

**UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA**

**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

Département de Génie Mécanique

**THESE DE DOCTORAT**

en Génie Mécanique

Spécialité Energétique

CARACTERISATION DES SENSATIONS THERMIQUES ET DE LA REPONSE  
PHYSIOLOGIQUE CHEZ L'ETRE HUMAIN, CONTRIBUTION A L'ETUDE DES  
INDICES DE CONFORT

Par

**Khaled IMESSAD**

Devant le Jury composé de

Pr. N. Ait MESSAOUDENE	Professeur	U. Blida	Rapporteur
Pr. Y. BENKEDDA	Professeur	U. Blida	Président
Pr. M. BELHAMEL	Directeur de Recherche	CDER	Examineur
Pr. M. KHELLAF	Directeur de Recherche	CDER	Examineur
Pr. L. LOUKERFI	Professeur	U. Chlef	Examineur
Dr. A. HAMID	Maitre de Conférences	U. Blida	Examineur

**Blida, juin2011**

A mes parents

A mes frères et sœurs

Et tout spécialement à ma femme et mes deux enfants Lina et Walid

## RESUME

Dans le cadre de ce travail, un modèle mathématique de confort thermique qui prédit le comportement thermique, les réponses physiologiques et la sensation thermique de l'être humain dans des conditions stables et transitoires est développé. Ce modèle prend en compte une multitude de circonstances, à savoir des conditions ambiantes transitoires, un environnement non uniforme, et des changements dans le comportement humain.

Le système passif du modèle adopté dans la présente étude décompose le corps humain en dix-sept segments. Chaque segment est constitué de quatre couches (Noyau central-Muscles-Graisse-Peau). Cette décomposition se base sur les propriétés géométriques, physiques et physiologiques des tissus humains d'un homme de corpulence moyenne.

Le système actif est un système de contrôle qui sonde l'état thermique du corps par des organes sensoriels se trouvant dans les différentes parties de l'organisme. Si les températures corporelles s'écartent de leurs valeurs de référence, le cerveau intervient pour rétablir l'équilibre thermique en activant des réactions de thermorégulation. Dans le cas d'une sensation de chaleur ces mécanismes sont la vasodilatation et la transpiration, alors que dans le cas d'une sensation de froid ce sont la vasoconstriction et le frissonnement. Un système d'équations est élaboré pour représenter les différents échanges de chaleur qui ont lieu au niveau du corps lui-même et entre celui-ci et l'environnement, ainsi que le système de contrôle qui permet de déceler l'état thermique.

La croissance de la demande énergétique en période estivale en raison de l'extension rapide de l'utilisation des climatiseurs a montré la nécessité de trouver des solutions alternatives pour le rafraîchissement des bâtiments. Le modèle de confort thermique développé dans cette étude permet d'évaluer l'impact de la ventilation naturelle nocturne et de la ventilation mécanique sur le confort thermique durant l'été. L'étude a fait ressortir que dans un climat modéré comme celui du nord algérien, la ventilation mécanique peut suffire à garantir un niveau de confort d'été acceptable sans avoir recours à la climatisation.

## ملخص

إن العمل موضوع هذه الدراسة، يتضمن نموذجاً رياضياً للرفاهية الحرارية، ينبئ بالتصرف الحراري و الإجابات الفسيولوجية و الإحساس الحراري للإنسان، في الظروف المستقرة و الإنتقالية. هذا النموذج يأخذ بعين الإعتبار ظروفًا متعددة، منها على سبيل المثال بعض الأحوال المحيطة غير الثابتة و التغير في السلوكيات.

إن النظام السلبي للنموذج المعتمد في إطار هذه الدراسة يقسم جسم الإنسان إلى سبعة عشر (17) قسماً كل قسم يتكون من أربعة (4) أجزاء ( النواة المركزية، العضلات، الشحم، البشرة). و هذا التقسيم مستمد من المواصفات الهندسية، الفيزيائية و الفسيولوجية للأنسجة الإنسانية.

النظام الفعال هو جهاز لمراقبة الحالة الحرارية للإنسان عن طريق أعضاء الإحساس الحراري الكائنة في كل جوانب الجسم. في حالة ما إذا ابتعدت درجة حرارة الجسم عن قيمتها المرجعية يقوم عقل الإنسان بإعادة التوازن الحراري عن طريق ردود فعل التنظيم الحراري. ففي حالة الإحساس بالحرارة، ردود الفعل تكمن في ازدياد حجم الأوعية الدموية و التعرق. أما في حالة الإحساس بالبرودة فردود الفعل هذه تكمن في انخفاض حجم الأوعية الدموية و القشعريرة. و لتمثيل مختلف التبادلات الحرارية بين جسم الإنسان و المحيط الخارجي بالإضافة إلى جهاز المراقبة للحالة الحرارية تم اعتماد جملة من المعادلات الرياضية.

إن الزيادة في الطلب على الطاقة خلال الصيف بسبب الانتشار السريع لاستعمال المكيفات الهوائية أثبتت ضرورة إيجاد حلول أخرى لتبريد هواء المنازل.

النموذج المقدم في هذه الدراسة يسمح بتقييم أثر التهوية الطبيعية في الليل و التهوية الميكانيكية على الرفاهية الحرارية في فصل الصيف. و قد أثبتت الدراسة أنه في مناخ معتدل مثل مناخ شمال الجزائر، التهوية الميكانيكية قادرة على ضمان رفاهية معتبرة دون اللجوء للمكيفات الهوائية.

## ABSTRACT

In this study, a mathematical model of human thermal comfort predicting the thermal behavior, regulatory responses, and thermal sensations in steady state and transient conditions have been developed. This model includes a multitude of circumstances, like non-uniform thermal environment, and changes in the human behavior.

The passive system of the thermal model, adopted in the present study, divides the whole body into 17 body segments. All segments are considered of cylindrical form, except the head which is considered as half-spherical. Each of these segments is itself composed of four tissue layers (core, muscle, fat and skin tissues). This decomposition is based on geometrical, physical and physiological properties of human tissues for an average man.

The active system of the human body detects the thermal state through thermoreceptors, which are free nerve endings located mainly in the skin and the hypothalamus. These thermoreceptors are of two types: those responding to warm stimulations and those responding to cold stimulations. The brain, by integrating signals received from thermoreceptors, can detect if a state of thermal equilibrium between the body and its environment does exist. Otherwise, the thermoregulatory system is activated through physiological responses. In a hot environment, the physiological response of the human body consists of two control processes: sweating and vasodilatation. In a cold environment, the vasoconstriction and shivering processes are activated. Taking into account all these considerations, the general form of the heat balance equation is elaborated.

With the most rapid growth of energy demand during summer because of the fast extension of air-conditioners, it becomes imperative to think about alternative cooling strategies. The thermal comfort model developed in this study is used to evaluate the impact of natural and mechanical ventilation on thermal comfort during summer. The study shows that in moderate climates, mechanical ventilation seems to be a simple and energy-efficient approach to improve thermal comfort in summer.

## REMERCIEMENTS

J'exprime ma plus vive reconnaissance à Dr. Ait Messaoudene, Professeur au Département Mécanique de l'Université de Blida, pour son encadrement et ses conseils avisés. Qu'il reçoive ici mes sincères remerciements.

Je remercie Dr. Belhamel, Directeur du Centre de Développement des Energies Renouvelables, pour la possibilité qui m'a été offerte pour accomplir ce travail de thèse, ainsi que pour avoir accepté de faire partie du jury.

J'exprime ma gratitude à Dr. Benkedda, Professeur au Département de Mécanique à l'Université de Blida, pour avoir accepté de présider le Jury.

J'exprime mes vifs remerciements à Dr. Khellaf, Directeur de Recherche au Centre de Développement des Energies Renouvelables, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Je tiens aussi à remercier Pr. Loukerfi, Professeur de l'Université de Chlef et Dr. Hamid, Maître de conférences au Département Mécanique de l'Université de Blida, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au Jury.

## TABLES DES MATIERES

RESUME

REMERCIEMENTS

TABLES DES MATIERES

LSTE DES ILLUSTRATIONS ET TABLEAUX

1.	INTRODUCTION GENERALE	13
	1.1. L'Homme, l'habitat et le confort	13
	1.2. Travaux sur la modélisation thermique du corps humain	15
	1.3. Notions sur le confort thermique	16
	1.4. Objectifs du présent travail	17
2.	ETAT DE L'ART SUR LES MODELES ET LES INDICES DE CONFORT THERMIQUE	19
	2.1. Introduction	19
	2.2. Les modèles analytiques	20
	2.2.1. Modèle PMV de Fanger	23
	2.2.2. Modèle de Gagge	25
	2.2.3. Modèles à plusieurs nœuds	27
	2.3. L'approche adaptative	27
	2.3.1. Définition du processus adaptatif	27
	2.3.2. Les Modèles adaptatifs	28
3.	MODELISATION DE LA REACTION PHYSIOLOGIQUE	30
	3.1. Le système passif	30
	3.2. Métabolisme	34
	3.3. Habillement	36
	3.4. Echange de chaleur à l'intérieur du corps	39
	3.5. Echange de chaleur avec l'environnement	42
	3.5.1. Echange de chaleur par conduction	42
	3.5.2. Echange de chaleur par convection	43
	3.5.3. Echange de chaleur par rayonnement	44
	3.5.4. Perte de chaleur par évaporation	47
	3.5.5. Pertes de chaleur par respiration	49
	3.6. La Thermorégulation	49
	3.7. Méthode d'évaluation	53
4.	COMPARAISON DES PREDICTIONS DU MODELE AVEC LES RESULTATS D'ETUDES EXPERIMENTALES	54
	4.1. Introduction	54
	4.2. Régime établi	54
	4.3. Régime transitoire	61
	4.3.1. Transition vers une ambiance froide	61
	4.3.2. Transition vers une ambiance chaude	67

5.	MODELISATION DYNAMIQUE DE LA SENSATION THERMIQUE	69
5.1.	Introduction	69
5.2.	Validation du modèle de confort thermique	72
5.2.1.	Environnement stable	72
5.2.2.	Changement brusque dans l'ambiance	75
5.3.	Influence de la tenue vestimentaire	79
5.4.	Influence de l'activité physique	80
5.5.	Influence de l'humidité relative	81
6.	IMPACT DE LA VENTILATION SUR LE CONFORT THERMIQUE	83
6.1.	Introduction	83
6.2.	Evaluation des débits de ventilation dans le bâtiment	86
6.2.1.	Effet du vent	86
6.2.2.	Effet du tirage thermique	87
6.3.	Performance du refroidissement par ventilation dans les conditions climatiques algériennes	88
6.4.	Impact de la ventilation mécanique	96
	CONCLUSION GENERALE	100
	APPENDICE 1	103
	APPENDICE 2	114
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	125



## LISTE DES ILLUSTRATIONS ET DES TABLEAUX

- Fig. 1.1. Dépendance de la consommation énergétique annuelle par habitant avec l'indice de développement humain.
- Fig. 3.1. (a): Segmentation utilisée dans le modèle.  
(b): Echange de chaleur dans un segment type.
- Fig. 3.2. Représentation de l'isolation thermique des vêtements.
- Fig. 3.3. Echange de chaleur par contre-courant.
- Fig. 3.4. Transmission du rayonnement solaire à travers les vêtements.
- Fig. 4.1. Comparaison entre les températures mesurées et simulées en régime établi pour différentes températures ambiantes.
- Fig. 4.2. Température rectale et température cutanée moyenne pour différentes températures ambiantes.
- Fig. 4.3. Mesures de thermorégulation du corps humain pour différentes température ambiantes.
- Fig. 4.4. Température cutanée moyenne et métabolisme lors d'exposition à un environnement froid.
- Fig. 4.5. Température cutanée lors d'une chute brusque de la température ambiante.
- Fig. 4.6. Changement d'état de 43°C vers 17°C puis 43°C.
- Fig. 4.7. (a) scénario de l'expérience de Abdul Munir.  
(b) Prédications du modèle lors de changements brusques dans l'ambiance.
- Fig. 5.1. Les 7 points de l'échelle de l'Ashrae.
- Fig. 5.2. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de Rohles.
- Fig. 5.3. Corrélation entre le DTS et la température moyenne de la peau
- Fig. 5.4. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=0$ .
- Fig. 5.5. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=0.6$ .
- Fig. 5.6. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=1$ .
- Fig. 5.7. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de Gagge.
- Fig. 5.8. Influence de la tenue vestimentaire sur le DTS.
- Fig. 5.9. Influence de l'activité sur le DTS.
- Fig. 5.10. Influence de l'humidité relative sur le DTS.

- Fig. 6.1. Conditions climatiques en période estivale.
- Fig. 6.2. Plan d'une habitation type.
- Fig. 6.3. Température ambiante intérieure dans les différentes zones.
- Fig. 6.4. Température et humidité relative intérieures de la chambre1 pour une journée moyenne.
- Fig. 6.5. Température et humidité relative intérieures de la chambre1 pour une journée chaude.
- Fig. 6.6. DTS pour une journée moyenne.
- Fig. 6.7. Besoins énergétiques annuelles de climatisation.
- Fig. 6.8 : Heures d'inconfort par an pour une année type en fonction du débit de ventilation naturelle.
- Fig. 6.9 : Heures d'inconfort par an pour une année type en fonction de la vitesse de l'air généré par une ventilation mécanique.
- Fig. 6.10. Consommation énergétique du ventilateur et le pourcentage des gains en heures de confort.
- Fig. A.1. Algorithme du code de calcul.
- Fig. A.2. Modélisation sous TRNSYS du bâtiment étudié.
- 
- Tab. 3.1 Facteur surfacique pour le calcul de la température cutanée moyenne.
- Tab. 3.2. Coefficients d'échange par convection en fonction de la posture.
- Tab. 3.3. Les commandes de thermorégulation.
- Tab. 4.1. Température cutanée en situation de neutralité thermique.
- Tab. 6.1 Propriétés du ventilateur de plafond.
- Tab. A.1. Paramètres du système passif.
- Tab. A.2. Métabolisme humain en fonction de l'activité.
- Tab. A.3. Métabolisme de base pour les différents compartiments.
- Tab. A.4. Isolement thermique vestimentaire d'un ensemble de vêtements.
- Tab. A.5. Isolement thermique intrinsèque de quelques vêtements.
- Tab. A.6. Débit sanguin de base pour les différents compartiments.
- Tab. A.7. Les coefficients  $Sk_{inr}$ ,  $Sk_{ins}$ ,  $Sk_{inv}$ ,  $Sk_{inc}$ , et  $Ch_{ilf}$ .
- Tab. A.8. Température de référence  $T_{set}$  et conditions initiales.
- Tab. A.9. Coefficients de contrôle.
- Tab. A.10. Classes de rugosité.

## LISTE DES SYMBOLES

<b>Symbole</b>	<b>Signification</b>
A	Surface [m <sup>2</sup> ]
B	Flux de chaleur échangé par circulation sanguine [W]
BF	Débit sanguin [l/h]
C	Capacité calorifique [Wh/°C]
<i>C<sub>chil</sub></i>	Coefficient de contrôle des Frisson au niveau du noyau de la tête [W.°C <sup>-1</sup> ]
<i>C<sub>con</sub></i>	Coefficient de contrôle de la vasoconstriction au niveau du noyau de la tête [l.°C <sup>-1</sup> ].
<i>C<sub>dil</sub></i>	Coefficient de contrôle de la Vasodilatation du noyau de la tête [l.h <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
Ch	Chaleur additionnelle causé par le frissonnement [W]
Chilf	Coefficient de participation des muscles au mécanisme de frissonnement
Colds	Signal intégré du froid [°C]
Corr <sub>IT</sub>	Coefficient correcteur dû au mouvement
<i>C<sub>sw</sub></i>	Coefficient de contrôle de la Sudation du noyau de la tête tête [W.°C <sup>-1</sup> ]
DTS	Sensation thermique dynamique
E	Energie perdue par évaporation [W]
<i>E<sub>max</sub></i>	Perte de chaleur maximale par évaporation [W]
Error	Signal d'erreur [°C]
<i>F<sub>cl</sub></i>	Facteur de vêtement
<i>f<sub>sk</sub></i>	Fonction de la température de la peau
HDI	Indice de développement humain
h	Coefficient de transfert de chaleur [W/m <sup>2</sup> °C]
<i>I<sub>cl</sub></i>	Isolation vestimentaire [clo]
<i>I<sub>sun</sub></i>	Flux solaire incident [W/m <sup>2</sup> ]
im	Coefficient de perméabilité des vêtements
km	multiplicateur local
PMV	Vote Moyen Prévisible
PPD	Pourcentage prédis d'insatisfaits
P	Pression de la vapeur d'eau [kPa]
<i>P<sub>chil</sub></i>	Coefficient de contrôle des Frissons du noyau de la tête et de la peau

Pcon	Coefficient de contrôle de la Vasoconstriction du noyau de la tête et de la peau [ $l \cdot ^\circ C^{-2}$ ]
<i>Pdil</i>	Coefficient de contrôle de la Vasodilatation du noyau de la tête et de la peau [ $l \cdot h^{-1} \cdot ^\circ C^{-2}$ ]
Psw	Coefficient de contrôle de la Sudation du noyau de la tête et de la peau
Q	Flux de chaleur [W]
Q <sub>m</sub>	Activité métabolique [W]
Q <sub>v</sub>	Débit de ventilation [ $m^3/h$ ]
Rh	Humidité relative [%]
SBF	Débit sanguin cutanée [l/h]
Schil	Coefficient de contrôle des Frissons au niveau de la peau [ $W \cdot ^\circ C^{-1}$ ].
Scon	Coefficient de contrôle de la Vasoconstriction de la peau [ $l \cdot ^\circ C^{-1}$ ].
Sdil	Coefficient de contrôle de la Vasodilatation de la peau [ $l \cdot h^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]
Ssw	Coefficient de contrôle de la Sudation de la peau [ $W \cdot ^\circ C^{-1}$ ].
Skin <sub>c</sub>	Coefficient de distribution au niveau de la peau pour la vasoconstriction
Skin <sub>s</sub>	Coefficient de distribution au niveau de la peau pour la transpiration
Skin <sub>v</sub>	Coefficient de distribution au niveau de la peau pour la vasodilatation
Skin <sub>r</sub>	Coefficient de distribution des thermorécepteurs cutanés sur le corps
T	Température [ $^\circ C$ ]
Tset	Température de référence [ $^\circ C$ ]
v	vitesse de l'air [m/s]
W	Travail extérieur fourni [W]
Warm <sub>s</sub>	Signal intégré du chaud [ $^\circ C$ ]

### **Indices**

a	Ambiante
bas	Base
DU	Dubois
Dyn	Dynamique
c	Convection
comf	Confort
cd	Conduction
cl	Vêtement

ext	extérieur
hy	hypothalamus
i	Numéro du segment
int	Intérieur
j	Numéro de la couche
m	Moyenne
NV	Ventilation naturelle
sa	Sanguin
sk	peau
sr	Surface
st	Statique
sw	Transpiration
r	Rayonnement
res	Respiration

### **Symboles grecs**

$\alpha$	Absorptivité
$\varepsilon$	Coefficient d'émissivité
$\rho$	Coefficient de réflectivité
$\sigma$	Constante de Stephane Boltzmann
$\tau$	Coefficient de transmissivité
$\tau_+, \tau_-$	Fonction du taux de changement (Positif/Négatif)

## 1. INTRODUCTION GENERALE

### 1.1. L'Homme, l'habitat et le confort

Depuis tout temps, l'homme a cherché à se prémunir des aléas climatiques (intempéries et grosses chaleurs) en se confectionnant des habits et en se réfugiant dans des abris. Toujours à la recherche d'un meilleur cadre de vie et d'un meilleur confort, l'Homme a su à travers les siècles moderniser son habitat, passant progressivement de simples grottes naturelles et cabanes de branchage en période préhistorique à des maisons en bois, en pierre et d'autres matériaux contemporains.

La deuxième moitié du 20ème siècle a connu des percées technologiques qui ont transformé radicalement l'économie mondiale par un développement considérable, une accumulation de richesses, en plus d'une amélioration significative du bien être social et de la qualité de vie. La qualité de vie est un concept subjectif qui peut être quantifié par différents moyens. Les Nations unies quantifient la qualité de vie par le calcul d'un indice de développement humain (Human Development Index- HDI). Le HDI évalue le développement humain des pays du monde en faisant la moyenne de trois termes : L'espérance de vie, l'accès au savoir, et l'accès aux ressources matérielles. Les pays qui ont les valeurs de HDI le plus élevé, supérieur à 90%, sont des nations ayant des économies relativement développés, tel que les Etats Unis, le Canada et le Japon.

En analysant le rapport de l'EIA (Energy Administration Information) du département de l'énergie des Etats Unies d'Amérique [1] et le rapport des Nations unies sur le développement humain[2] , il apparaît que la consommation énergétique annuelle par habitant est directement liée à la qualité de vie de la population (voir figure 1.1). Quand le HDI croit la consommation énergétique annuelle par habitant croit. En dehors de quelques pays du Golf, la plus importante consommation d'énergie par habitant revient aux pays développés, comme le Canada (427.2 millions Btu, HDI=0.961), l'Island (568.6 million BTU, HDI=0.968), la Norvège (410.8 millions Btu, HDI=0.971), les Etats Unies d'Amérique (334 millions Btu, HDI=0.951). Il est intéressant de noter que des pays en voie de développement comme l'Inde et la Chine (pays les plus peuplés du monde) ont une

consommation annuelle par habitant inférieur à 60 million Btu pour un HDI ne dépassant pas 80%.

