs manières. Ils peuvent avant tout être classés selon leur mode passif ou actif de fonctionnement, c'est-à-dire selon qu'ils consomment ou non de l'énergie (produite par le système PV ou un apport d'énergie extérieure) durant le refroidissement des panneaux PV.

Le refroidissement passif des panneaux PV utilisant la convection naturelle de l'eau ou de l'air réduit efficacement la température de fonctionnement, améliore la puissance de production électrique et l'efficacité de conversion photoélectrique sans consommation d'énergie. Pour la technologie à air, les échanges convectifs avec le milieu extérieur peuvent être améliorés en augmentant la surface d'échange par l'ajout d'ailettes sur la surface arrière par exemple. Reste que les performances d'un tel système sont tout de même limitées et dépendent principalement de la température ambiante et de la vitesse du vent. La technologie à eau, souvent sous forme de panneaux immergés, montre des performances bien plus élevées par rapport à l'air, dû au coefficient d'échange convectif dix fois supérieur à celui de l'air. La température du panneau PV est maintenue à une température légèrement plus élevée que celle de l'eau dans lequel il est faiblement immergé. Cependant, cette technique est peu étudiée et peu développée car elle nécessite une surface d'eau conséquente pour immerger les panneaux PV. Les performances rapportées sur cette technique sont très élevées à l'échelle du laboratoire, mais en utilisation réelle, il reste plusieurs questions en suspens notamment relatives au risque électrique de l'installation, et sur la durée de vie des panneaux.

Le refroidissement photonique est une autre technique de refroidissement qui repose sur le filtrage sélectif du spectre solaire. Il favorise l'absorption des photons dans le domaine énergétique effectif du spectre (domaine du visible) pour la conversion photovoltaïque et réalise la réflexion des photons dont l'énergie est inférieure ou très supérieure à l'énergie de la bande interdite, c'est-à-dire ceux qui favorisent la production de la chaleur dans le panneau. Il comporte également un revêtement sélectif permettant d'intensifier les émissions radiatives dans l'infrarouge, et plus particulièrement dans la fenêtre de transparence spectrale de l'atmosphère afin de refroidir les panneaux PV de manière radiative. L'avantage de ces systèmes réside dans leur simplicité de mise en œuvre dans les modules PV, sans avoir à faire de modifications importantes sur les panneaux. Cependant leurs performances restent limitées du fait de l'épaisseur de la vitre nécessaire pour obtenir cet effet de filtrage sélectif pour limiter le réchauffement.

Le refroidissement actif par convection forcée, soit par l'intermédiaire de la circulation d'un nano-fluide dans le panneau PV, la pulvérisation d'eau sur la face avant du module, la circulation d'eau dans un échangeur thermique en face arrière, ou par ventilation forcée d'air sur des ailettes placées sur la face arrière du panneau, donne généralement des performances intéressantes qui surpassent les techniques reposant sur la convection naturelle. Cette méthode, très maitrisée, permet de réduire la température de fonctionnement de manière considérable, et d'améliorer ainsi les rendements de conversion des cellules solaires. L'intérêt de ces systèmes réside également dans le fait que la chaleur ainsi extraite peut être facilement récupérée et exploitée, augmentant ainsi le rendement énergétique global et le rendement exergétique de la conversion photovoltaïque. Toutefois, il faut également tenir compte de certains facteurs qui sont généralement négligés dans ces études, comme la consommation d'eau pour un système ouvert, la dissipation thermique ou le stockage de la chaleur récupérée par le fluide dans le cas d'un système fermé, et prendre en considération l'énergie consommée par les pompes de circulation ou les ventilateurs lors du refroidissement des panneaux PV.

Les systèmes utilisant le refroidissement par changement de phase présentent aussi des performances de refroidissements intéressantes. Grâce à la chaleur latente élevée mise en jeu dans le changement de phase, ces systèmes permettent un maintien thermique du panneau PV à des températures relativement basses, proches de celle du changement de phase. Les matériaux à changement de phase solide/liquide (PCM) permettent une utilisation totalement passive. Placés sur la face arrière du module PV, ces derniers peuvent maintenir sur une certaine durée une température de panneau proche de la température de fusion du PCM. Afin d'améliorer les transferts thermiques, diverses configurations de mise en œuvre ont été étudiées telles que l'ajout d'ailettes sur la face arrière du PCM, ou insertion du PCM dans une matrice de graphite naturel expansé recomprimé. Des systèmes hybrides ont été réalisés pour récupérer la chaleur stockée dans le PCM via la circulation d'eau, d'air ou nano-fluide, afin d'améliorer les rendements de conversion électrique des modules PV. Cependant, il reste que cette technique présente des inconvénients liés notamment à la quantité importante de PCM requise pour maintenir la température du module PV à une valeur basse durant la journée entière. Ce système peut ainsi devenir encombrant et volumineux compliquant l'installation de tels panneaux. Par ailleurs, de nombreuses questions liées à la cyclabilité et la durabilité de ces matériaux doivent être traitées afin de voir la pertinence économique de cette technique. L'utilisation de caloducs qui repose plutôt sur un changement de phase liquide-vapeur est également une technique pertinente et

performante pour le refroidissement des systèmes PV. Ces dispositifs totalement passifs ont déjà été utilisés avec succès pour le refroidissement de cellule PV sous concentration.

L'utilisation de modules thermoélectriques est une technique qui est également étudiée pour le refroidissement de panneaux PV. Ces modules peuvent fonctionner en mode générateur (TEG) en exploitant l'effet Seebeck, et permettre ainsi une conversion de la chaleur prélevée des panneaux en énergie électrique additionnelle. Cependant, la production additionnelle d'électricité thermoélectrique est relativement faible compte tenu des faibles différences de températures constatées entre le panneau et le milieu ambiant. Dans le même objectif, diverses études montrent également un intérêt pour les cycles électrochimiques régénératif thermique (TREC) afin de valoriser en électricité la chaleur produite par les panneaux. Les modules thermoélectriques peuvent également opérer en mode refroidisseur (TEC) en exploitant l'effet Peltier. Cette solution qui nécessairement consomme de l'énergie électrique, pourrait être mise en œuvre de manière intéressante afin de préserver les panneaux d'un fonctionnement à trop haute température, qui serait préjudiciable à leur durabilité notamment en régions très chaudes pouvant atteindre 55 °C à l'ambiant.

L'étude bibliographique réalisée dans ce chapitre a montré qu'il existait diverses façons d'exploiter l'énergie thermique générée par les capteurs PV pour en augmenter l'efficacité énergétique ou exergétique globale. De nombreux paramètres influencent les performances des capteurs PVT en termes de production d'électricité et/ou d'énergie thermique. Le système de récupération et de valorisation de l'énergie thermique extraite doit être choisi en fonction des objectifs visés en termes d'utilisation des énergies produites et également de critères énergétiques à respecter.

Chapitre II

Évaluation du potentiel théorique de valorisation de la chaleur générée lors de la conversion photovoltaïque.

Dans ce chapitre, on s'intéresse plus particulièrement et d'un point de vue théorique aux performances attendues d'un couplage système PV/collecteur thermique (PV/TC) en termes d'énergie thermique, pouvant ensuite être utilisé pour alimenter thermiquement une machine ditherme ou tritherme afin de valoriser l'énergie thermique récupérée. L'idée de base d'une telle association est d'améliorer d'une part, le rendement électrique des panneaux PV en limitant leur montée en température, et d'autre part de valoriser la chaleur collectée sur les panneaux PV dans le but d'augmenter le rendement énergétique et exergétique global. L'énergie thermique ainsi extraite peut être convertie soit en travail supplémentaire convertible en électricité additionnelle par un moteur ditherme, soit en froid par un procédé tritherme. Le froid ainsi produit peut être utilisé soit pour couvrir des besoins de rafraichissement de bâtiments ou permettre un refroidissement actif de panneaux PV, avec l'objectif de les faire fonctionner à une température inférieure ou au moins proche de la température ambiante afin d'en améliorer la production d'électricité, et *in fine* le rendement électrique des panneaux PV. Une telle configuration de couplage constitue une voie de valorisation originale par rapport aux systèmes habituellement étudiés dans la littérature qui ne valorisent pas cette chaleur en froid. Il est cependant nécessaire d'évaluer au préalable les performances qui pourraient être atteintes d'une telle combinaison du point de vue théorique afin d'en qualifier la pertinence.

II.1 Analyse énergétique et exergétique du couplage panneau PV/collecteur thermique

Dans les panneaux PVT classiques, un échangeur de chaleur est généralement intégré sur la surface arrière pour absorber la chaleur produite par le panneau PV et la transférer à un fluide de refroidissement, généralement de l'eau ou de l'air. L'intégration d'un tel collecteur thermique peut facilement être mise en œuvre sur un panneau PV existant sans modification majeure pour aboutir à un système PV/TC. De cette façon, l'extraction de la chaleur du panneau PV limitera l'augmentation de la température du panneau, et pourrait idéalement diminuer sa température jusqu'à avoisiner la température ambiante. Cette réduction de la température de fonctionnement du PV permet ainsi d'améliorer considérablement la production électrique, et de se rapprocher des performances maximales obtenues dans les conditions de test standard à 25°C (conditions STC sous 1000 $W{\cdot}m^{-2}$). Mais pour ces conditions de fonctionnement, la chaleur extraite ne peut être exploitée en raison de son niveau de température proche de l'ambiant, impliquant un trop faible contenu exergétique de l'énergie thermique ainsi extraite. Le contenu exergétique d'une forme énergétique qualifie son potentiel à produire un travail (maximal) par un procédé idéal de Carnot (réversible). Ainsi, pour être exploitable et valorisable, la chaleur du panneau PV doit être extraite à une température plus élevée que celle de l'ambiance. Par ailleurs, on constate également que lorsque la température de fonctionnement du panneau PV augmente, la quantité de chaleur pouvant être extraite diminue et devient nulle pour une température maximale, dite de stagnation T_{st}, pour laquelle toute la chaleur produite par la conversion photovoltaïque est dissipée à l'environnement ambiant à To, impliquant alors un « équilibre thermique » entre le panneau PV et l'environnement. D'autre part comme nous l'avons mentionné dans le chapitre

précédent, les performances électriques du panneau PV se dégradent avec l'augmentation de sa température de fonctionnement. Il existe donc une température optimale de fonctionnement du panneau PV qui permet de maximiser les performances globales. Le comportement thermique du panneau PV doit ainsi être étudié à la fois d'un point de vue énergétique pour évaluer la quantité d'énergie impliquée, mais également d'un point de vue exergétique, afin d'évaluer le potentiel d'exploitation de l'énergie thermique extraite.

II.1.1 Analyse énergétique du couplage panneau PV/collecteur thermique

Cette analyse énergétique doit permettre d'évaluer quantitativement les énergies entrantes et sortantes d'un panneau PV/TC considéré dans la Figure 25. Le flux énergétique entrant est constitué de l'irradiation solaire incidente $\dot{E}_s$ et les flux sortants correspondent à la puissance électrique $\dot{W}_{el}$ produite par le panneau PV, la puissance thermique $\dot{Q}_h$ produite à la température T_h par le collecteur thermique associé au panneau PV, les pertes radiatives $\dot{Q}_{rad}$ par réflexion et émissions infrarouge et thermiques convectives $\dot{Q}_{conv}$. Si aucun système n'est utilisé pour la récupération de l'énergie thermique du panneau PV ($\dot{Q}_h$=0), alors toute la chaleur produite par le capteur est dissipée à l'environnement et le module PV atteint une température maximale de fonctionnement, dite de stagnation T_{st} pour laquelle il est en équilibre thermique avec le milieu ambiant.

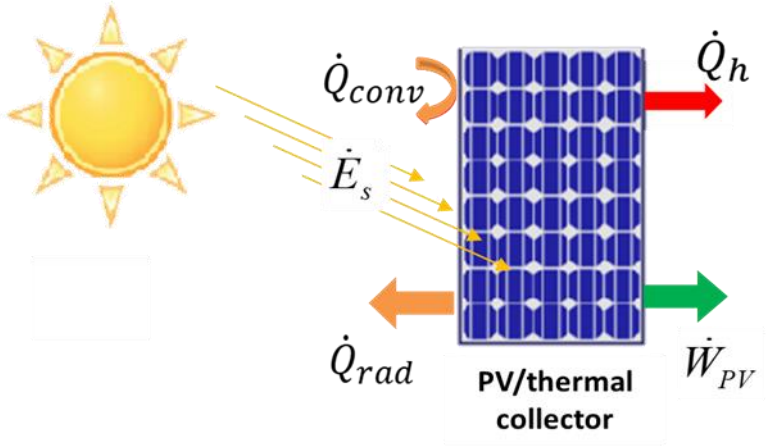


Figure 25: Représentation schématique des flux énergétiques échangés entre un système PV/TC et son environnement avec I_G *le rayonnement solaire incident,* $\dot{Q}_h$ *: puissance thermique extraite,* $\dot{W}_{el}$ *puissance électrique produite,* $\dot{Q}_{conv}$ *les pertes thermiques par convection et* $\dot{Q}_{rad}$ *les pertes radiatives.*

Pour évaluer dans un premier temps le potentiel énergétique du panneau PV/TC, une analyse simplifiée est développée en considérant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- la température du panneau est homogène ;
- les surfaces arrière et latérales du panneau sont adiabatiques ;
- le système est en régime permanent.

Le bilan énergétique sur le système PV/TC, considéré alors comme un seul volume de contrôle avec une surface de captation de 1 m², conduit à :

$$\dot{E}_s - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} - \dot{W}_{el} - \dot{Q}_h = 0 \qquad \text{(II.1)}$$

où $\dot{E}_s$ est le rayonnement solaire incidente effectivement absorbée par la cellule PV, $\dot{W}_{el}$ est la puissance électrique produite, $\dot{Q}_h$ est la puissance thermique produite et $\dot{Q}_{conv}, \dot{Q}_{rad}$ sont respectivement les pertes de chaleur convectives et radiatives.

La fraction du flux solaire incident effectivement absorbé par un panneau PV de 1m² de surface est caractérisé par :

$$\dot{E}_s = (\alpha\tau) I_G \qquad \text{(II.2)}$$

avec $(\alpha\tau)$ le coefficient d'absorption du rayonnement solaire effectivement transmis aux cellules photovoltaïques, I_G l'irradiation solaire incidente globale dans le plan du capteur.

Cette puissance solaire radiative est transformée en puissance électrique par conversion photoélectrique, et peut être exprimée à partir du rendement de conversion des cellules par la relation suivante [14]:

$$\dot{W}_{el} = \dot{E}_s \eta_{el} \qquad \text{(II.3)}$$

dans laquelle η_{el} correspond au rendement électrique du panneau PV, qui varie avec la température de fonctionnement des cellules. Diverses corrélations pour le calcul de ce rendement de conversion sont disponibles dans la littérature et nous retiendrons la plus utilisée, celle proposée par Evans en 1981 [14] :

$$\eta_{el} = \eta_{ref} (1 - \beta_{ref} (T_{cell} - T_{ref})) \qquad \text{(II.4)}$$

avec $T_{cell,}$ la température de fonctionnement de la cellule, η_{ref} le rendement électrique de référence du module PV fonctionnant dans les conditions d'essai standard (STC) à 25°C sous un rayonnement solaire global I_G =1000 W.m^{-2}, β_{ref} le coefficient de dégradation thermique des performances qui est une caractéristique intrinsèque du matériau PV utilisé.

Pour évaluer les pertes thermiques par convection entre le panneau et l'air, un coefficient de transfert de chaleur convectif global (forcé) est considéré. Test et al. ont évalué expérimentalement le coefficient d'échange convectif d'une plaque placée dans un environnement naturel soumis au vent, dont la vitesse est mesurée à 1 m au-dessus de la plaque. De ces expérimentations, ils ont proposé une corrélation linéaire qui est utilisée ici pour estimer ce coefficient d'échange convectif global h_{conv} et par suite les pertes thermiques par convection [54] :

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} (T_{cell} - T_{amb}) \qquad \text{(II.5)}$$

avec h_{conv} le coefficient de transfert convectif, fonction de la vitesse du vent V_w et défini comme suit : $h_{conv} = 2.56V_w + 8.55$

Pour les pertes thermiques par émission infrarouge, on considère habituellement que le panneau échange avec la voute céleste considérée à la température T_{sky}. Cette température de ciel dépend de la température ambiante T_{amb} et peut être exprimée en utilisant la corrélation proposée par Duffie and Beckman (2013) [55] pour un ciel clair :

$$T_{sky} = 0.0552 T_{amb}^{1.5}$$

Le flux radiatif entre le panneau et la voute céleste peut alors être évalué par la relation de Stephan-Boltzman [56] en fonction de l'émissivité ε du panneau PV et de la constante de Stephan-Boltzmann σ :

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma\varepsilon\left(T_{cell}^4 - T_{sky}^4\right) \quad \text{(II.6)}$$

L'analyse énergétique est réalisée ici à titre d'exemple en considérant des caractéristiques réelles d'un panneau PV du commerce, fabriqué par SUNPOWER (modèle SPR-Max2-360-COM) résumées sur le Tableau 2.

Tableau 1: Principaux paramètres pris en compte pour l'évaluation des performances pour 1 m² d'un système PV/TC, considérant les caractéristiques constructrices réelles (panneau PV de SUNPOWER)

Paramètres caractéristiques du panneau PV	Valeur
Rendement électrique aux conditions STC η_{ref} [%]	20.4
Coefficient de température β_{ref} [K^{-1}]	0.0035
Coefficient optique $(\alpha\tau)$ [-]	0.95
Émissivité du panneau ε [-]	0.9

Les performances énergétiques de ce panneau sont alors évaluées en considérant les critères suivants :

Le rendement électrique : $$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{E}_s} \quad \text{(II.7)}$$

Le rendement thermique : $$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{E}_s} \quad \text{(II.8)}$$

et le rendement global : $$\eta_{gl} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad \text{(II.9)}$$

La Figure 26 montre l'évolution des puissances électrique et thermique générées par un tel panneau PV en fonction de la température de fonctionnement du panneau PV, opérant dans un environnement désertique à 40°C avec une vitesse de vent de 1 $m \cdot s^{-1}$ et soumis à différentes irradiations solaires incidentes. Dans ces conditions, la température maximale T_{st} (ou de stagnation) atteinte par le panneau lorsqu'il est soumis à une irradiation solaire de 1000 $W.m^{-2}$ est de 81°C. Cette température de stagnation décroit avec l'irradiation : elle est de 64°C sous 700 $W.m^{-2}$ et de 55°C sous 400 $W.m^{-2}$. Pour ces températures de stagnation correspondantes à une irradiation solaire donnée, la production électrique est la plus faible et aucune récupération de chaleur n'est possible puisque toute la chaleur générée est dissipée dans l'environnement ambiant à 40°C.

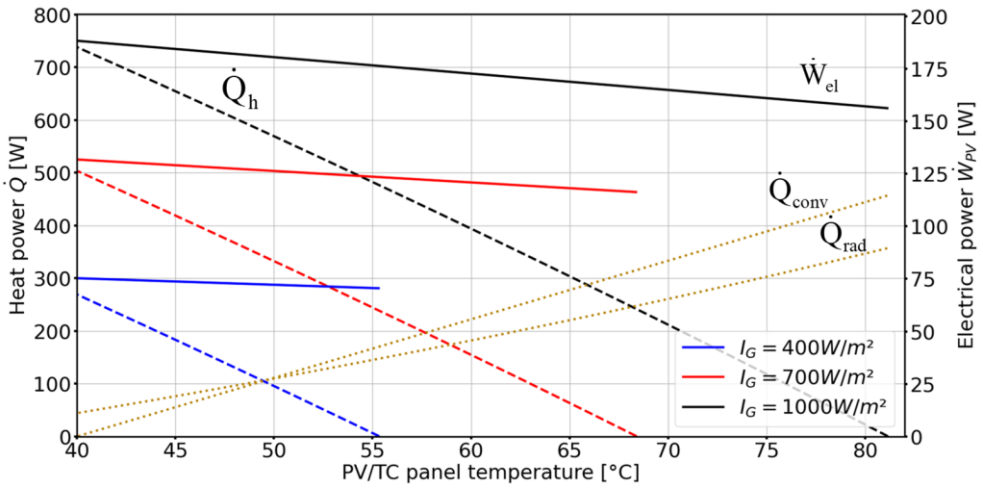


Figure 26: Variation des puissances thermique ($\dot{Q}_h$) et électrique ($\dot{W}_{el}$)et des pertes ($\dot{Q}_{conv}$ & $\dot{Q}_{rad}$) du système PV/TC avec sa température de fonctionnement et opérant dans une ambiance à 40°C sous différentes irradiations solaires.

Lorsqu'une fraction de la chaleur produite est extraite du panneau PV au moyen d'un dispositif de refroidissement actif ou de récupération thermique, la température de fonctionnement du panneau est alors réduite, augmentant sensiblement l'énergie électrique produite. Cette évolution est quasi-linéaire (même si l'évolution des pertes radiatives n'est pas linéaire) pour l'énergie globale du système (Q_h + W_{el}), et les meilleures performances énergétiques sont obtenues lorsque le fonctionnement du panneau PV est à la température ambiante.

Lorsque le système PV/TC opère sous une irradiation solaire de 1000 W·m^{-2} à sa température maximale de stagnation, le panneau produit une puissance électrique minimale de 156 W·m^{-2} avec une puissance thermique récupérable nulle. S'il opérait à sa température minimale possible, c'est-à-dire à température ambiante, le panneau PV/TC permettrait une production électrique maximale de 188 W·m^{-2} avec une production d'énergie thermique maximale de 738 W·m$^{-2,}$ mais à 40 °C, et des pertes thermiques vers l'environnement uniquement radiatives. La température de fonctionnement du panneau PV impacte fortement la quantité et la qualité thermique de chaleur récupérée, et par conséquent son potentiel à être utilement exploitée. Une analyse exergétique plus fine est donc nécessaire afin de dégager des conclusions moins triviales et mettre sans doute en évidence un optimum énergétique de fonctionnement du panneau PV.

II.1.2 Analyse exergétique d'un panneau PV/collecteur thermique

L'exergie est une notion thermodynamique qui permet de qualifier le potentiel d'une énergie impliquée dans un système et de standardiser l'évaluation de la qualité thermodynamique de systèmes de conversion énergétiques dans lesquels différentes formes d'énergie sont impliquées. L'exergie quantifie en effet le travail maximal qui peut être idéalement produit en exploitant une quantité d'énergie, quelle que soit sa forme (thermique, mécanique, électrique, chimique…) par un procédé réversible idéal tel qu'un moteur de Carnot. Il peut donc se définir comme le potentiel de travail contenu dans l'énergie. L'énergie électrique est une énergie de haute qualité et est considérée comme de l'exergie pure, car elle

peut être idéalement entièrement convertie en travail en utilisant un moteur électrique idéal. L'exergie contenue dans l'énergie thermique dépend de son niveau de température (T_h) et de la température de référence de l'environnement (T_0), pour laquelle le contenu en exergie de l'énergie thermique est nul donc sans valeur énergétique. L'exergie thermique correspond ainsi à la quantité maximale de travail pouvant être idéalement produit par un cycle de Carnot consommant cette chaleur $\dot{Q}_h$ à T_h et rejetant de la chaleur dans l'environnement à T_0 :

$$\dot{E}x = \dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) = \dot{Q}_h . \theta_h$$

Le terme $\theta_h = 1 - \frac{T_0}{T_h}$, qualifié par un facteur de Carnot, permet d'estimer la qualité et donc le contenu exergétique d'une quantité donnée d'énergie thermique disponible à une température T_h. Par la suite, la température de référence T_0 sera prise égale à T_{amb}.

Pour évaluer le travail équivalent globalement exploitable produit par le panneau PV/TC, et estimer l'exergie détruite et par suite la qualité de conversion thermodynamique, un bilan exergétique du système PV/TC peut également être exprimé comme suit :

$$\dot{E}x_s - \dot{W}_{el} - \dot{E}x_{\dot{Q}_h} - \dot{E}x_{loss} - \dot{E}x_{des} = 0 \qquad \text{(II.10)}$$

où $\dot{E}x_s$ est le flux d'exergie contenue dans l'irradiation solaire, $\dot{W}_{el}$ est la puissance électrique produite, et $\dot{E}x_{Q_h}$, $\dot{E}x_{loss}$ et $\dot{E}x_{des}$ sont respectivement les flux d'exergie thermique collectée, d'exergie perdue par convection et rayonnement radiative et d'exergie détruite lors de la conversion photovoltaïque.

Diverses méthodes sont proposées dans la littérature [57] pour déterminer l'exergie solaire $\dot{E}x_s$ de l'irradiation entrante. L'expression la plus utilisée est celle proposée par Jeter [57] en considérant une température T_s du soleil de 6000 K :

$$\dot{E}x_s = \dot{E}_s \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_s}\right) \qquad \text{(II.11)}$$

Le flux d'exergie $\dot{E}x_{\dot{Q}_h}$ lié à la chaleur produite et récupérée à la température de fonctionnement T_{cell} du panneau est exprimée comme précédemment par :

$$\dot{E}x_{\dot{Q}_h} = \dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{cell}}\right) \qquad \text{(II.12)}$$

Puisque l'énergie électrique peut être théoriquement entièrement convertie en travail, par définition, le flux d'exergie électrique produite correspond alors à la puissance électrique $\dot{W}_{PV}$ produite.

Divers critères exergétiques peuvent alors être définis pour caractériser la qualité thermodynamique de la conversion énergétique ayant lieu dans un système PV/TC :

- le rendement exergétique électrique : $$\eta_{ex_{el}} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{E}x_s} \quad \text{(II.13)}$$

- le rendement exergétique thermique : $$\eta_{ex_{th}} = \frac{\dot{E}x_{\dot{Q}_h}}{\dot{E}x_s} \quad \text{(II.14)}$$

- le rendement exergétique global : $$\eta_{ex_{gl}} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{E}x_{\dot{Q}_h}}{\dot{E}x_s} = \eta_{ex_{el}} + \eta_{ex_{th}} \quad \text{(II.15)}$$

La Figure 27 montre l'évolution des flux d'exergies thermique, électrique et globale produites dans le système PV/TC dans les mêmes conditions de fonctionnement que celles définies précédemment pour l'analyse énergétique. Contrairement à l'évolution linéaire précédemment observée pour les flux d'énergie thermique récupérable du panneau en fonction de sa température de fonctionnement, l'exergie thermique évolue de manière globalement parabolique et est beaucoup plus faible que l'exergie électrique produite en raison de la faible température à laquelle elle est produite. Elle est de 0 W·m^{-2} lorsque le système PV/TC opère à sa température de stagnation T_{st} sous une irradiation solaire donnée, puis augmente progressivement lorsque la température de fonctionnement du panneau diminue pour atteindre une valeur maximale, puis diminue à nouveau jusqu'à une valeur nulle lorsque le panneau PV fonctionne à la température ambiante T_{amb} de 40°C. Comme on peut le voir sur la Figure 27, lorsque le panneau opère sous une irradiation de 1000 W/m², l'exergie contenue dans l'énergie thermique produite et récupérable est maximale (25 W/m²) pour une température de fonctionnement du capteur de $\tilde{T}_h$ = 60.5 °C et correspond à une quantité de chaleur de 380 W·m^{-2} (cf Figure 26). Malgré la grande quantité de chaleur qu'il est possible de récupérer à la température ambiante, l'exergie thermique de cette chaleur est nulle, traduisant le fait qu'elle est inexploitable.

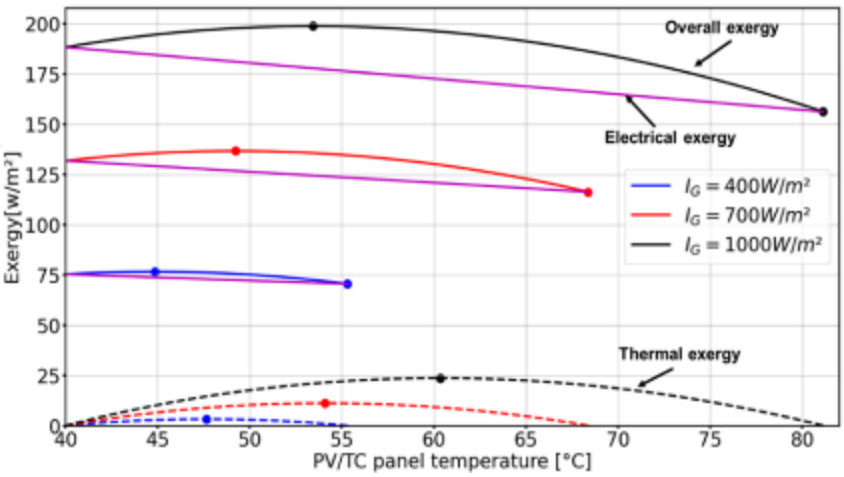


Figure 27: Variation du potentiel énergétique du système PV/TC en fonction de sa température de fonctionnement pour différentes irradiations solaires.

En ce qui concerne l'évolution de la puissance exergétique globale produite par le système PV/TC, elle augmente également au fur et à mesure que la température des panneaux PV diminue. Cependant, comme on peut le constater, l'exergie globale produite est maximale pour une température bien inférieure à celle correspondante au maximum de l'exergie

thermique produite. Pour une irradiation de 1000 W/m², l'exergie globale atteint un maximum de 200 W·m^{-2} pour une température de fonctionnement du PV de T_h^* = 54 °C alors qu'elle est de 195 W/m² pour la température $\tilde{T}_h$ de 60.5 °C qui maximise l'exergie thermique. En effet, bien que l'exergie thermique se dégrade en deçà de cette température optimale $\tilde{T}_h$, l'exergie globale continue sensiblement à augmenter pour atteindre son maximum à T_h^* du fait de l'amélioration de la production électrique avec la baisse de la température du panneau qui compense alors la diminution de l'exergie thermique produite. Lorsqu'il fonctionne à la température ambiante, l'exergie globalement produite est égale à l'énergie électrique obtenue par le panneau PV. Les quantités maximales d'énergie et d'exergie produites par le système PV/TC dépendent toutefois de l'irradiation solaire entrante. Pour une température ambiante T_{amb} fixée, plus l'irradiation est faible, moins sont élevées les températures de stagnation T_{st} et les températures optimales $\tilde{T}_h$ et T_h^* qui maximisent respectivement les exergies thermique et globale produites. Ces températures évoluent quasi linéairement avec l'irradiation solaire, comme le montre le graphique de la Figure 28.

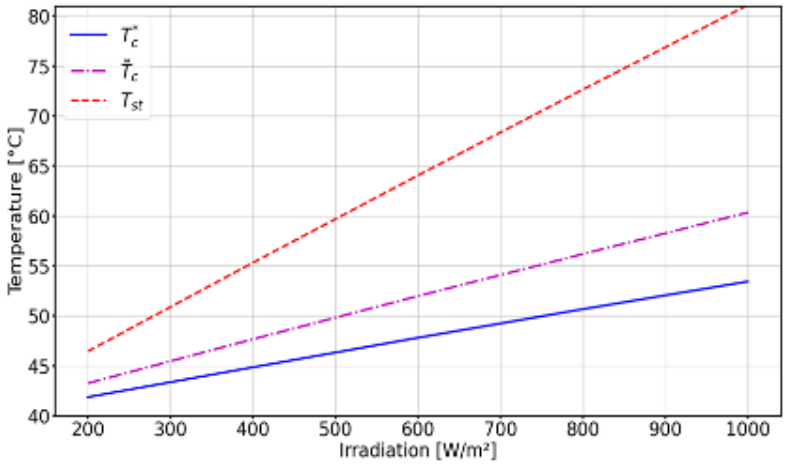


Figure 28: Évolution en fonction de l'irradiation solaire de la température de stagnation du panneau PV et ses températures optimales de fonctionnement qui maximisent l'exergie globale et l'exergie thermique produites

Finalement, en valorisant l'énergie thermique récupérée pour la convertir idéalement en électricité par un cycle de Carnot, cela permettrait d'atteindre des performances globales proches, voire supérieures de celles obtenues dans les conditions STC, c'est-à-dire pour un panneau conventionnel fonctionnant à 25°C. En effet, la production totale d'électricité obtenue par un tel système avec un panneau fonctionnant à T_h^* (de 54°C sous 1000 W/m^2) dans un environnement à 40°C, serait supérieure à celle produite par le même panneau fonctionnant dans les conditions standard de test STC à 25°C. Cependant pour évaluer de manière plus réaliste le potentiel de valorisation de cette énergie thermique, il faut également prendre en compte les irréversibilités thermodynamiques dues aux échanges thermiques entre le panneau PV, le collecteur thermique et le moteur idéal thermique et l'environnement à T_{amb}. C'est l'objet de la partie suivante.

II.2 Performances théoriques de panneaux PV couplés thermiquement à des procédés de conversion énergétique

Dans cette partie, nous nous intéresserons à l'exploitation de la chaleur générée par un tel système PV/TC. Différents systèmes de conversion d'énergie couplés au système PV/TC peuvent être exploités pour valoriser cette chaleur produite. En effet, la chaleur peut être valorisée soit en travail en utilisant un cycle moteur ditherme, soit en froid en exploitant un procédé tritherme. Un tel couplage permettra à la fois de réduire la température de fonctionnement du panneau PV, améliorant ainsi ses performances électriques, et d'exploiter la chaleur générée pour produire un effet utile supplémentaire et augmenter alors les performances globales du système. Les énergies produites sont analysées et évaluées pour chaque configuration de couplage afin de déterminer les conditions optimales de fonctionnement du panneau en fonction des objectifs applicatifs visés.

II.2.1 Couplage de capteurs PV/Thermiques à un cycle moteur ditherme endoréversible pour une valorisation de la chaleur en travail

Cette configuration de couplage consiste à exploiter la chaleur produite par le PV/TC, par un cycle thermodynamique, fonctionnant en mode moteur, afin de produire un travail pouvant être ultérieurement converti en électricité, comme le montre la Figure 29. Pour être plus réalistes que l'étude exergétique précédente, nous considèrerons un cycle endoréversible [58].

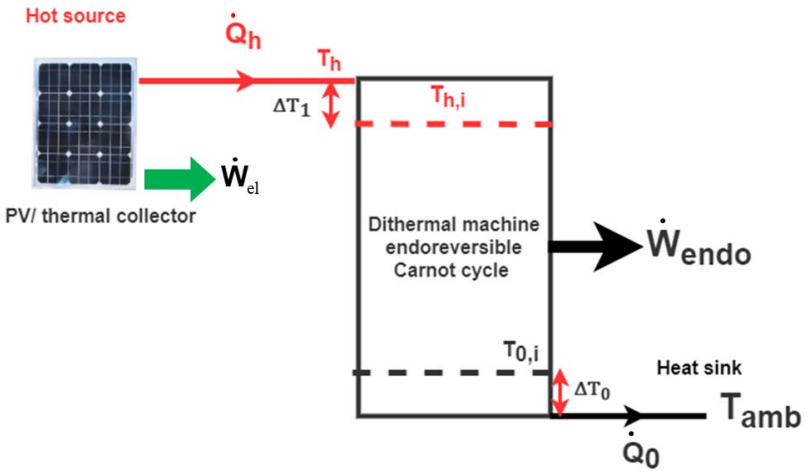


Figure 29: Couplage panneau PV/collecteur thermique avec un cycle moteur de Carnot endoréversible.

Ce concept de cycle thermodynamique endoréversible permet une analyse plus réaliste, car elle considère, contrairement au cycle de Carnot, les irréversibilités thermodynamiques externes au cycle, nécessairement générées lors des transferts de chaleur entre le cycle et les sources et puits de chaleur. Par contre pour simplifier le problème, le cycle endoreversible ne considère aucune irréversibilité thermodynamique interne (pas de création d'entropie) : le cycle fonctionne de manière réversible entre ses températures internes de fonctionnement ($T_{h,i}$) et ($T_{0,i}$). Par conséquent, le travail $\dot{W}_{endo}$, produit par la consommation d'un flux de

chaleur $\dot{Q}_h$ fournie à T_h, et rejetant un flux thermique $\dot{Q}_o$ à l'environnement T_0, peut être estimé en considérant les pincements thermiques nécessaires aux transferts de chaleur :

$$\dot{W}_{endo} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_0 = \dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_{0,i}}{T_{h,i}} \right) = \dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_{amb} + \Delta T_0}{T_h - \Delta T_1} \right) \quad \text{(II.16)}$$

Le rendement de ce cycle endoréversible moteur est alors défini par l'expression suivante [58] :

$$\eta_{endo} = \frac{\dot{W}_{endo}}{\dot{Q}_h} = 1 - \frac{T_{amb} + \Delta T_0}{T_h - \Delta T_1} \quad \text{(II.17)}$$

Ce rendement est bien plus faible que celui du cycle idéal de Carnot opérant entre T_h et T_0, qui permet de qualifier le contenu exergétique de l'énergie thermique extraite du panneau PV/TC à T_h. Les différences de température ΔT qui sont nécessaires pour l'échange de chaleur entre les sources externes et le moteur de Carnot endoréversible, sont estimées à partir des relations suivantes :

$$\dot{Q}_0 = (US)_0 \, \Delta T_0 \quad \text{(II.18)}$$

$$\dot{Q}_h = (US)_h \, \Delta T_1 \quad \text{(II.19)}$$

où $(US)_0$ et $(US)_h$ représentent les conductances thermiques globales entre le moteur de Carnot endoréversible respectivement avec l'ambiance (source froide) et le panneau PV/TC (source chaude).

La Figure 30 présente le travail qui peut être produit par un tel cycle moteur endoréversible couplé à un capteur PV/thermique délivrant de la chaleur à T_h et opérant dans un environnement à T_0= 40 °C. Les différences de température ΔT_0 et ΔT_1 sont calculées à l'aide des équations (II.18) et (II.19), en considérant des valeurs de conductance thermique globale de $(US)_0$ =300 W·K^{-1} et $(US)_h$=50 W·K^{-1}. Ces valeurs sont prises de manière réaliste en considérant un échange thermique entre le panneau et le cycle endoreversible avec une surface d'échange contrainte à l'aide d'un caloporteur liquide et un échange thermique entre le cycle et l'environnement avec une surface d'échange élevée via de l'air.

On peut constater sur la Figure 30 que le travail produit par ce cycle endoreversible évolue de manière parabolique, lorsque la température T_h du panneau PV diminue, et atteint une valeur maximale puis décroit jusqu'à une valeur nulle. La différence de température ΔT_1, nécessaire au transfert de chaleur entre le panneau PV et le cycle endoréversible moteur, augmente quant à lui de manière quasi-linéaire lorsque la température de fonctionnement du capteur diminue. Pour un capteur de 1 m² soumis à une irradiation solaire de 1000 W·m^{-2}, une température optimale de fonctionnement de $\tilde{T}_h$ = 67 °C permet de produire un travail maximal de 16,5 W/m². L'écart de température ΔT_1 entre le panneau PV et le cycle est alors d'environ 5,5 °C, ce qui correspond à une puissance thermique transférée de l'ordre de 275 W/m².

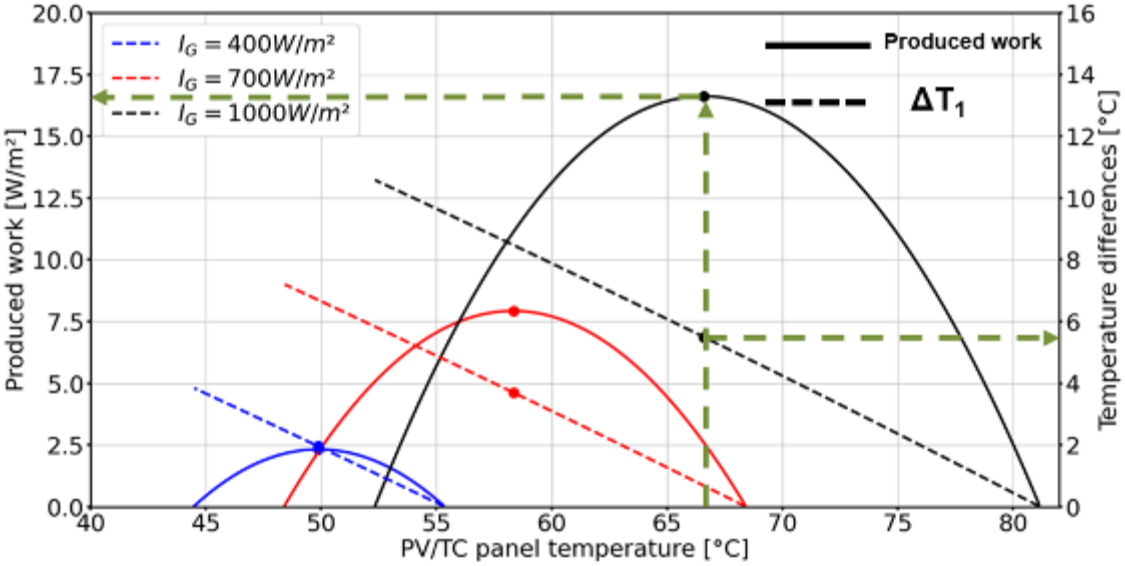


Figure 30: Courbes pleines : variation du travail produit par un moteur endoréversible couplé à un système PV/TC avec sa température de fonctionnement. Courbes en pointillés : variation de la différence de température d'échange de chaleur correspondante ΔT_1 requise entre le panneau PV et le cycle moteur.

Il faut noter que le cycle moteur endoréversible considéré dans cette étude est un modèle simplifié de tout procédé thermique ditherme. Une approche similaire a été considérée par Fudholi et al. qui ont étudié expérimentalement le couplage entre un panneau PVT et un générateur thermoélectrique TEG [38]. Pour une irradiation solaire de 1 000 W.m^{-2}, ils ont obtenu une production supplémentaire d'électricité par le module TEG d'environ 12 W.m^{-2}, ce qui est du même ordre de grandeur que la production de travail (17 W.m^{-2}) permise par le moteur ditherme endoréversible considéré ici.

En considérant maintenant les productions cumulées d'électricité et de travail relativement à l'irradiation solaire, l'efficacité énergétique globale du système peut être évaluée par la relation suivante et est représentée en Figure 31 avec la définition du rendement du moteur endoréversible valorisant la chaleur récupérée**.**

$$\eta_{gl} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{endo}}{\dot{E}_s}$$

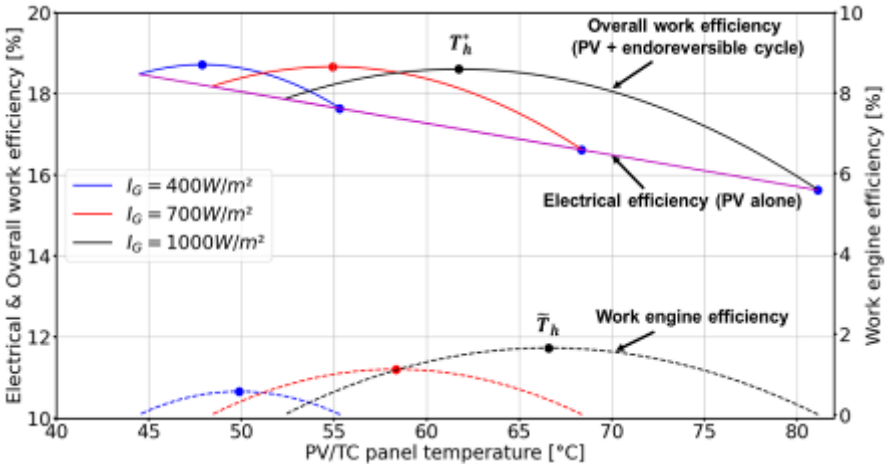


Figure 31: Variation du rendement exergétique du système PV/TC couplé à un moteur endoréversible en fonction de sa température de fonctionnement du panneau PV/TC soumis à diverses irradiations solaires et à un environnement de 40°C

Pour chaque irradiation solaire, deux températures de fonctionnement optimales T_h^* et $\tilde{T}_h$ peuvent être définies. La première correspond à la température qui maximise le rendement énergétique global, tant dit que la seconde correspond à la température qui maximise le travail produit par le procédé moteur endoréversible.

L'efficacité énergétique électrique suit une évolution similaire à celle de la puissance électrique produite représentée en Figure 26 et croît linéairement avec des températures décroissantes de fonctionnement du capteur : elle est de 15,5 % pour la température de fonctionnement maximale du panneau PV de 81 °C (température de stagnation sous une irradiation solaire de 1000 $W \cdot m^{-2}$) et atteint une valeur maximale de 18.8% lorsque le capteur PV/TC est maintenu à T_{amb} =40°C. L'efficacité énergétique thermique suit la même évolution que le travail produit par le moteur endoréversible avec une valeur maximale de 1,7 % à $\tilde{T}_h$=67°C lorsque le panneau est soumis à une irradiation de 1000W/m². Le rendement énergétique global qui en résulte augmente par conséquent lorsque la température du panneau PV diminue grâce d'une part, à l'amélioration de la production d'électricité par le panneau, et d'autre part, à la valorisation en travail supplémentaire (exergie) d'une quantité croissante de chaleur récupérée du panneau PV : il atteint une valeur maximale d'environ 18,7 % pour une température de fonctionnement optimale de T_h^*= 62 °C sous 1000 $W \cdot m^{-2}$. Pour une température de fonctionnement plus faible du panneau PV, bien que la production électrique augmente légèrement, le rendement énergétique global diminue en raison d'une baisse significative du travail produit par le moteur endoréversible. Lorsque l'irradiation solaire diminue, la température optimale de fonctionnement du capteur diminue également. Cependant, on constate que le maximum d'efficacité est peu impacté et reste globalement constant, restant toujours supérieur à un fonctionnement à la température ambiante. En effet, l'électricité produite par un tel panneau PV fonctionnant dans les conditions STC (conditions ambiantes sous 1 000 $W \cdot m^{-2}$) est d'environ 188 $W \cdot m^{-2}$, tandis que l'exergie globale obtenue par ce panneau PV fonctionnant à une température optimale $\tilde{T}_h$ adaptée à l'irradiation solaire et couplée au moteur endoréversible serait d'environ 187 $W \cdot m^{-2}$.

En exploitant ainsi l'énergie thermique récupérée du panneau PV pour produire un travail supplémentaire par l'intermédiaire d'un moteur thermique, il serait possible d'obtenir des performances électriques globales plus élevées en convertissant ce travail en électricité supplémentaire via un générateur électrique. Les performances électriques globales obtenues par ce couplage devraient être proches, voire légèrement supérieures, à celles obtenues par un panneau PV conventionnel fonctionnant à température ambiante, quel que soit le rayonnement solaire.

II.2.2 Couplage de capteurs PV/Thermique à un cycle tritherme endoréversible pour une valorisation de la chaleur en froid

La deuxième configuration consiste à coupler le panneau PV/TC avec un procédé tritherme permettant de valoriser la chaleur produite en froid comme présenté en Figure 32. Un système tritherme est un procédé thermodynamique fermé échangeant que de l'énergie thermique avec des sources/puits thermiques externes à trois niveaux de température : une

température T_h de la source chaude, une température T_c de la source froide et la température du puits de chaleur qui correspond généralement à celle de l'environnement ambiant à T_{amb}. $\dot{Q}_h$, $\dot{Q}_c$ et $\dot{Q}_0$ sont les quantités de chaleur échangées entre le système et les sources/puits de chaleur externe respectivement à T_h, T_c, et T_{amb}.

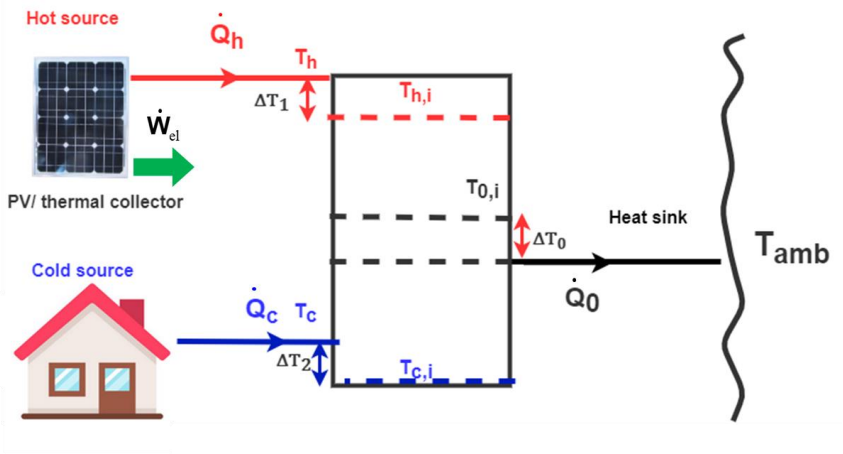


Figure 32: Vue schématique du couplage d'un système PV/TC avec un procédé tritherme fonctionnant entre trois niveaux de température pour la production de froid utilisable dans le bâtiment.

D'un point de vue thermodynamique, le système tritherme peut être considéré comme le résultat d'un couplage de deux cycles dithermes : un cycle moteur produisant un travail en consommant de la chaleur à T_h et un cycle de réfrigération consommant ce travail pour réaliser une production de froid à T_c. Par conséquent, un système tritherme endoréversible peut être analysé comme un procédé endoréversible consistant en un couplage de deux cycles dithermes endoréversibles : un cycle moteur endoréversible fonctionnant entre T_h et T_{amb} qui produit un travail $\dot{W}_{endo}$ avec un rendement η_{endo} , couplé à un cycle de réfrigération endoréversible fonctionnant entre T_c et T_{amb} qui consomme ce travail pour produire du froid avec un coefficient de performance COP_{endo}^{2T}. Les performances globales du procédé tritherme peuvent ainsi être également caractérisées par un coefficient de performance, dit endoréversible COP_{endo}^{3T}, plus réaliste en considérant les irréversibilités thermodynamiques dues seulement aux transferts de chaleur externe comme suit [59]:

$$COP_{endo}^{3T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{W}_{endo}}{\dot{Q}_h}\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{endo}} = \eta_{endo} COP_{endo}^{2T} \qquad \text{(II.20)}$$

où η_{endo} est le rendement du cycle du moteur endoréversible défini par l'équation (II.17) :

$$\eta_{endo} = \frac{\dot{W}_{endo}}{\dot{Q}_h} = 1 - \frac{T_{amb} + \Delta T_0}{T_h - \Delta T_1}$$

COP_{endo}^{2T} est le coefficient de performance du cycle ditherme qui peut être défini de la même manière en tenant compte de ses températures internes de fonctionnement :

$$COP_{endo}^{2T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{endo}} = \frac{1}{\frac{T_{0,i}}{T_{c,i}} - 1} = \frac{T_c - \Delta T_2}{(T_{amb} + \Delta T_0) - (T_c - \Delta T_2)} \qquad \text{(II.21)}$$

Les différences de température ΔT_1 et ΔT_2 et ΔT_0 nécessaires aux transferts de chaleur entre le procédé tritherme et les sources chaude, froide et l'environnement, sont estimées à l'aide de relations similaires aux équations (II.18) et (II.19). Le coefficient global de performance du procédé endoreversible tritherme peut alors être exprimé selon [59]:

$$COP_{endo}^{3T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \left(\frac{T_c - \Delta T_2}{T_h - \Delta T_1}\right)\left(\frac{(T_h - \Delta T_1) - (T_{amb} + \Delta T_0)}{(T_{amb} + \Delta T_0) - (T_c - \Delta T_2)}\right) \qquad \text{(II.22)}$$

Le froid produit par le procédé tritherme peut être utilisé de plusieurs façons : pour le confort thermique de bâtiments (rafraichissement), ou bien, pour répondre à une demande spécifique, comme le refroidissement d'appareils électroniques tels que des onduleurs. Les énergies produites par le couplage de panneau PV/TC à un tel procédé sont donc de l'électricité et du froid qui doit être optimisé en fonction de l'application visée. Pour chaque quantité d'énergie thermique récupérée du panneau PV à une température T_h, une quantité résultante de froid est produite, qui dépend de la température ambiante, de la qualité des échanges thermiques et également de la température de froid T_c souhaitée.

On peut voir dans l'équation (II.22), que plus la température de la production de froid est basse, plus la quantité de froid produite sera faible. La Figure 33 représente l'évolution du froid produit par le procédé tritherme en fonction de la température de froid désirée lorsqu'elle est couplée à 1 m² de panneau PV délivrant de la chaleur $\dot{Q}_h$ aux températures optimales de fonctionnement définies précédemment T_h^* et $\tilde{T}_h$, qui maximise respectivement soit l'exergie totale, soit seulement le contenu exergétique de l'énergie thermique produite lorsqu'il est soumis à une irradiation donnée comme vue précédemment sur la Figure 27.

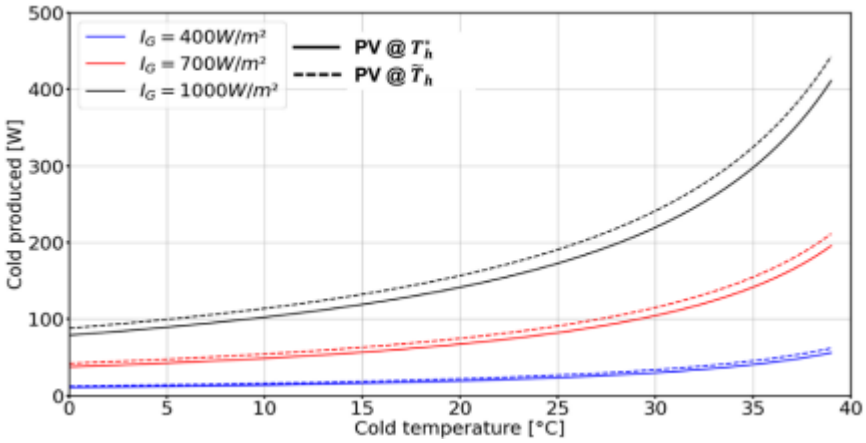


Figure 33: Production de froid par un procédé tritherme endoréversible couplée au système PV/TC.

Ainsi avec une irradiation solaire de 1000 W·m^{-2}, lorsque le panneau PV opère à la température $\tilde{T}_h$ = 67 °C (Figure 26) , les 288 W·m^{-2} de puissance thermique délivrée permettent une production de 143 W·m^{-2} de froid à 20 °C, alors que lorsque le panneau PV fonctionne à la température optimale T_h^* = 62 °C, bien que la quantité de chaleur produite soit plus importante avec 380 W·m^{-2} d'énergie thermique récupérée, seulement 128 W·m^{-2} de froid peuvent être produits à 20 °C. Comme il a été vu précédemment dans la section II.2.1, dans le cas du couplage d'un système PV/TC à un cycle moteur de Carnot endoréversible, la quantité de froid produite par le procédé tritherme obtenue lorsque le panneau opère à la température

$\tilde{T}_h$ qui maximise la production d'exergie thermique du panneau PV est plus importante que le froid produit à T_h^* qui maximise l'exergie totale produite par le panneau. De plus, pour une production de froid à 20 °C, le coefficient de performance du procédé tritherme endoréversible est d'environ 0,24 lorsqu'il fonctionne avec de la chaleur fournie à $\tilde{T}_h$ = 67 °C, alors qu'il est de seulement 0,21 lorsqu'il fonctionne à T_h^*=62 °C. Les performances en termes de production de froid de telles machines trithermes, ainsi évaluées par le concept de cycle endoréversible considérées dans cette étude, sont proches et similaires de celles obtenues pour des cycles d'adsorption silicagel/eau fonctionnant dans la même gamme de température [60].

II.3 Analyse des performances électriques globales induites par un refroidissement actif de panneaux PV additionnels

Une autre application du froid produit par un tel procédé tritherme est le refroidissement actif d'une surface supplémentaire de panneaux PV pour améliorer la production électrique globale. L'objectif ici est d'évaluer l'impact de ce refroidissement actif réalisé par le procédé tritherme endoréversible sur les performances globales électriques.

Comme schématisé Figure 34, un premier panneau (source chaude) de surface S_1 est maintenu en opération et refroidi à l'une des températures optimales (T_h^* ou $\tilde{T}_h$) par le procédé tritherme, tandis que le second panneau de surface S_2 est maintenu refroidi à une température T_c (source froide) par le procédé tritherme endoréversible.

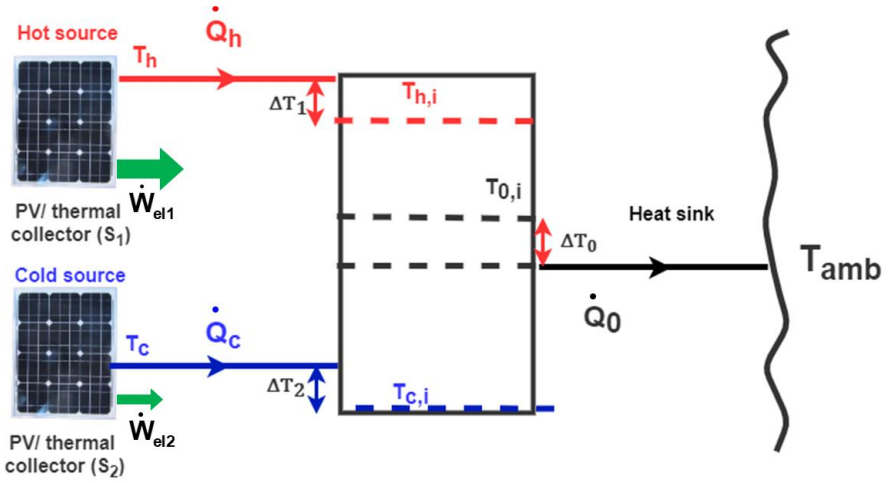


Figure 34: Refroidissement d'un second panneau PV2 par un procédé tritherme endoréversible couplée à un panneau PV1

Comme la quantité de froid produite $\dot{Q}_c$ résulte de ces températures de fonctionnement, il est intéressant d'évaluer la surface donnée S_2 du second panneau photovoltaïque, en fonction de la surface S_1 du premier panneau PV, qui peut être maintenue à cette température T_c, afin d'évaluer par la suite la production globale électrique.

Les conditions de travail du second panneau à cette température permettent un meilleur rendement électrique, car il est maintenu à une température inférieure ou proche de la température ambiante. Pour une telle configuration de couplage, la seule énergie finale

produite par le système est l'électricité produite par les panneaux PV de surface (S_1 + S_2). Les conditions de mise en œuvre de cette configuration doivent être optimisées afin d'atteindre les performances électriques globales maximales. L'énergie thermique à T_h produite par le premier panneau PV de surface S_1 est exploitée comme source de chaleur motrice par le procédé tritherme, qui en retour permet une production de froid pour maintenir un fonctionnement du second panneau PV de surface S_2 à la température T_c. Le coefficient de performance COP_{endo}^{3T} du procédé thermique peut alors être exprimé de diverses manières :

- en fonction des puissances thermiques générées par les panneaux PV de surface S_1 et S_2 :

$$COP_{endo}^{3T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \frac{S_2\left[\dot{E}_s - \dot{Q}_{conv}(T_c) - \dot{Q}_{rad}(T_c) - \dot{W}_{el2}(T_c)\right]}{S_1\left[\dot{E}_s - \dot{Q}_{conv}(T_h) - \dot{Q}_{rad}(T_h) - \dot{W}_{el1}(T_h)\right]} \quad \text{(II.23)}$$

- en fonction des conditions avec lesquelles s'effectuent les échanges thermiques entre le procédé tritherme et les panneaux PV :

$$COP_{endo}^{3T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \frac{(US)_c\,\Delta T_2}{(US)_h\,\Delta T_1} \quad \text{(II.24)}$$

- en fonction des performances endoréversibles du procédé tritherme :

$$COP_{endo}^{3T} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} = \left(\frac{T_c - \Delta T_2}{T_h - \Delta T_1}\right)\left(\frac{(T_h - \Delta T_1) - (T_{amb} + \Delta T_0)}{(T_{amb} + \Delta T_0) - (T_c - \Delta T_2)}\right) \quad \text{(II.25)}$$

Les puissances électriques W_{el1} et W_{el2} produites respectivement par les panneaux de surface S_1 et S_2 sont comparées à la production électrique que génèrerait une même surface globale de panneau PV (S_1+S_2) qui ne serait pas refroidi par un dispositif d'extraction de chaleur, c'est-à-dire fonctionnant à la température de stagnation T_{st}. Le gain électrique net global peut alors être estimé comme suit :

$$Gain_{el1+el2} = \frac{\left(\dot{W}_{el1}(T_h)S_1 + \dot{W}_{el2}(T_c)S_2\right) - \dot{W}_{el}(T_{st})(S_1 + S_2)}{\dot{W}_{el}(T_{st})(S_1 + S_2)} \quad \text{(II.26)}$$

Ce gain électrique global peut également être comparé au gain électrique qui serait obtenu pour chaque panneau PV s'il fonctionnait à leur température de stagnation :

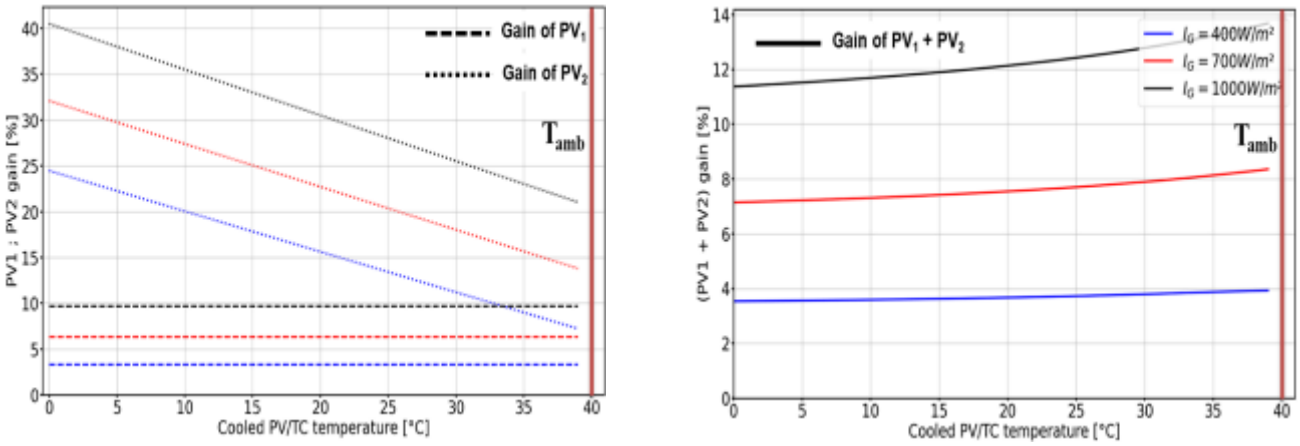
$$Gain_{el1} = \frac{\dot{W}_{el1}(T_h) - \dot{W}_{el}(T_{st})}{\dot{W}_{el}(T_{st})} \quad \text{(II.27)}$$

et $$Gain_{el2} = \frac{\dot{W}_{el2}(T_c) - \dot{W}_{el}(T_{st})}{\dot{W}_{el}(T_{st})}$$

Les évolutions de ces gains électriques sont représentées sur la Figure 35 en fonction de la température du PV refroidi, ainsi que pour différentes irradiations solaires. On peut constater que le gain du premier panneau PV_1 fonctionnant à la température T_h^* maximisant l'exergie globale n'est pas influencé par la température de fonctionnement du second panneau PV_2 à *Tc*. Son gain est constant, car sa température de fonctionnement est maintenue fixe à T_h^* et ne dépend que de l'irradiation solaire : le gain de production électrique par rapport à un panneau non refroidi est d'environ 9,8 % pour une irradiation solaire de 1000 $W \cdot m^{-2}$ et une température

ambiante de 40 °C. Pour le second panneau PV_2 qui est activement refroidi à une température T_c inférieure à la température ambiante, on observe une évolution linéaire croissante du gain de production électrique pour des températures décroissantes de fonctionnement. Ce gain peut atteindre 40 % pour un fonctionnement du panneau maintenu à 0 °C sous 1000 W/m².

Le gain de production électrique globale augmente quant à lui légèrement lorsque la température de fonctionnement T_c du panneau refroidi croit. La quantité de froid produite par le procédé tritherme croit de 90 $W \cdot m^{-2}$ à 220 $W \cdot m^{-2}$ pour des températures de fonctionnement du second panneau variant respectivement de 0 à 30 °C et permet d'ainsi de maintenir une plus grande surface S_2, qui croit avec sa température T_c de fonctionnement. La production électrique du second panneau devient ainsi de plus en plus importante et génère une augmentation du gain global, qui peut atteindre 12,8 % lorsque le second panneau PV_2 est maintenu à la température T_c = 30 °C avec un environnement à 40 °C.



