

Développement d'un dispositif de refroidissement corporel à base de modules thermoélectriques

par

Hakim MOHELLEBI

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE EN GÉNIE AVEC MÉMOIRE, CONCENTRATION
ÉNERGIES RENOUVELABLES ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE
M.Sc.A.

MONTREAL, LE 11 NOVEMBRE 2019

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Hakim Mohellebi, 2019



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Stéphane Hallé, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Mme Katherine D'Avignon, présidente du jury
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

M. François Morency, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 18 OCTOBRE 2019

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je remercie vivement le Professeur Stéphane Hallé, directeur du mémoire pour m'avoir proposé ce sujet qui a suscité en moi une grande motivation. Je tiens à saluer ses qualités personnelles, la qualité de son suivi, sa rigueur et ses précieux conseils.

Je tiens à remercier le Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologie - (FRQNT) pour son soutien financier à ce projet.

Je remercie la présidente et les membres du jury qui ont bien voulu évaluer ce mémoire.

Mes remerciements également à Ludwig Vinches et Valérie Ngô pour les échanges fructueux que nous avons eu au sein de l'Équipe de recherche en sécurité du travail (ÉREST).

J'adresse également mes remerciements à Daniel Legault, Michel Drouin et Patrick Blouin du département de mécanique, pour leur soutien technique.

Développement d'un dispositif de refroidissement corporel à base de modules thermoélectriques

Hakim MOHELLEBI

RÉSUMÉ

Dans plusieurs types d'industries (construction, métallurgie, extractions minérales, etc.), les travailleurs doivent faire face à des températures qui excèdent 30 °C et des niveaux d'humidité relative supérieurs à 75 %. Ces conditions induisent des contraintes thermiques importantes qui représentent un frein à la productivité, un danger pour la santé des travailleurs, mais aussi un impact sur leur sécurité pouvant conduire à des accidents du travail. Afin de l'atténuer et créer des conditions de travail plus confortables et sécuritaires, un équipement de refroidissement portable, à base de modules thermoélectriques (TE), a été développé. L'utilisation de modules TE est basée sur le fait qu'ils sont compacts, fiables, réversibles et ne possèdent pas de pièces mobiles.

Le dispositif de refroidissement (DR) est conçu de façon à minimiser les résistances thermiques et le poids, maximiser la puissance de refroidissement sans nuire à la liberté de mouvement et au confort ergonomique. Le dispositif comporte un échangeur de chaleur et un dissipateur, entre lesquels sont placés des modules thermoélectriques et un aérogel.

Deux DR munis de gels paramédicaux, identiques, reliés par des sangles, composent l'équipement de refroidissement thermoélectrique (TCG). La capacité de refroidissement totale du TCG pour des conditions de température ambiante de 32 °C et des humidités relatives comprises entre 38 % et 85 % vaut en moyenne 81 W. Ces valeurs correspondent à plus de 30 % des dépenses métaboliques d'un mineur dans les conditions jugées extrêmes rencontrées dans les mines profondes. L'alimentation électrique du TCG est assurée par deux batteries de tension 6 V et de capacité 5 Ah, assurant ainsi une autonomie d'environ 1 h.

Le TCG présente une masse totale de 3,6 kg et a fait l'objet de tests préliminaires d'ergonomie et d'efficacité en prévision d'une validation en conditions réelles. De plus, une analyse de risque exhaustive a été effectuée et a conduit à des mesures de mitigation pour rendre le TCG plus sécuritaire. D'autres propositions d'améliorations ont été formulées afin d'aboutir à une veste intelligente, en la connectant à une veste biométrique et en l'intégrant dans un équipement de protection individuelle.

Mots-clés: Modules thermoélectriques, veste de refroidissement, environnement chaud et humide, transfert de chaleur, confort thermique.

Development of body cooling device based on thermoelectric modules

Hakim MOHELLEBI

ABSTRACT

In many types of industries (construction, metallurgy, mineral extraction, etc.), workers must deal with temperatures that exceed 30 °C and relative humidity levels above 75 %. These conditions induce significant thermal constraints which represent a brake on productivity, a danger for the health of workers, but also an impact on their safety that can lead to accidents at work. In order to mitigate it and create more comfortable and safe working conditions, portable cooling equipment, based on thermoelectric modules (TE), has been developed. The use of TE modules is based on the fact that they are compact, reliable, reversible and have no moving parts.

The cooling device (DR) is designed to minimize thermal resistance and weight, maximize cooling power without compromising the movement and ergonomic comfort. The device comprises an exchanger and a heat exchanger, between which are placed thermoelectric modules and an aerogel.

Thermoelectric cooling equipment (TCG) consists of two DR with identical paramedical gels connected by straps and having a total cooling power of 81 W for a temperature of 32 °C and relative humidity of 38 % to 85 %. These values correspond to more than 30 % of the metabolic expenditure of a miner under the extreme conditions prevailing in deep mines. The TCG's power supply is provided by two batteries of 6 V voltage and 5 Ah capacity, thus ensuring approximately 1-hour autonomy.

The TCG has a total mass of 3.6 kg and has undergone preliminary ergonomics and efficiency tests in anticipation of validation in real conditions. In addition, a risk analysis was conducted and led to mitigation measures to make the TCG safe. Other proposals for improvements have been made in order to achieve a smart TCG, by connecting it to a biometric vest and integrating it into an individual protective equipment.

Keywords: Thermoelectric modules, cooling jacket, hot and humid environment, thermal comfort, heat transfer.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Introduction.....	5
1.2 Équipements de refroidissement individuels	5
1.2.1 Vestes de refroidissement par circulation d'air	8
1.2.2 Vestes de refroidissement par compression de vapeur et circulation de liquide	8
1.2.3 Vestes de refroidissement par changement de phase (MCP).....	9
1.2.4 Vestes de refroidissement par changement de phase active	11
1.2.5 Veste de refroidissement par dessiccation à vide	12
1.2.6 Veste de refroidissement par détente gazeuse	12
1.2.7 Vestes de refroidissement par modules thermoélectriques (TE)	13
1.3 Modules TE.....	15
1.3.1 Principe de fonctionnement et performances des modules TE.....	15
1.3.2 Optimisation de la capacité de refroidissement	19
1.4 Conclusion	20
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE DE LA RECHERCHE	23
2.1 Introduction.....	23
2.2 Sélection des modules TE.....	23
2.3 Conception du dispositif de refroidissement (DR)	25
2.4 Dimensionnement des échangeurs.....	26
2.4.1 Échangeur côté chaud	27
2.4.1.1 Sélection de la plaque ailetée.....	29
2.4.1.2 Sélection du ventilateur.....	31
2.4.2 Échangeur côté froid.....	35
2.5 COP du DR	36
2.6 Éléments constitutifs du DR	37
2.7 Méthodologie expérimentale	38
2.7.1 Conditions expérimentales.....	38
2.7.2 Matériel d'essai.....	40
2.7.3 Matériel de mesure.....	41
2.7.4 Matériel d'acquisition des données.....	41
2.7.5 Montages expérimentaux	41
2.7.5.1 Essais en convection naturelle	41
2.7.5.2 Essais à 23 °C	42
2.7.5.3 Essais à 26 °C, 32 °C, 35 °C et 40 °C.....	43
2.8 Calculs d'incertitudes.....	44
2.8.1 Incertitudes relatives d'une seule mesure	44
2.8.2 Incertitudes relatives pour une série de mesures.....	44

2.8.3	Incertitudes relatives élargies.....	44
2.9	Conclusion	45
CHAPITRE 3 RESULTATS ET DISCUSSION		47
3.1	Introduction.....	47
3.2	Résultats analytiques.....	47
3.2.1	Taux de chaleur dissipé par un module TE.....	48
3.2.2	Caractéristiques thermiques des ailettes droites	48
3.2.3	Température moyenne de la face chaude.....	48
3.2.4	Caractéristiques thermiques du dissipateur.....	49
3.2.5	Débit du ventilateur.....	49
3.2.6	Capacité de refroidissement.....	49
3.2.7	Puissance électrique consommée.....	50
3.2.8	COP du DR	50
3.3	Résultats expérimentaux	50
3.3.1	Résultats en convection naturelle.....	50
3.3.1.1	Température de la face froide en convection naturelle à température ambiante.....	51
3.3.1.2	Température moyenne de la face froide en fonction de la tension	52
3.3.1.3	Courants et puissances électriques consommés	53
3.3.2	Résistance thermique du gel	54
3.3.3	Caractéristiques thermiques et performances du dispositif à 23 °C	56
3.3.3.1	Évolution des températures en fonction du temps, pour une tension de 6 V	57
3.3.3.2	Évolutions des températures en fonction de la tension.....	58
3.3.3.3	Courants et puissances électriques consommés	60
3.3.3.4	Capacité de refroidissement.....	61
3.3.3.5	Taux de chaleur dissipé.....	62
3.3.3.6	COP du DR	62
3.3.4	Caractéristiques thermiques et performances du dispositif à 26°C et 32 °C	63
3.3.4.1	Températures des faces, chaude et froide et leur différence pour différentes tensions	64
3.3.4.2	Courants et puissances consommés	66
3.3.4.3	Capacité de refroidissement.....	67
3.3.4.4	COP du DR	67
3.3.5	Comparaison des résultats de calculs et expérimentaux pour les conditions de conception.....	68
3.3.6	Influence de l'humidité sur les paramètres du DR.....	70
3.3.7	Influence de la température ambiante, de l'humidité relative et de la tension d'alimentation du ventilateur sur les paramètres du DR	71
3.3.7.1	Influence de la température ambiante.....	71
3.3.7.2	Paramètres du DR pour différentes tensions d'alimentation du ventilateur	74

3.3.7.3	Caractéristiques thermiques et performances du DR pour des conditions de température et d'humidité extrêmes.....	75
3.1	Conclusion	76
CHAPITRE 4 INTÉGRATION DU DISPOSITIF DANS UN ÉQUIPEMENT PORTABLE ET TESTS PRÉLIMINAIRES.....		
4.1	Introduction.....	79
4.2	Intégration des dispositifs dans un équipement portable	79
4.3	Vérification des critères ergonomiques et d'efficacité du TCG	80
4.3.1	Déroulement des tests	81
4.3.2	Vérification du questionnaire.....	82
4.4	Analyse des risques.....	83
4.4.1	Identification des risques	83
4.4.2	Évaluation des risques.....	86
4.4.3	Mitigation ou élimination des risques.....	86
4.5	Conclusion	87
CONCLUSION.....		89
RECOMMANDATIONS		91
ANNEXE I PARAMÈTRES DU MODULE TE.....		93
ANNEXE II CARACTÉRISTIQUES DU DISSIPATEUR ET PROPRIÉTÉS DE L'AÉROGEL		95
ANNEXE III IMAGES THERMIQUES DE LA FACE FROIDE EN CONVECTION NATURELLE		97
ANNEXE IV QUESTIONNAIRE PARTICIPANT.....		101
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		107

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2-1	Conditions expérimentales.....39
Tableau 3-1	Courants et puissances consommés53
Tableau 3-2	Courants et puissances consommés par le DR avec et sans gel pour une température ambiante de 23 °C.....60
Tableau 3-3	Courants et puissances consommés par le DR avec et sans gel pour une température de 26 °C66
Tableau 3-4	Courants et puissances consommés par le dispositif avec et sans gel pour une température ambiante de 32 °C66
Tableau 3-5	Tableau comparatif69
Tableau 3-6	Paramètres du DR avec gel pour différentes tensions d'alimentation du ventilateur74
Tableau 3-7	Caractéristiques thermiques et performances du dispositif pour des conditions extrêmes.....75
Tableau 4-1	Intensités sonores84
Tableau 4-2	Évaluation des risques.....86
Tableau 4-3	Mesures de mitigation des risques86

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1-1	Pourcentage de produit selon la technique de refroidissement.....6
Figure 1-2	Capacité de refroidissement en fonction du temps7
Figure 1-3	Veste à circulation d'air8
Figure 1-4	Veste de refroidissement par circulation d'eau.....9
Figure 1-5	Veste MCP, (a) : Vue de face; (b) : Vue de derrière; (c) : Vue de profil; (d) : Sujet humain portant combinaison.....10
Figure 1-6	Veste hybride air-MCP11
Figure 1-7	Veste de refroidissement par détente gazeuse (a) : Vue de face; (b) : Vue de dos; (c) : Bouteilles de CO ₂ et chambre de mélange13
Figure 1-8	Prototype de veste de refroidissement TE14
Figure 1-9	Veste de refroidissement TE, à air14
Figure 1-10	Schéma d'un module TE.....16
Figure 1-11	Schéma de principe de fonctionnement d'un module thermoélectrique....16
Figure 1-12	Variation du COP en fonction de la différence de températures18
Figure 1-13	(a) : Dispositif de refroidissement; (b) : Circuit électrique équivalent19
Figure 2-1	Caractéristiques du module TE de type POTTED HP 172-1.4-2.5-7225
Figure 2-2	Disposition des modules TE et dimensions26
Figure 2-3	Vue du TE et des ailettes droites.....28
Figure 2-4	Ailette équivalente29
Figure 2-5	Plaque ailetée30
Figure 2-6	Caractéristiques géométriques du dissipateur31
Figure 2-7	Organigramme de calcul du débit du ventilateur34

Figure 2-8	Schémas électriques équivalents (a) : Sans gel; (b) : Avec gel.....	35
Figure 2-9	Éléments constitutifs du DR	37
Figure 2-10	DR assemblé, (a) : Vue de profil; (b) : Vue de face; (c) : Gel paramédical.....	38
Figure 2-11	Montage de mesure de la résistance thermique du gel	42
Figure 2-12	Positions des thermocouples et du fluxmètre.....	43
Figure 3-1	Températures de surface pour $V = 6\text{ V}$	52
Figure 3-2	Évolution de la température moyenne de la face froide	53
Figure 3-3	Températures et écarts de température des faces du gel	55
Figure 3-4	Taux de chaleur extrait.....	55
Figure 3-5	Résistance thermique du gel	56
Figure 3-6	Évolutions des températures en fonction du temps du DR sans gel	57
Figure 3-7	Températures des faces, chaude et froide du DR avec gel	58
Figure 3-8	Températures et écart de température des faces du DR sans gel	59
Figure 3-9	Températures et écart de température des faces du DR avec gel.....	60
Figure 3-10	Capacité de refroidissement.....	61
Figure 3-11	Taux de chaleur dissipée.....	62
Figure 3-12	Coefficients de performances	63
Figure 3-13	Températures des faces, chaude et froide et écarts de températures.....	64
Figure 3-14	Évolutions des températures moyennes	65
Figure 3-1	Capacité de refroidissement.....	67
Figure 3-16	Évolution du COP en fonction de la tension.....	68
Figure 3-17	Paramètres du module TE dans les conditions réelles	70
Figure 3-18	Courbes de tendances des températures des faces chaude et froide	72
Figure 3-19	Courbes de tendances de la capacité de refroidissement	73

Figure 3-20	Courbe de tendance du COP	73
Figure 4-1	Vue d'ensemble du TCG	80
Figure 4-2	Vue arrière du TCG	81
Figure 4-3	Vue de face du TCG	82

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

TE	Thermoélectrique
TC	Thermocouple
LCG	Liquide-cooled garment (veste de refroidissement par circulation d'un liquide)
MCP	Matériau à changement de phase
ASTM	American Society for Testing and Materials
COP	Coefficient de performance
CFM	Cubic foot per minute (pied cube par minute)
HP	Hautes performances
HR	Humidité relative
AÉR	Aérogel
AWG	Average wire gauge (grosueur moyenne du fil)
WBGT	Wet-bulb globe temperature (température au thermomètre-globe mouillé)
DR	Dispositif de refroidissement
TCG	Thermoelectric cooling garment (veste de refroidissement thermoélectrique)

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Longueur du module TE (mm)
A_b	Surface des ailettes 2 et 3 (mm ²)
A_H	Surface du module thermoélectrique et de l'ailette 1 (mm ²)
A_i	Surface de l'aérogel (mm ²)
A_t	Surface totale du dissipateur (mm ²)
A_v	Surface ventilée (mm ²)
B	Largeur du module TE (mm)
COP_{sg}	Coefficient de performance du dispositif sans gel
COP_g	Coefficient de performance du dispositif avec gel
D_c	Diamètre de l'ailette cylindrique (mm)
D_h	Diamètre hydraulique du jet (mm)
e_i	Épaisseur de l'aérogel (mm)
e_b	Épaisseur de la base du dissipateur (mm)
h	Coefficient d'échange par convection (W/m ² °C)
I	Intensité du courant (A)
I	Courant d'alimentation du module TE (A)
I_V	Courant d'alimentation du ventilateur (A)
k	Conductivité thermique du module TE (W/m °C)
k_{al}	Conductivité thermique de l'aluminium (W/m °C)
k_a	Conductivité thermique de l'air ambiant (W/m °C)
k_i	Conductivité thermique de l'aérogel (W/m °C)
K_{TE}	Conductance globale du module TE (W/°C)
L	Longueur (m)
L_{cc}	Longueur corrigée de l'ailette cylindrique (mm)
L_{cd}	Longueur corrigée de l'ailette droite (mm)
m	Paramètre adimensionnel de l'ailette droite
m'	Paramètre adimensionnel de l'ailette cylindrique
$\dot{m}$	Débit d'air (kg/s)

Nu	Nombre de Nusselt
P_e	Puissance électrique (W)
Q	Taux de chaleur (W)
q	Flux de chaleur (W/m ²)
Q_c	Taux de chaleur extrait par 1 module TE (W)
Q_{cg}	Taux de chaleur extrait par le dispositif avec gel (W)
Q_{csg}	Taux de chaleur extrait par le dispositif sans gel (W)
Q_H	Taux de chaleur dissipé par 1 module TE (W)
Q_{Hg}	Taux de chaleur dissipé par le dispositif avec gel (W)
Q_{Hsg}	Taux de chaleur dissipé par le dispositif sans gel (W)
Q_P	Pertes thermiques de la face chaude vers la face froide du dispositif (W)
R	Résistance thermique (°C/W)
Re	Nombre de Reynolds
R_D	Résistance thermique du dispositif (°C/W)
R_g	Résistance thermique du gel (°C/W)
R_H	Résistance thermique du dissipateur (°C/W)
T	Température (°C)
T_{ac}	Température de l'ailette cylindrique (°C)
T_c	Température de la face froide du module TE (°C)
T_{cg}	Température de la face froide du gel (°C)
T_d	Température des ailettes 2 et 3 (°C)
T_H	Température de la face chaude du module TE (°C)
T_{Hg}	Température de la face chaude du gel (°C)
T_M	Température moyenne des faces, chaude et froide du module TE (°C)
T_{mc}	Température moyenne de la face froide du dispositif (°C)
T_{mH}	Température moyenne de la face chaude du dispositif (°C)
T_∞	Température de l'air ambiant (°C)
T_s	Température de la peau (°C)
V	Tension d'alimentation du module TE (V)

V_V	Tension d'alimentation du ventilateur (V)
WL	Épaisseur du module TE (mm)
X	Variable
Z	Facteur de mérite du module thermoélectrique (K^{-1})
z	Distance moyenne entre la plaque et le ventilateur (mm)
α	Coefficient de Seebeck (V/K)
ρ	Résistivité du matériau constitutif du module TE ($\Omega.m$)
η_d	Rendement de l'ailette droite
η_0	Rendement du réseau d'ailettes cylindriques
μ	Viscosité dynamique de l'air (kg m/s)
σ	Écart type
τ	Nombre de Student

INTRODUCTION

Dans plusieurs milieux de travail, l'environnement chaud et humide crée des contraintes thermiques affectant la thermorégulation du corps humain. En période d'été, ce sont les travailleurs de la construction, de la voirie, de l'agriculture, les pompiers et les militaires qui sont parmi les plus exposés (Koehn & Brown, 1985; McLellan & Selkirk, 2004; Methner & Eisenberg, 2018). Le réchauffement climatique va accentuer ces contraintes pour ces catégories de travailleurs et principalement dans les pays chauds et tropicaux (Kjellstrom, Lemke, & Venugopal, 2013; Koehn & Brown, 1985; Ngwenya, Oosthuizen, Cross, Frimpong, & Chaibva, 2018).

Les mines profondes et ultra-profondes sont un autre exemple d'environnement où la contrainte thermique est extrême (Maurya, Karena, Vardhan, Aruna, & Raj, 2015; Ryan & Euler, 2017). Dans les mines souterraines, l'élévation de température résulte principalement de l'auto compression de l'air, de la température des roches qui peut avoisiner 50 °C et des dégagements de chaleur des engins. De plus, l'humidité est fréquemment au-dessus de 80 % (Dessureault & Doucet, 2003). Ces conditions annihilent tout dégagement de chaleur pour le travailleur. Dans le secteur de l'électricité, les travailleurs évoluent proches des transformateurs, qui dégagent d'importantes quantités de chaleur, sont également exposés à des conditions thermiques extrêmes (Brearley, Harrington, Doug, & Taylor, 2015; Meade, Lauzon, Poirier, Flouris, & Kenny, 2015). En milieu de travail, le problème d'exposition à la chaleur est accentué par les vêtements et les différents équipements de protection que les travailleurs doivent porter, ce qui réduit encore plus les échanges thermiques avec le milieu extérieur.

Lorsque le corps ne parvient pas à dégager la chaleur produite par le métabolisme, la température corporelle interne augmente, ce qui provoque une augmentation de la pression artérielle, une diminution de la productivité et de la performance, ce qui peut augmenter le taux d'accidents (Li, Zheng, Bu, Wang, & Lu, 2017; Lucas, Epstein, & Kjellstrom, 2014). En

plus de la déshydratation, ces conditions peuvent conduire à l'hyperthermie et dans des situations extrêmes causer la mort du travailleur (Arbury et al., 2014).

Pour limiter les astreintes thermiques et améliorer les conditions de travail, certains prototypes de veste de refroidissement personnel ont été développés (Laprise, Teal, Zuckerman, & Cardinal, 2005). Ces vestes sont basées entre autres, sur la circulation d'un fluide caloporteur, l'utilisation de matériaux à changement de phase (Motahareh Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014; Rothmaier, Weder, Meyer-Heim, & Kesselring, 2008; Sarkar & Kothari, 2014; Song, Wang, & Wei, 2016), ou la détente endothermique du dioxyde de carbone (CO₂) (Al Sayed, Vinches, & Hallé, 2016). Cependant, leurs autonomies demeurent souvent limitées.

L'objectif principal de ce mémoire est le développement d'un équipement de refroidissement corporel portable, capable de réduire la contrainte thermique dans les conditions de température et d'humidité rencontrées par les travailleurs des secteurs cités. Les conditions thermiques rencontrées dans les mines profondes serviront de base pour le développement du système, car ce sont des conditions extrêmes. Autrement dit, si une veste fonctionne dans une mine, elle fonctionnera aussi pour les autres travailleurs des différents secteurs mentionnés plus haut, en prenant en compte dans la conception, le volet ergonomique lié à leurs activités.

Les sous-objectifs de cette étude sont :

- la conception et la réalisation d'un dispositif de refroidissement corporel à base de modules Peltier (thermoélectriques). Ces modules seront sélectionnés en fonction des températures des faces, chaude et froide ainsi que des tensions et courant d'alimentation qui optimisent leurs performances et minimisent le poids des batteries d'alimentation;
- l'intégration du dispositif dans un équipement portable et la vérification des critères ergonomiques et d'efficacité. Cette vérification sera réalisée à travers un questionnaire auquel ont répondu trois sujets ayant participé ou supervisé le projet.

Ce mémoire comporte un premier chapitre consacré à une revue de la littérature sur les vestes de refroidissement, les technologies de refroidissement utilisées et une présentation du fonctionnement et des performances des modules thermoélectriques (TE). Le second chapitre porte sur la méthodologie suivie, notamment la sélection des modules TE, le dimensionnement du dissipateur de chaleur coté chaud, la conception du prototype, sa réalisation et le montage expérimental réalisé ainsi que les outils de mesure utilisés. Le chapitre trois, est dédié à la présentation, à l'analyse et l'interprétation des résultats des mesures des températures des faces, chaude et froide, de la capacité de refroidissement, du taux de chaleur évacué par le dissipateur, de la puissance électrique consommée et des performances du dispositif, dans différentes conditions de température et d'humidité relative. Le chapitre quatre présente l'intégration du dispositif dans un équipement portable, le protocole d'essai et la validation préliminaire de l'équipement ainsi qu'une analyse des risques. Le mémoire comporte une conclusion générale et des propositions de travaux futurs d'amélioration de l'équipement proposé.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

La revue de la littérature présente les équipements de refroidissement corporels pour différents contextes ainsi que les principales technologies utilisées. Le fonctionnement et les performances des modules thermoélectriques (TE), choisis comme technologie de refroidissement pour l'équipement développé, seront présentés en détail. Les performances et les limitations des vestes existantes combinées aux perspectives intéressantes offertes par le refroidissement thermoélectrique détermineront la pertinence et l'originalité de la recherche.

1.2 Équipements de refroidissement individuels

Laprise et al. (2005), ont recensé durant une période comprise entre le 1^{er} janvier et le 31 mai 2004, 330 équipements de refroidissement. Parmi, ces derniers, 256 sont uniques et de modes de fonctionnement regroupées en six catégories basées sur l'évaporation, le changement de phase passif, la détente de l'air comprimé, le refroidissement thermoélectrique avec circulation de liquide, le changement de phase actif, la compression de vapeur avec circulation de liquide.

Les technologies de refroidissement et leurs taux d'utilisation dans les équipements commercialisés sont présentés sur la figure 1.1. Ainsi, les équipements de refroidissement par évaporation de la sueur (avec circulation d'air) et par changement de phase passif (sans circulation d'air), représentent respectivement 56,52 et 29,64 % des vestes recensées par Laprise et al. Les technologies par compression de vapeur (utilisant une machine frigorifique) et par détente de l'air comprimé (utilisant un compresseur) totalisent moins de 5 %. De plus, elles nécessitent des réservoirs et ne sont donc pas portables. Les technologies utilisant simultanément le changement de phase et la circulation d'air, désigné par

changement de phase actif, représentent 7 %, tandis que la proportion des équipements basée sur le refroidissement par modules thermoélectriques est seulement de 0,79 %.

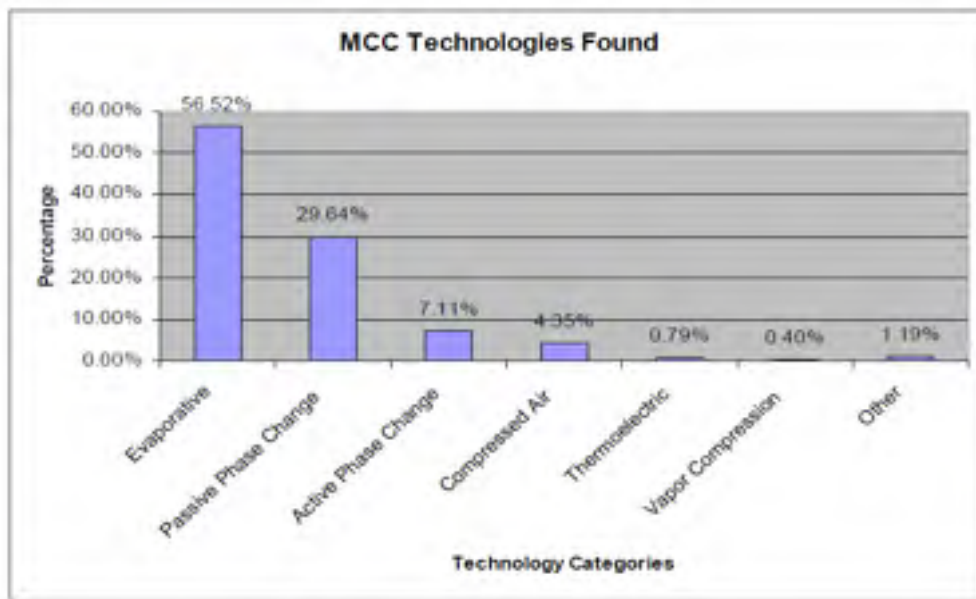


Figure 1-1 Pourcentage de produit selon la technique de refroidissement
Tirée de Laprise et al. (2004)

Des tests ont été faits par Laprise et al. (2005), sur des mannequins dont la température était maintenue à 35 °C, conformément à la norme ASTM F2371-16, qui est une méthode d'essai standard pour mesurer le taux d'élimination de chaleur des systèmes de refroidissement individuels à l'aide d'un mannequin chauffé et muni de dispositifs simulant la sudation. Un uniforme de policier et un vêtement de protection chimique ont été utilisés pour l'étude. Conformément au protocole d'essai, le test est arrêté lorsque la capacité de refroidissement chute en dessous de 50 W.

La figure 1.2 présente les capacités de refroidissement des différentes catégories de vestes de refroidissement en fonction du temps. Il en ressort que :

1. La veste à détente d'air préalablement comprimé (D) est la plus efficace. Elle présente une capacité de refroidissement voisine de 180 W et est disponible sur le marché. Celle-ci est raccordée à un système de compression qui la rend encombrante et non portable;

2. La veste à compression de vapeur et circulation de liquide (E) de capacité de refroidissement voisine de 170 W est reliée à un réservoir thermique froid. Ce type de veste est encore utilisé par l'armée notamment dans les hélicoptères;
3. Les vestes à évaporation (A) présentent une capacité de refroidissement élevée, de l'ordre de 350 W et qui décroît subitement après les six premières minutes, pour atteindre une valeur de 60 W environ;
4. Celles avec matériaux à changement de phase (B) et (C) respectivement active et passive sont les moins efficaces et leurs capacités chutent respectivement, après 6 min et 40 min.