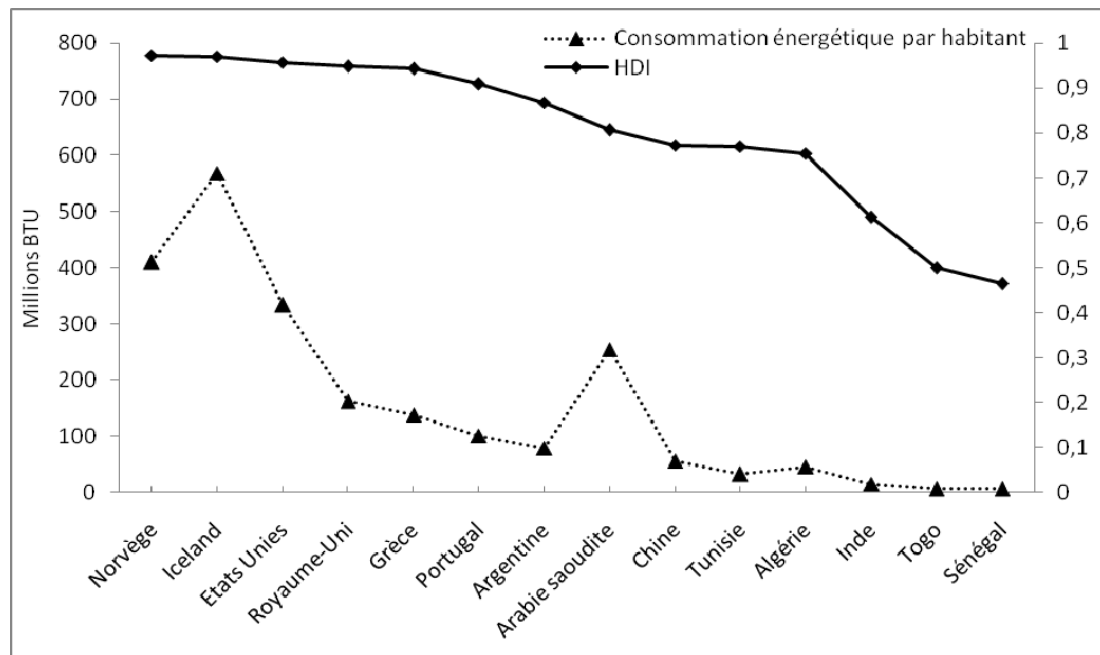


Fig.1.1. Dépendance de la consommation énergétique annuelle par habitant avec l'indice de développement humain

Chacune des opérations utilisées dans les procédés industriels ou les activités domestiques, correspond à une suite de conversions d'énergie dont le but est la satisfaction des besoins humains. En supposant que durant les quelques prochaines décennies la population mondiale se maintienne au niveau actuel, autour de 7 milliards d'habitants, et que la plupart des populations qui aspirent au développement puissent atteindre un HDI de l'ordre de 0,9 (HDI de pays comme le Portugal et la Grèce et qui ont une consommation annuelle par habitant de l'ordre de 150 million Btu). Avec un tel scénario la consommation énergétique mondiale va tripler d'ici la fin du siècle.

Entre 2000 et 2007, l'Algérie a vu sa consommation énergétique annuelle finale s'accroître de 6,32% [3]. Conscient du problème que cela va poser dans les années à venir, l'Algérie a adopté une loi sur la maîtrise de l'énergie qui vise à atteindre dans les 20 prochaines années une économie annuelle de 6 millions de tonnes équivalent pétrole.

L'Homme passe aujourd'hui environ 80% de son temps à l'intérieur d'un bâtiment. Que ce soit à l'intérieur de son logement ou sur son lieu de travail, la qualité de l'ambiance a un impact important sur le confort, la santé, et le bien-être de l'individu. Les installations de chauffage et de conditionnement d'air ont pour objectif de réaliser des conditions climatiques optimales à l'intérieur des enveloppes de bâtiments. L'ambiance intérieure imposée à un bâtiment pendant la saison de chauffage ou de rafraîchissement est le principal facteur conditionnant l'utilisation de l'énergie dans le bâtiment. En Algérie, la consommation d'énergie finale de ce secteur (Résidentiel et tertiaire) représente 39% de la consommation totale du pays (Aprue 2009)[3]. Afin de réduire cette dépendance vis-à-vis de l'énergie d'origine fossile, un ensemble de textes législatifs et réglementaires ont été promulgués pour donner lieu à une réglementation thermique du bâtiment. Cette réglementation s'appuie sur un ensemble de documents techniques réglementaires dont le but est de limiter la consommation énergétique des bâtiments neufs pour le chauffage et la climatisation en s'assurant de la conformité des ambiances intérieures aux exigences des normes de confort thermique. Or l'utilisation des normes actuelles de confort thermique dans la gestion du climat intérieur des bâtiments peut engendrer des dépenses énergétiques inutiles car ils sont souvent issues de tests en laboratoire et négligent des influences complexes comme le passé thermique récent, les effets des mouvements d'air et d'autres effets.

En condition chaude, les normes actuelles de confort sont souvent limitées à une température et à une gamme d'humidité, alors que le confort thermique n'est pas un critère rigoureux et peut être obtenue dans des situations très différentes.

## 1.2. Travaux sur la modélisation thermique du corps humain

L'étude et la modélisation de la biologie et de la physiologie humaine s'imposent aux scientifiques comme un réel défi. En effet le système physiologique humain est assez complexe. La physiologie (du mot grec *phusis* : la nature, et *logos* : l'étude, la science) étudie le fonctionnement et la constitution physique et biochimique des organismes vivants et de leurs composants (organes, tissus, cellules). La physiologie étudie également les interactions entre un organisme vivant et son environnement.

La modélisation du comportement thermique du corps humain se base sur les lois physiques de transfert de chaleur qui s'effectuent entre l'intérieur du corps et la peau, et entre la peau et l'environnement extérieur. Quelques modèles se basent sur un bilan



thermique appliqué à l'ensemble du corps humain en le considérant comme un monobloc. Parmi eux, on a les modèles à un seul nœud de Givoni[4], Fanger[5] et les modèles à deux nœuds de Gagge[6] et de Hopper[7]. A partir de ces modèles il est possible de prévoir par exemple la température moyenne du corps et la sudation.

Les développements récents dans le domaine de l'informatique et l'approfondissement des connaissances sur la physiologie humaine ont permis aux chercheurs de mettre au point des modèles thermiques humains assez développés. Les modèles à plusieurs nœuds [8-13] permettent de simuler le comportement thermique et physiologique dans des ambiances transitoire et non homogènes. Initialement le corps est découpé géométriquement en plusieurs compartiments afin de considérer à la fois l'hétérogénéité du milieu où la personne se trouve et la différence dans le comportement physiologique des différentes parties du corps.

### 1.3. Notions sur le confort thermique

Le progrès social et l'élévation du niveau de vie s'est accompagné d'une élévation des exigences sur la qualité de vie. Le confort thermique est un élément fondamental de la qualité de vie des personnes. Actuellement il ne suffit plus qu'un logement offre une protection contre les intempéries mais doit aussi être un espace de convivialité et de repos physique et mental. Une multitude de définitions sont proposées pour le confort thermique, ce qui illustre en soi la complexité de cette notion. Trois aspects caractérisent le confort thermique :

#### **Aspect thermo physique**

L'interaction entre le corps et l'environnement est définie par un système d'échanges thermiques. L'homme est représenté comme une machine thermique qui doit maintenir sa température interne autour de 37°C et assurer en continu un équilibre thermique entre l'énergie produite par le métabolisme et l'énergie échangée avec l'environnement extérieur.

#### **Aspect physiologique**

D'un point de vue physiologique, le confort thermique correspond à une sensation de neutralité thermique exprimée vis-à-vis d'un environnement externe. Cet état de neutralité thermique se traduit par un équilibre thermique qui s'établit entre le corps humain et son

environnement en ayant recours à un minimum ou à aucun des mécanismes de thermorégulation. Toutefois, cette neutralité thermique ne correspond pas nécessairement au confort thermique. Les travaux de Gonzales[14] et de Malchaire[15][16] montrent que l'inconfort est d'autant plus grand que le corps lutte pour maintenir sa température interne stable, par la sécrétion de sueur. De même, on peut supposer que toute réaction de thermorégulation, en dépassant un certain seuil, empêche l'individu d'être en situation de confort.

### **Aspect psychologique**

Au-delà de l'aspect physiologique, la relation qui existe entre l'homme et son environnement ne peut se résumer qu'à une simple équation de bilan thermique. Un même environnement peut être apprécié différemment, selon la culture, les habitudes sociales ou même l'état d'âme de la personne. A titre d'exemple, une personne habituée à vivre dans une maison traditionnelle avec patio, où le confort d'été est assuré par la ventilation naturelle, peut trouver désagréable une ambiance fermée ou le confort est assuré par des climatiseurs. De même les gens vivant constamment dans des espaces conditionnés développent des exigences pour des ambiances homogènes et désapprouvent le moindre changement.

Les occupants vivant dans des espaces naturellement aérés développent un mécanisme adaptatif vis-à-vis de la variabilité du climat. Le confort thermique n'est donc pas défini dans l'absolu. Il dépend des caractéristiques individuelles, du cadre social et du processus adaptatif.

#### 1.4. Objectifs du présent travail

L'intérêt principal du présent travail de recherche est de développer un modèle de confort thermique qui prédit le comportement thermique, les réponses physiologiques et la sensation thermique de l'être humain. Le modèle prend en compte une multitude de circonstances, à savoir des conditions ambiantes transitoires, un environnement hétérogène, et des changements dans le comportement humain. Ce modèle va contribuer à l'élaboration d'une stratégie de gestion du confort thermique et de la qualité d'air dans le bâtiment.

La démarche adoptée dans cette étude s'articule autour de deux axes fondamentaux. Le premier axe est consacré à l'élaboration du modèle de confort thermique, le deuxième axe

concerne l'évaluation de l'impact des mécanismes de ventilation sur le confort thermique des habitants.

Le premier axe est divisé en trois parties, la première partie (Chapitre 2) est consacrée à l'état de l'art lié à l'occupant et à son confort thermique. Cette partie propose une étude bibliographique détaillée sur :

- 1- Le système physiologique humain et l'interaction entre l'homme et son environnement.
- 2- Les mécanismes de thermorégulation chez l'être humain et la manière de percevoir les excitations externes.
- 3- Les modèles mathématiques représentant la réponse physiologique et la thermorégulation chez l'être humain.
- 4- Les indices de confort thermique.

La deuxième partie (Chapitre 3) concerne le développement d'un modèle intégrant le système passif et actif du corps humain. Ce modèle prend en compte:

- 1- La constitution organique du corps humain.
- 2- Les mécanismes de transfert de chaleur au sein du corps et entre le corps et l'environnement qui l'entoure.
- 3- Une représentation de la perception de l'ambiance externe et l'élaboration des signaux afférents.
- 4- La réponse physiologique et les mécanismes de thermorégulation correspondant à ces signaux.

Dans la troisième partie (Chapitre 5), le modèle est utilisé pour le calcul d'un indice de confort thermique qui va aider à la prise de décision sur la qualité des équipements d'ambiance (chauffage, ventilation, climatisation).

Le deuxième axe de l'étude (chapitre 6) est consacré à l'évaluation de l'impact de quelques mécanismes de rafraîchissement, tel que la ventilation naturelle et les ventilateurs de plafond, sur le confort thermique des occupants. Cette étude met en évidence l'intérêt de ces techniques de rafraîchissement économes en énergie et pouvant procurer un niveau de confort comparable à celui procuré par un système à air conditionné.

## 2. ETAT DE L'ART SUR LES MODELES ET LES INDICES DE CONFORT THERMIQUE

### 2.1. Introduction

Les modèles de confort thermique ont pour but de déterminer les conditions de confort thermique dans l'habitat. Les données obtenues sont analysées et les indices de confort sont ainsi identifiés et appliqués aux différents types de bâtiments.

De nombreux travaux de recherches dans le domaine du confort thermique ont été menés. Ces travaux ont permis de développer des indices de confort thermique en se basant sur des modèles mathématiques. Ces modèles peuvent être classés en deux catégories : les modèles analytiques et les modèles adaptatifs.

### 2.2. Les modèles analytiques

L'approche analytique est basée sur le calcul du bilan thermique du corps humain. Ce bilan thermique est établi selon deux aspects : L'aspect physique qui prend en compte l'échange de chaleur entre le corps et son environnement (Conduction, convection, évaporation et respiration), ainsi que sur l'aspect physiologique qui prend en compte les mécanismes de thermorégulation. Ces modèles sont basés sur des expériences rigoureuses menées sur des personnes se trouvant dans des chambres climatiques avec des conditions identifiables à l'avance et maintenues à des niveaux constants.

Les différents modèles analytiques de confort thermique utilisent les conditions environnementales comme variables d'entrées (Température ambiante, température radiante, vitesse de l'air et humidité de l'air), ainsi que les caractéristiques de l'individu (Taille, Métabolisme, tenue vestimentaire). Les différents indices de confort qui estiment la sensation thermique ressentie par la personne sont proposés en sortie. La complexité de ces modèles varie selon la spécification du corps, que ce soit en monobloc comme les modèles de Fanger[17] et Gagge[18]), ou à plusieurs compartiments (Wissler [8] et Stolwijk [9]).

Quelques modèles ont été développés en conditions stationnaires et homogènes d'après des études expérimentales menées en chambres climatiques. D'autres par contre (modèles à plusieurs compartiments), profitant d'une meilleure connaissance de la physiologie humaine et du développement de l'outil informatique sont appliqués en régime instationnaire et intègrent la non homogénéité de l'espace.

### 2.2.1. Modèle PMV de Fanger

Le modèle de Fanger[17][5] constitue la base de la norme internationale ISO 7730 [19]. C'est un modèle développé dans les années 70 par Fanger et ses collègues sur la base d'études de laboratoire. Ces chercheurs ont développé un modèle de confort thermique du corps entier, connu sous le nom de 'Vote Moyen Prévisible' (PMV). Cet indice classe la sensation thermique d'un groupe de personnes sur une échelle de 7 points allant de -3 à +3 (-3 : Froid, -2 : Frais, -1 : Légèrement frais, 0 : neutre, +1 : Légèrement chaud, +2 : Chaud, +3 : Très chaud). Le PMV a été défini à partir d'analyses expérimentales. Dans ces études, des sujets portant des vêtements standards et accomplissant la même activité, sont exposés à différents environnements thermiques. Les sujets sont conditionnés par un protocole de comportement que ceux-ci doivent exécuter. Ce protocole définit les exigences (tâches, habillement, posture, etc.) auxquels les sujets expérimentés doivent se soumettre.

Dans une partie de l'étude, les chercheurs fixent les conditions thermiques, et les participants répondent à un questionnaire en enregistrant ce qu'ils ressentent sur une échelle de 7 points. Les conditions ambiantes (température de l'air, température radiante, vitesse et humidité de l'air) ainsi que les paramètres concernant les personnes (habillement et activité) sont maintenus constants. Dans une seconde partie, les participants commandent eux même l'environnement en ajustant la température jusqu'à ce qu'ils ressentent le 'neutre' thermique (équivalent au '0' sur l'échelle des sensations thermiques).

Le principe de base de Fanger est que l'équilibre entre la chaleur produite par le corps et ses pertes de chaleur est une condition nécessaire pour le confort mais pas suffisante. La détermination des conditions de confort se fait en deux étapes : premièrement trouver les conditions de l'équilibre thermique, puis déterminer lesquelles de ces conditions sont compatibles avec le confort.

Le modèle associe quatre variables physiques (température de l'air, vitesse de l'air, température radiante et humidité relative) avec deux paramètres personnels (isolement des vêtements et activité métabolique) à travers un indice 'PMV'(Vote Moyen Prévisible'). L'indice correspond à la sensation thermique ressentie par un large groupe de personnes dans un environnement donné. Il est basé sur les théories de la thermorégulation et de l'équilibre thermique. En accord avec ces théories, le corps humain utilise des procédés physiologiques pour maintenir l'équilibre entre l'énergie produite par le métabolisme et celle perdue par le corps. Le maintien de cet équilibre est la première condition pour réaliser une sensation thermique neutre. Fanger a déterminé que cet équilibre se maintient

grâce à deux processus physiologiques qui sont le débit de sudation et la température moyenne de la peau, et que ces deux derniers sont fonction de l'activité métabolique suivant les relations suivantes :

$$\begin{aligned} E_{sw} &= 0.42 \cdot \left( \frac{Q_m - W}{A_{DU}} - 58.15 \right) \quad [W] \\ T_{SK} &= 35.7 - 0.0275 \cdot \frac{Q_m - W}{A_{DU}} \quad [^{\circ}C] \end{aligned} \quad (2.1)$$

Par exemple, une personne assise en état relaxé ( $M/A_{DU}=58.15, W=0$ ) est en situation de confort si (d'après (2.1)) :

- Pas de sudation ( $E_{sw}=0$ ).
- Température moyenne de la peau de l'ordre de  $34.2^{\circ}C$ .

Fanger a utilisé les données d'une étude de Mc Nall *et al.*[20] pour dériver une relation linéaire entre le degré d'activité et le débit de sudation. Les participants à cette expérience sont exposés à différents environnements thermiques où sont relevés les débits de sudation en fonction du degré d'activité. Fanger s'est intéressé aux données des personnes qui se sentent thermiquement neutres. Fanger a utilisé les températures déterminées par Mc Nall pour atteindre le confort thermique et a supposé que les participants sont thermiquement neutres. Il a remplacé ces deux équations linéaires dans l'équation du bilan thermique afin de déduire une expression de la sensation thermique en fonction du degré d'activité, de l'habillement et des conditions extérieures. Le PMV est donné par :

$$PMV = L \cdot (0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot Q_m} + 0.028)$$

avec :

$$L = \left[ \begin{aligned} & \overbrace{(Q_m - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99 \cdot (Q_m - W) - P_a]}^{\text{Perspiration}} - \overbrace{0.42 \cdot [(Q_m - W) - 58.15]}^{\text{Sudation}} - \\ & - \overbrace{1.7 \cdot 10^{-5} \cdot Q_m \cdot (5867 - P_a) - 0.0014 \cdot M \cdot (34 - T_a)}^{\text{Respiration}} - \overbrace{f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a)}^{\text{Convection}} - \\ & - \overbrace{3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4]}^{\text{Rayonnement}} \end{aligned} \right] \quad (2.2)$$

Où :  $T_{cl}$  =Température des vêtements,  $I_{cl}$  : Isolation vestimentaire [clo].  $P_a$  : Pression de vapeur d'eau.[Pa].

La température des vêtements est donnée par :

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028.(Q_m - W) - 0.155.I_{cl} \cdot \left[ 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot ((T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4) + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \right] \quad (2.3)$$

En raison de la complexité des mécanismes de transfert de chaleur intervenant dans le calcul du PMV, ISO 7730 propose des tables et des diagrammes qui facilitent la détermination de ce coefficient pour des applications pratiques.

En raison des différences individuelles, il est impossible de spécifier un environnement thermique qui peut satisfaire tout le monde. Fanger (1970)[21], dans le but de prédire le nombre de personnes susceptibles d'être insatisfait vis-à-vis d'un environnement thermique donné, a aussi développé un indice 'PPD' (Predicted Percentage Dissatisfied). Cet indice peut être déterminé à partir du 'PMV'.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp\left[-\left(0.03353 \cdot PMV^4 + 0.2179 \cdot PMV^2\right)\right] \quad (2.4)$$

Il apparaît que pour un PMV proche de zéro, signifiant la neutralité thermique, il y'aurait toujours 5% de personnes insatisfaites.

Le modèle de Fanger est basé exclusivement sur des études menées en chambre climatique où un régime permanent est établi. Cette hypothèse pose problème pour appliquer ce modèle à des habitations où l'environnement intérieur est variable. Des études menées sur des personnes évoluant dans des bâtiments naturellement aérés ont montrés que la neutralité thermique est ressentie dans une marge de variation plus importante que pour des personnes évoluant dans un environnement stable. Ces études ont conclu que le modèle PMV appliqué à un environnement thermique transitoire nécessite des corrections (Charles [22]).

Des études menées dans des zones climatiques tropicales et tempérées par de Dear et Fountaine [23]; ont montré qu'il n'existe pas de concordance parfaite entre le modèle de Fanger et les sensations que les personnes ressentent vraiment. Des résultats semblables ont été trouvés lors d'études de confort en climat chaud et aride. (Becker *et al.*[24], Cena *et*

*al.*[25], Belayat *et al.*[26] ou en climat froid (Donnini *et al.*[27]). D'après Humphereys et Nicol[28], le modèle PMV est un modèle stationnaire avec des contradictions entre les hypothèses de base et le déséquilibre présumé si le corps n'est pas en situation confortable.

Le modèle PMV néglige l'effet adaptatif du corps humain. En effet, les personnes vivants dans des espaces conditionnées développent des accoutumances par rapport à un environnement homogène et sont critiques vis-à-vis des changements d'ambiances. Par contre les gens qui vivent dans des habitations naturellement aérés deviennent familiers aux changements climatiques et se sentent en situation de confort dans une marge de températures plus large.