(a) **(b)**

Figure 35a) Évolutions pour différentes irradiations solaires, des gains électriques des panneaux PV_1 et PV_2 avec la température T_c du panneau PV_2 refroidi, lorsque le panneau PV_1 fonctionne à sa température optimale T_h^*, b) Gain global de production électrique.

Il est également intéressant de comparer les performances obtenues par un tel procédé actif de refroidissement par ce procédé tritherme avec un simple système de dissipation à la température ambiante de la chaleur des panneaux PV, tel qu'un échangeur de chaleur refroidi par un caloporteur ou un matériau à changement de phase placé en face arrière du panneau PV. La Figure 36 montre une telle comparaison. Comme nous avons pu le voir au chapitre 1, un tel système de dissipation de chaleur permet habituellement de faire fonctionner les panneaux PV généralement 15 à 25 K au-dessus de la température ambiante.

On peut ainsi constater que dans le cas d'un refroidissement actif avec un procédé frigorifique tritherme endoréversible, le rendement électrique global est un peu plus élevé que celui obtenu en mettant en œuvre un simple dispositif de dissipation de chaleur. Les systèmes de dissipation de chaleur maintiennent les panneaux PV au moins à (T_{amb} + 15 K) grâce à la convection forcée de l'eau, ou à des matériaux à changement de phase.

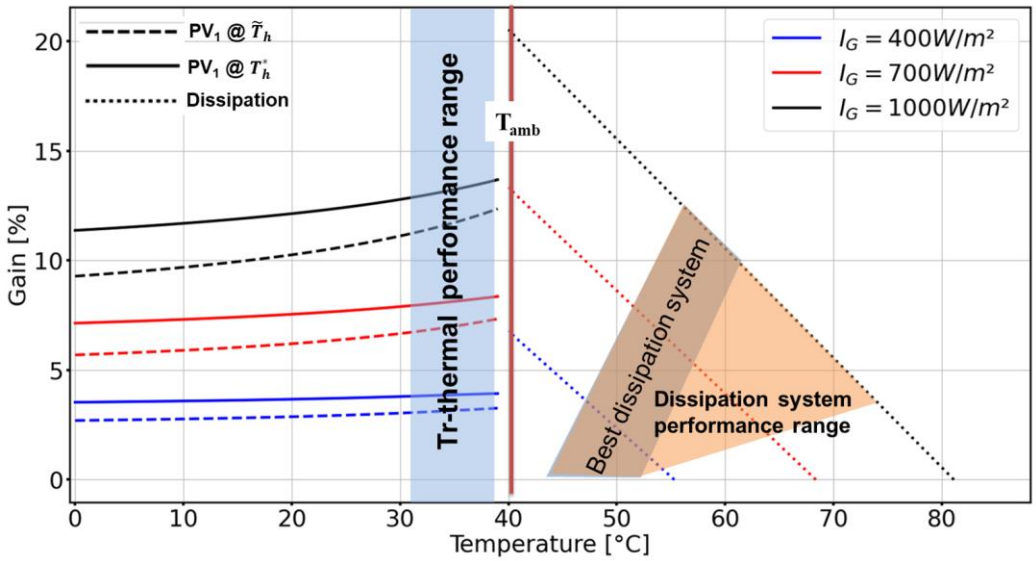


Figure 36: Gains électriques obtenus par un refroidissement actif idéal avec un procédé tritherme endoréversible exploitant la chaleur soit à $\tilde{T}_h$ soit à T_h^*. Comparaison à ceux obtenus avec un système de dissipation de chaleur.

Pour effectuer une comparaison plus juste entre le refroidissement actif tritherme et les systèmes de dissipation thermique, on considère un cas de référence : celui d'un fonctionnement à une température (T_{amb}+15 K) pour laquelle les deux systèmes ont les mêmes performances globales. Pour ces conditions de fonctionnement et pour une même surface totale de panneau, le gain électrique obtenu par le système de dissipation thermique maintenant le panneau PV à une température (T_{amb} + 15 K) est égal ou inférieur au gain obtenu avec le procédé tritherme fonctionnant à T_h^*, et ce quelle que soit la température T_c du froid produit. Contrairement au simple système dissipatif de chaleur, pour assurer ce gain, les panneaux doivent fonctionner à une température maximale de $T_h = T_{amb}$ + 12/15 K.

On peut également remarquer sur la Figure 36 que les gains obtenus avec le procédé tritherme sont plus élevés lorsque les panneaux PV1 fonctionnent à la température T_h^* que ceux obtenus pour une température de fonctionnement à $\tilde{T}_h$. En effet, la quantité de froid produit est bien plus importante dans les conditions de fonctionnement à $\tilde{T}_h$, ce qui permet de maintenir à T_c une plus grande surface S_2 de panneaux PV_2. Les conditions de fonctionnement à T_h^* permettent quant à elles un gain plus élevé que pour les conditions d'exploitation à $\tilde{T}_h$ pour une même surface S_1 fixée.

II.4 Conclusion.

Cette étude simplifiée du point de vue thermodynamique a permis de déterminer les conditions de fonctionnement potentiellement intéressantes pour améliorer le rendement global électrique d'un panneau PV en mettant en œuvre un système de récupération de l'énergie thermique produite par le panneau et sa possible valorisation en travail ou en froid.

Une première analyse thermodynamique du couplage d'un panneau PV avec un cycle de Carnot endoréversible a été présentée et a montré l'existence de deux températures optimales $\tilde{T}_h$ et T_h^*, de fonctionnement des panneaux qui permettent respectivement de maximiser

l'exergie thermique produite par le panneau PV, et donc son potentiel de valorisation en termes de travail (ou d'électricité), ou de maximiser l'exergie globale du panneau PV.

L'analyse de la valorisation de la chaleur récupérée en froid par un procédé tritherme endoréversible a montré que la quantité de froid produit est plus importante si le panneau PV fonctionne à une température $\tilde{T}_h$ plutôt qu'à T_h^*. Cette différence est liée au contenu exergétique de l'énergie thermique extraite du panneau qui est bien plus élevé à $\tilde{T}_h$ qu'à T_h^*. En conséquence, le coefficient de performance de cette machine tritherme endoréversible est légèrement plus élevé en exploitant la chaleur des panneaux PV aux conditions de fonctionnement $\tilde{T}_h$ (COP= 0.24) qu'aux conditions de fonctionnement T_h^* (COP= 0.21).

Dans le cas où le froid ainsi produit par un procédé tritherme endoreversible est également exploité pour réaliser un refroidissement actif de panneaux PV supplémentaires, les gains électriques obtenus pour ces deux températures optimales de fonctionnement augmentent conjointement lorsque la température froide produite est proche de la température ambiante. Cependant, un fonctionnement des panneaux à une température optimale T_h^* assure un gain plus stable lorsque la température de fonctionnement du second panneau refroidi varie. On obtient un gain légèrement plus important lorsque le panneau « froid » est refroidi proche de la température ambiante que pour des températures beaucoup plus basses. D'autre part, le gain est également plus important lorsque le panneau « chaud » est refroidi et maintenu à la température T_h^* qu'à la température de fonctionnement à $\tilde{T}_h$ et ce quel que soit la température à laquelle est refroidi le panneau PV « froid ». Ainsi lorsque le panneau « froid » est maintenu à T_c = 30 °C et opère sous une irradiation solaire de 1000 $W \cdot m^{-2}$, le gain électrique est estimé à environ 12,8 % si le panneau PV « chaud » fonctionne à T_h^*= 62 °C, et d'environ 11,1 % lorsque qu'il est maintenu à $\tilde{T}_h$ = 67 °C.

En comparant les performances du système de refroidissement actif avec les systèmes dissipatifs classiques identifiés dans l'état de l'art, on constate que la mise en œuvre d'un procédé tritherme endoréversible permet d'atteindre des performances similaires lorsque la température T_c du panneau PV « froid » est maintenue à 20 °C sous une température ambiante de 40 °C, par rapport à celles obtenues par des systèmes dissipatifs permettant au panneau PV de fonctionner à des températures de T_{amb} + *15* K. Par conséquent, cette solution de refroidissement actif peut être considérée comme techniquement plus performante vis-à-vis des meilleurs systèmes dissipatifs, tels que ceux basés sur la convection forcée de l'eau ou le caloduc.

Le couplage d'un procédé tritherme avec des panneaux PV pourrait également être pertinent pour prévenir la détérioration du panneau PV et leur dégradation dans le temps, grâce à une température de fonctionnement plus basse. Les conclusions de cette étude théorique doivent être cependant approfondies par une analyse du comportement transitoire de ces panneaux PV/collecteur thermique avec une approche de modélisation confortée par des études expérimentales.

Chapitre III

Procédé thermochimique pour la valorisation de chaleur basse température.

L'étude menée dans le chapitre précédent a permis de montrer la pertinence de valoriser en froid la chaleur générée par les panneaux PV par un procédé tritherme endoréversible. Ce chapitre s'intéresse à présent à la mise en œuvre d'un tel procédé, et plus particulièrement par un procédé à sorption reposant sur la gestion de la thermicité de processus physico-chimique renversable entre un gaz et un milieu sorbant, solide ou liquide.

Dans ce chapitre un modèle numérique simplifié associant un procédé à sorption aux panneaux PV a été développé pour évaluer le potentiel du refroidissement des panneaux PV par un tel couplage sur les performances énergétiques utilisant différents couples réactifs.

Une nouvelle configuration a été également étudiée qui permet d'exploiter une source de refroidissement plus basse que la température ambiante pour la condensation. Cette configuration permet alors d'exploiter des températures de désorption plus basse pour la valorisation de la chaleur en froid des différents sels sélectionnés.

Après l'évaluation des performances des couples réactifs choisit, et en vue du manque de données bibliographiques sur ces sels, un banc expérimental de caractérisation de sels réactifs a été développé pour caractériser les droites d'équilibres et de déterminer leurs états physiques dans la gamme de température de fonctionnement.

III.1 Principe de fonctionnement d'un procédé thermochimique

Les procédés trithermes alimentés par une source de chaleur à basse température pour produire du froid sont, dans leur grande majorité, basés sur des cycles thermodynamiques impliquant la gestion thermodynamique de processus physico-chimiques renversables, de sorption ou de désorption d'un gaz par un matériau sorbant. Selon la nature des matériaux sorbants et des interactions impliquées, ces procédés à sorption de gaz se divisent en trois grandes catégories :

- la sorption liquide/gaz, qui exploite la forte affinité existante entre un gaz et un liquide pour former une solution saturée ou non, et met en jeu des interactions faibles de type ioniques,
- la sorption physique solide/gaz, qui exploite un phénomène d'adsorption d'un gaz à la surface d'un solide microporeux et met en jeu des interactions faibles de type Van der Waals,
- la sorption chimique solide/gaz, qui exploite une réaction chimique renversable d'un gaz par solide réactif avec des liaisons chimiques, de type ioniques ou covalentes, de plus forte intensité.

Ces phénomènes de sorption sont caractérisés par un équilibre thermodynamique qui s'exprime par :

$$\{S\} + \nu G \underset{2}{\overset{1}{\rightleftharpoons}} \{S, \nu G\} + \nu \Delta H_{sorp}$$

Dans le sens 1, le sorbant S absorbe le gaz G de manière exothermique et libère de la chaleur de sorption. De manière inverse, l'apport de chaleur au sorbant S, déjà chargé en gaz G, permet de désorber le gaz de manière endothermique. Dans le cas d'un procédé mettant en œuvre une réaction chimique renversable solide/gaz, le sens 2 et le sens 1 caractérisent

respectivement la décomposition et la synthèse d'un sel réactif chargé en G. Dans le cas d'un procédé à sorption d'un gaz par une solution saline saturée, ils caractérisent respectivement la cristallisation ou la solubilisation du sel.

L'analyse de la variance thermodynamique, montre que les processus d'absorption L/G ou l'adsorption S/G sont des phénomènes divariants, tandis que les processus basés sur une réaction chimique solide/gaz renversable ou la cristallisation /solubilisation d'un sel dans une solution saturée sont de natures monovariantes. Dans le premier cas (divariant), la température à laquelle se produit le processus de sorption est fonction de la quantité de gaz fixée dans le sorbant et de la pression dans le volume gazeux, tandis que pour le second cas, la température est uniquement fonction de la pression indépendamment de la quantité de gaz fixée. Ces équilibres thermodynamiques peuvent alors être représentés dans le cas d'une réaction chimique renversable S/G, d'un changement d'état L/G ou d'une solution saturée par une droite dans un diagramme (lnP, -1/T) de Clausius-Clapeyron :

$$ln\left(\frac{P}{P_0}\right) = \frac{-\Delta H_0}{RT} + \frac{\Delta S_0}{R} \qquad \text{(III.1)}$$

ΔH_o et ΔS_o sont respectivement, les variations d'enthalpie et d'entropie du processus de sorption dans les conditions standards de pression (P_o=1 bar). Dans le cas des processus divariants d'absorption ou d'adsorption, l'enthalpie et l'entropie de sorption dépendent de la quantité de gaz fixée. De ce fait, l'équilibre thermodynamique de sorption est alors défini par un faisceau de droites, ou réseau d'isostères, qui caractérisent les couples pression/température d'équilibre pour une même quantité de gaz fixée.

La mise en œuvre d'un procédé à sorption nécessite le couplage massique de 2 processus physico-chimiques, qui ont généralement lieu à une même pression opératoire, mais à des températures différentes : un premier « produisant » de manière endothermique le gaz G, tel que par exemple un processus d'évaporation ou un processus de désorption du gaz G par un milieu sorbant, et le second « consommant » ce gaz de manière exothermique, tel que par exemple par un processus de condensation ou de sorption de ce gaz par un milieu sorbant.

Selon le couplage considéré et l'application visée, on peut définir alors deux phases de fonctionnement pour un procédé thermochimique simple de sorption S/G. Ainsi, pour l'application envisagée de production de froid à T_c à partir d'une chaleur basse température à T_h, le procédé de sorption comporte :

- une phase de stockage ou de régénération durant laquelle la chaleur consommée à T_h permet la désorption à $T_{des} < T_h$ du gaz G du milieu sorbant S, lequel le gaz est condensé à T_{cond} et accumulé sous forme liquide dans un réservoir à la température ambiante T_{amb}.
- une phase de déstockage ou de production utile durant laquelle le sorbant S absorbe le gaz G, produit par évaporation à T_{ev} du liquide provenant du réservoir. La chaleur de ce processus de sorption à T_s est rejetée à la température ambiante T_{amb}. L'évaporation du liquide permet ainsi un effet frigorifique à T_c.

La mise en œuvre d'un tel procédé de sorption S/G nécessite dans sa version de base 3 composants : un « réacteur » ou sorbeur contenant le sorbant qui est successivement connecté via un jeu de vannes selon les phases à un condenseur et à un évaporateur (Figure 37).

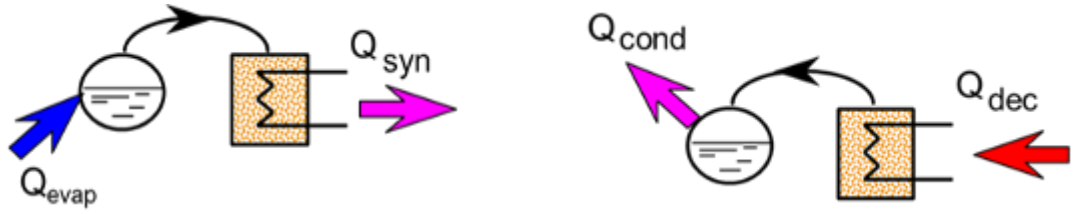


Figure 37: Principe de fonctionnement d'un procédé à sorption en phase utile de production de froid (déstockage) et en phase de stockage (régénération du système)

Durant la phase de stockage (ou de régénération), la pression opératoire du système condenseur/réacteur est en général fixée par la pression de condensation, qui résulte d'une température de condensation sensiblement plus élevée que la température ambiante (avec un écart ΔT_{cond}). À cette pression opératoire, correspond une température minimale (T_{dec_min}) pour laquelle le réacteur doit être chauffé pour désorber le gaz. Dans le cadre de l'application visée, c'est-à-dire la valorisation en froid de la chaleur générée par des panneaux PV, la température T_{PV1} de fonctionnement de ces panneaux doit être supérieure à cette température minimale requise.

Dans le cas où les panneaux PV ne permettent de chauffer le réacteur qu'à une température (T_{dec}) inférieure à cette température minimale (T_{dec_min}) requise du fait d'une plus faible température de fonctionnement du panneau, la pression régnant dans le réacteur sera plus faible que celle du condenseur et ne permettra donc pas de désorber le gaz vers le condenseur. Pour surmonter cette difficulté et exploiter néanmoins cette chaleur basse température, il est nécessaire d'assister mécaniquement le réacteur en utilisant un compresseur qui permet alors de réaliser cette désorption, malgré une pression de réacteur inférieure à celle du condenseur (Figure 38). La pertinence d'une telle hybridation a été démontrée au laboratoire PROMES au travers des travaux de thèse menés par F. Ferrucci [61] et de J. Fito [62], pour la valorisation de chaleur basse température en particulier solaire.

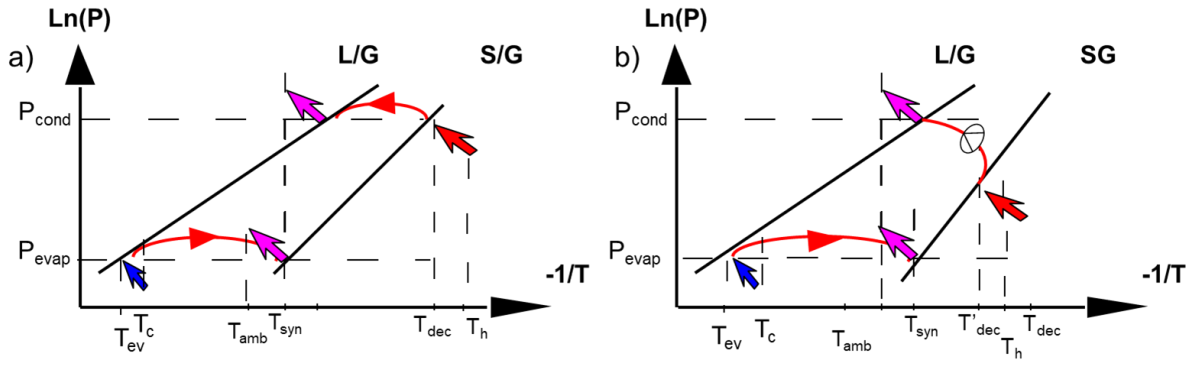


Figure 38:Représentation des phases du procédé dans le diagramme Clausius-Clapeyron.
a) procédé avec régénération uniquement thermique lorsque $T_{dec}<T_h$
b) procédé avec régénération assistée mécaniquement par compresseur lorsque $T_{dec}>T_h$

Cependant, l'utilisation d'un tel compresseur pour exploiter la chaleur basse température délivrée à la température de fonctionnement des panneaux PV implique nécessairement une consommation supplémentaire d'énergie électrique. La pertinence de cette solution, au regard des objectifs fixés liés à l'amélioration des performances des panneaux PV en termes de

production électrique, doit au préalable être évaluée du point de vue des performances globales énergétiques et exergétiques, selon les processus de sorption considérés. Nous nous intéresserons, en particulier dans le cadre de ces travaux de thèse, en vue de la gamme des températures de fonctionnement des panneaux PV, aux procédés thermochimiques mettant en œuvre des réactions chimiques renversables entre un sel réactif et l'ammoniac.

III.2 Choix des couples réactifs

Il existe un nombre important de couples réactifs pouvant être utilisés dans les systèmes de production de froid par réaction chimique. Les couples réactifs qui peuvent être envisagés sont les hydrates (sel/H_2O) et ammoniacates (sel/NH_3). Le choix des couples de travail est conditionné aux critères suivants :

- les contraintes opératoires : température ambiante, température de source chaude et température de froid visée.
- Les pressions de fonctionnement qui résultent de ces contraintes opératoires : elles ne doivent pas être trop basses pour éviter des limitations par transfert de masse dans le réacteur.
- la densité énergétique : une enthalpie de sorption associée à une importante stœchiométrie du sel avec le gaz permet de minimiser la quantité de sel à mettre en œuvre et donc la taille des réacteurs.
- la réversibilité des processus, ainsi que la stabilité chimique et mécanique des matériaux mis en œuvre, du fait du nombre important de cyclages à réaliser pour maximiser les performances technico-économiques.
- la toxicité, la corrosivité, l'explosivité, l'inflammabilité et l'impact environnemental des matériaux et fluides utilisés.
- le coût des composés.

L'application de ces critères, l'exploitation des diverses données disponibles au laboratoire et dans la littérature, ont conduit à écarter l'utilisation de l'eau comme fluide de travail et les hydrates associés compte tenu des trop faibles pressions de fonctionnement obtenues dans la plage des températures opératoires visées, pressions inférieures à 100 mbar pouvant alors entrainer des limitations sévères du procédé. Le choix de l'ammoniac réagissant à plus haute pression (1-20 bars) avec des sels de type ammoniacate, semble plus pertinent malgré les contraintes liées à la toxicité de l'ammoniac. L'ammoniac est en effet un fluide de travail très stable sur la plage de fonctionnement visée, abondant, peu couteux. Il est très difficilement inflammable et explosif dans l'air, seulement pour une concentration dans l'air en ambiance fermée comprise entre 15 et 25% et soumis à un arc électrique de très forte intensité. Fluide naturel, il est très utilisé et exploité dans la réfrigération industrielle du fait de son impact nul sur l'effet de serre et l'ozone.

Un premier choix de sels réactifs réagissant avec l'ammoniac, potentiellement intéressants pour la gamme de température/pression opératoire visée, a d'abord été établi (Figure 39) à partir des données disponibles dans la littérature.

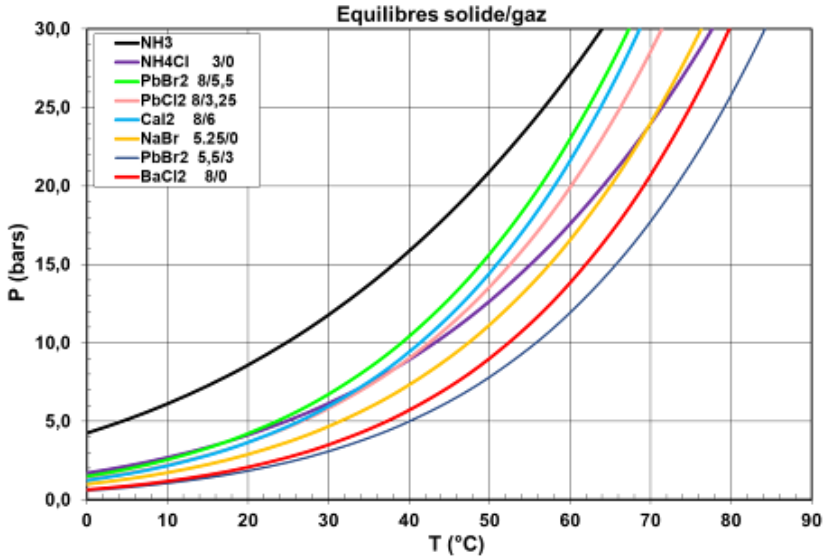


Figure 39: Couples réactifs ammoniacates préalablement sélectionnés en raison des gammes de températures visées

III.3 Évaluation énergétique des performances d'un système thermochimique pour le refroidissement de panneaux PV

Une première évaluation statique du procédé thermochimique est réalisée ici avec les sels potentiellement intéressants identifiés précédemment, afin d'estimer l'impact énergétique de l'utilisation d'un compresseur pour assister la régénération du réacteur lorsque la température de fonctionnement du capteur est trop faible et donc insuffisante pour réaliser une régénération uniquement thermique. L'objectif ici est d'estimer d'une part le gain apporté en termes de production électrique par le refroidissement d'un premier panneau PV1 à une température T_{PV1} et l'exploitation par un procédé thermochimique, de l'énergie thermique ainsi extraite pour refroidir un second panneau PV2 à T_{PV2}, avec si nécessaire la prise en compte de l'énergie électrique consommée par le compresseur si la température du premier panneau T_{PV1} est trop faible Figure 40.

Pour simplifier cette évaluation, nous considérons dans un premier temps un fonctionnement du procédé à l'équilibre thermodynamique, c'est-à-dire que les pressions opératoires du réacteur, du condenseur et de l'évaporateur sont supposées être les pressions correspondantes aux températures d'équilibres thermodynamiques. Les transferts de chaleurs entre les composants du cycle (condenseur, l'évaporateur et réacteur) et leurs sources sont réalisés avec des pincements thermiques de 10 K considérés réalistes :

- en phase de régénération du réacteur (exploitation de la chaleur du premier panneau PV1 :
  - $\Delta T_{cond} = T_{cond} - T_{amb} = 10$ K
  - $\Delta T_{dec} = T_{PV1*} - T_{dec} \geq 10$ K (en régénération uniquement thermique)
  - $\Delta T_{dec} = T_{PV1<>} - T_{dec} = 10$ K (en régénération assistée par compresseur)
- en phase de production de froid (refroidissement du second panneau PV2)
  - $\Delta T_{syn} = T_{syn} - T_{amb} = 10$ K
  - $\Delta T_{evap} = T_{PV2} - T_{evap} = 10$ K

Avec une température d'un environnement désertique considéré à T_{amb}= 40 °C. Pour ces conditions de fonctionnement, il est alors possible de déterminer à partir du modèle thermique de panneau PV développé précédemment en section II.1, pour une température opératoire donnée T_{PV1} du premier panneau photovoltaïque PV1 de surface S_1 fixée, les puissances thermiques mises en jeu Q_{PV1} et Q_{PV2}, ainsi que la température opératoire T_{PV2} du second panneau PV2 qu'il est possible d'atteindre.

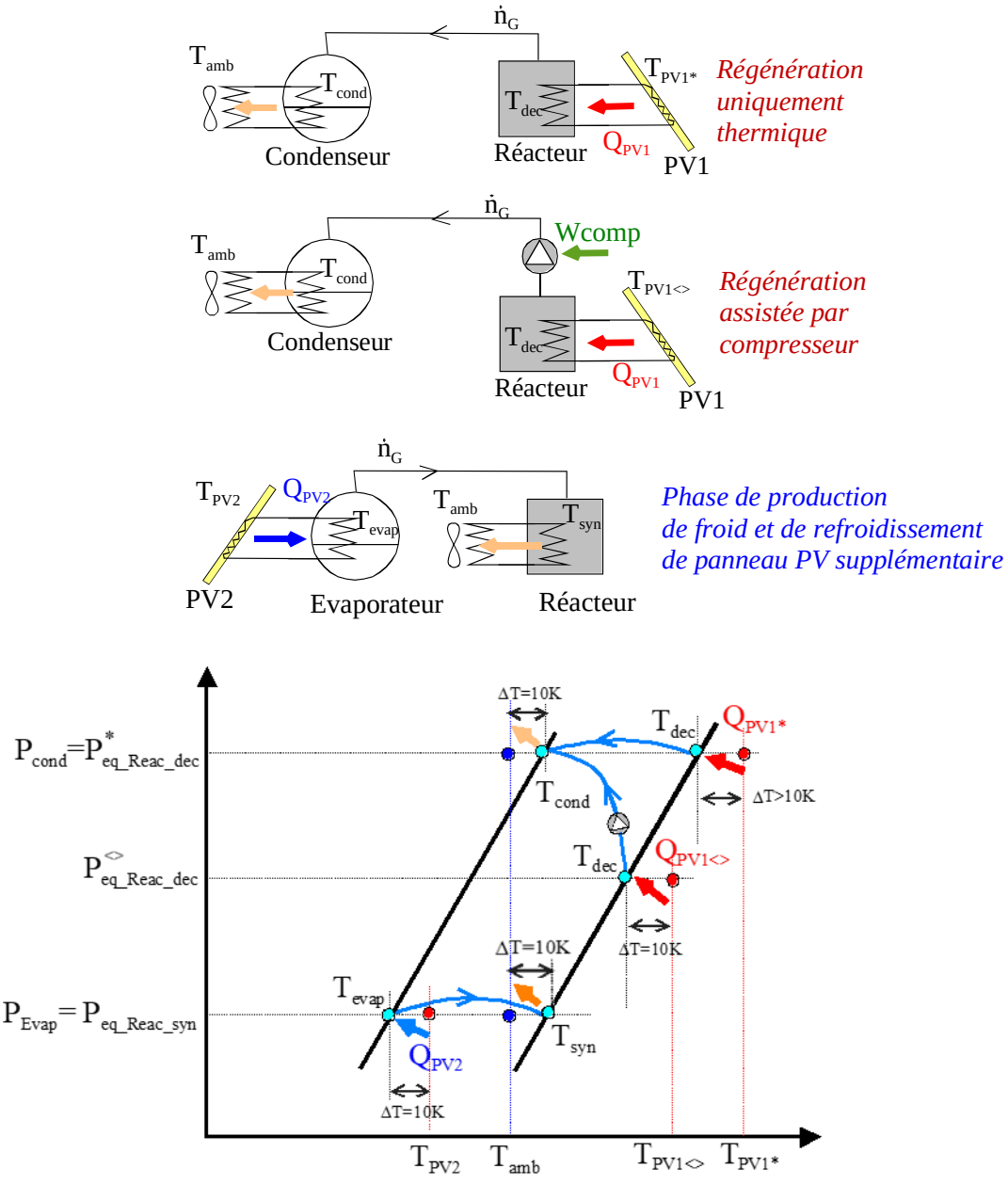


Figure 40 : Schéma de principe (en haut) et représentation (en bas) des conditions opératoires du procédé pour l'exploitation de la chaleur d'un premier panneau PV1 pour le refroidissement d'un second panneau PV2.

En effet, la température opératoire T_{PV2} du second panneau PV2 peut être obtenue en considérant les équilibres thermodynamiques mis en jeu :

$$T_{PV2} = T_{evap} + \Delta T_{evap} \qquad \text{avec} \qquad \begin{cases} T_{evap} = Teq_{L/G}(P_{evap}) \\ P_{evap} = Peq_{Reac}(T_{syn}) \\ T_{syn} = T_{amb} + \Delta T_{syn} \end{cases}$$

Il est alors possible par la suite, connaissant cette température de fonctionnement du second panneau PV2, de déterminer sa surface S_2 qu'il est possible de mettre en œuvre et par conséquent sa production électrique. En effet, les puissances thermiques sont reliées par le débit de gaz, supposé identique, qui est désorbé en régénération et absorbé en phase de production de froid par le réacteur selon les relations :

$$\dot{Q}_{PV1}(T_{PV1}).S_1 = \dot{n}_G.\Delta H_{Reac} \quad \text{et} \quad \dot{Q}_{PV2}(T_{PV2}).S_2 = \dot{n}_G.\Delta H_{L/G} \qquad \text{(III.2)}$$

Il est également possible de déterminer, pour une température de fonctionnement donnée du premier panneau PV1, la température T_{dec} à laquelle a lieu la désorption du gaz dans le réacteur et par suite la pression opératoire du système qui, comparé aux conditions de condensation, dicte l'obligation de recourir ou non à un compresseur pour réaliser cette phase de désorption. En effet, une température d'équilibre de réacteur $T_{Reac,eq}$ correspond une pression d'équilibre du réacteur $P_{Reac,eq}$ définie par la relation de Clausius-Clapeyron :

$$P_{Reac,eq} = P_o.\exp\left(\frac{\Delta H_{Reac}}{RT_{Reac,eq}} + \frac{\Delta S_{Reac}}{R}\right)$$

Si la pression opératoire du réacteur P_{Reac}, correspondante à la pression d'équilibre du réacteur à T_{dec}, est inférieure à la pression de condensation P_{cond}, ayant lieu à la température T_{cond} induite par l'échange thermique avec l'environnement à T_{amb}, il y a alors nécessité d'utiliser un compresseur pour transférer le gaz désorbé du réacteur vers le condenseur

Le Tableau 2 montre les températures qu'il serait possible d'obtenir en termes de production de froid à l'évaporateur T_{ev} et de fonctionnement du second panneau T_{PV2} pour les différents sels retenus et pour une température ambiante de 40°C. Les puissances thermiques Q_{PV2} et la surface S_2 du second panneau PV2 refroidi, obtenues pour ces températures de fonctionnement sont également mentionnées pour chacun des sels étudiés. Les températures minimales T_{dec_min} et T_{PV1_min} de fonctionnement du premier capteur pour lesquelles le compresseur n'est pas nécessaire sont également reportées.

Tableau 2 : Récapitulatif des températures de fonctionnement des sels réactif sans compresseur

Sel	T_{PV1_min} [°C]	T_{dec} [°C]	T_{ev} [°C]	T_{PV2} [°C]	$S_2/S1$ [m²/m² de PV1]	Q_{PV2} [W/m² de PV1]
$PbBr_2$ 8/5.5	68	58	39	44	0.13	116.4
$PbCl_2$ 8/3.25	68	58	34	39	0.13	75.35
CaI_2 8/6	71	61	36	41	0.11	87.41
NH_4Cl 3/0	71	61	31	36	0.08	48.5
NaBr 5.25/0	73	63	27.5	32.5	0.04	24.5
$BaCl_2$ 8/0	Nécessite l'utilisation du compresseur					
$PbBr_2$ 5.5/3	Nécessite l'utilisation du compresseur					

Le travail de compression et par suite la consommation électrique du compresseur peuvent alors être estimées en considérant un gaz parfait et à partir des pressions de fonctionnement à l'équilibre, du débit molaire de gaz désorbé par le réacteur et en tenant

compte d'un rendement de compression isentropique, fonction du taux de compression alors à réaliser, et un rendement électrique de compresseur :

$$\dot{W}_{compr} = \frac{\dot{n}_G.R.T_{dec}}{\eta_{is}.\eta_{el,compr}}\left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \qquad \text{(III.3)}$$

avec

- T_{dec}, la température opératoire du réacteur définie comme la plus petite valeur entre la température d'équilibre du réacteur à la pression imposée par le condenseur et celle imposée par l'écart de température ΔT fixé:

$$T_{dec} = \min\left[\left(T_{PV1} - \Delta T_{dec}\right); T_{eq,\mathrm{Reac}}(P_{cond})\right]$$

- $\dot{n}_G$, le débit de gaz désorbé par le réacteur sous l'apport de chaleur Q_{PV1} :

$$\dot{n}_G = \frac{\dot{Q}_{PV1}(T_{PV1}).S_1}{\Delta H_{\mathrm{Reac}}} \qquad \text{(III.4)}$$

- τ, le taux de compression défini par : $\tau = \frac{\mathrm{P}_{cond}(T_{cond})}{\mathrm{P}_{\mathrm{Reac},eq}(T_{dec})}$

- le rendement isentropique η_{is} estimée à partir de la relation classiquement utilisée:
$\eta_{is} = 1 - 0.05\,\tau_{compr}$

L'amélioration de la production électrique apportée par le couplage de panneaux PV à un tel procédé thermochimique de production de froid peut être discuté au travers du critère de performance défini ci-après. Celui-ci évalue le gain obtenu en termes de production électrique nette totale par ce couplage par rapport à un fonctionnement de ces mêmes panneaux PV de surfaces identiques S_1 et S_2, sans refroidissement et opérant à leur température T_{st} de stagnation :

$$Gain_{el} = \frac{\left(\dot{W}_{el,PVT_S1} + \dot{W}_{el,PVT_S2} - \dot{W}_{compr}\right) - \left(\dot{W}_{el,st_S1} + \dot{W}_{el,st_S2}\right)}{\left(\dot{W}_{el,st_S1} + \dot{W}_{el,st_S2}\right)} \qquad \text{(III.5)}$$

L'évolution de ce gain de production électrique est représentée en Figure 41, pour les différents sels retenus précédemment, en fonction de la température T_{PV1} de fonctionnement du premier panneau PV1 correspondant donc à une puissance thermique de refroidissement donnée. Pour chaque couple réactif, on constate qu'il existe une température optimale de fonctionnement du capteur PV1 qui maximise ce gain.

Le gain de production électrique des panneaux croît quasi linéairement pour des températures décroissantes de fonctionnement à partir de la température de stagnation des panneaux et pour lesquelles la réaction de décomposition est réalisée sans assistance par un compresseur, puis décroit ensuite au fur à mesure que le compresseur est sollicité pour assister la régénération du réacteur.

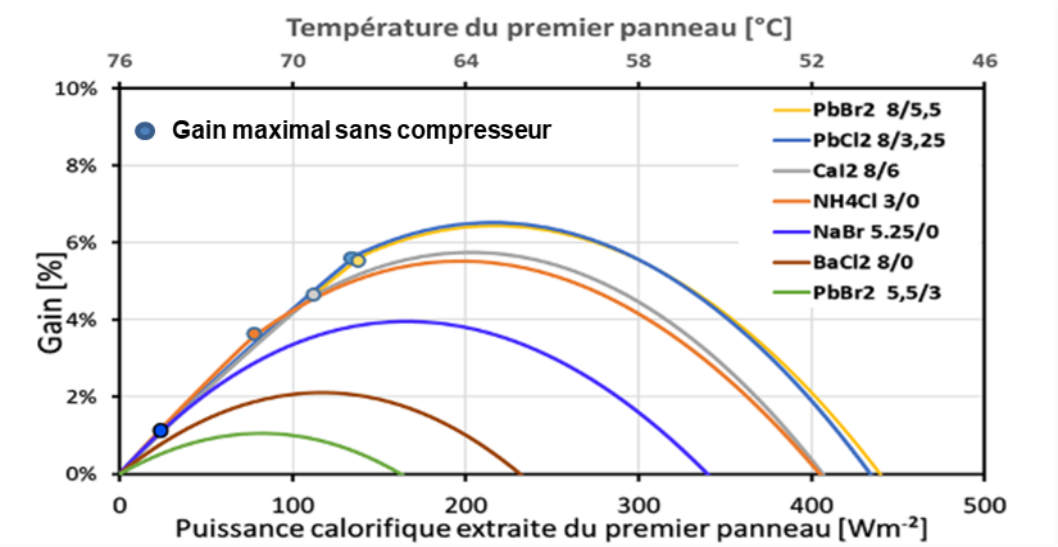


Figure 41 : Gains de production électrique des panneaux PV en fonction de la température de fonctionnement du premier panneau et pour les différents sels potentiellement intéressants

Des gains sur la production électrique de l'ordre de 5.8 % peuvent ainsi être idéalement atteints sans compresseur (représenté par les points de fonctionnement sur le graphe) en mettant en œuvre les équilibres réactionnels $PbBr_2$ (8/5.25) et $PbCl_2$ (8/3.25) et pour une température optimale de fonctionnement des panneaux PV de 68 °C et une puissance thermique extraite des panneaux de 130 $W.m^{-2}$. Pour les équilibres NH_4Cl (3/0) et CaI_2 (8/6), des gains électriques de l'ordre de 3.9 % et 4.5% pourraient également être obtenus respectivement avec une température de fonctionnement des panneaux à 73 °C et 69°C, mais avec une puissance thermique de refroidissement plus faible de 80 $W.m^{-2}$ et 110 $W.m^{-2}$.

Lorsque la température de fonctionnement des panneaux est plus basse que la température minimale requise pour la décomposition à la pression correspondante à la pression de condensation de la vapeur dans le condenseur, l'assistance mécanique par compresseur est nécessaire pour réaliser la désorption du gaz dans le réacteur. Une telle assistance mécanique permet dans un premier temps d'accroitre le gain électrique des panneaux, de 5.8 % à 6.3 % pour les sels de $PbBr_2$ (8/5.25) et $PbCl_2$ (8/3.25) et de 3.9 % à 5.8 % pour les sels NH_4Cl (3/0) et CaI_2 (8/6). Pour le sel NaBr (5.25/0), qui permettait d'obtenir un gain électrique de l'ordre de 1.2% sans compresseur, l'assistance mécanique est très intéressante, car elle permet de porter ce gain à 4%. En deçà d'une certaine température, un tel couplage est moins intéressant : on observe une forte diminution du gain électrique net, essentiellement due à une consommation électrique de plus en plus importante au fur et à mesure que la température de fonctionnement du capteur PV1 diminue.

On remarque également que pour les autres couples réactifs, tels que $BaCl_2$ (8/0) ou le $PbBr_2$ (5.25/3), l'assistance mécanique pour la décomposition du sel est alors indispensable, car la température de fonctionnement des panneaux est bien trop faible pour réaliser une régénération du procédé uniquement thermique dans les conditions de condensation à la température ambiante de 40°C. Des gains maximaux de 2 % et 1 % pourraient respectivement être obtenus pour le $BaCl_2$ et $PbBr_2$ en exploitant une assistance par compresseur.

De ces résultats préliminaires obtenus de manière simplifiée, on peut ainsi constater l'importance de la température de fonctionnement des panneaux permettant d'alimenter en

énergie thermique le procédé thermochimique, mais également l'impact de la température de condensation sur les conditions de fonctionnement du procédé thermochimique. Cependant, comme la température du panneau est elle-même impactée par la température ambiante, la différence de température entre la température de condensation et la température d'équilibre du réacteur à la pression de condensation est très faible. L'utilisation de sels tels que $PbBr_2$, $PbCl_2$ et CaI_2 qui peuvent fonctionner dans cette gamme de température sans assistance mécanique présentent un fort intérêt, mais il n'est pas possible de les mettre en œuvre compte tenu de leurs toxicités aiguës et de leurs impacts environnementaux élevés. Les chlorures et les bromures de plomb bien que la position de leurs équilibres thermodynamiques soit bien adaptée à l'application ciblée, ont été écartés du fait de leur toxicité sévère sur l'homme en cas de contact ou d'inhalation, ce qui semble inévitable lors de la préparation des réactifs et leur mise en œuvre dans des réacteurs. Au final, trois couples réactifs particulièrement intéressants ont été sélectionnés : le bromure de sodium NaBr réagissant avec 5.25 moles d'ammoniac, le chlorure d'ammonium NH_4Cl réagissant avec 3 moles d'ammoniac (NH_4Cl,0/3NH_3) et le chlorure de baryum $BaCl_2$ réagissant avec 8 moles d'ammoniac ($BaCl_2$,0/8NH_3).

Par la suite, une nouvelle configuration a été proposée permettant d'optimiser et d'exploiter au mieux le potentiel de ce couplage en augmentant le potentiel thermique produit par les capteurs et en proposant une nouvelle source de refroidissement pour la condensation qui permet ainsi de réduire la température de décomposition de ces sels. Le modèle numérique développé a été amélioré pour prendre en considération la nouvelle configuration proposée. Le prédimensionnement d'un système a également été développé en prenant en considération les problèmes de transfert thermique et de masse dans le réacteur.

III.4 Évaluation des performances d'un procédé thermochimique pour la production de froid

Afin d'évaluer de manière plus approfondie la pertinence d'un procédé thermochimique, pour la valorisation en froid de la chaleur générée à basse température par des panneaux PV, un modèle plus avancé est développé ici pour évaluer de manière plus réaliste les performances énergétiques obtenues d'une telle association PVT/procédé thermochimique, assisté ou non par compresseur, et basé sur l'utilisation des sels potentiellement intéressants précédemment identifiés. L'objectif ici est d'estimer d'une part la production électrique d'un champ PV de surface S opérant à une certaine température et d'autre part la production frigorifique réalisée par le procédé thermochimique. Le modèle développé considère un fonctionnement en régime de fonctionnement moyenné sur une journée représentative du lieu et néglige les pertes de charges liées aux transferts de gaz entre les composants, ainsi que les pertes thermiques à l'environnement. Le réacteur, le condenseur et l'évaporateur sont décrits par des variables intensives (pression, température, composition) considérées comme homogènes et échangent uniquement de la chaleur avec leurs sources ou puits respectifs considérés à température constante. Le fonctionnement de ces composants est supposé comme précédemment à l'équilibre thermodynamique et les transferts de chaleur avec les sources et puits de chaleur sont réalisés avec des coefficients de transfert thermique a priori fixés.

III.4.1 Caractéristique du système PVT/Système thermochimique.

Pour améliorer l'efficacité de récupération de la chaleur générée par les panneaux PV conventionnels, ceux-ci sont isolés sur leur face arrière afin de réduire les pertes thermiques avec le milieu extérieur. Cette isolation augmente ainsi la température de fonctionnement des panneaux, mais également la chaleur récupérée. L'impact important constaté précédemment de la température ambiante sur les conditions de fonctionnement du procédé nous a conduit à considérer ici un stockage thermique sous forme latente solide/liquide échangeant avec le condenseur, afin de permettre un fonctionnement le jour à une pression de condensation plus faible que s'il échangeait directement avec l'air ambiant. La température minimale alors requise par le réacteur pour opérer sans compresseur est donc plus basse. Le matériau à changement de phase (PCM) mis en œuvre dans ce stockage latent est choisi de telle sorte qu'il soit possible de le solidifier (refroidir) durant la nuit en exploitant une plus faible température ambiante nocturne, ou en exploitant éventuellement le refroidissement radiatif du caloporteur circulant la nuit dans les capteurs PV orientés vers le ciel.

Durant la journée (Figure 42) l'énergie thermique récupérée sur les capteurs PV isolés thermiquement en face arrière est utilisée pour permettre la désorption du gaz du réacteur. L'ammoniac produit par la réaction est condensé et stocké dans un réservoir sous forme liquide.

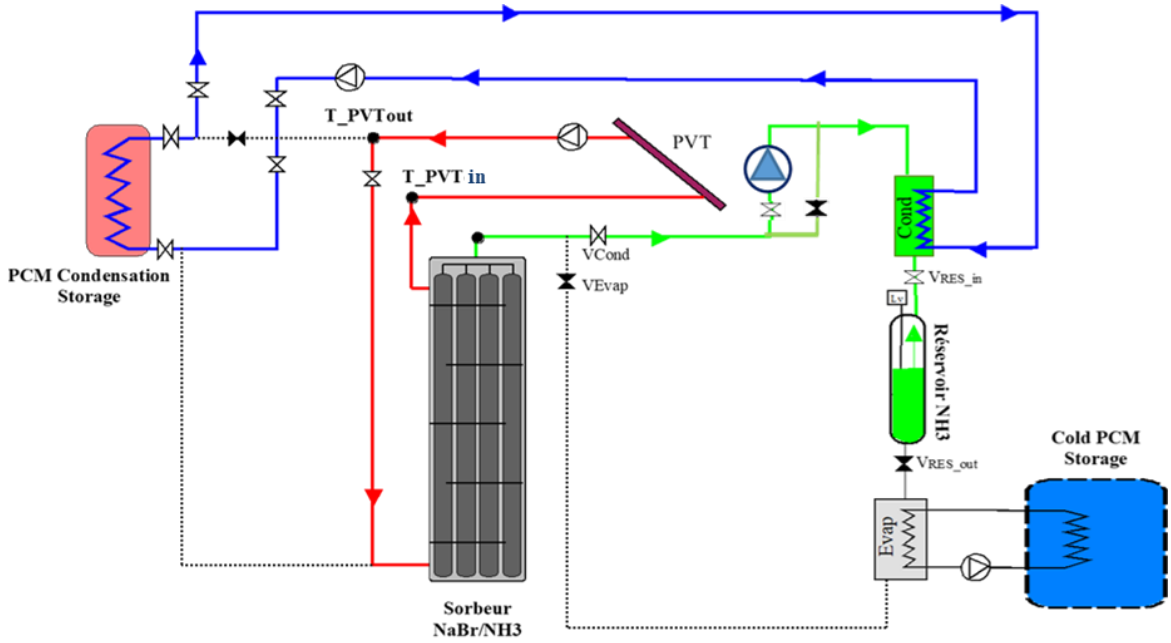


Figure 42 : Configuration de fonctionnement du système PVT-thermochimique durant la phase jour (décomposition)

La chaleur de condensation est absorbée le jour par la fusion d'un matériau PCM à une température plus basse de 5 à 10 K par rapport à la température ambiante. En fonction de la température de condensation, du sel réactif mis en œuvre et de la température de fonctionnement du panneau PV, une assistance mécanique via un compresseur peut s'avérer indispensable pour assurer la décomposition aux basses températures.

Durant la phase nuit (Figure 43), la surface des panneaux PVT est exploitée comme surface d'échange pour assurer un refroidissement radiatif du fluide caloporteur. Ceci permet

à la fois de refroidir le réacteur durant la nuit et également de re-cristalliser le PCM, qui sera alors exploité comme puits de chaleur pour le condenseur dans la phase jour. En effet, les panneaux PV échangent de manière radiative avec la voute céleste considérée comme étant à une température de ciel T_{ciel} inférieure à la température ambiante nocturne T_{amb_Noct}.

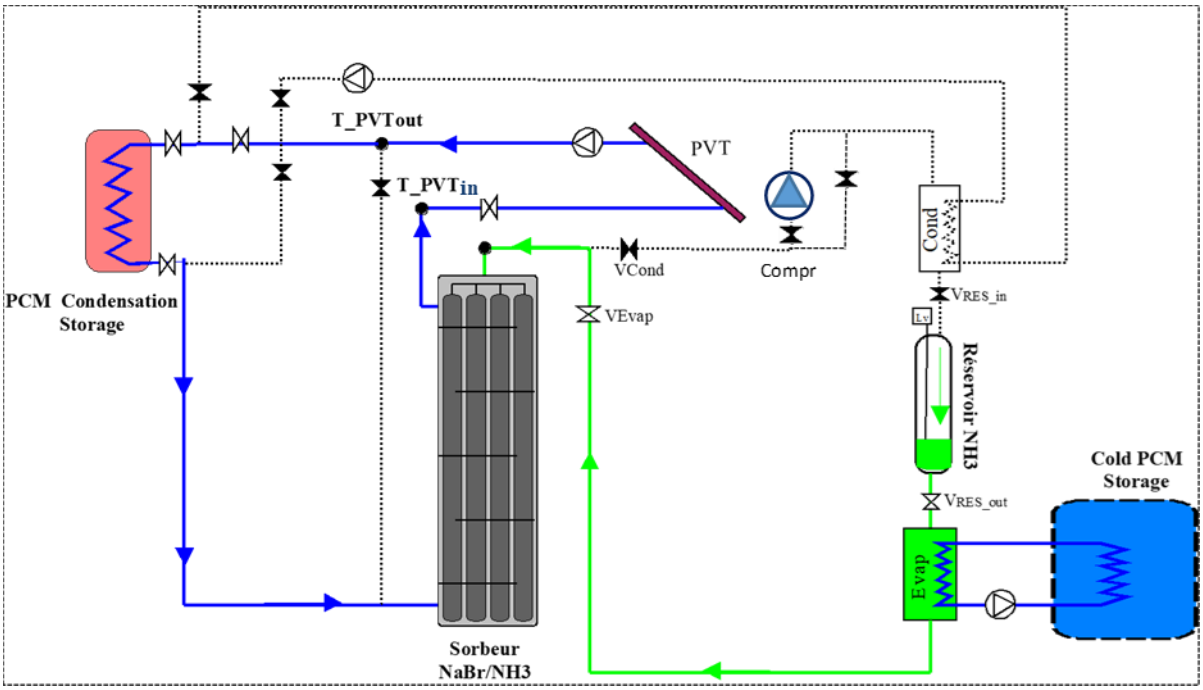


Figure 43 : Configuration du système PVT-thermochimique pour la phase nuit (synthèse)

Le fluide caloporteur peut donc être refroidi la nuit à une température permettant alors de solidifier le PCM. L'ammoniac liquide stocké dans le réservoir est alors pompé par simple différence de pression par l'évaporateur où il se vaporise en produisant du froid. Ce froid ainsi produit la nuit est stocké dans un second réservoir soit sous forme latente (PCM) ou sensible (eau glacée) pour être utilisé le jour suivant pour satisfaire des besoins de rafraichissement d'un bâtiment. L'ammoniac vapeur produit par l'évaporateur est absorbé de manière exothermique par le réacteur. Cette chaleur de sorption est évacuée par le caloporteur circulant dans les panneaux PV puis éventuellement le PCM si sa température en sortie des panneaux le permet.

Pour cette évaluation préliminaire, nous considèrerons un réacteur thermochimique constitué de plusieurs tubes regroupés dans une calandre. La longueur totale de ces tubes réacteurs est fonction de la masse de sel à mettre en œuvre et du diamètre choisi. Un diamètre des tubes réacteurs d_{react}=88.9mm (3'') a été en premier lieu choisi, car il correspond à la géométrie des réacteurs habituellement expérimentés au laboratoire. Ces tubes réacteurs contiennent le composite réactif, consolidé in situ et constitué du sel réactif mélangé à du graphite naturel expansé. À l'intérieur du bloc, est disposé axialement un diffuseur central de gaz (d_{dif}=18mm), réalisés à partir d'une toile roulée en inox de fin maillage, pour permettre une bonne diffusion axiale du gaz réactif tout le long du réacteur et collecter/distribuer le gaz réactif libéré/produit par le réacteur thermochimique selon les phases opératoires.

La masse de sel requise à mettre en œuvre pour satisfaire aux besoins énergétiques est déterminée par l'énergie thermique à stocker dans le réacteur :

$$m_{sel} = \left(\frac{E_{stocké}}{\Delta \bar{h}_{Reac}} \right) \frac{Mm_{sel_0}}{\nu . \Delta X} \qquad \text{(III.6)}$$

L'énergie à stocker, $E_{stocké}$, est déterminée à partir de la puissance thermique $\overline{\dot{Q}_{PV}}$ qui serait prélevée au panneau PV de surface S pour le maintenir à la température T_{PV} tout au long d'une journée durant laquelle il serait soumis à un flux solaire moyen I_{moy}. Ce flux solaire moyen est estimé à partir du rayonnement global journalier G (Wh/m²) reçu par le capteur sur la journée pendant une durée de fonctionnement ΔT_{jour}. À titre d'exemple, pour les régions du moyen-orient, le rayonnement global journalier est de l'ordre de 7 kWh/m² avec une durée opérationnelle moyenne de capteur de l'ordre de 7 h, soit un flux solaire moyen I_{moy} de 1000 W/m².

$$E_{stocké} = \overline{\dot{Q}_{PV}(\mathrm{I}_{moy}, T_{PVT})} . \Delta t_{jour} \qquad \text{avec} \qquad I_{moy} = \frac{I_G}{\Delta t_{jour}}$$

En considérant les caractéristiques de mise en œuvre du composite réactif précédemment définies (taux de sel τ_{sel}, masse volumique apparente du graphite ρ_{GNE}) et fixées a priori pour s'affranchir des limitations par transfert thermique et massique dans le composite (c'est-à-dire permettant d'obtenir une conductivité thermique supérieure à 5 W/m².K et une porosité du matériau a minima de 20% lorsqu'il est complètement chargé en gaz) il est alors possible de déterminer la masse du graphite à mélanger au sel pour obtenir le composite réactif poreux:

$$m_{graph} = m_{sel} \frac{1 - \tau_{sel}}{\tau_{sel}} \qquad \text{(III.7)}$$

Le volume de composite à mettre en œuvre est alors défini par :

$$V_{comp} = \frac{m_{graph}}{\rho_{GNE}} = m_{sel} \left(\frac{1 - \tau_{sel}}{\tau_{sel}} \right) \frac{1}{\rho_{GNE}} \qquad \text{(III.8)}$$

Et par suite la longueur totale de réacteur à mettre en œuvre pour un diamètre de tube et de diffuseur de gaz fixés, est déterminée par :

$$L_{reac} = \frac{4 V_{comp}}{\pi \left(D_{Reac}^2 - d_{dif}^2 \right)}$$

La quantité de gaz d'ammoniac cyclée par le réacteur est fonction quant à elle du taux de transformation ΔX visé et de la quantité de sel mise en œuvre :

$$N_{NH_3,cyclé} = \nu . N_{sel} \Delta X \qquad \text{et} \qquad m_{NH_3,cyclé} = N_{NH_3,cyclé} . Mm_{NH_3}$$

La puissance thermique générée par les panneaux PVT est apportée via un fluide caloporteur au réacteur thermochimique pour réaliser la désorption endothermique définie par :

$$\dot{Q}_{PV}(T_{PVT_{out}}) = \dot{Q}_{Reac} = \dot{m}_{calo} . Cp_{calo} \left(T_{PVT_{out}} - T_{PVT_{in}} \right) \qquad \text{(III.9)}$$

Cette puissance thermique moyenne transmise par le fluide caloporteur au réacteur peut également être exprimée selon 3 manières différentes :

- en termes de puissance échangée à la paroi du réacteur avec le fluide caloporteur:

$$\dot{Q}_{reac} = Ue_{Reac} S_{Reac} . \frac{T_{PVT_{out}} - T_{PVT_{in}}}{\ln\left(\frac{T_{PVT_{out}} - T_{pr}}{T_{PVT_{in}} - T_{pr}}\right)} \qquad \text{(III.10)}$$

où la température T_{pr} de la paroi du réacteur, supposée uniforme, est déterminée via une efficacité thermique E_{ff} définie en se fixant un débit de caloporteur et un coefficient d'échange convectif *Ue* entre la paroi et le fluide caloporteur:

$$E_{ff} = \frac{T_{PVT_{out}} - T_{PVT_{in}}}{T_{PVT} - T_{pr}} = 1 - \exp\left(-\frac{Ue_{Reac}(\pi D_{Reac} L_{Reac})}{\dot{m}_{calo} Cp_{calo}}\right)$$

- en terme de puissance transmise par la paroi au réactif, dont la température est également supposée uniforme dans tout le composite réactif et égale à la température d'équilibre :

$$\dot{Q}_{Reac} = Ui_{Reac}\left(\pi D_{Reac} L_{Reac}\right).\left(T_{pr_{Reac}} - T_{Reac_{eq}}\right) \qquad \text{(III.11)}$$

- en terme de puissance de réaction, se déroulant sur une durée fixée Δt_{react} et permettant un taux de désorption ΔX :

$$\dot{Q}_{react} = \dot{n}_G \Delta\bar{h}_{Reac} = \left(\upsilon N_{sel} \frac{\Delta X}{\Delta t_{Reac}}\right).\Delta\bar{h}_{Reac} \qquad \text{(III.12)}$$

Le débit molaire moyen de gaz désorbé ou absorbé par le réacteur est déterminé par :

$$\dot{n}_G = \frac{\overline{\dot{Q}_{PV}(T_{PVT})}.S}{\Delta\bar{h}_{Reac}}$$

Il est alors possible, à partir de ces expressions de déterminer la température d'équilibre $T_{reac,eq}$ à laquelle doit opérer le réacteur :

$$T_{Reac,eq} = T_{pr,Reac} - \frac{\dot{Q}_{Reac}}{Ui_{Reac} S_{Reac}}$$

A cette température d'équilibre requise correspond également une pression opératoire du réacteur définie par la relation de Clausius-Clapeyron :

$$P_{Reac,eq} = P_o . \exp\left(\frac{\Delta\bar{h}_{Reac}}{RT_{Reac,eq}} + \frac{\Delta S_{Reac}}{R}\right)$$

Si cette température d'équilibre $T_{Reac,eq}$ est supérieure à celle minimale requise imposée par la pression du condenseur ($T_{dec_min} = T_{Reac,eq}(P_{cond})$), alors la régénération du réacteur peut être réalisée de manière uniquement thermique. Dans le cas contraire, une assistance mécanique par le compresseur est nécessaire pour aspirer le gaz désorbé par le réacteur à la pression $P_{Reac,eq}$ et le comprimer à la pression P_{cond} du condenseur. Le taux de compression est alors défini par :

$$\tau_{compr} = \frac{P_{cond}}{P_{Reac,eq}}$$

L'énergie électrique consommée par le compresseur peut dans ce cas être estimée à partir du débit de vapeur d'ammoniac généré par le réacteur à $T_{Reac,eq}$ et $P_{Reac,eq}$, des enthalpies de l'ammoniac à l'aspiration et au refoulement du compresseur déterminées à partir de tables thermodynamiques (COOLPROP), d'un rendement isentropique de la compression et d'un rendement mécanique et électrique du compresseur estimés respectivement à 0.9 et 0.95 :

$$\dot{W}_{el,compr} = \frac{\dot{n}_G}{\eta_{is}\eta_{mec}\eta_{el}}\left[h_{ref}^{is}\left(T_{Reac,eq}, P_{cond}\right) - h_{asp}\left(T_{Reac,eq}, P_{Reac,eq}\right)\right] \quad \text{(III.13)}$$

avec $\eta_{mec}\eta_{el}$ les rendements mécanique et électrique du compresseur respectivement.

III.4.2 Mise en œuvre des sels réactifs dans le réacteur

Le choix et la mise en œuvre d'un sel réactif donné dans un réacteur et les conditions qui lui sont imposées impactent directement les performances énergétiques en termes de densité de stockage et les puissances thermiques développées par le procédé. La principale limitation des procédés à sorption, mettant en œuvre des réacteurs dans lesquels le sel réactif est simplement disposé en lit fixe, réside en effet dans les faibles paramètres de transfert de masse (perméabilité) et de chaleur (conductivité) alors observés. Les faibles porosités et conductivités thermiques résultant de telles mises en œuvre de réactifs limitent les puissances thermiques développées et peuvent entrainer une sorption incomplète, pénalisant les capacités de stockage et les performances.

Pour pallier ces potentielles limitations, le laboratoire PROMES a mis au point (Coste et al. 1983) une mise en œuvre originale des sels réactifs dans des matériaux composites, très poreux, à base de graphite naturel expansé. Ces matériaux composites réactifs sont obtenus par un mélange de sel réactif et de graphite naturel expansé (GNE) dans des proportions adaptées à l'application visée puis consolidés par compression mécanique directement in situ dans le réacteur.

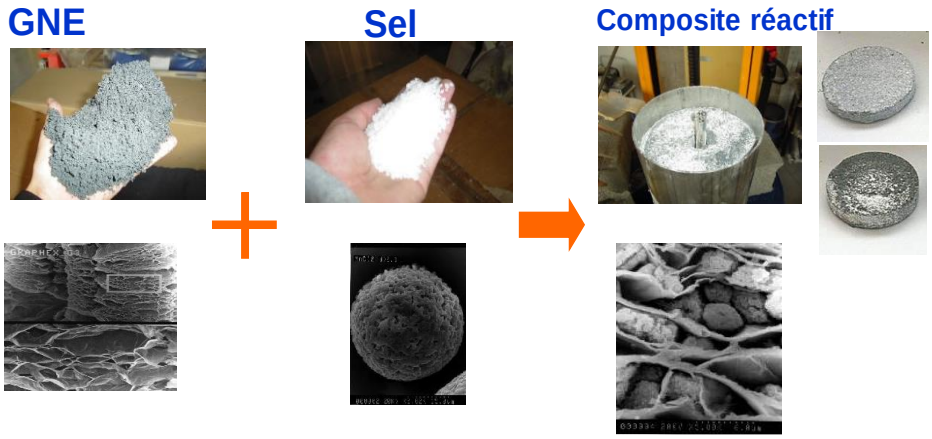


Figure 44:Réalisation des composites réactifs pour systèmes thermochimiques

Selon le taux de graphite, cette mise en œuvre permet d'améliorer de manière importante la conductivité du lit réactif tout en présentant une perméabilité suffisante au gaz réactif. L'adjonction de graphite naturel, très bon conducteur thermique, confère par ailleurs des propriétés élastiques au matériau composite qui permet de maintenir un contact satisfaisant d'une part du sel réactif au sein de la matrice graphitée, et d'autre part du bloc composite

sel/GNE avec la paroi du réacteur. Une telle mise en œuvre est pertinente pour des réacteurs thermochimiques à lits fixes (Figure 44), dans lesquels le gaz réactif doit pouvoir diffuser efficacement dans le matériau pour réagir avec le sel, où la réaction s'accompagne d'une forte thermicité et d'une variation volumique du sel (qu'il est nécessaire de maitriser à la fois localement et au niveau de la paroi du réacteur pour maintenir un échange thermique satisfaisant).