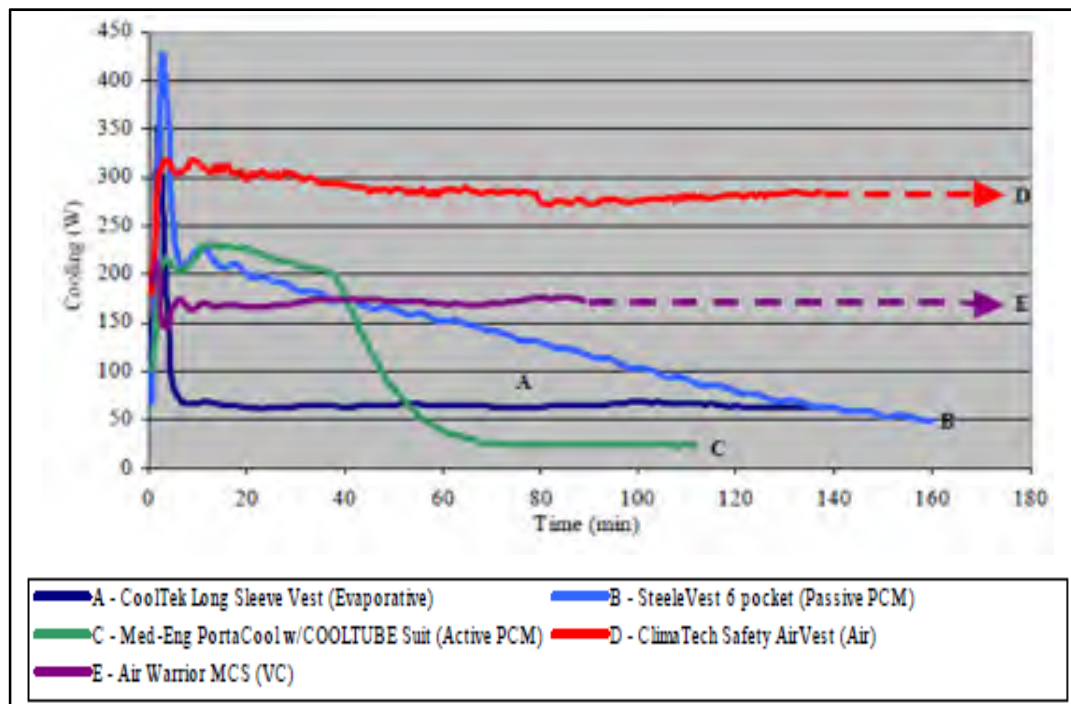


Figure 1-2 Capacité de refroidissement en fonction du temps
Tirée de Laprise et al (2005)

Cette étude ne mentionne pas les énergies consommées par les différentes vestes. De plus, un seul équipement utilisant les modules TE, a été recensé, mais n'a pu être testé pour des raisons non expliquées.

Les principes de fonctionnement des différents équipements de refroidissement cités sont explicités dans ce qui suit.

1.2.1 Vestes de refroidissement par circulation d'air

Les vestes de refroidissement par circulation d'air sont basées sur le principe de l'évaporation de la sueur par l'air ambiant soufflé sur la peau et la convection forcée. Celle-ci est utilisée principalement dans des environnements à humidité modérée.

Les essais réalisés par Mengmeng et al. (2013) sur cinq prototypes de vestes avec des emplacements différents des ventilateurs, montrent que la puissance de refroidissement est sensiblement identique et n'est pas influencée par la position des ventilateurs. La figure 1.3 illustre deux des configurations de vestes testées. Ce type de veste ne fournit pas de refroidissement significatif lorsque l'air ambiant est saturé en vapeur d'eau.



Figure 1-3 Veste à circulation d'air
Tiré de Mengmeng et al. (2013)

1.2.2 Vestes de refroidissement par compression de vapeur et circulation de liquide

Les vestes de refroidissement par compression de vapeur et circulation de liquide (LCG) utilisent généralement de l'eau qui circule dans des conduits flexibles insérés dans la veste.

Un prototype comportant un circuit d'eau en forme de serpentín (Figure 1.4) a été testé sous une ambiance de 30 °C et une humidité relative de 40 %, par Bartkowiak, Dabrowska, et Marszalek (2017). L'étude ne mentionne pas de capacité de refroidissement, mais une diminution significative de la température de la peau sous la veste est observée. Celle-ci est raccordée à un réservoir d'eau refroidie par une machine frigorifique et n'est pas portable.



Figure 1-4 Veste de refroidissement par circulation d'eau
Tirée de Bartkowiak et al. (2017)

1.2.3 Vestes de refroidissement par changement de phase (MCP)

Ce type de veste utilise l'enthalpie de solidification des matériaux, en général de la glace ou de la paraffine. Les essais effectués par Glen P Kenny et al. (2011), sur la veste illustrée à la figure 1.5, dans un environnement à 35 °C et 65 % d'humidité relative, conduisent à une autonomie de 2 heures pour une masse de 7,5 kg.

D'autres travaux portant sur la modélisation des échanges thermiques (M. Mokhtari Yazdi, Sheikhzadeh, Dabirzadeh, & Chavoshi, 2016), l'optimisation de la position des paquets MCP (Itani, Ghaddar, Ghali, Ouahrani, & Chakroun, 2017), ont également été menés. L'influence de la température de fusion du MCP sur l'efficacité de la veste a été étudiée (House et al., 2013). Les auteurs de cette étude ont testé quatre matériaux à changement de phase de températures de fusion de 0, 10, 20 et 30 °C, sous un équipement de protection de pompiers

porté par dix sujets, dans un environnement à 40 °C et 46 % d'humidité relative. Ils constatent que seules les vestes munies de matériaux à changement de phase avec une température de fusion de 0 et 10 °C procurent un refroidissement respectivement de 40 et 29 W. Ils notent que les matériaux ayant une température de fusion de 10 °C sont plus appréciés en raison du risque d'engelures provoquées par les paquets à 0 °C. Les auteurs ne donnent pas de détails sur les matériaux à changement de phase utilisés et l'effet de la chaleur de fusion est totalement occulté.

La figure 1.5 illustre un prototype de veste de refroidissement avec PCM, développé par Glen P Kenny et al. (2011).

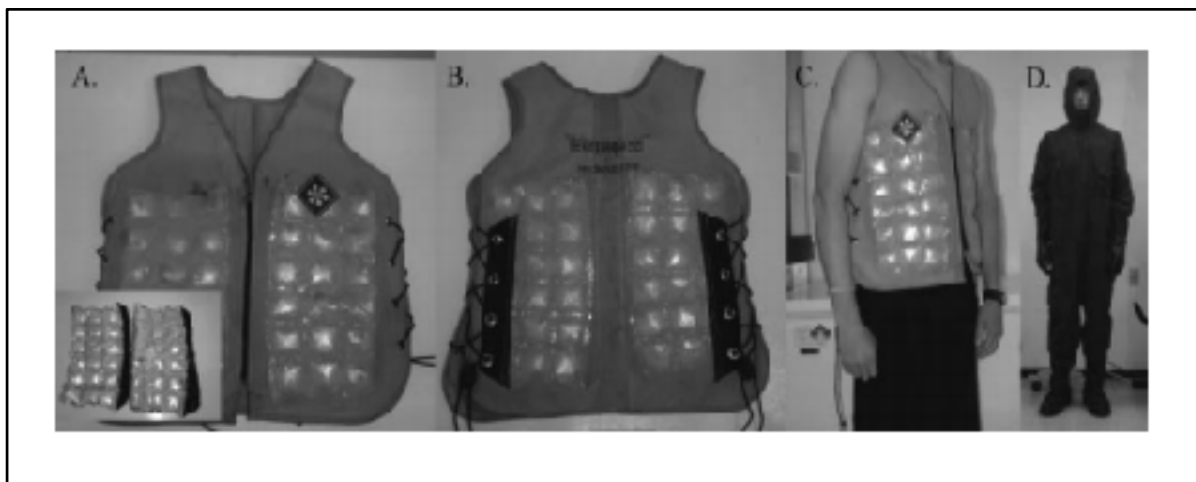


Figure 1-5 Veste MCP, (a) : Vue de face; (b) : Vue de derrière; (c) : Vue de profil; (d) : Sujet humain portant combinaison
Tirée de Kenny et al. (2011)

Une étude plus large utilisant deux types de vestes de refroidissement, la première munie de sachets de MCP et l'autre munie de sachets de MCP et de ventilateurs a été menée par (Chan, Yi, & Wong, 2016). Les vestes qui combinent plus d'une technique de refroidissement sont appelées vestes hybrides. Ce type de veste sera abordé dans les sections suivantes. Les vestes ont été portées par les travailleurs œuvrant dans quatre secteurs d'activités différents soit : la construction, la cuisine et la restauration, l'industrie du nettoyage extérieur et l'horticulture et

le secteur aéroportuaire. Les auteurs ont estimé à partir des réponses au questionnaire soumis aux travailleurs, la durée moyenne de refroidissement à 75 min dans la construction, 72 min dans le nettoyage extérieur et l'horticulture, 84 min en cuisine et restauration et 69 min pour les travailleurs situés sur les aires de stationnement et de circulation des avions. Les principaux inconvénients des vestes qui ont été relevés par les sujets sont : le temps de refroidissement court, le poids jugé trop lourd, la rigidité et le danger en présence d'un équipement mobile (risque d'être saisi ou retenu).

1.2.4 Vestes de refroidissement par changement de phase active

Ce type de veste dit hybride combine deux techniques de refroidissement. En plus du matériau à changement de phase, des ventilateurs font circuler l'air ambiant autour du corps. L'objectif étant d'augmenter la capacité de refroidissement. En effet, les essais réalisés sur un prototype développé par Wen, Yijie, et Chan (2017), montrent que la puissance de refroidissement passe de 56 à 67 W. La figure 1.6 montre la position des sachets MCP, quatre sur la partie dorsale et quatre sur la partie avant ainsi que celles des ventilateurs.



Figure 1-6 Veste hybride air-MCP
Tirée de Wen et al. (2017)

Un second prototype de veste hybride a été développé pour les travailleurs de la construction par Guo et al. (2019) et comporte, 8 sachets de MCP (quatre à l'avant et quatre à l'arrière). À ceci s'ajoutent deux ventilateurs, disposés de manière identique à celle de la veste décrite ci-

dessus. Les paquets de MCP de dimensions $115\text{mm} \times 120\text{ mm}$, sont constitués de sulfate de sodium, d'eau et d'additifs. Les tests effectués en chambre climatique sur des sujets humains ont porté sur des mesures de paramètres physiologiques tels que la fréquence cardiaque, les températures internes et de la peau et d'autres. Ils concluent que la veste permet une réduction de l'astreinte thermique chez les sujets.

1.2.5 Veste de refroidissement par dessiccation à vide

Un prototype de veste, couvrant $0,4\text{ m}^2$ du corps et comportant douze sachets renfermant une substance hygroscopique qui absorbe la vapeur d'eau, a été développé et testé dans un environnement à 40 °C et 50% d'humidité relative par Yang, Stapleton, Diagne, Kenny, et Lan (2012). La capacité de refroidissement par unité de surface du prototype est de 373 W/m^2 pour une masse totale de $3,2\text{ kg}$, et une autonomie de refroidissement de 60 min .

Au meilleur de notre connaissance, cette veste a été testée avec un seul sujet et aucune autre étude n'a été publiée par la suite. De plus l'étude ne présente pas les ressentis de confort.

1.2.6 Veste de refroidissement par détente gazeuse

Dans ce type de veste, le refroidissement est produit par la détente du dioxyde de carbone (CO_2), stocké sous forme liquide, dans un réservoir sous haute pression.

La veste développée par Al Sayed et al. (2019), pour répondre aux contraintes thermiques rencontrées par les travailleurs dans les mines profondes est représentée à la figure 1.7. Celle-ci est constituée d'une veste comportant une membrane interne perméable à l'humidité, de 2 bouteilles de CO_2 accrochées au dos et reliées à une chambre de mélange munie d'un ventilateur. Le CO_2 détendu est mélangé avec de l'air avant d'être acheminé dans la veste.

La détente atmosphérique du CO_2 permet d'atteindre une température à l'intérieur de la veste de $12,5\text{ °C}$. L'efficacité de refroidissement de la veste a été évaluée en effectuant des tests sur 19 sujets humains en chambre climatique. Les principaux marqueurs physiologiques mesurés

sont la fréquence cardiaque et la température interne. L'étude conclut que la veste permet une réduction de la température interne, de la fréquence cardiaque et une amélioration des ressentis du bien-être, du confort thermique par la réduction de la sensation d'humidité.

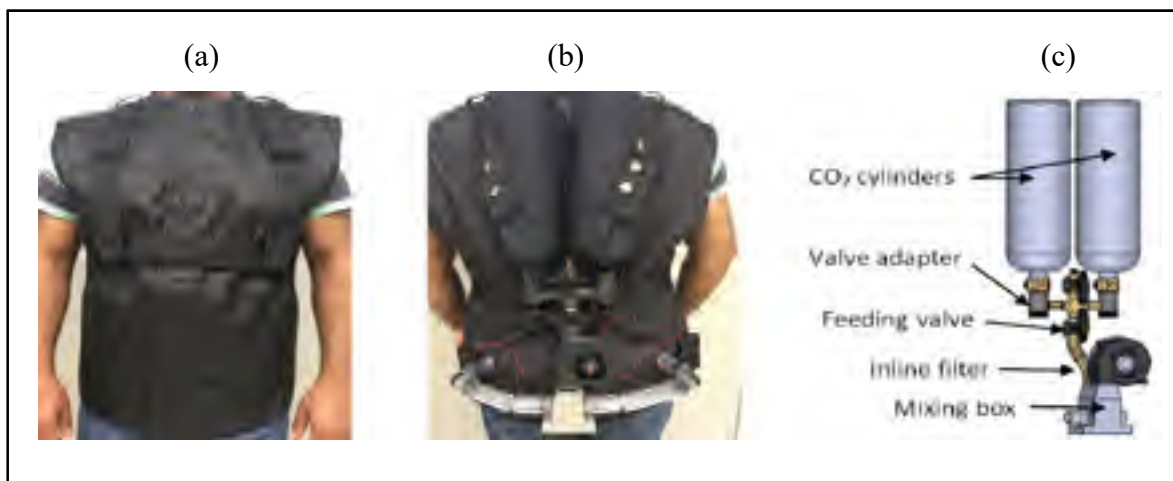


Figure 1-7 Veste de refroidissement par détente gazeuse (a) : Vue de face; (b) : Vue de dos; (c) : Bouteilles de CO₂ et chambre de mélange
Tirée de Al Sayed et al. (2019)

1.2.7 Vestes de refroidissement par modules thermoélectriques (TE)

Au meilleur de notre connaissance, le premier prototype utilisant la technologie TE et ayant fait l'objet d'une publication a été réalisé par D'Angelo et al. (2014). Il est illustré à la figure 1.8 et combine le refroidissement TE et la circulation d'air sous la veste pour favoriser l'évaporation de la sueur. Les essais ont montré que l'air sous la veste peut être refroidi jusqu'à de 10 °C en deçà de la température ambiante lorsque la tension d'alimentation des modules varie de 15 à 24 V. Le refroidissement est assuré par quatre modules TE, alimentés en série et le dispositif comporte deux échangeurs et deux ventilateurs. Les auteurs ne donnent pas de précision sur le poids du dispositif, sa fixation sur la veste, les caractéristiques et l'autonomie des batteries. Cependant, la taille du dissipateur, comme l'illustre la figure 1.8, suggère que l'équipement n'est pas utilisable en milieu de travail.

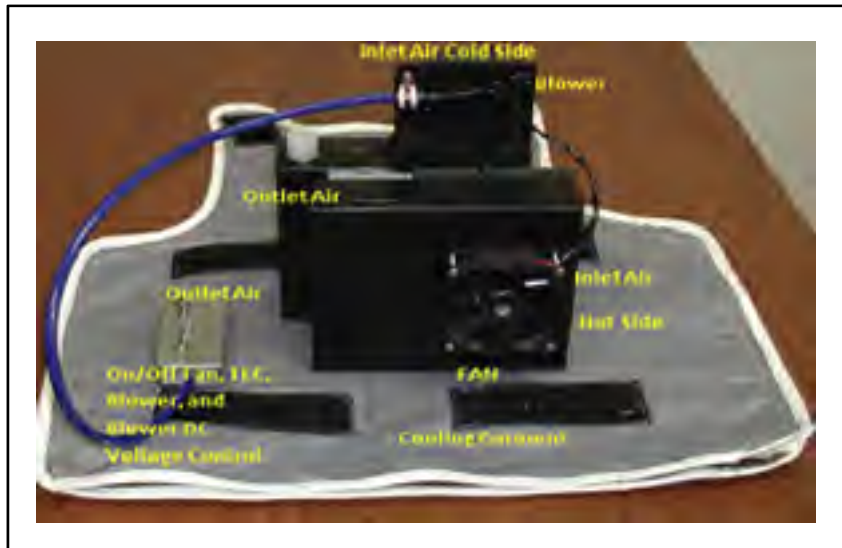


Figure 1-8 Prototype de veste de refroidissement TE
Tirée de D'Angelo et al. (2014)

Un second prototype (Figure 1.9), a été développé par Zhao et al. (2018). L'objectif est de réduire la consommation énergétique des bâtiments en chauffage et climatisation, en réduisant la température de consigne en hiver, et en l'augmentant en été sans nuire au confort thermique des occupants. Le système de refroidissement thermoélectrique (TECU) comporte un boîtier où l'air est refroidi, des tubulures pour acheminer l'air frais dans la veste et deux échangeurs munis de ventilateurs fixés sur les parties chaude et froide du module TE.



Figure 1-9 Veste de refroidissement TE, à air
Tirée de Zhao et al. (2018)

La puissance de refroidissement de cette veste est de 24,6 W dans une ambiance de 26 °C. En mode chauffage, la puissance thermique fournie est de 18 W pour une température ambiante de 18,9 °C. Le système composé d'un module TE et de deux ventilateurs, fonctionne avec une tension de 12 V et consomme une puissance électrique totale de 30 W.

L'étude conclut que le système de refroidissement développé permet une économie sur la consommation d'énergie de chauffage et climatisation de l'ordre de 15 %. Cependant, plusieurs facteurs intervenant dans la consommation énergétique du bâtiment en chauffage et climatisation, tels que, la densité d'occupation, l'impact sur le taux de renouvellement et l'humidité de l'air ambiant ne sont pas pris en compte dans l'étude.

1.3 Modules TE

Les modules TE, utilisés pour le refroidissement sont basés sur l'effet Peltier qui traduit la conversion d'une énergie électrique en gradient de température. Leurs principales applications actuelles sont le refroidissement des composants électroniques (Simons et Chu, 2000), la réfrigération et la climatisation (Riffat & Ma, 2003; Tritt, 2011).

1.3.1 Principe de fonctionnement et performances des modules TE

Un module thermoélectrique est composé d'un assemblage d'éléments en matériaux semi-conducteurs, en général à base de Tellure de Bismuth (Bi_2Te_3), de type n et p, dont les jonctions sont reliées par des plaques en céramiques pour constituer les faces, chaude et froide (Figure 1.10).

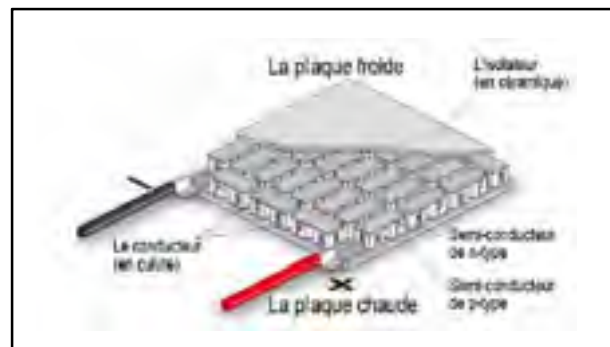


Figure 1-10 Schéma d'un module TE
Tirée de Y. Kim (2013)

Le schéma de principe du fonctionnement d'un module TE, utilisant l'effet Peltier est illustré à la figure 1.11. Ainsi, lorsqu'un courant continu passe du matériau semi-conducteur n vers le matériau semi-conducteur p, la température de la jonction dite froide diminue, ce qui provoque une absorption de chaleur provenant de l'environnement. La chaleur absorbée est acheminée vers l'autre jonction dite chaude pour être rejetée vers le milieu environnant.

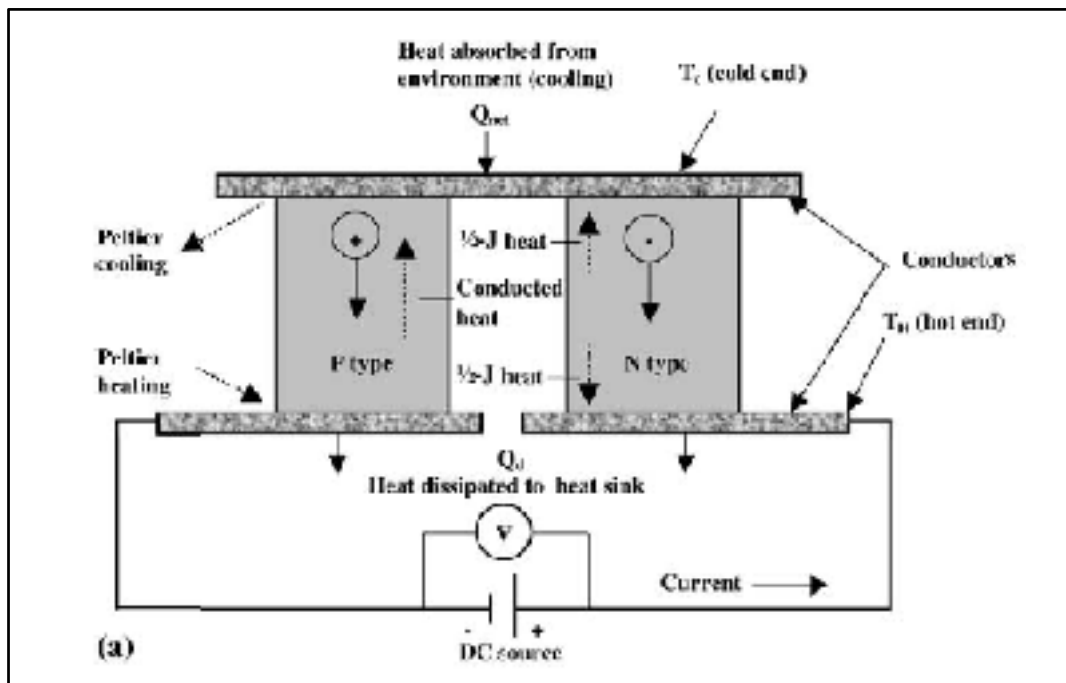


Figure 1-11 Schéma de principe de fonctionnement d'un module thermoélectrique
Tiré de Riffat et Ma (2003)

La production de chaleur par les semi-conducteurs n et p lorsqu'ils sont parcouru par le courant et désigné par l'effet Thomson, contribue à réduire le taux de chaleur extrait Q_C et à augmenter le taux de chaleur rejeté dans l'environnement Q_H ; ce qui impactera le coefficient de performance du module.

Le coefficient de performance (COP) d'un module TE en mode refroidissement, correspond au rapport du taux de chaleur extrait par la face froide, à la puissance électrique, consommée par le module, soit :

$$COP = \frac{Q_C}{VI} \quad (1.1)$$

Les paramètres influençant leurs performances sont nombreux et ont fait l'objet de plusieurs études. Parmi celles-ci, soulignons celles de (Enescu & Virjoghe, 2014; Riffat & Xiaoli, 2004). Le coefficient de performance maximal a été évalué théoriquement et son expression est donnée par l'équation 1.2 (Riffat & Xiaoli, 2004).

$$COP = \frac{T_C}{T_H - T_C} \frac{\sqrt{1 + ZT_M} - \frac{T_H}{T_C}}{\sqrt{1 + ZT_M} + 1} \quad (1.2)$$

L'expression 1.2, montre que pour un module TE donné, le coefficient de performance est inversement proportionnel à la différence de températures des faces chaude et froide. T_M est la température moyenne des deux faces et Z , le facteur de mérite du module TE qui est défini par :

$$Z = \frac{\alpha^2}{\rho k} \quad (1.3)$$

où : α , ρ et k sont respectivement le coefficient de Seebeck, la résistivité électrique et la conductivité thermique.

Le facteur de mérite Z qui s'exprime en K^{-1} , caractérise la capacité de refroidissement du matériau constitutif du module thermoélectrique. Ainsi, un bon matériau thermoélectrique présente un coefficient de Seebeck élevé, une faible conductivité thermique et une bonne conductivité électrique (soit une faible résistivité électrique).

Le produit ZT_M appelé « facteur de mérite adimensionnel », caractérise la capacité de refroidissement d'un module thermoélectrique. Ses valeurs sont voisines de l'unité pour les matériaux constitutifs des modules thermoélectriques disponibles, actuellement sur le marché.

La courbe de performances d'un module thermoélectrique, en fonction de la différence des températures ($T_H - T_C$) pour un facteur de mérite $Z = 2,8 \times 10^{-3} K^{-1}$ et une température $T_C = 300 K$, soit $ZT_M = 0,84$, est représentée à la figure 1.12. (Riffat & Xiaoli, 2004) vérifient ainsi que la différence des températures des faces chaude et froide influe considérablement sur la valeur du COP.

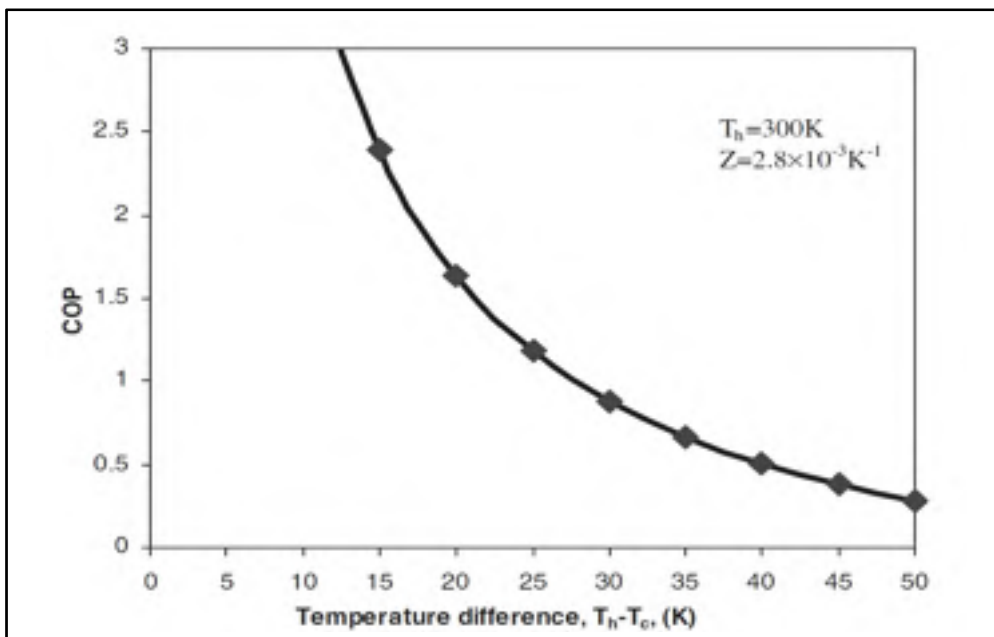


Figure 1-12 Variation du COP en fonction de la différence de températures
Tirée de Riffat et Xiaoli (2004)

1.3.2 Optimisation de la capacité de refroidissement

À l'aide d'une analyse mathématique couplée à des résultats expérimentaux, Xing et al. (2018), avancent que la résistance thermique optimale qui maximalise le COP d'un module TE doit être comprise entre 40 % et 70 % de la résistance thermique totale. Cette conclusion est valable uniquement pour un rapport de résistances thermiques des dissipateurs, chaud et froid variant entre 0,1 et dix.

La figure 1.13 illustre le dispositif de refroidissement et son schéma électrique équivalent. Le dispositif est composé du module TE, des échangeurs côtés chaud et froid ainsi que deux ventilateurs, l'un axial et l'autre centrifuge. Le schéma électrique équivalent comporte les paramètres opératoires.