### 2.2.2. Modèle de Gagge

Le modèle de Gagge[6] est un modèle à deux nœuds. Ce modèle suppose que le corps humain est composé de deux parties cylindriques, la première représente la peau à travers une épaisse couche, la deuxième partie représente les parties internes du corps (squelette, muscles, organes internes). Ce modèle permet de calculer les variables physiologiques (température et mouillure cutanées et la température interne). Le modèle de Gagge illustre le comportement du corps par deux systèmes : système passif et système de contrôle. Le système passif décrit le bilan thermique entre le corps et son environnement. La chaleur générée au niveau du noyau central est transmise vers la peau par conduction et sous l'effet de la circulation sanguine. Le système de contrôle, lui commande les mécanismes de thermorégulation. Les transferts de chaleur et d'humidité à travers les vêtements dépendent de la résistance thermique des vêtements (la nature de l'habillement étant quantifiée par une dimension dénommée Clo avec  $1\text{Clo}=0.155 \text{ m}^2/^\circ\text{C.W}$ ) et de leurs résistance au transfert de la vapeur d'eau.

D'après Gagge [18] l'indice PMV surestime l'effet de l'humidité et suggère de ce fait de remplacer la température ambiante dans l'équation du PMV par la température effective.

Gagge [29] a repris la notion de température effective (ET) pour développer un nouvel indice (ET<sup>\*</sup>). L'indice (ET) a été élaboré par Houghton et Yaglouglou en 1923[30], il combine les effets de la température sèche, de l'humidité relative et de la vitesse de l'air. Suite à une série d'expériences menées en chambre climatique, une zone de confort est définie.



L'indice ( $ET^*$ ) représente l'environnement réel par la température d'un environnement standard (humidité relative=50%,  $T_a=T_r$ ,  $v<0.15\text{m/s}$ ) où une personne avec des vêtements standards aurait la même perte d'énergie, la même mouillure, et la même température de peau que dans l'environnement réel. L'indice  $ET^*$  est applicable aux personnes ayant une activité sédentaire et portant des vêtements légers (0.6clo).

L'indice  $SET^*$  (Standard Effective Temperature) [18] est une extension de  $ET^*$  pour différentes valeurs d'activités et de gamme de vêtements. Le  $SET^*$  est défini comme la température sèche équivalente d'une enceinte isotherme dont la température de l'air est égale à la température radiante (la température au niveau des parois), une humidité relative de 50%, et une vitesse de l'air  $<0.15\text{m/s}$ , dans laquelle un sujet, portant un habillement par rapport à son activité, échangerait la même quantité de chaleur et aurait la même mouillure cutanée que dans l'enceinte réelle dans laquelle il se trouve. L'indice  $ET^*$  devient de ce fait équivalent à l'indice  $SET^*$  pour une activité sédentaire (et des vêtements légers). Ces travaux ont permis le développement de deux indices empiriques : le TSENS (Sensation thermique) et le DISC (Inconfort thermique). Le TSENS détermine la sensation thermique sur l'échelle de l'ASHRAE en y ajoutant deux degrés extrêmes (+/-4 pour extrêmement chaud/froid et +/- 5 pour intolérablement chaud/froid) [Moujalled 2007] [31]. TSENS est donné par :

$$TSENS = 0.245.SET^* + 0.0165.P_{SET^*} - 6.741 \quad (2.5)$$

Avec  $P_{SET^*}$  : pression de la vapeur d'eau.

Gagge *et al.* (1986)[18] ont introduit un concept applicable en condition de chaleur. Ils associent l'inconfort thermique au mécanisme de transpiration du corps. L'indice d'inconfort thermique 'DISC' est donné par :

$$DISC = \frac{5.(E_{rsw} - E_{comf})}{E_{max} - E_{comf} - E_d} \quad (2.6)$$

Avec  $E_{rsw}=E_{sw}-E_{comf}$ , la différence entre l'évaporation totale par transpiration ( $E_{sw}$ ) et la transpiration calculée pour des conditions de confort ( $E_{comf}$ ).  $E_{max}$  représente l'évaporation maximal possible, et  $E_d$  l'énergie latente par diffusion. 'DISC' est décrit numériquement

par : confortable(0), légèrement inconfortable(1), inconfortable(2), très inconfortable(3), limite de la tolérance(4), intolérable(5).

Le modèle standard de Gagge a inspiré d'autres auteurs pour développer leurs modèles. Jones *et al.*[32] et Zolfaghari *et al.*[33] ont modifié le modèle à deux nœuds de Gagge et ont proposé un modèle capable de simuler une personne habillée en régime transitoire.

### 2.2.3. Modèles à plusieurs nœuds

Les premiers modèles développés ont été élaborés dans les années soixante-dix par Wissler 1964[8] et Stolwijk 1977[9]. Le modèle de Wissler à 255 nœuds représente le corps par 15 éléments cylindriques (tête, thorax, abdomen, les bras, les avant bras, les mains, les cuisses, les jambes, et les pieds). Chaque élément contient 15 nœuds distribués autour des quatre couches qui le composent (viscère, noyau, muscle, graisse, et peau). Dans chacun des éléments, de la chaleur est générée sous l'effet du métabolisme, de l'effort et des frissons.

Le modèle de Stowijk a été conçu initialement pour la NASA. Il est composé de deux parties : Système passif (contrôlé) et Système actif (de contrôle). Le système passif divise le corps humain en six (6) segments : La tête (de forme sphérique), le tronc, les bras, les mains, les jambes, et les pieds (de formes cylindriques). Chacun de ces segments est composé de 4 couches (Peau-graisse-Muscles-Noyau). Un 25<sup>ème</sup> nœud, représentant les larges artères et veines, relie les compartiments entre eux. Dans un même compartiment, l'échange de chaleur entre les différentes couches se fait par conduction. L'échange de chaleur entre compartiments se fait uniquement par convection à travers la circulation sanguine.

Le transfert de chaleur à travers l'écoulement du sang joue un rôle important dans la régulation thermique. Par souci de simplification, Stolwijk suppose que le débit du sang dans le noyau des compartiments reste constant et proche de sa valeur de base.

Le système actif met en jeu des transferts d'informations et de commandes. Il commande le débit sanguin cutané, le débit de sudation et les frissons. Le système de contrôle peut être divisé en 3 parties : les détecteurs, l'intégrateur, et l'effecteur (voir chapitre 3-6). Ces mécanismes permettent de déceler l'état thermique de l'être humain et des processus à entreprendre en cas d'équilibre thermique rompu, en enclenchant des réactions physiologiques adaptées aux différentes situations. Plusieurs modèles ont été développés

en se basant sur celui de Stolwijk, [Ying *et al.* 2004, Zhang 2003, Tanabe *et al.* 2002, Huizenga *et al.* 2001, Fiala 1998].

Ying *et al.* [10] ont développé un modèle mathématique de simulation de la réponse physiologique chez les enfants en bas âge. C'est un modèle à 7 nœuds qui combine le modèle de Gagge et celui de Stolwijk et qui prend en compte la différence de physiologie et d'anatomie entre l'adulte et l'enfant.

Tanabe[11] a développé un modèle à 65 nœuds en se basant sur l'anthropométrie d'un homme de corpulence moyenne ayant un poids de 74,43kg et une surface corporelle de 1.87m<sup>2</sup>.

Le modèle développé dans l'université UCLA de Berkley[12] utilise 16 segments, correspondant à la segmentation du mannequin thermique développé par la même université. Chaque segment comporte 4 couches (Peau-graisse-Muscles-Noyau) et une couche de vêtements. Le système de circulation sanguine incorpore la variation du débit sanguin alimentant les tissus du corps ainsi que l'échange par contre-courant entre les vaisseaux sanguins. La convection, la conduction (pour les surfaces en contact avec les parties du corps), le rayonnement entre le corps et les surfaces avoisinantes sont traités indépendamment. Une interface numérique permet de visualiser la variation de la température corporelle.

Fiala [13] a développé un modèle mathématique de prédiction de la sensation thermique pour des conditions environnementales variées. Le corps humain est représenté par 15 parties. Chaque partie est divisée en nœuds, le nombre de nœuds varie d'un segment à un autre suivant le nombre de couches qui constituent ce segment. Ces couches représentent : le cerveau, les poumons, les os, les muscles, les viscères, la graisse et la peau. La peau est divisée en deux couches de propriétés physiologiques différentes, la partie intérieure de 1mm d'épaisseur est une région où existe une génération de chaleur et où le sang circule, la partie inférieure de même épaisseur contient quant à elle les glandes sudoripares. Afin de prendre en compte l'asymétrie de distribution de la chaleur au sein d'un même segment, éventuellement causée par l'irradiation solaire, surfaces froides, non uniformité des vêtements, etc., Fiala divise chaque segment, sauf le visage et l'épaule, en trois secteurs : antérieur, postérieur, inférieur. Le modèle de la sensation thermique est basé sur une

analyse statistique d'après les réponses de sujets exposés à des environnements variés (température entre 5°C et 50°C) aussi bien qu'à différents types de régimes d'exposition (permanent/ transitoire).

Les modèles analytiques nécessitent la connaissance des conditions environnementales, de l'isolation des vêtements et de l'activité métabolique. Le concepteur doit prédire la vêtue des occupants et leur éventuelle activité, ce qui nécessite une bonne connaissance des habitudes vestimentaires dans la région étudiée. Comme noté par Fanger (1994) [34] «Pour faire une comparaison juste, il est essentiel que les facteurs environnementaux soient correctement mesurés ainsi qu'une bonne estimation de l'activité et de l'habillement. Une mauvaise estimation des données d'entrée engendrerait à coup sûr une mauvaise prédiction ».

Cependant, les chercheurs ont explorés la possibilité d'appliquer ces modèles analytiques aux bâtiments non climatisés où les conditions thermiques sont directement liées aux fluctuations des conditions climatiques. Dans ce type de bâtiments, l'interaction entre les personnes et leurs espaces habitables est extrêmement complexe.

### 2.3. L'approche adaptative

#### 2.3.1. Définition du processus adaptatif

Le terme 'adaptation' peut être défini comme la diminution graduelle des réactions de l'organisme face à des stimulations environnementales répétées. Dans un rapport de l'ASHRAE (RP-884[35]), l'adaptation est définie comme tous les mécanismes physiologiques, en plus des processus comportementaux et psychologiques que les habitants entreprennent afin rendre le climat intérieur le plus proche possible de leurs exigences. Le rapport RP-884 distingue trois catégories d'adaptation :

1- L'ajustement du comportement : inclut toutes les modifications qu'une personne entreprend consciemment ou inconsciemment et qui ont pour but de modifier l'équilibre thermique du corps. Il peut être classé en trois subdivisions :

-L'ajustement personnel : en modifiant les variables personnelles (vêtement, activité, posture, nourriture, etc.).

-L'ajustement de l'environnement : en modifiant l'ambiance thermique (Ouverture/fermeture des fenêtres, mise en marche d'un chauffage ou un climatiseur, ajuster le thermostat, etc.).

-L'ajustement culturel : se manifeste par des pratiques liées à la culture locale et aux habitudes (exemple : adapter les horaires d'activité, entraîner les enfants à leur environnement depuis le plus jeunes âge, prendre un bain glacé après un sauna, etc.).

2- Ajustement physiologique : inclut toute modification dans la réponse physiologique suite à une exposition prolongée, qui aura pour conséquence la diminution de la sensation d'inconfort. A titre d'exemple, face à une exposition prolongée à la chaleur le corps va réduire les températures de consigne afin de favoriser la sécrétion sudorale.

3- Ajustement psychologique : englobe l'aspect cognitif et culturel de l'adaptation à travers les notions de l'accoutumance et de l'expectative qui peuvent influencer la perception thermique (Moujalled 2007[31]). Cette adaptation par accoutumance dépend du passé thermique mémorisé par chaque individu et qui lui sert de référence pour évaluer l'ambiance thermique présente.

### 2.3.2. Les Modèles adaptatifs

Les enquêtes et les études in situ sur le confort thermique ont révélé un écart entre les réponses subjectives évaluées et celles prévues par les modèles analytiques (le PMV surtout) dans des bâtiments non climatisés (avec ventilation naturelle) en période estivale, avec une tendance de surestimation de la sensation de chaleur (Humphreys, 1998[36], de Dear, 2002[37]). Les adeptes de l'approche adaptative estiment que la perception thermique d'un environnement, comme le considère l'approche analytique est trop simpliste. Des études ont été menées sur le principe de l'adaptation chez l'être humain. Parmi ces études, celle menée par Humphreys (1976)[38] conclue que la température de confort pour un même environnement peut différer d'une personne à une autre. Baker 1993[39], Baker et Standeven 1994[40] ont constaté, suite à des investigations sur terrain, que des personnes sont en situation de confort à des températures plus élevées que prévues car ces derniers choisissent de se déplacer vers les endroits les plus frais de la pièce.

Humphreys, fervent défenseur de l'approche adaptative, considère que « si un changement arrive dans un environnement en provoquant un inconfort, les personnes répondront par des réactions qui tendent à rétablir ce confort »[36], et que les personnes qui ont le plus de commodité à s'adapter sont ceux qui souffrent le moins des inconforts.

Plusieurs études différentes ont permis de mettre en évidence la relation qui existe entre la température de confort et la température extérieure. Même si ce confort dépend d'autres paramètres (isolement vestimentaire, moyens de contrôle de l'ambiance, métabolisme, posture), la plupart des études réalisées suggèrent une dépendance entre ces facteurs et la température extérieure. La température de confort est définie comme la température opérative du bâtiment pour laquelle un occupant trouvera son ambiance confortable ou neutre sur l'échelle de l'ASHRAE.

Humphreys[41] propose deux formules pour la température de confort en fonction de la moyenne mensuelle de la température extérieure, l'une à régression linéaire pour les bâtiments naturellement ventilés et une autre à régression exponentielle pour les bâtiments climatisés mécaniquement. La température de confort est donnée par :

$$T_{conf} = 0.534.T_{ext} + 11.9$$

$$T_{conf} = 23.9 + 0.295.(T_{ext} - 22) \cdot \exp\left(-\left[\frac{T_{ext} - 22}{24\sqrt{2}}\right]\right) \quad (2.7)$$

Auciliems [42] a révisé cette équation en incluant les statistiques d'autres études et propose une seule formule pour les deux types de bâtiments en fonction de la température intérieure et de la température extérieure. Il propose la formule suivante :

$$T_{conf} = 0.48.T_{int} + 0.14.T_{ext} + 9.22 \quad (2.8)$$

Auciliems [42] a aussi proposé une relation linéaire entre la température de confort et la température extérieure pour les deux catégories de bâtiments : les bâtiments naturellement ventilés et ceux avec air conditionné, avec :

$$T_{conf} = 0.31.T_{ext} + 17.6 \quad (2.9)$$

L'ASHRAE standard 55 recommande d'utiliser la formule développée par de Dear [37] pour les bâtiments naturellement ventilés. Cette formule permet de calculer la température de confort en fonction de la moyenne mensuelle de la température extérieure par la relation suivante :

$$T_{conf} = 0.31.T_{ext} + 17.8 \quad (2.10)$$

de Dear définit une bande de 5°C de largeur autour de la température de confort pour 90% d'acceptabilité, et 7°C pour 80% d'acceptabilité.

Nicol [43][44] a mené une série d'études sous les conditions climatiques du Pakistan. Il propose la relation suivante entre la température de confort et la température extérieure :

$$T_{conf} = 0.36.T_{ext} + 18.5 \quad (2.11)$$

Bouden [45] propose d'utiliser une des relations suivantes pour le calcul de la température de confort dans les conditions climatiques de la Tunisie :

$$\begin{aligned} T_{conf} &= 0.518.T_{extt} + 10.35 \\ T_{conf} &= 0.68.T_{extt} + 6.88 \end{aligned} \quad (2.12)$$

La multitude des relations proposées illustre que la température de confort n'est pas universelle. Cette température dépend non seulement du contexte climatique, mais aussi de l'approche adaptative qui est propre à chaque communauté.

### 3. MODELISATION DE LA REACTION PHYSIOLOGIQUE

#### 3.1. Le système passif

Le système passif décrit le bilan thermique entre le corps humain et l'environnement qui l'entoure d'après une modélisation donnée du premier. Le système passif du modèle adopté dans la présente étude est développé en se basant sur des modélisations ainsi que des propriétés physiques et physiologiques des tissus humains collectées suite à une étude bibliographique dédiée à ce sujet (Stolwijk[9], Fiala[13][46], Tanabe[11]). La modélisation se base sur un corps humain de corpulence moyenne (poids 74.5 kg, surface corporelle 1.87m<sup>2</sup>) d'après la formulation de Dubois[47]. Cette formulation exprime la surface de la peau en fonction du poids et de la taille.

L'ensemble du corps est divisé en 17 segments: la tête (demi sphère), le visage (cylindre), le torse (demi cylindre), le dos (demi cylindre), la bassin (cylindre), les bras gauche et droit (cylindres), les avant bras gauche et droit (cylindres), les mains gauche et droite (cylindres), les jambes gauche et droite (cylindres), les cuisses gauche et droite (cylindres), et les pieds gauche et droit (cylindres)[48]. Ce modèle est schématisé dans la figure 3.1. Chaque segment est composé de quatre couches : Le noyau central, les muscles, la graisse et la peau. La longueur et le rayon externe de chaque élément sont donnés dans le tableau A.1 en Appendice 1. L'intégration du visage dans la segmentation est justifiée par le fait que le visage est l'endroit le plus sensible du corps humain, particulièrement au chaud. En effet, selon Crawshaw *et al.*[49], la peau du visage est quatre fois plus sensible par unité de surface à la sensation de chaud que la peau de la cuisse. Tanigushi *et al.*[50] ont démontré dans une étude que la sensation thermique varie avec la température du visage et la vitesse de changement de cette température.

Le découpage proposé dans la présente étude vise à considérer un nombre suffisant de segments afin de prendre en compte la non-homogénéité des conditions extérieures, la différence dans les propriétés thermo-physiques et physiologiques des parties du corps, ainsi que l'asymétrie de distribution de la chaleur sur le corps, éventuellement causée par l'irradiation solaire, la non-uniformité des vêtements, etc.

Le modèle représente le corps humain comme un dispositif thermique divisé en un total de 69 nœuds. Ces 69 nœuds correspondent à 68 nœuds pour les 17 segments représentant les différentes parties du corps auxquels s'ajoute un dernier nœud pour le compartiment sanguin.

Le corps humain doit maintenir un équilibre thermique entre l'énergie produite par le métabolisme et l'énergie échangée avec l'environnement extérieur. Le bilan énergétique qui en résulte pour chaque segment considéré dans le modèle est donné par les équations suivantes :



$$\begin{aligned}
 \text{Noyau central : } & C(i,1) \cdot \frac{dT(i,1)}{dt} = Q_m(i,1) - B(i,1) - Q_{cd}(i,1) - Q_{res}(i,1) \\
 \text{Muscle : } & C(i,2) \cdot \frac{dT(i,2)}{dt} = Q_m(i,2) - B(i,2) + Q_{cd}(i,1) - Q_{cd}(i,2) \\
 \text{Graisse : } & C(i,3) \cdot \frac{dT(i,3)}{dt} = Q_m(i,3) - B(i,3) + Q_{cd}(i,2) - Q_{cd}(i,3) \\
 \text{Peau : } & C(i,4) \cdot \frac{dT(i,4)}{dt} = Q_m(i,4) - B(i,4) + Q_{cd}(i,3) - Q_c(i) - Q_r(i) - E(i)
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

$i$  représente le numéro du segment et varie de 1 à 17 (voir Figure 3.1 pour la correspondance de  $i$  avec les parties du corps).