En effet, après consolidation par compression in situ dans le réacteur, le bloc composite forme une structure poreuse globalement constituée de feuillets de graphite empilés avec une orientation préférentielle perpendiculaire à la direction de compaction et entre lesquels le sel réactif est maintenu. Cette structure particulière est favorable à un bon transfert de chaleur dans la direction radiale jusqu'à la paroi du réacteur où la chaleur est échangée avec un fluide caloporteur. On peut schématiser globalement ce matériau poreux comme suit (Figure 45) :

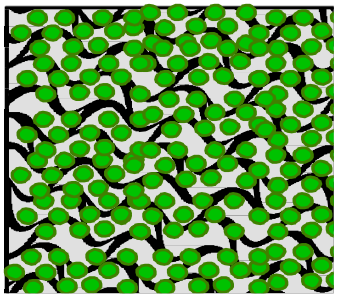


Figure 45: Représentation schématique du matériau composite poreux sel/GNE (en vert le sel disposé sur la structure foliée du graphite naturel expansé et axialement comprimée, permettant à la fois une bonne diffusion du gaz et de la chaleur)

La mise en œuvre d'un tel matériau composite réactif est habituellement caractérisée au laboratoire par 2 paramètres :

- le taux massique de sel τ_{sel}, par convention anhydre et complètement déshydraté, dans le composite :

$$\tau_{sel} = \frac{m_{sel_0}}{m_{comp}} = \frac{N_{sel_0}.Mm_{sel_0}}{m_{comp}} \qquad \text{(III.14)}$$

- la masse volumique apparente de GNE ρ_{GNE} dans le composite, c'est-à-dire la masse de GNE par unité de volume de composite:

$$\rho_{GNE} = \frac{m_{graph}}{V_{comp}}$$

La masse volumique ρ_{comp} du composite réactif sel/GNE obtenu peut alors être défini par:

$$\rho_{comp} = \frac{m_{comp}}{V_{comp}} = \frac{\rho_{GNE}}{1-\tau_{sel}}$$

De nombreux travaux menés au laboratoire PROMES ont été consacrés à l'étude particulière du comportement thermique de tels composites sel/GNE. Les travaux ont ainsi pu montrer que la conductivité effective d'un tel matériau composite peut s'exprimer en fonction de la masse volumique apparente de graphite ρ_{GNE} dans le bloc composite. Ces différentes

corrélations ont été validées par de nombreuses caractérisations expérimentales. La Figure 46 ci-dessous montre comment évoluent les conductivités axiales et radiales en fonction de la densité apparente de GNE.

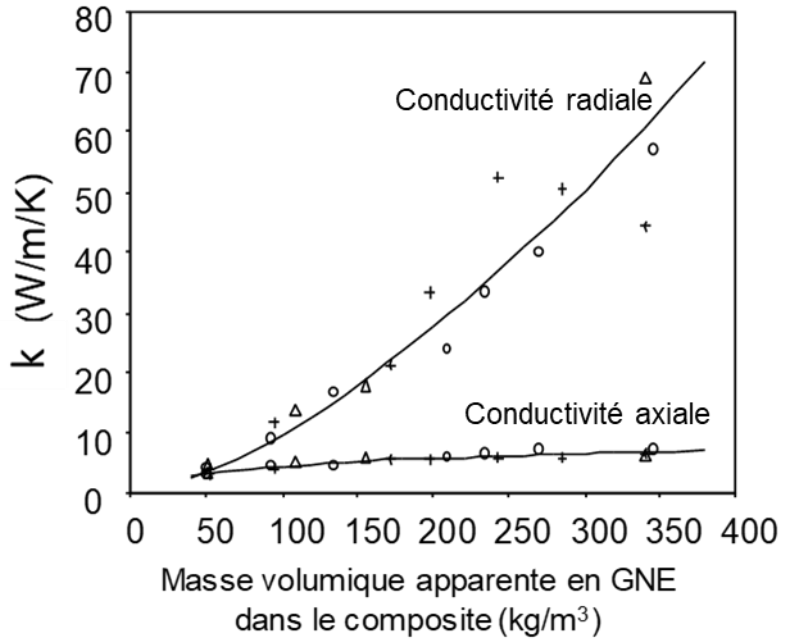


Figure 46 : Évolution de la conductivité axiale et radiale de blocs composites avec divers taux de sel en fonction de la masse volumique apparente du GNE dans le composite *[63]*

Pour des masses volumiques apparentes de GNE variant de 60 à 200 kg.m^3 et des taux massiques de sel modéré (65-85%), on approxime généralement la conductivité effective radiale du composite par une expression ci-après [63]. Dans cette gamme de densité de graphite, les conductivités thermiques du bloc composite varient de 5 à 35 Wm^{-1}K^{-1} sont de :

$$k_{COMP\,rad} = 0.08\rho_{GNE}$$

La proportion de graphite, utilisé pour ses propriétés thermiques, ne doit cependant pas être trop importante au risque de détériorer la qualité des transferts de masse et dégrader la perméabilité du matériau au gaz réactif. Un bon compromis est d'obtenir une perméabilité minimale comprise entre à 10^{-14} et 10^{-15} m² dans le cas le plus défavorable pour lequel le sel dans le composite est complètement chargé en ammoniac (X=1). De nombreuses expérimentations ont permis de corréler la perméabilité du matériau composite réactif aux paramètres de mise en œuvre, en particulier de son volume poreux et des caractéristiques de sa porosité [64]. La porosité ε du matériau, définie comme le rapport du volume de vide par rapport au volume total du composite, conditionne en effet fortement la qualité de la diffusion du gaz réactif dans la matrice. Celle-ci décroit avec le taux de chargement X en gaz G dans le sel, du fait du volume occupé par le gaz sorbé dans le matériau, se traduisant par une augmentation du volume du sel lors de la sorption ou de l'apparition d'une solution saturée occupant une partie du volume poreux. Cette porosité ne doit pas être inférieure à 20% [64], considérée par expérience comme la porosité minimale pour maintenir une perméabilité acceptable pour les transferts de masse dans le composite.

La masse du sel réactif anhydre est déterminée à partir de l'énergie à stocker (résultant par exemple de la puissance thermique moyenne délivrée par le capteur sur une durée donnée), de la stœchiométrie ν et du taux d'avancement ΔX considéré pour la transformation du réacteur :

$$m_{sel} = \left(\frac{E_{stocké}}{\Delta H_{\mathrm{Re}ac}} \right) \frac{M m_{sel}}{\nu . \Delta X} \qquad \text{(III.15)}$$

La masse du bloc composite obtenu est définie à partir de la masse de sel m_{sel} à mettre en œuvre pour répondre aux besoins énergétiques fixés en termes de capacité de stockage et de la masse de graphite, qui sera à optimiser en fonction de la qualité des transferts de chaleur et masse visée :

$$m_{comp} = m_{sel} + m_{graph} = \frac{m_{sel}}{\tau_{sel}} \qquad \text{(III.16)}$$

et $$m_{graph} = m_{sel} \frac{1 - \tau_{sel}}{\tau_{sel}}$$

Le volume apparent du bloc composite, et par suite la longueur de réacteur de diamètre donné à mettre en œuvre, est défini à partir de cette masse de sel à mettre en œuvre, du taux de sel et de la masse volumique apparente du GNE dans le composite :

$$V_{comp} = \frac{m_{comp}}{\rho_{comp}} = m_{sel} \left(\frac{1 - \tau_{sel}}{\tau_{sel}} \right) \frac{1}{\rho_{GNE}} \qquad \text{(III.17)}$$

Ce volume de bloc composite est constitué par la somme des volumes occupés par la matière solide correspondant au graphite et au sel anhydre, le restant étant le volume poreux.

$$V_{comp} = V_{GNE} + V_{sel} + V_{vide} \qquad \text{(III.18)}$$

La mise en œuvre du bloc composite, doit alors être telle qu'elle conduise à une porosité qui permette d'assurer une diffusion non limitante du gaz dans le bloc.

Évaluation de la porosité du composite siège d'une réaction renversable S/G

Dans le cas où le matériau composite est le siège d'une réaction renversable S/G, la porosité est fonction du volume occupé par les différents constituants présents dans le composite, à savoir le graphite, le sel chargé et le sel déchargé en G, dont les proportions correspondent à l'avancement X de la réaction :

$$\varepsilon = \frac{V_{vide}}{V_{comp}} = 1 - \left(\frac{V_{GNE}}{V_{comp}} + \frac{V_{sel_déch\mathrm{arg}é}}{V_{comp}} + \frac{V_{sel_ch\mathrm{arg}é}}{V_{comp}} \right) \qquad \text{(III.19)}$$

Le volume relatif occupé par le graphite peut simplement être exprimé à partir de la masse volumique du graphite pur ρ_{graph} de 2250 kg/m^3, du taux de sel et de la masse volumique du composite :

$$\frac{V_{GNE}}{V_{comp}} = \frac{\rho_{GNE}}{\rho_{graph}} = \left(1 - \tau_{sel}\right) \frac{\rho_{comp}}{\rho_{graph}} \qquad \text{(III.20)}$$

Le volume relatif occupé par le sel non chargé en G, mais avec une stœchiométrie initiale ν_o est défini par :

$$\frac{V_{sel_déchargé}}{V_{comp}} = \frac{m_{sel_déchargé}}{\rho_{sel_déchargé} V_{comp}} = \frac{(1-X)\, n_{sel_0} \left[Mm_{sel_0} + \nu_o Mm_{NH_3} \right]}{\rho_{sel_déchargé} V_{comp}}$$

Où $\rho_{sel_déchargé}$ et Mm_{sel_0} sont respectivement la masse volumique et la masse molaire du sel déchargé à la stœchiométrie initiale.

Or le nombre de moles de sel dans le composite est défini par $n_{sel_0} = \frac{m_{sel_0}}{Mm_{sel_0}}$, avec Mm_{sel_0} la masse molaire du sel anhydre. D'où finalement :

$$\frac{V_{sel_déchargé}}{V_{comp}} = (1-X).\tau_{sel}.\frac{\rho_{comp}}{\rho_{sel_déchargé}}.\left[1+\nu_o \frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right] \qquad \text{(III.21)}$$

De même, le volume relatif occupé par le sel chargé avec ν moles de G est défini par :

$$\frac{V_{sel_chargé}}{V_{comp}} = \frac{m_{sel_\nu}}{\rho_{sel_\nu}.V_{comp}} = X n_{sel_0} \frac{\left[Mm_{sel_0} + (\nu_o + \nu) Mm_{NH_3} \right]}{\rho_{sel_\nu}.V_{comp}}$$

Soit $$\frac{V_{sel_chargé}}{V_{comp}} = \frac{m_{sel_\nu}}{\rho_{sel_\nu}.V_{comp}} = X.n_{sel_0}.\tau_{sel}.\frac{\rho_{comp}}{\rho_{sel_\nu}}.\left[1+(\nu_o+\nu)\frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right] \qquad \text{(III.22)}$$

Il en découle par conséquent l'évolution de la porosité en fonction du taux de chargement du sel réactif au cours de la réaction en remplaçant les équations (III.20), (III.21) & (III.22) dans (III.19) :

$$\varepsilon(X) = 1-\rho_{comp}\left[\frac{(1-\tau_{sel})}{\rho_{graph}} + \frac{(1-X).\tau_{sel}}{\rho_{sel_déchargé}}\left[1+\nu_o \frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right] + \frac{X.\tau_{sel}}{\rho_{sel_\nu}}\left[1+(\nu_o+\nu)\frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right] \right]$$

Cette expression se simplifie dans le cas où la stœchiométrie du sel déchargé est nulle (ν_o=0), comme c'est le cas pour les couples réactifs $BaCl_2$,0/8NH_3, NH_4Cl,0/3NH_3 ou NaBr, 0/5.25NH_3 :

$$\varepsilon(X) = 1-\rho_{comp}\left[\frac{(1-\tau_{sel})}{\rho_{graph}} + \frac{(1-X).\tau_{sel}}{\rho_{sel_0}} + \frac{X.\tau_{sel}}{\rho_{sel_\nu}}\left[1+\nu \frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right] \right] \qquad \text{(III.23)}$$

La porosité minimale du composite, obtenue lorsque le sel est complètement chargé (X=1), est alors déterminée par :

$$\varepsilon(X=1) = 1-\left[\frac{\rho_{GNE}}{\rho_{graph}} + \frac{\rho_{GNE}}{\rho_{sel_\nu}}\left(\frac{\tau_{sel}}{1-\tau_{sel}} \right)\left(1+\nu \frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}} \right) \right]$$

Pour obtenir une porosité acceptable en fin de sorption, a minima supérieure à ε_{min}=20 %, il sera donc nécessaire de choisir un taux massique de sel τ_{sel} qui soit inférieur au taux massique maximal de sel τ_{sel_max} défini en fonction de la masse volumique apparente de GNE choisi pour obtenir une qualité acceptable pour les transferts de chaleur (à minima de 60 kg/m^3 pour conductivité thermique acceptable de 5 W/m.K) :

$$\varepsilon(1) > \varepsilon_{\min}\left(\rho_{GNE}, \tau_{sel_\max}\right)$$

avec $$\tau_{sel_\max} = \frac{\left(\varepsilon_{\min} - 1\right) + \frac{\rho_{GNE}}{\rho_{graph}}}{\left(\varepsilon_{\min} - 1\right) + \frac{\rho_{GNE}}{\rho_{graph}} - \frac{\rho_{GNE}}{\rho_{sel_v}}\left(1 + \nu \frac{Mm_{NH_3}}{Mm_{sel_0}}\right)}$$

III.4.3 Analyse des performances

Pour évaluer les performances d'un tel couplage, nous avons considéré des conditions climatiques correspondantes aux pays du Golfe (Qatar) où se situe une unité de tests de panneaux PV de TotalEnergies. La station d'acquisition des données météo et de caractérisations des performances électriques et thermiques des capteurs PV en place, nous permet de choisir des conditions réalistes pour cette évaluation. Pour une journée type chaude en été on considère :

- Rayonnement global solaire incident de 7 kWh/m²
- Une durée opérationnelle du panneau PV de 7 h
- Température ambiante diurne de 50 °C et nocturne de 30 °C.
- Différence de température entrée-sortie du caloporteur dans le panneau PV $\Delta T_{calo} = 5K$

Le système évalué est constitué de 5 m² de panneaux PV, muni d'un collecteur thermique isolé en face arrière dans lequel circule un fluide caloporteur (eau) alimentant le réacteur thermochimique qui utilise le sel NaBr comme référence dans ce dimensionnement, constitué de 13 tubes de diamètre 88.9 mm extérieur et placés dans une calandre pour une longueur totale de 19 m et une surface d'échange thermique de 5.3 m². Pour s'affranchir de limitations dans le composite, nous avons considéré un composite caractérisé par un taux de sel de 78 % et une densité apparente de graphite de 80 kg/m^3 de composite, conduisant à un composite de masse volumique globale de 360 kg/m^3. Ces paramètres permettent d'obtenir une porosité minimale du composite estimée à 20 % lorsque celui-ci est complètement chargé en gaz NH_3. Le volume de composite qui peut alors être mis en œuvre dans le réacteur est de 104 litres, ce qui conduit à une masse de 29.4 kg de sel NaBr mélangé à 8.3 kg de graphite naturel expansé, qui permet de sorber une quantité maximale de 25.7 kg de NH_3 lorsque le sel est complètement chargé (ΔX=1) à sa stœchiométrie maximale de 5.25 moles.

Un stockage PCM avec une température de fusion de 40 °C a été choisi de manière à ce que les transferts de chaleur, réalisés avec un pincement de température ΔT_{PCM} de 10 K, conduisent à une température de condensation de 50 °C le jour. La nuit, le stockage PCM est re-cristallisé grâce au fluide caloporteur circulant dans les panneaux PV, refroidis à 30 °C par effet radiatif vers le ciel.

Le modèle développé permet de déterminer les températures caractéristiques du système PVT-thermochimique (T_{PV}, T_{st}, T_{PVcalo_out}, T_{PVcalo_in}, $Tpr_{,Reac}$, Teq_{Reac}, T_{cond}) durant la phase jour, en se fixant une élévation réaliste de 5 K de la température du caloporteur dans les panneaux PV par une adaptation de son débit à la puissance thermique générée. Le graphe de la Figure 47 montre comment évoluent ces températures en fonction du débit de caloporteur circulant dans le panneau qui permet de maintenir une variation de 5 K du caloporteur en considérant des coefficients d'échanges thermiques interne et externe de 250 $W.m^{-2}.K^{-1}$:

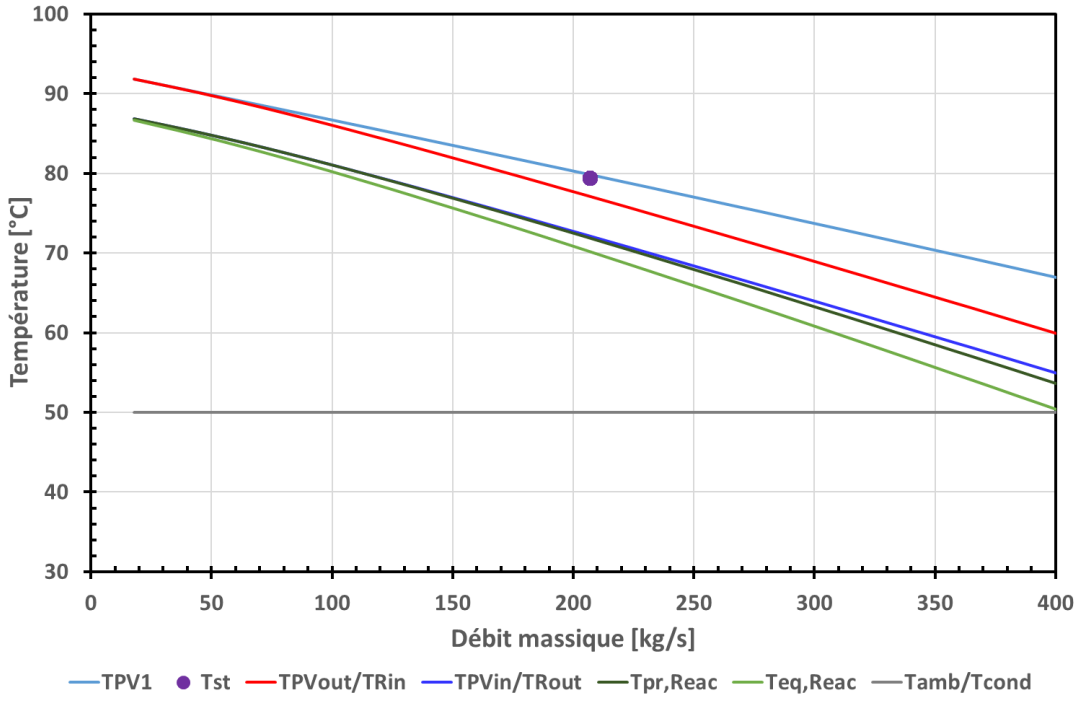


Figure 47: Variation des températures caractéristiques du couplage PVT- thermochimique en fonction du débit de caloporteur et pour une irradiation de 1000 W/m²

On constate ainsi que lorsque le débit massique du caloporteur augmente, la température du panneau diminue et implique par conséquent une augmentation de la puissance thermique extraite du panneau par le caloporteur, mais à une température exploitable plus faible. L'isolation thermique du panneau en face arrière permet d'accroitre la température exploitable de l'énergie thermique extraite par rapport à un panneau PV standard non isolé opérant à la même température. En effet, en utilisant le modèle PV développé précédemment, lorsque le panneau PV est isolé en face arrière, sa température de stagnation pour laquelle la puissance thermique valorisable est nulle, est plus élevée (T_{PV1}=92 °C pour un débit de caloporteur $\dot{m}_{calo}$=0) qu'un panneau non isolé (ici notée T_{st}=80 °C). L'isolation du panneau permet ainsi d'extraire davantage d'énergie thermique valorisable pour une même température de fonctionnement du panneau non isolé qui sera détaillé dans le chapitre suivant. A cette température de fonctionnement, les performances électriques du système PVT isolé et du panneau non isolé sont identiques. Afin de ne pas dégrader les performances électriques du panneau isolé, le débit massique du fluide caloporteur doit donc être maintenu à une valeur minimale de 200 kg/h, qui permet ainsi d'avoir la même température de fonctionnement (80°C) que celui du panneau PV non isolé et non activement refroidi. Pour les valeurs de débits plus importantes, permettant d'extraire davantage d'énergie thermique, on peut

constater que l'écart entre la température de fonctionnement du panneau PV et la température de sortie du fluide caloporteur devient de plus en plus important, réduisant ainsi son exploitabilité.

Dans cette analyse paramétrique relative aux conditions opératoires du fluide caloporteur (débit, températures) circulant dans le panneau, on constate comme précédemment qu'il existe une température minimale de fonctionnement du panneau PV pour laquelle la température du fluide caloporteur n'est plus suffisante pour assurer la décomposition uniquement thermique du réacteur. Le compresseur est alors nécessaire si la pression d'équilibre dans le réacteur, résultant de l'échange thermique avec le fluide caloporteur est inférieure à la pression du condenseur échangeant avec le stockage PCM à T_{PCM} = 40 °C. Le graphe de la Figure 48, montre comment évoluent avec la température de fonctionnement du panneau PV, les puissances électriques et thermiques délivrées par le panneau (en vert et en rouge), la puissance frigorifique produite (bleu) et la puissance électrique consommée éventuellement par le compresseur (courbe violette) dans le cas d'un système thermochimique mettant en œuvre le sel NaBr (bleu). Est également représentée l'exergie globale nette produite par ce couplage, pour les trois sels potentiellement intéressants identifiés précédemment : NaBr (trait plein noir), NH_4Cl (trait discontinu noir) et $BaCl_2$ (pointillé noir).

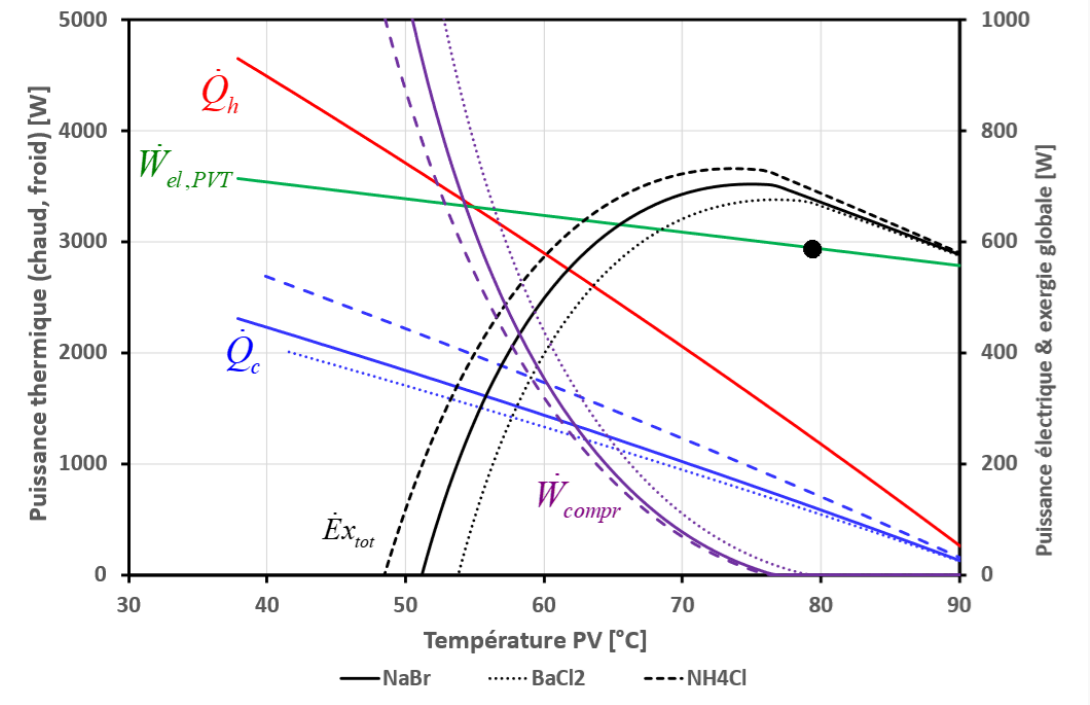


Figure 48: Evolution des performances du système PVT-thermochimique avec la température de fonctionnement du panneau et différents réactifs

L'évolution de la production électrique montre que pour les panneaux isolés en face arrière, leur production électrique est plus faible lorsque qu'ils opèrent à une température supérieure à celle des panneaux non isolés et non refroidis (T_{PV} > 82 °C). Cependant, ils permettent de produire de la chaleur à plus haute température, et rendent possible une valorisation de cette chaleur en froid par le procédé thermochimique sans recourir à une assistance mécanique par compresseur et ce pour les 3 sels identifiés. Comme on peut le voir, l'exergie globale produite par le couplage (liée à l'énergie électrique et frigorifique produite)

reste supérieure à l'exergie produite par le panneau non refroidi (uniquement de l'énergie électrique dans ce cas). La différence d'exergie globale est liée à la production de froid supplémentaire obtenue pour chaque sel. On constate dans la figure 48, qu'en utilisant le sel NH_4Cl, on produit plus de froid que lorsque le sel $BaCl_2$ ou NaBr est utilisé. En se positionnant à une température de fonctionnement égale ou inférieure à celle de stagnation d'un panneau standard de manière à ne pas trop dégrader la production électrique des panneaux, il apparait une température minimale de fonctionnement des panneaux pour laquelle le réacteur nécessite une assistance mécanique pour être régénéré.

Pour un système thermochimique mettant en œuvre le sel NaBr, pour une analyse statique, lorsque les panneaux PV sont refroidis à la température de 77 °C, ils permettent une production électrique d'environ 600 W, améliorée de 2.5 % par rapport au panneau PV standard à 81 °C, et une production frigorifique de 800 W de froid permis par la valorisation de 1700 W de chaleur prélevée au panneau PV. En exprimant l'amélioration électrique et la production de froid à une température T_{ev} = 28 °C en termes d'exergie, cela représente un gain de 18.8 %. Même lorsque le compresseur est utilisé, on remarque une faible augmentation de l'exergie totale produite par le système jusqu'à la température de 74 °C correspondant au gain maximal exergétique pouvant être obtenu avec le NaBr (19.85 %).

Ce point de fonctionnement correspond à la température du panneau ou le gain électrique obtenue par le refroidissement des panneaux par rapport à un panneau standard (T_h=73°C < T_{st} = 80 °C) est entièrement consommé par le compresseur qui assiste la décomposition du sel réactif pour la production de froid. De cette manière, le froid produit est maximal sans détérioration des performances électriques du panneau par rapport à des panneaux PV standards. Ce point de fonctionnement est intéressant si l'objectif du procédé est de valoriser le maximum de chaleur des panneaux PV isolés en froid sans dégrader leurs performances électriques par rapport aux panneaux standard (non isolé et non refroidi). En comparaison avec le NH_4Cl, le gain exergétique maximal obtenu est de 24.5 % à la température de 73 °C. En dessous de cette température, l'utilisation du compresseur n'est plus pertinente malgré le maintien de la production de froid car, il consomme beaucoup plus d'électricité et dégrade ainsi le gain électrique des capteurs PV. On trouve alors que, malgré le refroidissement des panneaux PV et la production de froid, l'exergie globale diminue de manière considérable.

Grâce au modèle développé, une comparaison entre l'utilisation du sel réactif NaBr, NH_4Cl et le $BaCl_2$ a pu être menée. Contrairement au $BaCl_2$, on a constaté qu'il existait un point de fonctionnement où un gain de production électrique est obtenu tout en valorisant la chaleur en froid dans le cas d'utilisation des sels NaBr et NH_4Cl. Le sel réactif $BaCl_2$, ne peut être utilisé sans l'assistance du compresseur entrainant ainsi une détérioration des performances électriques. Le $BaCl_2$ est un sel qui a été largement étudié dans la littérature contrairement au NaBr et au NH_4Cl qui restent peu utilisés dans la littérature avec de nombreux inconnus par rapport à leur comportement et changement de phase dans la gamme de température opératoire visée. Leur utilisation potentielle implique de mener une étude de caractérisation afin de valider leur utilisation et de vérifier leurs équilibres thermodynamiques.

III.5 Caractérisation expérimentale des sels réactifs à fort potentiel

De l'évaluation des performances réalisée, le bromure de sodium NaBr (5.25/0) et le chlorure d'ammonium NH_4Cl (3/0) apparaissent comme 2 sels réactifs présentant un potentiel d'utilisation intéressant. Ils permettent en effet un fonctionnement du procédé thermochimique a priori en adéquation avec celui des panneaux PV sans recourir à une assistance mécanique. Cependant les données bibliographiques disponibles relatives à ces sels sont peu nombreuses et incomplètes, et soulèvent quelques interrogations qu'il est nécessaire au préalable de lever. En effet, les diverses données et travaux réalisés, disponibles dans la littérature [65]–[67], montrent que ces sels sont considérés comme étant toujours à l'état solide dans la gamme de température/pression envisagée pour notre application, alors que d'autres ressources thermodynamique révèlent que ces sels ne sont pas à l'état solide dans cette gamme, mais plutôt à l'état de solution ou de solution saturée [68], [69]. Les données thermodynamiques, telles que les enthalpies et entropies de réaction relatives au sel $NaBr,5.25NH_3$ sont peu nombreuses et différentes selon les travaux réalisés [66], [67]. Il est donc nécessaire de mieux caractériser les équilibres thermodynamiques des sels réactifs envisagés afin de vérifier qu'ils peuvent être effectivement exploités et mis en œuvre dans les conditions requises pour notre application. En effet, compte tenu de leur proximité avec l'équilibre L/V de l'ammoniac, un risque de solubilisation et de mise en solution du sel peut apparaitre, et doit donc être vérifié afin d'orienter la conception des réacteurs thermochimiques et la gestion du procédé.

L'objectif de la caractérisation thermodynamique présentée ici est donc double : il s'agit d'une part de vérifier l'état physique (solide ou solubilisé) des ammoniacates chargés en ammoniac ($NaBr,5.25NH_3$) et ($NH_4Cl,3NH_3$) et de déterminer l'équilibre thermodynamique de la réaction solide/gaz ou de la solution saturée sur la plage envisagée de températures de fonctionnement. Deux bancs expérimentaux ont été développés à cet effet sur lesquels ont été menés divers protocoles de caractérisation.

III.5.1 Caractérisation de l'état physique des sels dans la gamme opératoire envisagée.

Pour évaluer l'état physique de l'ammoniacate, un premier dispositif expérimental présenté dans la Figure 49 a été conçu et développé. Il s'agit d'un petit réacteur de taille représentative des conditions réelles de fonctionnement, contenant une quantité donnée de sel réactif. Celui-ci est immergé dans un bain d'eau contrôlé en température via un bain thermostaté. Le réacteur est instrumenté avec : des thermocouples de type T pour mesurer la température du lit de sel en deux points ainsi que celle de la paroi, un capteur de pression, et des électrodes pour mesurer la résistivité électrique du sel. Les évolutions des températures, de la pression et de la résistance électrique dans le réacteur sont mesurées et enregistrées par des modules d'acquisition de National Instrumentation reliés à un ordinateur et pilotés par un programme d'acquisition réalisé sous Labview.

Le sel est préalablement déshydraté en tirant sous vide le réacteur en même temps qu'il est maintenu à 85 °C pendant plusieurs heures. Il est ensuite chargé en ammoniac à une stœchiométrie proche de la stœchiométrie maximale en maintenant le réacteur à une température de 20 °C et une pression légèrement supérieure à celle de la pression d'équilibre

donnée par les données thermodynamiques de la littérature. La masse d'ammoniac absorbée par le réacteur est mesurée par pesée de la bouteille d'ammoniac alors connectée au réacteur.

Une fois chargé avec la bonne quantité d'ammoniac, le réacteur est progressivement chauffé en réalisant des paliers de température de longue durée afin d'atteindre une stabilisation de la pression interne. En effet, le chauffage du réacteur induit une décomposition du sel, produisant ainsi de l'ammoniac dans le volume gazeux du réacteur fermé, qui fait augmenter sa pression. Ainsi pour chaque palier de température, une pression correspondante à la pression d'équilibre de la sorption solide/gaz s'établit.

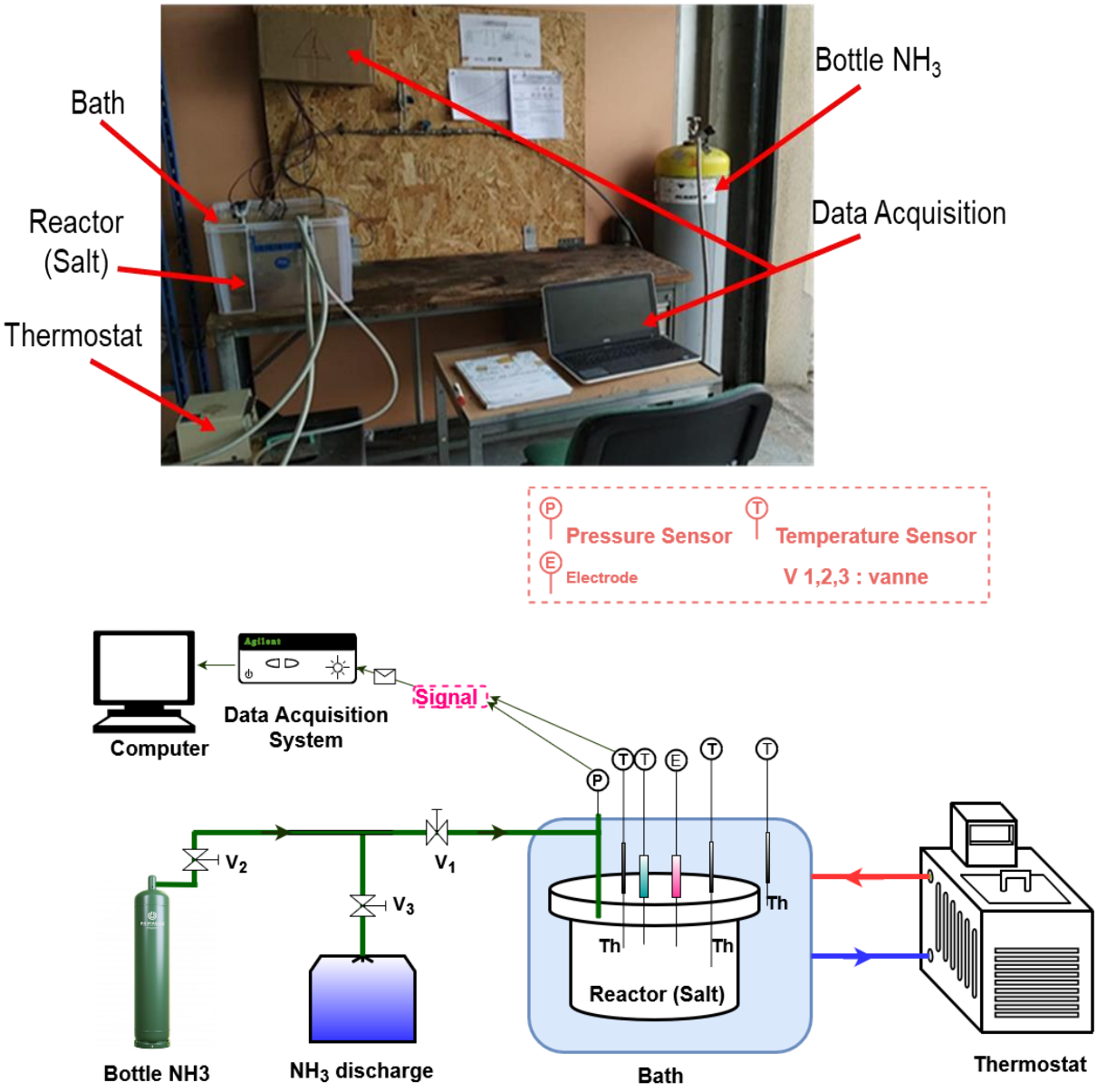


Figure 49: Banc de caractérisation thermodynamique des sels ammoniacates

En mesurant la résistance électrique du sel par l'intermédiaire des deux électrodes plongées dans le lit de sel et traversées par un courant de faible intensité (1 mA), il est possible d'évaluer dans quel état physique se trouve le sel. En effet, la résistance observée du lit de sel à l'état solide est très élevée alors qu'il présente une plus faible résistance (donc plus conducteur dû à la mobilité d'ions formés) lorsqu'il est à l'état liquide du fait de sa

solubilisation. Cette mesure de la résistance électrique du sel permet ainsi de caractériser qualitativement la solubilisation éventuelle de l'ammoniacate chargé (S, $\nu \cdot NH_3$) en fonction de la température et de la pression.

Dans un premier temps, nous avons choisi de caractériser le sel de bromure de sodium. Le réacteur a été rempli de 62 grammes de sel réactif seul, contenant initialement moins de 1 % d'eau, puis déshydraté à 85 °C pendant 2 heures en le maintenant vide par une pompe à vide à une pression inférieure à 1 mbar. Le réacteur est ensuite refroidi à température ambiante et connecté à la bouteille d'ammoniac pour que le sel absorbe l'ammoniac et forme ainsi l'ammoniacate. L'ammoniac est détendu de la bouteille à une pression inférieure à la pression de saturation de l'ammoniac correspondant à la température du réacteur pour éviter une condensation de l'ammoniac dans le réacteur, mais légèrement supérieure de 0.5 bar par rapport à la pression d'équilibre calculée à partir des data thermodynamiques de la littérature ($P_{bouteille}$ = 7 bars à 15°C, $P_{équilibre_Reaction} \approx$ 3 bars à 15°C). Afin de vérifier que le sel est proche de sa stœchiométrie maximale, le réacteur est alors isolé de la bouteille et on observe s'il y a une l'évolution de sa pression : si la pression reste constante, cela signifie que le sel ne peut plus absorber de gaz et est donc à sa stœchiométrie maximale. Une petite quantité d'ammoniac est ensuite évacuée en ouvrant la vanne sur un réservoir d'eau afin de placer le réacteur à sa pression d'équilibre à la température du bain thermostaté.

Au cours des premières expérimentations, nous avons pu constater de grandes hétérogénéités de températures dans le lit réactif (de l'ordre de 10 K), que nous avons d'abord pensé dues à la mauvaise conductivité du réactif et une mauvaise diffusion du gaz. Aussi, ont été ajoutés par la suite des diffuseurs métalliques, disposés dans le lit réactif comme on peut le voir sur la Figure 50 pour tenter d'homogénéiser la température et améliorer la diffusion du gaz.



Figure 50: Remplissage du réacteur de caractérisation en sel NaBr seul et disposition des grilles métalliques roulées pour favoriser l'homogénéité de la température du sel et la diffusion de l'ammoniac. Vue des deux électrodes plongeantes dans le lit réactif pour mesure sa résistance.

Une fois cette étape de préparation réalisée, Le réacteur est alors porté jusqu'à environ 70 °C par paliers successifs puis refroidi également par paliers successifs jusqu'à 15 °C grâce au bain thermostaté tout en suivant l'évolution de sa pression et de la résistance électrique du lit de sel réactif (Figure 51). Nous avons constaté au cours de la première expérimentation une

résistance électrique du sel chargé relativement élevée lorsqu'il est à basse température, dépassant même la limite de mesure du module d'acquisition des résistances (environ 10.5 kΩ). Avec l'augmentation de la température du réactif, la réaction de décomposition se produit, libérant de l'ammoniac dans le réacteur isolé et entrainant l'augmentation de sa pression. Une baisse de la résistance électrique est alors observée, pouvant traduire un changement d'état physique du sel chargé, c'est- à dire un début de fusion et de solubilisation du sel. La résistance se stabilise à une valeur de 4000 Ohm jusqu'à 70°C, puis ré-augmente de nouveau avec le refroidissement du sel s'accompagnant d'une baisse de pression dans le réacteur due à la sorption du gaz par le sel.

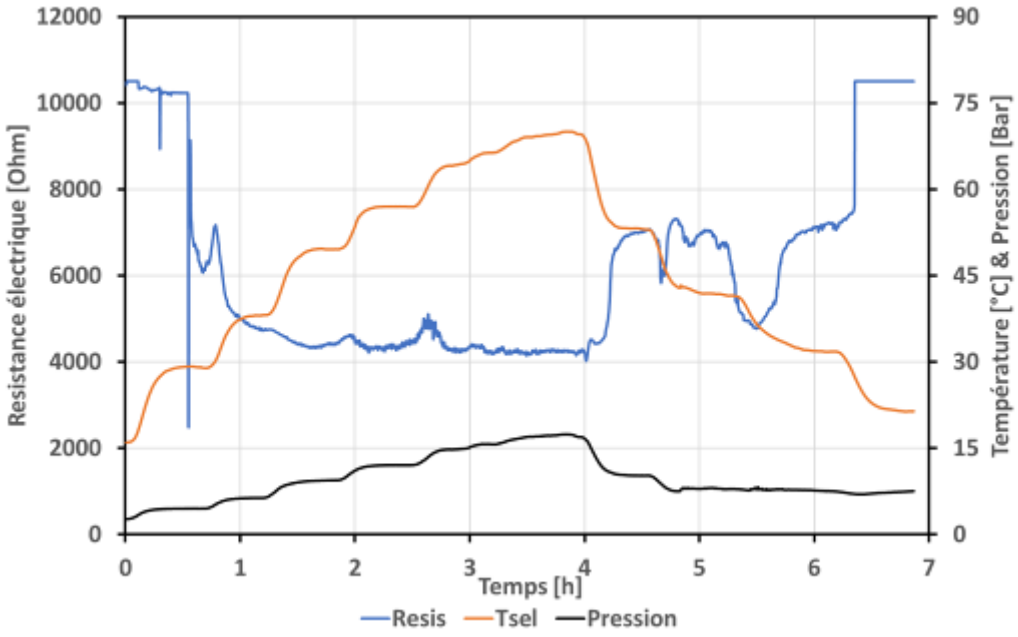


Figure 51: Évolution de la résistance électrique de l'ammoniacate ($NaBr,5.25NH_3$) en fonction de la température et de la pression.

Après plusieurs expérimentations, nous avons également constaté des variations aléatoires et inexpliquées de la résistance électrique du sel. Nous n'avons donc pu déterminer correctement la température de fusion du sel qui sans doute se situe autour de 20°C-30°C. Nous avons procédé au démontage du réacteur, et avons constaté que le sel avait changé d'apparence : il se présentait sous forme d'un bloc très poreux et très hétérogène montrant des signes de fusion, confortant ainsi l'hypothèse que le sel avait subi un changement d'état ou a été solubilisé. Par ailleurs comme on peut le voir sur les photos de la Figure 52, le sel fondu avait tapissé les parois du réacteur, expliquant ainsi le caractère aléatoire des mesures de résistance et de température et les dispersions observées.



Figure 52 : photo du réactif après quelques cyclages en température du réacteur, montrant une fusion et une solubilisation du sel dans le réacteur.

Cette mise en œuvre expérimentale n'a pas permis de caractériser correctement l'équilibre thermodynamique de sorption, du fait de l'observation de l'établissement d'une pression stabilisée relativement longue, dû à la mauvaise homogénéisation thermique du lit de sel et la dispersion du sel dans le réacteur.

III.5.2 Caractérisation des équilibres de sorption dans la gamme opératoire envisagée.

Afin d'obtenir des paliers de pression plus rapidement stabilisés et éviter la dispersion du sel sur les parois du réacteur, le sel a par la suite été mélangé à du graphite naturel expansé (GNE). Puis ce mélange a été comprimé *in situ* dans le réacteur à l'aide d'une presse hydraulique pour obtenir un composite réactif consolidé avec une masse volumique permettant à la fois une porosité élevée, une conductivité thermique acceptable de 5 $W.m^{-2}.K^{-1}$ et surtout de mieux confiner le sel dans cette matrice graphitée. Le composite réalisé est composé d'un mélange de 34 g de sel anhydre, préalablement broyé à une granulométrie autour de 100-200 µm, et 12 g de GNE, puis comprimé pour obtenir un composite sel/GNE de masse volumique finale de ρ_{COMP} = 300 kg/m^3 avec un taux massique de sel de 74 %. Des perçages ont ensuite été réalisés dans ce composite pour améliorer la diffusion du gaz comme on peut le voir sur la Figure 53.



Figure 53: Préparation du composite réactif

La caractérisation de l'équilibre thermodynamique a été réalisée en considérant la même procédure que précédemment : le réacteur contenant le composite est chauffé à 75 °C par paliers successifs à différentes températures puis refroidi également par paliers jusqu'à 15 °C. A chaque palier, on attend une stabilisation de la température et de la pression dans le réacteur comme on peut le voir sur la Figure 54. Ces couples (P,T) relevés à chaque palier stabilisé ont permis de tracer les courbes d'équilibre et obtenir ainsi les enthalpies et entropies de sorption.

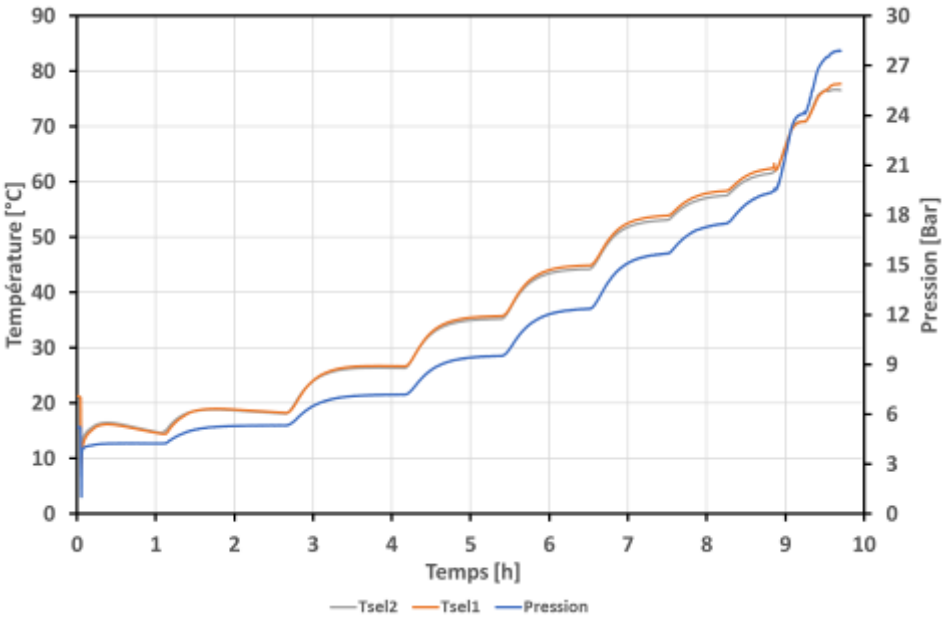


Figure 54: Evolution de la pression et de la température dans le réacteur lors des expériences pour la détermination de l'équilibre de sorption NaBr / NaBr,5.25NH₃

Une comparaison avec les données de la littérature (Blitz ; Oliveira) [65], [66] avec la caractérisation expérimentale des équilibres NaBr (5.25/0)NH_3 est présenté dans la Figure 55

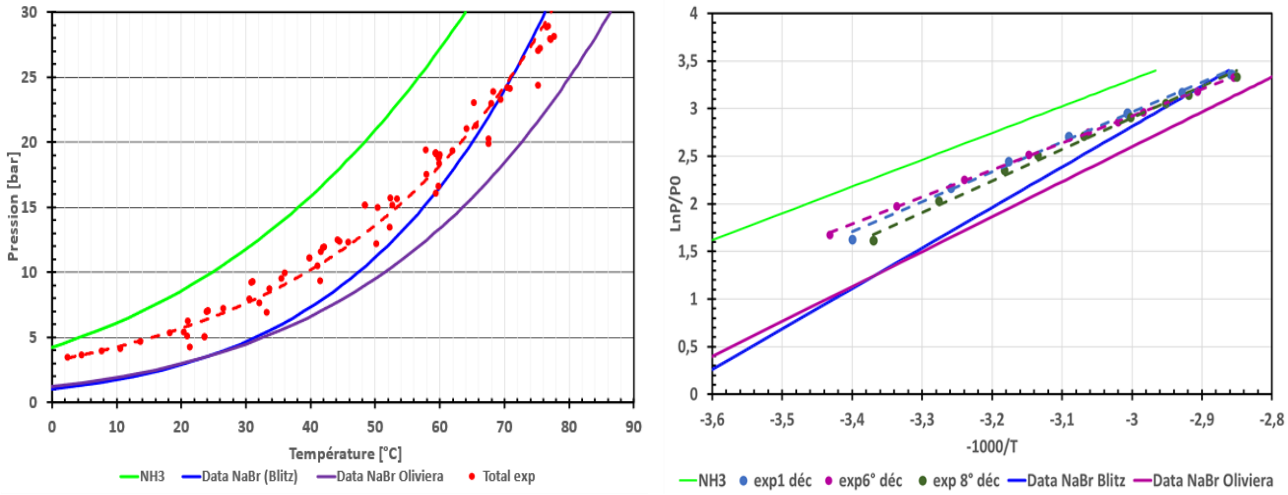


Figure 55: Comparaison des équilibres thermodynamiques obtenus expérimentalement pour le NaBr avec les données obtenues par Blitz (1923) et Oliveira (2008)

Des différences significatives sont constatées entre les équilibres obtenus expérimentalement et les données de la littérature, notamment celle obtenue par Blitz (1923) et par Oliveira (date 2008). Les pentes des droites d'équilibre représentées dans le diagramme de Clausius Clapeyron (Ln(P) ;-1/T) permettent d'estimer l'enthalpie de sorption ($\Delta H_{Reac}/R$). La valeur de l'enthalpie de l'équilibre de sorption NaBr/NaBr,5.25NH_3, déterminée par Blitz (1923) dans la gamme de température -60°C à -30°C, est de 35,36 kJ/mol alors que les ΔH_{Reac} que nous avons obtenus expérimentalement varient entre 23,5 à 27,8 kJ/mol. De même, pour l'entropie de la réaction ΔS_R, obtenue à partir de l'ordonnée à l'origine des droites d'équilibres ($\Delta S_{Reac}/R$), les valeurs expérimentales varient de 103,44 à 118,25 J/(mol·K) alors que celle déterminée par Blitz est de 130 J/(mol·K) [67]. L'étude expérimentale réalisée par Oliveira (2008) sur ce même sel, mais dans une gamme de température de -15°C à 65°C , a abouti quant à elle à une enthalpie et une entropie de sorption respectivement de 30,491 kJ/mol et 113,08 J/(mol·K) [65].

Dans notre campagne de caractérisation, nous avons également pu observer un écart significatif dans les enthalpies de sorption déterminées à partir de la première expérimentation (exp 1 et synthèse1) et des autres expérimentations qui ont suivies : les enthalpies obtenues varient entre 23.6 et 27.8 kJ/kg. Une hypothèse avancée pour expliquer cette dispersion de valeurs serait que le sel a été complètement solubilisé dans le réacteur. En effet, le fait de ne pas contrôler avec exactitude la quantité d'ammoniac introduite initialement dans le réacteur à basse température pourrait par la suite complètement solubiliser le sel aux plus hautes températures, rendant le système divariant dans ce cas. Les droites d'équilibre tracées représentent alors plutôt des isostères et non un équilibre monovariant de sorption (réaction chimique ou solution saturée). Pour vérifier cette hypothèse, nous avons alors conçu un second banc expérimental qui permet de contrôler la quantité d'ammoniac absorbé par le réactif à une température fixée.

III.5.3 Caractérisation des équilibres par sorption isotherme de gaz.

L'objectif de cette expérimentation est de qualifier pour une température imposée au réacteur des paliers de pression d'équilibre thermodynamique, et de vérifier s'il existe plusieurs équilibres pour cette même température. Le protocole envisagé ici est de suivre l'évolution de la pression régnant dans le réacteur maintenu de manière isotherme dans lequel on injecte de manière contrôlée un très faible débit massique d'ammoniac. Les paliers de pression obtenus pour une température donnée constituent alors un point d'équilibre d'un processus de sorption monovariant, impliquant une solubilisation du sel (solution saturée) ou une réaction chimique solide/gaz. Si la pression évolue avec l'injection de gaz, cela constituerait par contre un phénomène de sorption divariant tel qu'une absorption du gaz par une solution.

Enfin, pour contrôler de manière précise la quantité d'ammoniac introduite dans le réacteur, nous avons mis en place un réservoir d'ammoniac liquide connecté au réacteur via une vanne micrométrique d'injection calibrée avec un très faible coefficient de débit, comme on peut le voir en Figure 56. Le réservoir d'ammoniac est constitué de 4 tubes en PTFE transparent de diamètre intérieur 7 mm et de 40 cm de longueur, et est muni d'une règle

graduée pour suivre le niveau d'ammoniac liquide dans les tubes et mesurer ainsi la quantité d'ammoniac injectée à un instant donné. Connaissant la masse de gaz ainsi sorbée par le sel, il est également possible de déterminer les stœchiométries des ammoniacates formés, ainsi que le taux de solubilisation du sel dans le cas d'une solution saturée.

Dans un premier temps, de l'ammoniac liquide est condensée dans les tubes de PTFE jusqu'à atteindre un niveau maximal. La quantité d'ammoniac condensée est surévaluée par rapport à celle que peut absorber le sel à la stœchiométrie maximale. L'ammoniac liquide présent dans les tubes à la température ambiante impose une pression plus élevée que celle du réacteur afin de permettre une injection d'ammoniac gaz via la vanne micrométrique. Le réacteur est placé initialement sous vide dans un bain thermostaté à une température fixée. On impose alors un très faible débit de gaz d'ammoniac par la vanne micrométrique qui entre dans le réacteur. Ce gaz va pressuriser d'abord le volume gazeux du réacteur et ensuite être sorbé par le sel à une pression stable correspondante à la pression d'équilibre du processus monovariant à la température imposée au réacteur. Le débit entrant dans le réacteur est maintenu faible de telle sorte que la sorption du gaz par le sel soit plus rapide que le débit entrant.

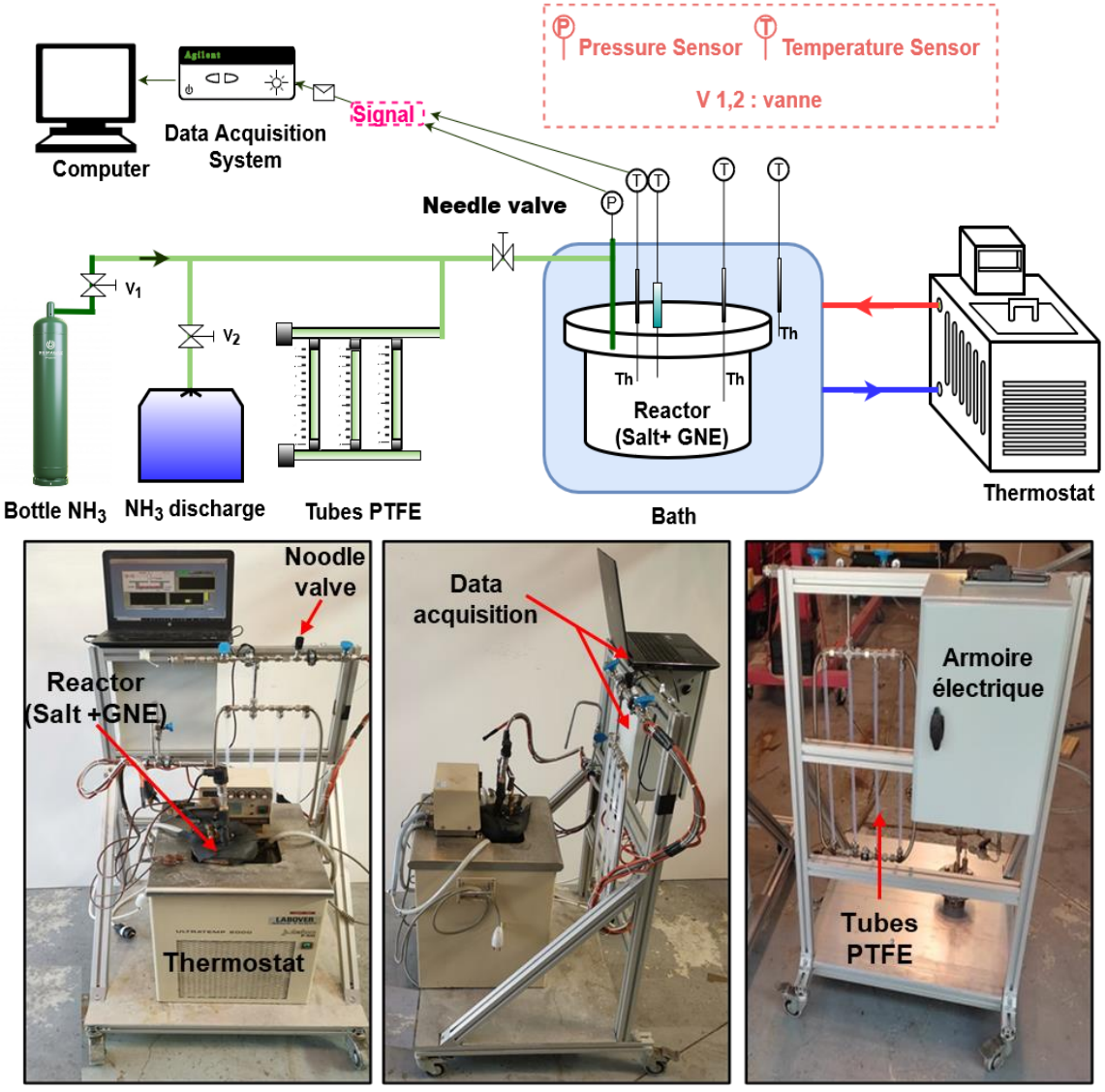


Figure 56 : Banc de caractérisation thermodynamique des sels avec contrôle du débit d'ammoniac sorbé via une vanne micrométrique

Dans les différentes expérimentations qui ont été menées, le réacteur contenant un composite avec 15 g de sel NaBr déshydraté a été maintenu à différentes températures. La pression maximale pouvant être atteinte par le réacteur a été limitée de telle sorte qu'elle soit inférieure de 1 bar à la pression de saturation de l'ammoniac liquide contenue dans les tubes PTFE pour éviter les phénomènes de condensation dans le réacteur.

La Figure 57, montre l'évolution de la masse absorbée et de la pression résultante lorsque la température du sel est maintenue à 2°C. À l'ouverture de la vanne micrométrique, le gaz injecté occupe d'abord tout le volume gazeux et pressurise rapidement le réacteur. Au fil du temps, on constate un premier palier de pression qui apparait à 1.5 bar avec un phénomène exothermique qui fait monter la température du sel lié à la sorption du gaz. Ce premier palier correspond à l'équilibre thermodynamique réalisé de manière monovariante puis la pression remonte après avoir absorbé 3.5 g de NH_3, correspondant alors à une stœchiométrie de 1.41.

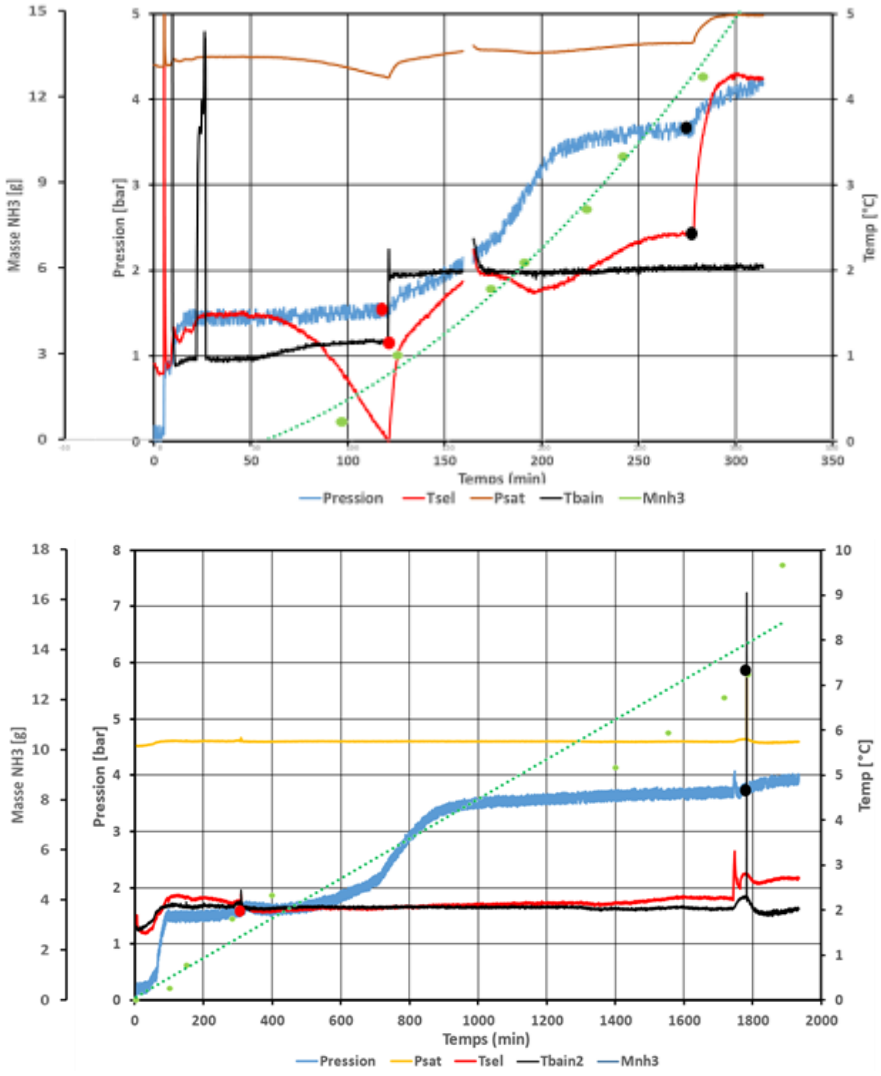


Figure 57 : Caractérisation de la sorption isotherme du gaz par le sel NaBr maintenu à T_{sel}=2 °C. Évolution de la pression du système et de la quantité de gaz sorbé obtenues pour 2 expérimentations réalisées à titre de reproductibilité

La pression se re-stabilise alors et marque un second palier à 3.6 bars s'accompagnant également d'un phénomène exothermique. Ce deuxième palier caractérise ainsi un équilibre de sorption, également monovariant : le sel absorbe environ 12.5 g de NH_3 à une pression et

une température qui restent constantes. La stœchiométrie correspondante du sel chargé correspond à alors 5.05. L'expérimentation est arrêtée peu après, du fait de l'élévation excessive de la pression du réacteur avec l'introduction de gaz, s'approchant de la pression de saturation de l'ammoniac.

Une seconde expérimentation a été ensuite menée dans les mêmes conditions de température, mais avec un débit d'ammoniac plus faible afin de limiter les effets thermiques liés à la sorption. Les paliers obtenus, avec des durées d'établissements bien plus longues, ont confirmé les mêmes points d'équilibres thermodynamiques (pression/température), avec des stœchiométries de sel chargé identiques (même quantité de NH_3 sorbé à chaque palier).

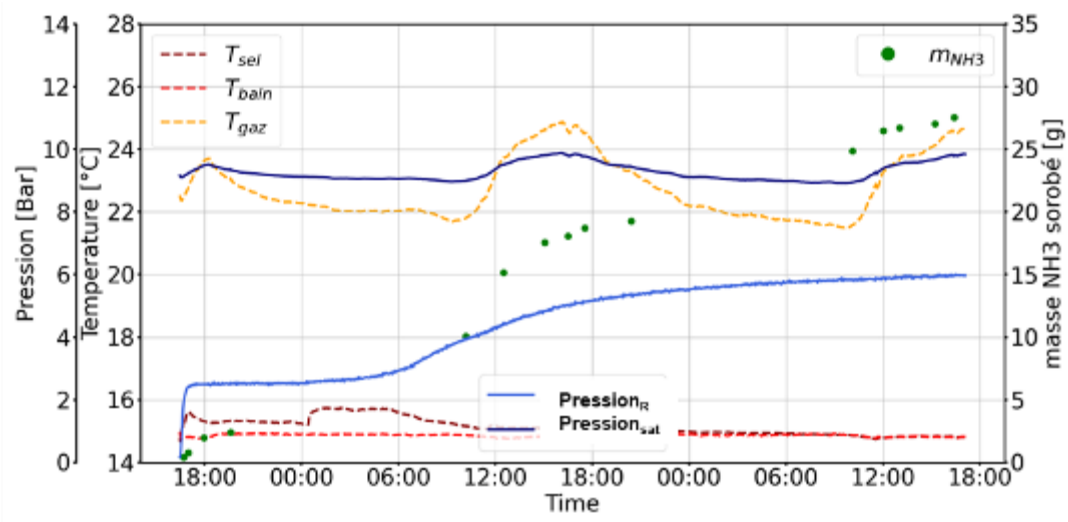


Figure 58 : Caractérisation de la sorption isotherme du gaz par le sel NaBr maintenu à T_{sel}=15 °C. Évolution de la pression du système et de la quantité de gaz sorbé.

D'autres expérimentations ont été réalisées pour d'autres températures plus élevées afin de vérifier si ces deux paliers existaient toujours. Sur la Figure 58 représentant une sorption isotherme réalisée à 15 °C, on ne constate qu'un seul palier de sorption à la pression de 2.3 bars. La pression remonte ensuite après avoir absorbé seulement 6 g de NH_3 de manière progressive, sans marquer de second palier de pression. On suppose donc, au vu des divers résultats expérimentaux obtenus, qu'à cette température de 15 °C, il n'existe qu'un seul équilibre thermodynamique pour le NaBr.