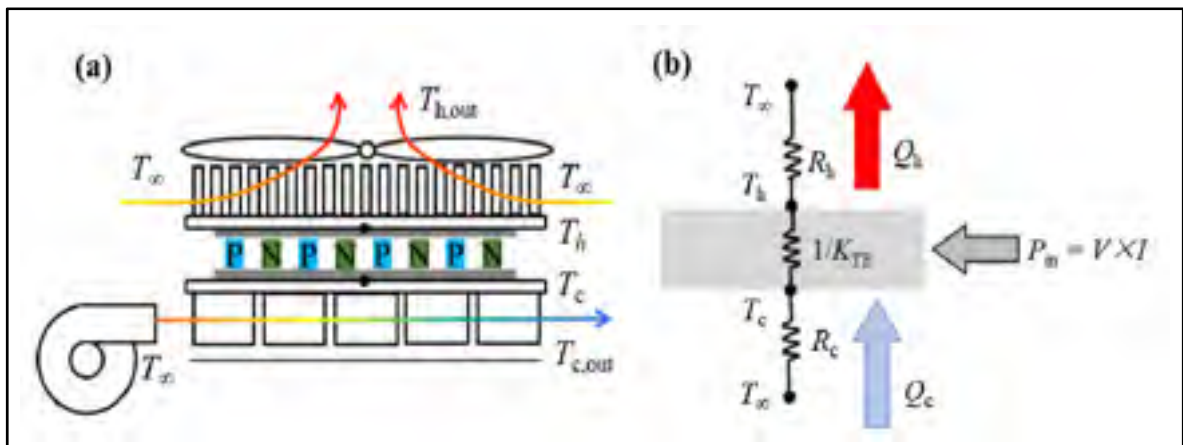


Figure 1-13 (a) : Dispositif de refroidissement; (b) : Circuit électrique équivalent
Tirée de Xing et al. (2018)

Sur les figures (a) et (b): T_h est la température de la face chaude du module TE, T_c est la température de la face froide du module TE, T_∞ celle de l'air ambiant, $T_{h,out}$ celle de l'air à la sortie du dissipateur, $T_{c,out}$ celle de l'air à la sortie de l'échangeur en contact avec la face froide du module TE. Sur la figure (b): R_h et R_c sont respectivement les résistances

thermiques des échangeurs côté chaud et froid, K_{TE} est la conductance globale du module TE et P_{in} représente la puissance électrique consommée.

Les essais réalisés sur deux dispositifs, l'un respectant ce ratio et l'autre non, ont permis à Xing et al. d'aboutir à une variation relative de la capacité de refroidissement comprise entre 10,7 et 19,8 % pour des puissances électriques consommées par le module TE, variant de 20 à 30 W. Pour des puissances électriques inférieures à 12 W, les capacités de refroidissement sont identiques.

Ces résultats sont basés sur des hypothèses simplificatrices, notamment, le fait de négliger les résistances de contact entre le module et les dissipateurs et de considérer la température ambiante constante. De plus le coefficient de performance du système présenté est relativement faible (34 %).

1.4 Conclusion

La revue de la littérature démontre que la technologie des modules thermoélectriques pour le refroidissement corporel n'a pas été suffisamment investiguée et peut faire l'objet d'une étude plus approfondie. En effet, à ce jour, aucune veste à refroidissement TE, portable et adaptée aux environnements chauds et humides, n'existe. De plus, la majorité des vestes développées ne sont pas portables ou leurs autonomies sont relativement faibles. La contrainte de poids apparaît également comme un inconvénient majeur au développement de toutes les vestes présentées.

Par conséquent, on se propose de développer un équipement de refroidissement par modules TE, portable, tenant compte des paramètres suivants :

1. Adaptée aux environnements chauds et humides (32 °C et 85 % HR) en assurant un transfert de chaleur par conduction avec la peau;
2. Ne doit pas limiter les mouvements du travailleur;
3. Autonomie suffisante pour une masse acceptable.

L'équipement comportera des modules utilisant l'effet Peltier pour assurer le refroidissement du corps au vu de leurs multiples avantages, notamment : la compacité, la réversibilité (froid-chaud, chaud-froid), les faibles poids et taille, leur durée de vie qui dépasse les 100 000 heures, le fonctionnement indépendant de l'orientation et la facilité de leur intégration dans un équipement portable. Le refroidissement par contact permettra leur utilisation pour des environnements à humidités relatives élevées.

Pour justifier l'utilisation d'une veste, la capacité de refroidissement de l'équipement doit correspondre à au moins 30 % des dépenses énergétiques métaboliques moyennes des travailleurs des mines, soit environ 76 W. En effet, G. P. Kenny et al. (2012) ont évalué les dépenses énergétiques moyennes métaboliques de 36 mineurs de la mine Laronde en Abitibi, effectuant des travaux : de forage de production, de transport de minerai, boulonnage manuel, projection de béton travaux, forage long-trou et services généraux, à 225 W.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE DE LA RECHERCHE

2.1 Introduction

La méthodologie de recherche suivie débute par une présentation de la méthode de sélection des modules thermoélectriques. Elle comporte un volet analytique, un volet conception et réalisation ainsi qu'un volet expérimental. La sélection des modules TE et les calculs analytiques permettant d'aboutir aux paramètres de conception et la réalisation du prototype font l'objet de la première partie. Les paramètres de fonctionnement du dispositif sont également présentés dans cette partie. La seconde partie est consacrée à la présentation des différents essais et à la description des appareils de mesures et des montages expérimentaux.

2.2 Sélection des modules TE

Puisque le système de refroidissement doit être portable, des contraintes de dimensions, de poids et de performances s'imposent pour la sélection des modules TE. Ces contraintes sont les suivantes :

- la tension d'alimentation est fixée à 6 V afin de minimiser la masse de la batterie d'alimentation (0,8 kg) et réduire ainsi la masse de l'équipement. En effet les batteries de 12 et 24 Volts présentent des masses deux fois plus élevées comparativement à celles de 6 V;
- la différence de température maximale entre les faces chaude et froide des modules TE est fixée à 22 °C, pour assurer un coefficient de performance supérieur à 1 (Riffat & Xiaoli, 2004);
- les modules TE doivent avoir les plus grandes dimensions parmi ceux disponibles sur le marché, à savoir 40 mm × 40 mm. Ceci permet de maximiser les surfaces d'extraction et de rejet de chaleur.

Les différentes catégories de TE, proposées par exemple, par les compagnies TE Technologies, Laird Technologies, CUI Inc. et Marlow Inc., sont :

1. Classiques,
2. Hautes performances,
3. Hautes températures,
4. Micromodules,
5. Multi-étages.

L'examen de leurs caractéristiques conduit au choix de la catégorie hautes performances qui présente le meilleur COP pour une différence de température fixée. Le type de module choisi, « *Potted* » est scellé en périphérie, ce qui le protège de la condensation de la vapeur d'eau. Les dimensions disponibles sont habituellement de $(20 \times 20) \text{ mm}^2$, $(30 \times 30) \text{ mm}^2$ et $(40 \times 40) \text{ mm}^2$ pour des épaisseurs de 3 à 5 mm et leurs capacités de refroidissement varient de 2 à 12 W pour la tension et la différence de température considérées.

Les caractéristiques géométriques du module sélectionné sont présentées dans la figure 2.1. Ce module, commercialisé par la compagnie TE Technology (Tetech, 2018) a pour dimensions géométriques : $A = 40 \text{ mm}$, $B = 40 \text{ mm}$, $H = 4,8 \text{ mm}$ et $WL = 120 \text{ mm}$.

Les caractéristiques thermiques et les paramètres de fonctionnement pour la tension et la différence de température considérée sont indiqués sur les figures présentées à l'Annexe I. Ainsi, pour une tension de 6 V, le taux de chaleur extrait Q_C vaut 10 W et l'intensité du courant électrique (I) correspond à 1,3 A. Le flux de chaleur correspondant est de 6250 W/m^2 .

Le taux de chaleur (Q_H) dissipé par le module TE correspond au taux de chaleur extrait augmenté de la puissance électrique consommée, soit :

$$Q_H = Q_C + VI \quad (2.1)$$

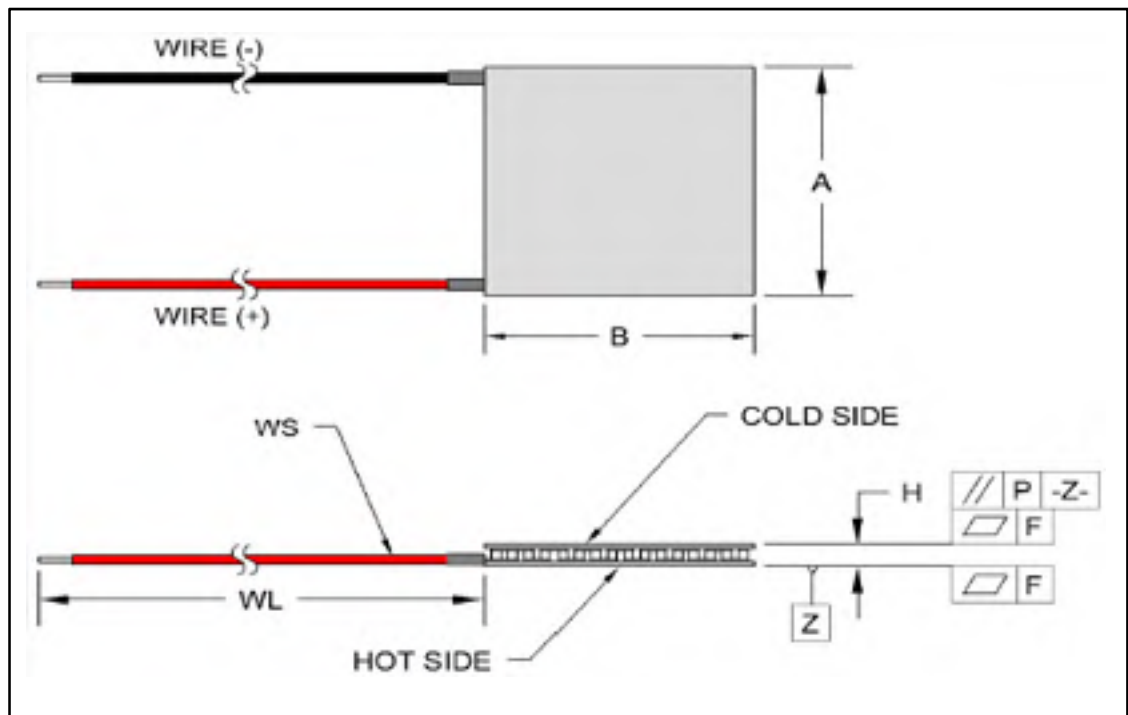


Figure 2-1 Caractéristiques du module TE de type POTTED HP 172- 1.4-2.5 – 72
Tirée de TE Technology (www.tetech.com)

2.3 Conception du dispositif de refroidissement (DR)

En tenant compte de la capacité de refroidissement global de 76 W, que doit assurer le système de refroidissement et du taux de chaleur extrait par chaque module TE égal à 10 W, le système nécessite l'utilisation de 8 modules ayant une capacité de refroidissement totale de 80 W. La puissance thermique totale à dissiper par le système tenant compte de l'équation 2.1 est de 142,4 W.

Le système de refroidissement sera constitué de deux dispositifs de refroidissement (DR), identiques, comportant chacun quatre modules TE, intercalés entre deux échangeurs de chaleur. Ce choix est un compromis entre le besoin de maximiser la surface d'échange du côté chaud sans nuire à la liberté de mouvement du travailleur. Ainsi, les dimensions choisies, des parois mères des échangeurs, correspondent à 12 cm × 12 cm soit 2,25 fois la

surface occupée par les quatre modules TE. La disposition des modules TE sur les faces internes des échangeurs avec les dimensions correspondantes est illustrée sur la figure 2.2.

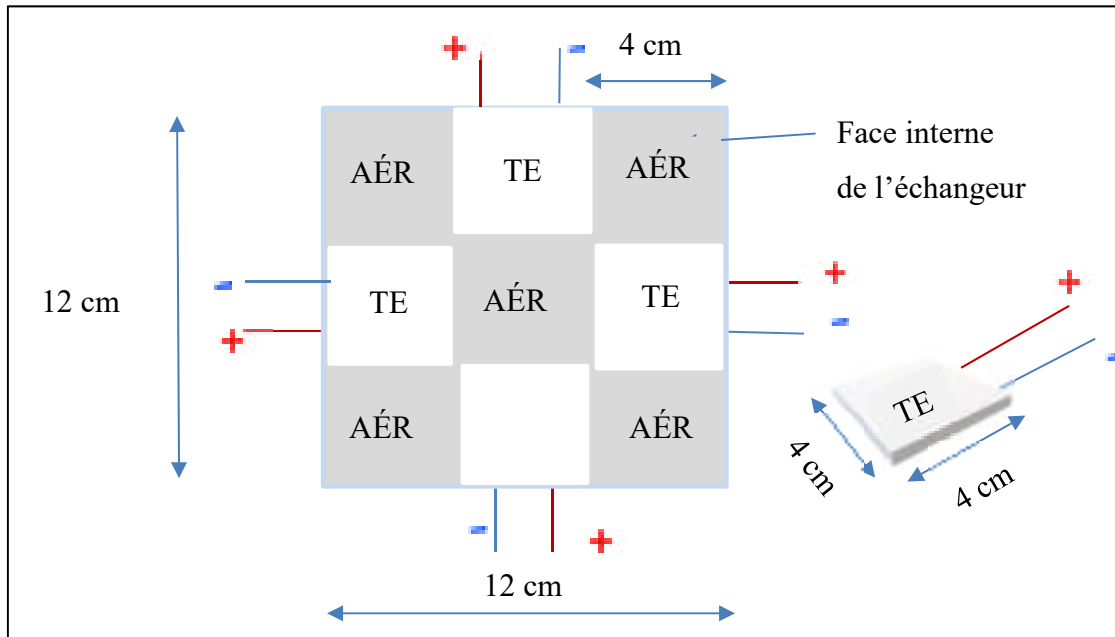


Figure 2-2 Disposition des modules TE et dimensions

Afin de réduire les pertes thermiques de la plaque chaude qui n'est pas en contact avec les modules TE, vers la plaque froide du DR et ainsi optimiser son COP, on insère un isolant thermique appelé aérogel. L'aérogel est un matériau qui possède l'une des conductivités thermiques les plus faibles. De plus, il est ininflammable et présente une masse volumique de $0,16 \text{ kg/m}^3$, ce qui en fait un matériau de choix pour cette application.

2.4 Dimensionnement des échangeurs

La paroi mère située du côté froid de l'échangeur, de chacune des deux parties du DR, doit être en mesure d'extraire un taux de chaleur de 40 W. De même, la paroi mère située du côté chaud, doit dissiper 71,2 W vers l'extérieur en maintenant la température de la face chaude à

une valeur de 42°C. Par conséquent, le dimensionnement des échangeurs du côté chaud et froid est effectué avec les hypothèses suivantes :

1. La température de la peau est constante et vaut 35 °C;
2. La température maximale de la face chaude est fixée à 42 °C;
3. La température du milieu ambiant est fixée à 32 °C;
4. Les températures moyennes des surfaces mères des deux échangeurs sont supposées constantes dans le temps.

2.4.1 Échangeur côté chaud

La surface de la paroi mère étant insuffisante (0,0144 m²) pour dissiper par convection le taux de chaleur imposé (71,2 W par DR) pour une différence de température entre la face chaude et l'ambiance de 10 °C, l'échangeur côté chaud sera constitué par une plaque de surface mère identique, munie d'ailettes pour accroître la surface d'échange et d'un ventilateur axial pour accroître le coefficient de convection.

La résistance thermique de l'échangeur pour une température de la base égale à la moyenne pondérée des températures des surfaces en contact avec les modules TE et des surfaces restantes T_{mH} , est calculée par l'équation suivante (Bergman, Incropera, DeWitt, & Lavine, 2011) :

$$R_H = \frac{T_{mH} - T_\infty}{4 Q_H} \quad (2.2)$$

L'équation 2.2 est établie avec les hypothèses suivantes :

- la résistance thermique de conduction à travers l'épaisseur de la plaque est négligée : ce qui conduit au choix de l'aluminium possédant une conductivité thermique élevée, comme matériau constitutif et une faible épaisseur de la plaque qui contribuera également à diminuer le poids de l'équipement;
- la résistance de contact entre les modules TE et la plaque est négligée;

- les pertes thermiques de la face chaude vers la face froide sont négligées.

Dans l'équation 2.2, la température moyenne de la face chaude T_{mH} , correspond aussi, au barycentre des températures des ailettes droites 1, 2 et 3 et du module TE pondérées par leurs surfaces respectives et illustrées sur la figure 2.3.

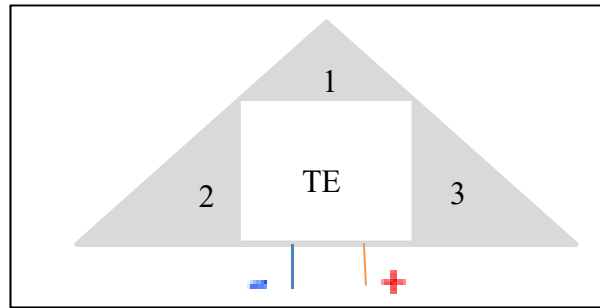


Figure 2-3 Vue du TE et des ailettes droites

La géométrie présentée par la figure 2.3 résulte de la symétrie engendrée par la disposition des modules présentée à la figure 2.2.

Les ailettes 2 et 3 sont identiques et sont à la même température tandis que l'ailette 1, située sous le moyeu du ventilateur, n'est pas refroidie par le jet impactant, sa température peut alors être assimilée à celle du module TE.

L'équation de la température moyenne pondérée de la face chaude est donnée par la relation suivante :

$$T_{mH} = T_H \frac{A_H}{A_b} + T_d \left(1 - \frac{A_H}{A_b} \right) \quad (2.3)$$

où T_H est la température de la face chaude du module TE, A_H correspond à la surface du module TE et de l'ailette 1, A_b est la surface totale des ailettes droites 2 et 3 et T_d leur température moyenne.

En supposant que les bords et les surfaces des ailettes en contact avec l'aérogel sont adiabatiques, le bilan d'énergie montre que les ailettes 2 et 3 sont équivalentes à des ailettes droites de longueur 2 cm (Figure 2.4). Cette longueur correspond à la longueur moyenne de l'ailette d'origine (2 ou 3).

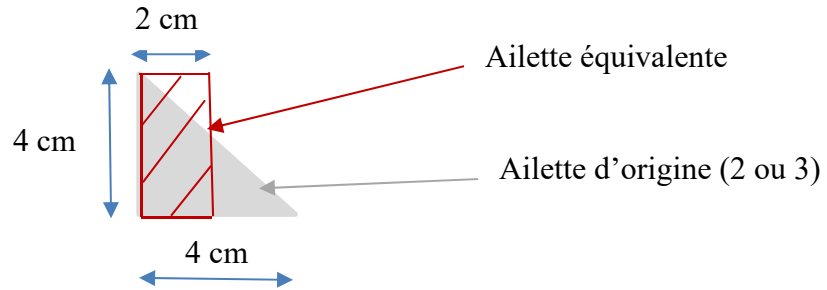


Figure 2-4 Ailette équivalente

Leur température moyenne peut alors s'exprimer en fonction de leur rendement (Bergman et al., 2011), par :

$$T_d = \eta_d(T_H - T_\infty) + T_\infty \quad (2.4)$$

avec :

$$\eta_d = \frac{\tanh(mL_{cd})}{mL_{cd}} \quad (2.5)$$

et,

$$m = \sqrt{\frac{h}{k_{al}e_b}} \quad (2.6)$$

2.4.1.1 Sélection de la plaque ailetée

L'approche initiale choisie pour la conception des ailettes du côté chaud était de réaliser par fraisage, des rainures longitudinales et transversales sur une plaque d'aluminium, plane afin

de créer un réseau d'ailettes de section carrée. Les dimensions choisies pour l'ailette sont de 2 mm de côté et 5 mm de hauteur et l'écart entre les ailettes est de 2 mm.

La plaque ailetée, conçue avec le logiciel Catia, est illustrée sur la figure 2.5.

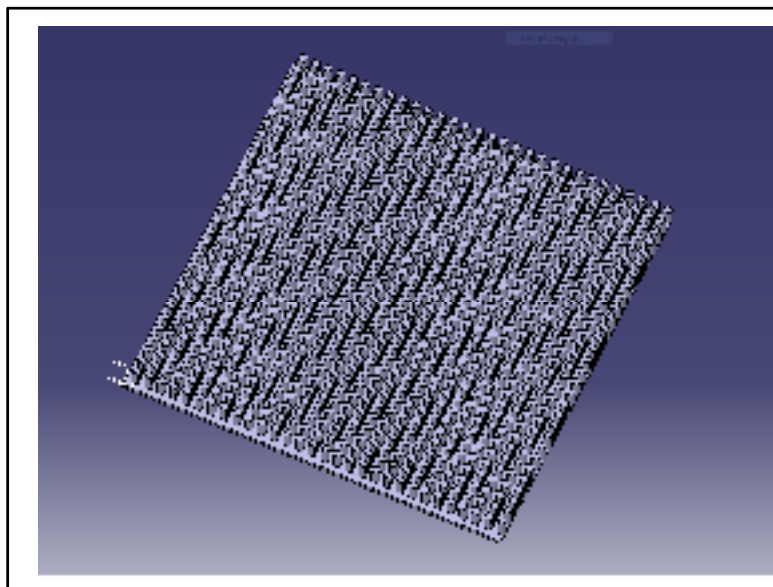


Figure 2-5 Plaquette ailetée

Cependant, des contraintes de fabrication et de temps ont conduit à la sélection d'un dissipateur commercial dont les vues de face, de profil et la perspective ainsi que les caractéristiques géométriques sont indiquées sur la figure 2.6. Les dimensions de la base sont de 12,7 cm $\times$ 12,7 cm, légèrement supérieures aux dimensions initiales choisies. Les ailettes sont de forme cylindrique de diamètre 3,2 mm et de longueur 9 mm.

Les résistances thermiques du dissipateur, fournies par le constructeur, pour des débits de 75 CFM (2,12 m³/min), 150 CFM (4,24 m³/min) et 250 CFM (7,07 m³/min) valent respectivement : 0,22 °C/W, 0,132 °C/W et 0,103 °C/W.

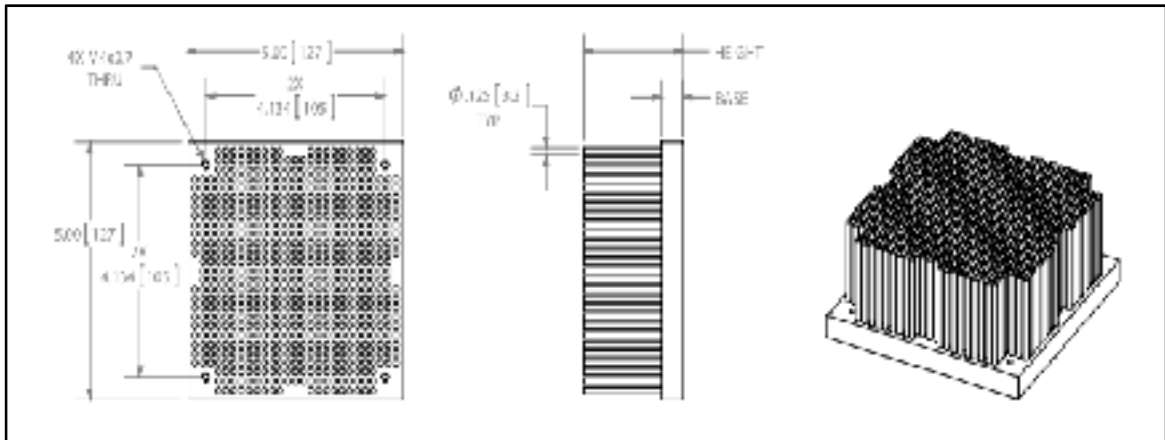


Figure 2-6 Caractéristiques géométriques du dissipateur
Tirée de coolinnovations (www.coolinnovations.com)

2.4.1.2 Sélection du ventilateur

Les dimensions du ventilateur sont fixées par celles du dissipateur, à savoir les dimensions de la base ainsi que la distance entre les alésages prévus pour la fixation (Figure 2.6). Ainsi, le ventilateur satisfaisant ces conditions et proposé par différents manufacturiers est de section carrée 12 cm × 12 cm. La tension d'alimentation est également fixée à 6 V pour la raison mentionnée à la section 2.2.

La résistance thermique donnée par l'équation 2.2 est liée au coefficient d'échange par convection et à la surface ventilée du dissipateur par la relation suivante (Bergman et al., 2011) :

$$R_H = \frac{1}{h\eta_0 A_v} \quad (2.7)$$

En convection forcée, le coefficient d'échange h est proportionnel au débit d'air soufflé. Ainsi, le dimensionnement de l'échangeur conduit au calcul du débit que le ventilateur doit assurer, pour la surface du dissipateur choisie, afin d'atteindre la valeur du coefficient d'échange par convection imposée par l'égalité des expressions 2.2 et 2.7, et donnée par :

$$h = \frac{4Q_H}{(T_{mH} - T_\infty)\eta_0 A_v} \quad (2.8)$$

A_v est la surface impactée (ventilée), qui correspond à la surface totale du dissipateur auquel la partie couverte par le moyeu du ventilateur a été soustraite.

η_0 est le rendement du réseau d'ailettes cylindriques du dissipateur. Puisque le dissipateur choisi est formé d'ailettes cylindriques et que la résistance thermique de contact ailette-paroi mère est nulle, son expression est donnée par, Bergman et al. (2011) :

$$\eta_0 = \frac{\tanh(m' L_{cc})}{m' L_{cc}} \quad (2.9)$$

L_{cc} est la longueur corrigée de l'ailette et m' pour une ailette cylindrique est donné par :

$$m' = \sqrt{\frac{4h}{k_{al} D_c}} \quad (2.10)$$

L'examen des différentes corrélations fournies par (Zuckerman & Lior, 2006) conduit au choix de la corrélation appropriée pour le calcul du coefficient par convection forcée pour un jet impactant, qui est celle de Lytle et Webb (1994) :

$$Nu = \frac{h D_h}{k_a} = 0.821 R_e^{1/2} \left(\frac{z}{D_h} \right)^{-0.288} \quad (2.11)$$

Celle-ci est établie pour une plaque plane sans ailettes soumise à un jet impactant, supposé uniforme sur toute la surface impactée et valable pour un rapport z/D_h inférieur ou égal à 0,25, z et D_h étant respectivement la distance entre la plaque et le ventilateur et le diamètre hydraulique du jet d'air. Ce rapport doit cependant demeurer

supérieur à une valeur limite, en dessous de laquelle, le débit d'air soufflé diminue et entraîne une diminution du coefficient par convection. De plus, les travaux de (D.-K. Kim, Bae, & Kim, 2008) montrent que la présence d'ailettes peut, sous certaines conditions géométriques et d'écoulement, accroître le coefficient de convection de 2,8 à 9,7 fois.

En tenant compte de l'expression du nombre de Reynolds (Bergman et al., 2011) :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (2.12)$$

Il s'ensuit:

$$\dot{m} = \frac{\pi D_h \mu}{4} \left(\frac{h D_h}{0.821 k_a} \left(\frac{D_h}{z} \right)^{-0.288} \right)^2 \quad (2.13)$$

Le calcul du débit que doit assurer le ventilateur est fait par itérations successives selon l'organigramme de la figure 2.7, suivante:

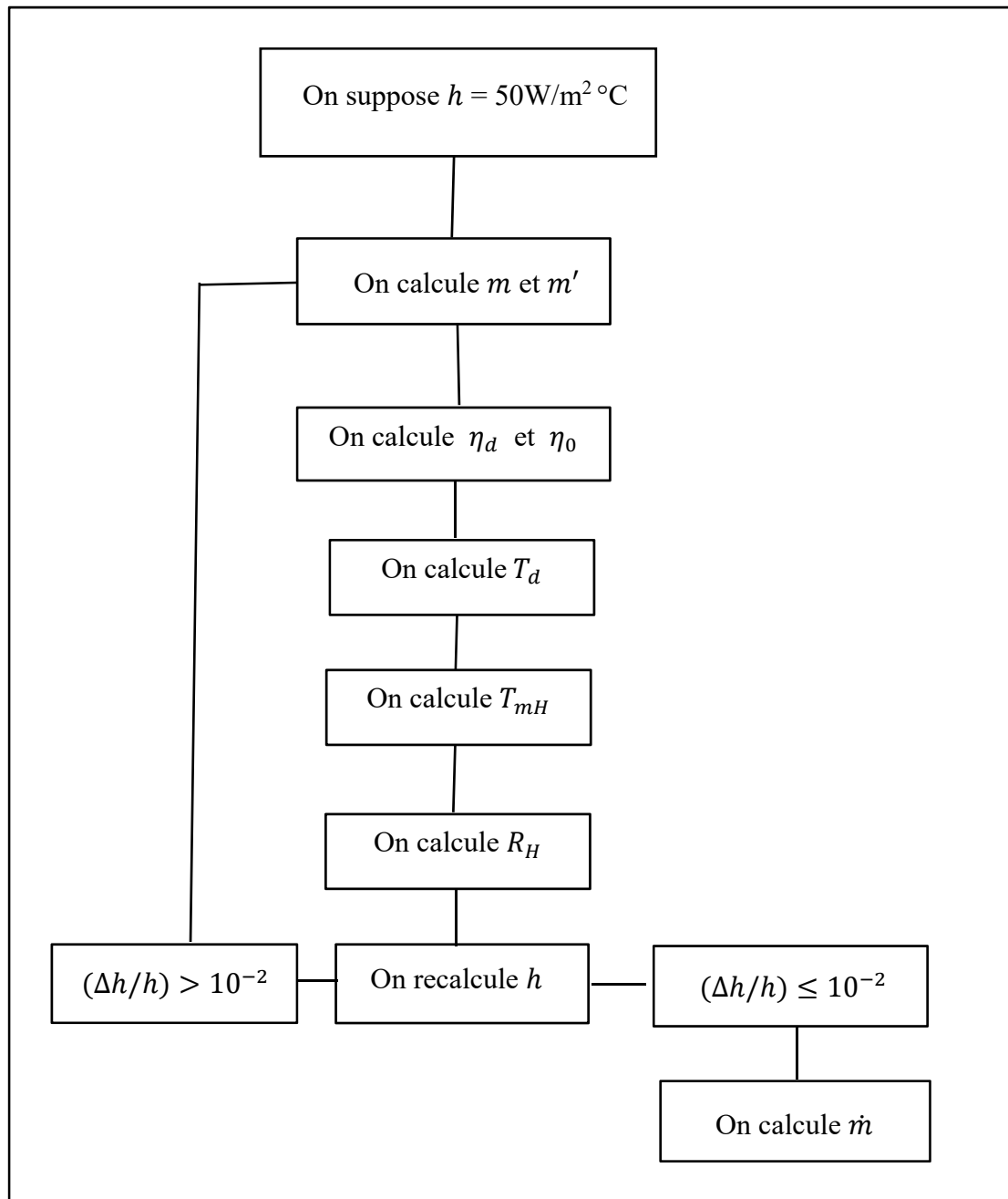


Figure 2-7 Organigramme de calcul du débit du ventilateur

Les données de calculs sont consignées dans le Tableau-A II-1 présenté à l'Annexe II.