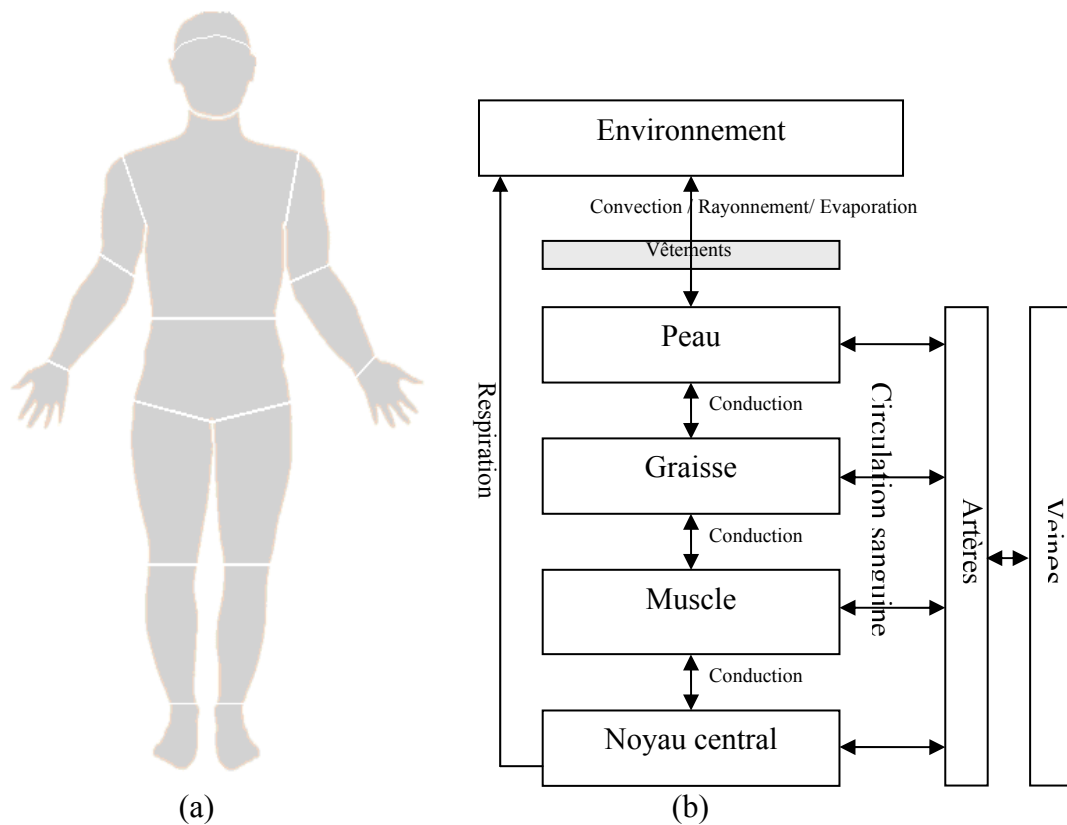


Fig. 3.1. (a): Segmentation utilisée dans le modèle. (b): Echange de chaleur dans un segment type

L'estimation de la température cutanée moyenne est nécessaire dans le calcul de l'indice de confort. La température cutanée moyenne est calculée en affectant à chaque température de segment un coefficient représentant le rapport entre la surface du segment considéré et

la surface totale de la peau (Tab. 3.1). Ces coefficients sont proches de ceux trouvés dans la littérature [51-56] qui servent de coefficients de pondération dans les différentes méthodes de calcul de la température cutanée moyenne.

Tab.3.1 Facteur surfacique pour le calcul de la température cutanée moyenne

Segment	$A(i)/A_{DU}$
Tête	0.0368
Front	0.0232
Torse	0.0946
Dos	0.0865
Bassin	0.0919
Avant bras droit	0.0508
Avant bras gauche	0.0508
Bras droit	0.0341
Bras gauche	0.0341
Main droite	0.027
Main gauche	0.027
Cuisse droite	0.119
Cuisse gauche	0.119
Jambe droite	0.0757
Jambe gauche	0.0757
Pied droit	0.027
Pied gauche	0.027

### 3-2. Métabolisme

La production de chaleur au niveau du corps est le résultat de l'activité métabolique. La production de chaleur métabolique est le reflet de la vie cellulaire qui résulte de la consommation d'oxygène  $O_2$  et du dégagement du gaz carbonique  $CO_2$ .

A partir de la combustion des aliments, l'organisme humain produit l'énergie nécessaire à l'activité musculaire et au fonctionnement des différents organes. Suite à cette combustion, une partie de cette énergie est libérée sous forme de travail externe, mais la majeure partie est dégagée sous forme de chaleur. Selon la nature de la tâche, une quantité importante de

chaleur peut être libérée car le rendement énergétique de la transformation de l'énergie chimique contenue dans les aliments en énergie mécanique est faible (1 à 25%)[57].

Au repos, la totalité de l'énergie produite par l'homme se transforme en chaleur puisque aucun travail externe n'est fourni. Le niveau d'activité du métabolisme est fonction de la consommation d'oxygène. Pour chaque litre consommé, le corps dégage en moyenne 5.57W de chaleur. L'Homme au repos consomme 18.6 l/h [58], ce qui correspond à un métabolisme de base de 104W.

L'unité 'met' a été introduite pour normaliser le métabolisme en le rapportant à l'unité de surface corporelle. Une (1) unité 'met' va correspondre au métabolisme de base d'une personne de corpulence moyenne (1.8 m<sup>2</sup> de surface corporelle) et aura pour valeur 58W/m<sup>2</sup>. La chaleur générée par le métabolisme dépend du niveau d'activité musculaire de la personne considérée. Quelques valeurs du métabolisme sont données dans le tableau A.2 en Appendice 1.

Dans le modèle, la production de chaleur par le métabolisme représente la somme du métabolisme de base et d'une chaleur additionnelle produite au cours d'un travail ou lors du frissonnement, avec :

$$\begin{aligned} Q_m &= Q_{m,bas,0} + \Delta Q_m \\ \Delta Q_m &= \Delta Q_{m,bas} + C_h + W \end{aligned} \quad (3.2)$$

Le métabolisme de base est obtenu à partir de la littérature et est présenté dans le tableau A.3 en Appendice 1. Ce métabolisme de base représente la chaleur dégagée au niveau des différents nœuds pour un corps en état de neutralité thermique lorsqu'aucun mécanisme de thermorégulation n'intervient.

Trois termes interviennent dans le métabolisme additionnel :

1-Le changement dans le métabolisme de base en conditions de non neutralité thermique qui intervient si la température du nœud diffère de la température de référence 'Tset'. En effet, on remarque qu'une élévation ou un abaissement de la température affecte la plupart des mécanismes, dont la circulation sanguine et le métabolisme. Ce phénomène est appelé l'effet *Q10* qui considère qu'une diminution de la température de 10°C s'accompagne

d'une réduction au niveau du métabolisme de base de l'ordre de 2[59], et inversement une élévation de la température de 10°C s'accompagne d'une augmentation du métabolisme de base de l'ordre de 2. Le changement dans le métabolisme de base est donné par la relation suivante :

$$\Delta Q_{m,bas} = Q_{m,bas,0} \left[ 2^{\frac{T-T_{set}}{10}} - 1 \right] \quad (3.3)$$

2-La chaleur additionnelle intervenant au niveau des muscles lors d'un travail externe (W). Cette dernière dépend du niveau de la tâche exercée, elle est donnée par :

$$W(i,2) = (Q_m - Q_{m,bas}) \cdot Metf(i) \quad (3.4)$$

Metf est un coefficient de distribution du travail externe au niveau des muscles du corps (Tableau A.7, Appendice 1).

3- La chaleur additionnelle intervenant au niveau des muscles lors de frissonnement survenant en état de froid ( $C_h$ ).

$$Ch(i,2) = Chill \cdot Chlf(i) \quad (3.5)$$

*Chill* est la commande de frissonnement (Voir chapitre 3.6)

*Chlf* est un coefficient qui prend en compte la participation des muscles d'un segment par rapport aux muscles de tout le corps dans le mécanisme de frissonnement.

### 3.3. Habillement

Les vêtements affectent les transferts de chaleur et d'humidité de la surface du corps vers l'extérieur. Le processus de transfert de chaleur à travers les vêtements est assez complexe car faisant intervenir plusieurs phénomènes : le transfert à travers l'espace d'air emprisonné entre le corps et les vêtements, la conduction à travers le tissu, l'évaporation, etc. Selon les conditions climatiques et en fonction de l'activité exercée, les habits sont choisis afin d'optimiser les échanges de chaleur entre le corps et l'ambiance. En temps pluvieux, des habits imperméables sont requis pour à la fois empêcher la pluie d'accéder à la surface de la peau et la refroidir, et pour ne pas réduire l'isolation thermique des

vêtements étant donné que des vêtements mouillés sont plus conductifs que des vêtements secs. Dans un environnement chaud et humide, si la température ambiante est inférieure à celle de la peau, le corps doit être très peu couvert afin de favoriser l'évacuation de chaleur. Par contre si la température ambiante est supérieure à la température de la peau, il est préférable de mettre des vêtements amples couvrant tout le corps afin de se protéger de la chaleur irradiée des objets avoisinant et de permettre à la fois à l'air d'être en mouvement entre la peau et les vêtements et à l'excès d'humidité de s'évaporer.

La plupart des modèles développés comparent la présence de vêtements à une résistance thermique uniforme sur le corps. Cette résistance est estimée par le biais de quelques paramètres : l'isolement thermique intrinsèque ( $I_{clu}$ ), facteur surfacique des vêtements ( $f_{cl}$ ), et un facteur de perméabilité à la vapeur d'eau ( $i_m$ ). L'unité de l'isolement vestimentaire 'Clo' a été proposée en premier lieu par Gagge *et al.*[60]. Cette unité est exprimée numériquement par  $1\text{Clo}=0.155 \text{ m}^2/\text{°C.W}$ , une valeur qui représente l'isolement vestimentaire qui maintiendrait en équilibre thermique un corps en état de repos et se trouvant dans une ambiance à 21°C. Quelques valeurs d'isolement vestimentaire pour différents types de vêtements sont proposées en Appendice 1.

L'isolement total ( $I_T$ ) de la vêtue fait intervenir toutes les couches qui le composent et la lame d'air qui est au contact du vêtement extérieur (voir figure 3.2). L'isolement vestimentaire total est donné par [7] :

$$I_T = \sum I_{clu} + I_a(\text{habillé}) = \sum I_{clu} + \frac{I_a(nu)}{f_{cl}} \quad (3.6)$$

- 1- lame d'air
- 2- vêtements
- 3- lame d'air emprisonnée.
- 4- La peau

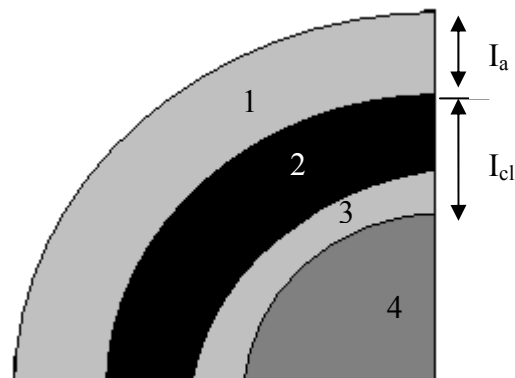


Fig. 3.2. Représentation de l'isolement thermique des vêtements

Pour une personne au repos et se trouvant dans une ambiance où les mouvements d'air sont négligeables ( $V_a < 0.2$  m/s), l'isolation thermique de la lame d'air est donnée en fonction des coefficients de transfert par convection et rayonnement:

$$I_a = \frac{1}{h_c + h_r} \quad (3.7)$$

Le facteur surfacique de vêtement ( $f_{cl}$ ) est un facteur correcteur qui permet de tenir compte du fait que la surface corporelle d'une personne habillée est supérieure à celle d'une personne nue. Il représente le ratio entre la surface corporelle habillée et la surface corporelle nue. Du fait que la surface d'une personne habillée dépend de l'épaisseur des vêtements, donc de leurs isolements thermiques, ce facteur peut être approché par la formule suivante :

Si  $I_{cl}$  est exprimé en  $m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$  :

$$f_{cl} = 1 + 1.81 \cdot I_{cl} \quad (3.8)$$

Si  $I_{cl}$  est exprimé en clo :

$$f_{cl} = 1 + 0.28 \cdot I_{cl} \quad (3.9)$$

La plupart des vêtements ont des ouvertures, ce qui permet un certain échange d'air avec l'environnement. Quand la personne est en mouvement, cet échange peut augmenter et ainsi influencer sur l'isolation thermique et la perméabilité des vêtements. Le vent peut aussi influencer sur cette isolation en comprimant les vêtements contre le corps, ce qui aura pour effet de réduire leurs épaisseurs et d'augmenter l'échange par convection au niveau du corps.

X. Qian *et al.* [61], J. Malchaire *et al.* [15] G. Havenith *et al.* [62] [63] et Parsons *et al.* [64] ont proposé dans leurs études des coefficients correcteurs pour prendre en compte l'effet du mouvement et du vent. La norme ISO 9920 [65] considère les corrections suivantes pour la lame d'air et l'isolement total :

L'isolation thermique de la lame d'air est donnée par :

$$I_{a,dyn} = Corr_{Ia} \cdot I_{a,st} \cdot$$

$$Corr_{Ia} = \exp\left(-0.533 \cdot (V_{ar} - 0.15) + 0.069 \cdot (V_{ar} - 0.15)^2 - 0.462 \cdot w + 0.201 \cdot w^2\right) \quad (3.10)$$

L'isolement thermique vestimentaire est donné par :

Pour une personne nue ( $I_{cl}=0$ )

$$I_{T,dyn} = I_{a,dyn} \quad (3.11)$$

Si  $0.6 \text{ clo} < I_{cl} < 1.4 \text{ clo}$

$$I_{T,dyn} = Corr_{IT} \cdot I_{T,st} \cdot$$

$$Corr_{IT} = \exp\left(-0.281 \cdot (V_{ar} - 0.15) + 0.044 \cdot (V_{ar} - 0.15)^2 - 0.492 \cdot w + 0.176 \cdot w^2\right) \quad (3.12)$$

Si  $0 \text{ clo} < I_{cl} < 0.6 \text{ clo}$

Le coefficient correcteur est une combinaison entre l'équation (3.10) et (3.12)

$$I_{T,dyn} = Corr_{IT} \cdot I_{T,st}$$

$$Corr_{IT} = (0.6 - I_{cl}) \cdot Corr_{Ia} + I_{cl} \cdot Corr_{IT} \quad (3.13)$$

$V_{ar}$  est la vitesse du vent relative à la personne pour tenir compte de l'effet du mouvement de déplacement de celle-ci, elle est donnée par [66]:

$$V_{ar} = V_a + 1.8 \cdot w \quad (3.14)$$

$w$  représente la vitesse de marche ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )

La perméabilité des vêtements est aussi affectée par les mouvements d'air, le coefficient correcteur est donné en fonction du coefficient correcteur à appliquer à l'isolement vestimentaire total ( $I_T$ ) [15]:

$$im_{dyn} = im_{st} \cdot (4.9 - 6.5 \cdot corr_{IT} + 2.6 \cdot corr_{IT}^2) \quad (3.15)$$

### 3.4. Echange de chaleur à l'intérieur du corps

Le corps humain génère une grande quantité d'énergie calorifique pour produire une énergie mécanique (travail) donnée. Une partie de cette chaleur sert au maintien de la température interne alors que le surplus est dégagé des organes internes vers la peau afin d'être dissipé vers l'extérieur. Ce transfert de chaleur des tissus internes vers les tissus de la peau se fait en partie par conduction, mais surtout grâce à la circulation sanguine. Le modèle développé considère un transfert de chaleur par conduction dans le sens transversal entre les nœuds adjacents d'un même segment, même si ce transfert reste faible à cause de la faible conductivité des tissus (entre  $0.75\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$  et  $0.16\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ ) et du faible gradient de température.

La fonction principale des vaisseaux sanguins est l'acheminement des nutriments et de l'oxygène aux différents organes. D'autre part, le sang participe aussi à la régulation de la température interne. Les différentes parties du corps humain sont irriguées par le sang chaud venant du cœur à travers les artères principales. Le sang qui circule dans les artères va alimenter les lits capillaires, puis va retourner de nouveau au cœur à travers les veines.

Le phénomène de transfert de chaleur entre les tissus et le sang est modélisé par l'équation biothermique de Penn [67]. Cette équation est largement discutée dans la littérature [68-71] ; celle-ci considère que l'influence de la circulation sanguine sur la température des tissus se fait par un échange de chaleur entre les artères et les tissus. Le flux de chaleur échangé entre l'artère et les tissus est donné par :

$$B(i, j) = \rho_{sa} \cdot C_{sa} \cdot BF(i, j) \cdot (T_{sa}(i) - T(i, j)) \quad (3.16)$$

$\rho_{sa} \cdot C_{sa}$  représente la chaleur volumétrique spécifique du sang ; sa valeur numérique typique est  $\rho_{sa} \cdot C_{sa} = 1.067\text{Wh/l.°C}$  [11].

Beaucoup de modèles considèrent la température du sang au niveau des artères ( $T_{sa}$ ) constante et égale à la température du sang au niveau du cœur. Cependant cette hypothèse peut être source d'erreurs, surtout au niveau des extrémités. Le modèle utilisé dans le présent travail introduit le calcul de la température artérielle en fonction de deux paramètres :



- 1- L'échange de chaleur avec les tissus.
- 2- L'échange de chaleur par contre-courant entre les artères et les veines adjacentes.

Lors de l'irrigation des extrémités, le sang est refroidi lors d'un échange par contre-courant entre les artères et les veines adjacentes. Les artères vont alimenter les lits capillaires, le sang va par la suite retourner dans les veines, et se réchauffer à son tour par contre-courant. Le principe de cet échange est représenté dans la figure 3.3.

Les structures vasculaires en contre courant peuvent être classées en trois catégories. La première est celle d'une artère et d'une veine en parallèles, elle est rencontrée au niveau des bras et des jambes. La seconde est celle d'une artère entourée par plusieurs veines, comme dans les doigts. Et la troisième est celle d'une multitude de petites artères et veines parallèles et mêlées entre elles [72].

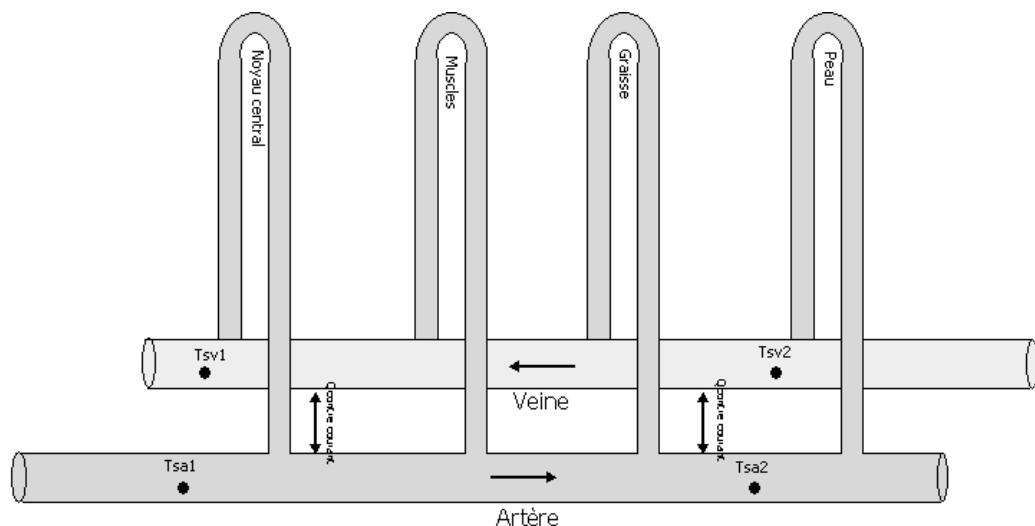


Fig. 3.3. Echange de chaleur par contre-courant

L'échange de chaleur par contre-courant entre artères et veines adjacentes est donné par l'équation de Gordon [73] :

$$Q_x = h_x \cdot (T_{sa,2} - T_{sv,2}) \quad (3.17)$$

Le coefficient d'échange par contre courant ( $h_x$ ) entre les artères et les veines est tiré de la littérature [46].

En posant l'hypothèse de continuité de masse dans les vaisseaux sanguins d'un même segment, la diminution de la température dans les artères ( $T_{sa,1}-T_{sa,2}$ ) correspond à l'augmentation de la température dans les veines ( $T_{sv,1}-T_{sv,2}$ ) pour un même élément après un échange par contre courant :

$$\rho_{sa} \cdot C_{sa} \cdot (\sum BF(j)) \cdot (T_{sa,1} - T_{sa,2}) = \rho_{sa} \cdot C_{sa} \cdot (\sum BF(j)) \cdot (T_{sv,1} - T_{sv,2}) \quad (3.18)$$

En substituant le terme à droite de l'équation (3.18) par le terme à droite de l'équation (3.17) la température du sang au niveau de l'artère est alors donnée par :

$$T_{sa,2} = \frac{\rho_{sa} \cdot C_{sa} \cdot (\sum BF(j)) \cdot T_{sa,1} + h_x \cdot T_{sv,2}}{\rho_{sa} \cdot C_{sa} \cdot (\sum BF(j)) + h_x} \quad (3.19)$$

L'équation biothermique considère que la température du sang dans les veines en un point donné dépend de la température des différents tissus au niveau du même point, ce qui nous permet d'écrire :

$$T_{sv,2} = \frac{\sum_{j=1}^4 BF(j) \cdot T(j)}{\sum_{j=1}^4 BF(j)} \quad (3.20)$$

L'effet isolant des tissus varie inversement avec la quantité de sang qui y circule. Lorsque la température du corps augmente, le cerveau actionne la vasodilatation. C'est une réaction physiologique qui se traduit par l'augmentation du diamètre des vaisseaux sanguins et conduisant à l'augmentation du débit sanguin cutané. La quantité de chaleur véhiculée par le sang jusqu'à la peau et évacuée vers l'extérieur s'en trouve ainsi augmentée. Inversement, lorsqu'un individu est soumis au froid, le cerveau actionne la vasoconstriction. Ce mécanisme permet une réduction du débit sanguin. Les vaisseaux sanguins se contractent afin de minimiser les échanges de chaleur entre l'intérieur du corps et les tissus superficiels cutanés et donc une réduction des pertes de chaleur vers l'extérieur. Quand les vaisseaux sanguins sont dilatés au maximum, l'échange thermique en surface est de 5.55 cal/m<sup>2</sup>/h ; quand ils sont contractés au maximum, il n'est plus que de 3 cal/m<sup>2</sup>/h [74].

Aux conditions de neutralité thermique, les tissus sont alimentés par un débit sanguin de base (Tableau A.6, Appendice 1). En conditions de non neutralité thermique la perfusion des tissus, sauf pour la peau, varie en fonction des variations du métabolisme. En ce qui concerne la peau, le débit sanguin cutané varie selon que le corps est en situation de vasodilatation ou de vasoconstriction.