III.5.4 Conclusions sur la caractérisation thermodynamique des sels

En exploitant les résultats obtenus des 3 expérimentations réalisées précédemment, 2 équilibres thermodynamiques ont ainsi pu être caractérisés pour le sel NaBr. Les points jaunes représentés sur la Figure 59 correspondent aux points (P,T) obtenus avec le 3eme banc de caractérisation de sorption isotherme (avec contrôle du débit d'ammoniac sorbé). On constate que le premier équilibre obtenu (points noirs) est relativement proche de celui obtenu par Oliveira et al [66] réalisé dans la même gamme de température et supposé d'après ces auteurs correspondre à l'équilibre de sorption NaBr,5.25/0NH_3.

D'après notre caractérisation de l'état du sel mené sur notre premier banc de caractérisation, nous avons constaté une forte variation de la résistivité électrique du sel,

caractéristique d'un possible changement d'état physique de sel (fusion) qui a lieu au-delà d'une température de 15°C. On peut donc vraisemblablement conclure que l'équilibre monovariant ainsi caractérisé est plutôt caractéristique d'un équilibre de solution saturée de l'ammoniacate chargé ($NaBr,5.25NH_3$ /NH_3), plutôt que d'une réaction chimique entre l'ammoniac et le sel à l'état solide. L'enthalpie de sorption obtenue est de 28.540 kJ/kg.

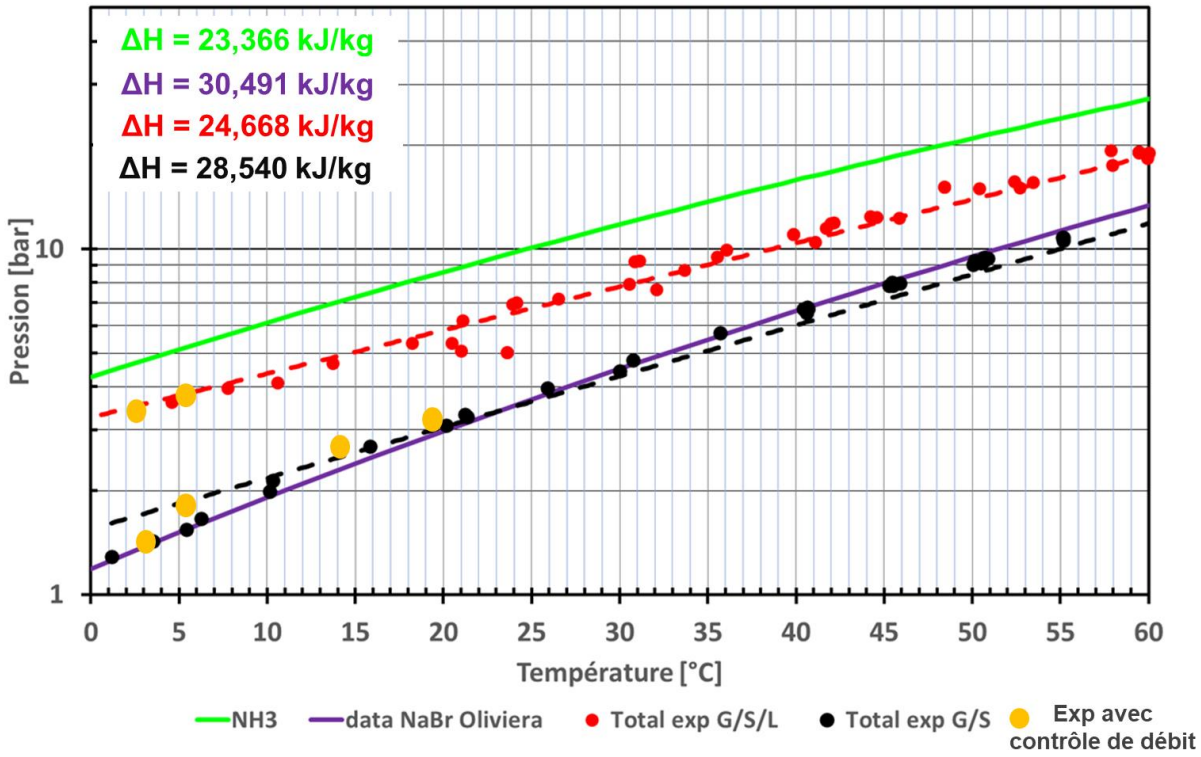


Figure 59 : Récapitulatif de la caractérisation thermodynamique pour le NaBr.

Concernant le second équilibre obtenu (points rouges), il apparait après analyse qu'il représente davantage une isostère de la solution ($NaBr/NH_3$), avec une concentration imposée par la quantité d'ammoniac initialement introduite au début de l'expérimentation dans le réacteur, qui a été apparemment sous-estimée par une pesée imprécise de la bouteille d'ammoniac et induisant une stœchiométrie bien supérieure à celle de l'ammoniacate chargé. Cette hypothèse semble être confortée par la valeur de l'enthalpie de sorption obtenue de 24.6 kJ/mole, très proche de l'enthalpie de changement d'état liquide/vapeur de l'ammoniac,

De la même manière, des expérimentations ont également été menées sur le chlorure d'ammonium, NH_4Cl, sel identifié comme étant tout aussi pertinent pour l'application visée. Les résultats de caractérisation obtenus pour ce sel et représentés sur la Figure 60, ont permis de mettre en évidence des équilibres de type isostère, correspondant à un phénomène divariant d'absorption liquide/gaz plutôt que monovariant. La caractérisation de la sorption isotherme, réalisée à des températures inférieures à 20°C avec un contrôle de la quantité d'ammoniac injectée dans le réacteur (points jaunes), a cependant montré l'existence d'un seul équilibre thermodynamique, correspondant plutôt à celui d'une solution saturée. Il semble que cet équilibre de solution saturée, qui correspond par extrapolation aux points expérimentaux en bleu, soit similaires et très proches de celui de la solution saturée du sel NaBr, et bien loin des valeurs du NH_4Cl disponibles dans la littérature [65]. Les enthalpies de sorption ainsi caractérisées varient de 24.6 kJ/mole à 26.2 kJ/mole.

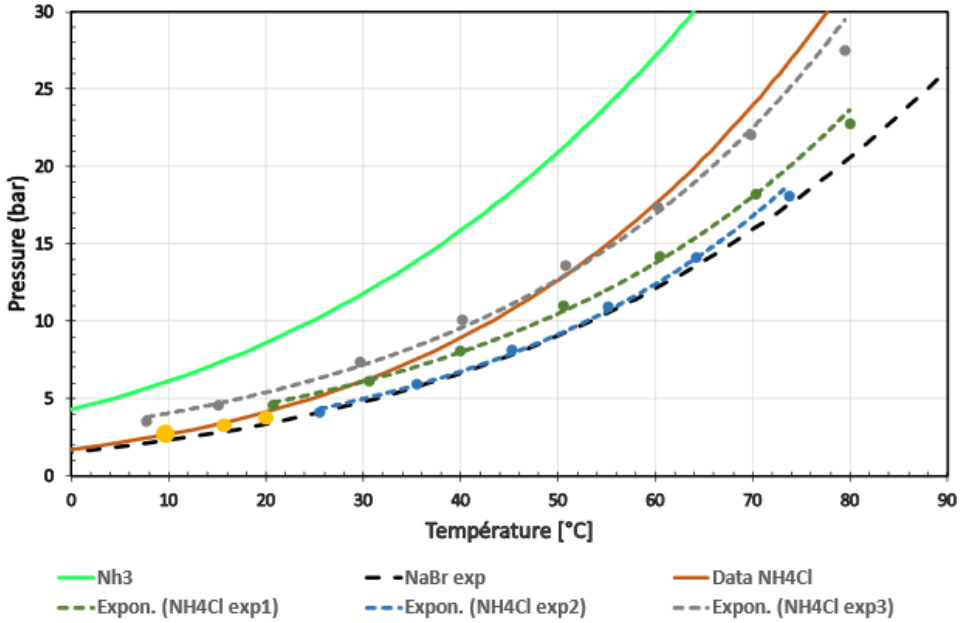


Figure 60 : Comparaison des équilibres thermodynamiques obtenus expérimentalement avec le NH_4Cl,3/0NH_3 avec les données de la littérature et position par rapport à l'équilibre NaBr,5.25/0NH_3

III.6 Conclusion

Il apparait, au terme de cette évaluation préliminaire, que l'utilisation d'un procédé thermochimique à sorption de gaz pour valoriser la chaleur extraite des panneaux PV présente des performances intéressantes. Nous avons pu identifier quelques sels réactifs potentiellement intéressants qui pourraient être mis en œuvre dans un tel procédé thermochimique opérant dans la gamme de températures compatibles avec le fonctionnement des panneaux PV. Aux basses températures de fonctionnement du panneau, la désorption du gaz dans le procédé ne peut cependant, pour plusieurs de ces réactifs, être assurée sans une assistance mécanique. Seul les réactifs NaBr et NH_4Cl, identifiés en premier lieu comme pertinents d'après les données disponibles dans la littérature, permettent de réaliser une désorption du gaz du réacteur sans assistance mécanique dans une gamme de fonctionnement limitée des panneaux PV. Pour étendre cette gamme de fonctionnement et rendre possible l'exploitation d'un procédé thermochimique sans recourir à l'assistance d'un compresseur, une nouvelle configuration de système intégrant un stockage à chaleur latente par PCM a été proposée. Ce stockage PCM doit permettre, en absorbant la chaleur de condensation, un fonctionnement du condenseur à une température plus basse que celle de l'environnement ambiant, impliquant alors une plus basse pression de fonctionnement du procédé thermochimique le jour lors de la phase de désorption et donc une température requise de fonctionnement des panneaux photovoltaïques plus faible. Ce stockage PCM est ensuite re-cristallisé la nuit en exploitant le refroidissement par effet radiatif vers le ciel (radiative cooling), permis par la circulation la nuit du fluide caloporteur dans les panneaux PV.

Une étude de pré-dimensionnement du procédé thermochimique a été réalisée pour évaluer la production de froid et les performances énergétiques attendues en mettant en œuvre le couple réactif NaBr/NH_3. Les analyses énergétiques et exergétiques ont montré deux points

de fonctionnement optimal des panneaux PV. Le premier point permet de maximiser la production de froid sans détérioration de la production électrique des panneaux PV et sans utilisation de compresseur. Un gain électrique de l'ordre de 2.5% et un gain exergétique global de 18,8 % lié à la production totale de froid et d'électricité, peuvent alors être idéalement obtenus dans ces conditions de fonctionnement par rapport à un panneau conventionnel opérant à sa température de stagnation. Le second point optimal de fonctionnement du panneau PV permet de maximiser quant à lui la production de froid obtenu par le procédé thermochimique, avec en contrepartie l'utilisation de l'assistance du compresseur, mais sans dégrader la production électrique par rapport au panneau fonctionnant conventionnellement à la température de stagnation. Dans ce cas un gain exégétique globale de 19.8%, intégrant la production de froid et la production électrique, serait idéalement obtenu par rapport au fonctionnement conventionnel, en négligeant l'impact des chaleurs sensibles liées au sel réactif et l'ammoniac. Quant à l'utilisation du sel réactif NH_4Cl, ce gain exergétique maximal serait de 24.5%.

Cependant les processus de sorption solide/gaz identifiés, mettant en œuvre les sels ammoniacates NaBr et NH_4Cl ont été très peu étudiés et seulement quelques données très différentes les unes des autres (et pour la plupart obtenus dans les années 1930), existent dans la littérature. Aussi, un banc de caractérisation d'équilibres thermodynamiques a été réalisé au laboratoire afin de mieux préciser la position thermodynamique de deux équilibres de sorption envisagés, $NaBr + 5.25NH_3 \leftrightarrows NaBr{\bullet}5.25NH_3$ et $NH_4Cl + 3NH_3 \leftrightarrows NH_4Cl \bullet 3NH_3$, et de vérifier l'état physique des ammoniacates (solide ou en solution saturée) dans la gamme de température de fonctionnement visée. L'étude expérimentale a ainsi permis de montrer que le sel NaBr au-delà de la température de 15 °C était vraisemblablement en solution avec l'ammoniac. En dessous de cette température, deux équilibres monovariants ont pu être caractérisées. Un premier correspondant à la réaction thermochimique renversable $NaBr + 5.25NH_3 \leftrightarrows NaBr{\bullet}5.25NH_3$ et un deuxième correspondant plutôt à l'équilibre de la solution saturée du sel $NaBr{\bullet}5.25NH_3$. Au-delà de cette température, il n'existe qu'un seul équilibre correspondant aussi à une solution saturée, mais uniquement pour le sel NaBr. La caractérisation menée avec le sel NH_4Cl a montré que ce sel était également en solution dans la gamme de température de fonctionnement étudié : un seul équilibre correspondant à la solution saturée du sel NH_4Cl a été identifié, sensiblement proche de l'équilibre de la solution saturée du sel NaBr.

Ces résultats de caractérisation thermodynamique conduisent à considérer qu'il serait néanmoins pertinent de mettre en œuvre le sel réactif NaBr dans le procédé de sorption exploitant et valorisant en froid la chaleur extraite des panneaux PV à basse température. En effet, ce choix est appuyé par la position de l'équilibre thermodynamique de solution saturée identifié dans la gamme de température de fonctionnement des panneaux PV. Comparé au NH_4Cl, le NaBr présente par ailleurs l'avantage d'une densité énergétique plus élevée et d'un coût plus faible.

Chapitre IV

Étude du comportement dynamique des panneaux PV

Dans les analyses et études de performances établies dans les chapitres précédents, une évaluation statique des performances des panneaux PV couplée à un transformateur thermochimique a été réalisée. Ces analyses ont été réalisées en considérant des conditions de fonctionnement en régime stationnaire. Afin d'affiner cette évaluation, une approche dynamique est nécessaire et doit considérer les variations temporelles des conditions opératoires (température ambiante, flux solaire, …). En effet, une modélisation dynamique du comportement du capteur au fil du jour, permettra d'une part d'estimer les performances électrique et thermique des panneaux PV de manière plus précise et d'autre part une évaluation du potentiel énergétique en considérant les variations des conditions opératoires. Cet aspect est très important, car il définit non seulement les performances instantanées des capteurs, mais permet aussi de définir les variables de sortie du système PVT utilisées comme variables d'entrée du procédé valorisant en froid l'énergie thermique ainsi récupérée. Dans ce chapitre, une modélisation dynamique de panneaux PV associée ou non à un échangeur de chaleur a ainsi été développée. A partir de ce modèle, un outil de simulation a été développé dans l'environnement Python. Les résultats obtenus avec ces simulations sont ensuite confrontés à des résultats expérimentaux afin d'identifier les paramètres du modèle et valider ainsi ce modèle pour différents types de capteurs et sur une large gamme de conditions opératoires.

IV.1 Modélisation numérique

Afin d'évaluer de manière plus pertinente les performances du panneau PV soumis à un flux solaire, un modèle numérique en régime dynamique a été développé. Les résultats du modèle numérique ont ensuite été comparés aux données expérimentales d'une station photovoltaïque située au Qatar et des résultats expérimentaux obtenus pour différentes configurations de panneaux PVT sur un banc de caractérisation développé à cet effet au laboratoire.

IV.1.1 Modélisation d'un panneau PV standard

Les analyses énergétiques présentées précédemment dans le *Chapitre 2* ont été reprises dans ce modèle en considérant un panneau PV de 1 m^2 fonctionnant en régime dynamique. Le bilan premier principe appliqué au panneau PV permet de décrire la variation de température T_{cell} de la cellule PV en fonction du flux solaire absorbé I_G, des différents échanges convectifs et radiatifs de la face avant et de la face arrière du panneau et d'estimer à chaque instant la production électrique produite et la puissance thermique dégagée. Le panneau PV est constitué de différentes couches de matériaux dont la température est supposée uniforme. Le modèle 1-D nodal développé considère des transferts de chaleur entre chaque couche s'effectuant uniquement de manière axiale. Les différentes couches qui composent le panneau PV sont : une couverture en verre, des cellules PV prises en sandwich entre deux couches en éthylène vinyl acétate (EVA) matériau encapsulant doté d'une bonne transmitivité solaire et résistante aux UV, et d'un support arrière en Tedlar (backsheet) comme on peut le voir dans la Figure 61.

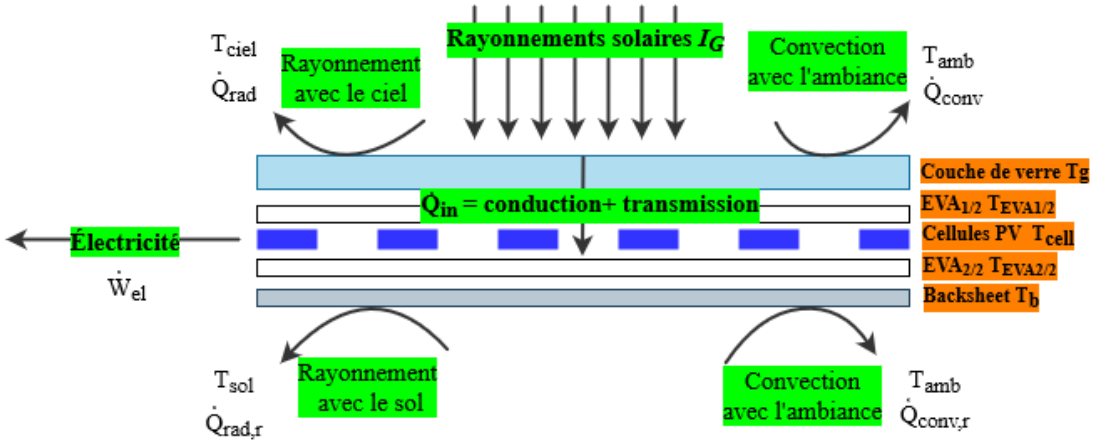


Figure 61: Représentation schématique d'un panneau PV et de ses échanges avec l'environnement

En supposant que les propriétés thermo-physiques de chaque composant sont indépendantes de la température, et que le transfert de chaleur à travers les couches est un transfert unidimensionnel en plus de l'impact négligé des bords, le bilan énergétique pour chaque couche est défini comme suit :

- **Bilan énergétique sur la couverture de verre :**

$$\frac{dU_g}{dt} = \left(\dot{Q}_{in_g} - \dot{Q}_{trans_g}\right) - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{g,EVA_{1/2}}$$

Où U_g l'énergie interne de la couche en verre, $\dot{Q}_{in}$ la puissance thermique solaire entrante, $\dot{Q}_{conv}$ le flux thermique dissipé par convection naturelle avec l'ambiance, $\dot{Q}_{rad}$ est le flux radiatif émis par la vitre vers le ciel, $\dot{Q}_{g,EVA_{1/2}}$ est le transfert de chaleur par conduction du verre vers l'encapsulant EVA et $\dot{Q}_{trans}$ est la puissance thermique solaire transmise vers la couche suivante. Ainsi, pour une surface unitaire de panneau, ce bilan peut s'exprimer par l'équation suivante :

$$\left(\rho.C.e\right)_g \frac{dT_g}{dt} = I_G\left(1-\tau_{EVA}\right) - \frac{\left(T_g - T_{amb}\right)}{\left(\frac{1}{U_{conv}} + \frac{e_g}{2k_g}\right)} - \varepsilon_g \sigma\left(T_g^4 - T_{sky}^4\right) - \frac{T_g - T_{EVA_{1/2}}}{\left(\frac{e_g}{2k_g} + \frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}}\right)} \qquad \text{(IV.1)}$$

Le coefficient de transfert thermique convectif avec milieu ambiant, U_{conv}, est considéré comme une fonction qui dépend de la vitesse du vent. On utilise la corrélation de Watmuff pour estimer les échanges convectifs de la face arrière et avant du panneau comme suit [54]:

$$U_{conv} = 3.0 + 2.8V_{wind}$$

La température du ciel s'écrit selon la formule d'Aste et al, en fonction de la température ambiante [70]:

$$T_{ciel} = 0.0552T_{amb}^{1.5} + 2.625N$$

où N est un index de nébulosité du ciel compris entre 0 et 1.

- **Bilan énergétique sur l'EVA$_{1/2}$ en face avant :**

$$\frac{dU_{EVA_{1/2}}}{dt} = \left(\dot{Q}_{\text{in}_{\text{EVA}_{1/2}}} - \dot{Q}_{trans_{\text{EVA}_{1/2}}}\right) + \dot{Q}_{\text{g,EVA}_{1/2}} - \dot{Q}_{\text{EVA}_{1/2},cell}$$

où U_{EVA} est l'énergie interne de la couche d'EVA, $\dot{Q}_{\text{in}_{\text{EVA}_{1/2}}}$ le flux solaire transmis à travers la couche de verre reçu par la couche d'EVA et $\dot{Q}_{EVA_{1/2},cell}$ le transfert de chaleur par conduction de l'EVA aux cellules PV. Ainsi, on a :

$$(\rho.C.e)_{EVA_{1/2}} \frac{dT_{EVA_{1/2}}}{dt} = \tau_g I_G \left(1-\tau_{EVA_{1/2}}\right) + \frac{T_g - T_{EVA_{1/2}}}{\left(\frac{e_g}{2k_g} + \frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}}\right)} - \frac{T_{EVA_{1/2}} - T_{cell}}{\left(\frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)} \quad \text{(IV.2)}$$

- **Bilan énergétique sur les cellules PV :**

$$\frac{dU_{cell}}{dt} = \left(\dot{Q}_{\text{in}_{\text{cell}}} - \dot{Q}_{trans_{\text{cell}}}\right) + \dot{Q}_{\text{EVA}_{1/2},\text{cell}} - \dot{Q}_{cell,EVA_{2/2}} - \dot{W}_{el}$$

où U_{cell} est l'énergie interne des cellules PV, $\dot{Q}_{in_{cell}}$ le flux solaire transmis par l'EVA et la vitre reçu par les cellules PV, $\dot{Q}_{cell,EVA_{2/2}}$ le flux thermique transmis par conduction des cellules aux couches d'EVA avant et arrière et $\dot{W}_{el}$ la puissance électrique produite par le panneau PV, qui s'exprime de manière globale en fonction des conditions de fonctionnement de référence STC du panneau PV par [15]:

$$\dot{W}_{el} = Q_{abs_{cell}} \eta_{ref} \left(1-\beta\left(T_{cell} - T_{ref}\right)\right)$$

soit $$\dot{W}_{el} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \alpha_{cell}\, \xi_{PV}\right) I_G \eta_{ref} \left(1-\beta\left(T_{cell} - T_{ref}\right)\right) \quad \text{(IV.3)}$$

avec ξ_{PV} le ratio surfacique entre la surface des cellules PV et du capteur PV.

Le bilan s'écrit alors

$$(\rho.C.e)_{cell} \frac{dT_{cell}}{dt} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} - \tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \left(\tau_{cell}\xi_{PV} + \left(1-\xi_{PV}\right)\right)\right) I_G + \frac{T_{EVA_{1/2}} - T_{cell}}{\left(\frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)}$$

$$- \frac{T_{cell} - T_{EVA_{2/2}}}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)} - \tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \xi_{PV} \alpha_{cell} I_G \eta_{ref} \left(1-\beta\left(T_{cell} - T_{ref}\right)\right)$$

Qui aboutit finalement à :

$$(\rho.C.e)_{cell} \frac{dT_{cell}}{dt} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \xi_{PV} \alpha_{cell}\right) I_G \left(1-\eta_{ref}\left(1-\beta\left(T_{cell} - T_{ref}\right)\right)\right) + \frac{T_{EVA_{1/2}} - T_{cell}}{\left(\frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)} - \frac{T_{cell} - T_{EVA_{2/2}}}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)}$$

(IV.4)

- **Bilan énergétique sur l'EVA$_{2/2}$ en face arrière :**

$$\frac{dU_{EVA_{2/2}}}{dt} = \left(\dot{Q}_{\text{in}_{\text{EVA}_{2/2}}} - \dot{Q}_{trans_{\text{EVA}_{2/2}}}\right) + \dot{Q}_{cell,EVA_{2/2}} - \dot{Q}_{EVA_{2/2},b}$$

où $\dot{Q}_{\text{in}_{\text{EVA}_{2/2}}}$ l'énergie solaire transmise par les cellules PV et $\dot{Q}_{cell,EVA_{2/2}}$ le transfert de chaleur par conduction de l'EVA à la feuille de tedlar arrière, nous avons donc :

$$(\rho.C.e)_{EVA_{2/2}} \frac{dT_{EVA_{2/2}}}{dt} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \left(\tau_{cell}\xi_{PV} + (1-\xi_{PV})\right)\right)\left(1-\tau_{EVA_{2/2}}\right) I_G + \frac{T_{cell} - T_{EVA_{2/2}}}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)} - \frac{T_{EVA_{2/2}} - T_b}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_b}{2k_b}\right)} \quad \text{(IV.5)}$$

- **Bilan énergétique sur le support en face arrière en Tedlar (backsheet):**

$$\frac{dU_b}{dt} = \dot{Q}_b + \dot{Q}_{EVA_{2/2},b} - \dot{Q}_{conv,r} - \dot{Q}_{rad,r}$$

où $\dot{Q}_{\text{in}_b}$ le flux solaire transmis par l'EVA$_{2/2}$ arrière au tedlar supposé opaque, $\dot{Q}_{conv,r}$ le flux thermique dissipé par convection naturelle de la face arrière avec l'ambiance et $\dot{Q}_{rad,r}$ le rayonnement radiatif avec le sol. Ainsi, on a :

$$(\rho.C.e)_b \frac{dT_b}{dt} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \tau_{EVA_{2/2}} \left(\tau_{cell}\xi_{PV} + (1-\xi_{PV})\right)\right) I_G + \frac{T_{EVA_{2/2}} - T_b}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_b}{2k_b}\right)} - h_{conv,r} \frac{(T_b - T_{amb})}{\left(\frac{e_b}{2k_b} + \frac{1}{U_{conv,r}}\right)} - \varepsilon_b \sigma \left(T_b^4 - T_{sol}^4\right)$$

(IV.6)

IV.1.2 Modélisation d'un panneau PV avec collecteur thermique.

En se basant sur le modèle dynamique du capteur PV conventionnel développé précédemment, un modèle de capteur PVT prenant en compte une extraction supplémentaire de chaleur par un fluide caloporteur en face arrière a été développé afin de déterminer plus précisément le potentiel thermique valorisable du panneau. Ce modèle de type nodal permettra d'évaluer de manière dynamique la production électrique, ainsi que la puissance thermique récupérable et la température à laquelle elle est récupérée. En plus des hypothèses du modèle PV simple, les hypothèses supplémentaires suivantes seront par ailleurs considérées :

- les pertes de charge du fluide caloporteur dans le capteur sont négligées.
- les pertes thermiques par les côtés du capteur sont négligées.
- la température du panneau est considérée uniforme au niveau de l'échangeur.
- le fluide caloporteur (eau) est indilatable à capacité thermique constante.

À l'arrière du panneau PV, un échangeur de chaleur de type Roll-bond est ajouté et solidarisé avec un adhésif sur la face arrière du panneau PV pour récupérer la chaleur produite. Cet échangeur peut être facilement intégré sur des panneaux PV déjà installées sans modification majeure de ce dernier. Cela permet en effet de les adapter sur des centrales solaires déjà installées dédiées déjà pour la production électrique.

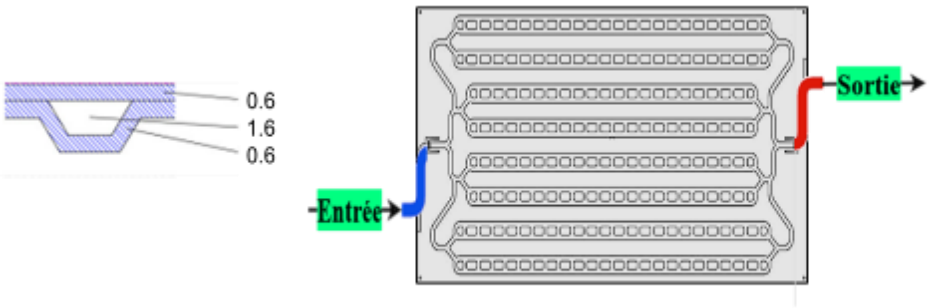


Figure 62: Schéma de l'échangeur Roll-bond.

L'échangeur « Roll-Bond » est composé de 2 feuilles d'aluminium thermo-soudées d'une épaisseur de 1.2 mm (0.6 mm + 0.6 mm), et entre lesquelles un serpentin est réalisé par gaufrage pour faire circuler un fluide caloporteur d'une hauteur de canal de 1.6 mm comme le montre la Figure 62. Ce type d'échangeur est très utilisé pour les évaporateurs de réfrigérateurs ménagers.

La récupération de chaleur des capteurs PV peut être optimisée en réduisant les pertes thermiques de la face arrière avec le milieu ambiant en rajoutant une couche d'isolant à l'échangeur. Cela permet en effet de récupérer plus d'énergie thermique et à une plus haute température lorsque on priorise la valorisation de chaleur à haute température. Afin d'avoir un point de comparaison avec des panneaux PVT commerciaux, un autre modèle de capteur PVT muni d'une vitre sur la face avant a été également étudié avec attention. En effet ce capteur, en plus de l'échangeurs thermique isolé sur sa face arrière qui limite les pertes thermiques de cette face, un PVT vitré est isolé également thermiquement sur sa face avant en ayant une lame d'air entre la vitre avant et les cellules et augmente donc considérablement le potentiel thermique de ses capteurs.

Le modèle numérique ci-dessous décrit le transfert supplémentaire de chaleur entre la face arrière du panneau PV et l'échangeur thermique en plusieurs étapes : conduction thermique à travers l'adhésif solidarisant l'échangeur sur la face arrière du panneau PV, conduction à travers la paroi de l'échangeur puis convection forcée entre la paroi et le fluide caloporteur. La surface de contact entre le panneau PV et la paroi de l'échangeur Roll-bond est définie par le ratio surfacique $\xi_{RB}=S_{RB}/S_{PV}$ qu'on considérera égale à 1. De même, la surface de contact entre le fluide caloporteur et l'échangeur Roll-bond peut également être définie par le ratio $\xi_W=S_W/S_{RB}$. Ce modèle décrit également les transferts thermiques dans les PVT commerciaux vitré en prenant en considération le transfert par convection naturelle à travers la lame d'air entre la vitre et la couche EVA encapsulant les cellules PV. Les 3 cas d'études de capteurs sont présentés ci-dessous :

a/ Capteur PV sans couverture vitrée avec échangeur Roll-bond non isolé

Ce modèle reprend les mêmes équations développées précédemment pour le panneau PV standard avec toutes les couches du capteur jusqu'à la couche du Tedlar arrière sur lequel est disposé l'échangeur Rollbond :

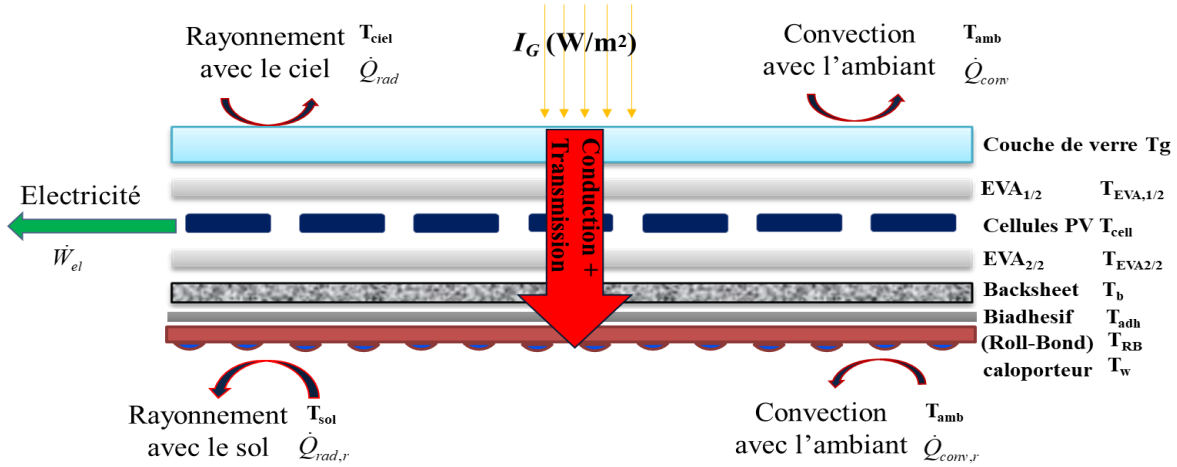


Figure 63:Représentation schématique d'un panneau PV/RB et de ses échanges avec l'environnement

- **Bilan énergétique sur la face arrière** :

$$\frac{dU_b}{dt} = \dot{Q}_{in_b} + \dot{Q}_{EVA_{2/2},b} - \dot{Q}_{b,adh}$$

où $Q_{b,adh}$ est le transfert de chaleur par conduction du backsheet en tedlar à T_b vers le bi-adhésif à la température T_{adh}. En considérant un $\tau_b = 0$, on a :

$$(\rho.C.e)_b \frac{dT_b}{dt} = \left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \tau_{EVA_{2/2}} \left(\tau_{cell}\xi_{PV} + (1-\xi_{PV})\right)\right) I_G + \frac{T_{EVA_{2/2}} - T_b}{\left(\frac{e_{EVA_{2/2}}}{2k_{EVA_{2/2}}} + \frac{e_b}{2k_b}\right)} - \frac{(T_b - T_{adh})}{\left(\frac{e_b}{2k_b} + \frac{e_{adh}}{2k_{adh}}\right)} \quad \text{(IV.7)}$$

- **Bilan énergétique sur le bi-adhésif :**

$$\frac{dU_{adh}}{dt} = \dot{Q}_{b,adh} - \dot{Q}_{adh,RB}$$

où $Q_{adh,RB}$ est le transfert de chaleur par conduction du bi-adhésif vers la paroi de l'échangeur, dont la température est T_{adh}.

$$(\rho.C.e)_{adh} \frac{dT_{adh}}{dt} = \frac{(T_b - T_{adh})}{\left(\frac{e_b}{2k_b} + \frac{e_{adh}}{2k_{adh}}\right)} - \frac{(T_{adh} - T_{RB})}{\left(\frac{e_{adh}}{2k_{adh}} + \frac{e_{RB}}{2k_{RB}}\right)} \quad \text{(IV.8)}$$

- **Bilan énergétique sur l'échangeur Roll-bond :**

$$\frac{dU_{RB}}{dt} = \dot{Q}_{adh,RB} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{conv,amb} - \dot{Q}_{rad}$$

Dans cette expression, $Q_{adh,RB}$ est le flux thermique transmis par conduction par l'adhésif à la paroi de l'échangeur, $Q_{conv,w}$ est le flux thermique transmis par convection au fluide caloporteur à travers la surface de contact paroi/caloporteur S_w, $Q_{conv,amb}$ *et* Q_{rad} sont les flux

thermiques émis par la paroi de surface A_{RB} respectivement par convection avec l'air ambiant et par rayonnement avec le sol.

$$\left(\rho.C.e.\xi_{RB}\right)_{RB}\frac{dT_{RB}}{dt}=\frac{\xi_{RB}\left(T_{adh}-T_{RB}\right)}{\left(\frac{e_{adh}}{2k_{adh}}+\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}\right)}-\frac{\xi_{RB}.\xi_{w}\left(T_{RB}-\tilde{T}_{w}\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{1}{U_{conv,w}}\right)}-\frac{\xi_{RB}\left(T_{RB}-T_{amb}\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{1}{U_{conv,amb}}\right)}-\xi_{RB}\varepsilon\sigma\left(T_{RB}^{4}-T_{sol}^{4}\right) \tag{IV.9}$$

où $\tilde{T}_w$ est la température moyenne logarithmique du fluide caloporteur dans l'échangeur définie comme suit :

$$\tilde{T}_{w}=\frac{T_{w,out}-T_{w,in}}{\ln\left(\frac{T_{w,out}}{T_{w,in}}\right)}$$

Le coefficient d'échange $U_{conv,w}$ par convection forcée de l'eau dans les canaux de l'échangeur Roll-Bond est évalué en considérant le Roll-Bond à une température uniforme T_{RB}. Ce coefficient dépend du nombre de Nusselt et donc du régime de l'écoulement dans les canaux (nombre de Reynolds), et peut être estimé en considérant une géométrie d'écoulement dans un tube rectangulaire de diamètre hydraulique D_{hyd}. Le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt sont déterminés comme suit :

- Nombre de Reynolds : $Re=\frac{\rho V D_{hyd,tube}}{\mu}$
- Nombre de Nusselt : $Nu = 4.364$ si $Re < 2300$
  $Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ si $Re > 2300$

Et donc le coefficient d'échange par convection qui en découle s'exprime par :

$$U_{conv,w}=\frac{k_w}{D_{hyd}}Nu \quad \text{où} \quad k_w \text{ est la conductivité thermique de l'eau}$$

- ***Flux thermique récupérable par le fluide caloporteur :***

Le bilan énergétique sur le fluide caloporteur s'exprime comme :

$$\frac{dU_w}{dt}=\dot{Q}_{conv,w}-\dot{Q}_w$$

où, $Q_{conv,w}$ est le flux thermique transféré par la paroi au caloporteur et $\dot{Q}_w$ est le flux enthalpique transporté par le fluide caloporteur de débit spécifique $\dot{m}_w$ (rapporté à 1 m² de capteur PV, qui entre dans l'échangeur à une température $T_{w,in}$ donnée et en ressort à $T_{w,out}$:

$$\left(\rho.C.e\right)_w\xi_{RB}.\xi_w\frac{d\tilde{T}_w}{dt}=\frac{\xi_{RB}.\xi_w\left(T_{RB}-\tilde{T}_w\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{1}{U_{conv,w}}\right)}-\left(\dot{m}.C\right)_w\left(T_{w,out}-T_{w,in}\right) \tag{IV.10}$$

En considérant une efficacité thermique ε_{HX} de cet échangeur dont la température de paroi est considérée comme uniforme, il vient :

$$(\rho.C.e)_w\,\xi_{RB}.\xi_w\frac{d\tilde{T}_w}{dt}=\frac{\xi_{RB}.\xi_w\left(T_{RB}-\tilde{T}_w\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{1}{U_{conv,w}}\right)}-\varepsilon_{HX}\left(\dot{m}C\right)_w\left(T_{RB}-T_{w,in}\right)$$

avec : $$\varepsilon_{HX}=\frac{T_{w,out}-T_{w,in}}{T_{RB}-T_{w,in}}=1-\exp\left(-\frac{U_{conv,w}\xi_{RB}.\xi_w}{\left(\dot{m}C\right)_w}\right)$$

La température de sortie du caloporteur $T_{w,out}$ peut alors être estimée par itérations numériques à partir de la température moyenne du fluide dans les canaux et de sa température d'entrée par :

$$T_{w,out}=T_{w,in}\exp\left(\frac{T_{w,out}-T_{w,in}}{\tilde{T}_w}\right)$$

Et la puissance thermique récupérable à $T_{w,out}$ par le fluide est définie par :

$$\dot{Q}_w=\left(\dot{m}C\right)_w\left(T_{w,out}-T_{w,in}\right) \qquad \text{(IV.11)}$$

b/ Cas d'un panneau PV/Roll-bond isolé en face arrière

Si une isolation est disposée en face arrière du panneau PV/Roll-bond, le bilan énergétique est modifié afin de prendre en compte cette couche isolante.

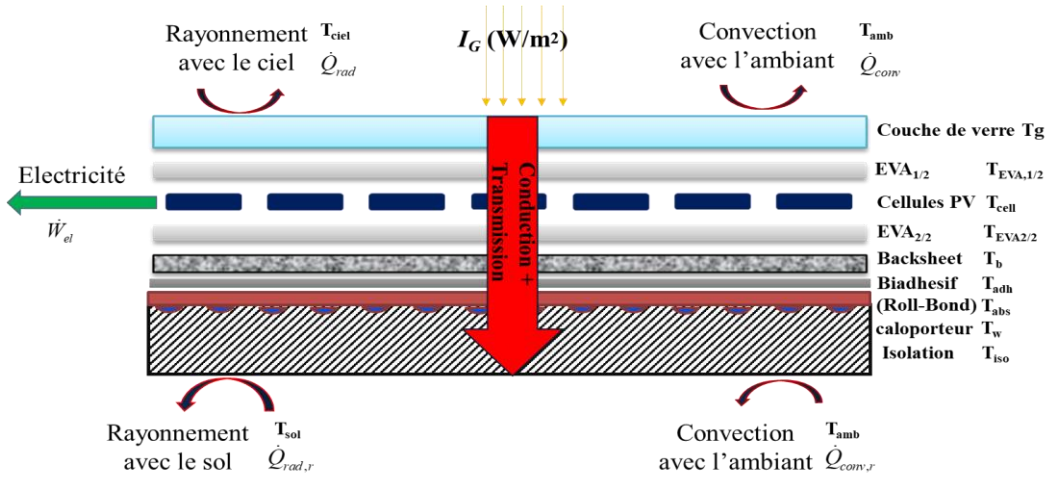


Figure 64: Représentation schématique d'un panneau PV/RB isolé et de ses échanges avec l'environnement

En reprenant donc le bilan énergétique de l'échangeur et l'isolant dans ce cas, on écrit :

- **Bilan énergétique sur la paroi de l'échangeur thermique :**

$$\frac{dU_{RB}}{dt}=\dot{Q}_{adh,RB}-\dot{Q}_{conv,w}-\dot{Q}_{RB,iso}$$

Où $\dot{Q}_{RB,iso}$ est le flux thermique transféré par conduction de l'échangeur vers l'isolant.

Ainsi, on a :

$$(\rho.C.e.\xi_{RB})_{RB}\frac{dT_{RB}}{dt}=\frac{\xi_{RB}\left(T_{adh}-T_{RB}\right)}{\left(\frac{e_{adh}}{2k_{adh}}+\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}\right)}-\frac{\xi_{RB}.\xi_w\left(T_{RB}-\tilde{T}_w\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{1}{U_{conv,w}}\right)}-\frac{\xi_{RB}\left(T_{RB}-T_{iso}\right)}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{e_{iso}}{2k_{iso}}\right)} \qquad \text{(IV.12)}$$

➢ **Bilan énergétique sur l'isolant arrière** :

$$\frac{dU_{iso}}{dt} = \dot{Q}_{RB,iso} - \dot{Q}_{conv,amb} - \dot{Q}_{rad,sol}$$

$$(\rho.C.e)_{iso}\frac{dT_{iso}}{dt} = \frac{\xi_{RB}(T_{RB}-T_{iso})}{\left(\frac{e_{RB}}{2k_{RB}}+\frac{e_{iso}}{2k_{iso}}\right)} - \frac{(T_{iso}-T_{amb})}{\left(\frac{e_{iso}}{2k_{iso}}+\frac{1}{U_{conv,amb}}\right)} - \varepsilon\sigma\left(T_{iso}^4 - T_{sol}^4\right) \qquad \text{(IV.13)}$$

c/ Cas d'un panneau PV avec couverture vitrée et isolé en face arrière

Ce modèle de panneau PVT vitré reprend celui du PV/Roll-bond isolé, et prend en compte une lame d'air entre la vitre le panneau PV et l'encapsulant EVA, limitant ainsi les déperditions en face avant. Cette lame d'air est le siège de transferts thermiques par convection naturelle d'une part avec la vitre et d'autre part avec la couche EVA encapsulant les cellules PV.

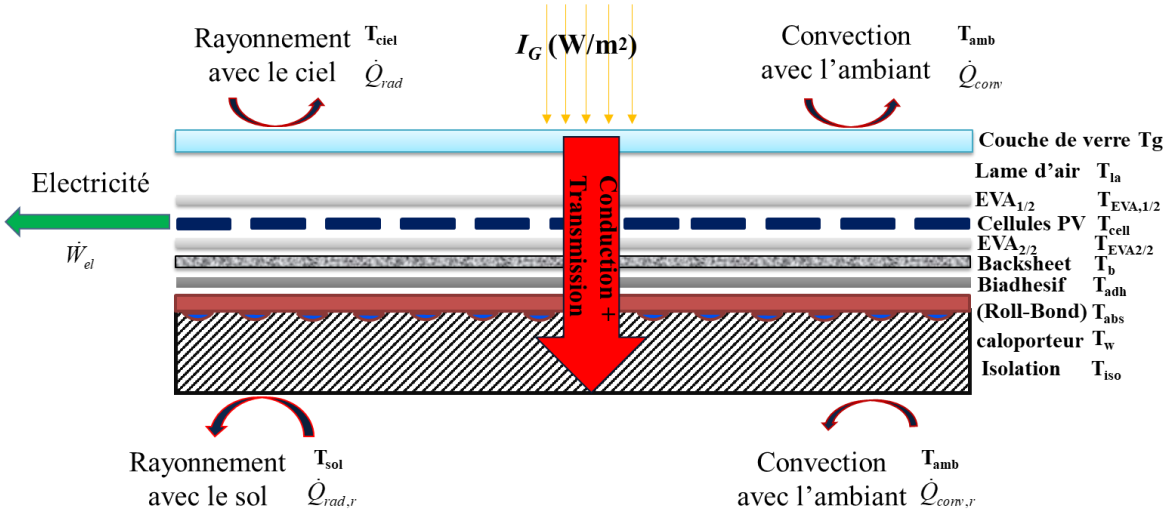


Figure 65: Représentation schématique d'un panneau PVT vitré isolé et de ses échanges avec l'environnement

➢ ***Bilan énergétique sur la vitre du PVT :***

Le bilan sur la vitre avant peut s'écrire comme suit :

$$\frac{dU_g}{dt} = \left(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{trans,pv_g}\right) - \dot{Q}_{conv,ext} - \dot{Q}_{rad,ciel} + \dot{Q}_{conv,pv_g} + \dot{Q}_{rad,pv_g}$$

avec Q_{conv,pv_g} et Q_{rad,pv_g} l'échange convectif et radiatif entre la lame d'air et la vitre avant et l'EVA respectivement. Soit de manière plus développée [71]:

$$(\rho.C.e)_g\frac{dT_g}{dt} = (1-\tau_g)I_G - \frac{(T_g-T_{amb})}{\left(\frac{1}{U_{conv,amb}}+\frac{e_g}{2k_g}\right)} - \varepsilon_g\sigma\left(T_g^4-T_{ciel}^4\right) + \frac{(T_g-T_{la})}{\left(\frac{e_g}{2k_g}+\frac{1}{U_{conv,la}}\right)} - \frac{\sigma\left(T_g^4-T_{EVA_{1/2}}^4\right)}{\frac{1}{\varepsilon_g}+\frac{1}{\varepsilon_{EVA_{1/2}}}-1} \qquad \textit{(IV.14)}$$

Avec $U_{conv,la}$ le coefficient d'échange par convection naturelle dans la lame d'air d'épaisseur e_{la} et de conductivité k_{la}, défini à partir du nombre de Nusselt Nu_{la} dont l'expression dépend du nombre de Rayleigh Ra_{la} et de l'inclinaison θ du capteur [71]:

$$U_{conv,la} = \frac{Nu_{la}}{\left(\frac{e}{k}\right)_{la}}$$

Le nombre de Nusselt est déterminé à partir de l'expression proposée par Hollands et al. [72] dans le cas de la convection naturelle entre 2 plaques inclinées de largeur L :

$$Nu_{la} = 1 + 1.44\left[1 - \frac{1708}{Ra_{la}.e_{la}.\cos\theta}\right] \times \left[1 - \frac{1708\left(\sin\theta\right)^{1.66}}{Ra_{la}.e_{la}.\cos\theta}\right] + \left[\frac{\left(Ra_{la}.e_{la}.\cos\theta\right)^{0.33}}{5830} - 1\right]$$

avec $Ra_{la} = \frac{g\beta\left(T_{EVA_{1/2}} - T_g\right)e_{la}{}^3}{\nu\alpha}$

où α, β ,ν e_{la} sont respectivement, la diffusivité, le coefficient de dilatation , la viscosité cinématique et l'épaisseur de l'air.

- ***Bilan énergétique sur la lame d'air du PVT :***
  Le bilan sur la lame d'air supposée transparente au rayonnement et à la température T_a s'exprime de la même manière comme suit

$$\left(\rho.Cv.e\right)_{la}\frac{dT_{la}}{dt} = \frac{\left(T_g - T_{la}\right)}{\left(\frac{e_g}{2k_g} + \frac{1}{U_{conv,la}}\right)} + \frac{\left(T_{EVA_{1/2}} - T_{la}\right)}{\left(\frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}} + \frac{1}{U_{conv,la}}\right)} \qquad \text{(IV.15)}$$

- ***Bilan énergétique sur la couche d'EVA en face avant :***
  Le bilan d'énergie s'écrit en considérant la lame d'air comme transparente au rayonnement :

$$\left(\rho.C.e\right)_{EVA_{1/2}}\frac{dT_{EVA_{1/2}}}{dt} = \tau_g\alpha_{EVA_{1/2}}I_G + \frac{\left(T_{la} - T_{EVA_{1/2}}\right)}{\left(\frac{1}{U_{conv,la}} + \frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}}\right)} - \frac{T_{EVA_{1/2}} - T_{cell}}{\left(\frac{e_{EVA_{1/2}}}{2k_{EVA_{1/2}}} + \frac{e_{cell}}{2k_{cell}}\right)} \qquad \text{(IV.16)}$$

IV.2 Validation expérimentale des modèles numériques des panneaux

IV.2.1 Cas du panneau PV standard

Les données d'entrée du modèle numérique précédemment développé sont les conditions météorologiques (irradiation solaire, température ambiante et vitesse du vent) et les caractéristiques du panneau PV relatives à son rendement de conversion, coefficient de dégradation thermique des performances et à sa surface. Les données expérimentales de température et de production électrique récupérées sur une centrale photovoltaïque de Total Energies située au Qatar « QEERI » ont permis d'ajuster les paramètres caractéristiques du modèle du panneau PV en minimisant l'écart moyen quadratique observé entre les résultats expérimentaux et la réponse du modèle : transmitivité du verre τ_g, l'absorptivité des cellules α_{cell} et l'émissivité des faces avant et arrière ε du capteur, …. Le comportement du modèle a été

analysé sur 3 journées type (27-28-29/06/2019) retenues pour les bonnes conditions d'ensoleillement (Figure 66).

Les conditions météorologiques présentées sur la Figure 66 pour une journée particulièrement claire ont été utilisées comme données d'entrée du modèle. La comparaison entre la température du panneau PV et la production électrique des capteurs obtenue par le modèle et celles mesurées expérimentalement sur la face arrière du capteur est présentée dans les Figure 67 et Figure 68.

La simulation montre un bon profil des températures des différentes couches du panneau qui se comportent de la même manière que la température du capteur PV enregistrée au Qatar et mesurée sur sa face arrière (backsheet). La température atteint sa valeur maximale au midi solaire soit la valeur de 80 °C dans les conditions extérieures de fonctionnement. Cela représente une différence de température avec l'ambiant de 30 °C. Le soir, le capteur est donc à ses plus basses températures où il atteint une température minimale de 30 °C. Cette température est donc inférieure à la température ambiante de 3 K due aux échanges radiatifs nocturnes. On constate cependant un faible écart de température entre le modèle numérique et les données expérimentales n'excédant pas de 2 K (Figure 67).

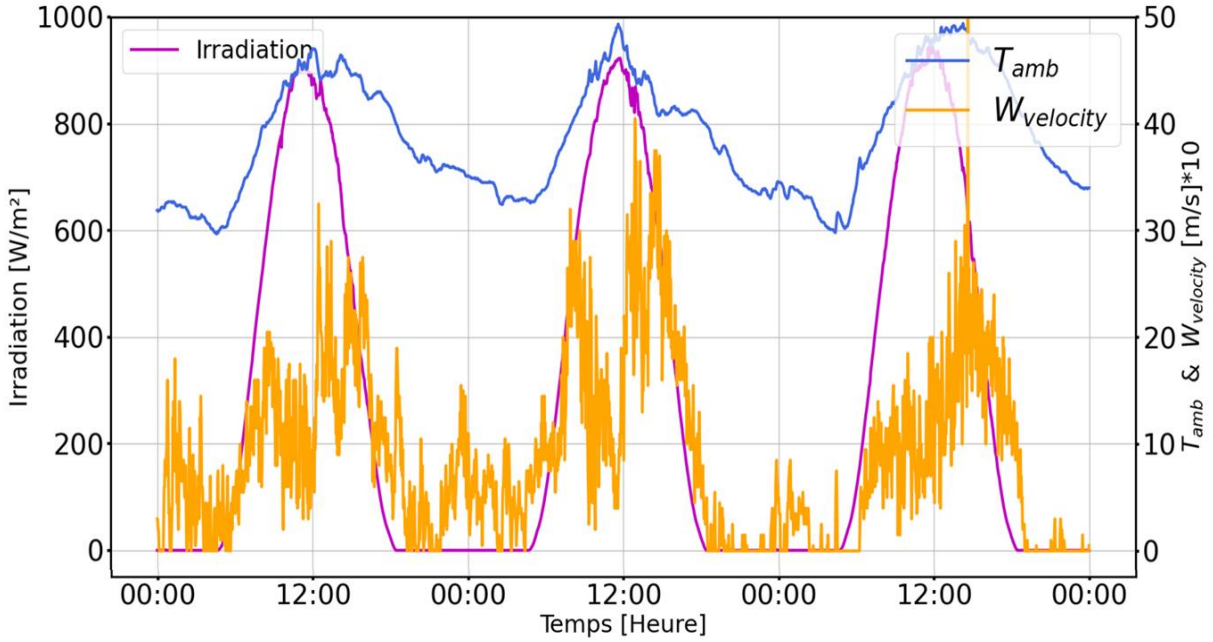


Figure 66: Conditions météorologiques mesurées sur le site de la centrale PV de Totalenergies située au Qatar

Dans ce modèle, on remarque que la distribution de la température entre les couches du panneau PV montre une différence de l'ordre de 2 K entre la température de la cellule et la couche de tedlar arrière (backsheet) lorsque le panneau est soumis à de fortes irradiations.

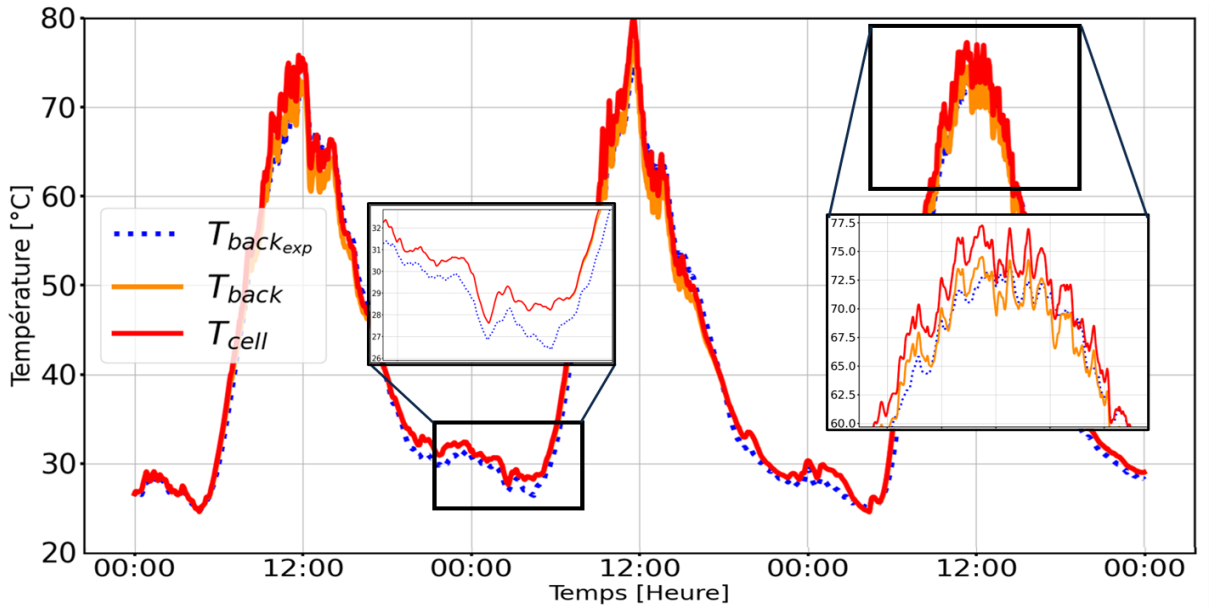


Figure 67: Évolution expérimentale et numérique de la température des panneaux PV pour une journée type sur le site de la centrale PV de Total Energies située au Qatar

Sur la Figure 68, on peut également constater que l'évolution de la production électrique coïncide avec les valeurs expérimentales. La production électrique maximale réelle enregistrée du panneau est de l'ordre 230 W alors que le modèle numérique surestime légèrement cette puissance avec une valeur numérique de l'ordre de 235 W.

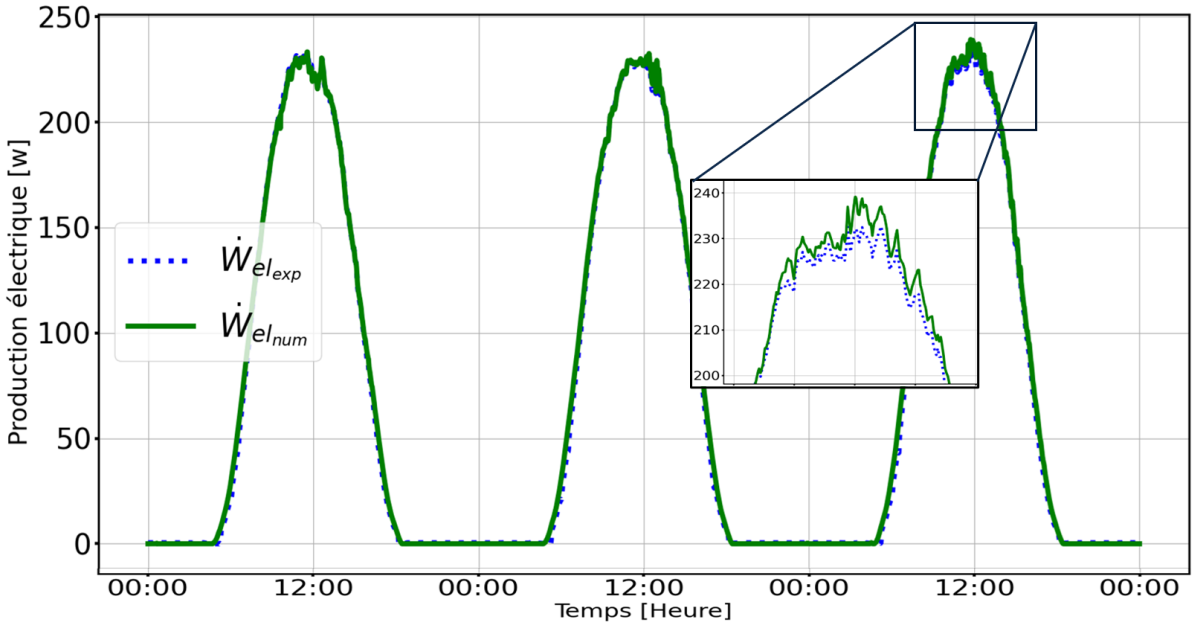


Figure 68: Production électrique du panneau PV numérique vs expérimentale.

D'autres tests de validation ont été également réalisés, à partir de mesures réalisées sur des panneaux PV placés sur le toit de l'IPVVF à Paris Saclay. La comparaison des données numériques et expérimentales obtenues, présentée en Annexe A, montre là aussi une bonne concordance des résultats.

De ce modèle numérique, les valeurs caractéristiques du panneau PV ont ainsi pu être identifiées à partir de ces résultats expérimentaux menés à perpignan et sont présentées sur le tableau ci–après :

Paramètres	Valeurs identifiées
Émissivité de la face avant ε_g	0.75
Émissivité de la face arrière ε_b	0.75
Coefficient d'absorptivité effectif des cellules $\left(\tau_g \tau_{EVA_{1/2}} \alpha_{cell}\right)$	0.95
Coefficient de nébulosité (N)	0

IV.2.2 Etude expérimentale des panneaux PVT

IV..2.2.1 Banc de caractérisation thermique et électrique des panneaux PV.

Afin de valoriser l'énergie thermique produite par les panneaux PV, un dispositif de récupération de chaleur doit donc être intégré au panneau. Il existe diverses technologies de récupération de cette chaleur, basées sur de nombreuses configurations d'échangeurs [73]–[75] (tubes serpentin, tubes à micro-canaux, Roll-bond…) exploitant différentes natures de fluides caloporteurs (monophasique, diphasique, …). Le choix d'une technologie reposera sur divers critères, tels que :

- Une technologie d'échangeur facilement intégrable sur le panneau PV avec le moins de modifications possible sur structure du capteur.
- Des propriétés calovectrices du fluide de travail intéressant (densité importante, chaleur massique importante, conductivité importante, viscosité faible….
- Une surface de contact importante.
- Une faible résistance thermique de contact entre le panneau et l'échangeur (épaisseur faible et conductivité élevée de l'adhésif ou matériau de contact).

En considérant ces critères, il semble qu'une technologie pertinente à mettre en œuvre pour la récupération de chaleur serait la technologie Roll-Bond, telle que présentée en Figure 69. Pour les tests de caractérisation, nous avons choisi l'échangeur Roll-Bond développé par l'entreprise CGA technologie, qui présente une surface plane d'un côté permettant d'obtenir un bon contact uniforme avec le panneau et des canaux de l'autre côté. L'épaisseur de la paroi du Roll-Bond en aluminium est de 0,6 mm et sa conductivité thermique est estimée entre 175 et 200 $W.m^{-1}.K^{-2}$. La face plane est collée sur la face arrière du PV avec un bi-adhésif très fin, d'épaisseur 0,16 mm et ayant une conductivité thermique de 0,7 $W.m^{-1}.K^{-2}$. Dans le capteur PVT vitré une colle thermoconductrice double face enrichie en graphène avec des caractéristiques de conductivité thermique de 0,9 $W.m^{-1}.K^{-2}$ et d'une épaisseur de 0,35 mm a été utilisée. La résistance thermique de cet adhésif est assez faible en comparaison des colles conventionnelles citées dans la littérature, telle que l'EVA avec une conductivité de 0,2 à 0,7

$W.m^{-1}.K^{-2}$ pour une épaisseur de 0,4 à 0,5 mm). Cependant, compte tenu de la faible épaisseur de l'adhésif, il faudra s'assurer que la qualité du contact thermique perdure dans le temps. En effet, des dilatations thermiques différentielles peuvent se manifester et dégrader alors le contact entre le panneau PV et le Roll-bond. De l'eau glycolée pour prévenir de la corrosion, ou de l'eau simple, peuvent être utilisée comme fluide caloporteur dans ce type d'échangeur thermique. Le fluide circule dans des canaux de section trapézoïdale avec une hauteur du canal de 1,6 mm et 0.7 mm de largeur. L'association de ce type de Roll-Bond au capteur PV permet ainsi d'obtenir un panneau PVT utilisé pour produire à la fois de l'électricité et de l'énergie thermique exploitable.

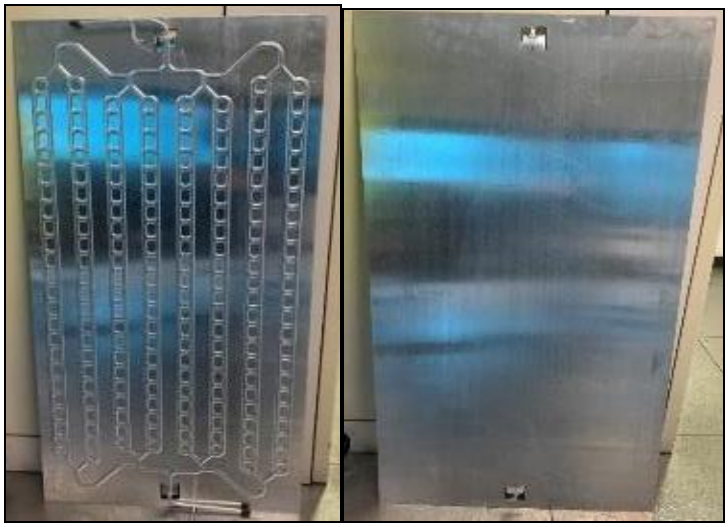


Figure 69: Photographie de l'échangeur thermique de type Roll-Bond, à gauche face extérieure à droite face collée au capteur PV

L'objectif principal du banc de caractérisation de panneaux PV est de permettre, en premier lieu, d'analyser expérimentalement leurs comportements électrique et thermique en étant activement refroidis par un échangeur de type Roll-Bond et soumis à diverses conditions opératoires contrôlées, afin de valider en second lieu le modèle dynamique du panneau PV avec récupération de chaleur. Les performances expérimentales obtenues par un tel couplage PV/Roll-Bond sont comparées avec celles des modèles établis pour les diverses configurations mentionnées précédemment : PV/Roll-bond isolé ou non isolé en face arrière (« PV/RB isolé », « PV/RB non-isolé ») et un PVT vitré commercial comprenant également un Roll-Bond isolé intégré de manière industrielle par le constructeur Energain.