2.4.2 Échangeur côté froid

L'échangeur côté froid sera constitué par une plaque en aluminium de surface identique à celle de la base du dissipateur décrit à la section 2.4.1.1, soit $12,7 \text{ cm} \times 12,7 \text{ cm}$ et d'épaisseur 2 mm .

La disposition des modules TE sur la plaque est identique à celle de l'échangeur du côté chaud, illustré par la figure 2.1. L'échange de chaleur à travers la plaque froide se fait par conduction, on supposera alors que sa température moyenne est égale à celle de la face froide des modules TE, soit 20°C . De plus, pour maximiser la surface de contact avec la peau et améliorer le confort, on intercale entre la plaque froide et la peau, un sachet flexible contenant un gel.

Les figures 2.8 (a) et (b), présentent les circuits électriques équivalents du DR sans gel et avec gel en supposant les résistances de contact négligeables. Pour le DR sans gel, le circuit électrique comprend une résistance thermique due au dissipateur en série avec une seconde due au panneau constitué par les plaques chaude et froide. L'ajout du gel sur la face froide introduit une autre résistance thermique en série avec les deux précédentes.

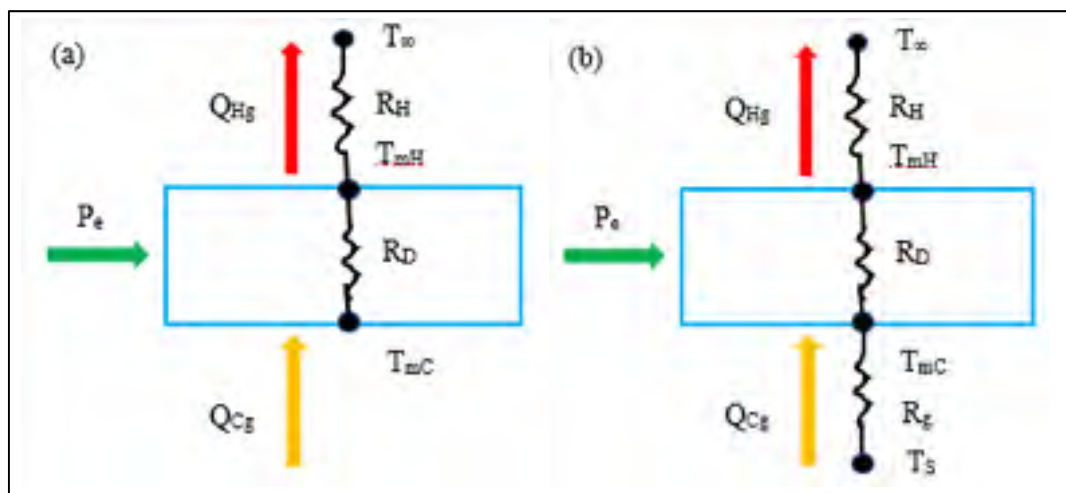


Figure 2-8 Schémas électriques équivalents (a) : Sans gel; (b) : Avec gel

La capacité de refroidissement du DR sans gel, correspond au taux de chaleur extrait par les 4 modules TE, diminuée de la perte par conduction thermique de la face chaude vers la face froide, à travers la couche d'aérogel (Q_P), soit :

$$Q_{CSg} = 4Q_C - Q_P \quad (2.14)$$

Les pertes thermiques en supposant une température moyenne de la face froide (T_{mC}) sont données par :

$$Q_P = \frac{k_i A_i}{e_i} (T_{mH} - T_{mC}) \quad (2.15)$$

e_i , k_i et A_i représentent respectivement l'épaisseur, la conductivité thermique et la surface de l'aérogel qui correspond à la portion de la plaque qui n'est pas en contact avec les modules TE.

La capacité de refroidissement Q_{Cg} , du DR avec gel est influencée par la résistance thermique du gel, notée R_g , et dont l'expression est donnée par :

$$R_g = \frac{T_{mC} - T_{Hg}}{Q_{Cg}} \quad (2.16)$$

La résistance thermique du côté froid du DR en négligeant celle de la plaque d'aluminium est égale à celle du gel et cette résistance sera déterminée expérimentalement.

2.5 COP du DR

Le COP du DR correspond au rapport entre la capacité de refroidissement et la puissance électrique consommée par les modules TE et le ventilateur, ainsi :

Pour le DR sans gel :

$$COP_{sg} = \frac{Q_{csg}}{P_e} \quad (2.17)$$

Pour le DR avec gel :

$$COP_g = \frac{Q_{cg}}{P_e} \quad (2.18)$$

avec :

$$P_e = 4UI + U_V I_V \quad (2.19)$$

2.6 Éléments constitutifs du DR

Le DR comporte, outre les quatre modules TE, un dissipateur du côté chaud, une plaque plane de mêmes dimensions du côté froid, l'aérogel commercialisé par BuyAerogel, dont les propriétés sont données en Annexe III ainsi qu'un ventilateur (Figure 2.9).



Figure 2-9 Éléments constitutifs du DR

L'assemblage de la plaque, du dissipateur et du ventilateur est réalisé par vis et écrou. Les modules TE et le ventilateur sont raccordés en parallèle afin d'être alimentés sous une tension de 6 V. Des fils de cuivre AWG 16, recommandés pour le courant maximal utilisé (www.wecoconnectors.com), sont utilisés pour le raccordement à la batterie d'alimentation.

La longueur des fils, estimée à 80 cm, tient compte des jonctions des modules à réaliser et des positions du DR et de la batterie dans l'équipement final. La chute de tension induite par les jonctions et les fils de raccordement à la batterie d'alimentation sera déduite à partir des paramètres de fonctionnement des modules TE dans les conditions expérimentales.

La figure 2.10 représente le DR assemblé et le gel paramédical sélectionné pour optimiser le confort et le contact avec la peau.

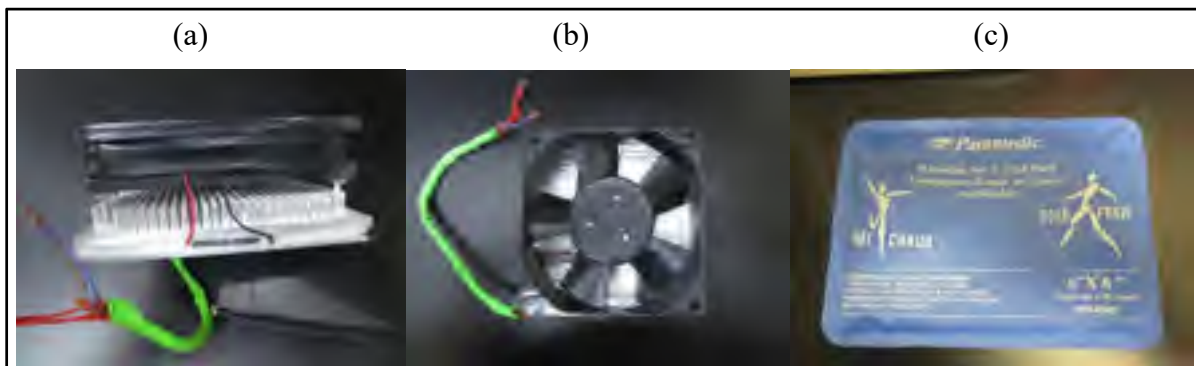


Figure 2-10 DR assemblé, (a) : Vue de profil; (b) : Vue de face; (c) : Gel paramédical

2.7 Méthodologie expérimentale

Cette section présente les différents essais et leurs objectifs avec les conditions expérimentales, le matériel d'essai, de mesure et d'acquisition ainsi que les montages expérimentaux. Les relations permettant le calcul des incertitudes des différentes mesures sont également données.

2.7.1 Conditions expérimentales

Afin de s'assurer du bon contact des modules TE avec la plaque froide et de l'uniformité de sa température, des essais en convection naturelle sont réalisés. Ceux-ci consistent à mesurer la température de surface de la face froide en convection naturelle dans les conditions de

température ambiante de 23 °C et 38 % d'humidité relative, pour différentes tensions d'alimentation.

Les paramètres d'opération des essais de caractérisation du DR incluent la température ambiante, l'humidité relative, la tension d'alimentation, les conditions aux frontières du côté froid et la présence ou absence de gel. Les essais sont réalisés sur des durées de 3 min et 6 min secondes pour 82 conditions d'essais différentes. Ces conditions sont présentées dans les tableaux 2.1.

Tableau 2-1 Conditions expérimentales

T_{∞} (°C)	HR (%)	Température de la plaque (°C)	Tension (V)	Avec gel	Sans gel
23	38	35, 65	1,5 à 9	✓	✓
26	38	65	1,5 à 9	✓	
32	38, 70, 85	35, 65	4,5 à 9	✓	✓
35	38, 85	65	6	✓	
40	38, 85	65	6	✓	

Les mesures englobent les températures des faces, froide et chaude du gel et du module TE, les températures des ailettes droites des deux faces, d'une ailette cylindrique type, des flux de chaleurs extraits et des courants électriques consommés. Ainsi, les mesures à 23 °C ont pour but de déduire les capacités de refroidissement, les résistances thermiques du gel paramédical et du dissipateur, les puissances électriques consommées et les coefficients de performance avec et sans gel.

Celles à 26 °C sont réalisées à des fins de comparaison des performances avec le dispositif développé par Zhao et al, décrit dans la section 1.7. Elles permettent également une comparaison des caractéristiques thermiques et des performances du DR obtenues pour les autres températures ambiantes. Les mesures à 32 °C ont pour but de valider les performances du DR pour différentes humidités relatives, notamment, la capacité de refroidissement, la consommation d'énergie électrique ainsi que le coefficient de performance. Elles permettent également une confrontation des paramètres de conception aux paramètres expérimentaux. Enfin, celles à 35 °C et 40 °C pour des humidités de 38 % et 85 % ont pour objectif d'élargir le domaine d'investigation et de prédire les limites de fonctionnement du DR.

1.7.2 Matériel d'essai

Les conditions ambiantes, d'alimentation et aux frontières pour la plaque froide ont été variées avec le matériel suivant :

1. Plaque chauffante de marque Fisherbrand Isotemp : commercialisée par Fisher Scientific, elle permet de maintenir une température de surface fixe;
2. Humidificateur de marque BONECO, modèle S250, qui permet d'atteindre une humidité relative maximale de 92 %.
3. Alimentation électrique : Les modules TE sont alimentés avec une alimentation électrique de marque TOPWARD, modèle 3306 et le ventilateur avec un convertisseur VOF180-12, commercialisé par Digi-Key ELECTRONICS. La précision des appareils est de $\pm 0,1$ mA et la valeur la plus élevée entre $\pm 0,01$ % et ± 2 mV pour une puissance électrique inférieure à 100 W;
4. Radiateur ventilateur de marque Likewise, à deux niveaux de réglages, 900 W et 1500 W, relié à l'interface LabVIEW (National- Instruments-Corporation, 2017) pour contrôler la température ambiante de la boîte à gants.

2.7.3 Matériel de mesure

Le matériel de mesure est constitué d'une caméra thermique Fluke, de 5 thermocouples et d'un fluxmètre, ainsi :

- les températures de la plaque froide, en convection naturelle, sont mesurées avec une caméra thermique Fluke (Ti9), commercialisée par Fluke corporation (www.fluke.com);
- les températures des plaques chaude et froide pour les autres essais sont mesurées à l'aide de cinq thermocouples de type K. L'incertitude sur la mesure des températures est de $\pm 0,5$ °C. L'interface LabVIEW permet d'ajuster les valeurs des thermocouples à celle d'un thermomètre de référence à l'éthanol avant le début de la mesure;
- le flux de chaleur est mesuré à l'aide d'un fluxmètre (OMEGA Engineering, modèle HFS4). L'incertitude sur la mesure est de $\pm 1,2$ W/m². L'acquisition des données et la mise à zéro avant le début des mesures sont effectuées à l'aide de l'interface LabVIEW.

2.7.4 Matériel d'acquisition des données

Une carte d'acquisition permet d'enregistrer les données de mesure de température et de flux de chaleur en fonction du temps. Le fluxmètre et les cinq thermocouples sont ainsi connectés à la carte, contrôlée par l'interface LabVIEW.

2.7.5 Montages expérimentaux

Trois montages correspondants aux différents essais ont été réalisés.

2.7.5.1 Essais en convection naturelle

Pour ces essais, le montage est constitué par le DR raccordé à l'alimentation électrique décrite à la section 2.7.1. La caméra thermique enregistre les températures de la face froide à

1, 2, 5 et 10 min, après l'application de la tension. Les tensions considérées sont de 0 V, 3 V, 4,5 V, 6 V, 7,5 V et 9 V.

2.7.5.2 Essais à 23 °C

Deux montages ont été réalisés, pour ces essais :

- le premier montage, illustré à la figure 2.11 permet de mesurer les températures des faces, chaude et froide du gel ainsi que du flux de chaleur afin de déduire la résistance thermique du gel. Dans ce cas, les thermocouples TC2 et TC3 ainsi que le fluxmètre, sont disposés sur la face froide du gel et les thermocouples TC4 et TC5, sur la face chaude du gel. Le DR est déposé sur la plaque chauffante comme indiqué sur la figure 2.11. La température de la plaque est maintenue à 35 °C;

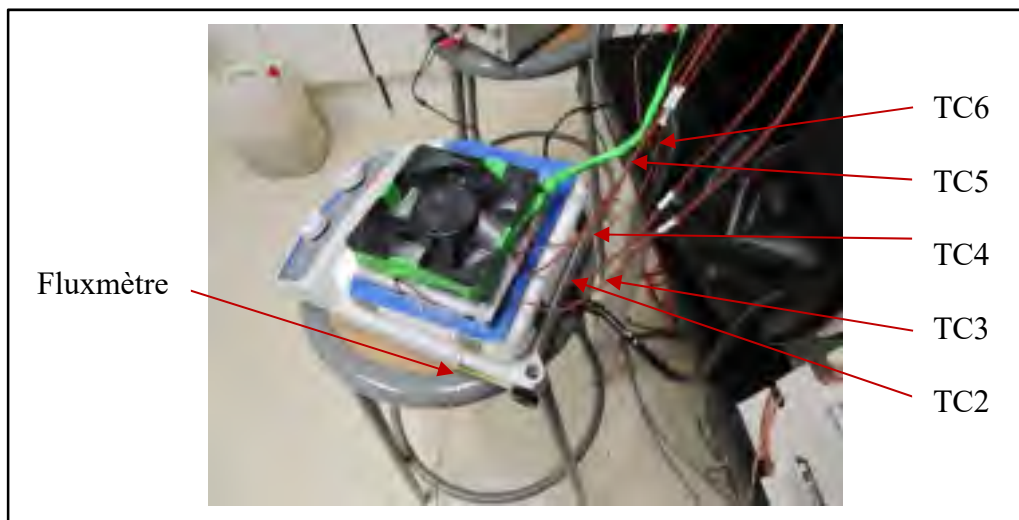


Figure 2-11 Montage de mesure de la résistance thermique du gel

- le second montage sert à mesurer les températures des faces chaude et froide du DR et du flux de chaleur, celui-ci comprend le même matériel que le précédent montage en changeant la position des thermocouples et du fluxmètre. Ainsi, le thermocouple TC2 est disposé sur la face froide en dessous du module TE et TC3 sur la même face

loin du module TE tandis que TC4 et TC5 sont respectivement disposés sur la face chaude au-dessus du module TE et au centre de l'ailette droite et TC6 est disposé au milieu d'une ailette cylindrique type du dissipateur. Le DR est déposé sur la plaque chauffante dont la température a été portée à 65 °C (Figure 2.12).

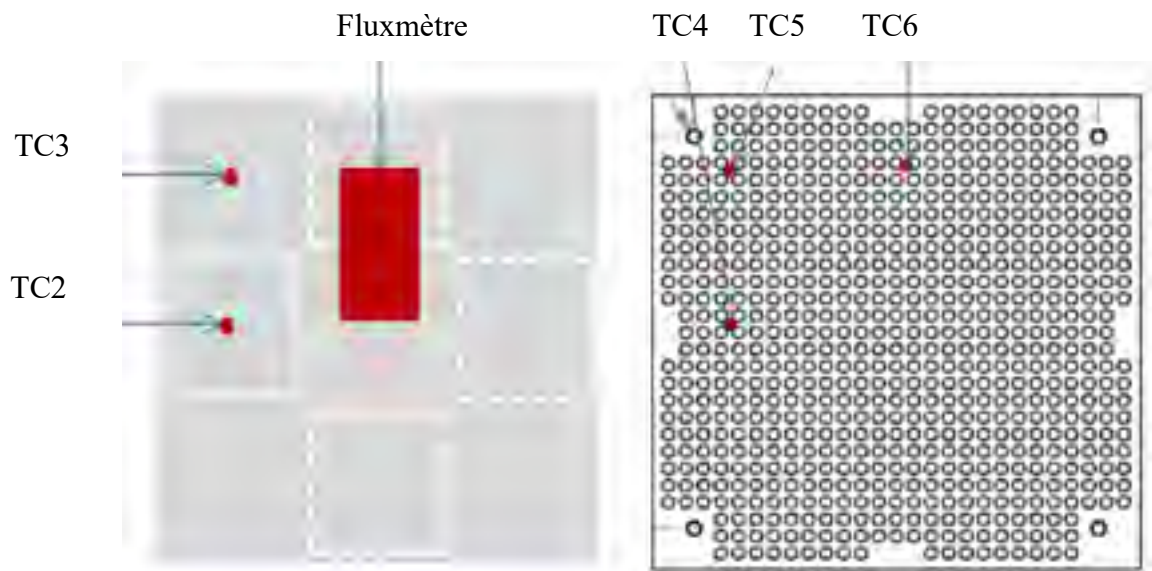


Figure 2-12 Positions des thermocouples et du fluxmètre
(a) : face froide, (b) : face chaude

2.7.5.3 Essais à 26 °C, 32 °C, 35 °C et 40 °C

Les essais sont réalisés dans une boîte à gants étanche munie d'un dispositif de contrôle de température. L'humidificateur est muni d'un afficheur électronique. La disposition des thermocouples et du fluxmètre est identique à celle du second montage, utilisé pour l'essai à 23 °C. Les essais sont réalisés avec la plaque chauffante dont la température est maintenue à 35 °C puis à 65 °C.

2.8 Calculs d'incertitudes

Les calculs d'incertitudes relatifs aux différentes mesures font intervenir des incertitudes relatives d'une seule mesure, des incertitudes relatives pour une série de mesures et des incertitudes relatives élargies pour une grandeur fonction de plusieurs mesures (Bourdillon C, 2001).

2.8.1 Incertitudes relatives d'une seule mesure

Les incertitudes relatives d'une seule mesure de la tension et du courant sont respectivement $\pm 2 \text{ mV} \pm 0,1 \text{ mA}$. Les incertitudes absolues d'une seule mesure de la température et du flux de chaleur valent respectivement $\pm 0,5 \text{ °C}$ et $\pm 1,2 \text{ W/m}^2$.

2.8.2 Incertitudes relatives pour une série de mesures

Lorsque n mesures d'une variable X , sont effectuées, l'incertitude commise est appelée incertitude de répétabilité et la mesure est exprimée par l'équation suivante :

$$X = X_m \pm \tau \frac{\sigma_{n-1}}{\sqrt{n}} \quad (2.20)$$

où X est la variable mesurée, n est le nombre de mesures, X_m est la valeur moyenne des n mesures, σ_{n-1} est l'écart type et τ est le coefficient de Student qui vaut 2,56 pour un pourcentage de confiance de 99 % et un nombre de mesures supérieur à 15.

2.8.3 Incertitudes relatives élargies

Lorsque la relation littérale liant la variable aux mesures est sous la forme d'une somme ou d'une différence, ce qui est le cas de la température moyenne de la face chaude (relation 2.3)

et de la puissance électrique (2.19), l'incertitude relative élargie correspond à la somme des incertitudes relatives.

Lorsque la relation littérale est sous la forme d'un produit ou d'un quotient, ce qui est le cas des résistances thermiques du dissipateur et du gel, de la puissance électrique et des COP qui sont donnés respectivement par les relations 2.2 2.14, 2.17, 2.18 et 2.20. Les incertitudes relatives, respectives, sont données par les relations suivantes (Bourdillon C, 2001).

:

$$\frac{\Delta R_H}{R_H} = \sqrt{\left(\frac{\Delta(T_H + T_\infty)}{T_H + T_\infty}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q_H}{Q_H}\right)^2} \quad (2.21)$$

$$\frac{\Delta R_g}{R_g} = \sqrt{\left(\frac{\Delta(T_{cg} + T_{Hg})}{T_{cg} + T_{Hg}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q_{cg}}{Q_{cg}}\right)^2} \quad (2.22)$$

$$\frac{\Delta P_e}{P_e} = 2 \sqrt{\left(\frac{\Delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I}\right)^2} \quad (2.22)$$

$$\frac{\Delta COP_{sg}}{COP_{sg}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q_{csg}}{Q_{csg}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta P_e}{P_e}\right)^2} \quad (2.24)$$

$$\frac{\Delta COP_g}{COP_g} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q_{cg}}{Q_{cg}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta P_e}{P_e}\right)^2} \quad (2.25)$$

2.9 Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter la méthodologie suivie afin de concevoir un prototype du DR pouvant assurer une capacité de refroidissement de 40 W. Les calculs de dimensionnement de l'échangeur du côté chaud ont été faits, moyennant des hypothèses

simplificatrices en raison de la complexité de l'écoulement du jet annulaire, impactant sur une surface ailetée.

L'échangeur du côté froid n'a pas été suffisamment investigué théoriquement. La plaque plane en aluminium permet un assemblage et un serrage optimal des modules TE, mais ne doit pas être en contact avec la peau. Le gel paramédical inséré entre la plaque froide et la peau permet d'assurer un contact optimal et une meilleure adaptabilité aux mouvements du travailleur, mais induira un changement dans les conditions opératoires du DR et affectera sa capacité de refroidissement.

Le matériel utilisé et les différents montages expérimentaux ainsi que les essais à réaliser, ont fait l'objet d'une présentation détaillée. Les relations permettant de quantifier les erreurs de mesures, tenant compte des précisions des différents appareils de mesure utilisés, du nombre de mesures et des relations liant les variables ont été établies dans ce chapitre.

Les résultats présentés au chapitre suivant, permettent de déterminer : la distribution de la température de la face froide en convection naturelle, la résistance thermique du gel, les caractéristiques thermiques et performances du DR avec et sans gel pour différentes conditions de température et d'humidité. Ces essais permettent également de fournir des résultats confirmant ou infirmant les hypothèses ayant abouti au dimensionnement et à la conception du DR ainsi que ses limites.

CHAPITRE 3

RESULTATS ET DISCUSSION

3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'analyse des résultats des calculs analytiques et des différents essais réalisés. Les températures de la face froide du DR, en convection naturelle, la résistance thermique du gel, les températures d'opération du DR, la capacité de refroidissement et les performances du DR, pour cinq conditions de température et trois conditions d'humidité du milieu ambiant et sous différentes tensions d'alimentation sont présentées.

Les résultats analytiques présentés, sont basés sur les paramètres de conception du DR, notamment, une tension d'opération des modules TE, de 6 V, une température ambiante de 32 °C, une humidité de 38 %, une capacité de refroidissement de 40 W. Ces résultats comportent principalement les caractéristiques thermiques du dissipateur, le débit du ventilateur et le COP du DR.

Les résultats expérimentaux comportent d'abord les paramètres opératoires réels du DR, nécessaires à la validation des performances du dispositif. Ensuite d'autres permettant de compléter le design du DR, à l'instar de ceux relatifs au gel paramédical et aux tensions d'alimentation du ventilateur ou de prédire l'influence de conditions de températures ambiantes et d'humidité, modérées ou extrêmes sont présentés.

3.2 Résultats analytiques

Les résultats des calculs analytiques portant sur les paramètres de fonctionnement et les performances du DR sont présentés et analysés dans ce qui suit.

3.2.1 Taux de chaleur dissipé par un module TE

Pour un taux de chaleur de 10 W, extrait par un module TE, la tension d'alimentation vaut 6 V et le courant consommé est de 1,3 A, selon les caractéristiques fournies par le constructeur et présentées à l'annexe I. Ainsi, pour un module TE, la puissance électrique consommée vaut 7,8 W et le taux de chaleur dissipé en tenant compte de l'équation 2.1 vaut 17,8W, soit un flux de chaleur correspondant de 11125 W/m².

Puisque le DR comporte quatre modules TE, le taux de chaleur dissipé correspond à $4 \times 17,8$ W, soit 71,2 W. Le taux de transfert thermique vers l'environnement est légèrement inférieur si l'on tient compte des pertes thermiques vers la face froide du dispositif.

3.2.2 Caractéristiques thermiques des ailettes droites

Les ailettes droites correspondent à la portion de la plaque qui n'est pas en contact avec les modules TE, telle que définie dans la section 2.4.1. Leur température moyenne et leur rendement, tenant compte, des équations 2.4 et 2.5 ainsi que des dimensions géométriques données au Tableau-A II-1, valent respectivement 41,6 °C et 0,98. Ces valeurs suggèrent que les ailettes droites tendent vers des ailettes idéales.

3.2.3 Température moyenne de la face chaude

La température moyenne de la face chaude du DR, tenant compte de l'équation 2.3, et des surfaces données dans le Tableau-A II-1, vaut 41,8 °C. La température de la paroi mère de la plaque chaude étant supposée égale à 42 °C, il en résulte un écart de 0,4 °C. Ce qui suggère que la température de la plaque chaude est relativement uniforme.

3.2.4 Caractéristiques thermiques du dissipateur

La chaleur du côté chaud est dissipée vers l'environnement via un réseau d'ailettes de section constante dont le rendement et le coefficient d'échange par convection forcée, évalués par les équations 2.9 et 2.10, valent respectivement : 0,97 et 123 W/m² °C. La valeur du coefficient de convection est comprise dans l'intervalle de valeurs suggérées par Lytle et Webb (1994).

La résistance thermique du dissipateur, donnée par l'équation 2.2, en tenant compte des valeurs du taux de chaleur dissipé par les quatre modules TE et de la température moyenne de la face chaude qui sont données aux sections 3.2.2 et 3.2.3, vaut 0,138 °C/W.

3.2.5 Débit du ventilateur

Le débit d'air que doit fournir le ventilateur est donné par l'équation 2.9.3. Il est évalué par approximations successives tel que présenté dans l'organigramme de la figure 2.7. Ce débit est de 1,77 m³/min. Un ventilateur permettant de fournir un débit comparable à ce qui a été calculé et de dimensions 12 cm × 12 cm a été choisi. Ce ventilateur fabriqué par Mechatronics Inc (www.mechatronics.com), modèle E1225M, fourni un débit de 1,89 m³/min, sous une tension de 5 V et consomme un courant de 0,6 A.

3.2.6 Capacité de refroidissement

L'équation 2.14 et les caractéristiques géométriques de l'aérogel données dans le Tableau-A II-2 permettent l'évaluation des pertes thermiques de la face chaude vers la face froide.

Les températures moyennes des faces froide et chaude qui ne sont pas en contact avec les modules TE, valent respectivement 20 °C et 41,7 °C. Ces résultats découlent respectivement de l'hypothèse posée à la section 2.4.2 et de la moyenne des températures des ailettes 1, 2 et 3, présentées sur la figure 2.3. Les pertes thermiques de la face chaude vers la face froide

valent 0,6 W, soit 1,5 % du taux de chaleur extrait par les quatre modules TE. Ainsi : la capacité de refroidissement du DR sans gel, évaluée par l'équation 2.14 vaut 39,4 W.

La capacité de refroidissement du DR avec gel sera déterminée expérimentalement.