Le débit sanguin au niveau du noyau central, des muscles et de la graisse est donné par l'équation 3.21, avec l'hypothèse qu'un débit sanguin de 1.0 l/h est nécessaire pour une production de chaleur par le métabolisme de l'ordre de 1.16 W [9].

$$BF(i, j) = BF_{bas}(i, j) + \frac{\Delta Q_m(i, j)}{1.16} \quad (3.21)$$

Le débit sanguin cutané est donné par :

$$SBF(i) = \frac{SBF_{bas}(i) + Skin_v(i).Dilat}{1 + Skin_c(i).Stric} .km(i) \quad (3.22)$$

'Dilat' et 'Stric' représentent les commandes émis par le cerveau pour activer la vasodilatation ou la vasoconstriction.

$km(i)$  est un coefficient multiplicateur qui tient compte de la différence de température entre la valeur actuelle et la valeur de référence de la température de la peau, il est donné par :

$$km(i) = 2^{\frac{T_{sk}(i) - T_{set}(i)}{10}} \quad (3.23)$$

### 3.5. Echange de chaleur avec l'environnement

Le corps humain échange de la chaleur avec son environnement par convection, conduction, rayonnement, évaporation, et respiration.

#### 3.5.1. Echange de chaleur par conduction

Le transfert de chaleur par conduction résulte du contact direct entre la surface de la peau et la surface d'un corps étranger. Ce mode de transfert de chaleur est présent lors d'un contact entre la semelle du pied et le sol ou lors d'un contact avec des éléments du mobilier (chaise, lit, etc.). Ce mode de transfert joue un rôle minime dans le mécanisme de transfert de chaleur mais peut être une source de malaise thermique dans certains cas. A titre d'exemple, quand une personne s'assoie sur une chaise froide, elle ressent immédiatement un malaise du fait du contact avec une masse froide qui entraîne une déperdition de chaleur rapide par conduction à partir de la peau, par l'intermédiaire des vêtements, vers la chaise. La conduction est négligeable si la surface de contact est faible. Néanmoins, notre modèle inclut une surface de contact pour chaque segment. En admettant que la conductivité thermique d'un habit dépend de son isolation thermique intrinsèque, on en déduit que le flux de chaleur par conduction à travers les vêtements est :

$$Q_{cd} = \frac{T_{sk} - T_{sr}}{\sum I_{clu}} \quad (3.24)$$

### 3.5.2. Echange de chaleur par convection

L'échange de chaleur par convection entre le corps et l'environnement est divisé en deux catégories selon la nature des mouvements d'air:

**Convection naturelle** : quand les mouvements d'air autour du corps sont faibles (<0.2m/s). La couche d'air qui enveloppe le corps se trouve à une température proche de celle de la peau. Cet air chaud, souvent plus léger que l'air ambiant, va remonter le long du corps du fait des forces de poussée ascendantes. Ce mouvement d'air va participer à un échange de chaleur par convection naturelle.

**Convection forcée** : l'échange de chaleur par convection est dit convection forcée quand les mouvements d'air autour du corps sont provoqués par des forces externes et dépassent la vitesse de 0.2m/s.

L'échange de chaleur par convection est alors calculé pour chaque segment de peau par la formule suivante :

$$Q_c = F_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{sk} - T_a) \quad (3.25)$$

$F_{cl}$  est un facteur réducteur qui prend en compte l'effet lié à l'isolement vestimentaire. Il est donné par :

$$F_{cl} = \frac{I_a(nu)}{I_{cl} + I_a(\text{Habillé})} = \frac{1}{I_{cl} \cdot (h_c + h_r) + \frac{1}{f_{cl}}} \quad (3.26)$$

Les formules de calcul des coefficients d'échange par convection ( $h_c$ ) selon la posture, pour les deux types d'échange sont présentées dans le tableau 3-2. Ces formules sont le résultat des études menées par Oguro *et al.* sur un mannequin thermique. Ces coefficients sont sous forme d'une fonction puissance. Les travaux d'Oguro *et al.* ont montré qu'en situation d'air calme, le coefficient d'échange par convection varie en fonction de la différence de température entre la peau et l'air ambiant. [75].

La circulation de l'air augmente l'échange par convection à cause de la réduction de l'épaisseur de la couche d'air adjacente à la peau, ce qui a pour effet d'augmenter la conductibilité [72]. Les études menées sur un mannequin à l'intérieure d'une soufflerie ont permis à Oguro *et al.*[76] de développer des expressions pour le coefficient d'échange par convection en fonction de la vitesse de l'air ambiant.

L'évaluation des coefficients d'échange de chaleur par convection en utilisant ces relations sont en bonne concordance avec d'autres études [77-80].

Tab. 3.2. Coefficients d'échange par convection en fonction de la posture

	Convection naturelle	Convection forcée
Position debout	$h_c = 1.21 \cdot (T_{sk} - T_a)^{0.43}$	$h_c = 9.41 \cdot v^{0.61}$
Position assise	$h_c = 0.78 \cdot (T_{sk} - T_a)^{0.56}$	$h_c = 9.43 \cdot v^{0.63}$

### 3.5.3. Echange de chaleur par rayonnement

Il s'agit de l'échange de chaleur entre le corps humain et son environnement à travers des rayonnements de grandes longueurs d'ondes ainsi que la réception par le corps de rayons solaires de courtes longueurs d'ondes. Dans un environnement asymétrique (non uniforme), l'échange de chaleur par rayonnement entre une partie du corps et

l'environnement peut être représenté par la somme des échanges entre cette partie du corps et les différentes structures qui l'entourent (murs, fenêtres, etc.). L'évaluation de ce rayonnement impose le calcul des facteurs de forme entre chaque segment et la surface vers laquelle il rayonne. Dans la vie réelle, l'homme est en continuel mouvement, ce qui rend très complexe le calcul de ces facteurs de forme.

Le modèle utilisé introduit une température moyenne des différentes surfaces. C'est une température uniforme d'une enveloppe fictive, elle est donnée par :

$$T_{sr,m} = \frac{\sum_{j=1}^n T_{sr,j} \cdot A_{sr,j}}{\sum_{j=1}^n A_{sr,j}} \quad (3.27)$$

$T_{sr}$ , et  $A_{sr}$  sont respectivement la température et l'aire de la surface 'j' d'une enveloppe constituée de 'n' parois.

Les travaux de Jones *et al.* [32] ont montré que le calcul des échanges de chaleur par rayonnement en considérant le corps humain comme une seule entité peut être source d'erreurs. Le modèle de la présente étude estime l'échange de chaleur par rayonnement entre un segment du corps et les surfaces avoisinantes par la relation suivante :

$$Qr(i) = F_{cl}(i) \cdot hr(i) \cdot (T_{sk}(i) - T_{sr,m}) \quad (3.28)$$

$$\text{avec: } h_r(i) = \sigma \cdot \varepsilon_{sk} \cdot \varepsilon_{sr,m} \cdot f_{eff}(i) \cdot (T_{sk}(i)^2 + T_{sr,m}^2) \cdot (T_{sk}(i) + T_{sr,m}) \quad (3.29)$$

$\varepsilon_{sk}$  et  $\varepsilon_{sr,m}$  sont des coefficients d'émissivité de la surface de la peau et des surfaces environnantes. L'émissivité de la peau humaine est proche de l'unité, de l'ordre de 0.98[79]. Les vêtements ont une émissivité de 0,95 alors que l'émissivité des surfaces environnantes est de l'ordre de 0,93. [13]

$f_{eff}$  est un facteur effectif de surface, il représente le pourcentage des rayonnements qui quittent le segment considéré pour se projeter sur les surfaces voisines. Il est introduit pour tenir compte du fait que certaines parties du corps échangent de la chaleur non seulement

avec les surfaces avoisinantes mais aussi avec les autres segments, comme par exemple entre les deux jambes. Ce facteur peut aussi être défini comme le ratio entre la surface rayonnante vers les surfaces environnantes et la surface totale. La surface effective rayonnante est de ce fait inférieure à la surface totale. L'indice  $f_{eff}$  a une valeur moyenne de 0,73 pour une personne debout et 0,7 pour une personne assise [17]. Les deux valeurs étant assez proches, une valeur moyenne de 0,71 est considérée dans les calculs.

L'exposition de l'ensemble ou d'une partie du corps aux rayons solaires peut être une source d'inconfort. Ce paramètre est pris en compte dans le modèle à travers l'intégration au niveau de chaque nœud de l'absorptivité de la peau pour les rayonnements de courtes longueurs d'ondes. Pour les parties du corps non habillées, comme le visage et les mains, l'énergie absorbée dépend de l'absorptivité de la surface de la peau, qui dépend à son tour de la couleur de la peau. Pour les personnes de couleur foncée ( $\alpha_{sk}= 0.8$ ); pour les personnes de couleur claire ( $\alpha_{sk}= 0.4$ ) [76].

Pour les parties habillées, l'énergie absorbée dépend aussi de la transmittivité des vêtements. Ces derniers sont supposés être semi transparents. Lorsque les rayons de soleil arrivent à la surface de la peau (Figure 3.4), une partie est absorbée alors que l'autre est réfléchi vers les vêtements sous forme de rayonnement de grandes longueurs d'ondes dont une partie est à son tour réfléchi donnant lieu à des multi- réflexions. Les vêtements et la peau absorbent la majorité du flux solaire incident, le reste est réfléchi et réintroduit dans le bilan thermique de la chambre.

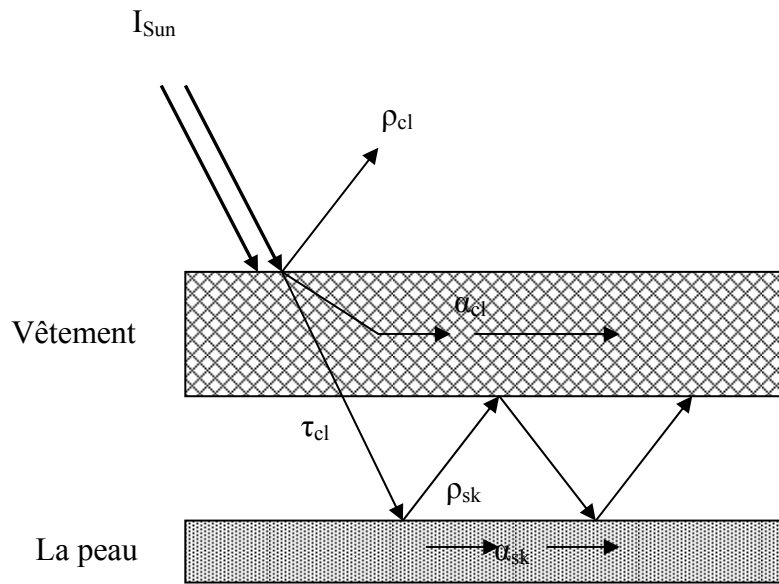


Fig. 3.4. Transmission du rayonnement solaire à travers les vêtements

Les gains solaires au niveau d'un segment sont donnés par :

$$I_{sk} = \frac{I_{sun} \cdot \tau_{cl} \cdot \alpha_{sk}}{1 - (1 - \alpha_{sk}) \cdot \rho_{cl}} \quad (3.30)$$

#### 3.5.4. Perte de chaleur par évaporation

Le transfert de chaleur par évaporation correspond à une chaleur latente de changement d'état qui se manifeste au niveau de la peau lors de la transpiration. Quand la sueur s'évapore, elle absorbe une certaine quantité de chaleur, ce qui permet au corps de se refroidir. Cet effet de refroidissement est très puissant puisque l'évaporation de 1g/mn correspond à une évacuation de chaleur de 41W. Le transfert de chaleur par évaporation se fait par deux mécanismes. Le premier est une diffusion de vapeur d'eau à travers les cellules cutanées. C'est un transfert présent en continu, qui n'est pas contrôlé par le système thermorégulateur et qui est causé par une différence de pression de la vapeur d'eau entre la surface de la peau et l'air ambiant. La deuxième correspond à l'évaporation de la sueur secrétée par les glandes sudoripares qui s'opère au niveau de la surface de la peau. Le transfert de chaleur par évaporation est la somme des deux transferts de chaleur, il est calculé au niveau de chaque segment par la relation suivante [11]:



$$\begin{aligned}
E(i) &= E_b(i) + E_{sweat}(i) \\
E_b(i) &= .06 \cdot \left( 1 - \frac{E_{sweat}(i)}{E_{max}(i)} \right) \cdot E_{max}(i) \\
E_{sweat}(i) &= Sweat.Skins(i).km(i)
\end{aligned} \tag{3.31}$$

$E_{max}$  est la chaleur maximale par évaporation pouvant être perdue par un segment donné, avec :

$$E_{max} = h_e \cdot (p_{sk,s} - p_a) \cdot A \tag{3.32}$$

$E_{max}$  est fonction de la différence entre la pression de la vapeur d'eau à la saturation au niveau de la peau ( $p_{sk,s}$ ) et la pression de vapeur d'eau de l'air ambiant ( $p_a$ ). A partir d'une certaine valeur maximale, la peau n'arrive plus à évacuer la transpiration par évaporation et l'humidité commence à se déposer sur la surface de la peau sous forme de sueur. Par conséquent, la pression de vapeur d'eau à cet endroit atteint le niveau de saturation. La pression de vapeur d'eau à la saturation au niveau de la peau est donnée par :

$$P_{sk,s} = 0,1 \cdot Exp \left[ \left( 18,956 - \frac{4030}{T_{sk} + 235} \right) \right] \tag{3.33}$$

Le terme ( $h_e$ ) dans l'équation (3.32) représente le coefficient de transfert de chaleur par évaporation. Il peut être estimé à partir du coefficient de transfert convectif ( $h_c$ ), du rapport de Lewis ( $LR$ ) [81] et de l'indice de perméabilité à la l'humidité ( $im$ ). Pour une personne nue, l'indice de perméabilité à la l'humidité ( $im$ ) est de l'ordre de 0.5, pour des vêtements imperméables ce coefficient est proche de zéro [65].

Le rapport de Lewis ' $LR$ ' décrit la relation entre le transfert convectif et le transfert de masse. Aux conditions normales, il est égal à  $16.5 \text{ } ^\circ\text{C.kPa}^{-1}$ .

Pour une personne nue, le coefficient de transfert par évaporation est donné par [63] :

$$h_e = LR.h_c \tag{3.34}$$

Pour une personne habillée, celui-ci est donné par [15] :

$$he = \frac{LR \cdot im}{I_{cl} + \frac{I_a}{f_{cl}}} \quad (3.35)$$

### 3.5.5. Pertes de chaleur par respiration

La respiration provoque une perte de chaleur du fait que l'air expiré est plus chaud que l'air inhalé et de la différence de la teneur en eau entre les deux. La chaleur et la vapeur d'eau sont transférées à l'air inhalé par convection et évaporation.

Durant la respiration, le corps évacue de la chaleur sensible par convection et de la chaleur latente par évaporation. L'échange de chaleur latente est calculé à partir de l'activité pulmonaire. L'activité pulmonaire, pour sa part, dépend de l'activité métabolique (plus l'activité physique augmente plus le rythme respiratoire va augmenter).

L'échange de chaleur sensible est basé sur la différence de température entre l'air inspiré, supposé être à la température ambiante, et l'air expiré. La perte de chaleur par respiration est supposée se manifester au niveau du noyau central du torse. Cette dernière est donnée par :

$$Q_{res} = (0.0014 \cdot (34 - T_a) + 0.017 \cdot (5.867 - P_a)) \cdot \sum_{i=1}^{17} \sum_{j=1}^4 Q_m(i, j) \quad (3.36)$$

$Q_m(i, j)$  représente le métabolisme du segment 'i' et de la couche 'j'.

### 3.6. La thermorégulation

L'homme est un homéotherme, il doit maintenir sa température interne autour de 37°C indépendamment des fluctuations de la température ambiante. La température interne est maintenue s'il existe un équilibre thermique entre l'énergie produite par le corps et celle échangée avec l'environnement extérieur. Un système de contrôle sonde l'état thermique du corps par des organes sensoriels (thermorécepteurs) se trouvant dans les différentes parties du corps. Si les températures corporelles s'écartent de leurs valeurs de référence, le cerveau intervient pour rétablir l'équilibre thermique par l'activation de réactions appropriées. Dans un premier temps, la réaction consiste en l'adaptation du comportement (exemple: modification de la tenue vestimentaire, ouverture ou fermeture

des fenêtres, etc.). Si cette réaction s'avère insuffisante, le cerveau active alors les mécanismes de régulation physiologiques internes. Dans le cas d'une sensation de chaleur, ces mécanismes sont la vasodilatation et la transpiration ; alors que dans le cas de sensation de froid ce sont la vasoconstriction et le frissonnement.

Il existe deux types de thermorécepteurs :

Les thermorécepteurs internes : ce sont des récepteurs qui se trouvent au niveau abdominal, dans la moelle épinière, et surtout dans la partie antérieure de l'hypothalamus (cerveau). Ces récepteurs évaluent la température interne du corps et spécialement celle du cerveau en mesurant la température du sang qui le traverse.

Les thermorécepteurs cutanés : ceux-ci sont répartis le long du corps au niveau de la peau. Certains sont sensibles à l'augmentation de la température cutanée (thermorécepteurs de chaud), d'autres sont sensibles à la diminution de la température cutanée (thermorécepteurs de froid).

Les thermorécepteurs de froid enclenchent la sensation de froid si la température au niveau de la peau diminue à une vitesse supérieure à  $0.004^{\circ}\text{C/s}$ . Alors que les thermorécepteurs de chaud enclenchent la sensation de chaleur si la température augmente à plus de  $0.001^{\circ}\text{C/s}$  [82].

Quand une variation de température est détectée, des impulsions nerveuses sont transmises au cerveau. Ce dernier coordonne les différentes informations reçues et décide des mécanismes à mettre en œuvre afin de maintenir la température interne constante.

Le système de contrôle est un système actif qui met en jeu des transferts d'informations et de commandes. Il détermine les réactions physiologiques internes du corps. Il commande le débit sanguin cutané, le débit de sudation et les frissons. La présente étude se base sur les principes élaborés par Stolwijk dans la modélisation du système actif. Le modèle de Stolwijk [9] reste à nos jours une référence dans la modélisation du système actif intervenant dans les modèles de confort thermique.

Le système de contrôle peut être divisé en 3 parties :

**a- Les détecteurs :** la régulation nécessite la capacité de collecter et d'utiliser des informations. Nous régulons la température de notre corps parce que nous connaissons la température de bon fonctionnement de notre machine corporelle.

Les thermorécepteurs décèlent l'état thermique du système contrôlé en comparant la température de chaque compartiment à une température de référence ' $T_{set}$ '. Il en résulte un signal d'erreur. Ce signal d'erreur est calculé pour chaque compartiment par l'expression suivante :

$$Error(i, j) = T(i, j) - T_{set}(i, j) \quad (3.37)$$

Si ce signal est positif, nous pouvons assumer que les thermorécepteurs spécifiques au chaud sont activés alors que ceux spécifiques au froid sont désactivés. On écrit dans ce cas :

$$Warm(i, j) = Error(i, j) \quad (3.38)$$

Si par contre ce signal est négatif, alors les thermorécepteurs du froid sont activés alors que ceux spécifiques au chaud sont désactivés. On écrit dans ce cas :

$$Cold(i, j) = -Error(i, j) \quad (3.39)$$

Le modèle développé dans la présente étude considère quatre (4) détecteurs au niveau de chaque segment, chaque segment étant constitué de quatre couches. Au total 68 signaux d'erreurs sont récoltés et analysés.

**b- L'intégrateur :** Ce système est situé au niveau de la partie basse du cerveau, dans une structure appelé l'hypothalamus. Ce système reçoit les informations venant des thermorécepteurs situés au niveau de la peau. Un terme ' $Skinr$ ', qui représente la distribution des thermorécepteurs cutanés sur le corps est introduit. Le ' $Warms$ ' total pour la peau devient :

$$Warms = \sum_1^{17} Skinr(i).Warm(i,4) \quad (3.40)$$

Idem pour le 'Colds'

$$Colds = \sum_1^{17} Skinr(i).Cold(i,4) \quad (3.41)$$

Où 17 correspond au nombre de segments du corps.

Les différentes parties du corps peuvent être à différentes températures. Les signaux *Warms* et *Colds* permettent de déceler l'état thermique au niveau de la peau. Stolwijk considère que les éléments qui interviennent dans le choix du mécanisme de thermorégulation à entreprendre sont la température interne de la tête, correspondant à l'hypothalamus, ainsi que les deux signaux (*Warms* et *Colds*) correspondants à l'état thermique au niveau de la peau.