Ce banc expérimental permet ainsi une caractérisation du comportement de cette association PV / collecteur thermique réalisée pour divers paramètres opératoires en faisant varier les conditions de refroidissement (débit et température d'entrée du fluide caloporteur) et sous conditions réelles d'irradiation, de température ambiante et de vitesse de vent.

IV.2.2.2 Description du banc expérimental.

Le banc expérimental a été conçu pour caractériser 3 types de configurations de panneaux PV comportant chacune des échangeurs Roll-Bond. Nous nous sommes en premier lieu intéressés à l'impact de l'isolant thermique en face arrière du panneau et de la vitre en face avant du panneau.

Deux panneaux PV standards identiques ont été sélectionnés (SuperWatt 1012SW180M) sur lesquels un Roll-Bond a été collé sur leur face arrière. L'un est isolé avec une plaque d'isolant « polyuréthane » d'une épaisseur de 40 mm pour minimiser les pertes thermiques de la face arrière du Roll-Bond, le second n'est pas isolé. Un troisième panneau PVT vitré industriel du constructeur Energain (Model 325W) a été aussi intégré dans ce banc. En plus d'avoir un échangeur intégré de type Roll-Bond sur sa face arrière isolée, ce panneau PVT dispose sur la face avant d'une vitre avec une lame d'air permettant de limiter les pertes thermiques et augmenter ainsi le rendement thermique de ce dernier (Figure 70 & Figure 71). Les 3 panneaux dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau 3 ont tous été placés sur le banc, inclinés de la même manière de 30° par rapport au sol et expérimentés dans les mêmes conditions.

Tableau 3:Principales caractéristiques des capteurs PV utilisés

Panneau	SuperWatt 1012SW180M	Model 325W
Rendement électrique aux conditions STC η_{ref} [%]	18.15	20
Coefficient de température β_{ref} [K^{-1}]	0.0041	0.0039
Dimensions globales du module	1480 x 680 x 30mm	1670 x 1016 x 46mm

Un pyranomètre est fixé à côté des panneaux, ainsi qu'un anémomètre pour mesurer la vitesse du vent utilisée pour évaluer les transferts par convection. À l'arrière de la plaque échangeur de chaleur de chaque panneau, des thermocouples sont disposés pour mesurer la température en différents points sur la surface arrière du panneau PV. D'autres thermocouples sont également ajoutés à l'entrée et à la sortie du circuit d'eau de chaque panneau afin de mesurer l'élévation de température du fluide dans la plaque échangeur. Un bain thermostaté est installé en amont pour contrôler la température d'entrée d'eau commune aux 3 panneaux. Entre le circulateur et chaque panneau, une vanne est ajoutée pour permettre un contrôle du débit massique d'eau circulant dans chaque échangeur thermique. L'eau plus chaude en sortie de chaque panneau est alors collectée avant d'être refroidie dans un dissipateur thermique, évacuant la chaleur transférée à l'aide d'un échangeur noyé dans un bac d'eau avant de retourner dans le bain thermostaté. Un tel circuit hydraulique a été réalisé afin de maintenir une température constante de l'eau à l'entrée de chaque panneau et permettre de fixer les débits. Les thermocouples (37) et les capteurs de débit massique (3) sont connectés à un système d'acquisition où toutes les données expérimentales peuvent être lues via une interface réalisée sous LabView.

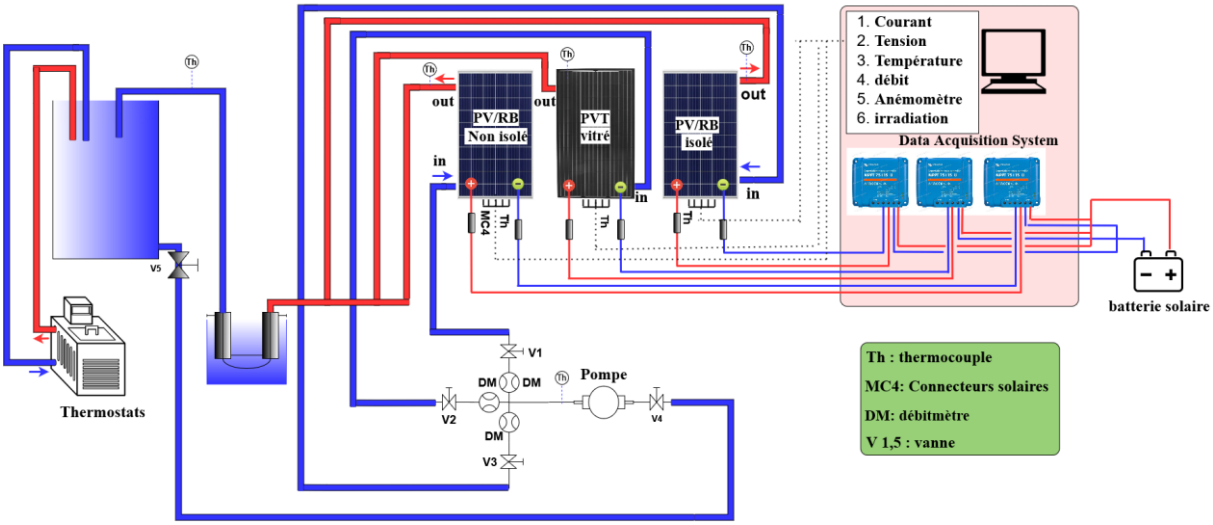


Figure 70 : Description schématique du banc expérimental de caractérisation du comportement dynamique et des performances énergétiques des PVT



Figure 71: Banc expérimental de caractérisation de la valorisation thermique et de la production électrique des panneaux PVT.

En ce qui concerne les performances électriques, les sorties électriques de chaque panneau sont connectées à un contrôleur MPPT qui permet au panneau PV de fonctionner à sa puissance maximale et de gérer la distribution du flux électrique entre des batteries et des résistances. Cette charge résistive sert à dissiper l'électricité produite par les panneaux lorsque les batteries sont chargées, ce qui permet d'éviter que le contrôleur MPPT ne bride la production électrique du panneau PV et de protéger les batteries chargées d'une surtension. Le système d'acquisition réalise ainsi une mesure du courant et de la tension à intervalles de temps réguliers juste avant le contrôleur MPPT afin de s'affranchir de l'impact de la gestion de la production électrique par le contrôleur MPPT. Les données d'acquisition sont alors sauvegardées dans un fichier pour une analyse ultérieure.

IV.2.2.3 Résultats expérimentaux et comparaison avec le modèle de panneau PVT.

Dans un premier temps, les panneaux ont été testés au cours d'une journée type ensoleillée avec ciel clair. Les conditions météorologiques (température ambiante, vitesse du vent et irradiation solaire) pour cette journée ont été enregistrées et représentées dans la Figure 72.

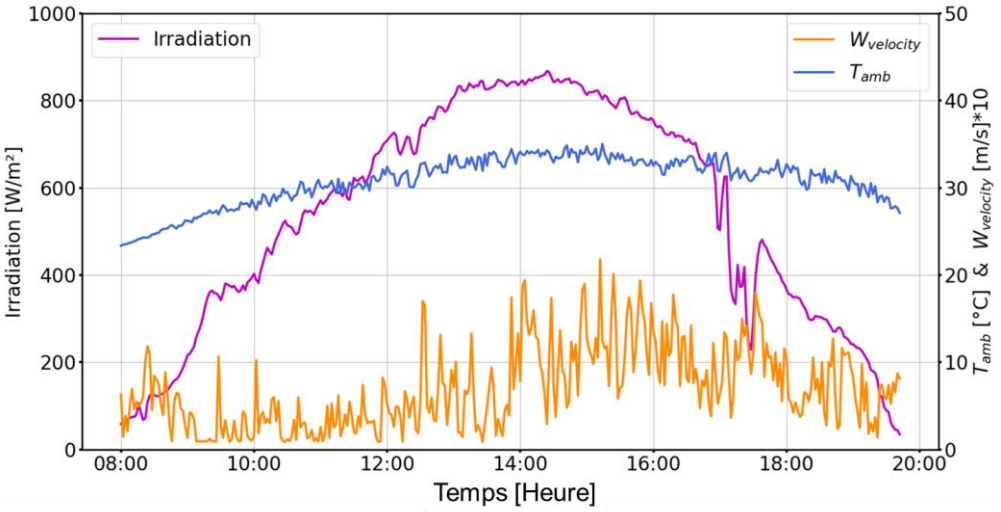


Figure 72: conditions météorologiques du 21/07/2021 à Perpignan.

Dans un premier temps, les tests ont été réalisés en soumettant les panneaux au flux solaire en n'étant pas activement refroidis par le caloporteur afin d'évaluer leurs performances dans les conditions de fonctionnement à leur température de stagnation.

On remarque dans la Figure 73 qu'une température de stagnation de l'ordre de 62 °C peut ainsi être atteinte dans le cas du panneau PV/Roll-bond, sous une irradiation de l'ordre de 870 W/m² correspondante au midi solaire. Le panneau PV isolé en face arrière atteint des températures supérieures à celles observées dans le cas où la surface arrière du panneau échange avec l'air ambiant. L'isolation thermique permet au panneau PV/Roll-bond de monter à des températures de l'ordre de 75 °C. Une différence maximale de température de l'ordre de 13 K entre ces deux panneaux est obtenue, augmentant par conséquent le potentiel de valorisation thermique du panneau.

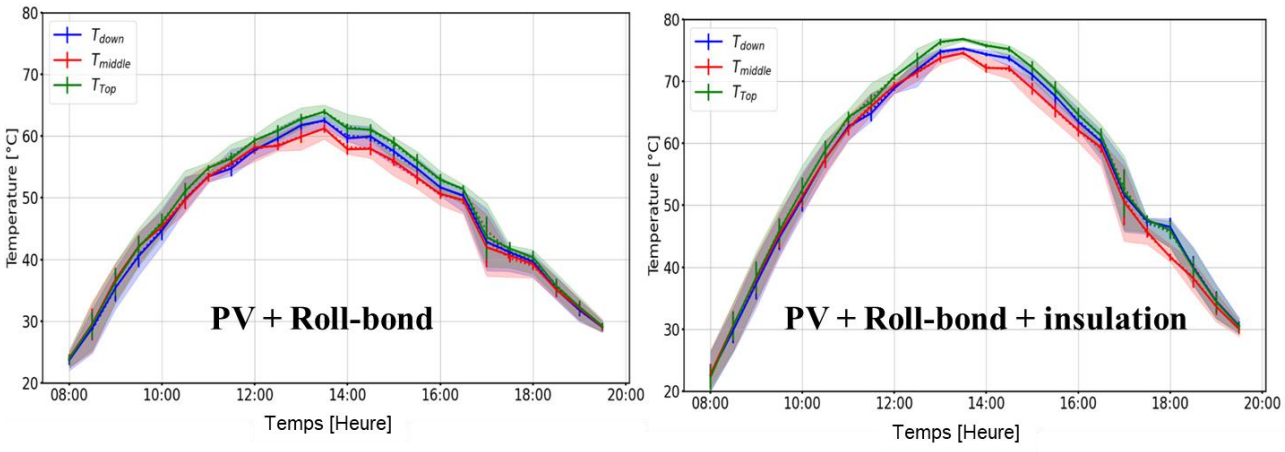


Figure 73: Evolution temporelle de la température de stagnation des panneaux PV+Roll-bond pour la journée du 21/07/2021 à Perpignan

Dans le cas du panneau vitré commercial, on constate que celui-ci peut atteindre une température de 95 à 100 °C (Figure 74). En effet, l'isolation supplementaire en face avant du panneau combiné à l'effet de serre induit par la vitre augmente de manière considérable sa température de stagnation. Le potentiel de valorisation thermique est donc bien plus important avec ce capteur, avec une différence de température entre ce panneau et le panneau PV/Roll-bond non isolé pouvant atteindre 37 K.

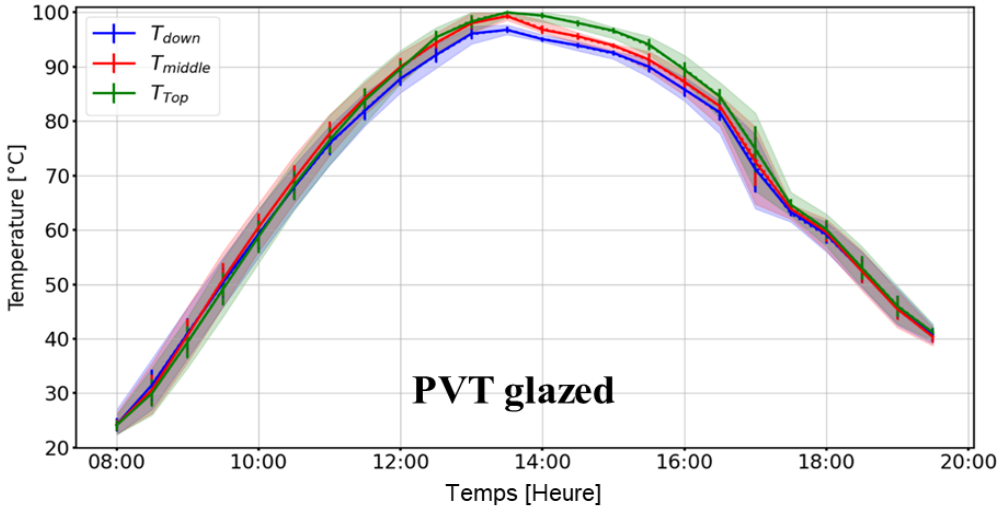


Figure 74: Évolution temporelle de la température de stagnation du panneau PVT vitré pour la journée du 21/07/2021 à Perpignan

Les résultats expérimentaux ainsi obtenus sur ce banc d'essai pour les panneaux PV/Roll-bond et PVT vitré sont comparés aux résultats de simulation du modèle numérique, présenté dans ce chapitre et développé sous Python afin d'identifier les paramètres du modèle et de le valider. Une journée type à ciel clair a été choisie pour cette confrontation modèle/expérience : les conditions météorologiques sont présentées dans la Figure 75.

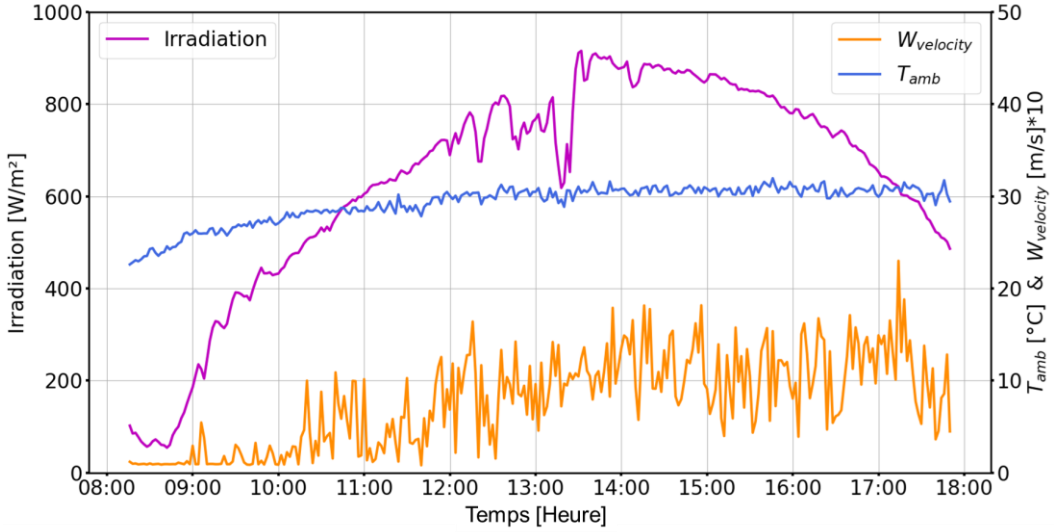


Figure 75 : Données météorologiques du 02/07/2021 à Perpignan

La validation du modèle est menée en considérant deux aspects : le premier où on s'intéressera à la température de sortie de l'eau de l'échangeur de chaque panneau, et le second

sur la production électrique de chaque capteur. Sur la Figure 76, on peut constater que le comportement, à la fois thermique et électrique, du panneau PV/Roll-bond simulé est similaire à celui obtenu expérimentalement.

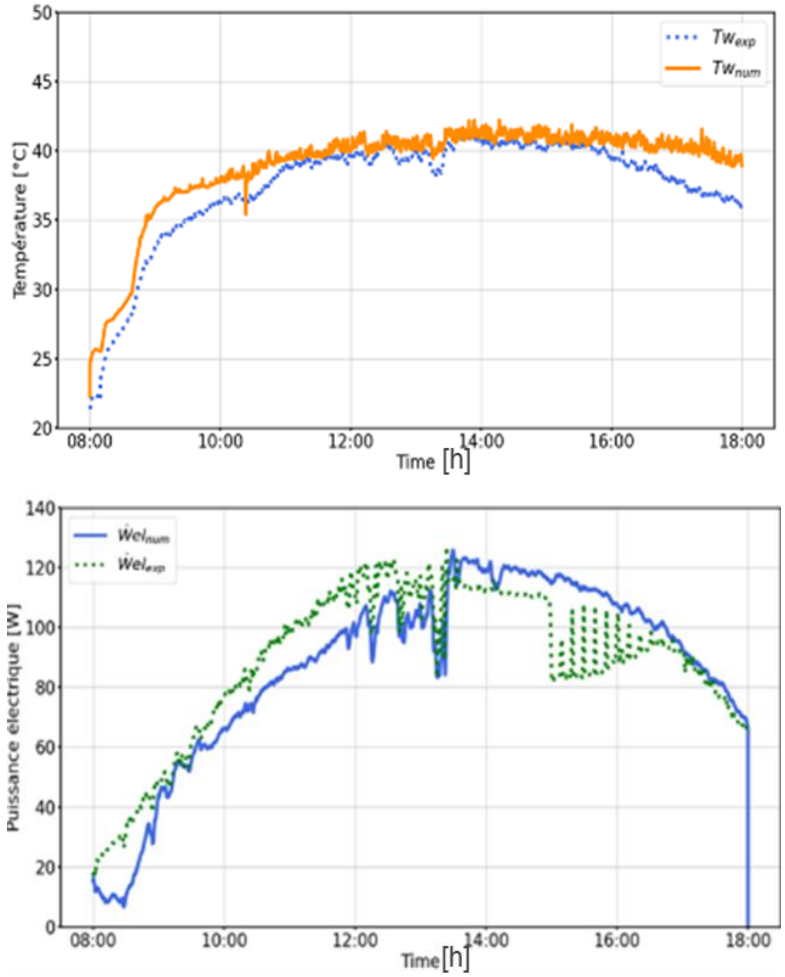


Figure 76 : Validations des performances thermiques et électriques du panneau PV avec roll-bond.

La température de sortie de l'eau est en bon accord avec les résultats expérimentaux. Elle atteint des températures de l'ordre de 40 °C avec une différence maximale de 2 °C entre les résultats numériques et expérimentaux. De même, pour la production électrique du panneau, le modèle numérique de capteur arrive à bien représenter le comportement électrique obtenu expérimentalement. La production électrique produite par ce panneau peut atteindre jusqu'à 120 W au midi solaire. On peut toutefois remarquer un léger décalage entre le pic de la production électrique numérique et celui enregistré expérimental. Ce décalage est lié au fait que le pyranomètre n'était pas parfaitement aligné sur son support, impliquant un flux solaire mesuré avec un angle d'inclinaison de 30° légèrement différent de celui des panneaux.

Les résultats expérimentaux et du modèle numérique relatif au panneau PV/Roll-bond isolé sont présenté sur la Figure 77. De la même manière que précédemment, le modèle dynamique représente bien le comportement expérimental du panneau. La température de l'eau de sortie du panneau correspond bien avec les valeurs expérimentales et monte à des températures de l'ordre de 43 °C. La production électrique simulée numériquement correspond aussi aux résultats expérimentaux avec une production électrique maximale de 120 W. On remarque toujours un même décalage entre les valeurs numériques et les valeurs expérimentales : une

différence de 1 K au midi solaire entre les températures de l'eau de sortie et une différence de 10 W entre les courbes de puissance électrique sont observées.

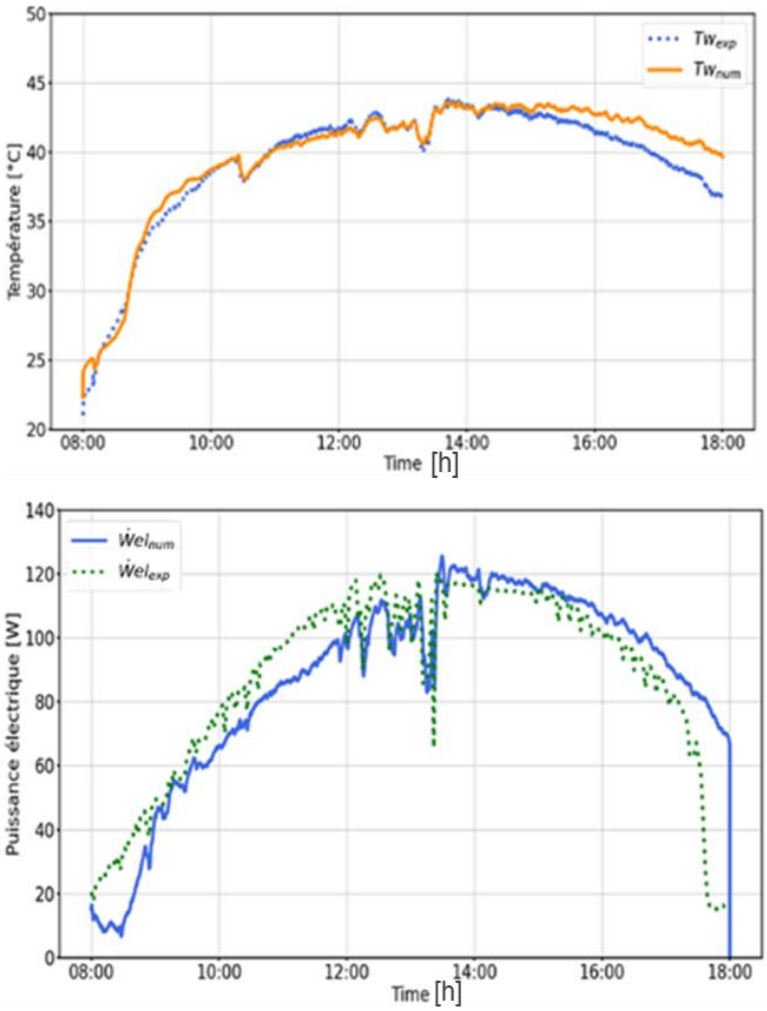


Figure 77: Comparaison des performances thermiques et électriques pour le panneau PV avec roll-bond et isolation

Enfin, pour le dernier panneau PVT vitré commercial, les résultats expérimentaux et numériques sont présentés dans la Figure 78. La simulation dynamique de la température réagit de la même manière que les résultats expérimentaux enregistrés. On remarque que dans ce panneau, la température de sortie de l'eau est plus importante et atteint des températures de l'ordre de 50 °C. La production électrique du capteur, elle est aussi plus élevée du fait de la taille du capteur PVT (1.5 m²). La production électrique du modèle correspond aux résultats expérimentaux et atteignent des valeurs de l'ordre de 230 W avec une sous-estimation d'environ 5 W de la part du modèle numérique. Il existe le même décalage de la production électrique lié au décalage angulaire du pyranomètre avec le plan du capteur. Au vu de tel résultat, on peut conclure que le modèle numérique développé est globalement représentatif du comportement thermique et électrique des panneaux PVT et en accord avec les résultats expérimentaux.

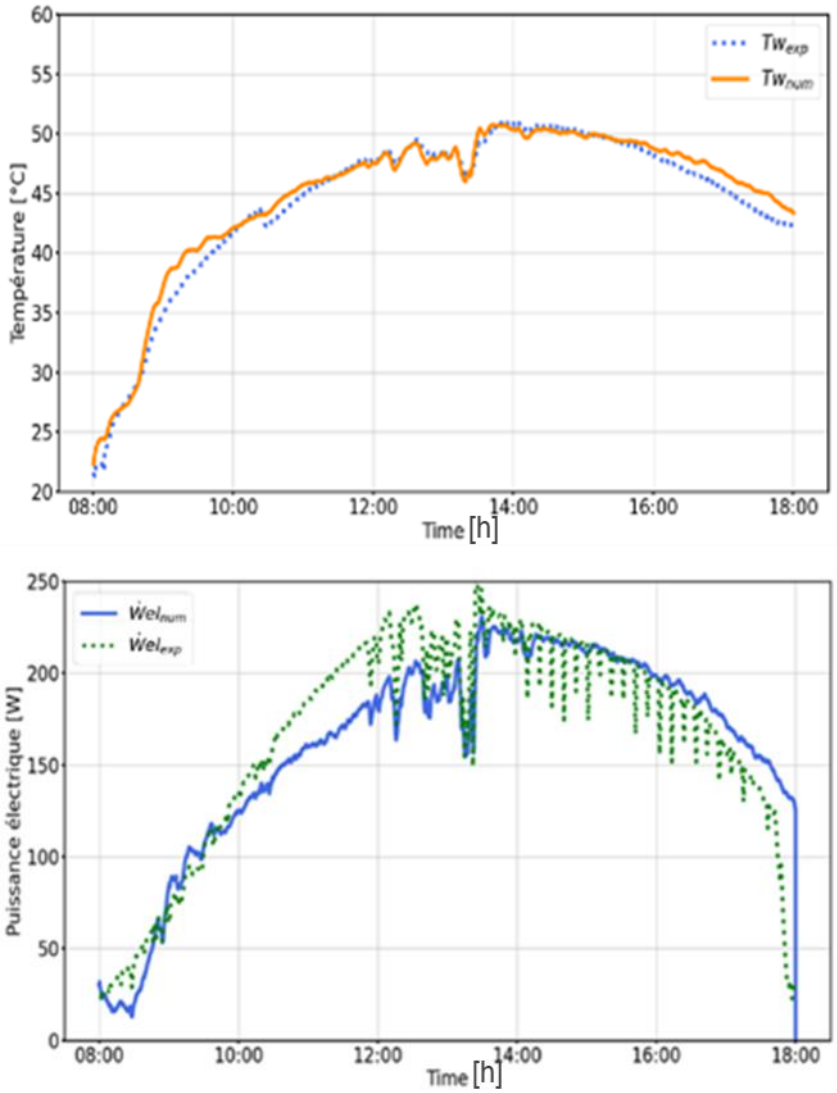


Figure 78:Validation des performances thermiques et électriques du panneau PVT vitré commercial

IV.2.2.4 Comparaison des performances thermiques des panneaux

Des résultats précédents, on remarque bien la différence et l'impact de l'isolation de la face arrière du capteur et la présence de la vitre du capteur PVT commercial sur le potentiel thermique produit. En effet, la température de sortie de l'eau est un critère important qui servira de paramètre d'entrée à la production de froid : la plus haute température possible est donc primordiale. Cependant, on a vu dans les chapitres précédents, que cette température impacte de manière négative la production électrique. En se mettant dans des conditions de refroidissement actif bien définies, on peut toutefois comme nous l'avons vu précédemment, exploiter et valoriser la chaleur des capteurs à haute température tout en s'assurant que les performances électriques du capteur restent, au pire des cas, égales aux celles d'un capteur standard opérant dans les mêmes conditions d'irradiation. Contrairement aux capteurs PV/Roll-bond, la comparaison des performances électriques entre les capteurs PVT vitré commercial et les deux autres PV/Roll-bond n'est pas évidente car ils ne sont pas identiques. Cependant, à titre comparatif, des conditions identiques de refroidissement ont été imposées aux 3 capteurs

pour évaluer et comparer quantitativement les performances thermiques obtenues pour chacun de ces panneaux. Exposé aux mêmes conditions météorologiques et au même angle d'inclinaison, on a donc fixé une même température d'eau de refroidissement d'entrée avec un même débit de circulation dans les échangeurs. Ces paramètres sont résumés dans le Tableau 4.

Tableau 4 : Conditions d'entrée d'eau dans les panneaux du 02/07/2021 à Perpignan.

	PV + Roll-bond	**PV + Roll-bond + insulation**	**PVT vitré commercial**
Température d'entrée de l'eau	35 °C	35 °C	35 °C
Débit massique de l'eau	20 $l.h^{-1}.m^{-2}$	20 $l.h^{-1}.m^{-2}$	22 $l.h^{-1}.m^{-2}$
Surface du panneau PV	1 m²	1 m²	1.5 m²

En s'intéressant surtout à la partie thermique, la Figure 79 présente l'évolution des températures de l'eau de sortie obtenues pour les trois panneaux au cours d'une journée. Comme on peut le voir, la température de sortie de l'eau du panneau PVT vitré commercial est la plus élevée. Tandis que la température de sortie d'eau du panneau PV/Roll-Bond sans isolation est la plus faible. Le panneau PV avec isolation présente une température de sortie d'eau plus élevée que le panneau non isolé, mais elle reste inférieure à celle du panneau PVT vitré. Lorsque la température de l'eau d'entrée est établie à 35 °C, à 9h00, la température de l'eau de sortie augmente de la même manière que l'irradiation solaire. Au midi solaire, le panneau PVT vitré monte à une température d'eau de sortie de 53 °C, tandis que le panneau PV isolé à 42 °C et le panneau PV non isolé à 39 °C. La puissance thermique par mètre carré de panneau est alors la plus élevée pour le panneau PVT vitré commercial, suivi du panneau isolé et enfin du panneau non isolé. Le caloporteur subit une élévation de température dans l'échangeur plus ou moins importante selon la configuration : 4 K pour le panneau PV/RB non isolé, 7 K pour le panneau PV/RB isolé et 18 K pour le PVT vitré. La présence d'un vitrage à un panneau PVT isolé contribue de manière importante à l'augmentation de la température de l'eau de sortie : elle est de 9 K supérieure à celle du panneau isolé non vitré. Dans cette expérimentation, le débit d'eau est élevé par rapport à la surface d'échange mise en œuvre (20 $l.h^{-1}.m^{-2}$), les capteurs sont donc refroidis de manière très efficace, d'où une température de sortie d'eau faible.

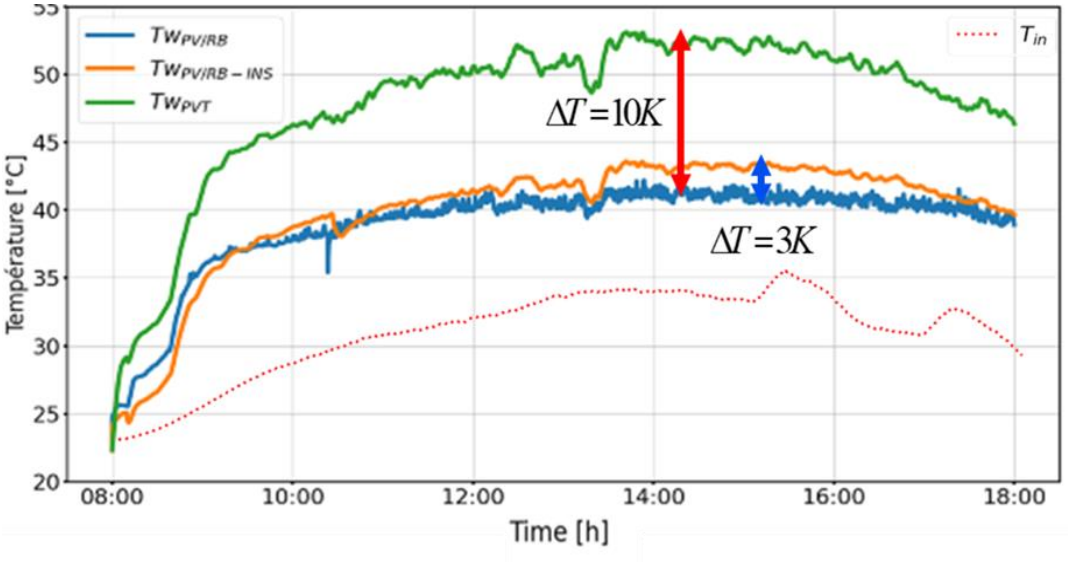


Figure 79 : Évolution des températures sorties du caloporteur au cours de la journée du 02/07/2021

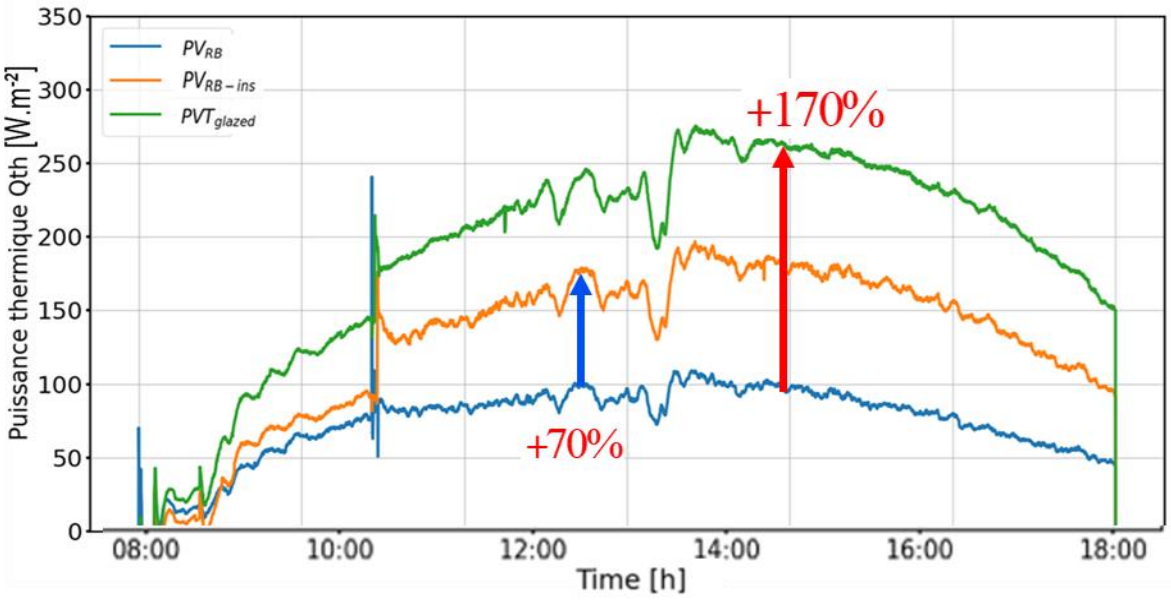


Figure 80: Évolution de puissance thermique valorisable des 3 panneaux PV au cours de la journée du 02/07/2021

Comme on peut le voir sur la Figure 80, le vitrage et l'isolation arrière améliorent les performances thermiques des panneaux, permettant une récupération plus importante de chaleur valorisable à haute température. La puissance thermique valorisable dans le capteur PVT vitré peut atteindre 270 $W.m^{-2}$ au midi solaire. Concernant les panneaux PV/RB, les puissances thermiques maximales atteintes sont plus faibles, de l'ordre de 200 $W.m^{-2}$ pour le PV/RB isolé et de 100 $W.m^{-2}$ pour le PV/RB non isolé.

De cette étude comparative, on peut conclure que l'isolation du capteur PV/RB permet de doubler la quantité de chaleur récupérable par rapport à un PV/RB non isolé. De plus, cette chaleur est récupérée à une température un peu plus élevée (de l'ordre de 3 K avec un débit spécifique de 20 $l.h^{-1}.m^{-2}$), et permet alors un potentiel de valorisation plus important. Concernant le PVT vitré, la chaleur récupérable est supérieure de 170 % par rapport à un PV/RB non isolé et 70 % par rapport à un PV/RB isolé avec une température de sortie d'eau bien plus élevée, et supérieure d'environ 10 K. Ainsi l'impact de la vitre du PVT rajoute une

différence considérable sur les performances thermiques du capteur et peut se montrer très pertinente pour un couplage avec un système de production de froid à sorption.

IV.3 Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle numérique dynamique du comportement des panneaux PV a été présenté. L'aspect thermique a pu être validé par comparaison avec des données expérimentales récupérées sur une centrale photovoltaïque au Qatar « QEERI ». Le modèle numérique reproduit bien le comportement thermique du panneau PV avec une légère différence de température entre les données expérimentales et les résultats numériques n'excédant pas 2 K au midi solaire. On a également remarqué une différence au niveau des températures nocturnes entre le modèle et les données expérimentales de l'ordre de 3 K. Cette différence peut être liée à une sous-estimation des échanges radiatifs avec le ciel et l'environnement proche, difficilement estimable par manque de données expérimentales comme la nébulosité du ciel. Au niveau de la production électrique du panneau, on remarque que le comportement et les valeurs de puissance électrique produite obtenus avec le modèle numérique sont en bon accord avec les données expérimentales.

Le modèle numérique a ensuite été modifié pour simuler la récupération d'une partie de la chaleur produite par le capteur PV. Pour la récupération de la chaleur des panneaux, des échangeurs de type Roll-bond sont collés sur la face arrière des panneaux PV à l'aide d'un bi-adhésif enrichi de graphite réduisant sa résistance thermique. Cette technologie d'échangeur a été choisie pour sa facilité d'intégration n'induisant pas de modification structurelle du panneau PV et pour sa surface de contact élevée qui favorise les échanges thermiques. Un banc expérimental a ensuite été construit pour valider le modèle numérique développé. Trois panneaux de différentes configurations ont été testés sur le banc expérimental : 2 panneaux PV standards identiques sur lesquels un Roll-bond a été collé et muni ou non d'une isolation thermique en face arrière, un troisième panneau est un capteur PVT vitré commercial avec un échangeur thermique de type Roll-bond intégré sur sa face arrière isolée. Le modèle numérique développé pour ces 3 panneaux réagit bien avec les résultats expérimentaux obtenus sur les tests de caractérisation effectués à Perpignan. Les températures de stagnation atteintes par ces capteurs sont différentes pour chaque panneau. Le panneau PV/Roll-bond non isolé atteint des températures de l'ordre de 62 °C tandis que le panneau PV/Roll-Bond isolé voit sa température augmenter jusqu'à des températures de l'ordre de 75 °C. Concernant le panneau PVT vitré commercial, il atteint des températures de stagnation allant jusqu'à 100 °C et voir plus sur certaines journées à plus fortes irradiations, confirmant sans surprise l'important potentiel thermique de ce dernier, également isolé sur sa face arrière réduisant les pertes thermiques par convection. La présence de la couverture vitrée avec lame d'air augmente également considérablement la température du capteur par effet de serre. La circulation de l'eau dans les échangeurs de ces capteurs permet de refroidir efficacement les panneaux PV et de valoriser cette chaleur sous forme d'eau chaude. La température d'eau de sortie du capteur PVT vitré est la plus élevée du fait de sa température de fonctionnement plus élevées que celles des autres capteurs.

Le modèle numérique présenté dans ce chapitre nous a permis de simuler le comportement dynamique thermique et électrique des différents capteurs PV sous différentes conditions de fonctionnement extérieures et de refroidissement. Le banc expérimental réalisé a permis d'évaluer les performances de chaque capteur et valider ce modèle sur des conditions opératoires contrôlées. Le modèle numérique développé décrit de manière correcte le comportement dynamique des trois configurations de capteurs PVT et est en accord avec les résultats expérimentaux. Les variables thermiques d'un panneau PVT les plus pertinentes, telles que la puissance thermique et son niveau de température, peuvent ainsi être quantifiées et pourront être utilisées de manière plus fiable pour un couplage avec un procédé thermique de valorisation de cette énergie thermique en froid faisant l'objet d'étude du chapitre suivant.

Chapitre V

Modélisation et étude expérimentale du procédé à sorption de gaz par une solution saturée

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons au comportement dynamique d'un procédé qui exploite un processus de sorption de gaz par une solution saturée. En effet, les études menées au *chapitre 3* ont permis l'évaluation statique des performances frigorifiques d'un système thermochimique basé sur une réaction supposée entre un sel réactif et l'ammoniac. A la lumière des résultats de la caractérisation des équilibres thermodynamiques menée au chapitre 3, cette étude doit à présent être reprise et complétée en prenant en considération ici, comme nous l'avons constaté, plutôt un phénomène de sorption/désorption du gaz via une solution saturée du sel. Une modélisation numérique est développée afin de simuler le fonctionnement du procédé. L'objectif est d'acquérir une compréhension du comportement de l'ensemble du procédé, en particulier des interactions entre ses composants (sorbeur, condenseur, évaporateur, échangeur de chaleur) soumis à des contraintes opératoires variables : débits matières, flux enthalpiques, flux thermiques. Comme les simulations visent à reproduire numériquement les phénomènes physiques ayant lieu dans chaque composant sous des conditions données, les hypothèses prises en compte dans le modèle ainsi développé doivent au préalable être validées en comparant le comportement expérimental du procédé aux résultats numériques et en ajustant ses paramètres caractéristiques. L'outil numérique permettra par la suite d'étudier, d'analyser et d'évaluer de manière plus détaillée les performances de ce système pour différents cas d'étude.

V.1 Modélisation du procédé à sorption impliquant une solution saturée

Pour modéliser le comportement dynamique du procédé, chaque composant est modélisé selon une approche nodale <0D>. En effet, cette approche semble suffisante pour l'objectif fixé, à savoir l'analyse de la dynamique globale de l'ensemble du procédé opérant sur une cyclicité jour/nuit. Cette démarche permet également de limiter le nombre de paramètres du modèle, en particulier ceux qui sont difficilement identifiables tels que ceux liés aux transferts de chaleur et de masse, à la cinétique intrinsèque de sorption, …

Les hypothèses utilisées pour l'ensemble des modèles développés pour chaque composant sont les suivants :

- Les variables intensives (pression, température, composition) caractéristiques d'un composant sont uniformes dans le volume de contrôle considéré ;
- On néglige les pertes thermiques des composants et les apports de chaleur par l'environnement ambiant aux divers composants ;
- Les pertes de charge sont négligées lors des écoulements de fluide entre les composants ;
- L'ammoniac liquide est supposé incompressible et indilatable, de sorte que sa masse volumique ρ_l reste constante dans la gamme opératoire envisagée ;
- Le comportement de l'ammoniac gazeux est assimilé à celui d'un gaz parfait ;
- Les phases gaz et liquide dans le condenseur et l'évaporateur sont considérées à l'équilibre thermodynamique.
- Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont considérées comme négligeables.

Le procédé à sorption schématisé sur la Figure 81 représente la phase de désorption. Le sorbeur est chauffé par un fluide caloporteur qui échange avec la paroi un flux énergétique thermique $\dot{Q}_{pr,sor}$. Ce flux est transmis par un coefficient d'échange global U_{sor} à l'intérieur du

sorbeur pour chauffer le composite et ainsi désorber le gaz NH_3. Le gaz ammoniac s'écoule à un débit de $\dot{n}_{NH_3}$ pour se condenser dans le condenseur refroidi par un caloporteur qui évacue la chaleur dégagée lors de la condensation d'ammoniac et ainsi être stocké dans un réservoir d'ammoniac liquide.

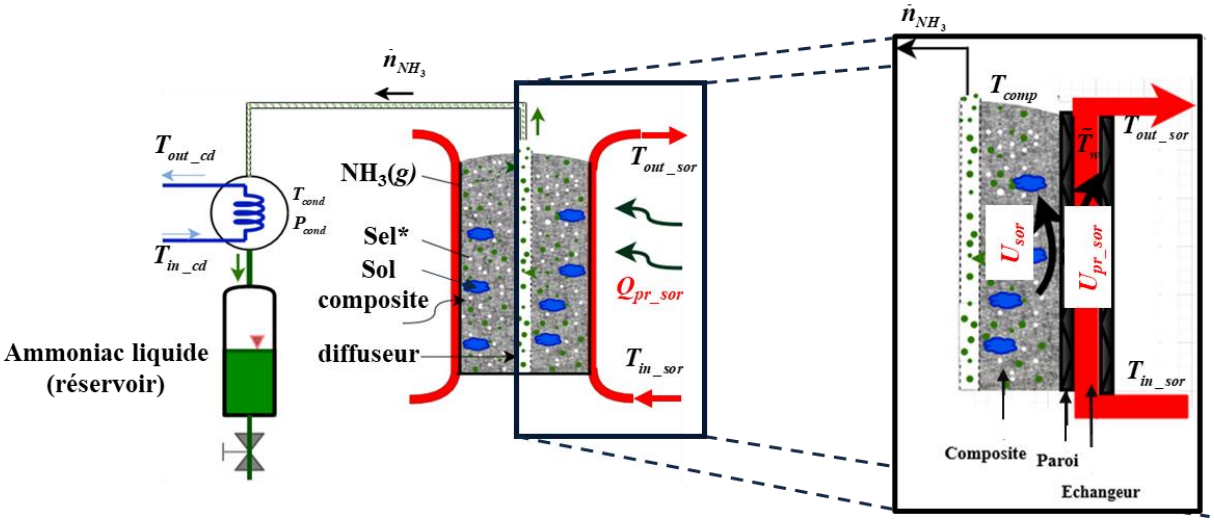


Figure 81: Représentation schématique du procédé à sorption en phase de désorption

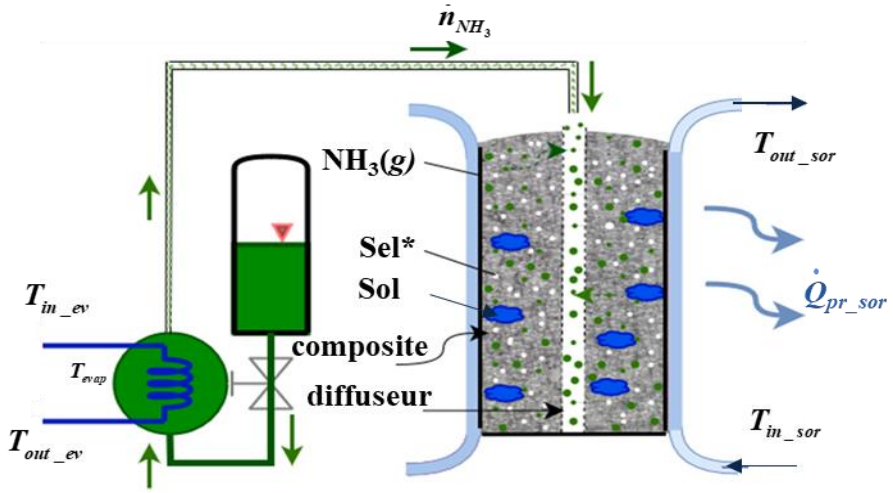


Figure 82: Représentation schématique du procédé en phase de sorption

La Figure 82 représente la phase de sorption du procédé à sorption. L'évaporation de l'ammoniac liquide au niveau de l'évaporateur produit un gaz qui s'écoule à un débit $\dot{n}_{NH_3}$ pour être sorbé par le sorbeur. L'évaporateur est chauffé par un caloporteur pour maintenir l'évaporateur à une température $T_{in,ev}$ correspondant à une pression d'équilibre supérieure à celle du sorbeur afin d'assurer la sorption. Cette phase étant exothermique, le sorbeur est donc refroidi par une caloporteur pour évacuer le flux énergétique thermique $\dot{Q}_{pr_sor}$ produit durant cette phase et de le maintenir à une température $T_{in,sor}$ durant toute cette phase de sorption.

V.1.1 Modélisation du sorbeur à solution saturée

Le sorbeur est le composant principal du procédé à sorption. Il contient un composite constitué d'un mélange de sel et de GNE aux proportions bien définies comme on l'a vu précédemment dans le *chapitre 3*. Durant la phase de désorption, il consomme de la chaleur fournie par une source thermique et produit en retour de l'ammoniac gazeux qui se condense au condenseur. Durant la phase de sorption, il est refroidi par un puits thermique et absorbe en retour de l'ammoniac gazeux produit à l'évaporateur. La modélisation du comportement dynamique du sorbeur doit alors prendre en considération les flux (entrants et sortants) à la fois de chaleur et de masse, ainsi que de la cinétique de désorption ou de sorption.

V.1.1.1 Bilan d'énergie sur la paroi du sorbeur :

Lors des phases de désorption et de sorption, le sorbeur est réchauffé ou refroidi par un fluide caloporteur qui échange avec sa paroi. Le bilan thermique sur la paroi du sorbeur s'écrit :

$$(mc)_{pr_sor}\frac{dT_{pr_sor}}{dt}=\dot{Q}_{sor}-\dot{Q}_{pr_sor} \qquad (V.1)$$

La chaleur échangée entre le matériau composite et la paroi du sorbeur s'exprime par :

$$\dot{Q}_{sor}=U_{sor}S_{sor}(T_{comp}-T_{pr_sor}) \quad \text{et} \quad \dot{Q}_{pr_sor}=U_{pr_sor}S_{sor}(T_{pr_sor}-\tilde{T}_w)$$

avec U_{sor} et U_{pr_sor} les coefficients d'échanges du composite et du contact entre le matériau et la paroi du sorbeur respectivement, et $\tilde{T}_w$ la température moyenne du fluide caloporteur qui peut s'exprimer à partir de l'efficacité comme :

$$\tilde{T}_w=T_{in_sor}-E_{ff}\left(T_{in_sor}-T_{pr_sor}\right)$$

V.1.1.2 Bilans d'énergie sur le volume interne du sorbeur

Le volume de contrôle considéré est constitué du volume gazeux du sorbeur et du matériau composite graphité dans lequel le sel est soit totalement cristallisé, soit totalement ou partiellement solubilisée dans une solution d'ammoniac/sel. Ce volume de contrôle, supposé être à température et pression uniforme, et échange à la fois de l'énergie avec son environnement et des flux matière avec les autres composants du procédé.

En appliquant le premier principe sur le sorbeur, défini par un volume de contrôle considéré indilatable, la variation de l'énergie interne du sorbeur :

$$\frac{dU_{sor}}{dt}=\sum\dot{W}_{in\to out}+\sum\dot{Q}_{in\to out}+\sum_{i=1}^{k}\dot{m}_i\left(h_i+\frac{1}{2}v_i^2+gz_i\right) \qquad (V.2)$$

Sachant qu'il n'y a pas de travail produit ou consommé par le sorbeur considéré comme indilatable (dV=0) on a : $\dot{W}_{in\to out}=0$. Les énergies cinétiques et potentielles des écoulements de matière dans ou vers le volume de contrôle sont également négligées. On peut écrire alors :

$$\frac{dU_{comp}}{dt}=-U_{sor}S_{sor}(T_{comp}-T_{pr_sor})+\left(\dot{m}_{NH_3}^{in}h_{NH_3}^{in}-\dot{m}_{NH_3}^{out}h_{NH_3}^{out}\right) \qquad (V.3)$$

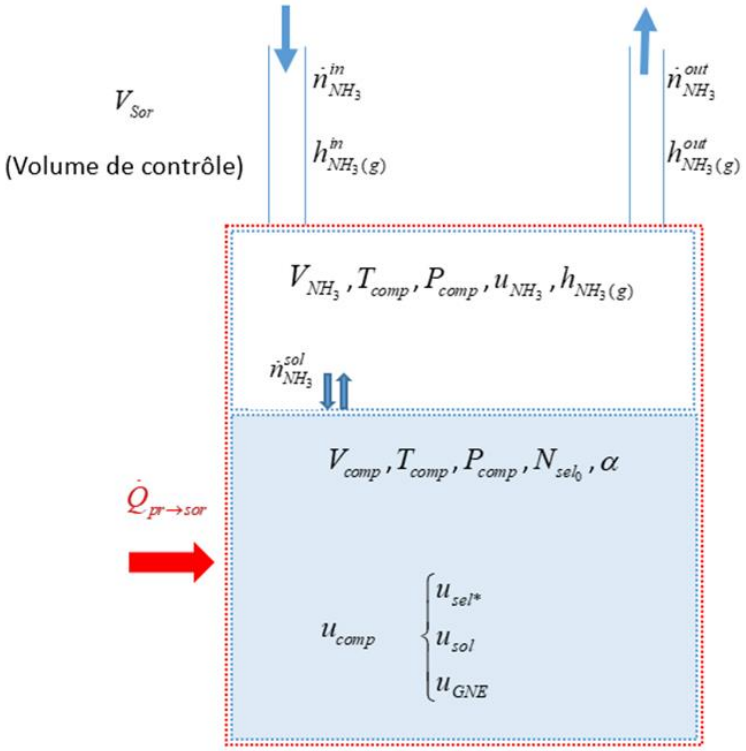


Figure 83: Représentation schématique du sorbeur, de ses variables internes et de ses échanges.

Détermination de la variation d'énergie interne du sorbeur :

La solution et le sel sont répartis uniformément dans la matrice poreuse constituée par le graphite naturel expansé. L'énergie interne du système (Matrice GNE/Solution saturée/volume gazeux) peut être décomposée de la manière suivante :

$$dU_{comp} = dU_{GNE} + dU_{sol} + dU_{sel^*} + dU_{NH_3} \qquad \text{(V.4)}$$

Afin de déterminer en particulier, la variation de l'énergie interne du sel cristallisé (noté *sel**) et de la solution (noté *sol*), il est au préalable nécessaire de connaitre leurs évolutions quantitatives au cours des processus de solubilisation/cristallisation du sel dans le sorbeur (Figure 84). On définit ainsi un **taux** α **de solubilisation molaire** du sel dans le composite comme le ratio de la quantité de sel solubilisé par rapport à la quantité de sel initialement mis en œuvre dans le composite :

$$\alpha = \frac{N_{sel}}{N_{sel_0}} = \frac{N_{sel}}{N_{sel} + N_{sel*}}$$

où N_{sel0} est la quantité totale de sel anhydre NaBr présent initialement dans le composite.

N_{sel*} est la quantité de sel sous forme cristallisée dans la solution saturée.

N_{sel} est la quantité de sel solubilisé dans la solution saturée

En phase de sorption, ce taux croît de 0 à 1 traduisant une solubilisation progressive du sel dans le composite au fur et à mesure que le sorbeur absorbe de l'ammoniac. En phase de désorption il décroit de 1 à 0 traduisant ainsi une cristallisation progressive du sel dans le composite poreux, due à l'appauvrissement de l'ammoniac dans la solution.

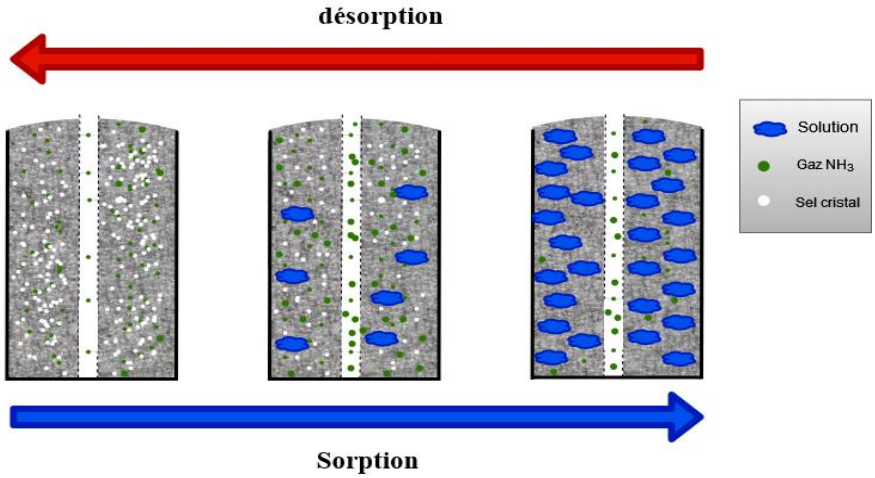


Figure 84: Évolution du taux de solubilisation du sel au cours de la sorption et désorption du système

Le nombre de moles de sel N_{sel} qui peut alors être au maximum solubilisé dans une solution est fonction de la concentration de saturation *Xs* du sel dans l'ammoniac, dépendante de la solubilité du sel à la température considérée et qui s'exprime par :

$$Xs = \frac{m_{sel}}{m_{sel} + m_{NH_3}^{sol}}$$

avec m_{sel} et m_{NH3}^{sol} la masse de sel solubilisé et la masse d'ammoniac nécessaire pour la solubilisation de cette quantité de sel jusqu'à la saturation la solution.

Lorsque la température de la solution croit de 13 °C à 120 °C, la concentration de saturation *Xs* décroit de 57.9 % à 51.8 % comme on peut le voir dans le diagramme de phase de Figure 85 proposé par Von R.J. MEYER [68] en 1972.

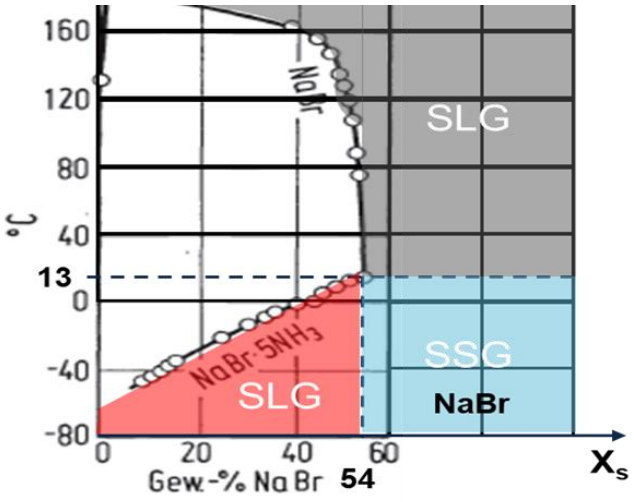


Figure 85: Diagramme de phase du sel NaBr [67]

De cette concentration de saturation, il est alors possible de déterminer le nombre de mole d'ammoniac liquide N_{NH3}^{sol} dans la solution saturée en fonction du nombre de moles de sel N_{sel} qui y sont solubilisées :

$$m_{NH_3}^{sol} = \frac{1-Xs}{Xs} m_{sel} \qquad \text{soit} \qquad N_{NH_3}^{sol} = \frac{1-Xs}{Xs} \frac{Mm_{sel_0}}{Mm_{NH_3}} N_{sel}$$

avec Mm_{sel0} et Mm_{NH3} respectivement les masses molaires du sel et de NH_3.

On peut alors définir, à l'instar des réactions chimiques solide/gaz, un coefficient stœchiométrique μ de la solution saturée, qui traduit les proportions molaires du solvant NH_3 liquide et du sel dissous dans la solution saturée.

$$\mu = \frac{N_{NH_3}^{sol}}{N_{sel}} = \frac{1-Xs}{Xs} \frac{Mm_{sel_0}}{Mm_{NH_3}}$$

Le phénomène de cristallisation du sel, qui peut alors exister selon les conditions thermodynamiques sous forme ammoniaquée (c'est-à-dire chargé avec υ moles de gaz) ou non, peut finalement s'écrire sous la forme d'une relation d'équilibre en fonction du coefficient stœchiométrique μ:

$$\left[Sel_0, \upsilon NH_3\right]_{(solide)} + (\mu-\upsilon) NH_{3\,(Gaz)} \underset{2}{\overset{1}{\rightleftharpoons}} \left[Sel_{0_{dissous}}, \mu NH_{3(Liq)}\right]_{Solution} + (\mu-\upsilon)\Delta H_{sorption}$$

Le sens 1 décrit le phénomène de solubilisation (exothermique), tandis que le sens 2 traduit la cristallisation endothermique du sel (chargé à ν moles de NH_3). D'après la règle des phases de Gibbs (v=(c-r)+2-ϕ), cet équilibre est monovariant : 2 constituants indépendants (c=2), pas de réaction chimique (r=0) présents sous 3 phases ammoniac gaz, solution, sel cristallisé (ϕ=3).

Ainsi à un instant t donné correspondant à un taux de solubilisation α du sel anhydre initial N_{sel_0}, la solution saturée est composée de $\alpha.N_{sel_0}$ moles de sel solubilisée, $(1-\alpha)N_{sel_0}$ mole de sel cristallisé dans la solution et de $N_{NH_3}^{sol}$ mole de NH_3 sous forme liquide. On peut alors exprimer le nombre de mole de NH_3 liquide présent dans la solution saturée par :

$$N_{NH_3}^{sol} = \frac{1-Xs}{Xs} \frac{Mm_{sel_0}}{Mm_{NH_3}} \alpha.N_{sel_0} \qquad \text{soit finalement :} \qquad N_{NH_3}^{sol} = \mu.\alpha.N_{sel_0}$$

Le nombre de moles de sel solubilisées dans cette solution saturée peut également être défini par :

$$N_{sel} = \alpha.N_{sel_0} = \frac{1}{\mu} N_{NH_3}^{sol}$$

Et la masse de solution saturée, que l'on considère uniformément répartie dans le composite, peut donc être définie par:

$$m_{sel} = \alpha.N_{sel_0}.\left(Mm_{sel_0} + \mu.Mm_{NH_3}\right)$$

Finalement, à un instant donné, il coexiste dans le volume de contrôle du sorbeur :

- $(1-\alpha)N_{sel_0}$ de sel cristallisé chargé à υ mole de NH_3
- $\alpha.N_{sel_0}$ de sel solubilisé dans la solution saturée

- $N_{NH_3}^{sol} = \mu.\alpha.N_{sel_0}$ de solvant liquide NH_3 dans la solution saturée
- $N_G^{VG} = f(P_R, T_R, V_{VM})$ mole de gaz NH_3 dans le volume mort du sorbeur
- N_{GNE} mole de graphite naturel expansé constituant la matrice poreuse

Ainsi, considérons l'instant initial pour lequel le sorbeur ne contient que du sel à l'état cristallisé (α=0) en équilibre thermodynamique avec le gaz NH_3 contenu dans le volume gazeux. Le changement de composition du système lorsqu'il évolue à pression et température constante peut être décrit au moyen du Tableau 5 en fonction du taux de solubilisation du sel : pour une cristallisation ($d\alpha<0$) α diminue, et augmente pour une solubilisation ($d\alpha>0$). Les évolutions des quantités de matière du sel cristallisé, du sel dissous dans la solution et de la quantité d'ammoniac dans la solution.

Tableau 5: Tableau d'avancement de la phase de sorption

	Sel cristallisé @ ν.NH_3	NH3 gazeux	Solution saturée Sel dissous + NH_3 liquide	
Instant initial t_0	$N_{sel_\upsilon} = N_{sel_0}$	$N_{NH_3}^{VG} = N_{NH_{3ini}}^{VG}$	$N_{sel} = 0$	$N_{NH_3}^{sol} = 0$
Instant t	$N_{sel_\upsilon} = (1-\alpha)N_{sel_0}$	$N_{NH_{3_{ini}}}^{VG} - (\mu-\nu)\alpha.N_{sel_0}$	$N_{sel} = \alpha.N_{sel_0}$	$N_{NH_3}^{sol} = \mu.\alpha.N_{sel_0}$
Instant t+dt	$\left[1-(\alpha+d\alpha)\right]N_{sel_0}$	$N_{NH_{3_{ini}}}^{VG} - (\mu-\nu).(\alpha+d\alpha).N_{sel_0}$	$(\alpha+d\alpha)N_{sel_0}$	$(\alpha+d\alpha)\mu.N_{sel_0}$
Variation sur dt	$-N_{sel_0}.d\alpha$	$-(\mu-\nu)N_{sel_0}d\alpha$	$N_{sel_0}d\alpha$	$\mu.N_{sel_0}.d\alpha$

L'ammoniac gazeux produit (lorsque $d\alpha<0$) ou absorbé (lorsque $d\alpha>0$) lors d'un tel processus s'exprime alors par :

$$dN_{NH3} = -(\mu-\nu)N_{sel_0}d\alpha$$

a. Caractéristiques du composite en fonction du taux de solubilisation du sel

On a vu précédemment dans le *chapitre 3* les problématiques liées au transfert de chaleur et de masse dans les réacteurs thermochimiques. On a alors défini les grandeurs caractéristiques qui permettent de définir la porosité et la perméabilité du composite. Cependant, dans le cas où le composite sel/GNE est le siège d'un processus monovariant de solubilisation/cristallisation du sel, il faut également tenir compte du volume occupé par la solution saturée contenant du sel cristallisé avec une concentration Xs fixée par la température à laquelle se déroule le processus:

$$\varepsilon = \frac{V_{vide}}{V_{comp}} = 1 - \left(\frac{V_{GNE}}{V_{comp}} + \frac{V_{sol}}{V_{comp}} + \frac{V_{sel^*}}{V_{comp}} \right) \qquad (V.5)$$

Cette porosité évolue en fonction du taux de solubilisation α du sel anhydre mis en œuvre initialement m_{selo}, ainsi que de la quantité de graphite dans le composite. La masse de solution saturée m_{sol} peut être définie comme la masse de sel anhydre m_{sel} solubilisée et de la masse de

gaz NH_3 $m_{NH_3}^{sol}$ présent sous forme liquide dans la solution, ces deux masses étant reliées par la concentration de saturation Xs de la solution :

Masse de sel solubilisé : $m_{sel} = \alpha . m_{sel_0}$

Masse de G dans la solution : $m_{NH_3}^{sol} = \frac{1 - Xs}{Xs} m_{sel}$

Le volume occupé par le graphite est exprimé de la même manière que dans le *chapitre 3*. c'est à dire à partir de la masse volumique du graphite pure, du taux de sel et de la masse volumique du composite.

$$\tilde{\rho}_{GNE} = \frac{m_{GNE}}{V_{comp}} = \frac{\rho_{graph} V_{GNE}}{V_{comp}}$$

d'où $$\frac{V_{GNE}}{V_{comp}} = \frac{\tilde{\rho}_{GNE}}{\rho_{graph}} = \left(1 - \tau_{sel}\right) \frac{\rho_{comp}}{\rho_{graph}} \qquad \text{(V.6)}$$

Le volume relatif occupé par le sel non solubilisé, cristallisé et chargé avec ν mole de NH_3, est définie par

$$\frac{V_{sel^*}}{V_{comp}} = \frac{m_{sel_\nu}}{\rho_{sel_\nu} V_{comp}} = \frac{(1-\alpha).N_{sel_0} Mm_{sel_\nu}}{\rho_{sel_\nu} V_{comp}} = \frac{(1-\alpha).m_{sel_0}}{\rho_{sel_\nu} V_{comp}} \cdot \frac{Mm_{sel_\nu}}{Mm_{sel_0}}$$

où ρ_{sel_ν} , Mm_{sel_ν} et Mm_{sel_0} sont respectivement la masse volumique et la masse molaire du sel cristallisé chargé à ν mole de NH_3, et la masse molaire du sel anhydre.