3.2.7 Puissance électrique consommée

La puissance électrique consommée par le DR vaut 34,2 W. Cette valeur est calculée avec l'équation 2.19 tenant compte des valeurs de la tension d'alimentation et des courants consommés par les quatre modules TE et le ventilateur qui sont donnés respectivement aux sections 2.2 et 3.2.6.

3.2.8 COP du DR

Le coefficient de performance du DR sans gel, évalué par la relation 2.18, tenant compte des valeurs de la capacité de refroidissement et de la puissance électrique consommée par les quatre modules TE et le ventilateur, données aux sections 3.2.7 et 3.2.8, vaut 1,16.

Le coefficient de performance du dispositif avec gel sera déterminé expérimentalement.

3.3 Résultats expérimentaux

Dans cette section, les résultats de l'essai en convection naturelle sont d'abord présentés et discutés, s'ensuivent les résultats des essais de caractérisation pour les différentes températures ambiantes et humidités relatives.

3.3.1 Résultats en convection naturelle

L'objectif de ces tests est de vérifier l'uniformité de la température de la face froide et s'assurer ainsi du bon contact des modules TE avec la plaque.

Pour chacune des tensions utilisées, la caméra infrarouge FLUKE fournit, par le biais du logiciel SmartView[®], une image thermique, de la surface de la face froide du dispositif. Le logiciel permet également de générer un fichier de données de températures d'environ 2500 valeurs correspondant au nombre de pixels composant l'image de la face froide.

3.3.1.1 Température de la face froide en convection naturelle à température ambiante

La figure 3.1 illustre l'image thermique obtenue pour une tension de 6 V et une température ambiante de 23 °C.

On constate que la température est minimale dans les zones de contact avec les modules TE et est plus élevée dans les coins (bords des ailettes droites) en raison de l'effet des pertes de la face chaude, de la convection et de la présence des trous de fixation. Les points jaunes apparaissant au centre et aux trous de fixation résultent de la présence de poches d'air dues à la non uniformité du film de peinture noire couvrant la plaque. De plus la partie supérieure de la plaque est plus froide que la partie inférieure à cause de la convection naturelle. Les températures, maximale et minimale valent respectivement + 2 °C et - 1 °C.

La température moyenne calculée avec les données de l'image thermique (figure 3.1), de la face froide tenant compte des incertitudes de la caméra (± 1 °C) et des mesures (0,5 °C) est de $0\text{ °C} \pm 1,5\text{ °C}$.

Les images thermiques relatives aux tensions 0, 3 V, 4,5 V, 7,5 V et 9 V sont jointes en Annexe IV.

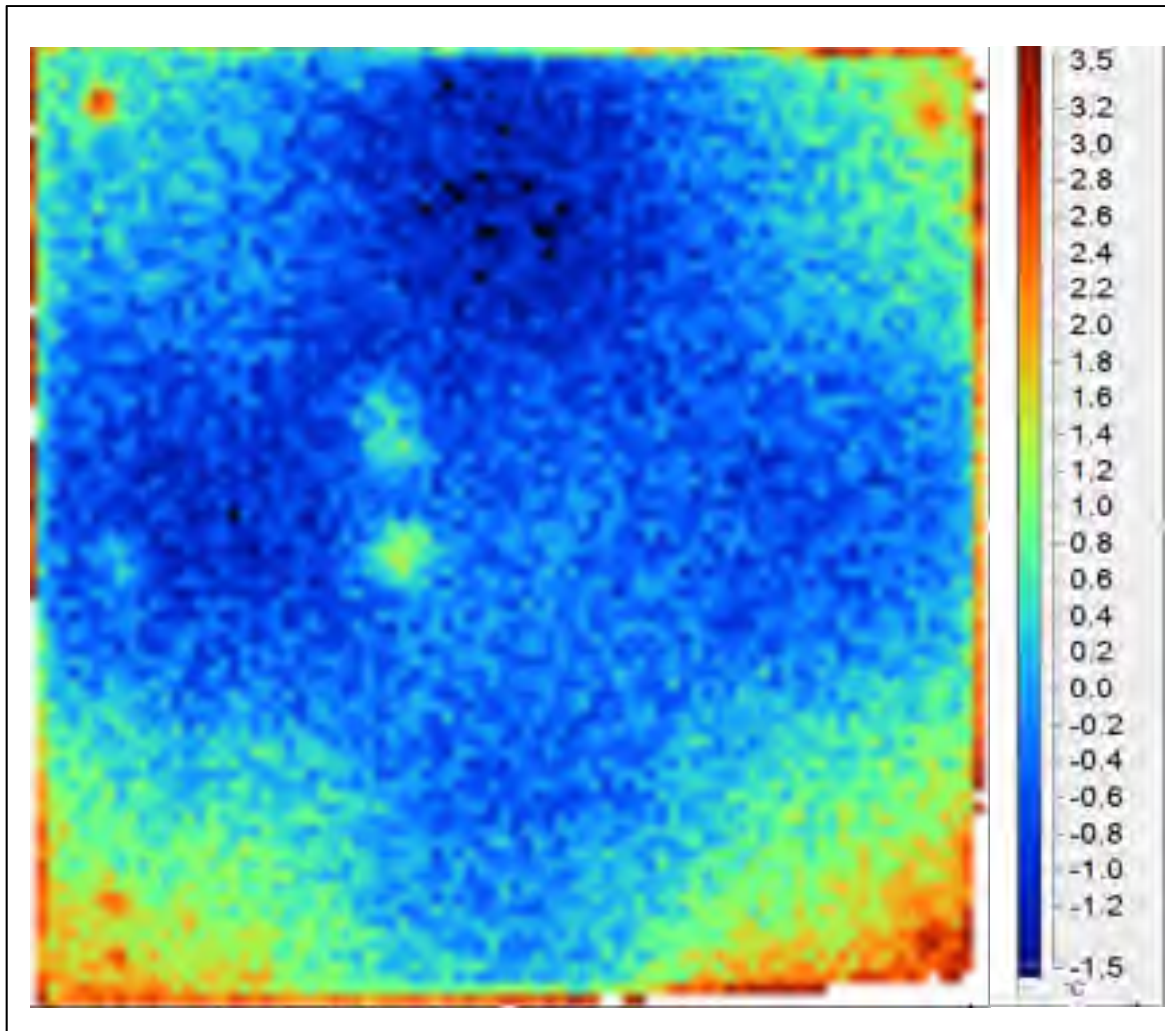


Figure 3-1 Températures de surface pour $V = 6 \text{ V}$

3.3.1.2 Température moyenne de la face froide en fonction de la tension

L'évolution de la température de la face froide du dispositif en convection naturelle est présentée sur la figure 3.2, en fonction de la tension d'alimentation. L'incertitude moyenne absolue vaut $\pm 1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Cette température est décroissante en fonction de V . On constate que la chute de température est plus faible pour les tensions élevées (supérieures à 6 V), ceci est dû à une diminution du coefficient de performance des modules TE comme on peut le constater sur la courbe de performance jointe à l'Annexe I. Cette diminution du COP est due

à l'augmentation plus importante de la puissance électrique consommée pour des tensions élevées comparativement à celle de la capacité de refroidissement.

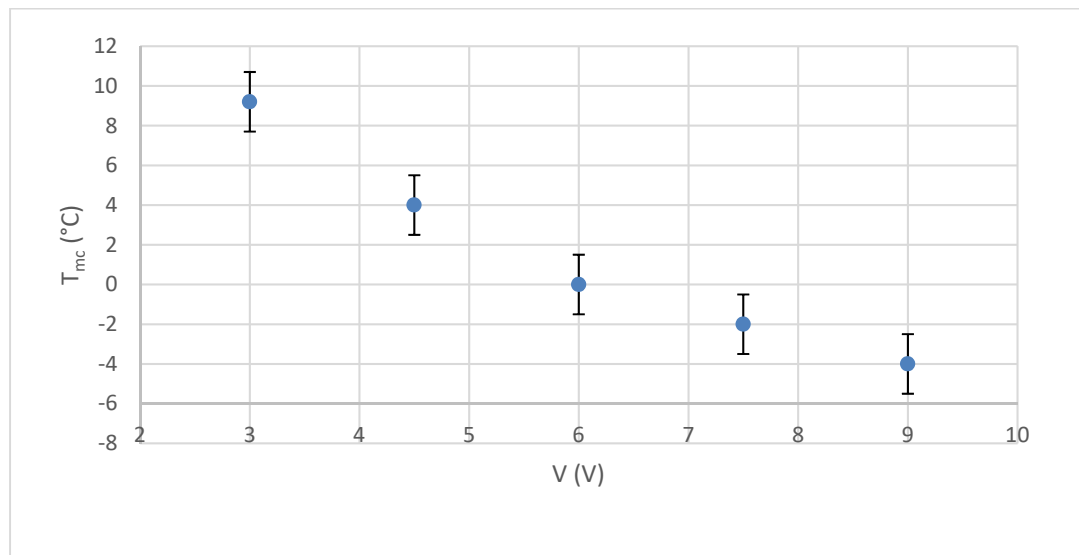


Figure 3-2 Évolution de la température moyenne de la face froide en fonction de la tension

3.3.1.3 Courants et puissances électriques consommés

Le tableau 3.1 présente les intensités du courant et les puissances électriques consommées par les quatre modules TE et le ventilateur pour les différentes tensions. Le ventilateur alimenté sous une tension fixe de 6 V, consomme une puissance de 4,5 W.

Tableau 3-1 Courants et puissances consommés

V (V)	3	4,5	6	7,5	9
I (A)	2,2	3,1	4,2	5,2	6,3
P_e (W)	11,1	18,4	29,1	43,5	61,2

On constate que pour une tension d'alimentation de 6 V, l'intensité du courant consommé par les quatre modules TE vaut 4,2 A, soit 1,05 A par module TE. Cette valeur est inférieure au courant d'opération du module TE (1,3 A) dans les conditions de conception et résulte de la chute de tension due aux jonctions et aux fils de raccordement à la batterie comme discuté dans la section 2.6.

3.3.2 Résistance thermique du gel

Les résultats présentés dans la section précédente ont été obtenus en conditions de convection naturelle du côté froid. Dans ce qui suit, on s'intéresse à la mesure de la résistance thermique du gel. Le montage utilisé est celui de la figure 2.11 où le gel est inséré entre la plaque chauffante maintenue à 35 °C et la face froide du DR.

La résistance thermique du gel est déterminée par l'équation 2.16 en supposant que la température moyenne de la face froide du gel est égale à celle de la face froide du DR. Ce calcul est réalisé à partir des mesures des températures des faces, chaude et froide du gel ainsi que du taux de chaleur extrait, présentés dans les sections qui suivent.

La figure 3.3 présente les températures des faces, chaude et froide du gel et leur différence, en fonction de la tension d'alimentation. L'incertitude relative sur les températures des faces est de 0,2 % et l'incertitude des thermocouples vaut 0,5 °C, ce qui donne une incertitude totale de 1 °C tandis qu'elle représente 2 °C pour leur différence.

Les températures des faces, chaude et froide pour une tension de 6 V, sont respectivement de 31,8 et 24,2 °C. Elles sont respectivement, croissante et décroissante au-dessous de 6 V et sont décroissantes pour des tensions supérieures. Leur différence est croissante pour des tensions inférieures à 6 V et relativement constante pour les tensions supérieures.

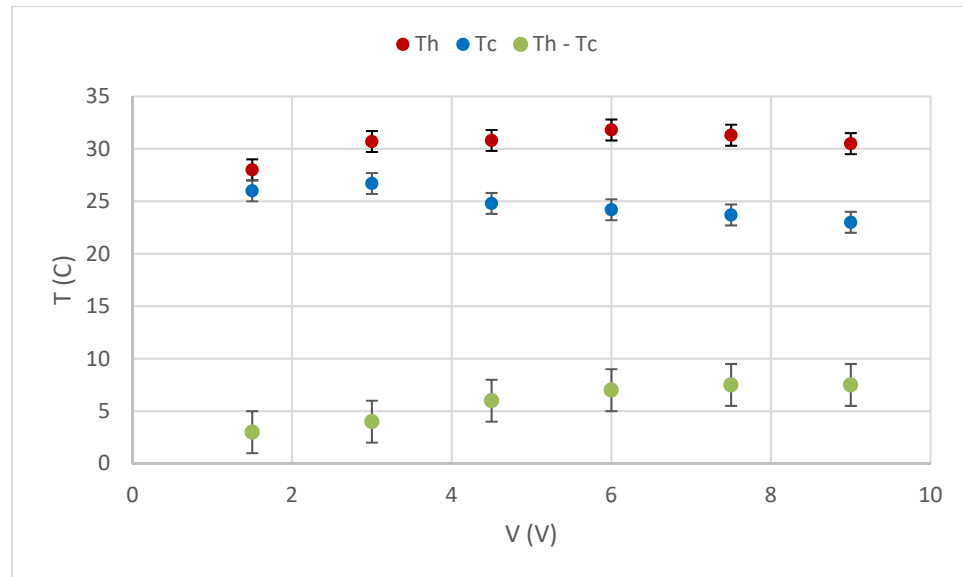


Figure 3-3 Températures et écarts de température des faces du gel

Le taux de chaleur extrait en présence du gel est présenté dans la figure 3.4 en fonction de la tension d'alimentation. L'incertitude de mesure vaut $\pm 0,2$ W et la précision du fluxmètre sachant que la surface de la plaque froide vaut $0,016 \text{ m}^2$ est de $\pm 0,019$ W. Ce qui donne une incertitude totale de $\pm 0,22$ W.

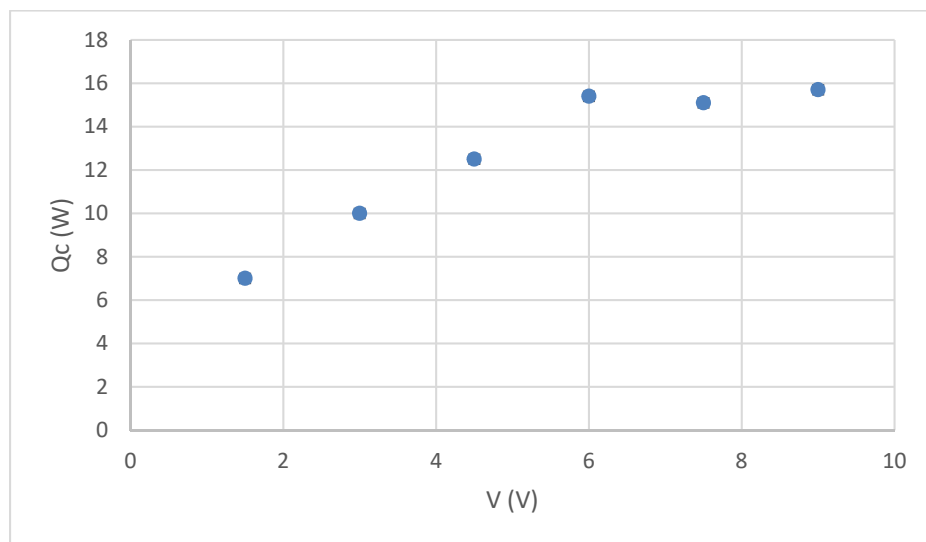


Figure 3-4 Taux de chaleur extrait

Pour des tensions inférieures à 6 V, le taux de chaleur extrait est croissant tandis qu'au-delà de cette valeur, celui-ci est relativement constant et vaut $15,4 \text{ W} \pm 0,2 \text{ W}$.

La résistance thermique du gel, tenant compte des résultats présentés dans cette section, est présentée sur la figure 3.5, pour les différentes tensions.

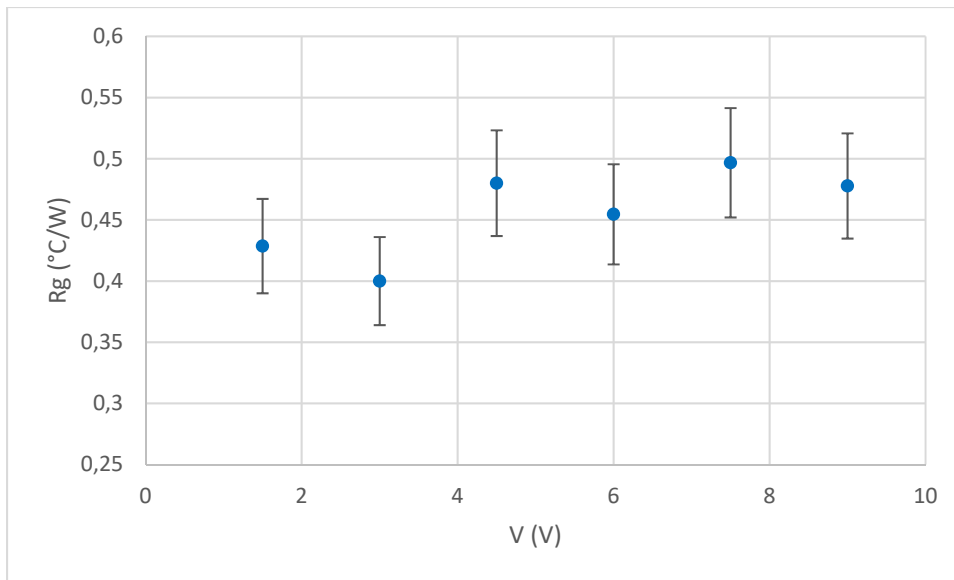


Figure 3-5 Résistance thermique du gel

La résistance thermique moyenne du gel vaut $0,454 \text{ °C/W} \pm 0,041 \text{ °C/W}$

3.3.3 Caractéristiques thermiques et performances du dispositif à 23 °C

Les résultats présentés dans cette section englobent les caractéristiques thermiques et performances du DR avec et sans gel lorsque la plaque froide est en contact avec une surface à 65 °C.

3.3.3.1 Évolution des températures en fonction du temps, pour une tension de 6 V

Les courbes illustrées à la figure 3.6 présentent les évolutions des températures des faces chaude (TC4 et TC5) et froide (TC2 et TC3) du DR sans gel, de la température ambiante (TC1) et de celle de l'ailette (TC6) pour une tension de 6 V en fonction du temps. La fréquence des mesures est de 10 s.

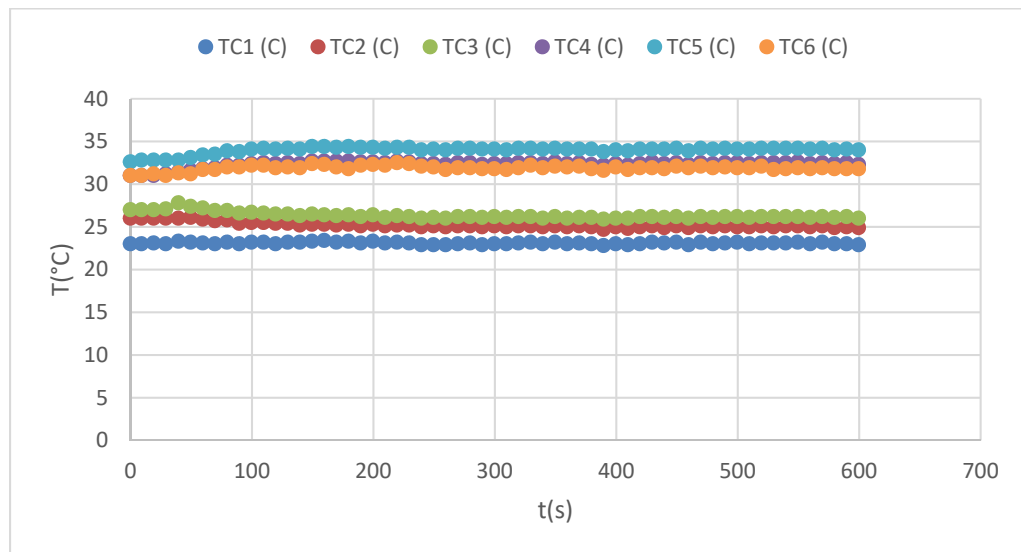


Figure 3-6 Évolutions des températures en fonction du temps du DR sans gel

On constate que :

- le régime permanent est atteint au bout de 100 secondes;
- les températures moyennes des faces, chaude et froide valent respectivement 33,5 et 25,9 °C avec une incertitude absolue de 0,6 °C, évaluée avec la relation 2.19 et tenant compte de la précision des thermocouples.
- la température moyenne de l'ailette cylindrique vaut 32,5 °C $\pm$ 0,7 °C.

Les courbes de la figure 3.7 présentent les évolutions en fonction du temps des différentes températures présentées ci-dessus du DR avec gel pour une tension de 6 V. Le régime

transitoire (non représenté complètement sur la figure) a une durée de 600 secondes en raison de l'inertie thermique du gel.

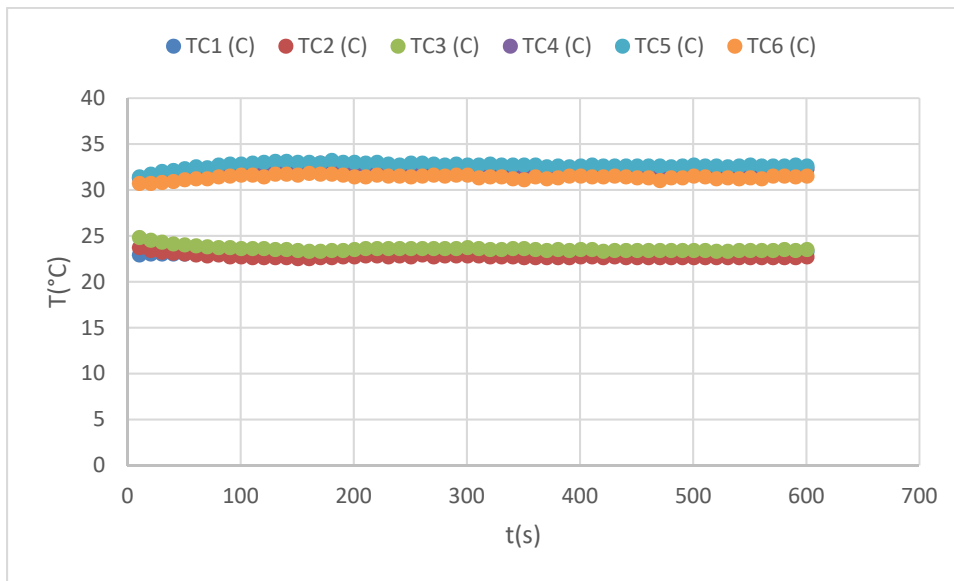


Figure 3-7 Températures des faces, chaude et froide du DR avec gel

Les températures moyennes des faces, chaude et froide valent respectivement 32,5 °C et 23,1 °C avec une incertitude absolue de 0,6 °C. La température moyenne de l'ailette cylindrique vaut 31,4 °C $\pm$ 0,7 °C.

L'effet notable de la présence du gel est l'abaissement de la température de la face froide de 2,8 °C, ce qui est significatif.

3.3.3.2 Évolutions des températures en fonction de la tension

Les valeurs moyennes des températures des faces, froide et chaude et de l'écart de température entre les faces du DR sans gel sont représentées sur la figure 3.8. Les incertitudes absolues respectives valent $\pm$ 0,6 °C, $\pm$ 0,6 °C et 1,2 °C. Ainsi lorsque la tension augmente, la température de la face froide demeure relativement constante, la température de

la face chaude croît et leur différence est croissante. Ce dernier résultat est conforme aux données du fabricant présentées à l'Annexe I.

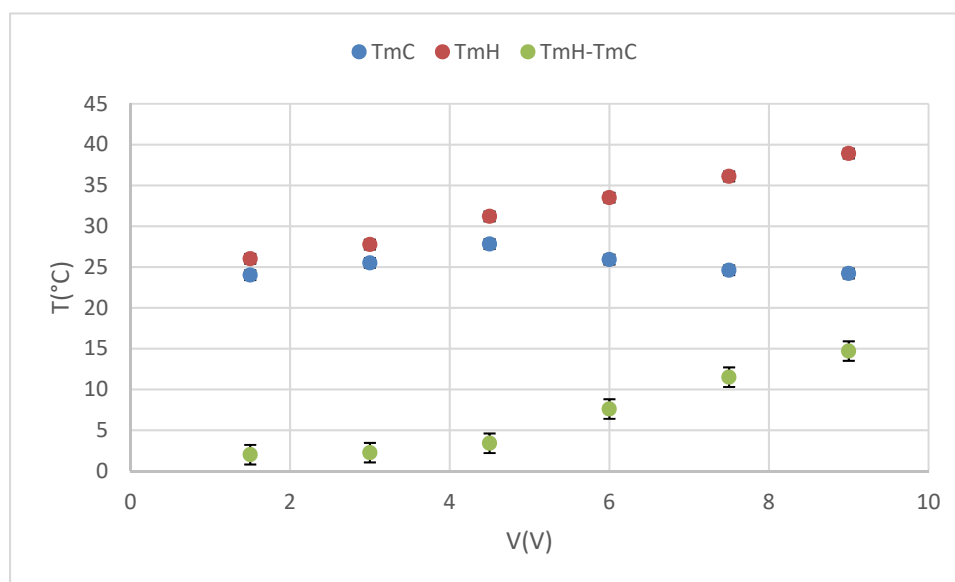


Figure 3-8 Températures et écart de température des faces du DR sans gel

L'évolution des températures des faces, chaude et froide du DR avec gel ainsi que leur différence sont représentées sur la figure 3.9 en fonction de la tension. Les incertitudes absolues respectives valent $\pm 0,6$ °C, $\pm 0,6$ °C et $\pm 1,2$ °C. On constate que la température de la face chaude croît en fonction de la tension tandis que celle de la face froide demeure relativement constante entre 0 et 6 V puis décroît entre 6 V et 9V.

L'écart de température entre les faces froide et chaude du DR est plus important relativement au cas précédent. En effet, pour 6 V, celui-ci passe de 7,6 °C à 9,4 °C, ceci induira une chute du COP du DR avec gel.

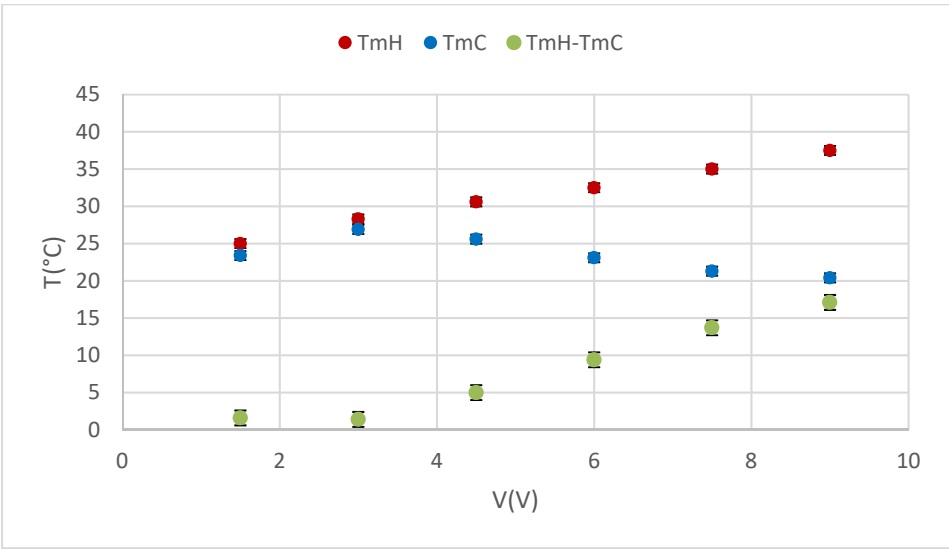


Figure 3-9 Températures et écart de température des faces du DR avec gel

3.3.3.3 Courants et puissances électriques consommés

Le tableau 3.2 présente les courants et puissances consommés par le DR (incluant le ventilateur) pour les différentes tensions d'alimentation. Le gel n'a aucun effet sur les courants et puissances consommés. De plus, l'incertitude sur les valeurs de la puissance électrique consommée, de l'ordre de 10^{-7} W est négligeable eu égard aux précisions des appareils sur le courant et la tension valant respectivement 0,1 mA et 2mV.

Tableau 3-2 Courants et puissances consommés par le DR avec et sans gel pour une température ambiante de 23 °C

V (V)	1,5	3	4,5	6	7,5	9
I (A)	1,1	2,4	3,4	4,4	5,3	6,3
P _e (W)	6,2	11,7	19,8	30,9	44,2	61,2

Le courant consommé par chaque module TE vaut 1,1 A pour une tension de 6 V. Selon le manufacturier le courant correspondant à la tension de 6 V est de 1,3 A. Cette différence s'explique par la chute de tension due aux jonctions et aux fils de raccordement des modules TE à la batterie d'alimentation. La différence de température correspondante passe de la valeur de design de 22 °C à la valeur présentée à la section 3.3.3.2 et valant 9,4 °C.

3.3.3.4 Capacité de refroidissement

La capacité de refroidissement du DR, avec et sans gel, est représentée à la figure 3.10. Ainsi, celle-ci croît en fonction de l'augmentation de la tension appliquée et atteint son maximum à 6 V. Au-delà de cette valeur de 6 V, la capacité de refroidissement est relativement constante en raison du principe de fonctionnement de la plaque chauffante qui consiste à fournir un taux de chaleur dont la valeur est fixée par la résistance thermique entre cette plaque et le milieu environnant. Celle-ci vaut respectivement $49 \text{ W} \pm 1 \text{ W}$ et $46 \text{ W} \pm 1 \text{ W}$ pour le DR sans gel et avec gel, ce qui indique que le gel réduit la capacité de refroidissement de 6 %.