**c- L'effecteur** : Les signaux émis par l'intégrateur sont transmis à l'effecteur. Celui-ci analyse ces signaux et décide, à partir d'équations de contrôle, des commandes de thermorégulation à activer. Ces commandes sont par la suite transmises aux différentes parties du corps. Les équations de contrôle contiennent un premier terme qui représente le produit d'un coefficient de contrôle et le signal de la température au niveau de l'hypothalamus, un second terme représentant le produit d'un coefficient de contrôle et un signal intégrateur de la température de la peau, et un dernier terme représentant le produit d'un coefficient de contrôle, un signal de température de l'hypothalamus et un signal de la température de la peau. Quatre commandes différentes sont ainsi obtenues :

$$\begin{aligned} Sweat &= Csw.Error(1,1) + Ssw.(Warms - Colds) + Psw.Warm(1,1).Warms \\ Dilat &= Cdil.Error(1,1) + Sdil.(Warms - Colds) + Pdil.Warm(1,1).Warms \\ Chill &= (Cchil.Error(1,1) + Schil.(Colds - Warm)).Pchil.(Warms - Colds) \\ Stric &= Ccon.Error(1,1) + Scon.(Colds - Warm) + Pcon.Cold(1,1).Colds \end{aligned} \quad (3.41)$$

*Error (1,1)* correspond au signal d'erreur au niveau du noyau de la tête (hypothalamus).

Les coefficients de contrôle *Csw*, *Ssw*, *Psw*, *Cdil*, *Sdil*, *Pdil*, *Chil*, *Schil*, *Pchil*, *Ccon*, *Scon*, *Pcon* sont donnés dans le tableau A.9 en Appendice 1.

Ces équations sont intégrées dans le modèle. Si une expression prend une valeur négative, il lui sera attribué la valeur 0, si par contre elle prend une valeur positive cela signifie que cette commande est activée par le corps et sa valeur dépendra du niveau d'astreinte ressentie.

Les quatre différentes commandes sont données par le tableau 3.3.

Tab. 3.3. Les commandes de thermorégulation

En cas de chaleur	<p>-Sweat: Commande de sudation, engendrant la production de sueur. [Chapitre 3.5.4]</p> <p>-Dilat: Commande de vasodilatation, qui est une augmentation des vaisseaux sanguins, ce qui favorise l'évacuation de la chaleur. [Chapitre 3.4].</p>
En cas de froid	<p>-Stric: Commande de vasoconstriction, contraction des vaisseaux sanguins en cas de froid. [Chapitre 3.4].</p> <p>-Chill: Commande de frissons, qui provoque une augmentation de production de chaleur dans les couches musculaires. [Chapitre 3.2].</p>

### 3.7. Méthode d'évaluation

Notre travail de recherche vise à la fois à modéliser le comportement dynamique du confort thermique d'un occupant et aussi à créer un lien entre le confort thermique et la consommation énergétique dans le bâtiment. Pour cela un code de calcul a été élaboré sous Matlab reprenant les formules des différents échanges de chaleur qui ont lieu au niveau du corps lui-même et entre celui-ci et l'environnement, du système de contrôle qui permet de déceler l'état thermique, des commandes de thermorégulation, ainsi que d'un indice de confort thermique. Les conditions initiales sont mentionnées en Appendice 1. Un algorithme simplifié du programme élaboré est donné en Appendice 2.

## 4. COMPARAISON ENTRE LES PREDICTIONS DU MODELE ET LES RESULTATS D'ETUDES EXPERIMENTALES

### 4.1. Introduction

La représentation du système passif et actif élaboré dans le présent modèle nous amène à poser la question si cette modélisation engendre une bonne prévision de la réponse physiologique du corps humain. Pour cette raison, les résultats du présent modèle sont confrontés aux résultats d'expériences menées par des chercheurs dans le cadre de leurs travaux sur le phénomène des réactions physiologiques. La comparaison est faite en régime établi ainsi qu'en régime transitoire.

### 4.2. Régime établi

Une étude menée par Olesen *et al.* [83] sur la distribution de la température cutanée de sujets se trouvant en condition de neutralité thermique est utilisée pour examiner les performances du modèle en régime établi. Trente deux sujets ont participé à l'expérience en passant 2.5 heures en position assise dans une ambiance neutre à  $T_a = T_r = 25.5^\circ\text{C}$ . Les sujets portaient une chemise en coton, un short en coton et des chaussettes. La moyenne des 32 températures cutanées mesurées à la fin de l'exposition au niveau des différentes parties du corps est comparée aux prédictions du modèle. Une équipe de l'université de Berkeley a menée une étude similaire sur des sujets portant une tenue légère dans des conditions climatiques semblables [84].

Les résultats des deux études expérimentales sont confrontés aux résultats du modèle développé dans la présente étude. Il est à noter que pour des conditions relativement similaires, la différence entre les deux données expérimentales dépasse des fois  $1,5^\circ\text{C}$ . Cela démontre la difficulté de prévoir le comportement humain face à un environnement donné. Néanmoins, le tableau 4.1 montre que les résultats du modèle théorique sont assez concordants avec les résultats des deux expériences.

Tab. 4.1. Température cutanée en situation de neutralité thermique

Segment	Température de la peau [°C]		
	Oelsen et Fanger[83]	UCLA Berkeley[84]	Modèle développé [présente étude]
Rectal	36.9±0.3	37.2	37.1
Le Front	34.2±1.0	35.8	34.4
Le torse	34.5±0.9	35.1	34.9
Le dos	34.4±0.6	35.3	34.5
L'abdomen	34.9±1	35.3	34.4
Bras	33.5±0.9	34.2	33.5
Avants bras	32.7±0.8	34.6	32.4
Mains	33.5±1.0	34.4	33.9
Cuisses	33.7±0.8	34.3	34.3
Jambes	32.6±1.1	32.7	32.0
Pieds	32.2±2.0	33.3	32.5
Moyenne	33.5±0.5	34.45	33.8

Werner *et al.*[85] ont menés 86 tests dans des chambres climatiques avec des températures ambiantes qui varient entre 10°C et 50°C et une humidité relative maintenue à 40%. Les sujets testés portaient uniquement des shorts et se trouvaient en position de repos sur un hamac ( $act=0.8met$ ). La température tympanique et les températures cutanées par segment sont relevées.

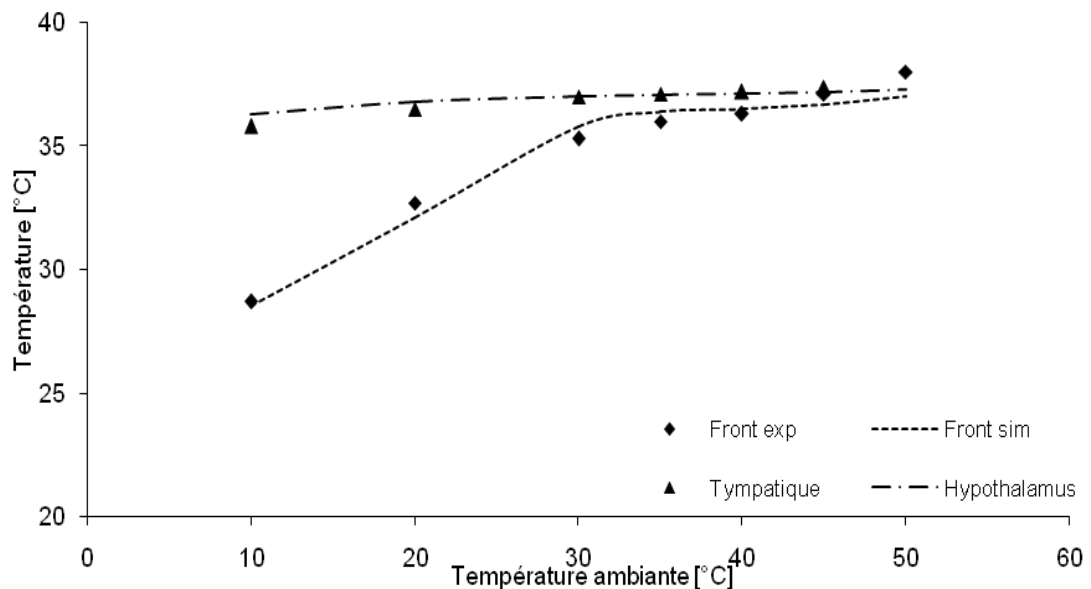
Nous avons comparé la température prédite par le modèle au niveau de l'hypothalamus avec la température tympanique, les résultats sont reportés en figure 4.1-a. Il est à noter la parfaite concordance entre les valeurs expérimentales et théoriques avec une différence maximale de 0.5°C, représentant une erreur relative de 1.5%, pour une température ambiante de 10°C. Pour les autres températures ambiantes la différence n'excède pas 0.2°C. Sur la même figure, la température cutanée au niveau du front est rapportée. Il apparaît une très bonne concordance entre les valeurs expérimentales et théoriques quelque soit les températures ambiantes puisque l'erreur relative n'excède pas 2% sauf pour la température ambiante de 50°C où l'erreur atteint 2.5%.

Il est néanmoins utile de rapporter une défaillance du modèle dans la prédiction de la température cutanée des parties supérieures du corps (avant-bras, bras et mains) face à une exposition prolongé dans un environnement froid. La figure 4.1-b montre que le modèle

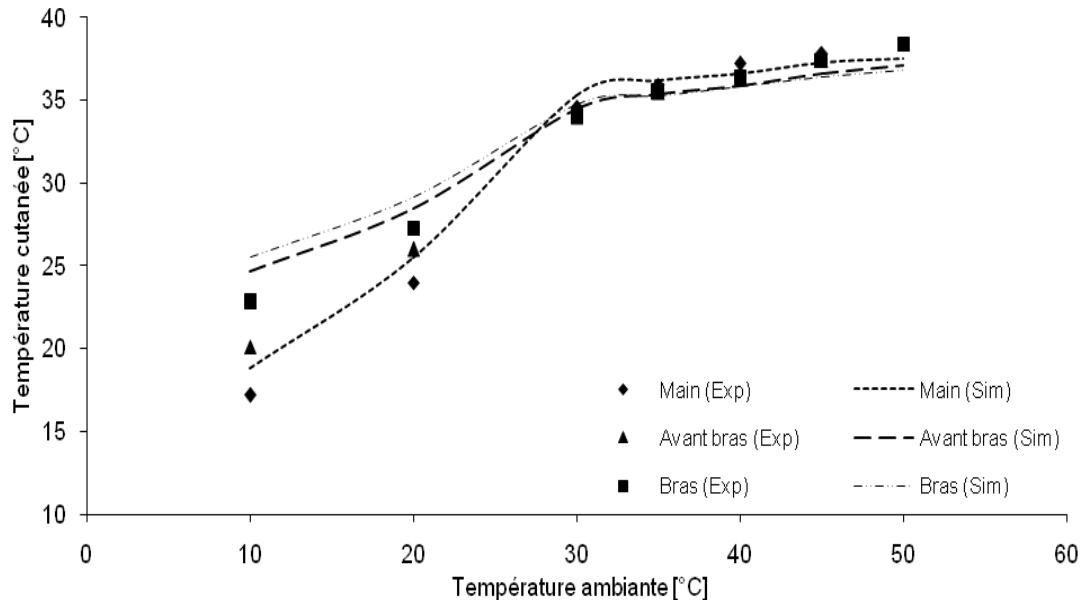


prédit des températures cutanées plus élevées que les températures relevées pour des températures ambiantes inférieures à 20°C. Cette différence atteint un maximum de 4°C, représentant une erreur relative de 22%, pour les avants bras lors d'une exposition à une ambiance de 10°C. Cela peut s'expliquer par le fait que face à une exposition prolongée à un environnement froid, afin d'éviter l'hypothermie, le corps humain va ralentir tous les mécanismes et même arrêter d'approvisionner en sang les extrémités pour se focaliser uniquement sur le maintien de la fonction cérébrale. L'écart entre les températures mesurées et les températures calculées par le modèle a tendance à se réduire avec l'augmentation de la température ambiante.

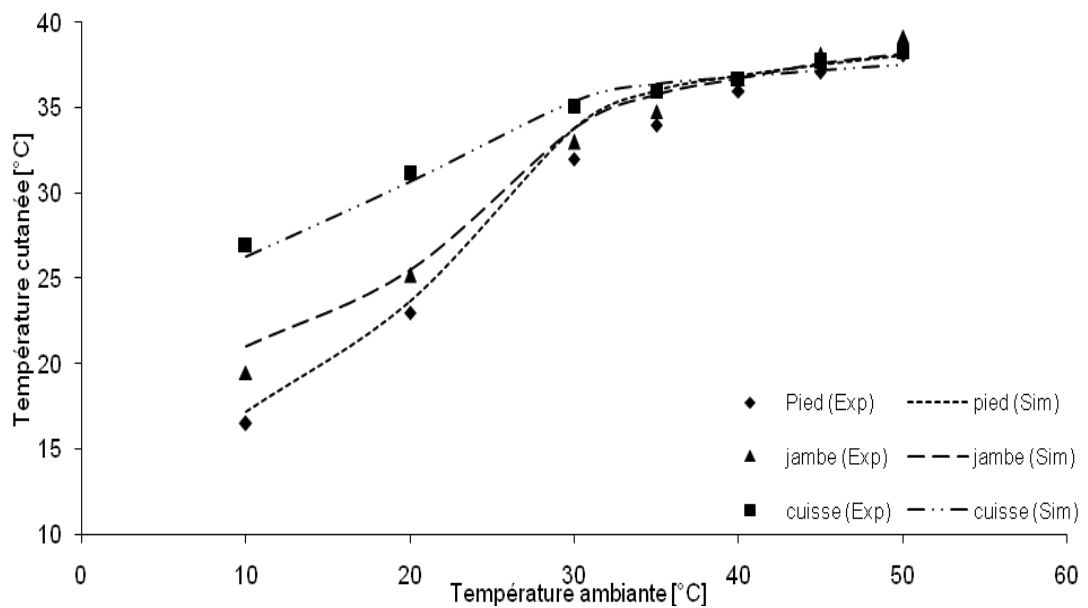
Pour les autres parties du corps, la figure 4.1-c montre qu'il y'a une assez bonne concordance entre les valeurs expérimentales et les valeurs calculées.



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.1. Comparaison entre les températures mesurées et simulées en régime établi pour différentes températures ambiantes (Exp : expérimentation, Sim : simulation)

Les prédictions du modèle concernant la température rectale, la température cutanée moyenne, la production de chaleur par le métabolisme et la perte de chaleur par évaporation sont comparées aux données physiologiques moyennes rapportées dans l'étude de Gagge *et al.* [86]. Lors de cette étude des sujets sont exposés à une plage de

températures ambiantes variant entre 12°C et 48°C pendant une durée de 1 heure. Les sujets, légèrement habillés, se trouvent en position assise.

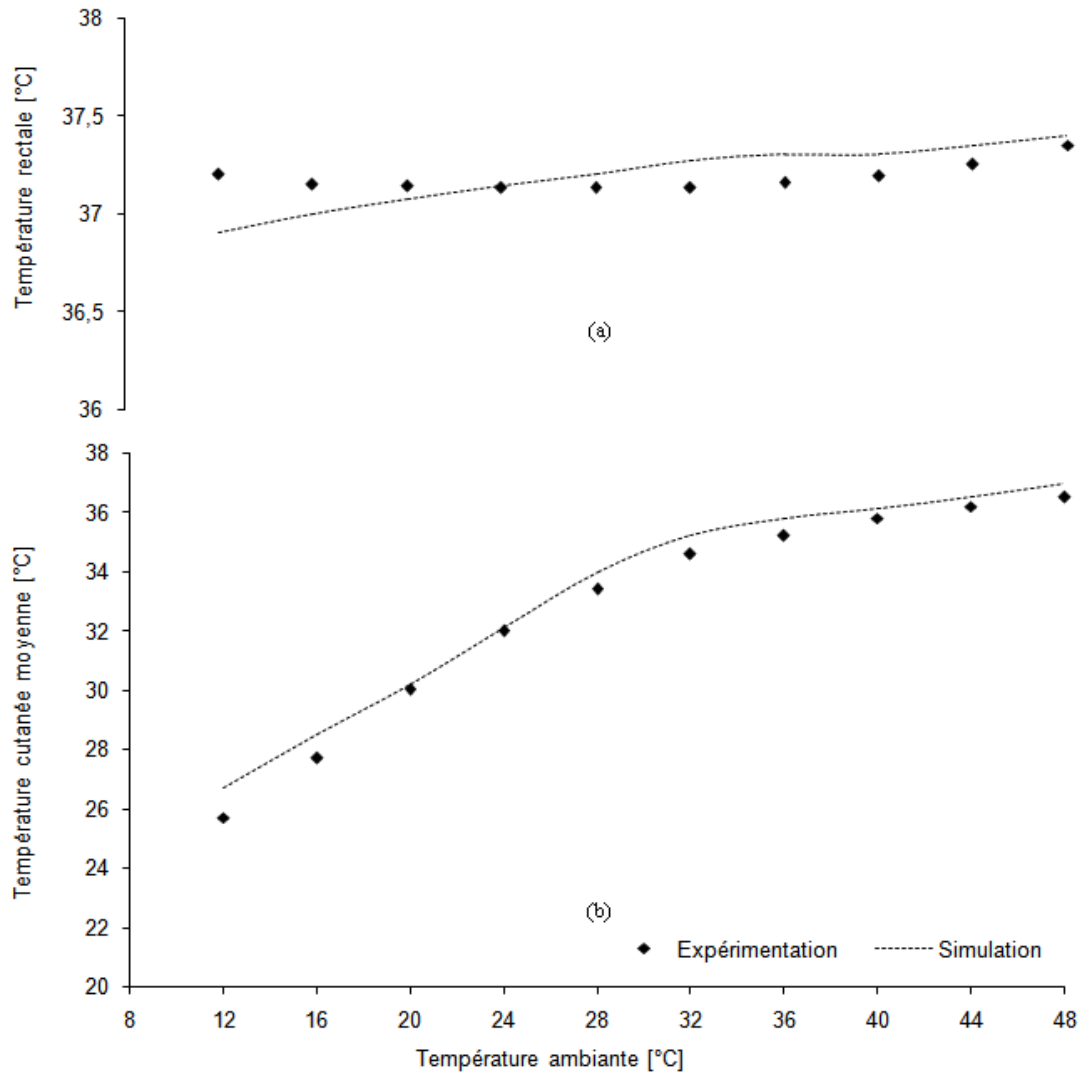


Fig. 4.2. Prédiction du modèle pour différentes températures ambiantes  
(a) Température rectale, (b) : Température cutanée moyenne.

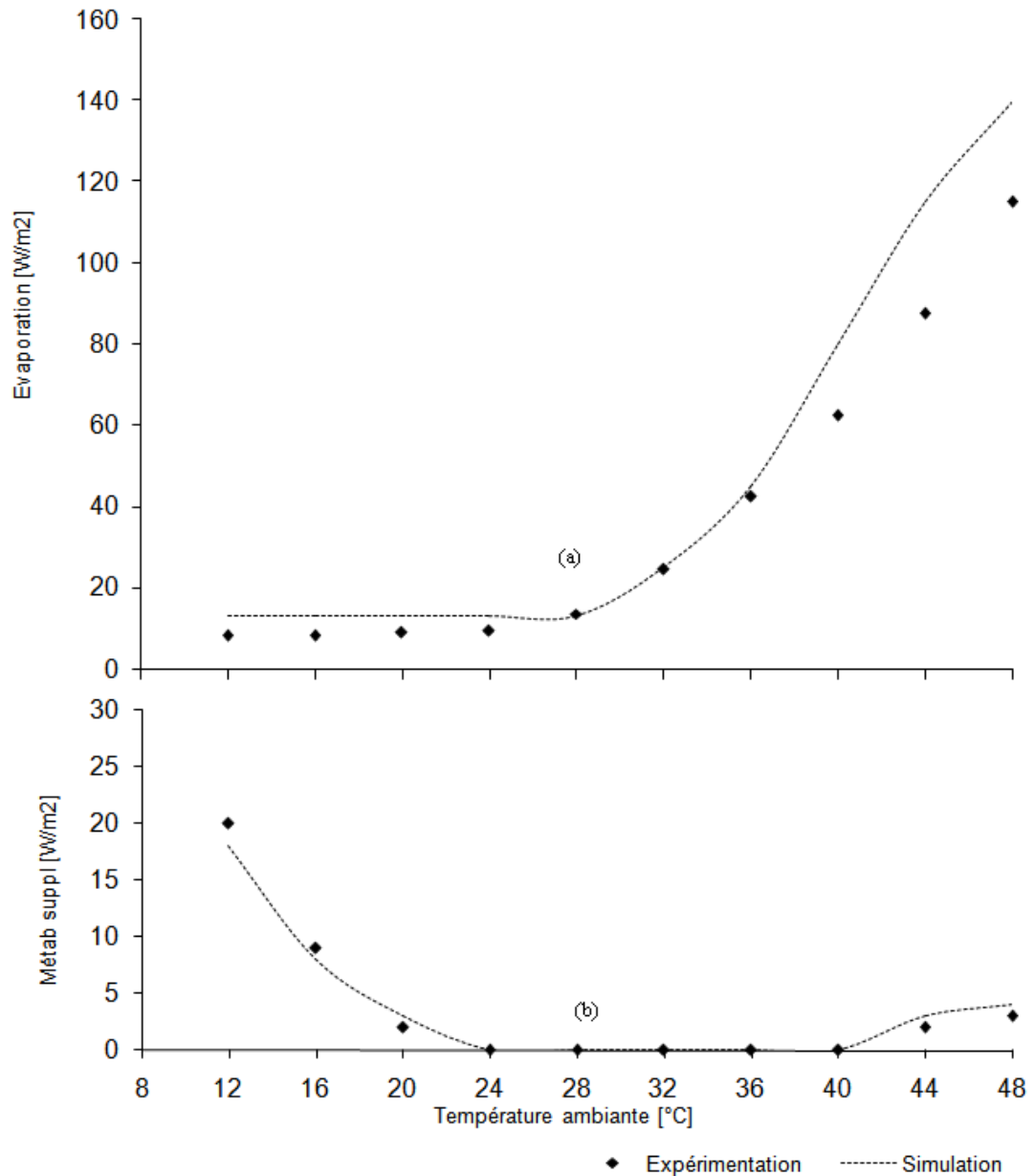


Fig. 4.3. Mesures de thermorégulation du corps humain pour différentes températures ambiantes. (a) : Evaporation, (b) : Métabolisme supplémentaire.