Or $$\frac{m_{sel_0}}{V_{comp}} = \frac{\tau_{sel} . M_{comp}}{V_{comp}} = \tau_{sel} . \rho_{comp}$$

D'où $$\frac{V_{sel^*}}{V_{comp}} = (1-\alpha).\tau_{sel} \frac{\rho_{Comp}}{\rho_{sel_\nu}} . \frac{Mm_{sel_\nu}}{Mm_{sel_0}} \qquad \text{(V.7)}$$

De même, le volume relatif occupé par la solution saturée est défini par :

$$\frac{V_{sol}}{V_{comp}} = \frac{m_{sol}}{\rho_{sol} . V_{comp}} = \frac{m_{sel} + m_{NH_3}^{sol}}{\rho_{sol} . V_{comp}}$$

d'où $$\frac{V_{sol}}{V_{comp}} = \frac{\alpha}{Xs . \rho_{sol}} \frac{m_{sel_0}}{V_{comp}} = \frac{\alpha}{Xs} \frac{\tau_{sel} . \rho_{comp}}{\rho_{sol}} \qquad \text{(V.8)}$$

Finalement la porosité du composite évolue avec le taux de solubilisation du sel dans la solution saturée et est obtenue en replaçant les équations (V.6), (V.7) et (V.8) dans (V.5) :

$$\varepsilon(\alpha) = 1 - \left[\frac{(1-\tau_{sel})}{\rho_{graph}} + \frac{\alpha.\tau_{sel}}{Xs\rho_{sol}} + (1-\alpha).\frac{\tau_{sel}}{\rho_{sel_v}}.\frac{Mm_{sel_v}}{Mm_{sel_0}} \right] \rho_{Comp} \quad \text{(V.9)}$$

L'évaluation de la porosité du matériau composite dans lequel se solubilise le sel est très importante car elle conditionne comme nous l'avons vu au chapitre 3 la qualité des transferts de masse dans le matériau. Il faut en effet s'assurer d'une porosité minimale lorsque le sel est complètement solubilisé (α=1) pour maintenir une perméabilité acceptable pour la diffusion du gaz. Cette porosité minimale conditionne alors la quantité maximale de sel à mettre en œuvre et donc la capacité de stockage énergétique développé par le procédé.

Ainsi pour des quantités de sel et de graphite fixées par ces exigences de qualité dans les transferts de chaleur et de masse, la variation d'énergie interne du sorbeur peut en définitive s'exprimer comme :

$$dU_{sor} = dU_{GNE} + dU_{sol} + dU_{sel^*} + dU_{NH_3} = \dot{Q}_{pr_sor}dt + \dot{n}_{NH_3}^{out}\bar{h}_{NH_3}^{out}dt - \dot{n}_{NH_3}^{in}\bar{h}_{NH_3}^{in}dt \text{ (V.10)}$$

En prenant en considération la variation du taux de solubilisation molaire α du sel dans la solution, les énergies internes du sel cristallisé et de la solution saturée sont donc déterminées, en négligeant leurs variations de volume : $d\bar{u} = d\bar{h} = \bar{C}.dT$

- ***Pour la solution saturée,***

La solution saturée est composée de $\alpha.N_{sel_0}$ de sel solubilisé et de $\mu.\alpha.N_{sel_0}$ moles de NH_3 liquide, la variation d'énergie interne est définie comme suit :

$$dU_{sol} = d(m_{sol}.u_{sol}) = d(m_{sol}.h_{sol}) = dm_{sol}.h_{sol} + m_{sol}.dh_{sol}$$

avec $m_{sol} = \alpha.N_{sel_0}.Mm_{sel_0} + \mu.\alpha.N_{sel_0}.Mm_{NH_3}$

et $m_{sol}.h_{sol} = m_{sol}.c_{sol}.(T_{comp} - T_{ref}) = \alpha.N_{sel_0}.\bar{h}_{sel}^{dissous} + \mu.\alpha.N_{sel_0}.\bar{h}_{NH_3}^{liq}$

Soit

$$dU_{sol} = \left(N_{sel_0}.\bar{h}_{sel}^{dissous} + \mu.N_{sel_0}.\bar{h}_{NH_3}^{liq}\right).d\alpha + \alpha.N_{sel_0}.\left(Mm_{sel_0} + \mu.Mm_{NH_3}\right).\bar{c}_{sol}.dT_{comp}$$

Et finalement :

$$dU_{sol} = N_{sel_0}.\left(Mm_{sel_0} + \mu.Mm_{NH_3}\right).\left[\bar{c}_{sol}.\left(T_{comp} - T_{ref}\right).d\alpha + \alpha.\bar{c}_{sol}dT_{comp}\right] \quad \text{(V.11)}$$

- ***Pour le sel cristallisé dans la solution saturée***

La variation d'énergie du sel dans la solution s'exprime comme :

$$dU_{sel^*} = d(N_{sel^*}\cdot\bar{u}_{sel^*}) = d\left((1-\alpha)N_{sel_0}.\bar{u}_{sel^*}\right) = -N_{sel_0}d\alpha.\bar{h}_{sel^*} + (1-\alpha)N_{sel_0}d\bar{h}_{sel^*}$$

Soit $dU_{sel^*} = -N_{sel_0}d\alpha.\bar{h}_{sel^*} + (1-\alpha)N_{sel_0}\bar{c}_{sel^*}dT_{comp}$

Finalement : $dU_{sel^*} = -N_{sel_0}.\bar{c}_{sel^*}\left(T_{comp} - T_{ref}\right)d\alpha + (1-\alpha)N_{sel_0}\bar{c}_{sel^*}dT_{comp}$ (V.12)

- ***Pour le graphite (GNE) constituant la matrice poreuse du composite***

$$dU_{GNE} = d(m_{GNE}u_{GNE}) = m_{GNE}du_{GNE} = m_{GNE}c_{GNE}dT_{comp} \quad \text{(V.13)}$$

- ***Pour l'ammoniac gazeux présent dans le sorbeur :***

En considérant l'ammoniac gazeux comme un gaz parfait, son énergie interne et son enthalpie ne dépendent que de la température T, cela permet d'écrire :

$d\bar{u}_{NH_3} = \bar{c}_{v.NH_3}dT_{comp}$ Avec $\bar{u}_{NH_3} = \bar{h}_{NH_3} - PV = \bar{h}_{NH_3} - RT_{comp}$

On a donc : $dU_{NH_3} = dN_{NH_3}\bar{u}_{NH_3} + N_{NH_3}d\bar{u}_{NH_3}$

soit $$dU_{NH_3} = -(\mu - \nu).N_{sel_0}(\bar{h}_{NH_3} - RT_{NH_3})d\alpha + N_{NH_3}^{VG}\bar{c}_{v.NH_3}dT_{comp} \quad \text{(V.14)}$$

avec $$N_{NH_3}^{VG} = f(P_{comp}, T_{comp}, V_G) = N_{NH_{3ini}}^{VG} - (\mu.\alpha + (1-\alpha).\nu)N_{sel_0}$$

La variation du nombre de mole de gaz $N_{NH_{3ini}}^{VG}$ dans le volume gazeux V_G s'écrit :

$$\frac{dN_{NH_3}^{VG}}{dt} = \dot{n}_{NH_3}^{in} - \dot{n}_{NH_3}^{out} - \dot{n}_{NH_3}^{VG \to sol} \quad \text{(V.15)}$$

soit : $$\frac{dN_{NH_3}^{VG}}{dt} = \dot{n}_{NH_3}^{in} - \dot{n}_{NH_3}^{out} - \mu.N_{sel_0}\frac{d\alpha}{dt}$$

Le volume V_G occupé par le gaz NH_3 est constitué du volume mort du réacteur V_M, qui est égale à la différence entre le volume du sorbeur V_{sor} et le volume occupé par le composite V_{comp}, et le volume poreux V_M dans le composite. D'où finalement :

$$N_{NH_3}^{VG} = \frac{P_{comp}V_G}{RT_{comp}} = \frac{P_{comp}}{R.T_{comp}}\left(V_M + V_{comp}.\varepsilon(\alpha)\right)$$

On considère que le milieu sorbant reste toujours à l'équilibre thermodynamique [T_{comp}, $P_{eq}(T_{comp})$] correspondant à celui de la solution saturée :

soit $$P_{comp} = P_{eq}(T_{comp}) = P_o.\exp\left[-\frac{\Delta H_{sorption}}{R.T_{comp}} + \frac{\Delta S_{sorption}}{R}\right]$$ où $$\begin{cases}\Delta H_{sorption} = 25970 \left[J.mol^{-1}\right] \\ \Delta S_{sorption} = 194.43 \left[J.mol^{-1}.K^{-1}\right]\end{cases}$$

Pour que cette hypothèse soit valide, il est nécessaire de s'assurer que la valeur minimale du taux de solubilisation du sel dans le sorbeur soit légèrement supérieure à 0 et sa valeur maximale est légèrement inférieure à 1 afin que les conditions thermodynamiques correspondant à cet équilibre thermodynamique soient respectées. Ceci imposera une gestion particulière du sorbeur au cours des cycles de sorption/désorption. En effet, en fin de phase de sorption durant laquelle une production de froid est réalisée (solubilisation du sel), il sera alors nécessaire de s'assurer que le sel ne soit pas totalement solubilisé ($\alpha \approx 0.95$). De même en fin de phase de régénération, il sera nécessaire de s'assurer que le sel ne soit pas totalement cristallisé ($\alpha \approx 0.05$). Dans ces conditions, et en remplaçant les équations (V.11), (V.12),

(V.13) et (V.14) dans (V.10), la variation d'énergie interne du sorbeur peut s'écrire comme suit :

$$\frac{dU_{comp}}{dt} = \left[\alpha.N_{sel_0}.\left(Mm_{sel_0} + \mu.Mm_g\right)\bar{c}_{sol} + (1-\alpha)N_{sel_0}\bar{c}_{sel^*} + N_{NH_3}^{VG}\overline{cv}_{NH_3} + m_{GNE}c_{GNE} \right]\frac{dT_{comp}}{dt}$$
$$- N_{sel_0}\left[\left(\mu-\nu\right)\left(\bar{h}_{NH_3} - RT_{comp}\right) - \mu\bar{h}_{NH_3}^{liq} - (\bar{h}_{sel}^{dissous} - \bar{h}_{sel^*})\right]\frac{d\alpha}{dt} \quad \text{(V.16)}$$

La chaleur de sorption rapportée à une mole de NH_3 désorbée peut se définir en considérant l'équilibre de la solution saturée par :

$$\left(\mu-\nu\right).\bar{h}_{NH_3} - \mu.\bar{h}_{NH_3}^{liq} + (\bar{h}_{sel^*} - \bar{h}_{sel}^{dissous}) = \left(\mu-\nu\right)\Delta H_{sorption}$$

Finalement on peut écrire donc l'équation (V.16) comme suit :

$$C_{eq}(\alpha, N_{NH_3})\frac{dT_{comp}}{dt} = \left(\mu-\nu\right).N_{sel_0}\left(\Delta H_{sorption} - RT_{comp}\right)\frac{d\alpha}{dt} - U_{comp}S_{sor}(T_{comp} - T_{pr_sor}) + \dot{n}_{NH_3}^{in}\bar{h}_{NH_3}^{in} - \dot{n}_{NH_3}^{out}\bar{h}_{NH_3}^{out} \quad \text{(V.17)}$$

avec $C_{eq}(\alpha, N_{NH_3}) = \alpha.N_{sel_0}.\left(Mm_{sel_0} + \mu.Mm_g\right)\bar{c}_{sol} + (1-\alpha)N_{sel_0}\bar{c}_{sel^*} + N_{NH_3}^{VG}\overline{cv}_{NH_3} + m_{GNE}c_{GNE}$

Ainsi la température T_{comp} du composite au sein du sorbeur sera fixée par la pression de fonctionnement imposée lorsque celui-ci sera connecté soit à l'évaporateur soit au condenseur En revanche, pendant les phases transitoires de refroidissement ou de chauffage, le sorbeur est isolé du condenseur ou de l'évaporateur. Dans ce cas, la pression du sorbeur est calculée à partir de l'équilibre thermodynamique à la température du sorbeur

b. Expression simplifiée de la cinétique de sorption/désorption :

La cinétique de transformation globale du sorbeur, c'est-à-dire l'évolution du taux de solubilisation de sel dans le sorbeur, peut être modélisée de manière classique par un modèle basé sur le déséquilibre thermodynamique imposé au système, lequel déséquilibre se caractérise par l'affinité chimique [76] et qui s'exprime par :

$$\frac{d\alpha}{dt} = k_{cin}\left(1-\alpha\right)^n.\frac{A(T_{pr,sor}, P_{comp})}{T_{pr,sor}}$$

où α est l'avancement de la sorption, $k_{cin,i}$ une constante cinétique globale à identifier en fonction du sens d'évolution du processus de sorption et *n* un pseudo-ordre cinétique [77].

L'affinité chimique A(T,P) peut également s'exprimer comme :

$$A\left(T_{pr,sor}, P_{comp}\right) = RT_{pr,sor}\ln\left(\frac{P_{comp}}{P_{eq}(T_{pr,sor})}\right)$$

soit $$\frac{d\alpha}{dt} = k_{cin,i}\left(1-\alpha\right)^{n} \ln\left(\frac{P_{comp}}{P_{eq}(T_{pr,sor})}\right)$$

La Figure 86 permet de représenter dans un diagramme de Clausius-Clapeyron ces déséquilibres thermodynamiques imposés au sorbeur au cours d'une phase de solubilisation exothermique (en bleu) lorsque $T_{pr,sor} < T_{eq}(P_{comp})$ et lors d'une phase endothermique de cristallisation du sel (en rouge) pour $T_{pr,des} > T_{eq}(P_{comp})$. La température T_{comp} du composite est supposée correspondre à celle de l'équilibre thermodynamique de la solution saturée à la pression imposée P_{comp}.

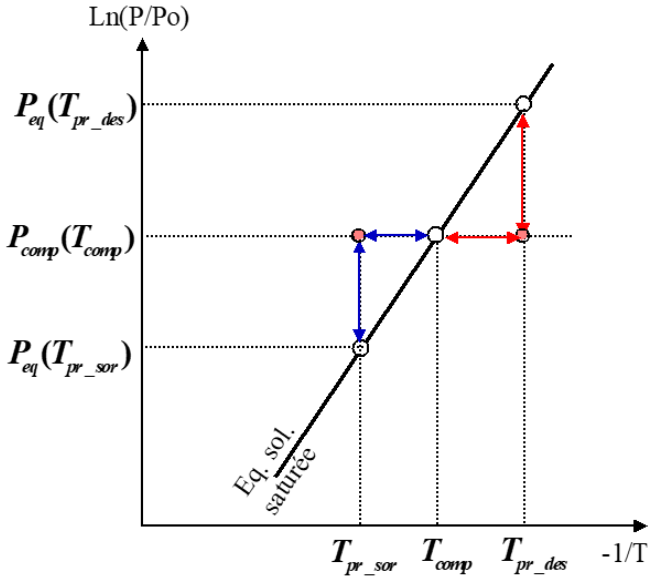


Figure 86: Représentation graphique des déséquilibres thermodynamique du sorbeur

En phase de sorption, la cinétique obtenue est positive et est ainsi en accord avec l'évolution du taux de solubilisation α du sel qui est croissant durant cette phase. A l'inverse en phase de désorption (cristallisation), la cinétique obtenue est négative et en accord avec un taux de solubilisation décroissant durant cette phase. Cette cinétique peut s'exprimer en définitive pour la sorption et la désorption de la manière suivante :

- Pour la sorption : $$\frac{d\alpha}{dt} = k_{cin,s}.\ln\left(\frac{P_{comp}}{P_{eq}(T_{pr,sor})}\right)\left(1-\alpha\right)^{n} \qquad \text{(V.18)}$$
- Pour la désorption : $$\frac{d\alpha}{dt} = k_{cin,des}.\ln\left(\frac{P_{comp}}{P_{eq}(T_{pr,des})}\right)\left(\alpha\right)^{n} \qquad \text{(V.19)}$$

c. Estimation du coefficient cinétique

Le coefficient cinétique k_{cin} peut en première approximation être estimé en considérant que, l'énergie mise en œuvre lors de la solubilisation ou cristallisation presque totale des N_{sel0} moles de sel ($\Delta\alpha \approx 0.95$) dans le sorbeur a été transférée par la paroi du sorbeur pendant une certaine durée Δt a priori fixée par l'objectif visé, à savoir une désorption sur la durée d'ensoleillement

le jour et une désorption sur la nuit. Ce transfert de chaleur est réalisé avec une conductance thermique ($U_{pr,sor}.S_{sor}$) entre la paroi à une température moyenne $\overline{T}_{pr,sor}$ et le matériau composite supposé à une température moyenne uniforme $\overline{T}_{comp}$ correspondante à celle de l'équilibre thermodynamique à la pression moyenne $\overline{P}_{comp}$ imposée par l'évaporateur ou le condenseur :

$$Q_{sorption} = (\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}.\Delta\alpha = U_{pr,sor}S_{sor}\left[\overline{T}_{comp} - \overline{T}_{pr,sor_s}\right].\Delta t_S$$

$$Q_{desorption} = (\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}.\Delta\alpha = U_{pr,sor}S_{sor}\left[\overline{T}_{pr,sor_d} - \overline{T}_{comp}\right].\Delta t_d$$

Ceci conduit à exprimer une cinétique moyenne de transformation du sorbeur pour chacune des phases, de la forme :

$$\begin{cases} \left.\overline{\frac{d\alpha}{dt}}\right|_S = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t_S} = \frac{U_{pr,sor}S_{sor}\left[\overline{T}_{comp} - \overline{T}_{pr,sor_s}\right]}{(\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}} \\ \left.\overline{\frac{d\alpha}{dt}}\right|_D = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t_D} = \frac{U_{pr,sor}S_{sor}\left[\overline{T}_{pr,sor_d} - \overline{T}_{comp}\right]}{(\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}} \end{cases} \qquad \text{(V.20)}$$

Ces cinétiques moyennes peuvent s'exprimer également en considérant que :

$$\overline{\frac{d\alpha}{dt}} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta t}\int_0^{\Delta t}\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)dt$$

En intégrant donc les expressions (V.18) et (V.19) et en comparant avec les relations (V.20) , on obtient ainsi une estimation du coefficient cinétique pour chaque phase :

$$k_{cin,s} = \frac{U_{pr,sor}S_{sor}}{(\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}} \cdot \frac{\overline{T}_{comp} - \overline{T}_{pr,sor_s}}{\left(\frac{\Delta\alpha^{n+1}}{n+1}\right)\ln\left(\frac{\overline{P}_{comp}}{P_{eq}(\overline{T}_{pr,sor})}\right)} \qquad \text{(V.21)}$$

et $$k_{cin,d} = -\frac{U_{pr,sor}S_{sor}}{(\mu - \nu).N_{sel_0}.\Delta H_{sorption}} \cdot \frac{\overline{T}_{pr,sor_d} - \overline{T}_{comp}}{\left(\frac{\Delta\alpha^{n+1}}{n+1}\right)\ln\left(\frac{\overline{P}_{comp}}{P_{eq}(\overline{T}_{pr,sor})}\right)}$$

V.1.2 Modélisation du condenseur

On considèrera en première approche un système constitué par un condenseur refroidi par un fluide caloporteur connecté à un réservoir de liquide condensé, tous deux sont supposés être parfaitement isolés thermiquement par rapport à l'environnement.

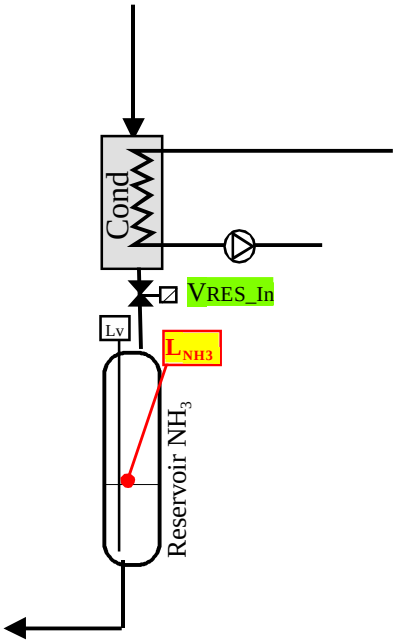


Figure 87: Représentation schématique du condenseur du procédé à sorption

Pour simplifier la modélisation, ce système ainsi constitué est supposé fonctionner à l'équilibre thermodynamique compte tenu des cinétiques élevées généralement constatées en condensation et évaporation par rapport à celles liées aux phénomènes de sorption : la pression P_{cond} et la température de condensation T_{cond} suivent alors l'équilibre thermodynamique de condensation/évaporation de l'ammoniac.

$$P_{cond} = P_{eq}(T_{cond}) = P_o.\exp\left[-\frac{\Delta H_v^o}{R.T_{cond}} + \frac{\Delta S_v^o}{R}\right]$$

Par ailleurs, on supposera que le liquide condensé est accumulé dans le réservoir sans subir de sous-refroidissement dans les conditions d'équilibre thermodynamique avec le condenseur.

a. Bilan d'énergie sur la paroi du condenseur

La paroi du condenseur échange de la chaleur d'un côté avec le fluide caloporteur à une température moyenne $\tilde{T}_w$ et de l'autre avec l'ammoniac qui se condense à T_{cond}. Le bilan thermique s'écrit donc :

$$(mc)_{pr,cd}\frac{dT_{pr,cd}}{dt} = -U_{pr,cd}S_{cd}(T_{pr,cd} - \tilde{T}_w) + U_{cd}S_{cd}(T_{cond} - T_{pr,cd}) \qquad \text{(V.22)}$$

La température moyenne du caloporteur de refroidissement du condenseur tient compte de l'efficacité d'échange thermique avec la paroi du condenseur supposée à température uniforme :

$$\tilde{T}_w = T_{pr,cd} + E_{ff}(T_{pr,cd} - T_{in,cd}) \qquad \text{avec} \qquad E_{ff} = 1 - \exp\left(-\frac{U_{pr,cd}S_{cd}}{(\dot{m}.c_p)_w}\right)$$

b. Bilan de masse dans le condenseur

Pour représenter l'évolution massique du système condenseur/réservoir, deux équations bilans sont établies, une pour la phase vapeur et la seconde pour la phase liquide.

$$N_{cd} = N_{NH_3(g)_cd} + N_{NH_3(liq)_cd} \tag{V.23}$$

avec N_{cd}, $N_{NH_3(g)_cd}$ et $N_{NH_3(liq)_cd}$ respectivement le nombre de mole d'ammoniac global dans le condenseur, le nombre de mole d'ammoniac gazeux et le nombre de mole d'ammoniac liquide dans le condenseur.

La variation du nombre de mole de NH_3 dans le système condenseur/réservoir au cours du temps représente le débit de condensation égal au nombre de mole de NH_3 $\dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}$ qui entre dans le condenseur et désorbé par le sorbeur :

$$\frac{dN_{cd}}{dt} = \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}$$

Les variations du nombre de mole de NH_3 dans la phase gazeuse et dans la phase liquide sont couplées par le nombre de moles qui se condensent $\dot{n}^{g\to l}$

$$\frac{dN_{NH_3(g)_cd}}{dt} = \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd} - \dot{n}^{g\to liq} \tag{V.24}$$

et $$\frac{dN_{NH_3(liq)_cd}}{dt} = \dot{n}^{g\to liq}$$

En considérant le volume total V_{cd} du système condenseur/réservoir supposé à l'équilibre thermodynamique (T_{cond}, P_{cond}) :

$$V_{cd} = V_{NH_3(g)_cd} + V_{NH_3(liq)_cd}$$

$$V_{cd} = N_{NH_3(liq)_cd}.\bar{v}_{NH_3(liq)_cd} + N_{NH_3(g)_cd}.\bar{v}_{NH_3(g)_sat} \tag{V.25}$$

avec $V_{NH_3(g)_cd}$ et $V_{NH_3(liq)_cd}$ respectivement le volume d'ammoniac gazeux et le volume d'ammoniac liquide dans le condenseur.

c. Bilan d'énergie sur les phases liquide/vapeur du condenseur

Le bilan 1er principe au niveau du système condenseur/réservoir s'écrit en considérant le flux de chaleur échangé avec la paroi et le flux enthalpique de l'ammoniac entrant. L'ammoniac condensé reste dans le système et est stocké à T_{cond} :

$$\frac{dU_{cd}}{dt} = U_{cd}S_{cd}(T_{cond} - T_{pr_cd}) + \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}.\bar{h}^{in}_{NH_3(g)} \tag{V.26}$$

avec $\bar{h}^{in}_{NH_3(g)}$ l'enthalpie molaire du gaz entrant à T_{comp}.

La variation d'énergie interne du condenseur peut être développée comme suit :

$$\frac{dU_{cd}}{dt} = \frac{dU_{NH_3(g)_cd}}{dt} + \frac{dU_{NH_3(liq)_cd}}{dt} \tag{V.27}$$

En considérant que les variations d'énergie peuvent s'exprimer comme :

$$\begin{cases} \dfrac{dU_{NH_3(g)_cd}}{dt} = \dfrac{dN_{NH_3(g)_cd}}{dt}.\bar{u}_{NH_3(g)} + N_{NH_3(g)_cd}\dfrac{d\bar{u}_{NH_3(g)}}{dt} \\ \dfrac{dU_{NH_3(liq)_cd}}{dt} = \dfrac{dN_{NH_3(liq)_cd}}{dt}.\bar{u}_{NH_3(liq)} + N_{NH_3(liq)_cd}\dfrac{d\bar{u}_{NH_3(liq)}}{dt} \end{cases} \tag{V.28}$$

Soit

$$\begin{cases} \dfrac{dU_{NH_3(g)_cd}}{dt} = \left(\dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd} - \dot{n}^{g\to liq}\right)\bar{u}^{sat}_{NH_3(g)} + N_{NH_3(g)_cd}\overline{c}_{v\,NH_3(g)}\dfrac{dT_{cond}}{dt} \\ \dfrac{dU_{NH_3(liq)_cd}}{dt} = \dot{n}^{g\to l}\bar{u}^{sat}_{NH_3(liq)} + N_{NH_3(liq)_cd}.\bar{c}_{NH_3(liq)}\dfrac{dT_{cond}}{dt} \end{cases} \tag{V.29}$$

En remplaçant (V.29) dans (V.27) on peut écrire :

$$\frac{dU_{cd}}{dt} = \left(\dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd} - \dot{n}^{g\to liq}\right)\bar{u}^{sat}_{NH_3(g)} + \dot{n}^{g\to liq}.\bar{u}^{sat}_{NH_3(liq)_cd} + \left(N_{NH_3(g)_cd}\overline{c}_{v\,NH_3(g)} + N_{NH_3(liq)_cd}.\bar{c}_{NH_3(liq)}\right)\frac{dT_{cond}}{dt} \tag{V.30}$$

En remplaçant l'équation (V.30) dans (V.26), le bilan d'énergie au niveau du condenseur peut s'écrire :

$$\begin{aligned}\left(N_{NH_3(g)_cd}\overline{cv}_{NH_3(g)} + N_{NH_3(liq)_cd}.\bar{c}_{NH_3(liq)}\right)\frac{dT_{cond}}{dt} &= -U_{cd}S_{cd}(T_{pr_cd} - T_{cond}) \\ &+ \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}.\left(\bar{h}^{in}_{NH_3(g)} - \bar{u}^{sat}_{NH_3(g)}\right) + \dot{n}^{g\to liq}.(\bar{u}^{sat}_{NH_3(g)} - \bar{u}^{sat}_{NH_3(liq)})\end{aligned}$$

Or l'énergie interne d'un gaz parfait peut également s'écrire $\bar{u}_{NH_3(g)} = \bar{h}_{NH_3(g)} - RT$ et la chaleur latente du fluide par unité de mole se définit comme :

$$\Delta\bar{h}(T) = \bar{h}^{sat}_{NH_3(g)} - \bar{h}^{sat}_{NH_3(liq)} = \bar{u}^{sat}_{NH_3(g)} - \bar{u}^{sat}_{NH_3(liq)}$$

Et donc finalement le bilan d'énergie au niveau du condenseur peut s'écrire :

$$\begin{aligned}\left(N_{NH_3(g)_cd}\overline{c}_{v\,NH_3(g)} + N_{NH_3(liq)_cd}.\overline{C}_{NH_3(liq)}\right)\frac{dT_{cond}}{dt} &= -U_{cd}S_{cd}(T_{pr_cd} - T_{cond}) \\ &+ \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}.\overline{c}_{p\,NH_3(g)}\left(T^{in}_{NH_3(g)_cd} - T_{cond}\right) + \dot{n}^{g\to liq}\overline{\Delta h}^{sat}_{cond} + \dot{n}^{in}_{NH_3(g)_cd}RT_{cond}\end{aligned} \tag{V.31}$$

Ce bilan d'énergie permet ainsi de déterminer la température dans le condenseur T_{cond} et donc la pression de condensation P_{cond} qui est par suite imposée au sorbeur (P_{comp}=P_{cond}).

V.1.3 Modélisation de l'évaporateur

L'évaporateur considéré ici est un évaporateur fonctionnant en régime noyé c'est-à-dire que son niveau de liquide est maintenu constant par une vanne de détente qui contrôle le débit d'alimentation en liquide. Comme précédemment, on considèrera un système constitué de l'évaporateur et de son réservoir de liquide qui l'alimente en liquide à température du réservoir, tous deux étant parfaitement isolés thermiquement. La pression dans le réservoir de liquide correspond à celle de saturation à la température du réservoir

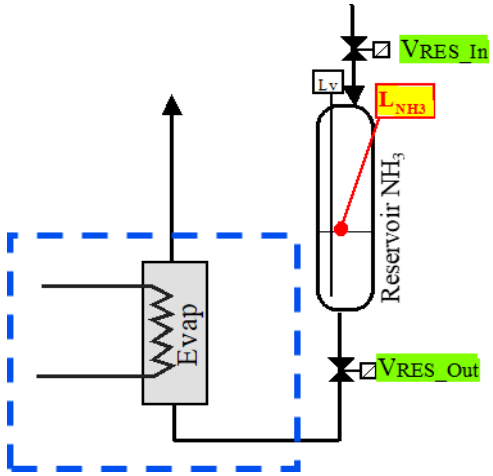


Figure 88 : Représentation schématique de l'évaporateur du procédé à sorption

Le comportement de l'évaporateur est similaire à celui du condenseur, à savoir qu'il est supposé fonctionner à l'équilibre thermodynamique compte tenu des cinétiques d'évaporation élevées : la pression P_{evap} et la température de condensation T_{evap} suivent alors l'équilibre thermodynamique de l'ammoniac.

$$P_{evap} = P_{eq}(T_{evap}) = P_o.\exp\left[-\frac{\Delta H_v^o}{R.T_{evap}} + \frac{\Delta S_v^o}{R}\right]$$

a. Bilan thermique sur la paroi de l'évaporateur.

Avec la même approche que pour le condenseur, on peut écrire le bilan thermique au niveau de la paroi de l'évaporateur comme :

$$(mCp)_{pr_ev}\frac{dT_{pr_ev}}{dt} = U_{pr_ev}S_{ev}(\tilde{T}_w - T_{pr_ev}) - U_{ev}S_{ev}(T_{pr_ev} - T_{evap}) \qquad \text{(V.32)}$$

La température moyenne du fluide tient compte de l'efficacité de l'échange thermique avec la paroi de l'évaporateur supposée à température uniforme

$$\tilde{T}_w = T_{pr_ev} + E_{ff_ev}(T_{pr_ev} - T_{in,ev}) \quad \text{avec} \quad E_{ff_ev} = 1 - \exp\left(-\frac{U_{pr,ev}S_{ev}}{(\dot{m}.c_p)_w}\right)$$

b. Bilan de masse dans l'évaporateur

Comme précédemment pour représenter l'évolution massique de ce système évaporateur/réservoir, deux équations bilans de masse sont établies en considérant que la variation du nombre de mole dans la phase gaz est négligeable (pas de terme d'accumulation) et toujours en équilibre thermodynamique avec la phase liquide :

$$N_{ev} = N_{NH_3(g)_ev} + N_{NH_3(liq)_ev} \qquad \text{(V.33)}$$

avec : N_{ev}, $N_{NH_3(g)_ev}$ et $N_{NH_3(liq)_ev}$ le nombre de mole d'ammoniac global, le nombre de mole d'ammoniac gazeux et le nombre de mole d'ammoniac liquide dans l'évaporateur.

La variation du nombre de mole d'ammoniac liquide dans le réservoir supposé à la température T_{res} est égale :

$$\frac{dN_{res}}{dt} = -\dot{n}_{res}$$

Cette variation molaire correspond au débit molaire d'ammoniac sortant de l'évaporateur $\dot{n}^{out}_{NH_3(g)_ev}$ et représente aussi le débit d'évaporation $\dot{n}^{liq\to g}$. Ainsi, le nombre de mole de NH_3 dans la phase gazeuse et dans la phase liquide dans l'évaporateur sont couplées par :

$$\frac{dN_{NH_3(g)_ev}}{dt} = \dot{n}^{liq\to g} - \dot{n}^{out}_{NH_3(g)_ev} = 0$$

et $$\frac{dN_{NH_3(liq)_ev}}{dt} = \dot{n}_{res} - \dot{n}^{liq\to g} = 0$$

Le volume total V_{ev} pour le système évaporateur supposé à (T_{evap}, P_{evap}), s'exprime comme :

$$V_{ev} = V_{NH_3(g)_ev} + V_{NH_3(liq)_ev} \tag{V.34}$$

avec $V_{NH_3(g)_ev}$ et $V_{NH_3(liq)_ev}$ le volume d'ammoniac gazeux et le volume d'ammoniac liquide dans l'évaporateur :

$$V_{NH_3(g)_ev} = N_{NH_3(g)_ev}.\bar{v}^{sat}_{NH_3(g)}$$

$$V_{NH_3(liq)_ev} = N_{NH_3(liq)_ev}.\bar{v}_{NH_3(liq)_ev}$$

c. Bilan d'énergie sur le volume de l'évaporateur

Le bilan d'énergie au niveau de l'évaporateur noyé s'écrit en considérant le flux de chaleur échangé avec la paroi et les flux enthalpiques de l'ammoniac entrant et sortant. L'ammoniac liquide dans le réservoir est stocké à $T_{res.}$ En appliquant le bilan d'énergie sur l'évaporateur, on peut écrire :

$$\frac{dU_{ev}}{dt} = U_{ev}S_{ev}(T_{pr_ev} - T_{evap}) - \dot{n}^{out}_{NH_3(g)_ev}.\left(\bar{h}^{out}_{NH_3(g)} - \bar{h}^{res}_{NH_3(liq)}\right) \tag{V.35}$$

avec $\bar{h}^{out}_{NH_3(g)} = \bar{h}^{sat}_{NH_3(g)}(T_{evap})$ l'enthalpie molaire du gaz sortant à T_{evap}.

et $\bar{h}^{res}_{NH_3(liq)} = \bar{h}^{sat}_{NH_3(liq)}(T_{res})$ l'enthalpie du liquide entrant dans l'évaporateur

La variation d'énergie interne de l'évaporateur peut être décomposée comme suit :

$$\frac{dU_{ev}}{dt} = \frac{dU_{NH_3(g)_ev}}{dt} + \frac{dU_{NH_3(liq)_ev}}{dt} \tag{V.36}$$

En considérant que les variations d'énergie peuvent s'exprimer comme :

$$\begin{cases} \dfrac{dU_{NH_3(g)_ev}}{dt} = \dfrac{dN_{NH_3(g)_ev}}{dt}.\bar{u}_{NH_3(g)} + N_{NH_3(g)_cd}\dfrac{d\bar{u}_{NH_3(g)}}{dt} \\ \dfrac{dU_{NH_3(liq)_ev}}{dt} = \dfrac{dN_{NH_3(liq)_ev}}{dt}.\bar{u}_{NH_3(liq)} + N_{NH_3(liq)_cd}\dfrac{d\bar{u}_{NH_3(liq)}}{dt} \end{cases} \quad (V.37)$$

Soit

$$\begin{cases} \dfrac{dN_{NH_3(g)_ev}}{dt} = N_{NH_3(g)_ev}\bar{c}_{v\,NH_3(g)}\dfrac{dT_{evap}}{dt} \\ \dfrac{dU_{NH_3(liq)_ev}}{dt} = N_{NH_3(liq)_ev}.\bar{C}_{NH_3(liq)}\dfrac{dT_{evap}}{dt} \end{cases} \quad (V.38)$$

En remplaçant (V.38) dans (V.36) on obtient en considérant les hypothèses définies :

$$\frac{dU_{ev}}{dt} = \left(N_{NH_3(g)_ev}\bar{c}_{v\,NH_3(g)} + N_{NH_3(liq)_ev}.\bar{C}_{NH_3(liq)}\right)\frac{dT_{evap}}{dt} \quad (V.39)$$

Qui finalement en remplaçant (V.39) dans (V.35) et en utilisant la définition de l'énergie interne d'un gaz parfait aboutit à :

$$\left(N_{NH_3(g)_ev}\bar{c}_{v\,NH_3(g)} + N_{NH_3(liq)_ev}.\bar{C}_{NH_3(liq)}\right)\frac{dT_{evap}}{dt} = U_{ev}S_{ev}(T_{pr_ev} - T_{evap}) - \dot{n}^{out}_{NH_3(g)_ev}.\left(\bar{h}^{out}_{NH_3(g)} - \bar{h}^{res}_{NH_3(liq)}\right) \quad (V.40)$$

Ce bilan permet de déterminer la température de l'évaporateur T_{evap} et par suite la pression d'évaporation P_{evap} qui est imposée au sorbeur (P_{comp}=P_{evap}) durant la phase de sorption.

V.2 Description du prototype expérimental

Pour valider le modèle de comportement du procédé développé précédemment, un dispositif expérimental d'un procédé à sorption a été construit au Laboratoire PROMES. Cette section présente et décrit les différents composants mis en œuvre, en s'intéressant à leurs principales caractéristiques et les modes de fonctionnement du procédé. L'objectif principal de ce dispositif est de tester et analyser expérimentalement le comportement d'un sorbeur exploitant un processus de sorption /désorption d'ammoniac par solution saturée d'un sel, en particulier le bromure de sodium, NaBr, identifié comme potentiellement intéressant pour l'application visée. Ce prototype est constitué d'un sorbeur, d'un condenseur, d'un réservoir d'ammoniac liquide et d'un évaporateur. Ces différents composants sont connectés massiquement les uns aux autres via des électrovannes, et thermiquement à des sources et puits de chaleur contrôlée en température (bains thermostatés) selon les modes de fonctionnement, :

- Mode 1 : Phase de charge (désorption).
- Mode 2 : Phase de décharge (sorption).

Le dispositif est instrumenté avec des capteurs de température, de pression, de débit et de niveau d'ammoniac liquide dans le réservoir afin de pouvoir faire des bilans énergétiques, d'analyser le comportement du procédé et de comparer les évolutions des diverses grandeurs caractéristiques avec celles obtenues par le modèle de simulation dans les mêmes conditions de fonctionnement. Diverses électrovannes ont également été mises en place (Figure 90) pour piloter le prototype et changer son mode de fonctionnement

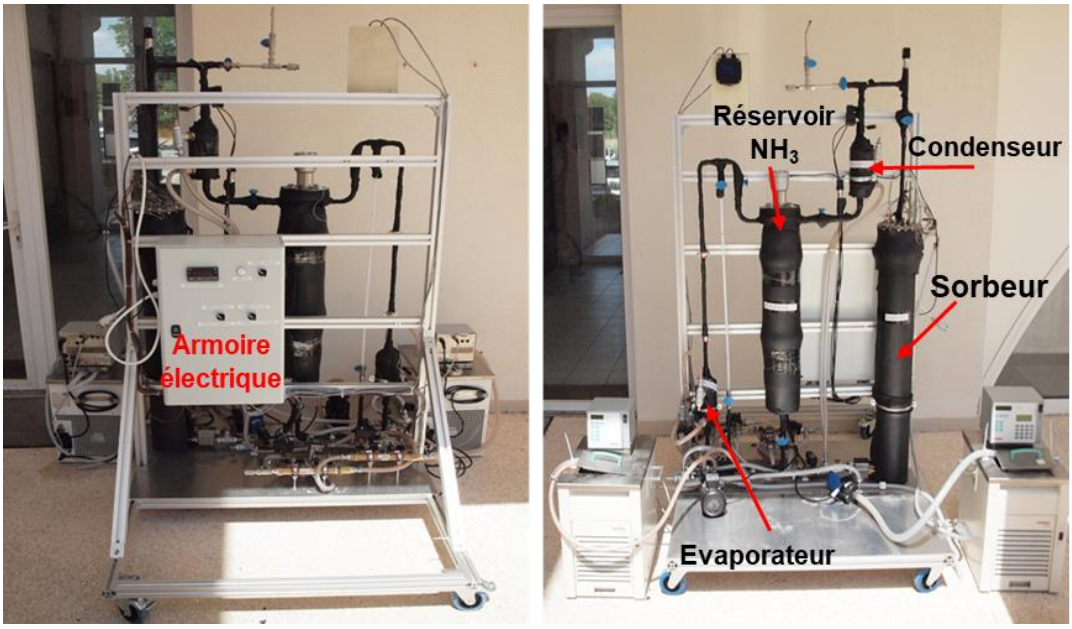


Figure 89: Photographie du prototype expérimental du procédé à sorption

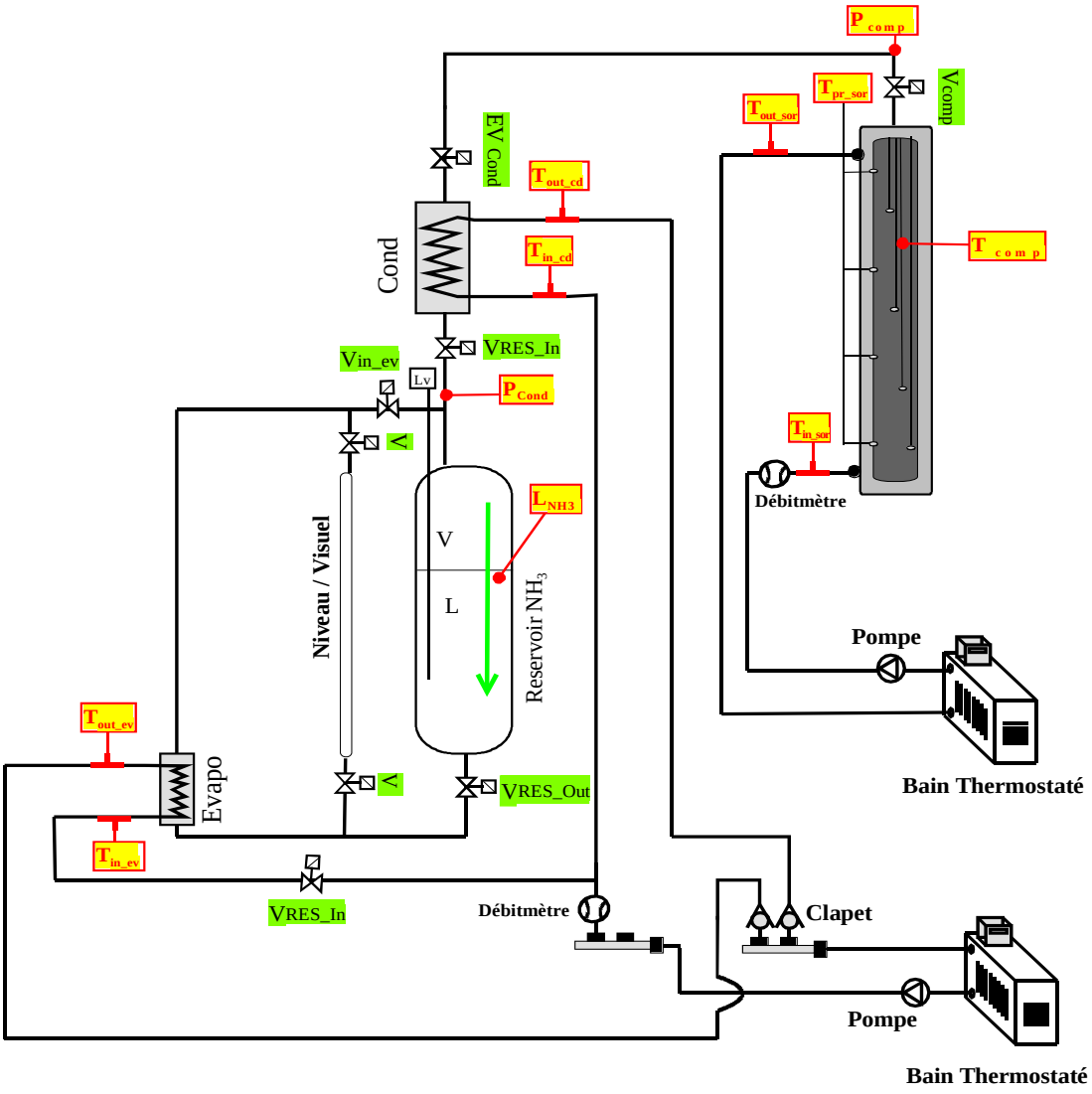


Figure 90:Schéma général du prototype de procédé à sorption.

1. Mode 1 : Phase de désorption

Dans ce mode de fonctionnement, le sorbeur est chauffé par le bain thermostaté utilisé comme source chaude (consigne variable entre 50 et 90°C) pour désorber tout l'ammoniac dans le sorbeur. Les éléments concernés par ce mode sont reliés de la manière suivante (Figure 91) : Sorbeur →Condenseur →Réservoir.

Pendant la phase de chauffage du sorbeur, celui-ci est chauffé de manière isolé du reste du circuit : l'électrovanne entre le sorbeur et le condenseur (EV_{cond}) est fermée ce qui a pour conséquence de faire monter la pression d'ammoniac dans le sorbeur, causé par la désorption de d'ammoniac par le sorbeur qui se produit à l'équilibre thermodynamique. Lorsque la pression du sorbeur devient légèrement supérieure à la pression du condenseur, l'électrovanne s'ouvre et permet de connecter le sorbeur au condenseur. L'ammoniac désorbé par le sorbeur se condense alors dans le condenseur et est accumulé dans le réservoir. La cinétique de désorption est mesurée via une sonde de niveau dans le réservoir qui permet de déterminer l'évolution du volume d'ammoniac liquide et donc le nombre de mole désorbées.

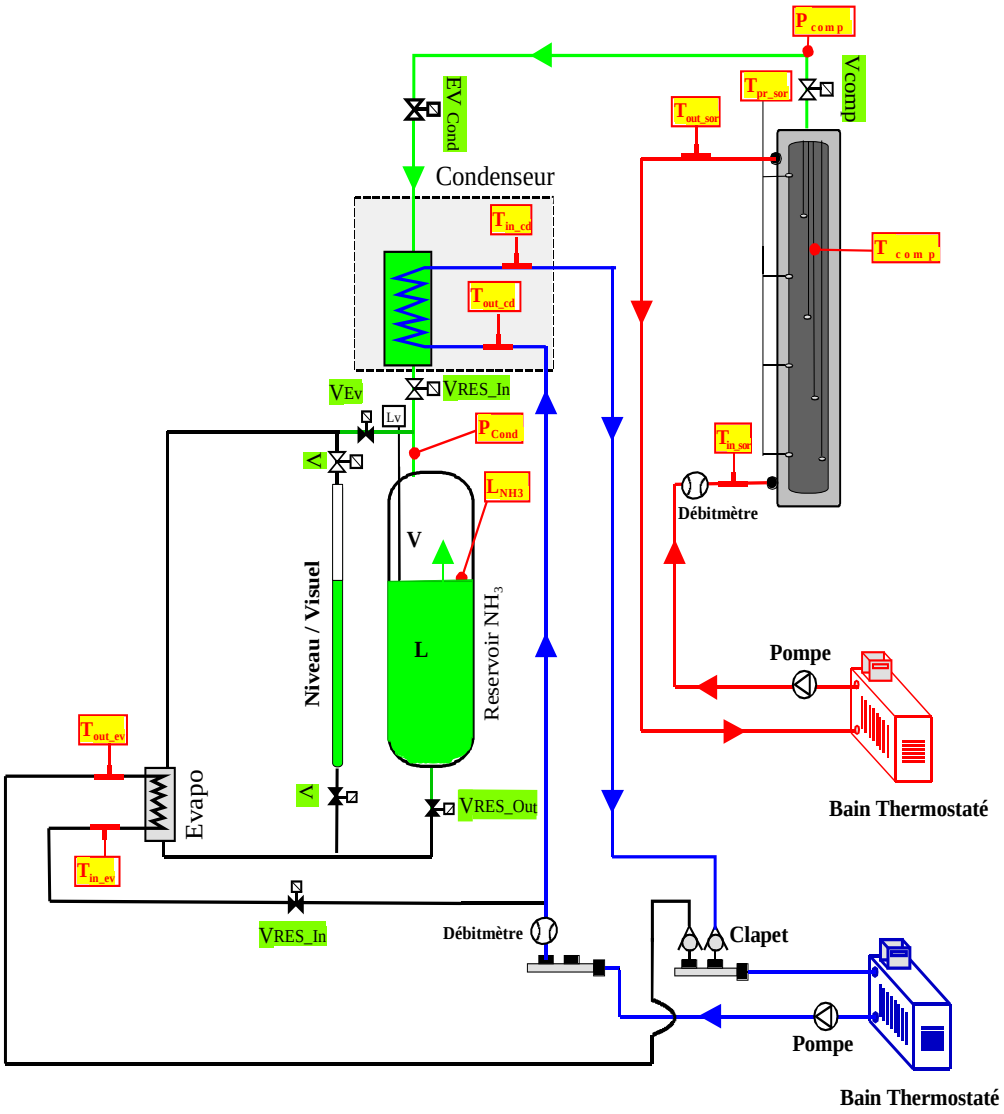


Figure 91: Schéma de fonctionnement du dispositif en phase de désorption

2. Mode 2 : Phase de sorption

La Figure 92 schématise le fonctionnement du prototype en phase de sorption durant laquelle le sorbeur connecté à l'évaporateur absorbe l'ammoniac, produisant ainsi un effet frigorifique au niveau de l'évaporateur. Les éléments du prototype qui sont connectés dans ce mode sont : réservoir → évaporateur→ sorbeur. Le taux d'avancement de sorption est déduit de la variation décroissante du niveau de liquide du réservoir.

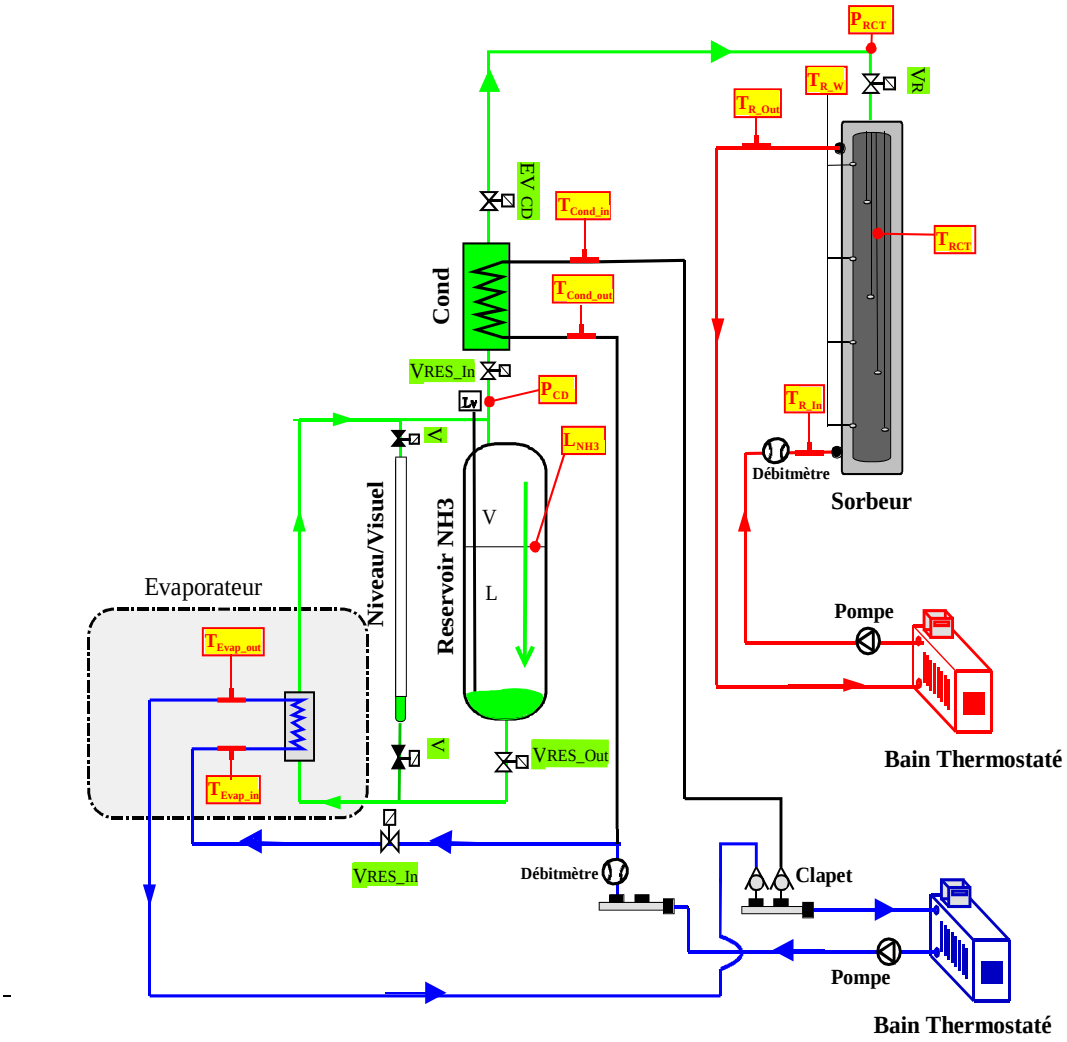


Figure 92:Schéma du prototype en phase de sorption

V.2.1 Description des principaux composants

Cette section présente une brève description des caractéristiques de chacun des principaux composants qui compose ce prototype expérimental.

V.2.1.1 Sorbeur.

Le sorbeur est constitué d'un tube en acier inoxydable de 114.3 mm de diamètre et de 2.3 mm d'épaisseur dans lequel est disposé un bloc de composite sel/GNE d'une longueur de 970 mm. Ce composite contient environ 4,17 kg de bromure de sodium (NaBr) et environ de 0.659

kg de graphite naturel expansé qui sert de matrice ce qui représente un taux de remplissage de 86.83 % avec une densité de 560 kg.m^3. La masse de sel ainsi mise en œuvre permet de charger 2.74 kg d'ammoniac, ce qui correspond à une capacité de stockage de chaleur spécifique de 0.5 kWh. Un diffuseur de gaz, dont le diamètre de 10 mm est placé au centre du composite pour améliorer la diffusion du gaz le long du sorbeur. Pour ces caractéristiques, on obtient une porosité du composite lorsque le sel est complètement solubilisé ($\alpha \approx 1$) de 0.19 et une porosité de 0.82 lorsque le sel est complètement cristallisé ($\alpha \approx 0$).

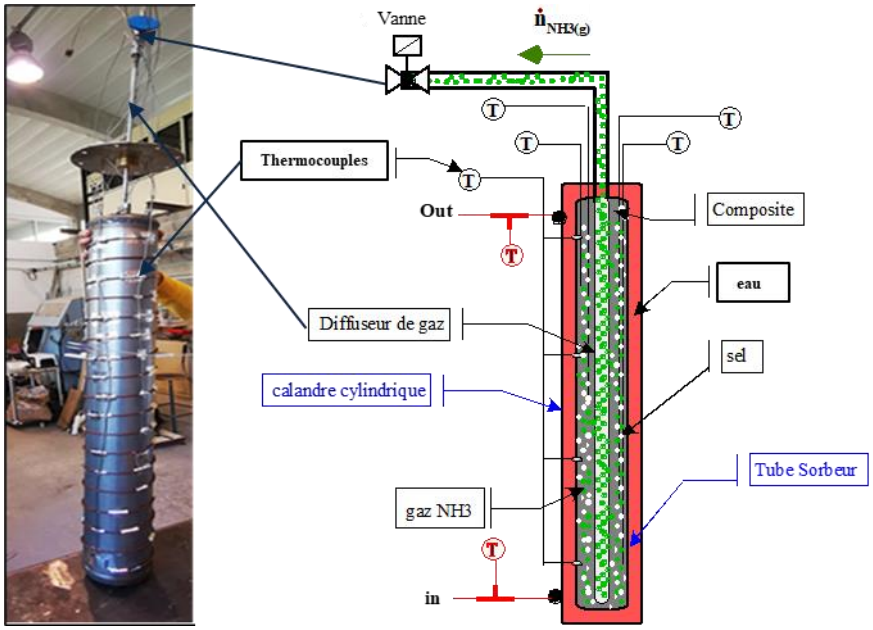


Figure 93: Photographie et représentation schématique du sorbeur à solution saturé de NaBr du prototype de procédé à sorption

Le sorbeur est placé à l'intérieur d'une calandre cylindrique de diamètre interne de 123 mm pour une hauteur maximale de 1010 mm comme représenté en Figure 93, formant ainsi un espace annulaire de 5mm dans lequel circule le fluide caloporteur. Ce fluide caloporteur canalisé permet ainsi de chauffer ou refroidir le sorbeur selon le mode de fonctionnement par un bain thermostaté qui contrôle sa température de désorption ou de sorption. À cet effet et afin de suivre l'évolution thermique du sorbeur, des thermocouples de type T ont été implantés axialement à quatre hauteurs différentes dans le composite et également sur la paroi du sorbeur comme le montre la Figure 93.

V.2.1.2 Condenseur.

Le condenseur, illustré en Figure 94, est un échangeur de chaleur en acier inoxydable, plaque spiralée du constructeur Spirec d'une surface d'échange thermique de 0,1 m^2. Ce type de condenseur peut supporter des températures de travail allant de -50 °C à +150 °C avec des pressions de 40 bars pour le circuit ammoniac et 15 bars pour le circuit caloporteur, et est donc parfaitement adapté aux conditions expérimentales envisagées. Le fluide caloporteur employé est maintenu à une température opératoire fixée par le bain thermostaté qui permet d'évacuer la chaleur condensation de l'ammoniac du condenseur. Un débit de 1.5 L.min^{-1} du caloporteur de refroidissement du bain thermostaté permet également d'assurer un bon échange thermique et de répondre aux besoins envisagés.

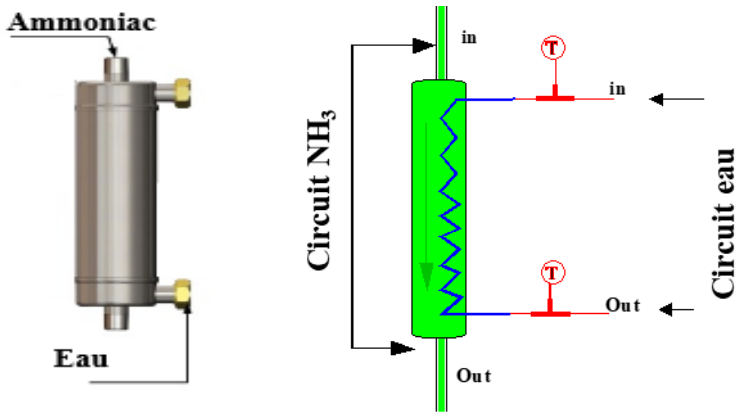


Figure 94: Photographie et représentation schémas du condensateur du prototype de procédé à sorption.

V.2.1.3 Réservoir d'ammoniac liquide.

Le réservoir d'ammoniac liquide qui permet d'une part de stocker l'ammoniac condensé et d'alimenter l'évaporateur noyé, est constitué d'un tube en acier inoxydable de 114.3 mm de diamètre et de 600 mm de longueur, comme le montre la Figure 95. Il est installé de manière verticale et possède une sonde centrale capacitive de niveau qui mesure un volume d'ammoniac liquide.

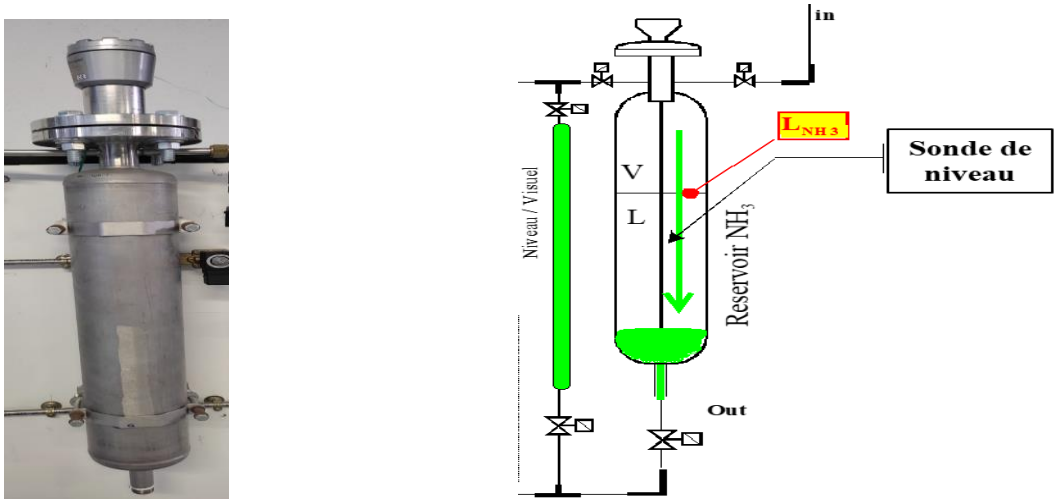


Figure 95: Photographie et représentation schématique du réservoir de NH_3 du prototype de procédé à sorption

Un tube transparent de type PTFE a néanmoins été installé en dérivation de manière à pouvoir mesurer visuellement le niveau d'ammoniac au sein du réservoir et de s'assurer du bon fonctionnement de la sonde. Cela permet en effet d'avoir un visuel sur le remplissage du réservoir et nous permet d'étalonner la sonde de niveau du réservoir. Trois vannes ont été disposées afin d'isoler le réservoir de l'évaporateur ou du condenseur lors des différents modes de fonctionnement. La mesure de niveau permet alors d'évaluer directement l'avancement $\alpha(t)$ de la cristallisation (dans la phase de désorption) ou de la solubilisation (dans la phase de sorption) du sel dans le sorbeur.