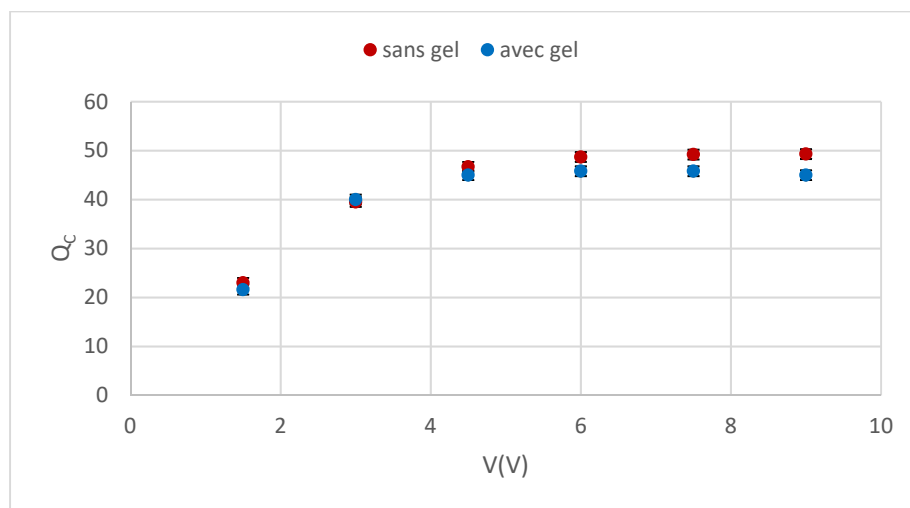


Figure 3-10 Capacité de refroidissement

3.3.3.5 Taux de chaleur dissipé

Le taux de chaleur dissipé (Figure 3.11) est proportionnel à la tension d'alimentation. Ses valeurs, pour 6 V, sont de $76,7 \text{ W} \pm 1,5 \text{ W}$ et $79,6 \text{ W} \pm 1,5 \text{ W}$ respectivement pour les dispositifs sans gel et avec gel.

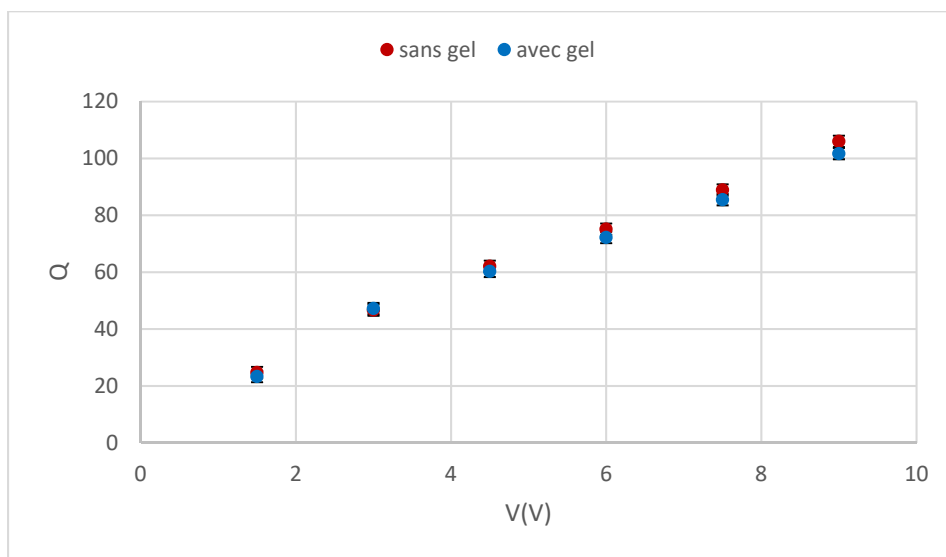


Figure 3-11 Taux de chaleur dissipée

Ces valeurs sont obtenues en négligeant la chute de tension dans les fils et les jonctions, ce qui revient à supposer que toute la puissance thermique fournie par la batterie est évacuée par le dissipateur. Ainsi les taux de chaleurs réels évacués par le dissipateur sont inférieurs de 16 % par rapport valeurs présentées à la figure 3.11.

3.3.3.6 COP du DR

Les valeurs du COP avec une incertitude relative de $\pm 2 \%$, pour les différentes tensions, sont présentées sur la figure 3.12.

Les COP sont décroissants en fonction de la tension d'alimentation en raison de l'augmentation de la puissance électrique consommée et du plafonnement du taux de chaleur extrait. Ils valent respectivement $1,48 \pm 0,03$ et $1,57 \pm 0,03$, pour le DR avec et sans gel, alimenté sous une tension de 6 V. Pour des tensions supérieures à 7,5 V, les COP sont inférieurs à 1.

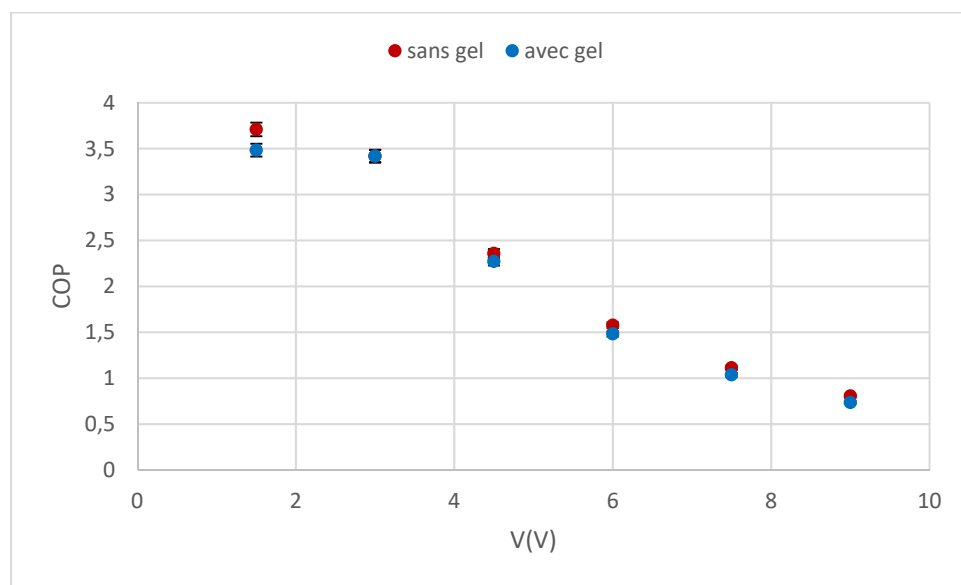


Figure 3-12 Coefficients de performances

3.3.4 Caractéristiques thermiques et performances du dispositif à 26°C et 32 °C

Les résultats présentés dans cette section pour la température ambiante de 26 °C serviront d'une part à comparer les performances du DR à celles du dispositif développé par Zhao et al. (2018) et d'autre part à fournir des résultats nécessaires à l'établissement des courbes de tendance pour les caractéristiques et performances du DR en fonction de la température ambiante. Les résultats relatifs à la température de 32 °C sont établis à des fins de comparaison avec les paramètres de conception en vue d'une validation de la capacité de refroidissement. Ils servent également à établir les conditions d'opération réelles des modules TE et de déduire leurs caractéristiques thermiques et leur performance. Ces résultats

englobent les courants et puissances électriques consommés, les capacités de refroidissement, ainsi que les coefficients de performances pour les différentes tensions. Tous ces résultats sont obtenus avec le DR avec gel déposé sur une plaque maintenue à 65°C.

Les résultats obtenus pour le dispositif sans gel et pour le cas d'une condition aux frontières de 35 °C sont comparables à ceux présentés dans les sections précédentes.

3.3.4.1 Températures des faces, chaude et froide et leur différence pour différentes tensions

Les températures moyennes des faces chaude et froide et leur différence pour une température ambiante de 26 °C, sont représentées sur la figure 3.13, en fonction de la tension d'alimentation. Leurs évolutions sont semblables à celles obtenues pour une température ambiante de 23 °C.

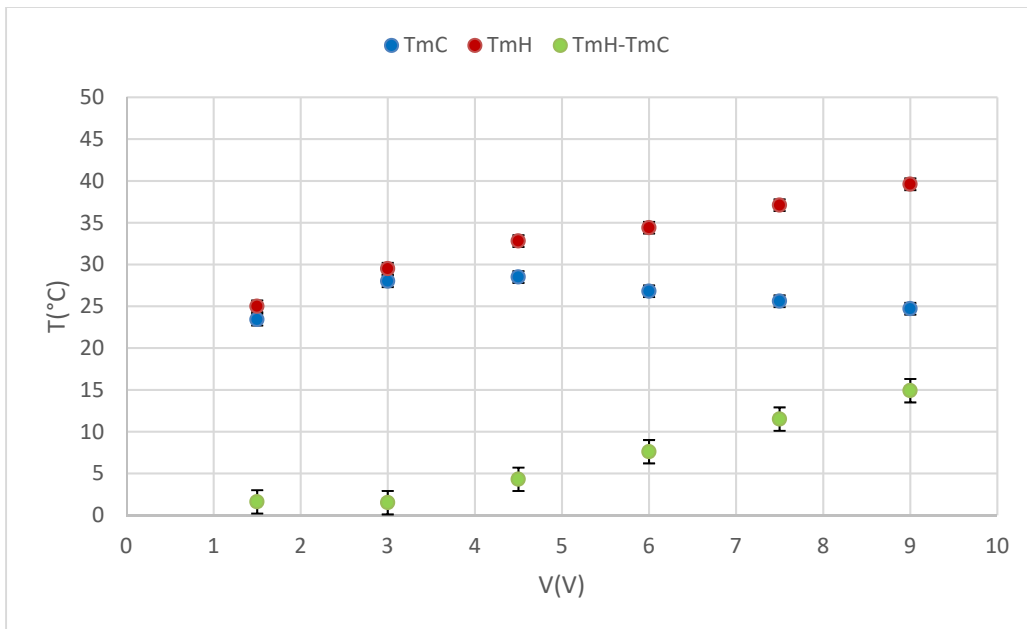


Figure 3-13 Températures des faces, chaude et froide et écarts de températures

Pour une tension de 6 V, leurs valeurs respectives des températures des faces sont $26,8\text{ °C} \pm 0,7\text{ °C}$ et $34,4\text{ °C} \pm 0,7\text{ °C}$. Leur différence vaut $7,6\text{ °C} \pm 1,4\text{ °C}$.

La figure 3.14 présente les températures moyennes des faces, chaude et froide, ainsi que leurs différences pour les tensions de 4,5, 6, 7,5 et 9 V, à la température ambiante de 32 °C . Pour des tensions inférieures à 4,5 V, la température de la face froide tend vers celle de la face chaude (ces valeurs ne sont pas présentées sur la figure).

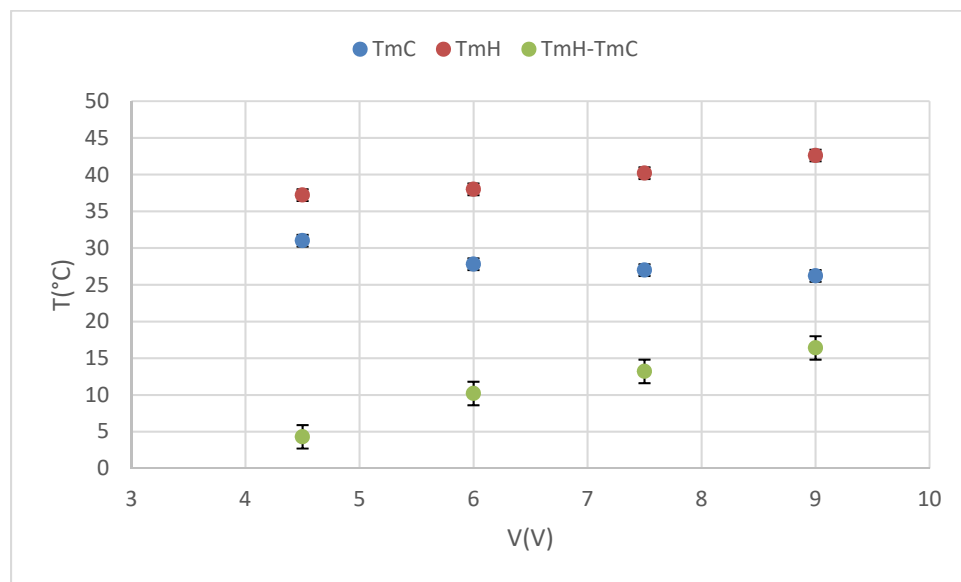


Figure 3-14 Évolutions des températures moyennes

La température de la face chaude est croissante, celle de la face froide est décroissante tandis que leur différence est croissante. Les valeurs moyennes, pour une tension de 6 V, sont respectivement $38\text{ °C} \pm 0,8\text{ °C}$ et $27,8\text{ °C} \pm 0,8\text{ °C}$. La différence de température correspondante est $10,2 \pm 1,6\text{ °C}$ et la température moyenne d'une ailette cylindrique type vaut $38\text{ °C} \pm 0,7\text{ °C}$.

3.3.4.2 Courants et puissances consommés

Les tableaux 3.3 et 3.4 présentent les courants et puissances consommés par le DR avec gel, pour les différentes tensions sachant que le ventilateur consomme 4,5 W.

Tableau 3-3 Courants et puissances consommés par le DR avec et sans gel pour une température de 26 °C

V (V)	1,5	3	4,5	6	7,5	9
I (A)	1	2,3	3,2	4,3	5,3	6,2
P_e (W)	6	11,1	18,9	30,3	44,3	60,3

Tableau 3-4 Courants et puissances consommés par le dispositif avec et sans gel pour une température ambiante de 32 °C

V (V)	4,5	6	7,5	9
I (A)	3,3	4,2	5,1	6,0
P_e (W)	19,4	29,7	42,8	58,5

Les courants consommés par le module TE pour les différentes tensions sont légèrement inférieurs pour la température de 32 °C. Pour une tension de 6 V, le courant vaut 1,05 A. Cette valeur est inférieure à la valeur d'opération du module TE pour les conditions de conception comme constaté déjà pour la température ambiante de 23 °C, ceci s'explique par la chute de tension due aux pertes par effet Joule dans les jonctions des fils et les fils de raccordement des modules TE à la batterie d'alimentation. Ainsi, la différence de température entre les faces chaude et froide du module TE passe de la valeur de design de 22 °C à une valeur proche de la différence des faces chaude et froide (10,2 °C).

3.3.4.3 Capacité de refroidissement

Les capacités de refroidissement pour les températures ambiantes considérées sont représentées sur la figure 3.15.

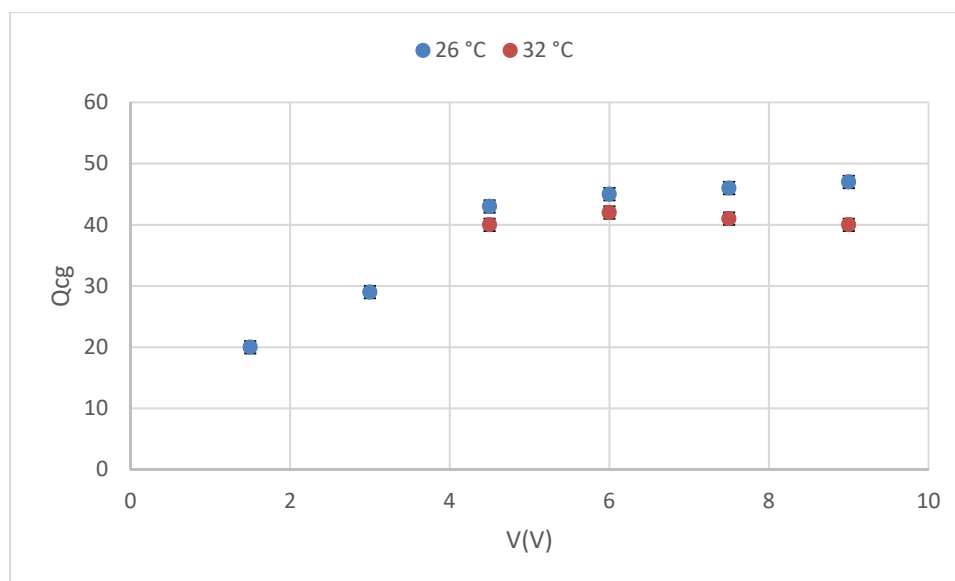


Figure 3-15 Capacité de refroidissement

Les évolutions de la capacité de refroidissement sont semblables à celle obtenue pour une température ambiante de 23 °C. Elles sont relativement constantes pour une tension supérieure à 6 V tenant compte de l'incertitude de 1 W pour les mêmes raisons liées au principe de fonctionnement de la plaque chauffante, indiqué à la section 3.3.3.4. Pour une tension de 6 V, les capacités de refroidissement valent respectivement $45 \text{ W} \pm 1 \text{ W}$ et $42 \text{ W} \pm 1 \text{ W}$, pour les températures ambiantes de 26 °C et 32 °C.

3.3.4.4 COP du DR

Les valeurs du COP avec une incertitude relative moyenne de 2 %, pour les différentes tensions, sont présentées sur la figure 3.16.

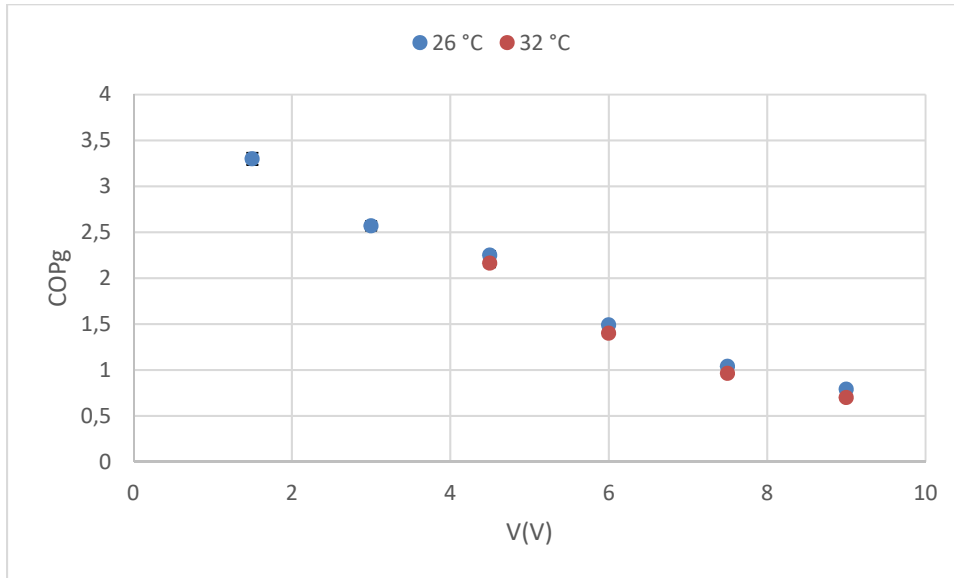


Figure 3-16 Évolution du COP en fonction de la tension

Le COP décroît en fonction de la tension et pour des tensions supérieures à 7,5 V, celui-ci est inférieur à 1, ce résultat obtenu aussi pour la température de 23 °C confirme les données du manufacturier présentées à l'annexe I. Cette évolution s'explique par l'augmentation de la puissance consommée lorsque la tension augmente pour un taux de chaleur extrait relativement constant. Pour la tension de 6 V, les valeurs obtenues à 26 °C et 32 °C sont respectivement $1,49 \pm 0,03$ et $1,40 \pm 0,03$.

3.3.5 Comparaison des résultats de calculs et expérimentaux pour les conditions de conception

Le tableau 3.5 récapitule les résultats obtenus analytiquement et expérimentalement pour les conditions de conception du DR, à savoir une température de 32 °C et une humidité relative de 38 %, en vue d'une comparaison et d'une interprétation.

Tableau 3-5 Tableau comparatif

	Valeur calculée	Valeur expérimentale
Q_{cg} (W)	39,4	42 ± 1
P_e (W)	34,2	29,7
COP_g	1,15	$1,40 \pm 0,03$

L'examen des différentes valeurs montre que la capacité de refroidissement du DR est supérieure de 5 % par rapport à la valeur ciblée pour une puissance électrique consommée plus faible (inférieure de 4,5 W). Ainsi, le COP du DR est supérieur de 22 % par rapport au COP évalué analytiquement.

Ces écarts, observés pour les paramètres de fonctionnement du DR, résultent des conditions opératoires réelles des modules TE. En effet, pour un écart de température entre les faces, chaude et froide de 10,2 °C, et un courant de 1,05 A, la tension d'alimentation est voisine de 5 V selon la courbe des courants de la figure 3.17.

Pour la nouvelle tension d'opération du module TE de 5 V et la différence de température de 10,2 °C, les courbes du taux de chaleur extrait et du COP de la figure 3.17 donnent un taux de chaleur extrait par module TE de 11 W, ce qui correspond à 44 W pour les quatre modules composant le DR. Cette valeur est plus proche de celle mesurée de 42 W, tenant compte de l'incertitude 1 W et des pertes de 0,6 W, évaluées dans la section 3.2.6. Le COP du module TE vaut 2,0 et est donc supérieure à la valeur mesurée 1,4. La différence entre ces deux valeurs résulte des pertes thermiques de la face froide vers la face chaude du dispositif, des résistances de contact entre les modules TE et les plaques chaude et froide ainsi que de la prise en compte de la puissance consommée par le ventilateur dans le calcul du COP du DR.

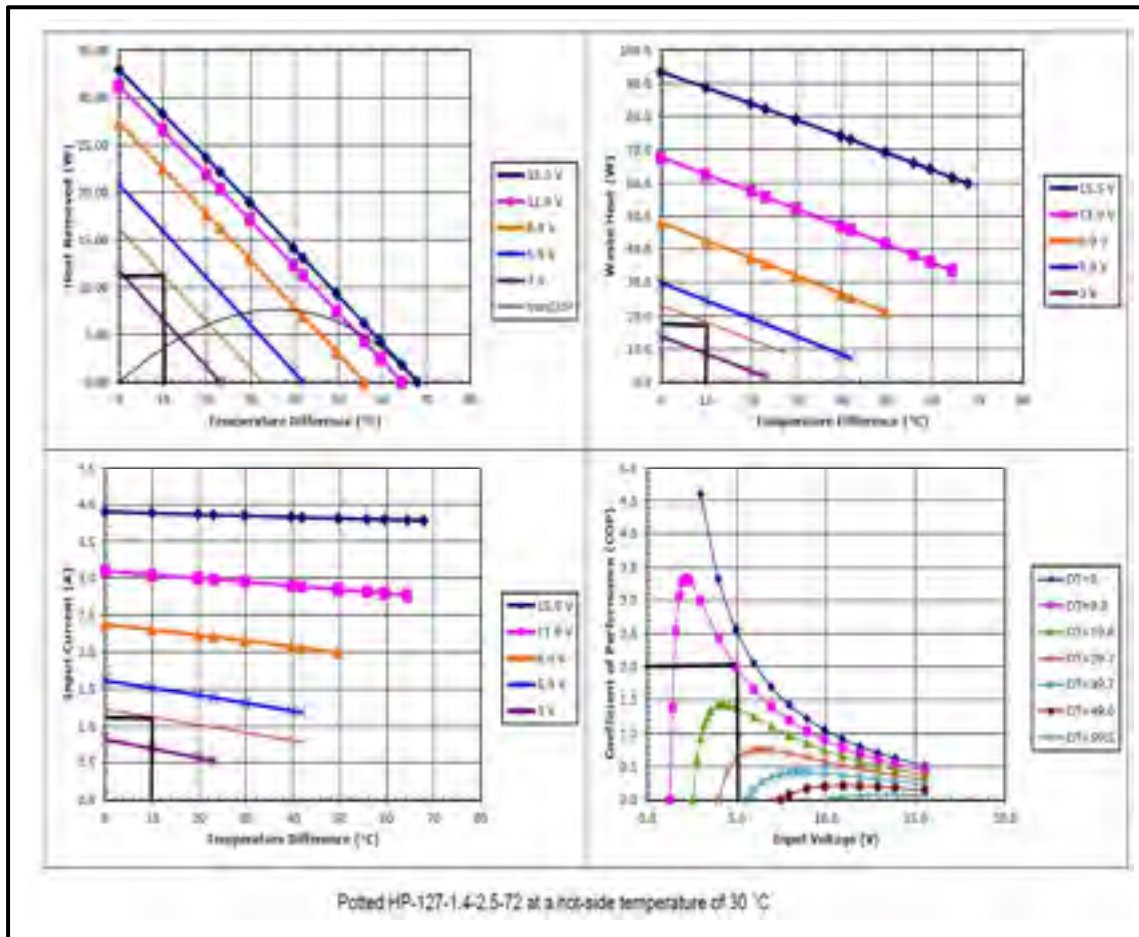


Figure 3-17 Paramètres du module TE dans les conditions réelles
Adaptée de TE Technology (www.tetech.com)

3.3.6 Influence de l'humidité sur les paramètres du DR

L'effet de l'humidité relative (70 % et 85 %) sur les caractéristiques thermiques et les performances du dispositif pour une température ambiante de 32 °C et une tension d'alimentation de 6 V est négligeable, en effet : les températures des faces, les courants et puissances consommés demeurent relativement constants tandis que la capacité de refroidissement diminue de 1 W pour une humidité de 70 %, et de 3 W pour une HR de 85 %, soit des chutes respectives de 3 % et 7 % par rapport à la capacité de refroidissement à 38 % HR. Ces différences résultent de l'incertitude sur les mesures de 1W pour 70 % HR et d'une probable condensation de la vapeur d'eau pour le cas de 85 % HR.

Les températures de condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air pour les humidités relatives de 38 %, 70 % et 85 %, à la température de 32 °C sont respectivement 15,5 °C, 25 °C et 29 °C. Considérant la température de la face froide de $27,8\text{ °C} \pm 0,8\text{ °C}$, le risque de condensation de la vapeur d'eau en certains points de la face froide où la température est plus faible que la valeur moyenne, est présent. Cette condensation se faisant avec dégagement de chaleur a pour effet d'abaisser la capacité de refroidissement.

3.3.7 Influence de la température ambiante, de l'humidité relative et de la tension d'alimentation du ventilateur sur les paramètres du DR

Dans cette section, les paramètres du DR alimenté sous une tension de 6 V, pour différentes températures ambiantes, HR et tensions d'alimentation du ventilateur sont présentés. Ces résultats permettent d'établir des courbes de tendance des températures des faces, de la capacité de refroidissement, de la puissance consommée ainsi que du coefficient de performance.

3.3.7.1 Influence de la température ambiante

Les résultats des températures des faces froide et chaude, de la capacité de refroidissement, de la puissance électrique consommée ainsi que du coefficient de performance pour les températures ambiantes de 23 °C, 26 °C, 32 °C et 40 °C sont présentés, pour une tension d'alimentation de 6 V et 38 % HR.

Températures des faces chaudes et froide

La figure 3.18 présente les courbes de tendance des températures moyennes des faces, chaude et froide. Celles-ci sont linéaires, de coefficients directeurs respectifs 0,8 et 0,6, soit des variations moyennes respectives de $+0,8\text{ °C / °C}$ et $+0,6\text{ °C / °C}$.

La température de condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air pour la température de 40 °C et une humidité relative de 38 %, vaut 27,1 °C. Le risque de condensation est écarté vu que la température de la plaque froide est supérieure de 5 °C par rapport à la température de condensation. Cependant, la température de la face froide atteint une valeur proche de celle de la peau (35°C), ce qui réduit considérablement l'effet de refroidissement. Pour ces conditions, la température de la face froide peut toutefois être abaissée à une valeur permettant d'atteindre la capacité de refroidissement en augmentant la tension d'alimentation des modules TE comme vu dans la section 3.3.4.1.

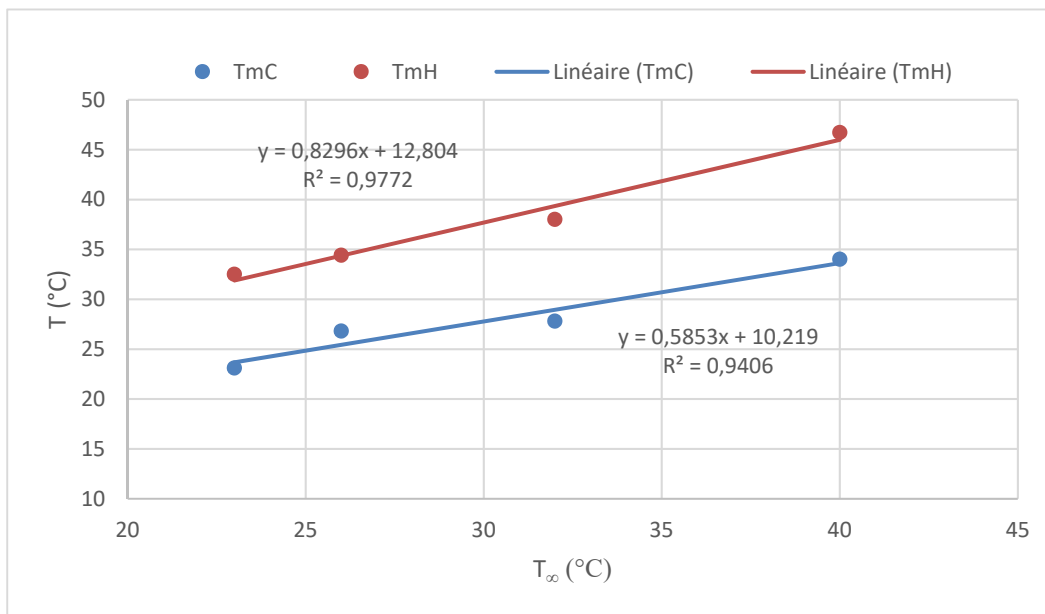


Figure 3-18 Courbes de tendances des températures des faces chaude et froide

Capacité de refroidissement et puissance électrique consommée

La capacité de refroidissement et la puissance thermique sont présentées sur la figure 3.19 et varient linéairement. Elle est décroissante et chute de - 0,5 W pour chaque augmentation d'un degré Celsius de la température ambiante alors que la puissance électrique est relativement constante. Cette variation de la capacité de refroidissement en fonction de la température

ambiante résulte du mode de fonctionnement de la plaque chauffante qui fournit un taux de chaleur proportionnel à la différence des températures de la plaque et celle ambiante.