La figure 4.2(a) montre que la température rectale reste relativement constante, autour de 37°C, pour une température ambiante variant entre 12°C et 48°C. Il est à noter la bonne concordance entre les valeurs mesurées et les valeurs simulées, avec un écart maximal de 0.3°C enregistré à la température ambiante de 12°C. Il apparaît d'après la figure 4.2(b) que la température cutanée moyenne croît d'une façon non linéaire avec une élévation plus importante en passant d'une ambiance froide vers une ambiance neutre que lors du passage

d'une ambiance neutre vers une ambiance chaude. La température cutanée augmente d'environ 8°C en passant d'une température ambiante de 12°C à une température ambiante de 28°C, alors que cette augmentation est de 3°C lors du passage d'une ambiance à 28°C vers une ambiance à 48°C. Il est à noter que les valeurs prédites par le modèle s'accordent parfaitement avec cette tendance.

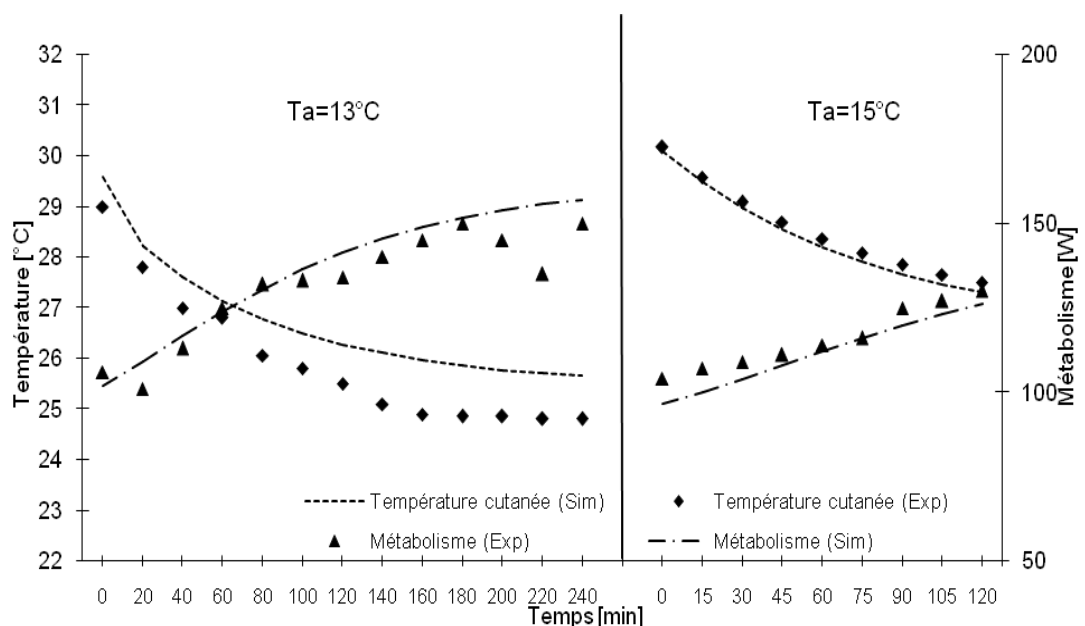
Les pertes de chaleur par évaporation, qui incluent les trois mécanismes (respiration, évaporation de la sueur et diffusion de la vapeur à travers la peau) sont illustrées par la figure 4.3. Pour une température ambiante inférieure à 28°C la sudation est absente et l'évaporation reste à son niveau de base. A partir de 28°C, le corps commence à suer pour maintenir sa température à un niveau stable. Cette tendance est parfaitement illustrée par le modèle théorique, néanmoins il est à noter que l'écart entre les valeurs calculées et les valeurs expérimentales a tendance à augmenter avec l'élévation de la température ambiante.

Les prédictions du modèle en ce qui concerne la production additionnelle de chaleur par le métabolisme sont assez bonnes. Un métabolisme additionnel occasionné par le mécanisme de frissonnement apparaît si la température ambiante baisse en dessous de 20°C. Pour une température ambiante comprise 20°C et 40°C le métabolisme reste stable et est égale au métabolisme de base. Au-delà de 40°C une légère augmentation causée par l'effet du Q10 est enregistrée.

Lors d'une exposition à une ambiance froide, l'un des mécanismes actionné par le corps pour maintenir sa température interne stable est l'augmentation du métabolisme à travers le frissonnement. La figure 4.4 illustre une comparaison entre le métabolisme calculé par le modèle et le métabolisme mesuré lors d'exposition à un environnement froid de 13°C et 15°C. Les résultats expérimentaux sont tirés de deux études, la première menée par Hardy *et al.* [87] et la deuxième par Wagner *et al.*[88].

Il apparaît d'après la figure 4.4 que le métabolisme passe de 100W à 150W après 4 heures d'exposition à une température de 13°C et de 100W à 130W après une exposition de 2 heures à une température de 15°C. Cette augmentation du métabolisme survient suite au déclenchement du mécanisme de frissonnement. La concordance entre les valeurs calculées et les valeurs mesurées est très bonne puisque l'erreur relative est généralement inférieure à 5% excepté lors d'une chute relevée à partir de la 200<sup>ème</sup> minute pour la

première expérience. En ce qui concerne la température cutanée moyenne, la différence entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées n'excède pas 1°C pour la première expérience (Hardy *et al.*), correspondant à une erreur de 4%. Pour la deuxième expérience (Wagner *et al.*) la différence maximale enregistrée est de 0.5°C correspondant à une erreur de 0.7%. Les deux illustrations montrent que les prédictions du modèle concernant la température moyenne du corps, qui représente la moyenne des températures de tous les segments, reste fiable dans un environnement froid et que l'erreur a tendance à diminuer avec l'augmentation de la température ambiante puisqu'elle passe d'une erreur maximale de 1°C à 0.5°C.



Exposition à un environnement froid  
(Hardy *et al.*)

$T_a = T_r = 13^\circ\text{C}$ ,  $V_a = 0.1\text{m/s}$ ,  $rh = 40\%$ ,  $I_{cl} = 0.1\text{clo}$ ,  
 $act = 1\text{met}$ .

Exposition à un environnement froid  
(Wagner *et al.*)

$T_a = T_r = 15^\circ\text{C}$ ,  $V_a = 0.1\text{m/s}$ ,  $rh = 40\%$ ,  $I_{cl} = 0.1\text{clo}$ ,  
 $act = 0.9\text{met}$ .

Fig. 4.4. Température cutanée moyenne et métabolisme lors d'exposition à un environnement froid.

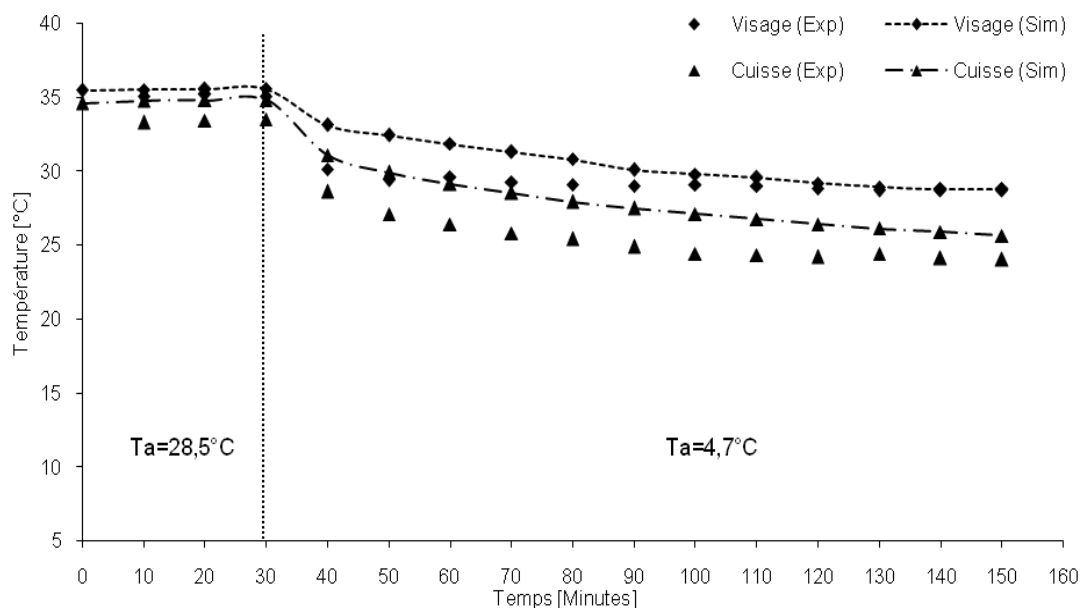
### 4.3. Régime transitoire

#### 4.3.1. Transition vers une ambiance froide

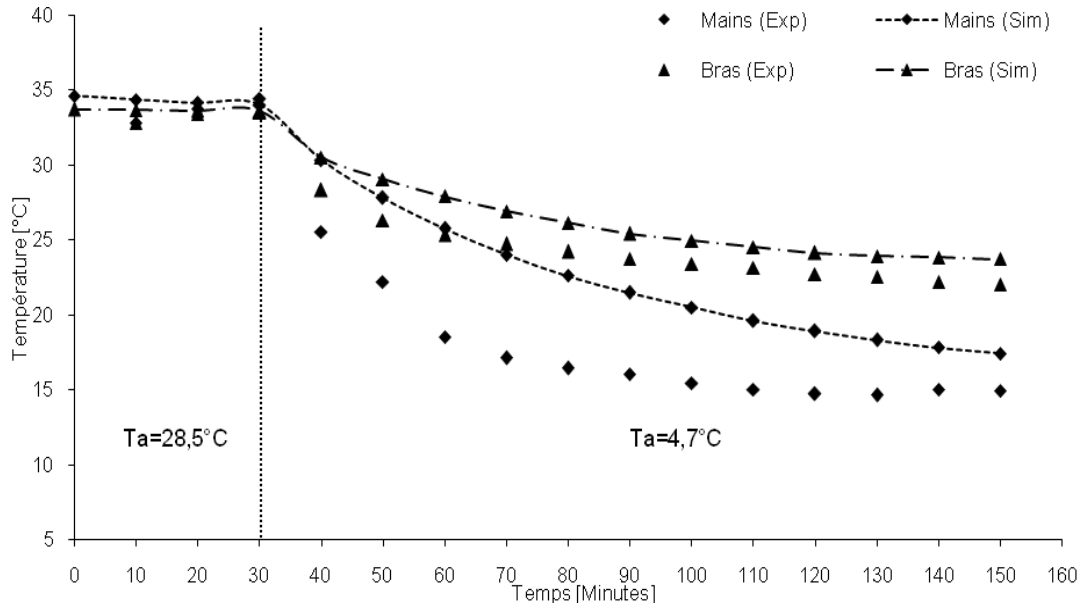
La Fig. 4.5 montre les résultats de l'expérience menée par Raven *et al.* [89] sur 11 personnes ayant transité d'une chambre se trouvant à 28,5°C et une humidité relative de

45% vers une autre chambre se trouvant à 4,5 °C et une humidité relative (Rh) de 70%. Ces personnes portaient un short et se trouvaient en état de repos. Les températures cutanées au niveau du front, du bras, du doigt, et de la cuisse ont été relevées.

Il est à noter, d'après la Fig. 4.5-a, la parfaite concordance des températures calculées au niveau du visage avec celles relevées dans le cadre de l'expérience. Pour les autres parties de corps (Fig. 4-5-a et Fig. 4.5-b) nous pouvons remarquer que durant la période transitoire (après la 30ème minute) les températures expérimentales chutent plus rapidement que celles données par le modèle théorique. Entre la 30ème et la 40ème minute la différence entre les valeurs mesurées et celles données par le modèle au niveau des cuisses et des bras est de l'ordre de 2.5°C (erreur relative de l'ordre de 7%). Cette différence se réduit considérablement avec le temps et nous pouvons remarquer que les deux courbes ont tendance à converger après une petite période quand le régime commence à se stabiliser. En ce qui concerne la main (Fig. 4.5-b), l'écart entre les valeurs calculées et les valeurs mesurées est plus prononcé avec des températures simulées plus grandes que les températures mesurées. Ceci est causé par le fait que la température est mesurée au niveau des doigts, et que ces derniers ont tendance à réagir plus rapidement aux changements extérieurs vu qu'ils sont les parties extrêmes de la main, néanmoins l'erreur se réduit considérablement avec le temps et les deux courbes ont tendance à se rejoindre.



(a)



(b)

Fig. 4.5. Température cutanée lors d'une chute brusque de la température ambiante. (a) Au niveau du visage et des cuisses, (b) Au niveau des mains et des bras

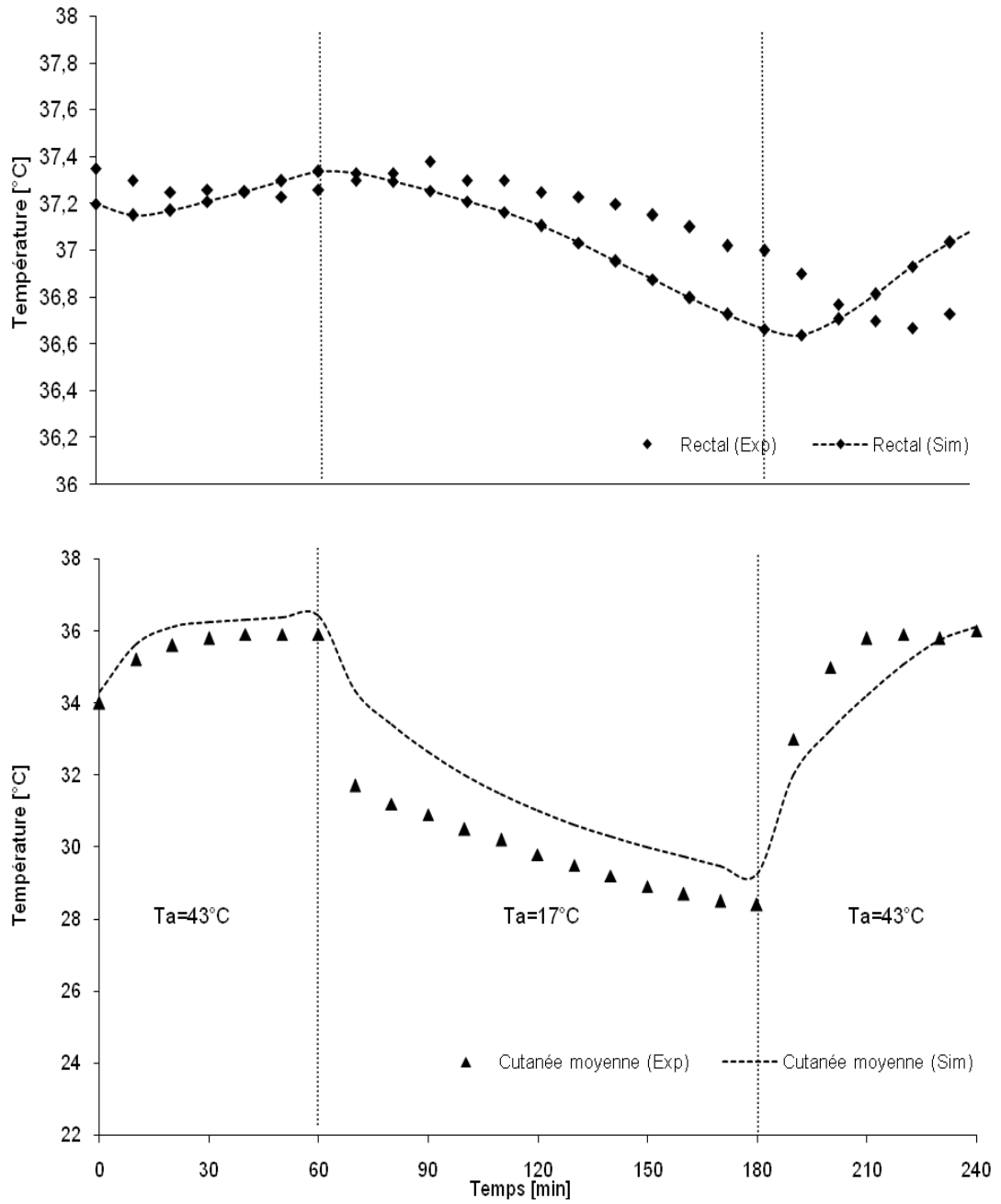
La figure 4.6 montre les résultats d'une expérience menée par Hardy et Stolwijk [87] sur trois personnes qui sont passées d'une chambre A où l'ambiance était à  $43^{\circ}\text{C}$  et  $\text{rh}=30\%$  vers une chambre B à  $17^{\circ}\text{C}$  et  $\text{rh}=40\%$ , puis sont retournées vers la chambre A. La température rectale et la moyenne des températures cutanées relevées sur 10 endroits sont présentées.

La figure 4.6-a montre que la température rectale simulée est très proche des valeurs expérimentales, avec des températures oscillant autour de  $37^{\circ}\text{C}$  et une erreur relative ne dépassant pas 1%. La figure 4.6-a montre aussi que durant la première phase ( $T_a=43^{\circ}\text{C}$ ), la température moyenne cutanée est très proche des valeurs expérimentales (écart  $<0.5^{\circ}\text{C}$ ). La deuxième phase survient suite à une chute de la température ambiante de  $43^{\circ}\text{C}$  à  $17^{\circ}\text{C}$ . La figure montre que durant les 10 minutes qui suivent cette chute, la différence entre les deux températures est de  $2.5^{\circ}\text{C}$ , correspondant à une erreur relative de 8%. Cette différence se réduit par la suite pour atteindre  $0.8^{\circ}\text{C}$ . La troisième phase survient après une augmentation brusque de la température ambiante de  $17^{\circ}\text{C}$  à  $43^{\circ}\text{C}$ . Durant la période transitoire de cette troisième phase la différence entre les valeurs expérimentales et les valeurs calculées est de l'ordre de  $1.5^{\circ}\text{C}$  (erreur relative=5%), par la suite les deux courbes ont tendance à se rejoindre.

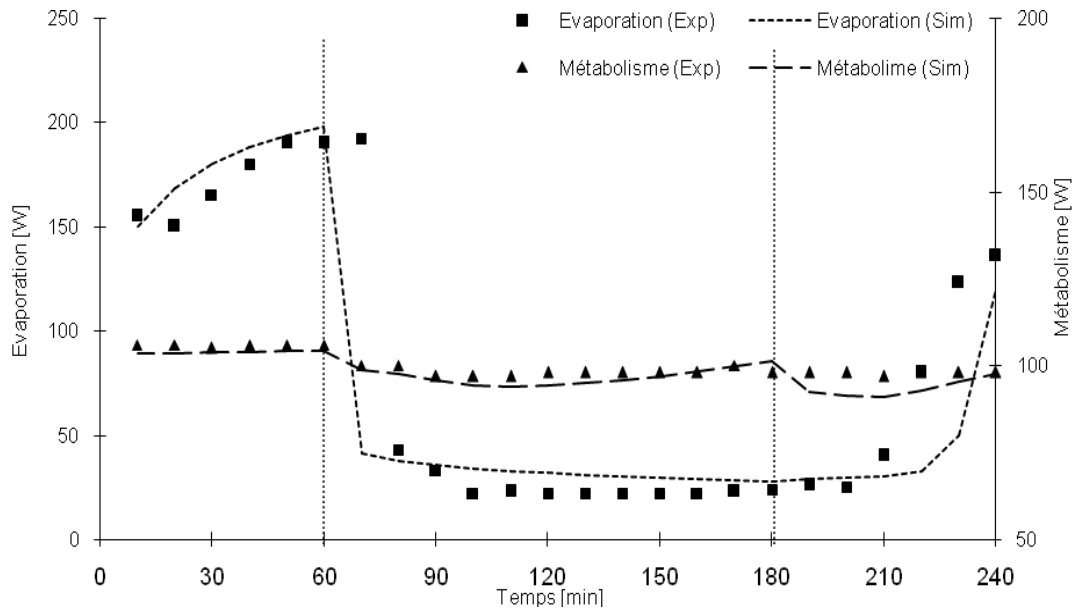


La figure 4.6-b illustre les pertes de chaleurs par évaporation ainsi que la chaleur dégagée par le métabolisme lors des différentes étapes de l'expérience. La première heure de l'expérience est caractérisée par un stress thermique dû à une chaleur excessive ; ceci se traduit par une élévation des pertes de chaleur par évaporation et un métabolisme qui est à sa valeur de base. Durant les 10 premières minutes de la deuxième phase, l'évaporation même si elle baisse légèrement, reste élevée alors que le modèle prédit une chute de celle-ci suite à un arrêt de la sudation. Ce déphasage peut être expliqué par le fait que l'évaporation est mesurée par pesage des personnes. La différence de poids représente la quantité d'eau évaporée. Durant la première phase et à cause d'une forte chaleur ambiante, une partie de la sueur a dû se condenser sur la peau ; ainsi l'évaporation mesurée à la 70<sup>ème</sup> minute représente l'évaporation de cette sueur condensée.