V.2.1.4 Evaporateur

L'évaporateur noyé mis en œuvre a les mêmes caractéristiques techniques que le condenseur et est placé au-dessous du réservoir d'ammoniac liquide afin de l'alimenter par gravité. Le fluide caloporteur utilisé est l'eau dont la température est contrôlée également par un bain thermostaté.

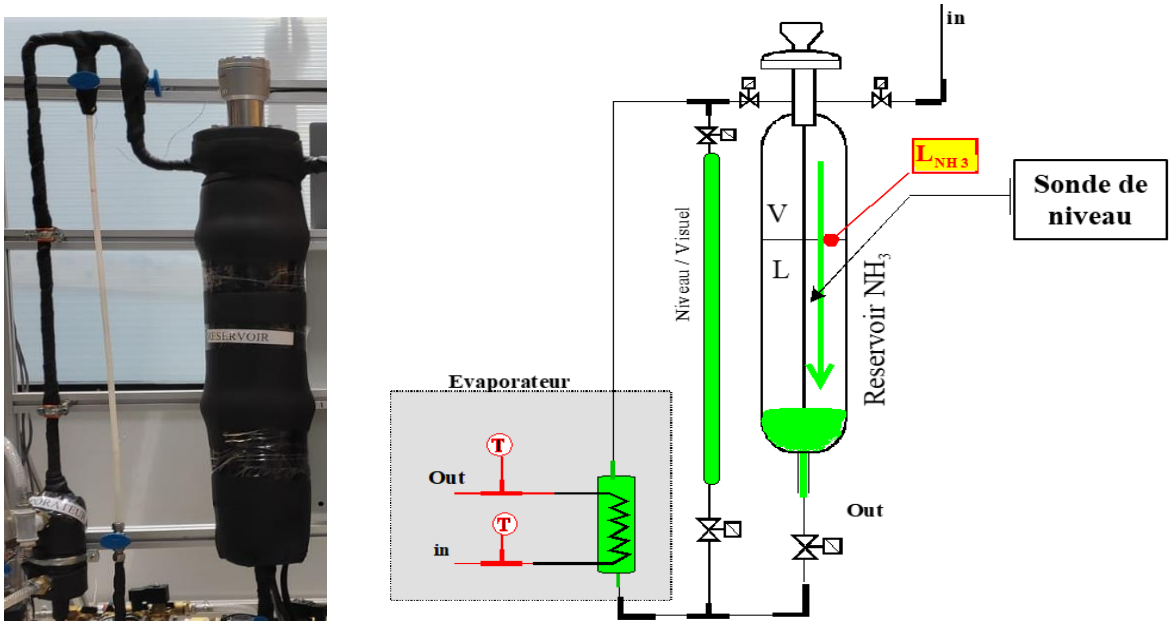


Figure 96: Photographie et représentation schématique et de l'évaporateur du prototype de procédé à sorption.

L'ensemble des composants (sorbeur, condenseur, réservoir, évaporateur et les conduites) est bien isolé afin de réduire au maximum les pertes thermiques ou les échanges de chaleur avec le milieu ambiant.

V.2.1.5 Instrumentation

L'instrumentation mise en place permet la mesure continue des températures, de la pression de l'ammoniac, du niveau de remplissage du NH_3 dans le réservoir et des débits de caloporteur. Toute cette instrumentation est connectée à des modules d'acquisition supervisés par Labview et qui permet de piloter les divers dispositifs électriques nécessaires au fonctionnement de chaque composant du prototype (Pompe, les électrovannes, le niveau de NH_3 dans le réservoir, etc.).

Tableau 6: Instrumentation mise en œuvre dans le prototype du procédé à sorption

Instrumentation	Fonction	Nombre de capteurs
Thermocouples type T (+/- 1°C)	- 4 mesures de températures à l'intérieur du composite - 4 mesures de températures sur la paroi du sorbeur. - 2 mesures de températures entrée/sortie du sorbeur - 2 mesures de températures entrée/sortie de l'évaporateur - 2 mesures de températures entrée/sortie du condenseur	14
Capteur de pression Gems 0 à 25 bars Classe 0.5% FS	- 1 mesure de pression du sorbeur - 1 mesure de pression du condenseur/ réservoir dans la phase de désorption, ou du réservoir/ évaporateur dans la phase de sorption	2
Débitmètre KROHNE de Type AF-E 400. 0 à 150 $l.min^{-1}$ +/- 0.2% FS	-1 mesure de débit du caloporteur dans le sorbeur -1 mesure de débit du caloporteur dans le condenseur ou dans l'évaporateur	2
Pompes Xylem Flojet 11 $l.min^{-1}$	-1 Pompe de circulation du calo pour le sorbeur -1 Pompe de circulation du calo pour le condenseur ou l'évaporateur	2
Vannes de type swagelok7500	- 3 Vannes pour isoler le réservoir - 1 Vanne pour isoler le sorbeur du condenseur ou de l'évaporateur - 2 Vannes pour le circuit caloporteur du sorbeur - 2 Vannes pour le circuit caloporteur du condenseur ou de l'évaporateur	8
Détecteur NH_3 de marque LCD DEGA NB III	Sécurité et détection de fuites	1

V.3 Analyses des expérimentations

Pour étudier le comportement du procédé à sorption, des expérimentations sous des conditions de fonctionnement contrôlées à des valeurs fixées ont été réalisées. Ces conditions ont été répétées plusieurs fois pour s'assurer d'une reproductibilité du comportement puis ont été modifiées afin d'analyser l'impact de ces conditions de fonctionnement sur la dynamique du procédé. Le tableau 7 récapitule les conditions opératoires des différentes expérimentations réalisées et l'incidence de ces conditions sur les durées de sorption et de désorption.

Tableau 7:Récapitulatif des différentes conditions expérimentales réalisées

Exp.	Température de désorption	Température de Condensation	Temps de désorption	Température de sorption	Température d'évaporation	Temps de sorption
1	75 °C / ΔT_{eq}=15K	30 °C	140 min	20 °C / ΔT_{eq}=15 K	10 °C	195 min
2	70 °C / ΔT_{eq}=10 K	30 °C	205 min	20 °C / ΔT_{eq}=10 K	5 °C	220 min
3	65 °C / ΔT_{eq}=5 K	30 °C	320 min	30 °C / ΔT_{eq}=10 K	15 °C	185 min
4	60 °C / ΔT_{eq}=10 K	20 °C	240 min	30 °C / ΔT_{eq}=5 K	10 °C	385 min

On considérera comme cas d'étude et à titre d'exemple, qui sera plus en détail analysé par la suite, la première expérimentation réalisée sous des conditions opératoires proches de celles visées et correspondants à une désorption réalisée à une pression imposée par le condenseur maintenu à 30 °C et de sorption à une pression imposée par l'évaporateur maintenu à 10°C. Le sorbeur est d'abord chauffé de manière isolé à une température telle que sa pression d'équilibre dans le sorbeur soit égale à celle du condenseur. Une fois que cette température (ou pression) est atteinte, l'électrovanne reliant le sorbeur et le condenseur est ouverte pour laisser passer l'ammoniac désorbé. Pour faire en sorte que la désorption du gaz se poursuive, le sorbeur est ensuite chauffé jusqu'à l'obtention d'un écart de température de 15 K par rapport à l'équilibre thermodynamique correspondant (61°C). La pression étant imposée par le condenseur à 30 °C, le gaz d'ammoniac s'écoule vers le condenseur pour se condenser et s'accumuler par gravité dans le réservoir d'ammoniac liquide. Pour la seconde phase (mode de sorption), l'évaporateur est cette fois ci maintenu à la température de 10 °C. Le sorbeur est d'abord refroidi de manière isolée jusqu'à une température qui corresponde à la température d'équilibre à la pression de l'évaporateur. L'électrovanne reliant l'évaporateur au sorbeur, est alors ouverte et le sorbeur est alors progressivement refroidi jusqu'à atteindre un écart à l'équilibre de 15 K et maintenu avec cet écart thermodynamique pour permettre l'absorption et la solubilisation du sel dans le composite.

A partir des résultats expérimentaux obtenus pour les divers cycles de sorption/désorption réalisées sous contraintes opératoires différentes, les paramètres du modèle numérique développé précédemment ont pu être identifiés en minimisant qualitativement les déviations constatées entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations. Ces paramètres sont rapportés au Tableau 8.

Tableau 8: Récapitulatif des paramètres identifiés dans le modèle numérique du procédé à sorption.

Paramètre du modèle	Valeur identifiée
Constante cinétique de désorption $k_{cin,déso}$	1.23×10^{-3}
Constante cinétique de sorption $k_{cin,déso}$	0.76×10^{-3}
Pseudo-ordre cinétique n	0.8
Coefficient d'échange thermique de la paroi du sorbeur $U_{pr,sor}$	1500 $W.m^{-1}.K^{-1}$
Coefficient d'échange thermique à l'intérieur du composite U_{comp}	250 $W.m^{-1}.K^{-1}$
Coefficient d'échange thermique de la paroi du cd/ev $U_{pr,cd/ev}$	3000 $W.m^{-1}.K^{-1}$
Coefficient d'échange thermique à l'intérieur du cd/ev $U_{cd/ev}$	5000 $W.m^{-1}.K^{-1}$

V.3.1 Évolution de températures caractéristiques du procédé

D'abord, on s'intéresse au comportement thermique des divers composants du banc expérimental qu'on compare avec ceux obtenus par le modèle numérique. Comme on l'a présenté précédemment dans la mise en service et des conditions de fonctionnement du procédé, la Figure 97 montre un cycle complet du procédé. La première phase (0 à 2h 20min)

correspond à la phase de désorption, la phase de pressurisation et de mise en condition du sorbeur à 60 °C ayant été aux préalables portés. Le composite et la paroi du sorbeur sont alors initialement et de manière uniforme à cette température. La consigne de chauffage est alors réglée 15 K au-dessus de la température d'équilibre c'est dire à 75 °C et l'électrovanne de connexion avec le condenseur est ouverte. Cette connexion provoque une progression rapide de la température de paroi de 60 °C à 75 °C démontrant la fourniture d'une puissance thermique suffisante pour la désorption. On peut constater que le modèle reproduit bien l'évolution de cette température de paroi avec une légère sous-estimation pouvant aller jusqu'à de 2.5 °C sur toute la durée de la phase de désorption.

Concomitamment à cette ouverture, on peut également observer le fort effet endothermique de la désorption se traduisant par une baisse rapide suivi d'une croissance lente de la température du composite. Lors de l'ouverture de la vanne reliant le sorbeur au condenseur, la température moyenne des thermocouples à l'intérieur du sorbeur chute de 60 °C à 50 °C au début de la désorption, puis remonte doucement pour se stabiliser vers 60 °C dans un premier temps et rejoindre ensuite la température de la paroi à la fin de la phase de désorption. Le modèle numérique reproduit bien ce phénomène de chute de température au début de la phase pour atteindre également la température de 60 °C, mais avec un retard dans le temps. On constate également que la température simulée du composite ne se stabilise pas comme on peut l'observer expérimentalement et rejoint doucement la paroi à son tour aussi. Le comportement thermique simulé du composite ne reproduit pas exactement le comportement observé expérimentalement. Cette différence peut être expliquée par le fait que le modèle numérique développé considère le sorbeur avec une température nodale, c'est-à-dire moyenne et homogène, représentative des bilans énergétiques, alors que celle expérimentale est déduite de la température moyenne de 4 thermocouples placés à des positions distinctes. On remarque par ailleurs que, les 4 thermocouples placés à différents endroits à l'intérieur du sorbeur (Figure 98) n'indiquaient pas exactement les mêmes valeurs et n'avaient parfois pas le même comportement, comme l'un des thermocouples qui ne rejoint jamais la température de paroi en fin de désorption. Ainsi, comparer une moyenne des températures expérimentale avec celle d'un modèle nodal n'est pas vraiment pertinent mais elle renseigne sur la cohérence du comportement thermique obtenu par le modèle.

Concernant l'évolution des températures du condenseur, on remarque une hausse de la température de condensation, calculée à partir de la pression de condensation, et de sa paroi du fait de la chaleur dégagée lors de la condensation de l'ammoniac. La température augmente alors de 30 °C pour atteindre une température maximale de 35°C avec tout au plus une différence de 0.5 K entre la température de paroi du condenseur et la température de condensation. Les températures calculées par le modèle numérique se comportent et correspondent avec un très bon accord aux valeurs expérimentales.

Dans la seconde phase de l'expérimentation qui correspond à la phase de sorption (de 2h20 à 5h35min) le sorbeur est déconnecté du condenseur et refroidi jusqu'à ce que la température de la paroi du sorbeur soit de 35 °C pour atteindre une pression dans le sorbeur qui corresponde à la pression de l'évaporateur maintenu à 10 °C. L'électrovanne de connexion avec l'évaporateur est alors ouverte permettant alors au sorbeur d'absorber l'ammoniac gazeux en provenance de l'évaporateur. Simultanément, le sorbeur est refroidi progressivement de 35 °C à la température de contrainte de 20 °C.

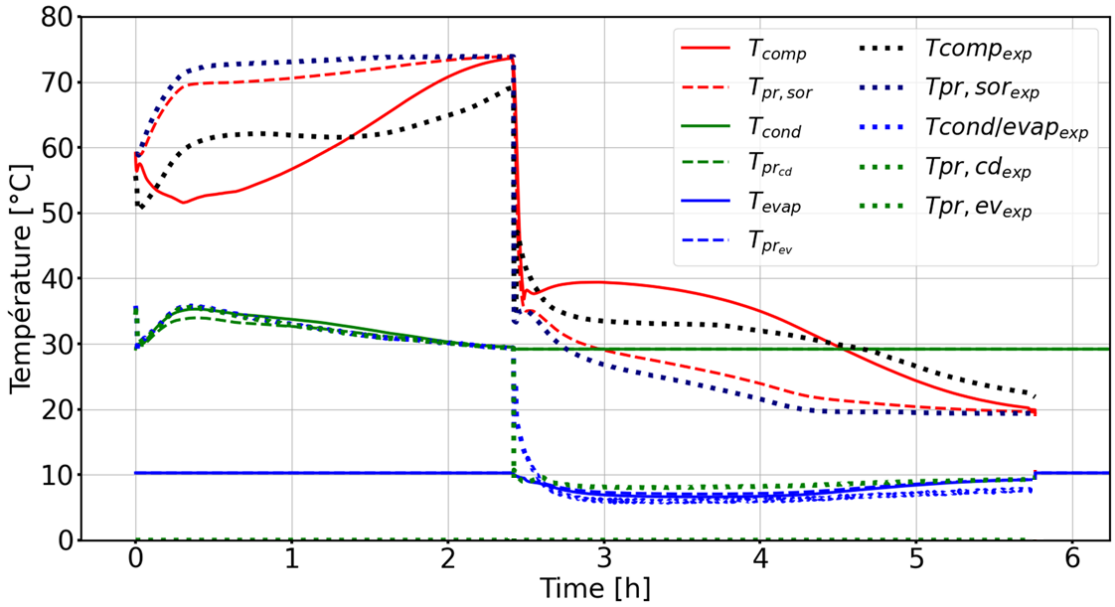


Figure 97: Évolution des températures du sorbeur, du condenseur et de l'évaporateur du procédé à sorption.

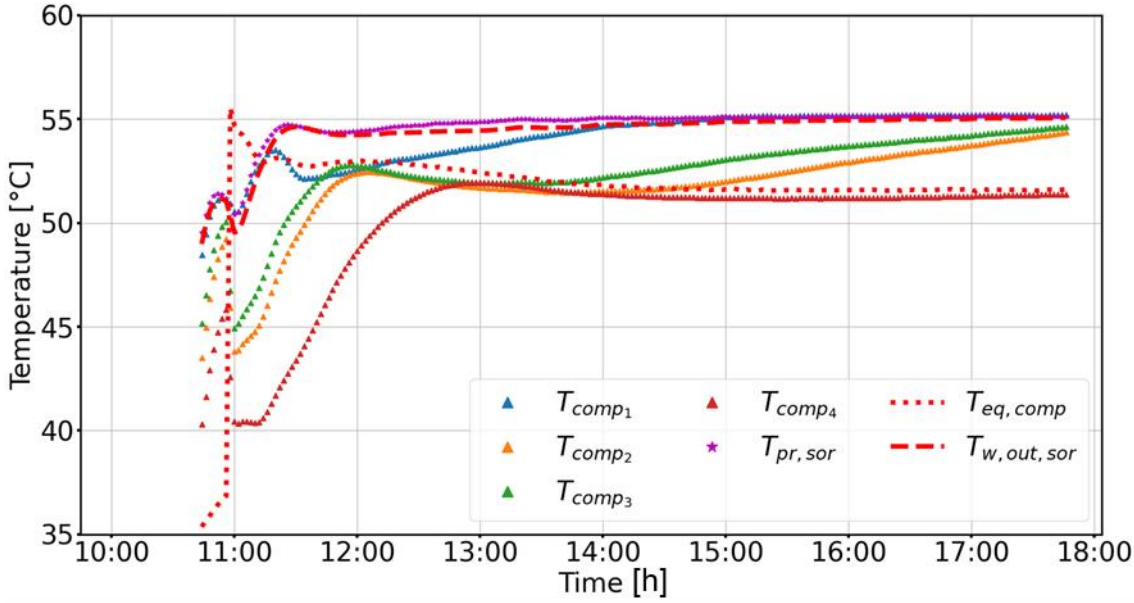


Figure 98: Evolution des températures à l'intérieur du composite sur plusieurs points de mesures.

De la même manière que dans la première phase, on constate que le modèle numérique reproduit correctement le comportement thermique de la paroi du sorbeur avec une légère surestimation de la température de 2 K. Concernant la température dans le composite, lorsque la vanne reliant l'évaporateur au sorbeur est ouverte, on constate une légère hausse de la température de 4 K causée par le brusque effet exothermique lors de la sorption. La température moyenne des thermocouples diminue progressivement et se stabilise dans un premier temps à la température de 32 °C puis rejoint la température de la paroi à 20 °C. De la même manière que dans la première phase, on remarque que la température simulée du composite n'indique pas exactement la même valeur que celle mesurée expérimentalement, mais reproduit correctement son comportement thermique. Concernant l'évolution des températures de l'évaporateur, on remarque que les températures simulées de l'évaporation de l'ammoniac liquide et de la paroi, correspondent bien à celles mesurées expérimentalement, reproduisant correctement le

comportement thermique de l'évaporateur : la température de l'évaporateur diminue de 10 °C à 6 °C du fait de l'évaporation endothermique puis rejoint progressivement la température de 8 °C en fin de la sorption.

V.3.2 Évolution des pressions caractéristiques du procédé

Concernant l'évolution des pressions du sorbeur, on constate dans la Figure 99 que la pression du sorbeur s'élève de 12 bars jusqu'à 14 bars lors de la phase de désorption. Ce comportement en pression qui est également bien décrit par le modèle numérique est lié aux fortes désorptions d'ammoniac observé à l'ouverture de la vanne reliant le sorbeur au condenseur. En effet, comme on l'a vu précédemment, on observe une élévation de la température du condenseur qui se traduit également par une élévation de la pression de condensation impactant alors la pression opératoire du sorbeur. On remarque également dans le modèle numérique un pic de pression à la fin de la phase de désorption. Ce pic est lié à la fermeture de la vanne du sorbeur reliée au condenseur ou le composite rejoint alors sa pression d'équilibre à la température imposée.

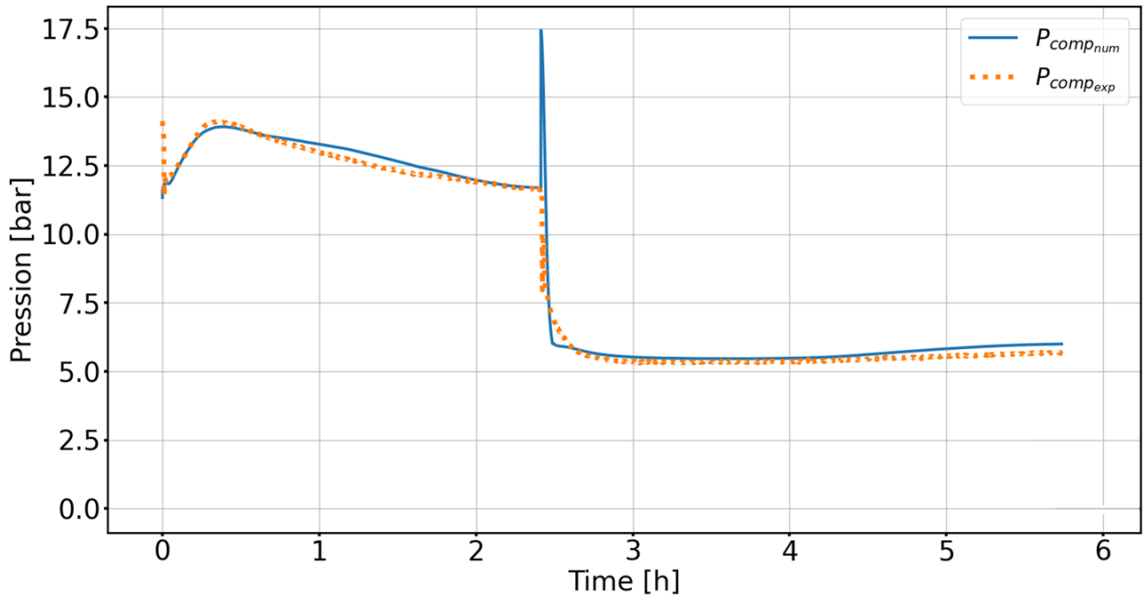


Figure 99: Evolution de la pression dans le sorbeur

Concernant la phase de sorption, le comportement en pression de l'évaporateur et du sorbeur obtenu par le modèle numérique est également en accord avec celui observé expérimentalement. On constate de la même manière que la pression dans le sorbeur diminue dans un premier temps de 6 bars à 5.3 bars puis augmente ensuite lentement jusqu'à la pression de 6 bars. Cette baisse de pression est liée à la baisse de la température dans l'évaporateur lors de l'évaporation de l'ammoniac liquide qui conduit alors à une baisse de la pression dans le sorbeur.

V.3.3 Évolution de la masse d'ammoniac cyclée

Un paramètre, également intéressant à commenter et dont l'évolution est importante à suivre, est la variation de la masse d'ammoniac cyclée qui est déduite de la mesure de niveau dans le réservoir d'ammoniac liquide lors de la sorption/désorption. En effet ce paramètre permet de caractériser les performances énergétiques développées par ce procédé à sorption, de caractériser les puissances de sorption, de condensation et d'évaporation comme les puissances thermiques échangées, d'évaluer l'effet frigorifique produit et finalement le coefficient de performance (COP). La Figure 100 représente l'évolution de cette masse d'ammoniac cyclée au cours de la phase de sorption et de désorption.

Dans la phase de désorption, l'évolution de la quantité d'ammoniac liquide dans le réservoir passe de 0.1 kg jusqu'à 2.55 kg au bout de 2h et 20min dans les conditions de fonctionnement présentées précédemment. Cette évolution (Figure 100) est reproduite fidèlement de manière numérique par le modèle après avoir identifié les paramètres du modèle cinétique présentés au Tableau 8. Cette évolution est relativement rapide au début de la désorption puis ralentit au fur et à mesure que l'état de la solution saturée s'approche de la cristallisation du sel complète (soit $\alpha \rightarrow 0$). Lors de la phase de sorption, on remarque également une baisse rapide du niveau dans le réservoir au début de la sorption puis ralenti lorsque le sel devient presque entièrement solubilisé dans la solution saturée (soit $\alpha \rightarrow 1$).

En phase de sorption, on peut constater une perturbation du signal de la sonde de niveau due à l'ébullition du liquide dans le réservoir d'ammoniac liquide. Après un post-traitement du signal en utilisant une moyenne mobile sur 2 min, on constate que le modèle numérique reproduit là-encore correctement l'évolution de la masse d'ammoniac liquide dans le réservoir durant cette phase de sorption qui prend cependant plus de temps que la phase de désorption et qui ne se termine qu'au bout de 3 h et 10 min.

De ces évolutions observées au cours des phases de désorption et de sorption, on constate que les cinétiques de sorption associées sont bien différentes, comme c'est le cas pour les systèmes thermochimiques mettant en œuvre une réaction chimique renversable où généralement la phase de désorption est plus rapide que la phase de sorption, ce que l'on retrouve également ici dans ce procédé impliquant une solution saturée.

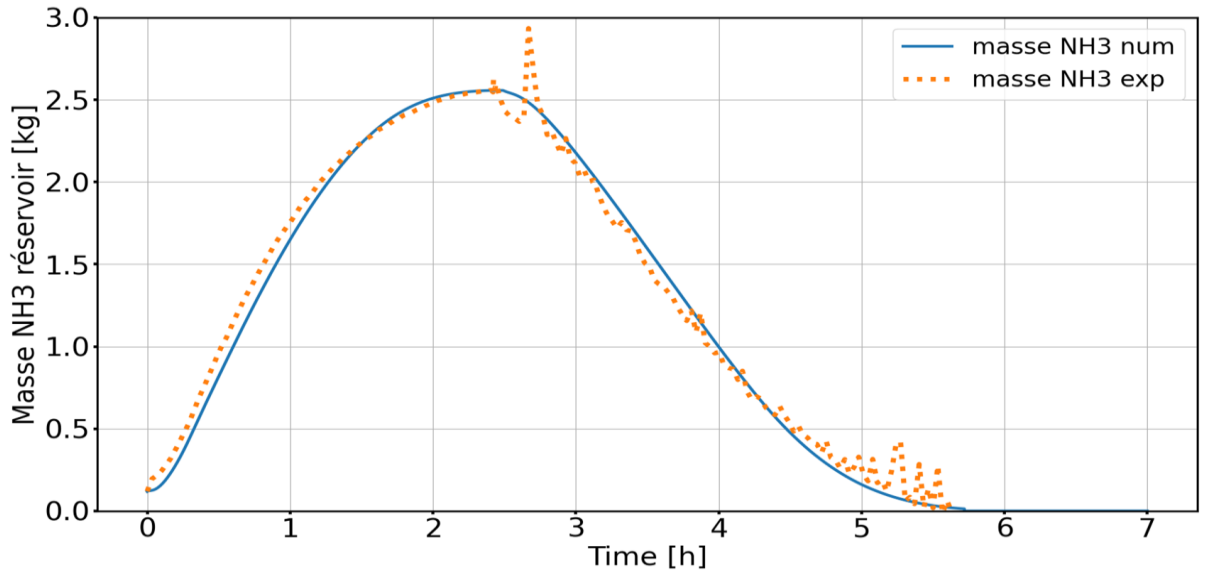


Figure 100: Evolution de la masse d'ammoniac liquide dans le réservoir liquide.

A partir de cette variation de la masse d'ammoniac cyclée et des enthalpies de sorption, de condensation et d'évaporation, on peut alors déterminer les puissances thermiques impliquées dans chaque composant. La Figure 101 montre l'évolution de ces puissances.

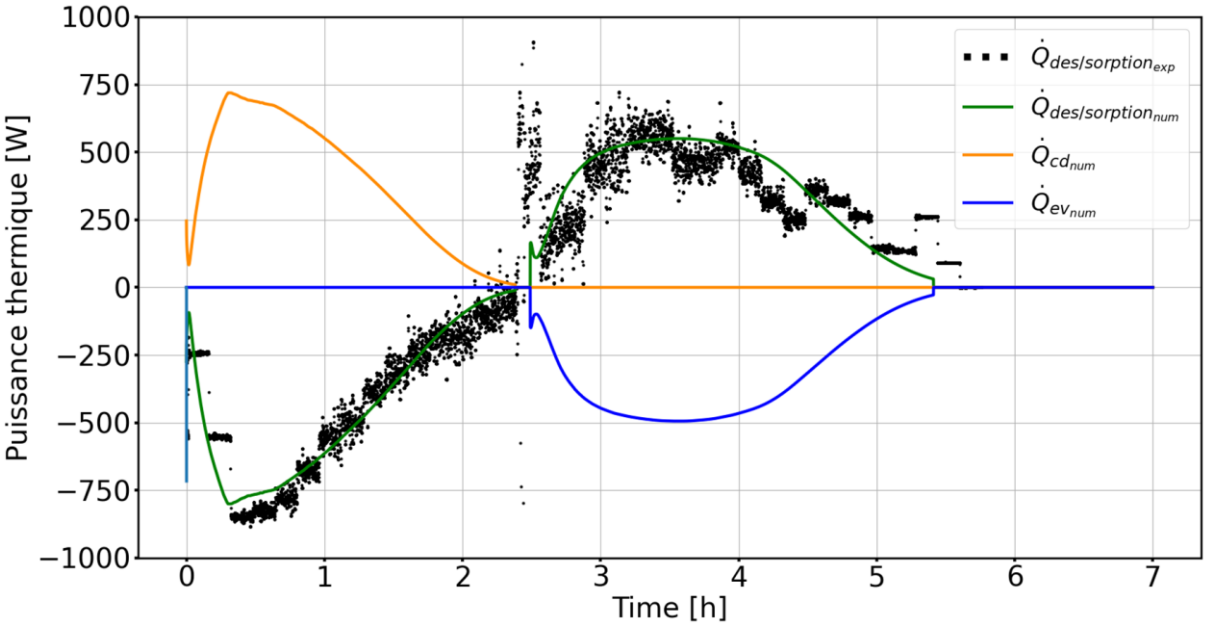


Figure 101: Evolution des puissances thermiques du sorbeur, condenseur et de l'évaporateur.

On peut constater au début de la désorption, une très forte consommation d'énergie thermique au niveau du sorbeur s'accompagnant d'un dégagement similaire de chaleur au niveau du condenseur. La puissance thermique consommée par le sorbeur s'accroit jusqu'à 750 W. Cette puissance diminue au fur à mesure de l'avancement de la désorption. On retrouve la même évolution de la puissance dégagée au niveau du sorbeur lors de la phase de sorption qui croit jusqu'à 500 W puis diminue au fur et à mesure de l'avancement. Cette puissance étant

moins importante que lors de la phase de désorption, la durée pour solubiliser tout le sel dans le sorbeur lors de cette phase de sorption est donc plus importante. On retrouve également cette même puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur.

La performance énergétique de ce procédé en termes de production de froid est évaluée par son coefficient opérationnel de performance. Dans notre cas, ce COP est estimé par le rapport de l'énergie frigorifique produite à l'évaporateur lors de la phase de sorption à celle fournie au sorbeur lors de la désorption par le bain thermostaté :

$$COP = \frac{\int_{\Delta t_S} \dot{Q}_{ev} dt}{\int_{\Delta t_D} \dot{Q}_{des} dt} \qquad \text{(V.41)}$$

Dans cet exemple, la quantité de chaleur fournie lors de la phase de désorption par le bain thermostaté à 75 °C pour assurer la désorption de 2,56 kg d'ammoniac est de l'ordre de 1680 Wh. En retour, le procédé a permis de produire une quantité de froid au niveau de l'évaporateur de l'ordre de 970 Wh à une température de 10 °C, soit un COP pour ce procédé à sorption de 0,58.

V.4 Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle numérique a été développé afin d'analyser le comportement dynamique d'un procédé à sorption mettant en œuvre une solution saturée. Ce procédé est composé d'un sorbeur dans lequel est confiné un composite poreux graphite/sel destiné à contenir la solution saturée sel/ammoniac, d'un condenseur, d'un réservoir d'ammoniac liquide, et d'un évaporateur. Ce modèle considère une solubilisation du sel NaBr dans le sorbeur dont les propriétés d'équilibre thermodynamique ont été caractérisées au chapitre 3. Un banc expérimental de ce procédé à sorption a été développé au laboratoire afin d'analyser son comportement dynamique, d'en évaluer les performances expérimentalement et de valider le modèle numérique développé dans des conditions opératoires contrôlées.

De la comparaison des résultats obtenus par simulation et les résultats expérimentaux, on peut conclure que le modèle numérique reproduit de manière satisfaisante le comportement de ce procédé à sorption. Les différentes températures mesurées sur chaque composant, les températures de l'évaporateur et du condenseur sont reproduites de manière très similaire à celles mesurées expérimentalement. Les pressions mesurées lors de la phase de désorption et lors de la phase de sorption sont en accord avec celles obtenues numériquement. Dans ce banc expérimental, une quantité de 2.55 kg d'ammoniac a pu être ainsi cyclée au cours des deux phases de désorption et de sorption sous diverses conditions opératoires. Les puissances thermiques impliquées dans ce procédé ont également été quantifiées. Les valeurs obtenues par simulation correspondent aux valeurs mesurées expérimentalement et permettent ainsi de valider le modèle numérique global de ce procédé, dont le COP obtenu expérimentalement pour un cas d'étude, est de 0.58.

Ce modèle numérique dynamique ainsi validé expérimentalement permet donc de reproduire correctement l'évolution des puissances thermiques impliquées dans chaque composant du procédé, et de suivre l'évolution de leur température caractéristique ainsi que

leurs pressions. Ce modèle doit ainsi permettre d'évaluer les performances et le comportement d'un tel procédé alimenté par l'énergie thermique produite par des capteurs PVT, dans des conditions variables de températures et de puissance. C'est l'objet du chapitre suivant, qui consistera à coupler ce modèle de procédé à sorption au modèle numérique des capteurs PV développé au chapitre 4 afin d'évaluer les performances d'une telle association PVT/procédé à sorption opérant dans des conditions de fonctionnement variables sur un site donné dans des conditions de fonctionnement réelles.

Chapitre VI

Analyse numérique du couplage d’un procédé à sorption à des panneaux PVT

Dans le chapitre 4, un modèle numérique des capteurs PV avec récupération de chaleur a été développé et validé par des expérimentations menées sur un banc de caractérisation pour diverses configurations de panneaux PVT. Ce modèle permet d'évaluer le potentiel thermique et électrique de panneaux PVT opérant sous des conditions réelles de fonctionnement extérieur et pour divers sites météorologiques. Un modèle numérique de procédé à sorption de gaz pour la production de froid a été également développé et validé expérimentalement par un prototype expérimental dans le chapitre 5. Le comportement dynamique de ce procédé et les performances peuvent ainsi être analysés et évalués sous des contraintes opératoires variables imposées. Dans ce chapitre, nous nous intéresserons au couplage numérique de ces modèles avec pour objectif d'analyser le comportement dynamique de l'association thermique de panneaux PVT à un procédé de production de froid par sorption et d'estimer les performances énergétiques obtenues par un tel couplage soumis à des conditions météorologiques réelles d'un site donné.

VI.1 Description du couplage PVT / Procédé à sorption étudié

La configuration de ce couplage reprend la configuration définie au chapitre 3 comme montré dans la Figure 102. Nous considèrerons pour cette étude des panneaux PV/RB isolés sur leur face arrière ou des panneaux PVT vitrés réalisant une co-production d'électricité et de chaleur. Ces deux types de panneaux ont été choisis, car leurs potentiels thermiques est le plus intéressant dans la mesure où la chaleur produite est à une température exploitable par le procédé. Cette chaleur sert en effet à alimenter le jour le désorbeur d'un procédé à sorption, qui compte tenu de son faible niveau de température, exploite plutôt un équilibre de solution saturée saline qu'un équilibre de réaction chimique solide/gaz. Le désorbeur contenant ce sel alors fortement solubilisé dans une solution saturée, absorbe la chaleur délivrée par les panneaux PVT pour désorber l'ammoniac gazeux qui se condense dans le condenseur puis s'accumule sous forme liquide dans un réservoir.

Le but de ce couplage reste d'améliorer la production électrique globale des panneaux PV en limitant leur montée en température et en valorisant en froid la chaleur produite. L'utilisation d'un compresseur pour assister la désorption du gaz en journée, permet comme nous l'avons vu de maximiser la valorisation de la chaleur en froid, mais en contrepartie induit une consommation électrique impactant le gain électrique obtenu par le refroidissement des panneaux PV. Le choix du bromure de sodium, NaBr, comme sel mis en œuvre dans le procédé, permet alors de s'affranchir de l'utilisation d'un compresseur pour peu que la température de la chaleur délivrée par les panneaux soit suffisante.

Afin de limiter la pression opératoire du système (désorbeur/condenseur) et donc pour avoir une température minimale requise la plus faible possible pour réaliser cette désorption dans le désorbeur, le refroidissement du condenseur est réalisé par un échange thermique avec un stockage latent qui absorbe la chaleur de condensation. Le matériau à changement de phase (PCM) implanté dans ce stockage est choisi de telle manière que sa température de fusion soit inférieure à la température ambiante du jour mais supérieure à la température ambiante nocturne. En effet, pour des climats arides, les températures ambiantes nocturnes sont généralement bien plus faibles que les températures ambiantes diurnes et peuvent atteindre environ 15 à 20 K de différence. Ainsi, le matériau PCM peut être cristallisé pendant la nuit et

servir de puits froid pour le condenseur le jour suivant. Pour intensifier la solidification du PCM, les panneaux PVT peuvent également être exploités. En effet, la surface des capteurs peut être utilisée de manière pertinente pour refroidir par rayonnement nocturne le fluide caloporteur alimentant le stockage PCM. Les panneaux peuvent émettre en effet par émission IR vers le ciel une puissance radiative d'environ 30 à 80 W/m² selon la nébulosité et atteindre une température plus faible de 5 K que la température ambiante nocturne [78].

Lors de la phase nocturne (Figure 103), le réservoir d'ammoniac liquide est alors connecté à l'évaporateur pour produire du froid. Ce froid est stocké également sous forme de chaleur latente dans un second PCM. L'ammoniac gazeux est alors absorbé par le sorbeur pour re-solubiliser le sel dans la solution saturée. La chaleur dégagée par ce processus de sorption est évacuée du sorbeur au milieu ambiant en exploitant la surface d'échange des capteurs PV par convection naturelle et rayonnement nocturne, également utilisé pour régénérer le stockage PCM qui assiste la condensation de l'ammoniac le jour.

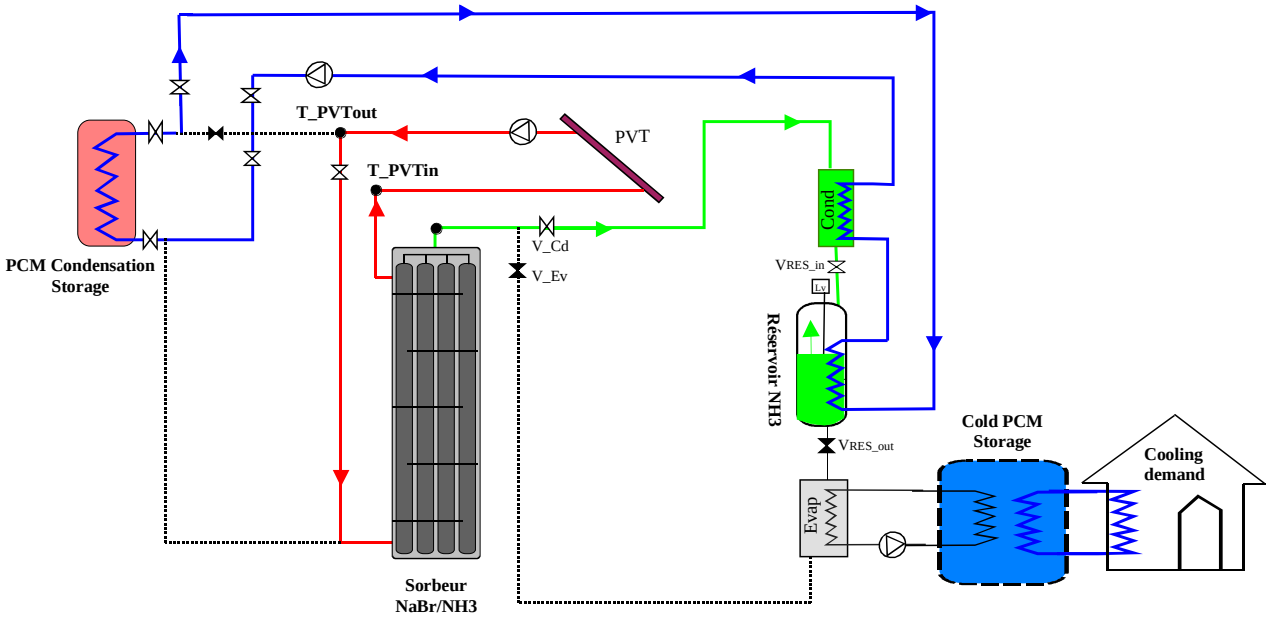


Figure 102 : Configuration du procédé et mode de fonctionnement du système PVT-procédé à sorption durant la phase jour (désorption).

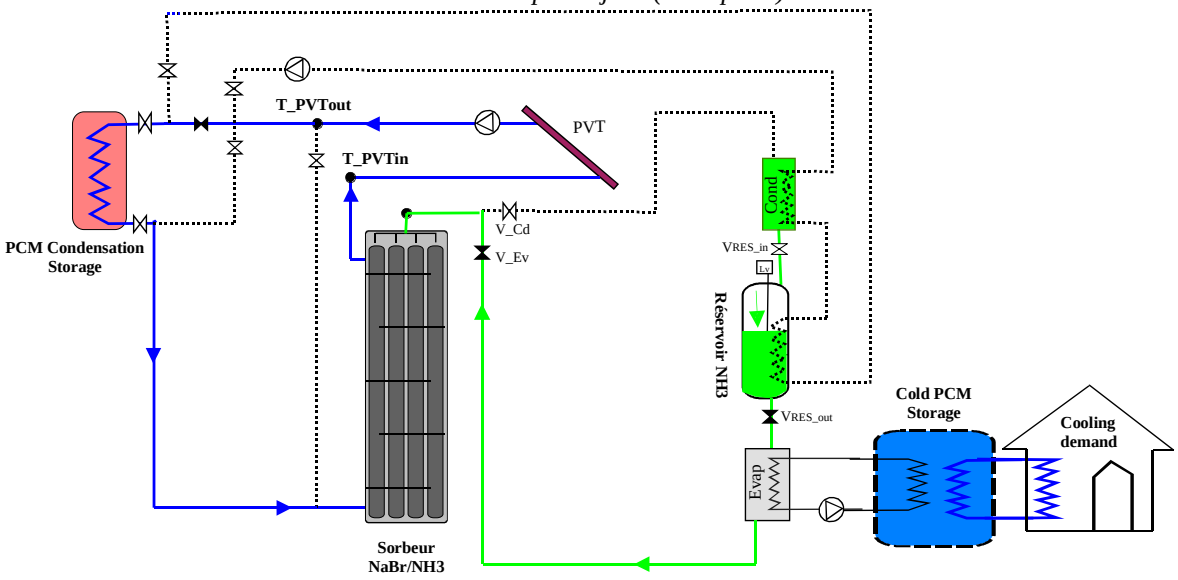


Figure 103:Configuration du système PVT-procédé à sorption pour la phase nuit (sorption)

VI.2 Modélisation du couplage PVT/Procédé à sorption

Pour cette modélisation, les hypothèses et les équations bilans définies précédemment pour chacun de ces sous-systèmes ont été conservées. On ne s'intéresse ici qu'au couplage des systèmes. On considère dans les paramètres de couplage suivants :

$$T_{PVT_out} = T_{in_sor}$$
$$T_{out_sor} = T_{PVT_in}$$
$$\dot{m}_{PVT} = \dot{m}_{sor}$$

La puissance thermique $\dot{Q}_h$ délivrée le jour par les panneaux PV est définie à partir du modèle dynamique du panneau PVT et est transférée lors de la phase de désorption par le caloporteur de débit spécifique $\dot{m}_{calo}$ (kg/h/m² de panneau) au sorbeur via sa paroi:

$$\dot{Q}_h = (\dot{m}_w.S_{pv})c_{PV}\left(T_{out,PV} - T_{in,PV}\right) = U_{conv,w}S_{sor}(T_{pr,sor} - \tilde{T}_{w,sor}) = (\dot{m}_w.S_{pv})c_{sor}\left(T_{in,sor} - T_{out,sor}\right) \quad \text{(VI.1)}$$

La quantité de matériau PCM qu'il est nécessaire de mettre en œuvre dans le stockage latent pour assurer la condensation durant la phase diurne de désorption de tout l'ammoniac cyclé m_{NH3} est estimé par les relations en négligeant les parois :

$$Q_{PCM} = m_{PCM}\Delta H_{PCM} = m_{NH3}\left[Cp_{g_NH3}\left(T_{sor} - T_{cd}\right) + \Delta H_{cd}(T_{cd}) + Cp_{l_NH3}\left(T_{cd} - T_{PCM}\right)\right] \quad \text{(VI.2)}$$

avec m_{PCM} la masse du PCM requis et ΔH_{PCM} la chaleur latente de fusion du PCM.

Lors de la phase de sorption nocturne, le sorbeur est refroidi à la fois par le stockage PCM et les panneaux par refroidissement radiatif. En considérant que toutes les couches constituant le panneau PV (verre, EVA, cellules PV, paroi échangeur) sont la nuit à la même température uniforme à T_{PV}, le bilan énergétique sur le capteur peut s'écrire comme :

$$\left(mc\right)_{PV} S_{PV} \frac{dT_{PV}}{dt} = \dot{Q}_{PCM} + \dot{Q}_{sor} - \dot{Q}_{PV} \quad \text{(VI.3)}$$

- $\left(mc\right)_{PV}$ représente la masse thermique équivalente spécifique rapportée à 1m² de panneau PVT s'exprimant comme : $\left(mc\right)_{PV} = \sum_{couches\ PV}\left(m_i c_i\right)$
- $\dot{Q}_{PCM}$ représente la puissance thermique moyenne requise pour solidifier la quantité requise de PCM au cours de la nuit de durée Δt_{nuit} donnée :

$$\dot{Q}_{PCM} = \frac{m_{PCM}}{\Delta t_{nuit}}\Delta H_{PCM}$$

Il est alors possible de qualifier les performances frigorifiques d'un tel procédé à sorption de production de froid ainsi couplé thermiquement aux panneaux PVT au moyen d'un coefficient de performance solaire prenant en compte la qualité de la captation solaire et l'aptitude thermique du panneau PVT à délivrer de la chaleur à haute température :

$$COP_{sol} = \frac{Q_c}{E_{sol}} \text{ avec } E_{sol} \text{ l'énergie solaire incidente sur le capteur PV} \quad \text{(VI.4)}$$

La production électrique cumulée des panneaux PV/RB isolés considérés pour ce couplage est également comparée ici avec celle obtenues par des panneaux standards non isolés opérant dans leurs conditions de stagnation. Les gains énergétiques peuvent être estimés de la manière suivante :

$$Gain = \frac{\sum \dot{W}_{PV/RB+sorption} \Delta t - \sum \dot{W}_{PV} \Delta t}{\sum \dot{W}_{PV} \Delta t} \quad \text{(VI.5)}$$

Le rendement énergétique global de ce couplage est défini comme le rapport de la somme des énergies sortante du système (énergie électrique + froid produit) et de l'énergie entrante (énergie solaire) comme suit :

$$\eta_{gl} = \frac{W_{el} + Q_c}{E_{sol}} \quad \text{(VI.6)}$$

Finalement, un rendement exergétique global du système est défini comme suit :

$$\eta_{ex_{gl}} = \frac{W_{el} + \dot{E}x_{Q_c}}{\dot{E}x_s} \quad \text{(VI.7)}$$

Avec : $\dot{E}x_s$ l'exergie solaire entrante définie dans l'éq (II.11), et $\dot{E}x_{Q_c}$ l'exergie du froid produit par le système défini par :

$$\dot{E}x_{Q_c} = Q_c \left(1 - \frac{T_c}{T_{amb,\min}} \right)$$

En considérant une température de référence dans ce calcul d'exergie la température ambiante la plus basse de la journée.

VI.3 Définition des paramètres d'étude

Pour étudier le potentiel de ce couplage, nous avons considéré une centrale solaire photovoltaïque installée au Qatar comme celle déjà implantée par TotalEnergie « QEERI ». Les données météorologiques pour ce site sont disponibles et une journée-type représentée dans la Figure 104 a été choisie pour ce cas d'étude.

Comme le montre la Figure 104, la température ambiante moyenne est de l'ordre de 45 °C le jour alors qu'elle est plutôt de 35 °C la nuit avec une amplitude thermique de 17 K. Dans le chapitre 4, nous avons également montré que la température des capteurs PV pouvait expérimentalement descendre jusqu'à 28 °C, voire être inférieure lorsque ces panneaux sont isolés sur leur face arrière réduisant l'apport thermique du milieu ambiant. De ces conditions, il est donc pertinent de choisir un matériau PCM dont la température de fusion se situe dans une gamme de températures de 35 à 40 °C afin d'exploiter plus efficacement ce PCM comme puits froid pour le condenseur. Le choix du matériau RT35 de chez Rubitherm a donc été choisi tenant compte de cette préconisation.

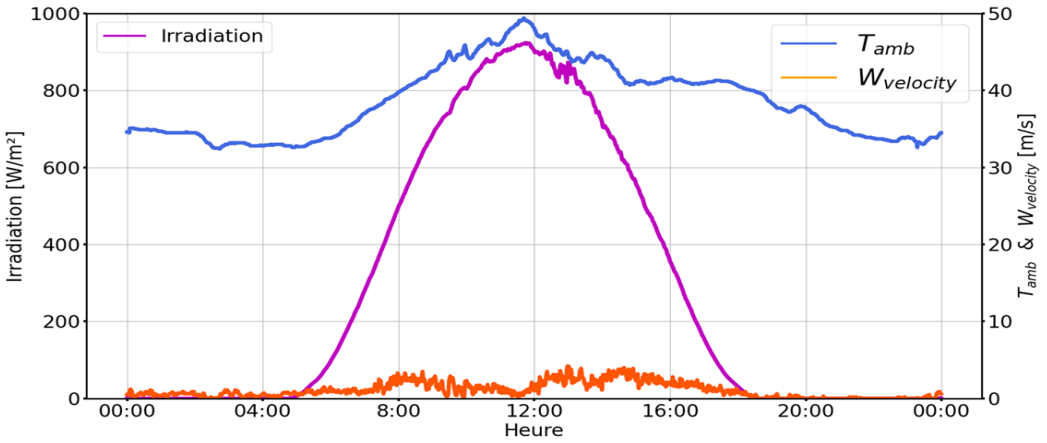


Figure 104: Conditions météorologiques d'une journée chaude au Qatar

Pour cette étude de cas, nous avons considéré un champ de capteur PV d'une surface de 1000 m² situé au Qatar. On suppose dans un premier temps que ces capteurs sont isolés sur leur face arrière afin de récupérer le maximum de chaleur à une température la plus élevée possible. En exploitant la méthodologie de dimensionnement statique présentée au chapitre 3, il est alors possible de pré-dimensionner le procédé frigorifique à sorption : quantité de composite sel/GNE, volume du sorbeur et du réservoir d'ammoniac liquide, surfaces d'échange du condenseur et de l'évaporateur, etc…. Les caractéristiques de ce dimensionnement sont résumées au Tableau 9.

Pour assurer une porosité minimale de 20 % et une perméabilité acceptable (minimale de 10^{-14} m²) afin de s'affranchir de limitation par transfert de masse au sein du composite, nous avons considéré un même taux de sel dans le composite définit dans le chapitre 5 (86.83 %) et la même densité du composite (560 kg/m^3). Le volume de composite requis est réparti arbitrairement dans 100 tubes réacteurs de diamètre 114.3 mm et d'épaisseur 2 mm et de longueur unitaire de 1 m. La surface totale d'échange du sorbeur est de 35 m²

Tableau 9: Valeurs caractéristiques de dimensionnement utilisées dans la simulation.

Surface capteurs PV/collecteur thermique	1000 m²
Masse du composite (NaBr +GNE)	495 kg
Masse sel	445.3 kg
Masse GNE	49.7 kg
Volume du composite (NaBr +GNE)	0.88 m^3
Surface d'échange du sorbeur	35 m²
Longueur globale du sorbeur (D=114.3mm)	100 m
Masse ammoniac cyclée	380 kg
Volume NH_3 liquide à 50 °C	0.68 m^3
Surface d'échange du condenseur	10** m²
Surface d'échange de l'évaporateur	10** m²
Masse PCM RT 35/ PCM RT 12	(3312 kg) 3600** kg (×2)
Δt jour/nuit	8 h
Volume PCM	4.08 m^3 (×2)
Température de fusion du PCM RT 35/ PCM RT 12	35 °C / 12 °C
Chaleur latente de fusion du PCM RT 35/ PCM RT 12	157 kJ/kg / 157 kJ/kg

** *: En considérant un surdimensionnement d'environ 10%*

VI.4 Analyse de performances simulées du couplage pour une centrale PV opérant au Qatar

La Figure 105 montre l'évolution des différentes températures caractéristiques du couplage entre le procédé à sorption et le champ de capteurs PV/RB isolé. On remarque que la température des capteurs PV s'élève jusqu'à 86 °C, du fait d'une part de l'isolation thermique de la face arrière des capteurs et d'autre part de la température relativement élevée du fluide caloporteur en sortie du sorbeur due à son faible débit massique. La température du caloporteur, de la paroi du sorbeur et du composite sont alors sensiblement proche de la température du capteur PV, car on fonctionne en boucle fermée sans consommation d'énergie thermique dans un premier temps puis avec absorption de chaleur nécessaire au sorbeur sur une certaine période.

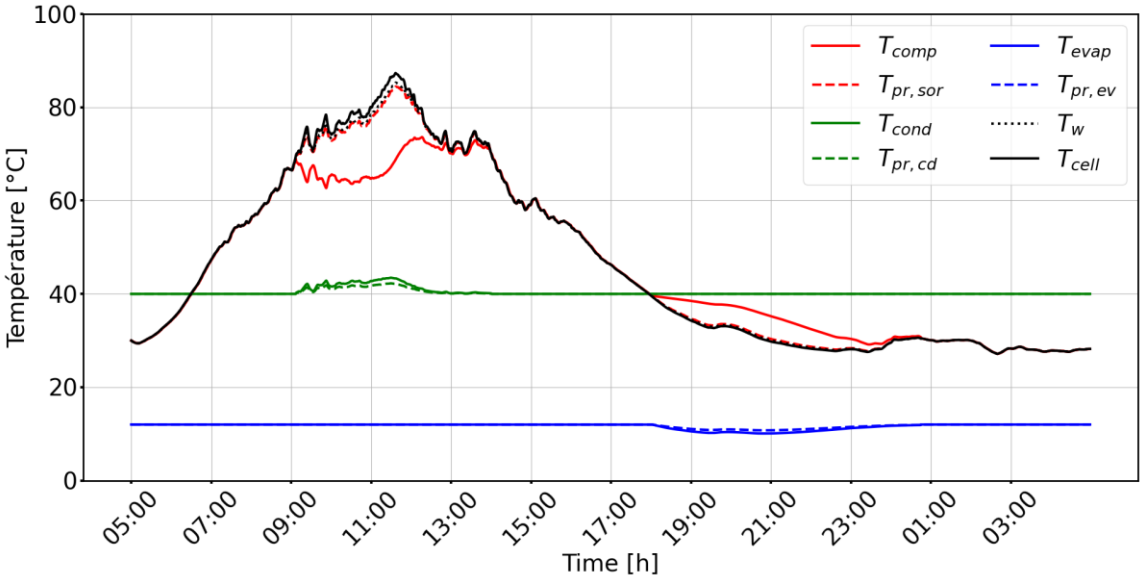


Figure 105:Évolution des températures du panneau PV et du procédé à sorption

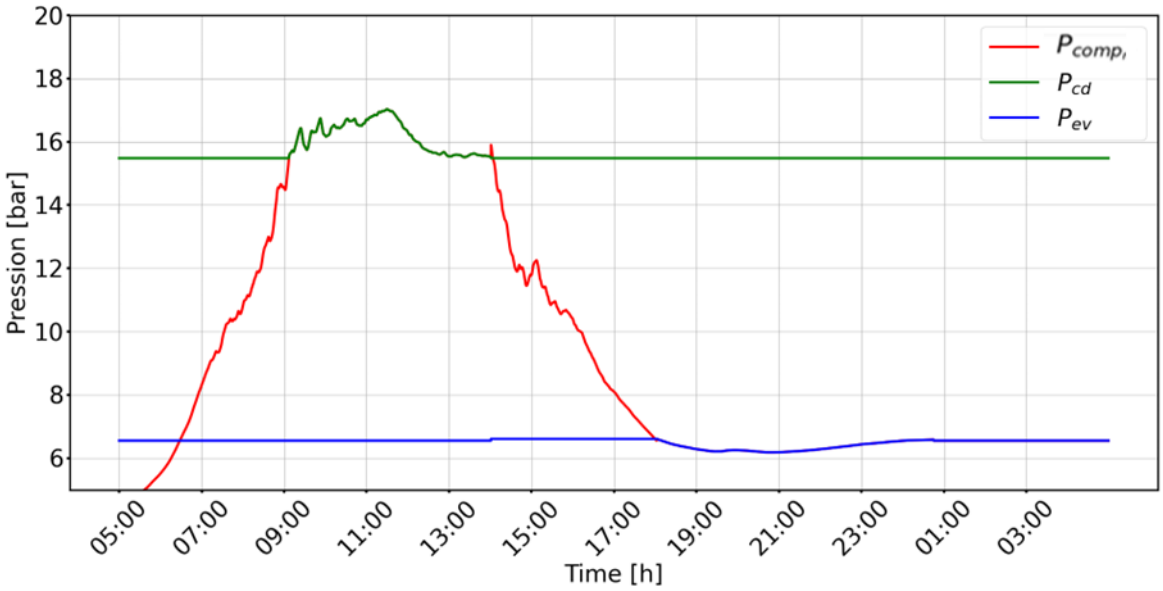


Figure 106: Évolution des pressions dans le procédé à sorption

Lorsque la température des capteurs n'est pas suffisante, la chaleur est utilisée pour préchauffer et pressuriser le sorbeur et le mettre dans les conditions de désorption. Avec une température de condensation fixée à 40 °C proche de la température de fusion du PCM de 35°C, la phase de désorption se déclenche lorsque la température du sorbeur atteint 70 °C. La vanne (ou un clapet anti-retour) entre le sorbeur et le condenseur s'ouvre alors pour laisser passer l'ammoniac désorbé vers le condenseur où il se liquéfie et est stocké dans le réservoir de liquide à la température du PCM. Cette ouverture se faisant dans des conditions proches de l'équilibre, on remarque à peine l'effet endothermique du sorbeur. Malgré l'augmentation de la température du capteur PV, du caloporteur et de la paroi du sorbeur, on remarque que la température du sel est maintenue sensiblement à sa température d'équilibre. On remarque toutefois à ce moment-là une faible augmentation de la température du condenseur.

À la fin de la désorption, la vanne reliant le sorbeur et le condenseur se ferme et la température du composite rejoint alors à nouveau les températures de la paroi et de l'eau de sortie des capteurs. En fin de journée, la température des capteurs diminuant avec l'ensoleillement, la température du caloporteur diminue également refroidissant alors le sorbeur et le composite sel/GNE contenu à l'intérieur. De même que pour le condenseur, la température de l'évaporateur est fixée à 12 °C par le second stockage PCM de type RT 12. Lorsque que le sorbeur est refroidi jusqu'à la température de 38 °C, sa pression devient inférieure à celle de l'évaporateur. La vanne (ou le clapet) s'ouvre alors autorisant la sorption d'ammoniac en provenance de l'évaporateur, qui voit sa température diminuée par l'effet endothermique de l'évaporation de l'ammoniac liquide. La température des capteurs continuant à diminuer avec les échanges radiatifs nocturnes jusqu'à 30 °C, le sorbeur voit sa température de paroi atteindre 32 °C, induisant une température du composite à l'intérieur d'environ 36 °C. La cinétique de sorption du gaz par le composite étant plus lente que celle remarquée dans la sorption, on observe une très légère diminution de la température dans l'évaporateur.

L'évolution des températures présentée précédemment se reflète de la même manière sur les pressions à l'intérieur du sorbeur, comme on peut le remarquer en Figure 106. En début de journée, la montée en température du sorbeur provoque alors sa pressurisation. Lorsque la pression du sorbeur devient supérieure à celle du condenseur de 15.5 bars à 40 °C, la pression du condenseur est alors imposée au sorbeur par l'ouverture de la vanne. La condensation de l'ammoniac dans le condenseur augmente légèrement la température de condensation et par conséquent sa pression qui atteint alors 17 bars. À la fin de cette phase de désorption, la vanne se referme et la pression dans le sorbeur rejoint alors sa pression d'équilibre à la température imposé par les capteurs qui sont à cette heure plus froids qu'au midi solaire et atteint 16 bar. Ensuite, la pression dans le sorbeur évolue avec la température qui suit l'équilibre thermodynamique de la solution saturée et diminue jusqu'à devenir inférieure à la pression d'évaporation de 6.8 bars. Dans ces conditions, l'évaporateur est alors connecté au sorbeur qui voit ainsi sa pression conditionnée cette fois-ci par l'évaporateur. L'effet endothermique de l'évaporateur fait légèrement diminuer sa température et par conséquent sa pression.

Concernant l'évolution de l'avancement α de la désorption et de la sorption correspondant au taux de solubilisation du sel dans le composite, on remarque dans la Figure 107 que le taux de solubilisation du sel passe de 1 (sel totalement solubilisé) à 0 (sel totalement cristallisé) sur une période de 5 h environ de 9 h jusqu'à 14 h. L'apport d'énergie thermique est plus

important lors du midi solaire et la désorption ne connait pas de perturbation. On remarque cependant que la phase de sorption prend plus de temps dû à un écart par rapport à l'équilibre thermodynamique moins important qu'en phase de désorption. Cette phase commence en fin de journée vers 18h30 jusqu'à 1 h et dure alors un peu plus de 6h30 pour solubiliser totalement le sel dans le sorbeur.

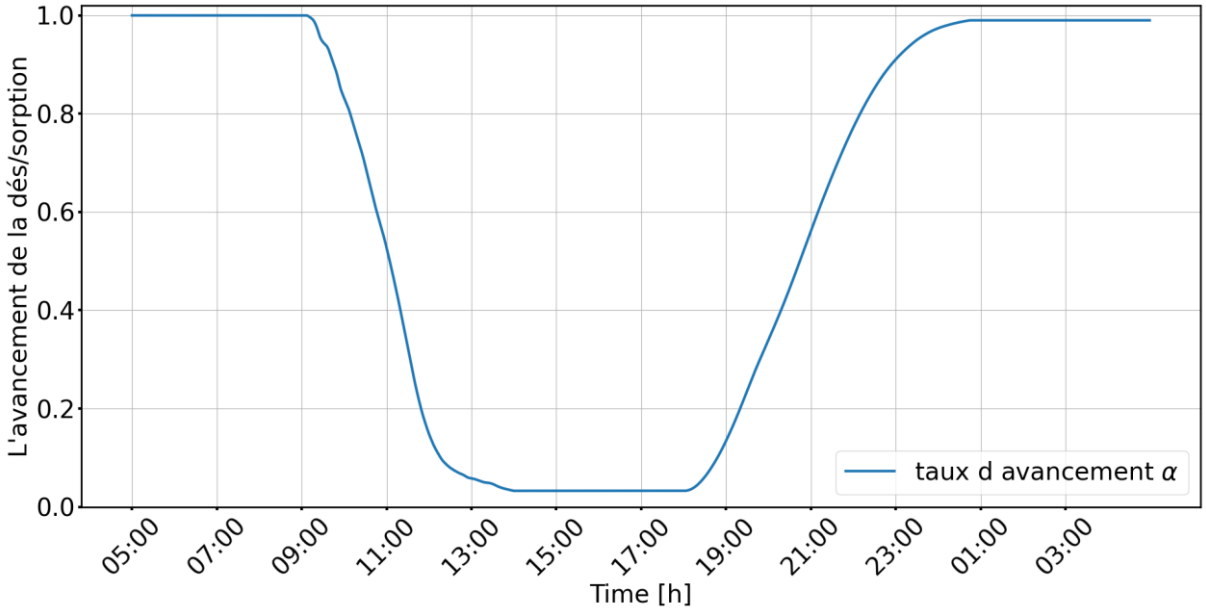


Figure 107: Évolution de l'avancement du taux α de solubilisation du sel dans le composite (phase de désorption suivie d'une phase de sorption)

Les différentes puissances impliquées dans ce système sont présentées dans la Figure 108. La quantité d'énergie solaire reçue sur la surface des capteurs pour cette journée est de 6.15 MWh. Ces capteurs produisent donc une quantité d'énergie électrique de 1.10 MWh et une quantité d'énergie thermique de 0.28 MWh entre 62 à 68 °C. Le rendement de conversion électrique des capteurs PV/RB est de 17.9 %. Quant au rendement thermique, il n'est que de 4.5 % car la récupération de chaleur ne s'est faite que dans une portion de temps courte de la journée. Et comme cette chaleur est récupérée à une température élevée, l'énergie thermique extraite des capteurs a été limitée pour assurer une température de sortie plus élevée du caloporteur.