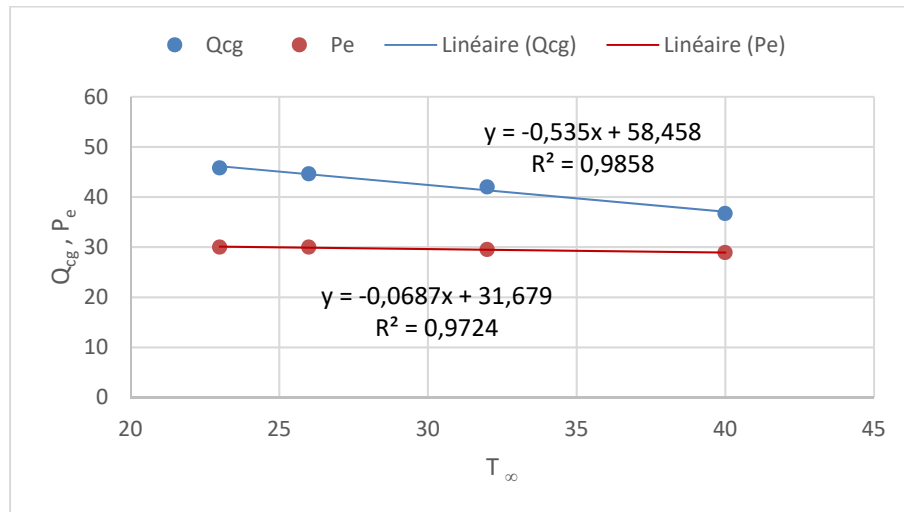


Figure 3-19 Courbes de tendances de la capacité de refroidissement et de la puissance électrique

Évolution du COP

La courbe de tendance du COP du DR est illustrée par la figure 3.20.

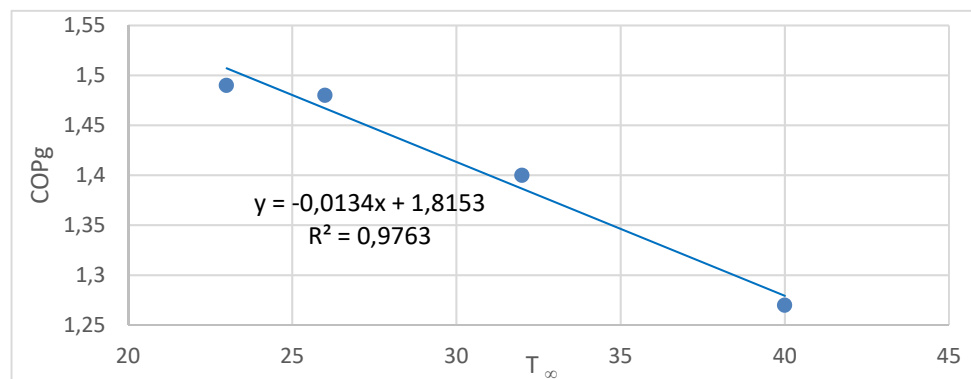


Figure 3-20 Courbe de tendance du COP

Ainsi, le COP décroît de 1,3 % par élévation de 1 degré Celsius de la température ambiante de façon linéaire, ceci s'explique par le fait que le COP est proportionnel à la capacité de

refroidissement qui décroît de manière linéaire comme indiqué sur la figure 3.19 et la puissance consommée est relativement.

3.3.7.2 Paramètres du DR pour différentes tensions d'alimentation du ventilateur

Le tableau 3.6 présente les températures des faces, la capacité de refroidissement, la puissance électrique consommée, le COP, le taux de chaleur dissipé et la résistance thermique du dissipateur pour les tensions d'alimentation de 3,5 V, 5V et 6V. Ces tensions correspondent respectivement à la tension de démarrage du ventilateur, de design et d'essais. La température ambiante est fixée à 32 °C et l'humidité relative est maintenue à 85 %.

Tableau 3-6 Paramètres du DR avec gel pour différentes tensions d'alimentation du ventilateur

V (V)	T_{mc} (°C)	T_{mH} (°C)	Q_{cg} (W)	P_e (W)	COP	Q_{Hg} (W)	R_H (°C/W)
3,5	33,0	45,0	35,0	26,0	1,34	56,5	0,230
5	31,0	41,2	39,0	28,5	1,36	64,5	0,142
6	27,8	38,0	39,0	30,0	1,30	64,5	0,093

Ces valeurs montrent que :

1. La température de la face chaude décroît avec l'augmentation de la tension :
L'augmentation de la tension provoque une augmentation du débit d'air soufflé sur le dissipateur, ce qui augmente le coefficient d'échange par convection et réduisant ainsi la résistance thermique et provoque l'abaissement de la température moyenne du dissipateur pour un taux de chaleur relativement constant.
2. La température de la face froide décroît en fonction de la tension :
La diminution ou l'augmentation de la température de la face chaude entraîne celle de la face froide, en effet, pour une tension et un courant d'alimentation du module TE fixé, l'écart de température de température entre les faces demeure constant pour un taux de chaleur extrait constant;
3. Le COP est relativement constant :

Les COP varient faiblement car la variation de la tension du ventilateur induit une variation de la puissance consommée par le ventilateur relativement faible par rapport à la puissance consommée par les 4 modules TE;

4. La résistance thermique du dissipateur pour une tension d'alimentation du ventilateur de 5 V est sensiblement égale à celle calculée analytiquement à la section 3.2.4, l'écart relatif entre les valeurs vaut 1 %;
5. L'augmentation de la tension d'alimentation du ventilateur de 5 V à 6 V produit une diminution de la résistance thermique du dissipateur de 36 % en raison de l'augmentation du débit d'air soufflé et donc du coefficient d'échange par convection.

3.3.7.3 Caractéristiques thermiques et performances du DR pour des conditions de température et d'humidité extrêmes

Le DR est testé à des températures ambiantes de 35 °C et 40 °C et une HR de l'air ambiant de 85 %. Les caractéristiques thermiques et les performances pour une tension d'alimentation de 6 V sont regroupées dans le tableau 3.7. Les paramètres du dispositif à 32 °C et 85 % HR, sont également présentés à titre de comparaison.

Tableau 3-7 Caractéristiques thermiques et performances du dispositif pour des conditions extrêmes

T_{∞} (°C)	T_{mc} (°C)	T_{mH} (°C)	Q_{cg} (W)	P_e (W)	COP_g
32	27,8	38,0	39	29,7	1,31
35	32,5	43,0	35	30,0	1,16
40	35,4	47,0	33	30,0	1,10

Pour les températures des faces et la puissance électrique, les variations sont similaires à celles présentées dans la section 3.3.7.1 pour une humidité de 38 % et les mêmes remarques peuvent être formulées concernant la température de la face froide qui atteint une valeur égale ou même supérieure que de celle de la peau. La capacité de refroidissement pour une

température de 35 °C et 85 % HR a subi une chute plus importante en raison de la condensation de la vapeur d'eau et a engendré une baisse plus importante du COP.

Les performances indiquées au Tableau 3.7 pour les conditions 40 °C et 85 HR ne sont pas réalisables pour la tension d'alimentation de 6 V en raison de la température de la face froide qui dépasse celle de la peau, elles constituent néanmoins de bonnes indications pour des tensions d'alimentation supérieures à 6 V qui permettent d'abaisser la température de la face froide en dessous de celle de la peau.

3.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter les calculs analytiques ayant conduit à la conception du DR et les résultats expérimentaux, notamment les caractéristiques thermiques et les performances du DR pour deux conditions aux frontières (plaque à 35 °C et à 65 °C) et la résistance thermique du gel paramédical. Ces résultats sont obtenus pour différentes : tensions d'alimentation, températures ambiantes et humidités relatives.

Ce chapitre présente également l'analyse des paramètres de fonctionnement et des performances du DR. Ainsi pour une température de 26 °C et 38 % HR, les deux DR composant l'équipement de refroidissement fournissent 90 W soit 3,65 fois la puissance de l'équipement développé par (Zhao et al., 2018) pour des puissances électriques consommées égales. Pour les conditions de conception (32 °C et 38 % HR), la puissance de refroidissement des deux parties du DR vaut 84 W. Elle est relativement constante pour 70 % HR et décroît de 7 % pour 85 % HR à cause de la condensation de la vapeur d'eau. La capacité de refroidissement répond ainsi au taux de chaleur imposé de 76 W. Pour les conditions extrêmes, le DR fournit un refroidissement correspondant à 83 % de sa capacité de refroidissement pour une température ambiante de 35 °C et 85 % HR tandis que pour une température de 40 °C et 85 %, la température de la face froide devient supérieure à celle de la peau, ce qui indique que l'équipement ne fournira pas de refroidissement. Cette limitation résulte de la tension d'alimentation de 6 V et du type de modules TE choisis, à savoir : hautes

performances, mais écarts de températures, modérés entre les faces. Pour des tensions supérieures à 6 V, la température de la face froide diminue au-dessous de la température de la peau, ce qui permet un refroidissement.

Les résultats obtenus pour la capacité de refroidissement et le coefficient de performance pour les différentes conditions de température et d'humidité répondent largement aux objectifs visés, à savoir 76 W de capacité de refroidissement et un COP de 1,3. De plus, l'analyse des résultats montre que la capacité de refroidissement est maximale pour une tension d'alimentation de 6 V soit une tension d'opération des modules TE d'environ 5V.

Le chapitre suivant sera consacré d'une part à l'intégration des DR dans un équipement portable de refroidissement thermoélectrique corporel (TCG), au protocole d'essai mis en œuvre, en vue d'une pré validation du questionnaire portant sur l'ajustement, l'utilisabilité et les performances avec des sujets humains et d'autre-part à l'analyse de risques.

CHAPITRE 4

INTÉGRATION DU DISPOSITIF DANS UN ÉQUIPEMENT PORTABLE ET TESTS PRÉLIMINAIRES

4.1 Introduction

Les DR conçus et réalisés dans le chapitre 2 doivent être intégrés dans un équipement portable permettant de réduire la contrainte thermique d'un travailleur sans nuire à la liberté de mouvement et tout en restant sécuritaire. Selon les travaux de Smith et Havenith (2011), la partie dorsale du corps humain est le siège d'une sudation représentant les 2/3 de la sudation totale. Ainsi afin d'optimiser le refroidissement corporel et de réduire l'impact ergonomique, il a été décidé de disposer les DR de façon à ce que les faces froides soient en contact avec le dos du travailleur. Le TCG ainsi obtenu est soumis à des tests préliminaires d'ergonomie et d'efficacité ainsi qu'à une analyse de risques exhaustive.

4.2 Intégration des dispositifs dans un équipement portable

Les deux dispositifs sont reliés par des sangles entre eux, et comportent des sangles latérales permettant la fixation au torse et au niveau de la hanche. Deux sangles verticales sont fixées aux parties avant et arrière du TCG. Celles-ci permettent de maintenir en place l'équipement et s'appuient au niveau des épaules.

Les différents éléments, à savoir ; les sangles, les dispositifs de refroidissements, les batteries et les supports ainsi que les boutons de commandes (interrupteurs) sont présentés sur la figure 4.1.

Les deux batteries choisies sont de type acide-plomb de la marque Master Power, série AGM. Selon le manufacturier, ces batteries sont étanches. Elles fournissent une tension de 6V et ont chacune, une capacité de 5 Ah, batteriesexpert (<http://www.batteriesexpert.com>).

La masse totale de l'équipement est de 3,6 kg et son autonomie, tenant compte des courants consommés par les TE et le ventilateur est d'environ une heure.

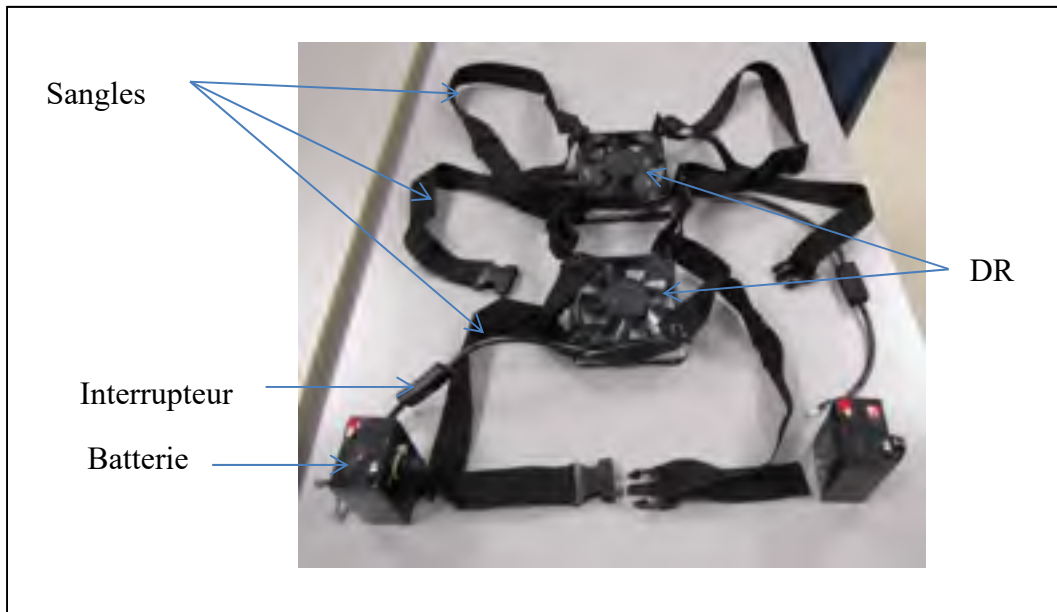


Figure 4-1 Vue d'ensemble du TCG

4.3 Vérification des critères ergonomiques et d'efficacité du TCG

Dans le but d'évaluer certains critères d'ajustement, d'utilisabilité et d'efficacité de l'équipement de refroidissement, une étude avec sujets humains sera mise en place pour faire suite à ce travail. Cette étude permettra une validation plus exhaustive de la veste et sera inspirée des critères suggérés par Ngô, Nadeau, et Hallé (2019). Puisqu'une étude avec sujets humains doit être approuvée par le comité d'éthique et de la recherche de l'ÉTS et que cette approbation peut prendre quelques mois, on se contentera ici de présenter le questionnaire qui a été développé. Celui-ci est présenté à l'Annexe IV. Ce questionnaire sera toutefois mis à l'essai avec trois sujets qui ont contribué ou supervisé le projet. Notez que l'objectif est seulement de vérifier si le questionnaire est complet et les réponses obtenues ne feront l'objet d'aucune publication.

4.3.1 Déroulement des tests

Les tests sont effectués dans une ambiance à une température sèche de 22 °C et une humidité de relative de 63 % correspondant à un indice WBGT de 18 °C. Ces mesures sont obtenues avec un *Sper Scientific WBGT Heat Meter Stress* commercialisé par Sperdirect (<http://www.sperdirect.com>). Les trois participants sont invités tour à tour à lire le questionnaire puis à enfiler le TCG et à répondre au questionnaire auto administré.

Les figures 4.2 et 4.3 présentent respectivement les vues arrière et de face du TCG en mode de fonctionnement. Les batteries sont fixées sur la ceinture du participant.



Figure 4-2 Vue arrière du TCG



Figure 4-3 Vue de face du TCG

4.3.2 Vérification du questionnaire

Les choix soumis dans le questionnaire sont affectés à une échelle de Likert à six niveaux d'une valeur numérique entière variant de +3 pour "tout à fait d'accord" à -3 pour "pas du tout d'accord". Le niveau « 0 », correspondant au niveau neutre étant exclu puisqu'il n'apporte aucune information. Le questionnaire comprend en tout douze affirmations. Cinq affirmations concernent directement les critères d'ajustement, trois affirmations pour le critère d'utilisabilité et quatre sont reliées à l'efficacité du système.

Les quatre critères suivants : ajustement au dos, ajustement aux épaules, facile à enfiler et refroidissement confortable après 10 min sont diversement interprétés et doivent faire l'objet d'une reformulation pour plus de précision.

Les formulations des autres critères portant respectivement sur l'effet du refroidissement après 10 min, l'absence de difficulté à marcher et la facilité à mettre en marche, pas de difficulté à s'accroupir, pas de difficulté à bouger les bras, facile à enlever, refroidissement après 5 min, refroidissement confortable après 5 min sont jugées précises.

4.4 Analyse des risques

Le TCG ne doit pas porter atteinte à la santé et à la sécurité du travailleur et doit faire l'objet d'une analyse des risques, conformément à l'article 51 de la loi sur la santé et sécurité du travail et à l'article 2.1 du code de déontologie des ingénieurs (www.legisquebec.gouv.qc.ca). Ainsi, les risques sont identifiés, évalués et éliminés ou mitigés.

4.4.1 Identification des risques

Les risques potentiels liés à l'utilisation de l'équipement sont de deux types. Dans un premier temps, on retrouve les risques physiques et chimiques liés à l'équipement et dans un deuxième temps les risques liés à une défectuosité ou à une utilisation inadéquate de l'équipement.

1. Risques physiques et chimiques

a. bruit des ventilateurs :

Les ventilateurs émettent un bruit dont l'intensité sonore ajustée a été mesurée avec un sonomètre REED, modèle R8050 (www.reedinstruments.com). Ces valeurs présentées au tableau 4.1 sont nettement inférieures à la valeur limite de 90 dBA pour une exposition de huit heures, fixée par le règlement de santé et sécurité du travail (RSST);

Tableau 4-1 Intensités sonores

Position de mesure	Au niveau de l'oreille du sujet	1 m devant le sujet	1 m en arrière du sujet	2 m devant le sujet	2 m en arrière du sujet
dBA	44,7	44,2	46,8	39,7	40,7

b. température de la plaque chaude et du moyeu du ventilateur :

Lorsque le système fonctionne, la plaque chaude et le moyeu du ventilateur peuvent atteindre dans un environnement chaud une température de l'ordre de 50 °C. À cette température, un contact direct avec la plaque ou le moyeu pour une période d'environ 5 min est susceptible de causer une brûlure au 2^e ou 3^e degré (www.armstronginternational.com);

c. risque lié à l'eau :

L'eau peut provoquer des courts-circuits, notamment sur les pôles de la pile et aux jonctions des fils des modules TE, ce qui peut provoquer l'arrêt du dispositif de refroidissement;

d. risque d'étincelles et présence de poussières explosives :

Le système de refroidissement et le ventilateur sont alimentés sous une tension de 6 V. Aux connexions électriques du ventilateur et des modules TE, les fils sont partiellement dénudés. Par conséquent il y a un risque de court-circuit. Dans une atmosphère contenant des gaz inflammables ou des poussières explosives, ceci peut être suffisant pour déclencher une détonation ou une déflagration;

e. explosion de la batterie ou déversement du contenu de la batterie :

La batterie sera exposée à un environnement chaud et humide, ce qui peut augmenter ces risques par rapport aux environnements standards. Un déversement de l'acide de la batterie peut se produire si la batterie est endommagée suite à un choc;

f. court-circuit, passage du courant dans le corps du travailleur :

La résistance électrique de l'humain varie entre 2500 Ohms en milieu humide à 5000 Ohms en milieu sec. Ainsi pour une tension de 6 Volts, le courant susceptible de

traverser le corps varie entre 1,2 mA et 2,4 mA. Une sensation de fourmillement ou de picotement sera ressentie à cette intensité de courant, mais cette valeur reste inférieure à 10 mA qui est considéré une valeur minimale pour créer une contraction musculaire soutenue;

g. risque lié aux pales du ventilateur :

Les pales du ventilateur tournent à plus de 2200 révolutions par minutes (2200 RPM). Actuellement, il n'y a aucune grille de protection qui empêche un contact entre les doigts et les pales en rotation;

h. risque d'accrochement :

Les fils électriques sont pendants (Figure 4.2) et peuvent s'accrocher aux objets environnants et provoquer la rupture des connexions électriques donc l'arrêt du système de refroidissement ou son endommagement. Plus grave encore, l'accrochement peut provoquer la perte d'équilibre et la chute du travailleur et occasionner des blessures;

i. risque d'engelure :

La température de la plaque froide reste supérieure à 18 °C. À cette température, le risque d'engelure est inexistant;

j. vibrations dues au mouvement du ventilateur :

Les vibrations occasionnées par les ventilateurs sont faibles, elles participent néanmoins dans l'accroissement du bruit évalué précédemment et expliquent le léger écart avec la valeur de 39 dBA pour les deux ventilateurs, sachant que chacun a une intensité ajustée de 36 dBA selon les données du constructeur;

2. Situations dangereuses dues soit à une mauvaise utilisation ou à une défectuosité

k. arrêt du ventilateur :

Si le ventilateur s'arrête, la chaleur extraite du corps ne s'évacue plus convenablement vers le milieu ambiant, la température de la plaque chaude augmentera considérablement et les modules TE risquent d'être endommagés;

1. risque lié aux sangles :

Un mauvais ajustement de la veste peut réduire l'efficacité du système de refroidissement et causer un inconfort ergonomique et une irritation au niveau des épaules et des hanches.

4.4.2 Évaluation des risques

Le tableau 4.2 présente une estimation des probabilités d'occurrence des différents risques énumérés ci-dessus ainsi que leurs conséquences.

Tableau 4-2 Évaluation des risques

Risque	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l
Probabilité	F	É	M	M	F	F	É	É	F	F	F	É
Conséquence	F	M	M	M	M	F	É	É	F	F	M	M

F : Faible, M : Moyen, É : Élevé

4.4.3 Mitigation ou élimination des risques

Le tableau 4.3 présente les mesures à prendre selon le niveau de risque.

Tableau 4-3 Mesures de mitigation des risques

Risque	Mesure de mitigation
a	Aucune
b	Formation de l'utilisateur
c	Renforcer l'étanchéité et l'isolation des jonctions des fils Couvrir les bornes de la batterie

Tableau 4-3 Mesures de mitigation des risques (suite)

d	Renforcer l'étanchéité et l'isolation des jonctions des fils
e	Protections contre les chocs pour les batteries
f	Aucune
g	Ajout d'une grille de protection
h	Fixer les fils électriques derrière les sangles
i	Aucune
j	Aucune
k	Aucune
l	Les sangles doivent être plus larges et rembourrées au niveau des épaules et des hanches

4.5 Conclusion

Le TCG présenté dans ce chapitre avec ses éléments constitutifs a une masse de 3,6 kg pour une autonomie est d'une heure. Il a fait l'objet de tests avec trois sujets humains auxquels les critères d'ajustabilité, d'utilisabilité et d'efficacité ont été soumis à travers un questionnaire comportant 12 affirmations et basé sur l'échelle de Likert à 6 niveaux.

Le tiers du contenu du questionnaire a été consacré à la vérification du critère d'efficacité de refroidissement des DR du TCG démontrée au chapitre 3 du fait que celui est jugé comme le plus important parmi 16 critères, d'après les travaux de Ngô et al. (2019).

Les formulations de critères ajustement au dos, ajustement aux épaules, facile à enfiler et refroidissement confortable après 10 min, diversement interprétés, doivent faire l'objet d'une

reformulation afin de permettre une meilleure évaluation. Les autres critères sont formulés de manière précise et le questionnaire est jugé complet pour une étude de validation. De plus, l'étude de risque menée a permis de révéler certaines carences de l'équipement pouvant constituer un danger pour l'utilisateur. Les mesures de mitigation proposées devront être mises en place avant l'utilisation du TCG en conditions réelles d'opération.

CONCLUSION

Les contraintes thermiques liées aux environnements chauds et humides constituent un danger pour la santé du travailleur. Dans les milieux ouverts, la possibilité offerte par la climatisation n'est pas réalisable. Dans le cas des mineurs, la climatisation demeure possible, mais très onéreuse et énergivore. Afin de répondre à cette problématique, un équipement de refroidissement corporel portable a été développé.

La revue bibliographique a permis de montrer la pertinence du choix des modules thermoélectrique pour le refroidissement, de par, leur compacité, leur faible poids et leur durée de vie relativement longue en plus du potentiel de refroidissement élevé des modules TE. L'équipement de refroidissement est basé sur l'effet Peltier et son développement a suivi différentes étapes. La capacité de refroidissement du TCG a été déterminée à partir des dépenses moyennes énergétiques métaboliques d'un mineur dans les conditions de température et d'humidité prévalant dans les mines souterraines, en considérant la proportion couverte par la veste. Les modules TE ont été sélectionnés parmi ceux présentant de hautes performances afin de minimiser la consommation énergétique du système et pour des tensions d'alimentation de 6 V afin de minimiser le poids des batteries d'alimentation. Les conditions opératoires de température ambiante et de la face chaude du module TE choisit fournissent la capacité de refroidissement d'un module et fixe ainsi le nombre de modules TE à huit.

Les surfaces des modules TE, étant relativement faibles comparativement aux taux de chaleur à extraire et à dissiper, des échangeurs ont été conçus et ont fait l'objet d'un dimensionnement. Des contraintes liées à l'ergonomie ont conduit à la conception de deux DR composés chacun de quatre modules TE et deux échangeurs. Les échangeurs côté froid sont munis de gel paramédical afin d'améliorer le contact avec le corps et l'échangeur côté chaud est muni d'un ventilateur afin de réduire la résistance thermique.

Le DR est soumis à des essais pour différentes conditions de température et d'humidité afin de déterminer ses caractéristiques et performances thermiques et valider les calculs analytiques ayant conduit à sa conception. Les résultats expérimentaux obtenus pour les conditions de température de 32 °C et des humidités de 38 %, 70 % et 85 % à savoir une capacité de refroidissement moyenne de 82 W pour une masse de 3,6 kg et une autonomie correspondante d'une heure, concordent d'une part avec les résultats issus des calculs pour les conditions de conception et répondent d'autre part aux objectifs fixés. La capacité de refroidissement des deux DR est largement supérieure, plus de trois fois, à celle du dispositif développé par Zhao et al. (2018) pour les mêmes conditions ambiantes et mêmes consommations énergétiques. Pour une température de 35°C et une humidité de 85 %, le DR fournit 83 % de sa capacité de refroidissement pour les conditions de conception. Pour une température de 40 °C, la température de la face froide devient plus élevée que celle de la peau, ce qui annihile tout effet de refroidissement.

Les deux DR sont intégrés dans un équipement portable (TCG) qui a été testé avec trois sujets ayant participé ou supervisé le projet. Le test consiste à porter le TCG et à répondre à un questionnaire comportant 12 affirmations se rapportant à l'ajustabilité, l'utilisabilité et l'efficacité du TCG. Les critères nécessitant une reformulation ont été identifiés et le questionnaire est complet et peut ainsi servir pour des tests en conditions d'opération réelles.

Enfin, une analyse des risques exhaustive a été réalisée, ce qui a permis d'apprécier les risques liés au port du TCG et de proposer les mesures de mitigation appropriées.

RECOMMANDATIONS

Les recommandations de travaux futurs et d'améliorations à apporter au TCG sont :

- A. Répondre aux points soulevés dans l'analyse des risques afin de rendre son utilisation plus sécuritaire;
- B. Faire une étude avec sujets humains dans une chambre à ambiance contrôlée afin de tester le TCG dans les conditions de température et d'humidité réelles;
- C. Intégrer le TEG dans un vêtement de protection pour améliorer la maniabilité, l'ajustement et le confort ainsi que pour répondre aux autres risques auxquels le travailleur peut être confronté dans le milieu de travail;
- D. Le connecter à une veste biométrique telle que celle d'Hexoskin étudiée par Al Sayed, Vinches, et Hallé (2017), qui est munie de capteurs qui enregistrent les marqueurs physiologiques. Ce qui permettra une réponse instantanée et optimale aux effets des contraintes thermiques sur le travailleur.

ANNEXE I

PARAMÈTRES DU MODULE TE

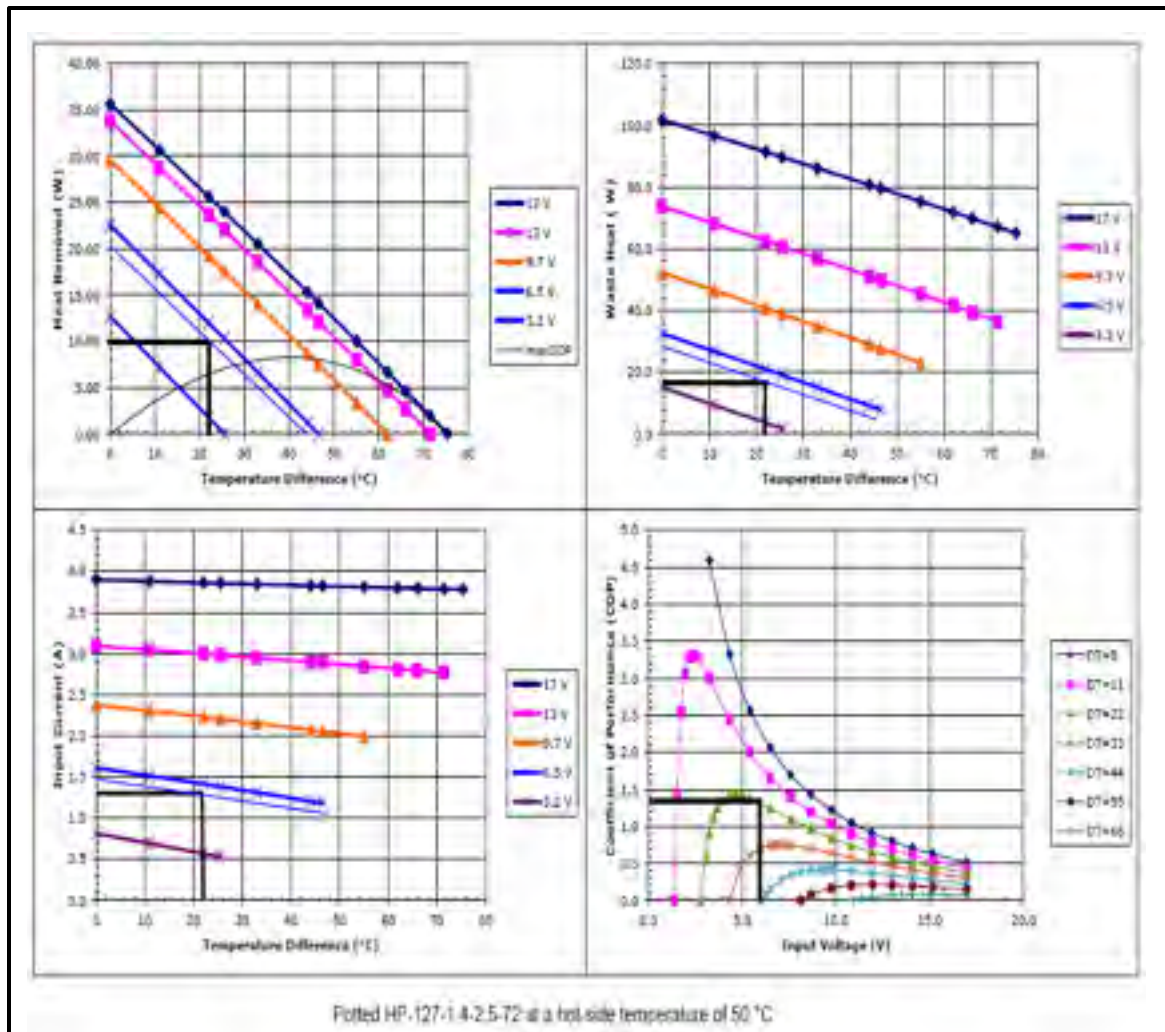


Figure-A I-1 Paramètres du module TE

Adaptée de TE technology (www.tetech.com)

ANNEXE II

CARACTÉRISTIQUES DU DISSIPATEUR ET PROPRIÉTÉS DE L'AÉROGEL

Tableau-A II-1 Caractéristiques du dissipateur

L_c (mm)	L_{cc} (mm)	D_c (mm)	D_H (mm)	Z (mm)	N	A_t (mm ²)	A_v (mm ²)	A_b (mm ²)	A_H (mm ²)
9,0	9,8	3,2	60,0	10,0	681	71855	59000	161	92

Tableau-A II-2 Caractéristiques de l'aérogel

Tiré de Aerogel Technologies, LCC (www.buyaerogel.com)

Conductivité thermique (W/m °C)	Masse volumique (kg/m ³)	Épaisseur (mm)	Surface (mm ²)
0,014	15	4,8	19458

ANNEXE III

IMAGES THERMIQUES DE LA FACE FROIDE EN CONVECTION NATURELLE

Les figures-A IV-1, A IV-2, A IV-3, A IV-4 et A IV-5 présentent les images thermiques des températures de surface de la face froide en convection pour des tensions d'alimentation respectives de 0, 3, 4,5, 7,5 et 9 V. Les températures respectives valent 22 °C, 9,2 °C, 4 °C, - 2 °C et -4 °C. L'écart type moyen vaut 0,5 °C.

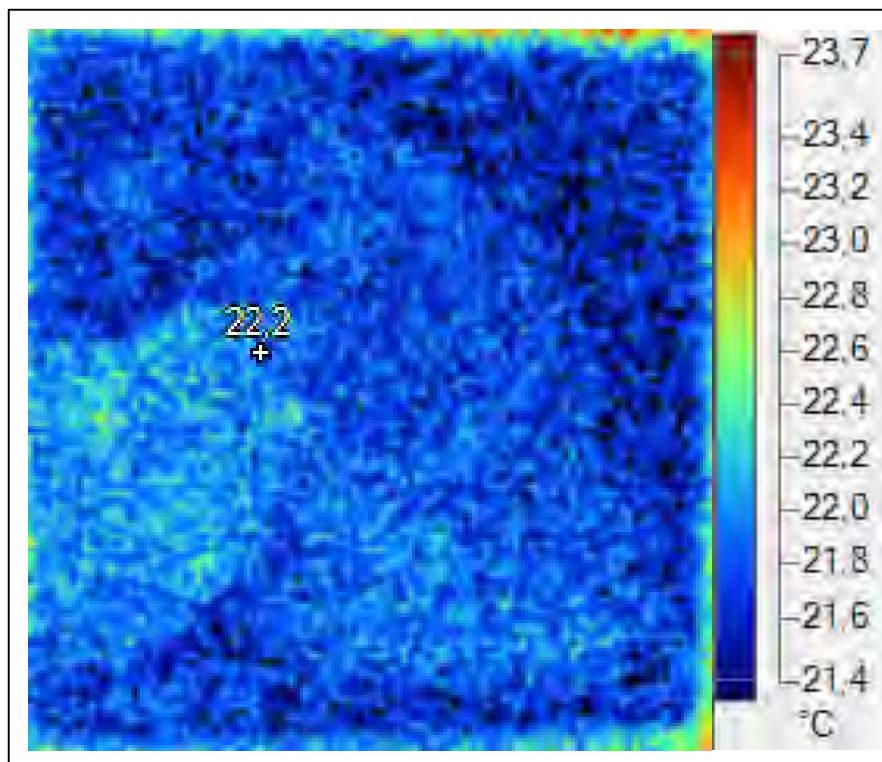


Figure-A III-1 Température de la face froide pour $V = 0$ V

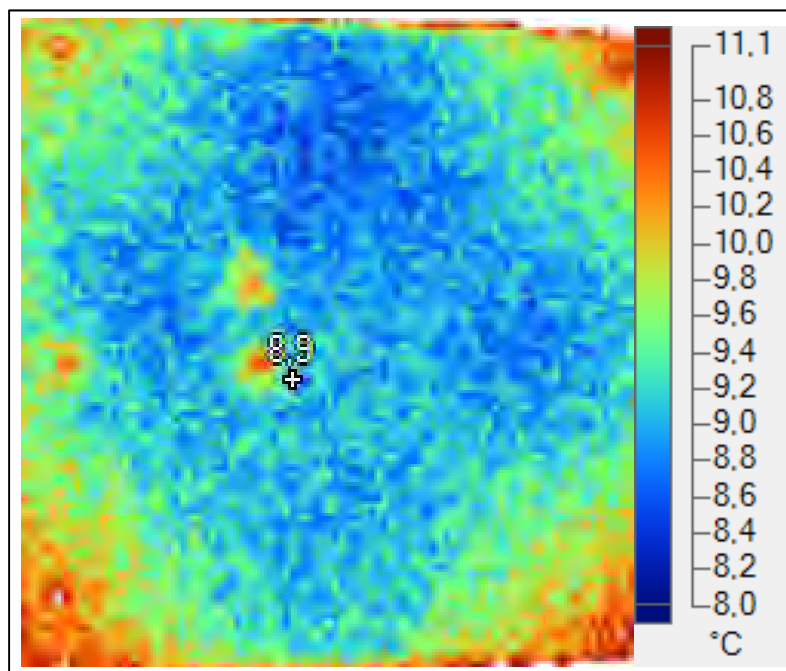


Figure-A III-2 Température de la face froide pour $V = 3 \text{ V}$

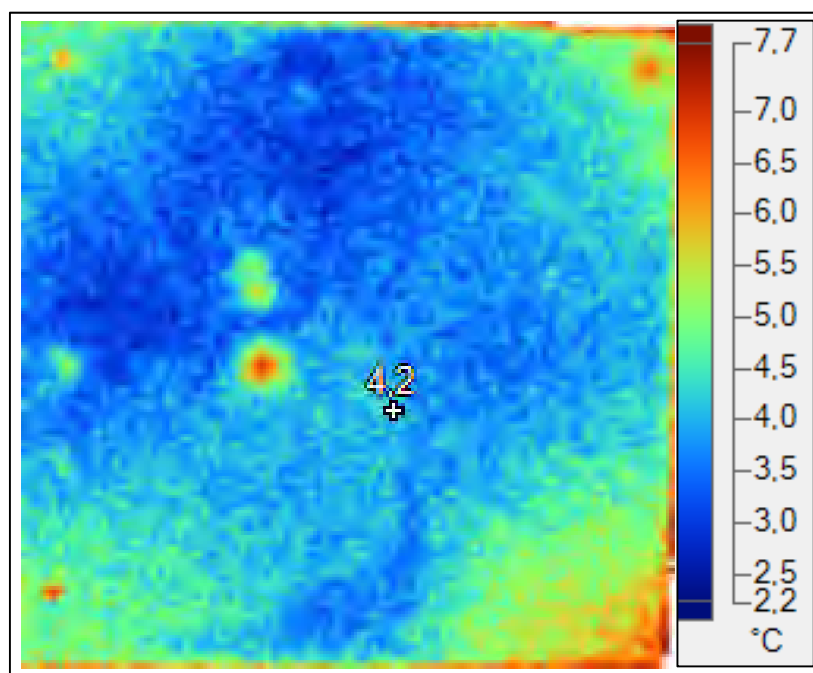


Figure-A III-3 Température de la face froide pour $V = 4,5 \text{ V}$

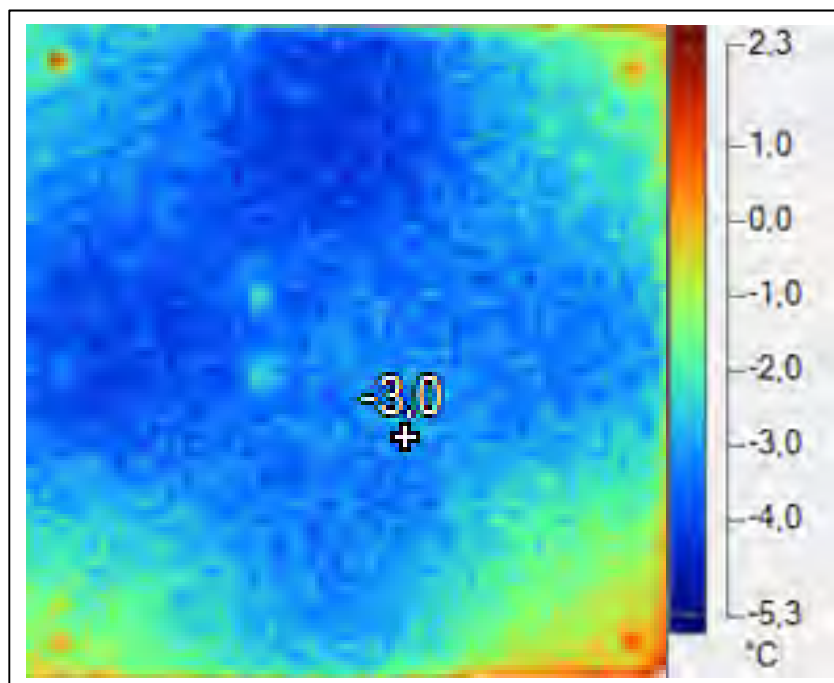


Figure-A III-4 Température de la face froide pour $V = 7,5$ V

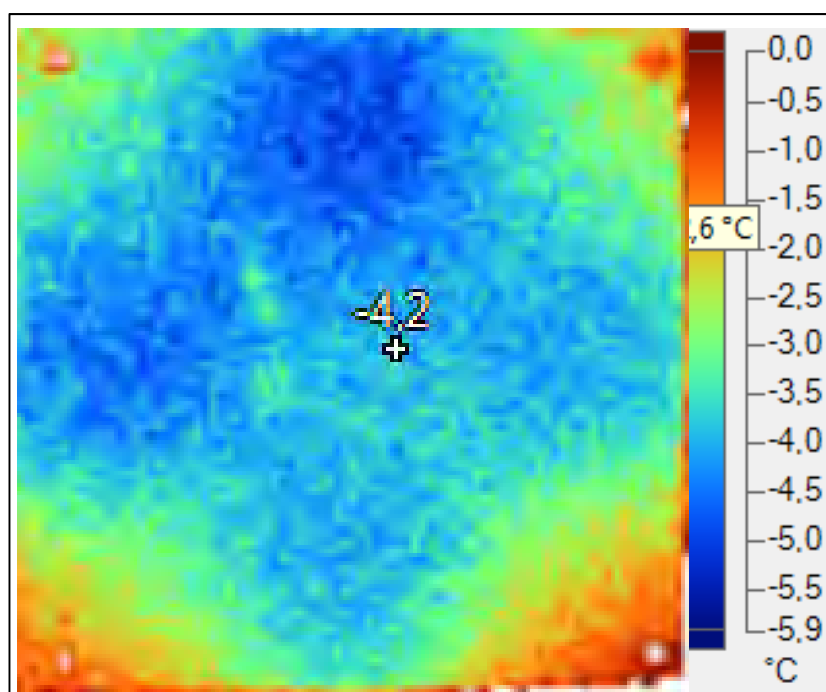


Figure-A III-5 Température de la face froide pour $V = 9$ V

ANNEXE IV

QUESTIONNAIRE PARTICIPANT

Vérification des critères ergonomiques et d'efficacité de l'équipement
de refroidissement corporel par modules thermoélectriques (TE)

Échelle de Likert

L'échelle de Likert est une échelle psychométrique, permettant de mesurer le niveau d'accord ou de désaccord par rapport à une affirmation. Le nombre de choix possible pour ce questionnaire est fixé à 6. Ce nombre de choix de réponse est recommandé dans différentes études, notamment celle de (Lee & Paek, 2014).

Pour répondre au questionnaire

Noircir la case correspondante à votre appréciation par rapport à l'affirmation, comme dans l'exemple ci-dessous.

Exemple

L'électricité au Québec est majoritairement, d'origine hydraulique					
Tout à fait d'accord	D'accord	Plutôt d'accord	Plutôt pas d'accord	Pas d'accord	Pas du tout d'accord
☒	☐	☐	☐	☐	☐

Je ressens un effet de refroidissement après 10 min de mise en marche

Tout à fait
d'accord

D'accord

Plutôt
d'accord

Plutôt pas
d'accord

Pas d'accord

Pas du tout
d'accord



L'effet de refroidissement après 10 min est confortable

Tout à fait
d'accord

D'accord

Plutôt
d'accord

Plutôt pas
d'accord

Pas d'accord

Pas du tout
d'accord



LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Aerogel technologies, LLC (2018). Buyaerogel. Repéré le 01/03/2018 à <http://www.buyaerogel.com/product/spaceloft/>
- Al Sayed, C., Vinches, L., Dupuy, O., Douzi, W., Dugue, B., & Halle, S. (2019). Air/CO₂ cooling garment: Description and benefits of use for subjects exposed to a hot and humid climate during physical activities. doi: 10.1016/j.ijmst.2019.02.010. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmst.2019.02.010>
- Al Sayed, C., Vinches, L., & Hallé, S. (2016). Towards optimizing a personal cooling garment for hot and humid deep mining conditions. *Open Journal of Optimization*, 5(01), 35.
- Al Sayed, C., Vinches, L., & Hallé, S. (2017). Validation of a wearable biometric system's ability to monitor heart rate in two different climate conditions under variable physical activities. *E-Health Telecommunication Systems and Networks*, 6(02), 19.
- Arbury, S., Jacklitsch, B., Farquah, O., Hodgson, M., Lamson, G., Martin, H., & Profitt, A. (2014). Heat illness and death among workers — United States, 2012–2013. *Morbidity and Mortality Weekly Report*, (31), 661-665. Repéré à <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84905400931&partnerID=40&md5=3832b7f3566d1c20535148c5ce1e5bff>
- Armstrong, International. (2019). Repéré le 30/06 à <https://www.armstronginternational.com/sites/default/files/resources/documents/ay-699.pdf>
- Bartkowiak, G., Dabrowska, A., & Marszalek, A. (2017). Assessment of an active liquid cooling garment intended for use in a hot environment. *Applied Ergonomics*, 58, 182-189. doi: 10.1016/j.apergo.2016.06.009. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.apergo.2016.06.009>
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Bourdillon, C. (2001). *Notions de base sur les incertitudes et le traitement des données expérimentales en physique, chimie, biologie*. Repéré à www.utc.fr/~avalle/dossiers-pdf/Incertitudes-version2002.PDF
- Brearley, M., Harrington, P., Doug, L., & Taylor, R. (2015). Working in Hot Conditions-A Study of Electrical Utility Workers in the Northern Territory of Australia. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 12(3), 156-162. doi: 10.1080/15459624.2014.957831. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2014.957831>

- CCHST.(2019). Repéré le 30/06 à https://www.cchst.ca/oshanswers/phys_agents/exposure_can.html
- Chan, A. P., Yi, W., & Wong, F. K. (2016). Evaluating the effectiveness and practicality of a cooling vest across four industries in Hong Kong. *Facilities*, 34(9/10), 511-534.
- COOL INNOVATIONS INC. (2019). High power fan sinks. Repéré le 01/01 à <http://www.coolinnovations.com/datasheets/3-5050XXRFA.pdf>
- D'Angelo, M., D'Angelo, J., Almajali, M., Lafdi, K., Delort, A., & Elmansori, M. (2014). Augmented cooling vest system subassembly: design and analysis. *Energy Conversion and Management*, 79, 140-145. doi: 10.1016/j.enconman.2013.12.004. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.004>
- Dessureault, P., & Doucet, M. (2003). Evaluation of the Thermal Constraint Indicators in Deep Mining—Évaluation des Indices de Contrainte Thermique en Mines Profondes. *R-350, Institut de Recherche Robert-Sauvé en Santé et en Sécurité du Travail, Montréal.*
- Enescu, D., & Virjoghe, E. O. (2014). A review on thermoelectric cooling parameters and performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 903-916. doi: 10.1016/j.rser.2014.07.045. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.045>
- Fluke Corporation. (2019). Smart View 4.3. Repéré le 01/02 à <https://www.fluke.com/en-us/support/software-downloads/software-for-fluke-infrared-cameras>
- Gouvernement du Québec. (2019). Code de déontologie des ingénieurs. Repéré le 01/06 à <http://legisquebec.gouv.qc.ca/fr/showdoc/cr/I-9%2c%20r.%206>
- Gouvernement du Québec. (2019). Loi sur la santé et la sécurité du travail. Repéré le 01/06 à <http://legisquebec.gouv.qc.ca/fr/ShowDoc/cs/S-2.1>
- Guo, Y., Chan, A. P., Wong, F. K., Li, Y., Sun, S., & Han, X. (2019). Developing a hybrid cooling vest for combating heat stress in the construction industry. *Textile Research Journal*, 89(3), 254-269.
- House, J. R., Lunt, H. C., Taylor, R., Milligan, G., Lyons, J. A., & House, C. M. (2013). The impact of a phase-change cooling vest on heat strain and the effect of different cooling pack melting temperatures. *European journal of applied physiology*, 113(5), 1223-1231.
- Itani, M., Ghaddar, N., Ghali, K., Ouahrani, D., & Chakroun, W. (2017). Cooling vest with optimized PCM arrangement targeting torso sensitive areas that trigger comfort when cooled for improving human comfort in hot conditions. *Energy and Buildings*, 139, 417-425.

- Kenny, G. P., Schissler, A. R., Stapleton, J., Piamonte, M., Binder, K., Lynn, A., . . . Hardcastle, S. G. (2011). Ice cooling vest on tolerance for exercise under uncompensable heat stress. *Journal of occupational and environmental hygiene*, 8(8), 484-491.
- Kenny, G. P., Vierula, M., Mate, J., Beaulieu, F., Hardcastle, S. G., & Reardon, F. (2012). A field evaluation of the physiological demands of miners in Canada's deep mechanized mines. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 9(8), 491- 501. doi: 10.1080/15459624.2012.693880. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2012.693880>
- Kim, D.-K., Bae, J.-K., & Kim, S. J. (2008). Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow. Dans *2008 11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems* (pp. 360-366). IEEE.
- Kim, Y. (2013). *Etude numérique et expérimentale d'une pompe à chaleur thermoélectrique innovante basée sur une conception intégrée et la technique du jet impactant* (Grenoble).
- Kjellstrom, T., Lemke, B., & Venugopal, V. (2013). 1.12 - Occupational Health and Safety Impacts of Climate Conditions. Dans R. A. Pielke (Éd.), *Climate Vulnerability* (pp. 145-156). Oxford: Academic Press. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-384703-4.00120-9>. Repéré à <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780123847034001209>
- Koehn, E., & Brown, G. (1985). CLIMATIC EFFECTS ON CONSTRUCTION. *Journal of Construction Engineering and Management*, 111(2), 129-137.
- Laprise, B., Teal, W., Zuckerman, L., & Cardinal, J. (2005). *Evaluation of commercial off-the-shelf and government off-the-shelf microclimate cooling systems*. ARMY NATICK SOLDIER CENTER MA.
- Lee, J., & Paek, I. (2014). In search of the optimal number of response categories in a rating scale. *Journal of Psychoeducational Assessment*, 32(7), 663-673.
- Li, K., Zheng, G. Z., Bu, W. T., Wang, Y. J., & Lu, Y. Z. (2017). Study Progress of Physiological Responses in High Temperature Environment. Dans *2017 International Conference on Sustainable Development on Energy and Environment Protection, SDEEP 2017, July 28, 2017 - July 30, 2017* (1 éd., Vol. 86). Institute of Physics Publishing. doi: 10.1088/1755-1315/86/1/012020. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/86/1/012020>

- Lucas, R. A., Epstein, Y., & Kjellstrom, T. (2014). Excessive occupational heat exposure: a significant ergonomic challenge and health risk for current and future workers. *Extreme physiology & medicine*, 3(1), 14.
- Lytle, D., & Webb, B. W. (1994). Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(12), 1687-1697. doi: 10.1016/0017-9310(94)90059-0. Repéré à [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90059-0](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(94)90059-0)
- Maurya, T., Karena, K., Vardhan, H., Aruna, M., & Raj, M. G. (2015). Effect of heat on underground mine workers. *Procedia Earth and Planetary Science*, 11, 491-498. doi: 10.1016/j.proeps.2015.06.049. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeps.2015.06.049>
- McLellan, T. M., & Selkirk, G. A. (2004). Heat stress while wearing long pants or shorts under firefighting protective clothing. *Ergonomics*, 47(1), 75-90. doi: 10.1080/00140130310001611125. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/00140130310001611125>
- Meade, R. D., Lauzon, M., Poirier, M. P., Flouris, A. D., & Kenny, G. P. (2015). An evaluation of the physiological strain experienced by electrical utility workers in North America. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 12(10), 708-720. doi: 10.1080/15459624.2015.1043054. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2015.1043054>
- Mechatronics Inc. (2018). Repéré le 01/04 à <https://www.mechatronics.com/pdf/E1225.pdf>
- Mengmeng, Z., Chuansi, G., Faming, W., Kuklane, K., Holmer, I., & Jun, L. (2013). A study on local cooling of garments with ventilation fans and openings placed at different torso sites. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 43(3), 232-237. doi: 10.1016/j.ergon.2013.01.001. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.ergon.2013.01.001>
- Methner, M., & Eisenberg, J. (2018). Evaluation of heat stress and heat strain among employees working outdoors in an extremely hot environment. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 15(6), 474-480. doi: 10.1080/15459624.2018.1456663. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2018.1456663>
- Mokhtari Yazdi, M., & Sheikhzadeh, M. (2014). Personal cooling garments: a review. *Journal of the Textile Institute*, 105(12), 1231-1250. doi: 10.1080/00405000.2014.895088. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1080/00405000.2014.895088>
- Mokhtari Yazdi, M., Sheikhzadeh, M., Dabirzadeh, A., & Chavoshi, E. (2016). Modeling the efficiency and heat gain of a phase change material cooling vest: The effect of ambient temperature and outer isolation. *Journal of Industrial Textiles*, 46(2), 436-454. doi: 10.1177/1528083715589746. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1177/1528083715589746>

- National-Instruments-Corporation. (2019). LabView. Repéré le 29/01 à <http://www.ni.com/fr-ca/shop/labview/buy-labview.html>
- Ngô, V. T. M., Nadeau, S., & Hallé, S. (2019). Validation of a cooling vest's usability matrix for deep and ultra-deep mining environments. In *Frühjahrskongress der Gesellschaft für Arbeitswissenschaft*. Dresden, Germany.
- Ngwenya, B., Oosthuizen, J., Cross, M., Frimpong, K., & Chaibva, C. N. (2018). A review of heat stress policies in the context of climate change and its impacts on outdoor workers: evidence from Zimbabwe. *International Journal of Social Ecology and Sustainable Development*, 9(1), 1-11. doi: 10.4018/IJSESD.2018010101. Repéré à <http://dx.doi.org/10.4018/IJSESD.2018010101>
- Riffat, S. B., & Ma, X. (2003). Thermoelectrics: A review of present and potential applications. *Applied Thermal Engineering*, 23(8), 913-935. doi: 10.1016/S1359-4311(03)00012-7. Repéré à [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00012-7](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00012-7)
- Riffat, S. B., & Xiaoli, M. (2004). Improving the coefficient of performance of thermoelectric cooling systems: a review. *International Journal of Energy Research*, 28(9), 753-768. doi: 10.1002/cr.991. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1002/cr.991>
- Rothmaier, M., Weder, M., Meyer-Heim, A., & Kesselring, J. (2008). Design and performance of personal cooling garments based on three-layer laminates. *Medical and Biological Engineering and Computing*, 46(8), 825-832. doi: 10.1007/s11517-008-0363-6. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1007/s11517-008-0363-6>
- Ryan, A., & Euler, D. S. (2017). Heat stress management in underground mines. *International Journal of Mining Science and Technology*, 27(4), 651-655. doi: 10.1016/j.ijmst.2017.05.020. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmst.2017.05.020>
- Sarkar, S., & Kothari, V. K. (2014). Cooling garmentsa Review. *Indian Journal of Fibre and Textile Research*, 39(4), 450-458.
- Smith, C. J., & Havenith, G. (2011). Body mapping of sweating patterns in male athletes in mild exercise-induced hyperthermia. *European journal of applied physiology*, 111(7), 1391-1404.
- Song, W., Wang, F., & Wei, F. (2016). Hybrid cooling clothing to improve thermal comfort of office workers in a hot indoor environment. *Building and Environment*, 100, 92-101. doi: 10.1016/j.buildenv.2016.02.009. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.02.009>
- Tetech. (2018). Repéré le 01/02 à <https://tetech.com/wp-content/uploads/2019/04/HP-127-1.4-2.5-72.pdf>

- Tritt, T. M. (2011). Thermoelectric Phenomena, Materials, and Applications. *Annual Review of Materials Research*, 41, 433-448. doi: 10.1146/annurev-matsci-062910-100453. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1146/annurev-matsci-062910-100453>
- Wen, Y., Yijie, Z., & Chan, A. P. C. (2017). Evaluating the effectiveness of cooling vest in a hot and humid environment. *Annals of Work Exposures and Health*, 61(4), 481-494. doi: 10.1093/annweh/wxx007. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1093/annweh/wxx007>
- Xing, L., Dongliang, Z., Ting, M., Qiuwang, W., Jintu, F., & Ronggui, Y. (2018). Thermal resistance matching for thermoelectric cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 169, 186-193. doi: 10.1016/j.enconman.2018.05.052. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.052>
- Yang, Y., Stapleton, J., Diagne, B. T., Kenny, G. P., & Lan, C. Q. (2012). Man-portable personal cooling garment based on vacuum desiccant cooling. *Applied Thermal Engineering*, 47, 18-24.
- Zhao, D., Lu, X., Fan, T., Wu, Y. S., Lou, L., Wang, Q., . . . Yang, R. (2018). Personal thermal management using portable thermoelectrics for potential building energy saving. *Applied Energy*, 218, 282-291. doi: 10.1016/j.apenergy.2018.02.158. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.158>
- Zuckerman, N., & Lior, N. (2006). Jet impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling. *Advances in heat transfer*, 39, 565-631.