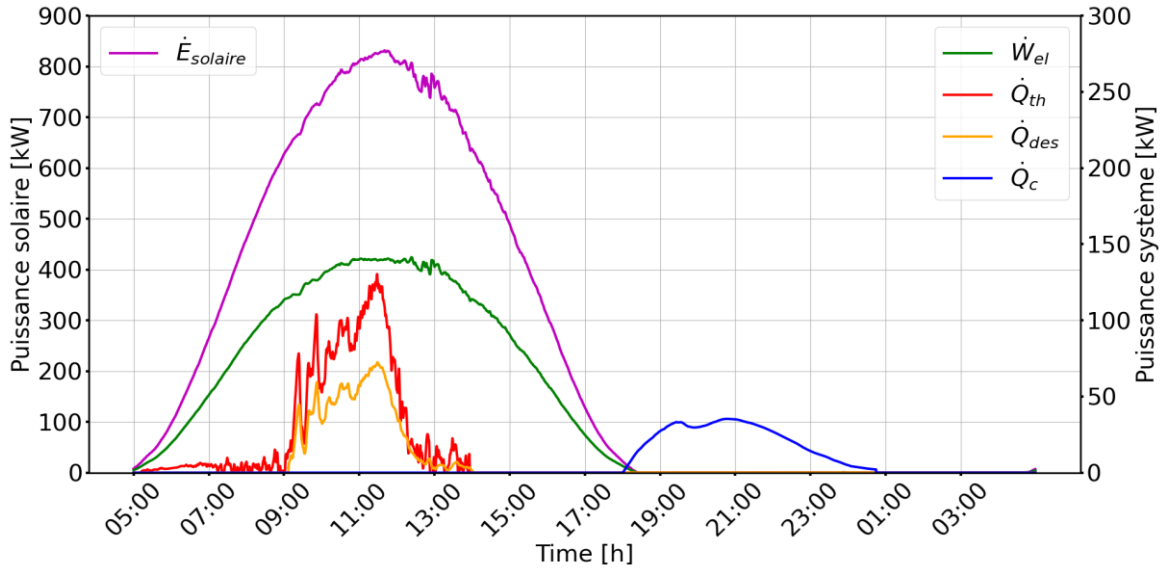


Figure 108: Puissance thermique et puissance frigorifique

On obtient donc un rendement global de conversion des capteurs PV/RB de 22.4 %. L'énergie thermique collectée est utilisée pour alimenter le système à sorption durant la phase de désorption pour désorber le gaz d'ammoniac dans le composite. L'énergie consommée par le sorbeur dans cette phase est de 0.16 MWh au bout de 5 h de désorption. Lors de la phase de sorption, une production de 0.14 MWh de froid a pu être réalisée après avoir déchargé le réservoir d'ammoniac liquide et sorbé tout le gaz par le sorbeur au bout de 6h30. Pour évaluer les performances de production de froid, on s'intéresse au coefficient de performance de ce procédé. Comme mentionné dans le chapitre 5, on a d'abord un COP système défini comme le rapport du froid produit de ce procédé et l'énergie thermique consommée par le sorbeur. On obtient alors dans ce cas d'étude un COP système de 0.52. Concernant le coefficient de performance solaire (COP_{sol}) atteint par ce couplage qui est définit comme le rapport du froid produit et l'énergie solaire captée par les capteurs thermiques, il est de 0.023. Finalement, la production électrique et de froid de ce couplage donne un rendement global de 20.27 %. Quant au rendement exergétique obtenu par ce couplage, il est globalement de 19.04 %. Il correspond à un rendement exergétique de 18.83 % pour la production électrique et de 0.21 % seulement pour la production de froid.

VI.5 Comparaison de la production électrique des panneaux PV/RB

Les performances électriques des capteurs PV/RB isolés couplés au procédé à sorption pour une production de froid sont ici comparées à celles qui seraient obtenues avec des capteurs PV standards dans les conditions de fonctionnement météorologique présentées précédemment. La Figure 109 présente l'évolution des températures de fonctionnement des capteurs PV standards, des capteurs PV/RB isolés couplés ou non au procédé à sorption.

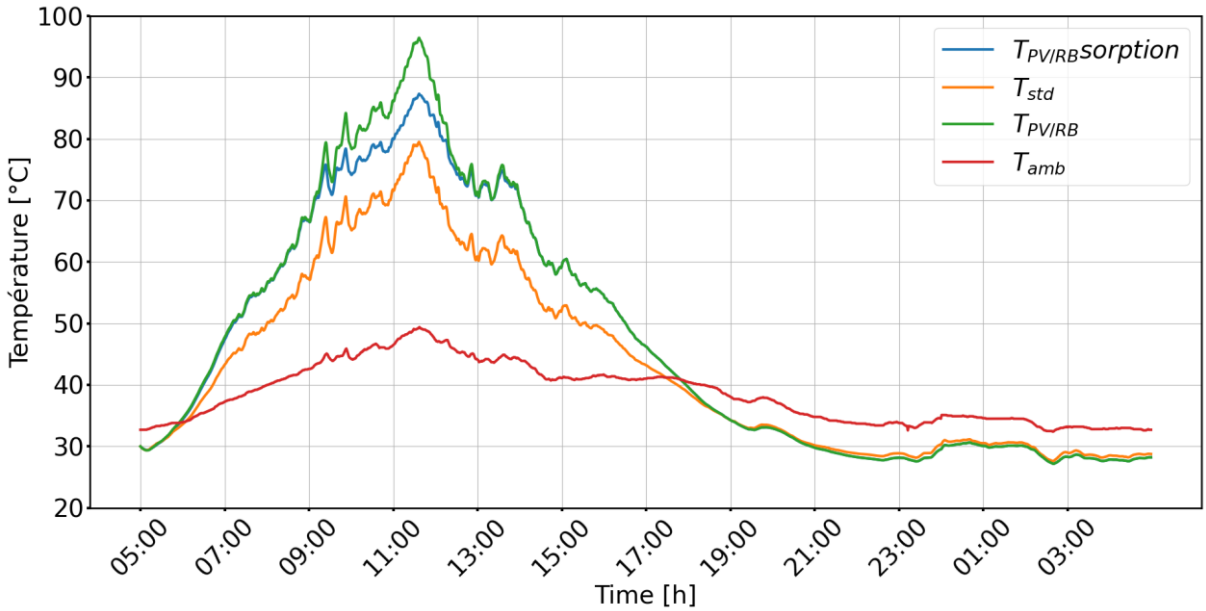


Figure 109: Évolution de la température des différents capteurs PV.

On peut constater que la température de fonctionnement des capteurs PV/RB isolés couplés au procédé est plus faible que celles des capteurs PV/RB isolés non couplés opérant dans leur condition de stagnation (c'est à dire non activement refroidis). Ces derniers peuvent

atteindre une température de fonctionnement de 96 °C dans un environnement extérieur à 49°C et sous une irradiation de 920 W/m², alors que ceux couplés et « refroidis » par le procédé atteignent une température plus faible de 10 K, d'environ 86 °C. Ces températures de fonctionnement sont cependant sensiblement plus élevées de 6 à 8 K en journée du fait de l'isolation thermique durant les phases transitoires de sorption et de désorption, que celles qui serait obtenues avec des capteurs PV standard, conduisant alors à des performances électriques légèrement dégradées par rapport aux capteurs PV standards.

Pour estimer l'impact de cette température sur la production électrique globale, nous nous sommes intéressés à l'énergie électrique produite cumulée des différents capteurs PV. Sur la Figure 110 est représentée l'évolution au cours d'une journée de la production électrique cumulée d'une même surface (1000 m²) de capteurs soumis aux mêmes conditions opératoires.

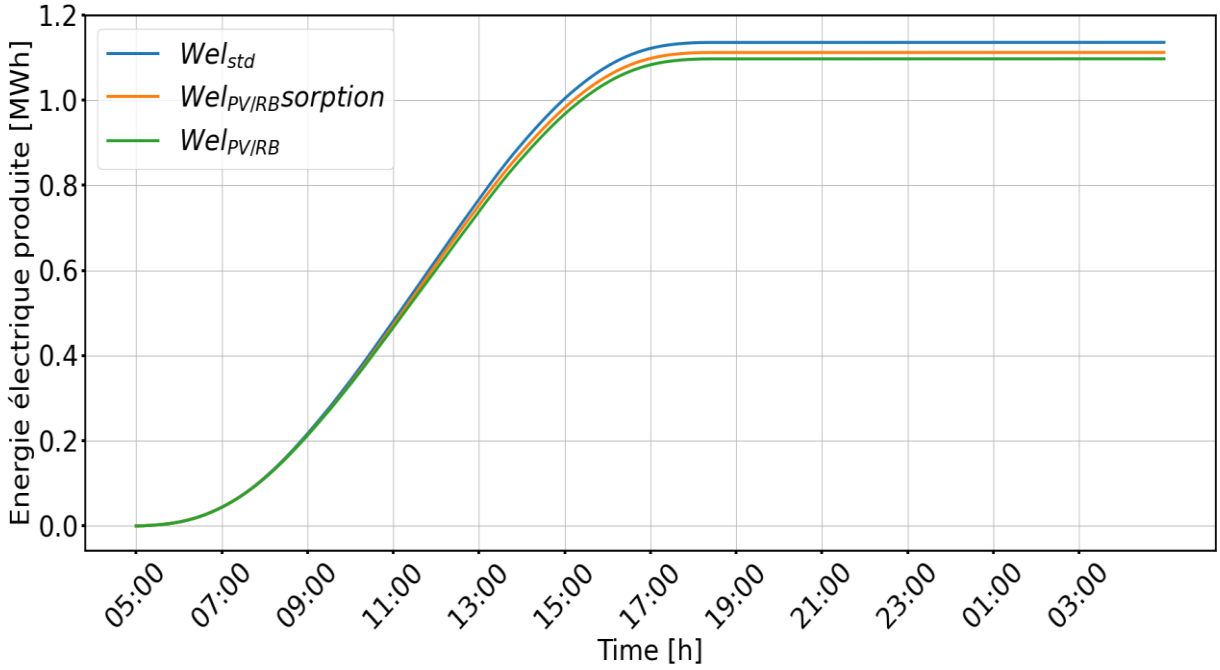


Figure 110: Évolution de la production électrique des différents capteurs PV

Cette surface de capteur représente une captation d'énergie solaire de l'ordre de 6.15 MWh. On remarque que la plus grosse production électrique se trouve dans les panneaux standards de l'ordre de 1.13 MWh soit un rendement électrique de 18.3 % suivis des capteurs couplés au procédé à sorption avec 1.10 MWh dont le rendement électrique est de 17.9 %. Cette différence de production représente une perte de la production électrique globale de 1.76 %. Cette différence est donc liée à la température des capteurs plus élevées que les capteurs standards. On remarque que cette température est plus proche d'un capteur standard lors du midi solaire lorsque la phase de désorption se déclenche. Enfin, on remarque que la plus faible production électrique est obtenue par les capteurs isolés non refroidi qui eux produisent 1.09 MWh soit un rendement électrique de 17.69 %. Ce manque de production électrique, essentiellement lié à la température des capteurs, représente une perte de 3.5 % par rapport aux capteurs standards.

VI.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons évalué les performances qui seraient obtenues par un couplage thermique des capteurs PV/RB isolés avec un procédé frigorifique à sorption de gaz. Le cas d'une centrale de 1000 m² située au Qatar a été considéré pour ce cas d'étude. Une configuration du procédé a été proposée et son dimensionnement réalisé en considérant une journée type. Le comportement des différents composants de cette association a été présenté et les performances obtenues pour ce couplage ont été évaluées.

L'utilisation des capteurs PV/RB isolés en face arrière permet de produire et récupérer de l'énergie thermique à une température exploitable par le procédé sans recourir à l'utilisation d'un compresseur pour la régénération diurne du procédé. Nous avons montré que l'exploitation de la surface de capteur disponible le soir est pertinente pour améliorer le refroidissement du sorbeur la nuit et le condenseur le jour.

Pour le cas d'étude défini, 380 kg d'ammoniac peuvent être cyclés lors des phases de désorption et de sorption. Pour une quantité d'énergie solaire de 6.15 MWh captée par 1000 m² de capteur PV/RB, une production de 1.10 MWh d'électricité et 0.28 MWh d'énergie thermique a pu être atteinte par ces capteurs. Cette production représente un rendement de conversion global des capteurs de l'ordre de 22.4 %. La valorisation de cette chaleur par le procédé à sorption permet une production de 0.16 MWh de froid à une température de 12 °C avec un COP du procédé de 0.52. Le couplage des capteurs PV/RB au procédé à sorption, produit ainsi de l'électricité et du froid, qui permet en définitive un rendement global de cogénération froid/électricité de 20.7 % avec un COP solaire de 2.6 % pour le procédé.

En comparant la production électrique de ce couplage avec des capteurs standards pour la production électrique, on constate du fait de la température de fonctionnement des capteurs plus élevée que celles de capteurs PV standard, une production électrique est plus faible d'environ 1.8 %. Cependant, le rendement global de conversion de ce couplage est plus élevé de 10.5 % par rapport au rendement de conversion électrique des capteurs PV standard car on a co-production d'électricité et de froid dans le système PV/RB couplé au procédé à sorption. Finalement, le rendement exergétique global du système ainsi couplé est de 19.04 %, sensiblement inférieur au rendement exergétique des capteurs PV conventionnels seuls qui est de 19.34%.

Conclusion générale et perspectives

L'énergie solaire photovoltaïque est l'une des ressources énergétiques renouvelables qui suscite le plus d'intérêt ces dernières décennies dans la communauté scientifique. Les efforts en matière de recherche et développement visent essentiellement à améliorer cette technologie de conversion solaire afin d'obtenir de meilleures performances énergétiques et une durabilité accrue des composants. Au-delà de la recherche de nouveaux matériaux pour la conversion photoélectrique, le refroidissement actif des cellules photovoltaïques est une solution pertinente pour atteindre ces objectifs.

L'étude bibliographique réalisée au chapitre 1 sur les différents procédés actuellement mis en œuvre pour le refroidissement des panneaux ou cellules photovoltaïques a permis d'avoir une compréhension globale de l'impact de ces dispositifs de refroidissement sur les performances obtenues, ainsi que leurs limites et contraintes de mise en œuvre. Le choix d'un système de refroidissement est en effet essentiellement orienté en fonction des contraintes d'implantation du dispositif de refroidissement, des conditions d'utilisation des panneaux PV et surtout des objectifs visés en termes d'amélioration de la production électrique ou de co-production chaleur / électricité. Ces systèmes de refroidissement peuvent être répertoriés suivant plusieurs catégories selon que la chaleur extraite du panneau est exploitée ou non, ou qu'il requiert une consommation d'énergie pour leur fonctionnement. Le contrôle actif de la température de fonctionnement des panneaux améliore de façon notable leurs performances électriques et l'exploitation de la chaleur ainsi extraite permet d'accroitre le rendement global de conversion solaire. Lorsque ces panneaux opèrent dans des zones désertiques avec des températures de fonctionnement pouvant dépasser 80 °C, dégradant ainsi fortement leurs performances et les matériaux constitutifs des panneaux PV. La mise en œuvre d'un refroidissement actif permet également d'accroitre leur durée de vie. Pour ces zones extrêmes d'opérabilité, il est par ailleurs a priori pertinent de valoriser cette chaleur récupérée par un système à sorption pour produire du froid afin de répondre à la demande de rafraichissement de locaux.

Une étude thermodynamique théorique statique a été réalisée au chapitre 2 pour évaluer le potentiel de valorisation de la chaleur produite et extraite des panneaux PV au moyen de procédés thermiques endoréversibles, soit ditherme (comme par exemple un cycle de Rankine organique) pour une production supplémentaire d'électricité, soit tritherme (comme par exemple un cycle à sorption) pour une production de froid. Le froid produit peut ensuite être soit utilisé directement pour des besoins de rafraichissement de bâtiments, soit être exploité pour refroidir des panneaux supplémentaires et obtenir une production électrique additionnelle. Cette étude thermodynamique a permis de montrer l'existence de divers optimums thermiques de fonctionnement des panneaux PV selon l'exploitation du froid produit. Il ressort de ces analyses thermodynamiques que des gains de production électrique de l'ordre de 12.8 % peuvent théoriquement être obtenus. La chaleur peut quant à elle être valorisée en étant idéalement transformée en froid avec un COP de l'ordre de 0.21. De telles performances sont très intéressantes en regard des gains obtenus en utilisant des systèmes de refroidissement par convection forcée à eau sans valorisation de la chaleur extraite.

Au chapitre 3, nous avons montré que dans les gammes de températures de fonctionnement atteintes par les panneaux PV, les procédés thermochimiques basés sur la sorption renversable d'un gaz par un sel, peuvent être envisagés pour valoriser la chaleur récupérée en froid. Compte tenu des faibles écarts de température des panneaux en

fonctionnement avec l'environnement ambiant, l'utilisation d'un compresseur pour assister la phase de désorption du procédé à sorption, peut s'avérer nécessaire selon les couples réactifs mis en œuvre. L'évaluation des performances obtenues par un tel système hybride permettant le refroidissement actif d'une surface supplémentaire de capteurs PV a montré que, malgré la consommation électrique supplémentaire induite par le fonctionnement d'un compresseur, il est néanmoins possible d'obtenir pour certains couples réactifs des gains électriques allant jusqu'à 6.3 % par rapport à des panneaux conventionnels non refroidis. Cependant, de tels gains seraient obtenus avec des sels à base de plomb, relativement toxiques avec un impact environnemental important, ils ont donc par la suite été écartés. De cette analyse, deux sels ont toutefois pu être identifiés pour leurs conditions d'équilibre thermodynamique de sorption potentiellement intéressantes qui permettent a priori de s'affranchir de l'utilisation d'un compresseur, $NaBr+5.25NH_3 \leftrightarrows NaBr\bullet 5.25NH_3$ et $NH_4Cl+3NH_3 \leftrightarrows NH_4Cl\bullet 3NH_3$. L'utilisation du sel NaBr permettrait un gain de production électrique de l'ordre de 2.5 % et un gain exergétique globale de 18.8 %, lié à la cogénération de froid et d'électricité, par rapport à un panneau conventionnel non refroidi. Toutefois, les données disponibles relatives aux équilibres de ces 2 sels étant très parcellaires dans la littérature scientifique il a été nécessaire de caractériser ces sels sur divers bancs expérimentaux. Nous avons ainsi pu déterminer que les équilibres thermodynamiques étaient, dans la gamme de température entre 20 °C à 80 °C plutôt des équilibres monovariants de solution saturée qui peuvent donc également être exploités dans le procédé de sorption envisagé. Le choix du sel NaBr semble le plus pertinent pour la valorisation en froid de la chaleur basse température récupérée des panneaux, compte tenu de la position intéressante de la courbe d'équilibre de la solution saturée de l'ammoniacate chargé, de la densité énergétique élevée qu'il permet, ainsi que du faible impact environnemental qu'il induit, de sa disponibilité et de son faible coût.

Au chapitre 4, nous nous sommes intéressés au comportement de diverses configurations de capteurs PV à partir desquelles il est possible d'exploiter la chaleur générée. Pour cette étude, deux capteurs PV avec échangeurs de chaleur de type Roll-bond collés sur leur face arrière dont un isolé ont été sélectionnés. Cette configuration a l'avantage d'une mise en œuvre aisée et peu couteuse, en permettant d'intégrer des échangeurs sur des panneaux PV déjà installés sans modifications majeures de ces capteurs. On s'est également intéressé à un autre type de capteur PVT, vitré avec lame d'air en face avant et utilisant aussi un Roll-Bond comme échangeur de chaleur. Le modèle numérique développé pour rendre compte du comportement dynamique de ces panneaux PVT est en accord avec les résultats expérimentaux obtenus sur un banc de test de panneaux spécifiquement monté au laboratoire. Les résultats de performances simulées du capteur PV/RB isolé, validé expérimentalement, ont montré que l'isolation en face arrière augmentait de 70 % leurs potentiel thermique et de 7 K leurs température de fonctionnement par rapport un PV/RB non isolé. Une température de stagnation de 75 °C est atteinte pour le PV/TB isolé, soit plus de 40 K de différence par rapport à la température ambiante. Concernant les PVT vitrés, leurs potentiels thermiques est augmenté de 170 % et leurs températures de fonctionnement d'environ 25 K par rapport un PV/RB isolé. La température de stagnation dans ce capteur peut monter à plus 100 °C avec une différence de température de plus 65 K au-dessus de l'ambiant.

Au chapitre 5 nous nous sommes plus particulièrement intéressés au procédé à sorption pour la production de froid. Un prototype expérimental du procédé à sorption exploitant la

solution saturée du sel NaBr a été conçu pour valider expérimentalement le modèle numérique développé. Ce prototype piloté par des bains thermostatés dans un premier temps pour simuler les puissances thermiques des capteurs a permis d'analyser son comportement dynamique. Ces expérimentations ont permis de vérifier le bon fonctionnement du procédé pour différentes conditions de fonctionnement, en particulier le cyclage et la renversabilité des processus de désorption et sorption par la solution saturée. Le COP de ce procédé pour la production de froid est de l'ordre de 0.58 pour le cas d'étude défini.

Au chapitre 6 un couplage numérique des capteurs PV/RB isolés avec un procédé à sorption a été réalisé dans l'objectif d'évaluer les performances énergétiques d'un tel système. Le cas d'une centrale solaire installée au Qatar a été choisi comme cas d'étude. Un dimensionnement du procédé à sorption et de ses différents composants a été réalisé pour une surface de capteurs PV/RB installée de 1000 m². Les résultats de simulation montrent un rendement de conversion global des capteurs PV/RB de 22.4 %. Ce rendement est relativement plus faible que celui qui serait obtenu par des capteurs PVT standards car il est recherché ici une valorisation en froid de la chaleur par un procédé à sorption et oblige alors les capteurs à fonctionner à plus haute température. La chaleur produite par les capteurs est ainsi valorisée en froid par le procédé à sorption avec un COP système de 0.52. Le rendement global de cogénération électricité /froid obtenu par un tel couplage PV/RB est de 20.7 % et le coefficient de performance solaire de production de froid est de 2.6 %. Une perte de production électrique de 1.8 % par rapport aux capteurs PV standards est également constatée du fait de l'isolation nécessaire en face arrière. Mais ce couplage reste tout de même intéressant d'un point de vue énergétique, car la cogénération permise par ce système (froid et électricité) permet d'obtenir un gain de conversion global de 10.5 % par rapport aux capteurs PV standards. Du point de vue exergétique, on peut constater une perte exergétique de 1.34 % par rapport aux performances de panneaux PV standards.

Comme perspective à ces travaux de recherche, il serait intéressant de valider expérimentalement la modélisation du couplage envisagée des panneaux PVT avec le procédé à sorption. En effet, la validation séparée des modèles de panneaux et du procédé a permis d'identifier les paramètres nécessaires aux modèles, mais l'interaction des deux sous-systèmes n'a pas pu être expérimentalement étudiée. Cela permettrait ainsi d'obtenir un outil numérique validé pour dimensionner, simuler et analyser les performances de ce système de cogénération sous diverses contraintes opératoires et pour différents sites géographiques. Enfin, il sera également nécessaire de compléter les travaux présentés dans ce mémoire par une étude technico-économique afin d'évaluer la pertinence de ce couplage. Cela permettra de déterminer et d'en cibler les domaines applicatifs pertinents.

Références Bibliographiques

[1] C. Brutel, « La population de la France métropolitaine en 2050 : un vieillissement inéluctable », *Econ. Stat.*, vol. 355, nº 1, p. 57-71, 2002, doi: 10.3406/estat.2002.7374.

[2] J.-M. Chevalier, « Les fonds souverains pétroliers », *Rev. Déconomie Financ.*, vol. 9, nº 1, p. 21-26, 2009, doi: 10.3406/ecofi.2009.5413.

[3] Koebrich, Samuel, Bowen, Thomas, & Sharpe, Austen, « 2018 Renewable Energy Data Book », p. 149.

[4] « Bankable solar data for better decisions ». https://solargis.com/ (consulté le 2 juillet 2019).

[5] H. Bahaidarah, A. Subhan, P. Gandhidasan, et S. Rehman, « Performance evaluation of a PV (photovoltaic) module by back surface water cooling for hot climatic conditions », *Energy*, vol. 59, p. 445-453, sept. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.07.050.

[6] J. Borderon, « Integration des materiaux a changement de phase comme systeme de regulation dynamique en renovation thermique », Université de Lyon, 2012. [En ligne]. Disponible sur: https://hal.archives-ouvertes.fr/tel-01614879/document

[7] E. Becquerel, « Comptes rendus hebdomadaires des séances de l'Académie des sciences / publiés... par MM. les secrétaires perpétuels », p. 854.

[8] A. Slaoui, « Électricité photovoltaïque - Matériaux et marchés », p. 19, 2016.

[9] A. Richter, M. Hermle, et S. W. Glunz, « Reassessment of the Limiting Efficiency for Crystalline Silicon Solar Cells », *IEEE J. Photovolt.*, vol. 3, nº 4, p. 1184-1191, oct. 2013, doi: 10.1109/JPHOTOV.2013.2270351.

[10] W. Shockley et H. J. Queisser, « Detailed Balance Limit of Efficiency of *p-n* Junction Solar Cells », *J. Appl. Phys.*, vol. 32, nº 3, p. 510-519, mars 1961, doi: 10.1063/1.1736034.

[11] O. Dupré, R. Vaillon, et M. A. Green, « Temperature Coefficients of Photovoltaic Devices », in *Thermal Behavior of Photovoltaic Devices*, Cham: Springer International Publishing, 2017, p. 29-74. doi: 10.1007/978-3-319-49457-9_2.

[12] O. Dupré, R. Vaillon, et M. A. Green, « Physics of the temperature coefficients of solar cells », *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 140, p. 92-100, sept. 2015, doi: 10.1016/j.solmat.2015.03.025.

[13] F. Dincer et M. E. Meral, « Critical Factors that Affecting Efficiency of Solar Cells », *Smart Grid Renew. Energy*, vol. 01, nº 01, p. 47-50, 2010, doi: 10.4236/sgre.2010.11007.

[14] D. L. Evans, « Simplified method for predicting photovoltaic array output », *Sol. Energy*, vol. 27, nº 6, p. 555-560, janv. 1981, doi: 10.1016/0038-092X(81)90051-7.

[15] E. Skoplaki et J. A. Palyvos, « On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations », *Sol. Energy*, vol. 83, nº 5, p. 614-624, mai 2009, doi: 10.1016/j.solener.2008.10.008.

[16] W. Li, Y. Shi, K. Chen, L. Zhu, et S. Fan, « A Comprehensive Photonic Approach for Solar Cell Cooling », *ACS Photonics*, vol. 4, nº 4, p. 774-782, avr. 2017, doi: 10.1021/acsphotonics.7b00089.

[17] L. Zhu, A. Raman, K. X. Wang, M. A. Anoma, et S. Fan, « Radiative cooling of solar cells », *Optica*, vol. 1, nº 1, p. 32, juill. 2014, doi: 10.1364/OPTICA.1.000032.

[18] A. A. Amr, A. A. M. Hassan, M. Abdel-Salam, et A. M. El-Sayed, « Enhancement of photovoltaic system performance via passive cooling: Theory versus experiment », *Renew. Energy*, vol. 140, p. 88-103, sept. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.03.048.

[19] F. Bayrak, H. F. Oztop, et F. Selimefendigil, « Effects of different fin parameters on temperature and efficiency for cooling of photovoltaic panels under natural

convection », *Sol. Energy*, vol. 188, p. 484-494, août 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.06.036.
[20] S. Mehrotra, P. Rawat, M. Debbarma, et K. Sudhakar, « PERFORMANCE OF A SOLAR PANEL WITH WATER IMMERSION COOLING TECHNIQUE », p. 12.
[21] C. G. Popovici, S. V. Hudişteanu, T. D. Mateescu, et N.-C. Cherecheş, « Efficiency Improvement of Photovoltaic Panels by Using Air Cooled Heat Sinks », *Energy Procedia*, vol. 85, p. 425-432, janv. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.223.
[22] E. Cuce, P. M. Cuce, I. H. Karakas, et T. Bali, « An accurate model for photovoltaic (PV) modules to determine electrical characteristics and thermodynamic performance parameters », *Energy Convers. Manag.*, vol. 146, p. 205-216, août 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.022.
[23] F. Sarhaddi, S. Farahat, H. Ajam, et A. Behzadmehr, « Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector », *Energy Build.*, vol. 42, n° 11, p. 2184-2199, nov. 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.07.011.
[24] K. A. Moharram, M. S. Abd-Elhady, H. A. Kandil, et H. El-Sherif, « Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling », *Ain Shams Eng. J.*, vol. 4, n° 4, p. 869-877, déc. 2013, doi: 10.1016/j.asej.2013.03.005.
[25] M. Abdolzadeh et M. Ameri, « Improving the effectiveness of a photovoltaic water pumping system by spraying water over the front of photovoltaic cells », *Renew. Energy*, vol. 34, n° 1, p. 91-96, janv. 2009, doi: 10.1016/j.renene.2008.03.024.
[26] A. Fudholi, K. Sopian, M. H. Yazdi, M. H. Ruslan, A. Ibrahim, et H. A. Kazem, « Performance analysis of photovoltaic thermal (PVT) water collectors », *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, p. 641-651, févr. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.11.017.
[27] S. Aberoumand, S. Ghamari, et B. Shabani, « Energy and exergy analysis of a photovoltaic thermal (PV/T) system using nanofluids: An experimental study », *Sol. Energy*, vol. 165, p. 167-177, mai 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.03.028.
[28] M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, et S. Zeinali Heris, « Experimental investigation of the effects of silica/water nanofluid on PV/T (photovoltaic thermal units) », *Energy*, vol. 66, p. 264-272, mars 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.01.102.
[29] M. J. Huang, P. C. Eames, et B. Norton, « Phase change materials for limiting temperature rise in building integrated photovoltaics », *Sol. Energy*, vol. 80, n° 9, p. 1121-1130, sept. 2006, doi: 10.1016/j.solener.2005.10.006.
[30] S. Khanna, K. S. Reddy, et T. K. Mallick, « Performance analysis of tilted photovoltaic system integrated with phase change material under varying operating conditions », *Energy*, vol. 133, p. 887-899, août 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.150.
[31] P. Atkin et M. M. Farid, « Improving the efficiency of photovoltaic cells using PCM infused graphite and aluminium fins », *Sol. Energy*, vol. 114, p. 217-228, avr. 2015, doi: 10.1016/j.solener.2015.01.037.
[32] A. Hassan *et al.*, « Thermal Management and Uniform Temperature Regulation of Photovoltaic Modules Using Hybrid Phase Change Materials-Nanofluids System », *Renew. Energy*, juin 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.05.130.
[33] M. Sardarabadi, M. Passandideh-Fard, M.-J. Maghrebi, et M. Ghazikhani, « Experimental study of using both ZnO/ water nanofluid and phase change material (PCM) in photovoltaic thermal systems », *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 161, p. 62-69, mars 2017, doi: 10.1016/j.solmat.2016.11.032.
[34] S. S. Chandel et T. Agarwal, « Review of cooling techniques using phase change materials for enhancing efficiency of photovoltaic power systems », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, p. 1342-1351, juin 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.02.001.
[35] H. Alizadeh, R. Ghasempour, M. B. Shafii, M. H. Ahmadi, W.-M. Yan, et M. A. Nazari, « Numerical simulation of PV cooling by using single turn pulsating heat pipe », *Int. J.*

Heat Mass Transf., vol. 127, p. 203-208, déc. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.108.
[36] C. Babu et P. Ponnambalam, « The theoretical performance evaluation of hybrid PV-TEG system », *Energy Convers. Manag.*, vol. 173, p. 450-460, oct. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.104.
[37] D. Champier, « Générateurs thermoélectriques : de la conception aux applications », *Convers. Lénergie Électr.*, févr. 2018, doi: 10.51257/a-v1-d3241.
[38] R. Bjørk et K. K. Nielsen, « The maximum theoretical performance of unconcentrated solar photovoltaic and thermoelectric generator systems », *Energy Convers. Manag.*, vol. 156, p. 264-268, janv. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.11.009.
[39] H. Karami Lakeh, H. Kaatuzian, et R. Hosseini, « A parametrical study on photo-electro-thermal performance of an integrated thermoelectric-photovoltaic cell », *Renew. Energy*, vol. 138, p. 542-550, août 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.01.094.
[40] W. G. J. H. M. van Sark, « Feasibility of photovoltaic – Thermoelectric hybrid modules », *Appl. Energy*, vol. 88, nº 8, p. 2785-2790, août 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.02.008.
[41] N. Dimri, A. Tiwari, et G. N. Tiwari, « Thermal modelling of semitransparent photovoltaic thermal (PVT) with thermoelectric cooler (TEC) collector », *Energy Convers. Manag.*, vol. 146, p. 68-77, août 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.017.
[42] N. Dimri, A. Tiwari, et G. N. Tiwari, « Comparative study of photovoltaic thermal (PVT) integrated thermoelectric cooler (TEC) fluid collectors », *Renew. Energy*, vol. 134, p. 343-356, avr. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.10.105.
[43] M. Benghanem, A. A. Al-Mashraqi, et K. O. Daffallah, « Performance of solar cells using thermoelectric module in hot sites », *Renew. Energy*, vol. 89, p. 51-59, avr. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.12.011.
[44] H. Fathabadi, « Two novel methods for converting the waste heat of PV modules caused by temperature rise into electric power », *Renew. Energy*, vol. 142, p. 543-551, nov. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.04.054.
[45] E. Cuce et P. M. Cuce, « Improving thermodynamic performance parameters of silicon photovoltaic cells via air cooling », *Int. J. Ambient Energy*, vol. 35, nº 4, p. 193-199, oct. 2014, doi: 10.1080/01430750.2013.793481.
[46] K. Nagano, T. Mochida, K. Shimakura, K. Murashita, et S. Takeda, « Development of thermal-photovoltaic hybrid exterior wallboards incorporating PV cells in and their winter performances », *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 77, nº 3, p. 265-282, mai 2003, doi: 10.1016/S0927-0248(02)00348-3.
[47] A. S. Joshi et A. Tiwari, « Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic–thermal (PV/T) air collector », *Renew. Energy*, vol. 32, nº 13, p. 2223-2241, oct. 2007, doi: 10.1016/j.renene.2006.11.013.
[48] H. G. Teo, P. S. Lee, et M. N. A. Hawlader, « An active cooling system for photovoltaic modules », *Appl. Energy*, vol. 90, nº 1, p. 309-315, févr. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.01.017.
[49] Y. Morita, T. Fujisawa, et T. Tani, « Moment performance of photovoltaic/thermal hybrid panel (numerical analysis and exergetic evaluation) », *Electr. Eng. Jpn.*, vol. 133, nº 2, p. 43-51, 2000, doi: 10.1002/1520-6416(20001115)133:2<43::AID-EEJ5>3.0.CO;2-R.
[50] T. T. Chow, G. Pei, K. F. Fong, Z. Lin, A. L. S. Chan, et J. Ji, « Energy and exergy analysis of photovoltaic–thermal collector with and without glass cover », *Appl. Energy*, vol. 86, nº 3, p. 310-316, mars 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.04.016.
[51] T. Fujisawa et T. Tani, « Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector », *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 47, nº 1, p. 135-148, oct. 1997, doi: 10.1016/S0927-0248(97)00034-2.

[52] F. Sobhnamayan, F. Sarhaddi, M. A. Alavi, S. Farahat, et J. Yazdanpanahi, « Optimization of a solar photovoltaic thermal (PV/T) water collector based on exergy concept », *Renew. Energy*, vol. 68, p. 356-365, août 2014, doi: 10.1016/j.renene.2014.01.048.
[53] H. Saitoh *et al.*, « Field experiments and analyses on a hybrid solar collector », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, nº 16, p. 2089-2105, nov. 2003, doi: 10.1016/S1359-4311(03)00166-2.
[54] S. Sharples et P. S. Charlesworth, « Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector », *Sol. Energy*, vol. 62, nº 2, p. 69-77, févr. 1998, doi: 10.1016/S0038-092X(97)00119-9.
[55] J. A. Duffie et W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman*, 4th ed. Hoboken: John Wiley, 2013.
[56] A. D. Jones et C. P. Underwood, « A thermal model for photovoltaic systems », *Sol. Energy*, vol. 70, nº 4, p. 349-359, janv. 2001, doi: 10.1016/S0038-092X(00)00149-3.
[57] S. M. Jeter, « Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation », *Sol. Energy*, vol. 26, nº 3, p. 231-236, janv. 1981, doi: 10.1016/0038-092X(81)90207-3.
[58] Y. Haseli, « Endoreversible heat engines », in *Entropy Analysis in Thermal Engineering Systems*, Elsevier, 2020, p. 67-83. doi: 10.1016/B978-0-12-819168-2.00006-4.
[59] F. Meunier et P. Neveu, « Convertisseurs thermiques - Machines frigorifiques. Pompes à chaleur. Thermotransformateurs », p. 22, 2018.
[60] J. Cot-Gores, A. Castell, et L. F. Cabeza, « Thermochemical energy storage and conversion: A-state-of-the-art review of the experimental research under practical conditions », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, nº 7, p. 5207-5224, sept. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.04.007.
[61] F. N. Ferrucci, « Cycle de compression de vapeur piloté par PV, en intégrant un système de stockage thermochimique solide-gaz pour les applications de production de froid », Université de la Polynésie française, 2020.
[62] J. Fitó, « Solar-driven hybrid refrigeration systems based on thermochemical processes », Universitat Rovira i Virgili, Tarragona, 2017.
[63] R. Olives et S. Mauran, « A Highly Conductive Porous Medium for Solid–Gas Reactions: Effect of the Dispersed Phase on the Thermal Tortuosity », *Transp. Porous Media*, vol. 43, nº 377–394, p. 18, 2001, doi: https://doi.org/10.1023/A:1010780623891.
[64] J. Berthiaud, « Procédés à sorption solide/gaz pour le transport de chaleur et de froid à longue distance », Perpignan via domitia, Perpignan, France, 2007.
[65] H. S. Bao et R. Z. Wang, « A REVIEW OF REACTANT SALTS FOR RESORPTION REFRIGERATION SYSTEMS », *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, vol. 18, nº 03, p. 165-180, sept. 2010, doi: 10.1142/S2010132510000150.
[66] R. G. Oliveira, R. Z. Wang, J. K. Kiplagat, et C. Y. Wang, « Novel composite sorbent for resorption systems and for chemisorption air conditioners driven by low generation temperature », *Renew. Energy*, vol. 34, nº 12, p. 2757-2764, déc. 2009, doi: 10.1016/j.renene.2009.05.016.
[67] Touzain, Ph, « Thermodynamic values of ammonia-salts reactions for chemical sorption heat pumps », *ZAE Bayern;*, 1999. [En ligne]. Disponible sur: https://www.tib.eu/de/suchen/id/BLCP%3ACN033817435
[68] R. J. Meyer, « Natrium Ergänzungsband, Lieferung 7. Halogenide Systeme. Lösungen by Ludwig Roth (auth.), Ludwig Roth (eds.) (z-lib.org)2.pdf ». Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1972. [En ligne]. Disponible sur: https://doi.org/10.1007/978-3-662-11947-1
[69] J. Kendall et J. G. Davidson, « Addition compounds of ammonia with the ammonium halides. », *J. Am. Chem. Soc.*, vol. 42, nº 6, p. 1141-1145, juin 1920, doi: 10.1021/ja01451a009.

[70] N. Aste, C. Del Pero, F. Leonforte, et M. Manfren, « Performance monitoring and modeling of an uncovered photovoltaic-thermal (PVT) water collector », *Sol. Energy*, vol. 135, p. 551-568, oct. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.06.029.
[71] O. Rejeb *et al.*, « Novel solar PV/Thermal collector design for the enhancement of thermal and electrical performances », *Renew. Energy*, vol. 146, p. 610-627, févr. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.06.158.
[72] K. G. T. Hollands, « Free Cotwectiwe Heat Transfer Across Inclined Air Layers », *J Heat Transf.*, vol. 98(2), nº 189-193, p. 5, 1976, doi: https://doi.org/10.1115/1.3450517.
[73] N. Aste, C. del Pero, et F. Leonforte, « Water flat plate PV–thermal collectors: A review », *Sol. Energy*, vol. 102, p. 98-115, avr. 2014, doi: 10.1016/j.solener.2014.01.025.
[74] A. Khelifa, K. Touafek, H. Ben Moussa, et I. Tabet, « Modeling and detailed study of hybrid photovoltaic thermal (PV/T) solar collector », *Sol. Energy*, vol. 135, p. 169-176, oct. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.05.048.
[75] T. Zhang, Z. W. Yan, L. Xiao, H. D. Fu, G. Pei, et J. Ji, « Experimental, study and design sensitivity analysis of a heat pipe photovoltaic/thermal system », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 162, p. 114318, nov. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114318.
[76] P. Neveu et J. Castaing-Lasvignottes, « Development of a numerical sizing tool for a solid-gas thermochemical transformer—I. Impact of the microscopic process on the dynamic behaviour of a solid-gas reactor », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 17, nº 6, p. 501-518, juin 1997, doi: 10.1016/S1359-4311(96)00065-8.
[77] N. Mazet, M. Amouroux, et B. Spinner, « Analysis and experimental study of the transformation of a non-isothermal solid/gas reacting medium », *Chem. Eng. Commun.*, vol. 99, nº 1, p. 155-174, janv. 1991, doi: 10.1080/00986449108911585.
[78] H. Espargilliere, « Système de refroidissement sec et de production d'eau pour centrale électrosolaire thermodynamique à cycle de Rankine », université de perpignan, Perpignan, France, 2017.

Annexes

A . Comparaison des performances expérimentales avec les résultats de simulation de panneaux PV fonctionnant sur le site de l'IPVF à Paris

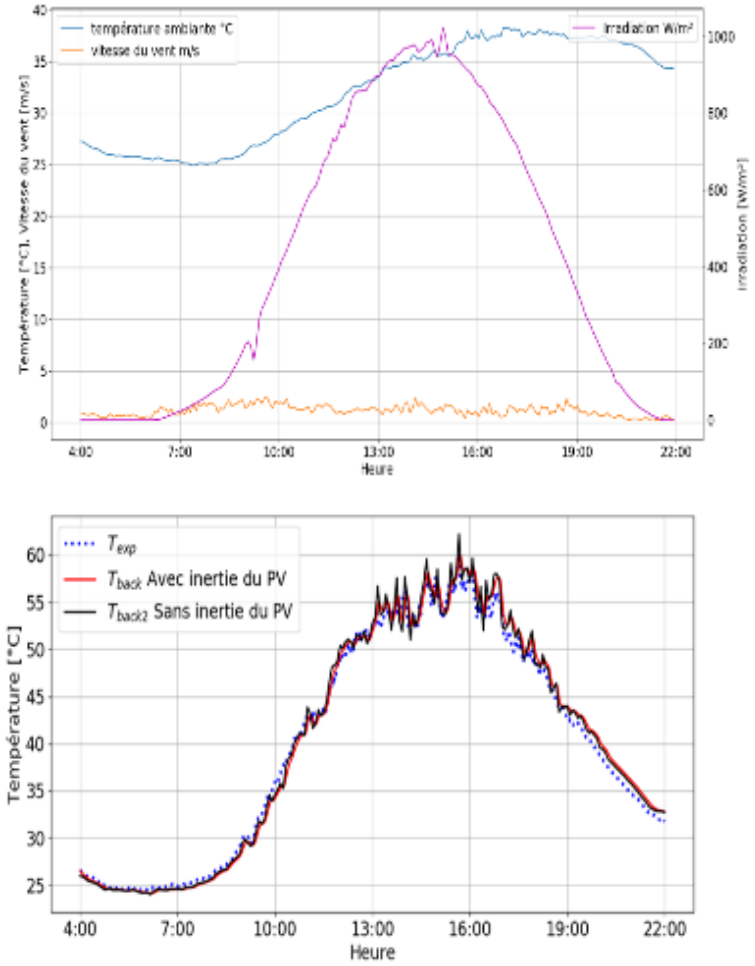


Figure 111: Données météorologiques du site à Paris

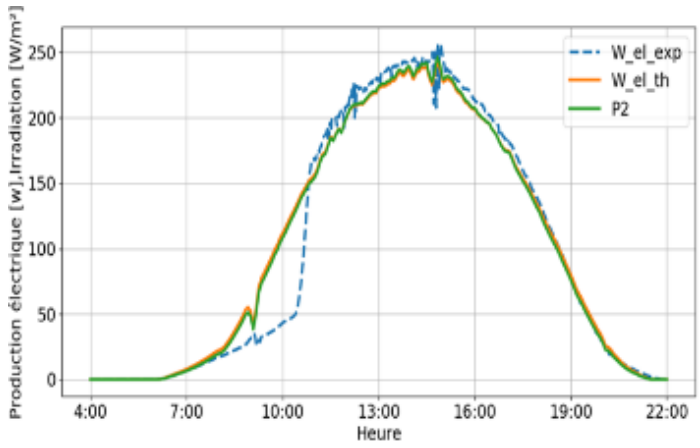
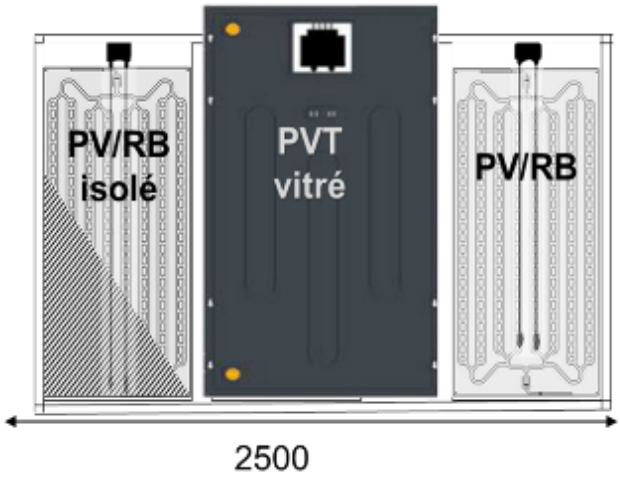
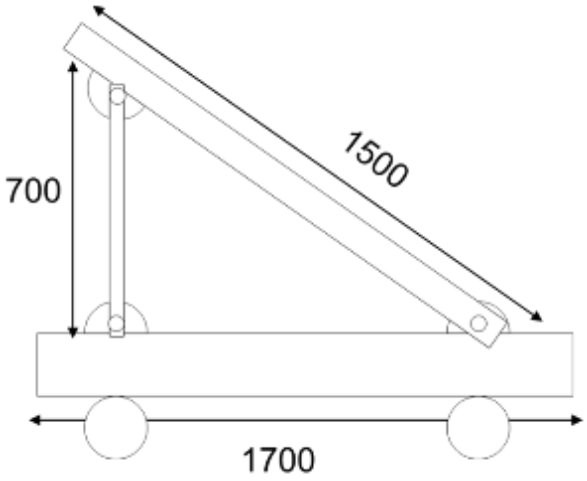
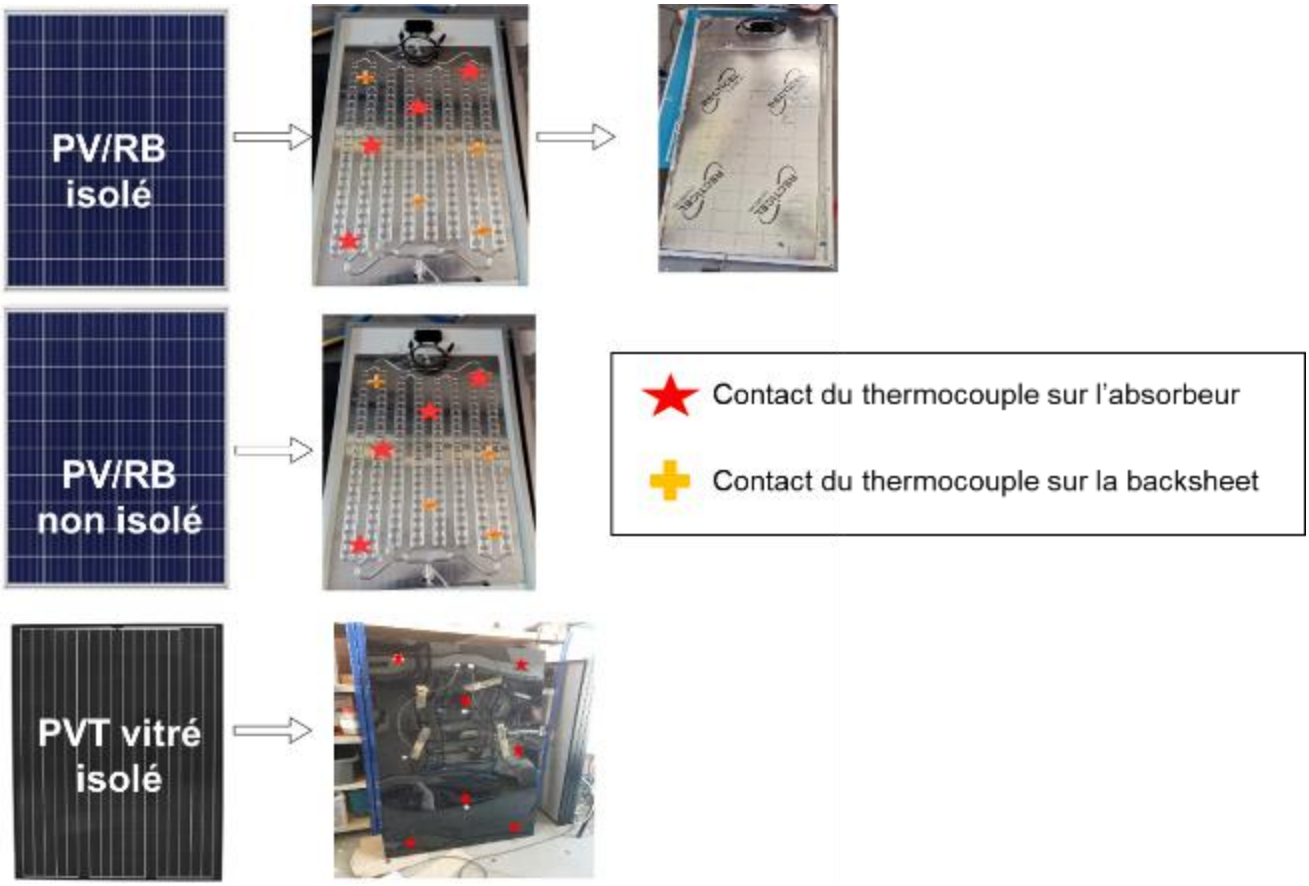


Figure 112: Validation du modèle numérique sur le site de Paris des températures et de la production électrique

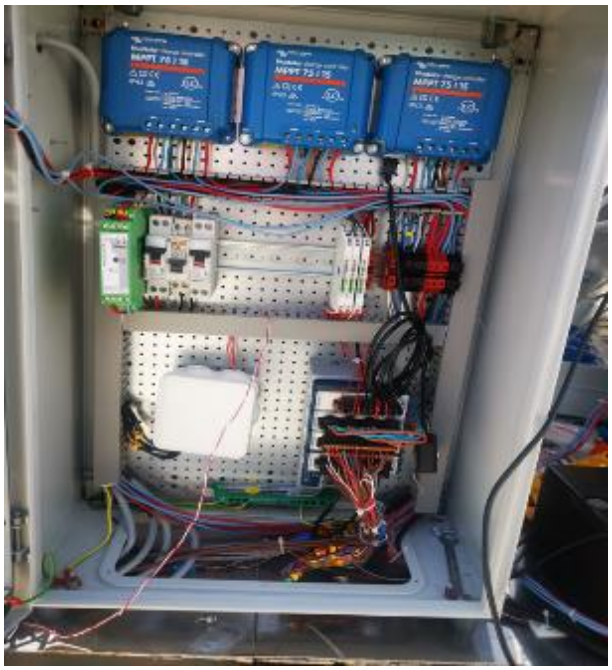
B : Schéma du Banc expérimental de caractérisation des panneaux PV

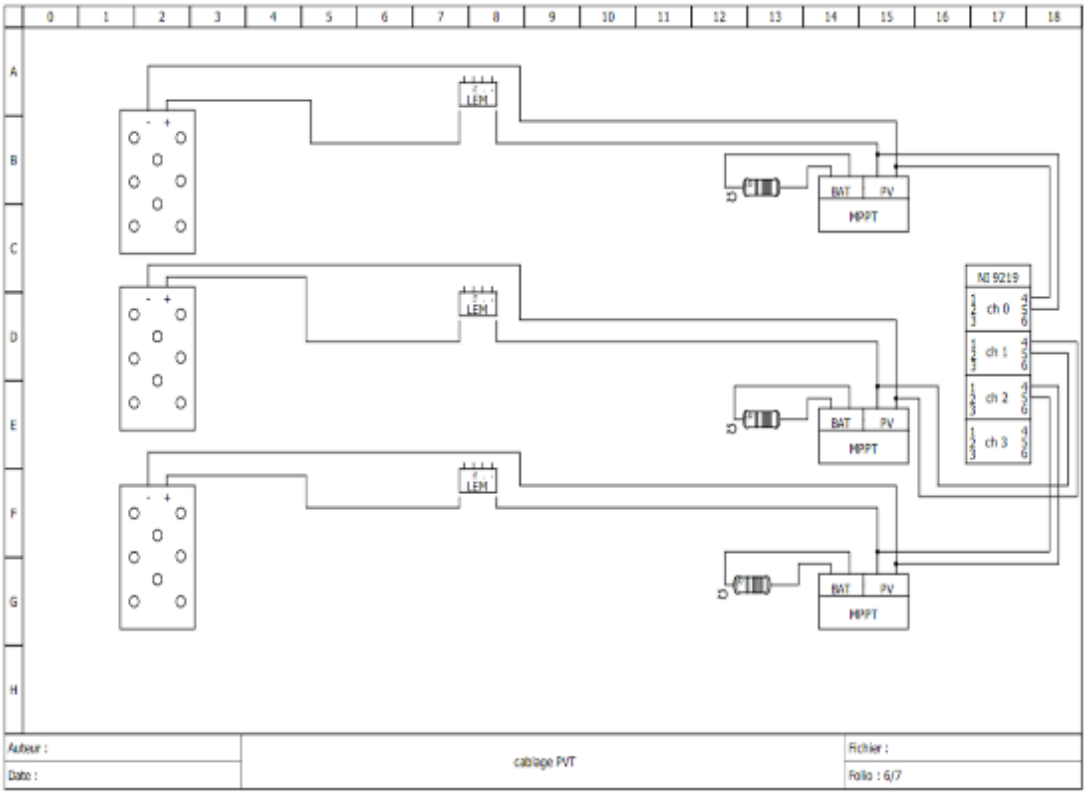






C : Armoire électrique du banc de caractérisation de panneaux PV





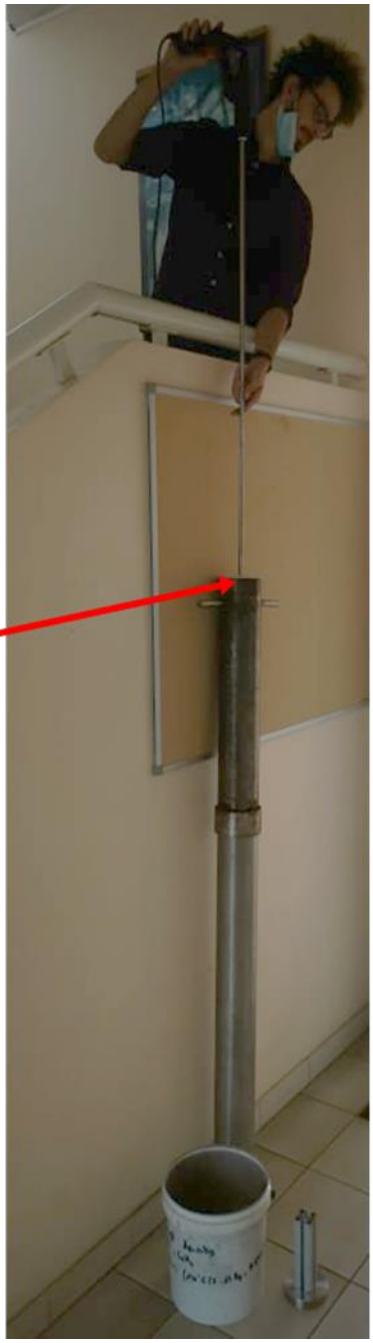
D: Préparation du sorbeur :



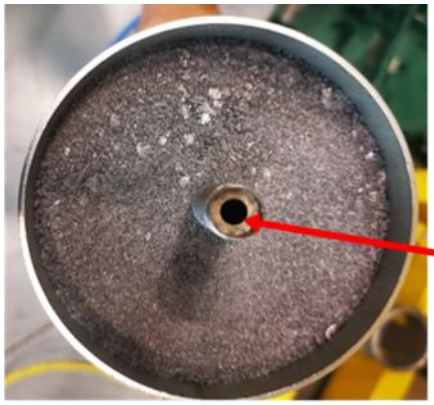


Presse utilsée pour la compression du composite in situ dans le tube réacteur

Perçage du composite



Perçage du trou diffuseur



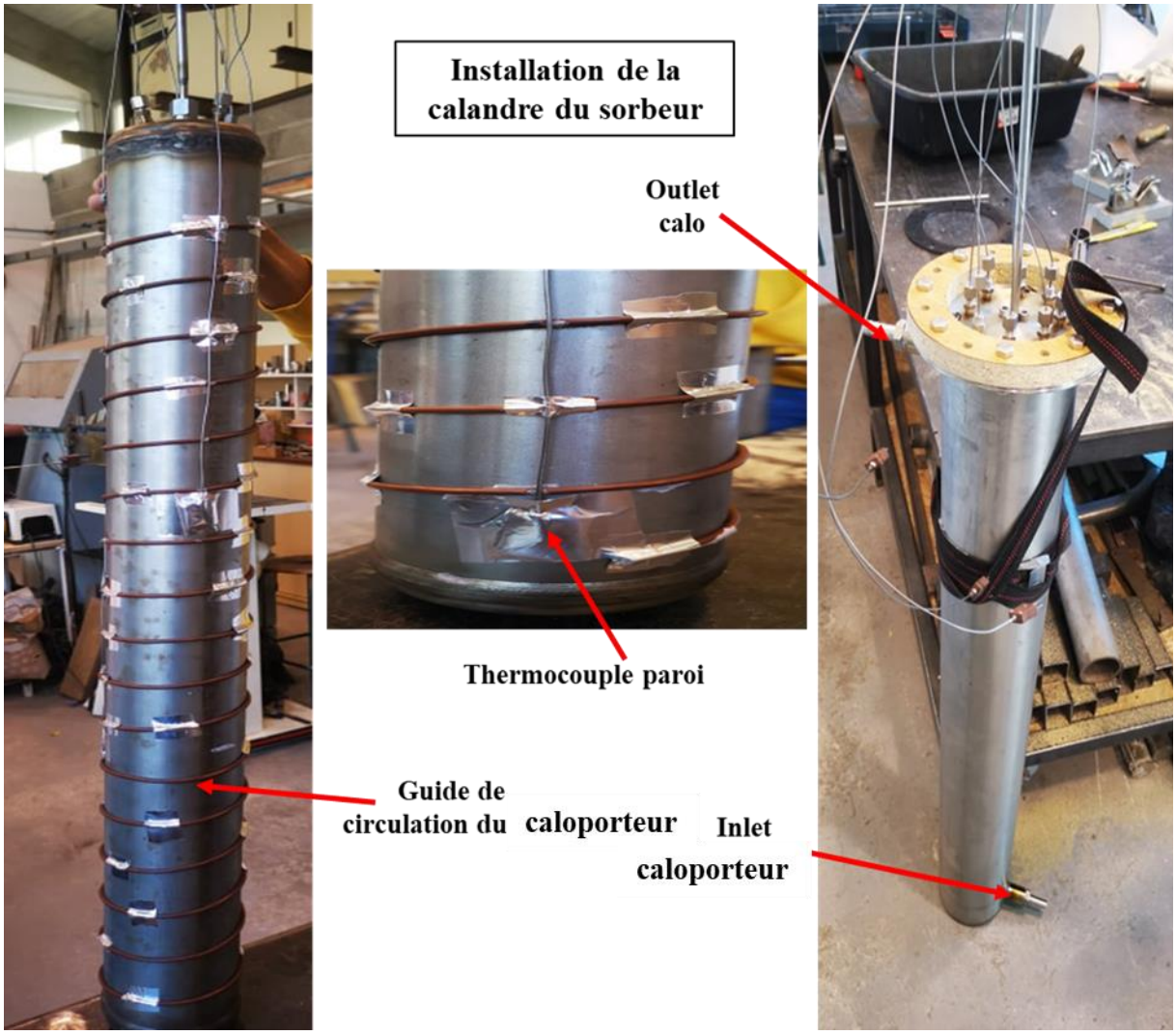
Diffuseur



Perçage des trous thermocouple



Thermocouples


Installation de la calandre du sorbeur
Outlet calo
Thermocouple paroi
Guide de circulation du caloporteur
Inlet caloporteur

Procédé thermochimique de production/stockage de froid pour le refroidissement et la valorisation de chaleur basse température de panneaux photovoltaïques

Résumé

La technologie photovoltaïque (PV) est l'une des techniques de production d'électricité renouvelable la plus utilisée. La conversion photoélectrique génère cependant dans les cellules solaires une importante quantité de chaleur, entrainant une significative hausse de leur température de fonctionnement qui impacte fortement le rendement de conversion. Lorsque les panneaux opèrent dans des zones à fort ensoleillement et des conditions climatiques arides, les températures de fonctionnement atteignent des températures de 80°C à 100°C impactant également leur durabilité. Ainsi l'objectif des travaux de thèse réalisés repose sur l'amélioration de la conversion énergétique solaire par, d'une part, une limitation la hausse de température de fonctionnement des modules PV par un refroidissement actif pour en accroitre leurs performances électriques et d'autre par la valorisation en froid de l'énergie thermique générée par un procédé thermique à sorption de gaz. Le but visé est de démontrer la faisabilité technique d'un tel couplage et d'en évaluer la pertinence énergétique. Ainsi, un procédé à sorption de gaz exploitant une solution saturée, permettant d'exploiter la chaleur basse température générée des panneaux PV et la valoriser en froid a été défini, conçu, expérimenté et analysé. Un modèle numérique de ce couplage a été développé et a permis d'évaluer les performances électriques d'une centrale solaire et frigorifique du procédé à sorption couplé thermiquement, dans des conditions réalistes de fonctionnement. Un tel couplage qui permet ainsi une cogénération électricité/froid, montre ainsi qu'il est possible d'améliorer de 10.5 % le gain énergétique global en comparaison de celui de panneaux PV standard, tout en entrainant une faible perte exergétique globale de 1.3 % lié à la conversion supplémentaire de la chaleur en froid.

Mots clés : Conversion photovoltaïque ; PVT ; Valorisation chaleur basse température ; Procédé thermochimique à sorption de gaz

Abstract

Photovoltaic technology (PV) is one of the most widely used renewable electricity generation techniques. However, the photoelectric conversion process generates a large amount of heat in the solar cells, causing a significant increase in their operating temperature, which has a significant impact on the conversion efficiency. When the panels operate in areas with high solar irradiation and arid climatic conditions, the operating temperatures can reach 80°C to 110°C, which also impacts their durability. Thus, the objective of this thesis work is to improve the global solar energy conversion by limiting the operating temperature increase of PV modules through an active cooling in order to increase their electrical performance and to valorize in cold the thermal energy generated by a gas sorption thermal process. The aim is to demonstrate the technical feasibility of such a coupling and to evaluate its energy relevance. A gas sorption process exploiting a saturated solution, allowing to exploit the low temperature heat extracted from the PV panels and to valorize it in cold has thus been defined, designed, experimented and analyzed. A simulation tool has been developed to evaluate under realistic operating conditions the electrical performance a PV solar power plant and cooling performance of the thermally coupled sorption process. Such a coupling, which allows for electricity/cooling cogeneration, shows that it is possible to improve the overall energy gain by 10.5 % compared to that of standard PV panels, while resulting in a small overall energy loss of 1.3 % due to the additional conversion of heat to cold.

Keywords : Photovoltaic conversion; PVT; Low temperature heat valorisation; Gas sorption process