La figure 4.6-b illustre aussi les variations au niveau du métabolisme. Il est à noter la chute du métabolisme entre la 60<sup>ème</sup> et la 110<sup>ème</sup> minute causée par l'effet du Q10. A partir de la 110<sup>ème</sup> minute jusqu'à la 180<sup>ème</sup> minute, le métabolisme commence à augmenter légèrement sous l'effet du frissonnement. Durant la troisième phase, le frissonnement s'arrête et le métabolisme revient à son niveau de base, alors que l'évaporation ne commence à augmenter qu'à partir de la 210<sup>ème</sup> minute du fait que la température interne et la température cutanée n'ont pas encore atteint le seuil de déclenchement de la sudation. Le modèle, quant à lui, prédit une augmentation de l'évaporation à partir de la 220<sup>ème</sup> minute ; ce décalage est dû à une température cutanée prédite légèrement inférieure à la température mesurée durant la période de transition. D'une manière générale, les résultats du modèle comme le montre la figure 4.6 concordent parfaitement avec ces phénomènes.



(a)



(b)

Fig. 4.6. Changement d'état de 43°C vers 17°C puis 43°C. (a) Températures rectale et cutanée moyenne, (b) Métabolisme et évaporation.  $V_a=0.1\text{m/s}$ ,  $I_{cl}=0.1\text{clo}$ ,  $act=1\text{ met}$

#### 4.3.2. Transition vers une ambiance chaude

La figure 4.7 montre une comparaison entre les températures rectale et cutanée moyenne prédites par le modèle et celles relevées lors de l'étude menée par Abdul Munir *et al.*[90]. L'expérience est menée sur sept (7) étudiants mâles portant un short ( $I_{cl}=0.06\text{ clo}$ ) qui transitent entre deux chambres climatiques en moins d'une minute. Le scénario de l'expérience est représenté par la figure 4.7-a.

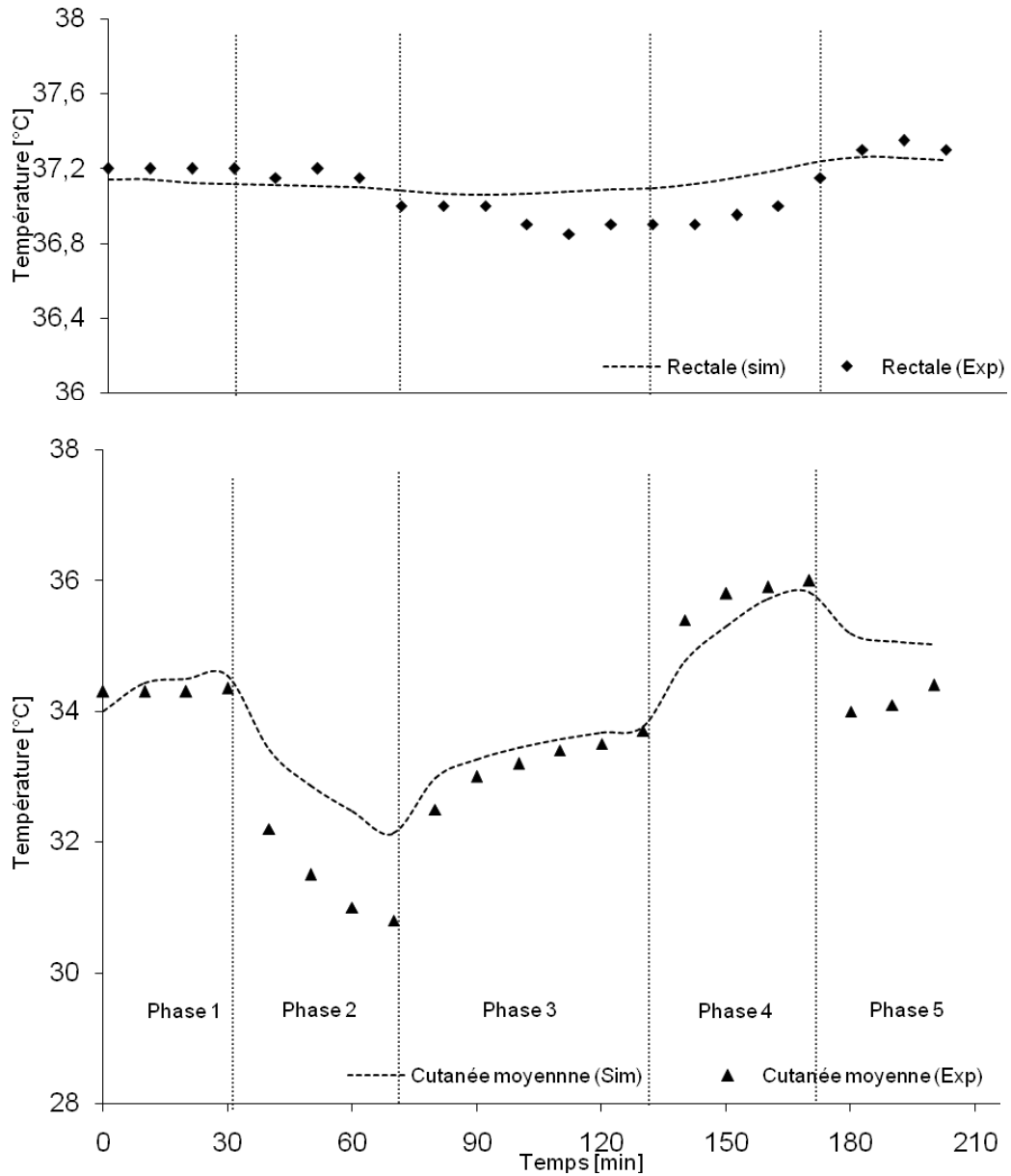
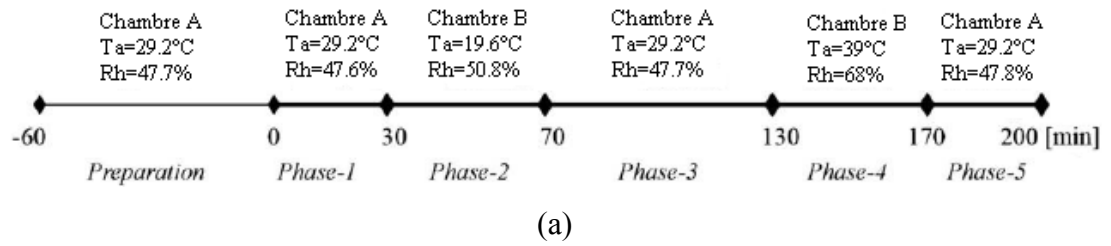


Fig. 4.7. (a) scénario de l'expérience de Abdul Munir. (b) Prédications du modèle lors de changements brusques dans l'ambiance.

L'auteur a utilisé la méthode des sept points de Hardy et Dubois pour l'estimation de la température cutanée moyenne [52]. Afin de mieux analyser les prédictions du modèle, la même méthode a été utilisée pour le calcul de la température cutanée moyenne.

Les prédictions du modèle pour la température rectale et la température cutanée moyenne sont représentées sur la figure 4.7-b. L'écart entre la température rectale prédite et celle mesurée n'excède pas  $0.25^{\circ}\text{C}$  correspondant à une erreur relative de 0.6%. Durant la phase 1, la température rectale calculée est inférieure de  $0.1^{\circ}\text{C}$  par rapport à celle mesurée. L'effet de la chute de la température ambiante lors du passage à la phase 2 ne se fait ressentir qu'à partir de la 50<sup>ème</sup> minute. Le même phénomène est remarqué lors du passage à la troisième phase où malgré une remontée de la température ambiante, la température mesurée continue de chuter pendant une certaine période. Ce déphasage s'explique par la capacité calorifique des organes internes qui induit une inertie thermique. Par contre, les effets de ces variations se font ressentir immédiatement sur la température cutanée. Il est à noter d'après la figure 4.7-b que l'allure de la courbe illustrant les variations de la température cutanée prédite par le modèle est similaire à celle de la température cutanée mesurée. Néanmoins, il faudrait mentionner que lors des chutes de la température ambiante, le modèle prévoit un abaissement de la température cutanée plus lent que dans l'expérimentation. A la 60<sup>ème</sup> minute, l'écart atteint sa valeur maximale de  $1.4^{\circ}\text{C}$  (erreur relative de 4.5%) avant de commencer à diminuer. On remarque donc que d'une manière générale, l'écart reste inférieur à  $1^{\circ}\text{C}$  durant les différentes phases de cette simulation.

La confrontation des prédictions du modèle avec les études mentionnées ci-dessus démontrent que le modèle développé dans le cadre de la présente étude peut prévoir avec une exactitude raisonnable la température rectale, la température cutanée ainsi que les réponses physiologiques sous diverses conditions environnementales.

## 5. MODELISATION DYNAMIQUE DE LA SENSATION THERMIQUE

### 5.1. Introduction

La modélisation de la sensation thermique en régime dynamique implique que le facteur temps soit considéré comme un paramètre, au même titre que les autres facteurs intervenant dans la sensation thermique. Les expériences réalisées par Gertz et par Hensel, rapportées par Narçon [91] illustrent bien ce phénomène. L'évolution de l'intensité de la sensation thermique au niveau du pied a été observée au cours du réchauffement puis du refroidissement de celui-ci. La peau, initialement à 25°C, est d'abord réchauffée à la vitesse de 0,45°C.min<sup>-1</sup> jusqu'à 35°C. La sensation passe du froid au chaud. La température est maintenue à 35°C, la sensation passe alors au tiède puis s'efface. Avec le temps cette sensation devient neutre pour une température qui précédemment provoquait une sensation de chaud. Il est tout aussi évident qu'une exposition prolongée à un environnement chaud ou froid n'a pas le même effet sur le corps qu'une exposition de courte durée.

Dans le cadre de la présente étude, la sensation thermique est évaluée en utilisant le modèle dynamique de Fiala[92][13]. Ce modèle introduit un coefficient dynamique de confort thermique (DTS ; Dynamic Thermal Sensation) développé à partir de votes de sensation relevés dans le cadre d'expériences menées à l'Université de l'Etat du Kansas par Nevins *et al.* [93], et Rohles *et al.* rapportées par Fiala[92].

Le 'DTS' (Dynamic Thermal Sensation) est basé sur une analyse statistique de la réponse physiologique humaine mesurée dans le cadre de diverses expérimentations pour diverses conditions environnementales et degrés d'activité. Une analyse de régression a révélé que le signal de la température de la peau  $\Delta T_{sk,m}$ , le signal de la température de l'hypothalamus  $\Delta T_{hy}$ , ainsi que le changement de la température de la peau en fonction du temps ( $dT_{sk,m}/dt$ ) sont les facteurs majeurs influant la sensation thermique. Etre thermiquement neutre sur la base de l'équilibre de la balance thermique globale ne signifie pas forcément l'équilibre au niveau de chaque partie du corps, d'où l'intérêt d'utiliser un indice de confort qui se base sur la température cutanée moyenne de tout le corps.

Le 'DTS' couvre une échelle de 7 points variant de -3 à +3 (Fig. 5.1). La valeur -3 correspond à la sensation de froid, +3 à la sensation de forte chaleur et 0 à la neutralité thermique parfaite.

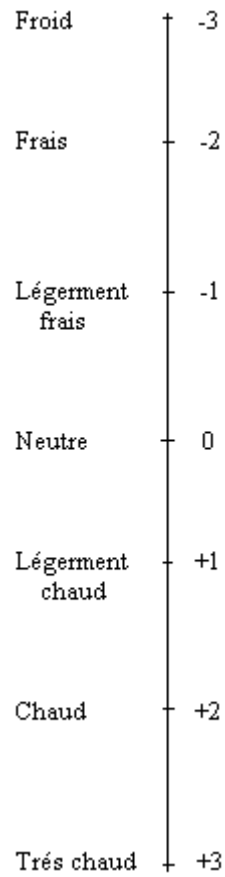


Fig. 5.1. Les 7 points de l'échelle de l'Ashrae

Le DTS est donné par l'équation suivante :

$$DTS = 3 \tanh(f_{sk} + \phi + \psi) \quad (5.1)$$

Avec :

$$\begin{aligned} f_{sk} &= 1.026 \cdot \Delta T_{sk,m} & \text{Pour } \Delta T_{sk,m} > 0 \\ f_{sk} &= 0.298 \cdot \Delta T_{sk,m} & \text{Pour } \Delta T_{sk,m} < 0 \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\phi = 6.662 \cdot \exp\left\{\frac{-0.565}{\Delta T_{hy}}\right\} \cdot \exp\left\{\frac{-7.634}{5 - \Delta T_{sk,m}}\right\} \quad \text{et} \quad \phi = 0 \quad \text{si} \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{hy} \leq 0 \\ \Delta T_{sk,m} \geq 5K \end{array} \right\} \quad (5.3)$$

$$\psi = \frac{\tau_- + \tau_+}{1 + \phi}$$

$$\text{Avec} \quad \tau_- = 0.114 \frac{dT_{sk,m}}{dt} \quad \text{pour} \quad \frac{dT_{sk,m}}{dt} < 0 \quad (5.4)$$

$$\text{et} \quad \tau_+ = 0.137 \left( \frac{dT_{sk,m}}{dt} \right)_{\max} \cdot e^{-0.681 \cdot \Delta t} \quad \text{pour} \quad \frac{dT_{sk,m}}{dt} > 0$$

Le terme  $f_{sk}$  représente l'influence statique des thermorécepteurs cutanés (chaud ou froid) ( $\Delta T_{sk,m}^+$ ) sur la sensation thermique.

Le terme  $\phi$  représente l'influence de la température interne (hypothalamus) sur la sensation thermique. Cette dernière intervient d'une manière très complexe et sa contribution ( $\Delta T_{hy}$ ) dépend de l'astreinte thermique enregistrée au niveau de la peau ( $\Delta T_{sk,m}$ ).

Le terme  $\psi$  fait intervenir l'influence d'un changement brusque dans l'ambiance thermique.

Le modèle de confort thermique développé dans cette étude passe par les étapes suivantes :

1. Intégration des conditions environnementales (température ambiante, humidité relative, vitesse de l'air, etc.) et des propriétés relatives à l'individu (habillement, activité).
2. Calcul de la température interne et des températures cutanées au niveau des 17 segments.
3. Calcul de la température cutanée moyenne et de la température rectale.
4. Calcul du coefficient de confort thermique 'DTS'.

La norme ISO 7730 [19] suggère qu'une ambiance thermiquement confortable implique un PMV compris entre [-0.5, +0.5]. A partir de cette considération l'hypothèse suivante est élaborée pour l'interprétation de la sensation thermique en fonction du coefficient DTS:



- 3 ≤ DTS < -2.5    Ambiance froide.
- 2.5 ≤ DTS < -1.5    Ambiance fraîche.
- 1.5 ≤ DTS < -0.5    Ambiance légèrement fraîche.
- 0.5 ≤ DTS ≤ +0.5    Ambiance neutre
- +0.5 < DTS ≤ +1.5    Ambiance légèrement chaude
- +1.5 < DTS ≤ +2.5    Ambiance chaude
- +2.5 < DTS ≤ +3    Ambiance très chaude.

## 5.2. Validation du modèle de confort thermique

Les performances du modèle de confort thermique élaboré dans cette étude sont analysées en comparant les résultats donnés par le modèle avec les résultats d'études expérimentales. La comparaison est faite dans le cas où l'ambiance reste stable, et dans le cas d'une transition brusque d'une ambiance vers une autre.

### 5.2.1. Environnement stable

Les prédictions du modèle sont comparées aux résultats de l'étude menée par Rohles *et al.* et rapportés par Fiala[13]. Cette étude est menée sur un groupe de 10 personnes (5 hommes et 5 femmes) légèrement habillés. Ces personnes sont exposées pour une durée de trois heures à 20 différentes températures ambiantes variant de 15.6°C à 36.7°C. Différentes humidités relatives variant de 15% à 85% avec un pas de 10% sont imposées pour chaque ambiance. Les sujets sont assis autour d'une table, lisent, parlent doucement ou jouent aux cartes.

L'expérience consiste à relever le vote des personnes concernant leurs estimations de l'ambiance sur l'échelle de l'Ashrae après chaque heure. La sensation thermique représente la moyenne des trois valeurs relevées. Les valeurs minimales et maximales ainsi que la moyenne des différentes valeurs des sensations thermiques sont reportées sur la figure 5.2.

Le DTS calculé par le modèle est comparé aux résultats de cette étude. Le DTS est calculé pour une personne de corpulence moyenne, portant des habits d'été ( $I_{cl}=0.6clo$ ), et ayant une activité sédentaire ( $act=1met$ ). L'humidité relative est considérée être à 40%. Le DTS reporté sur la figure 5.2 représente la moyenne des trois valeurs calculés lors de la première, la deuxième et la troisième heure.

Il apparaît d'après le figure 5.2 qu'il y'a une bonne concordance entre les sensations thermiques exprimées par les personnes et le DTS calculé par le modèle. Toutes les valeurs du DTS se trouvent à l'intérieur des plages de variations des sensations thermiques (ST) exprimées par les sujets expérimentés. Une allure croissante de la variation de la sensation thermique en fonction de la température ambiante est visible. Il est à remarquer que l'allure de variation du DTS en fonction de la température ambiante suit bien cette tendance.

L'ambiance ayant une température inférieure à 20°C est considérée fraîche avec des valeurs de ST et DTS variant entre -1.5 et -2.5. Entre 21.1°C et 23.3°C l'ambiance est considérée légèrement fraîche avec des valeurs de ST et de DTS variant entre -0.5 et -1.5. Entre 24.4°C et 26.7°C l'ambiance est considérée neutre avec des valeurs de ST et de DTS variant entre -0.5 et +0.5. Entre 27.8°C et 30°C l'ambiance est considérée légèrement chaude avec des valeurs de ST et de DTS variant entre +0.5 et +1.5. Entre 31.1°C et 33.3°C l'ambiance est considérée chaude avec des valeurs de ST et de DTS variant entre +1.5 et +2.5. Une légère discordance entre les prédictions du modèle et les valeurs expérimentales apparaît pour des températures ambiantes supérieures à 34 °C, les valeurs du DTS sont supérieures à +2.5 signifiant que l'ambiance est très chaude alors que les valeurs moyennes des ST sont autour de +2.5.

La peau est l'organe principal de dissipation de la chaleur, elle devient de ce fait un acteur majeur dans la sensation thermique. La figure 5.3 représente la corrélation entre le DTS et la température moyenne de la peau. A l'intérieur d'une certaine plage, quand la température de la peau n'est pas très basse ou très haute, la corrélation entre celle-ci et le DST est presque linéaire. La figure 5.3 montre que le DTS varie linéairement par rapport à la température moyenne de la peau quand celle-ci varie entre 32°C et 35°C. A l'extérieur de cette plage de température cette linéarité n'est plus observée.

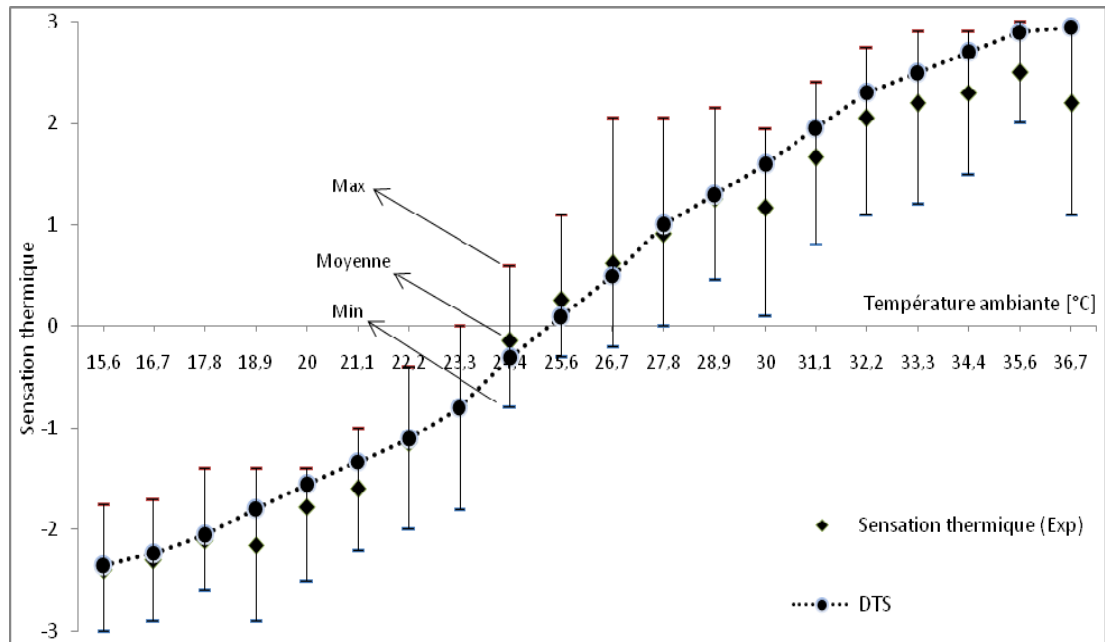


Fig. 5.2. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de Rohles

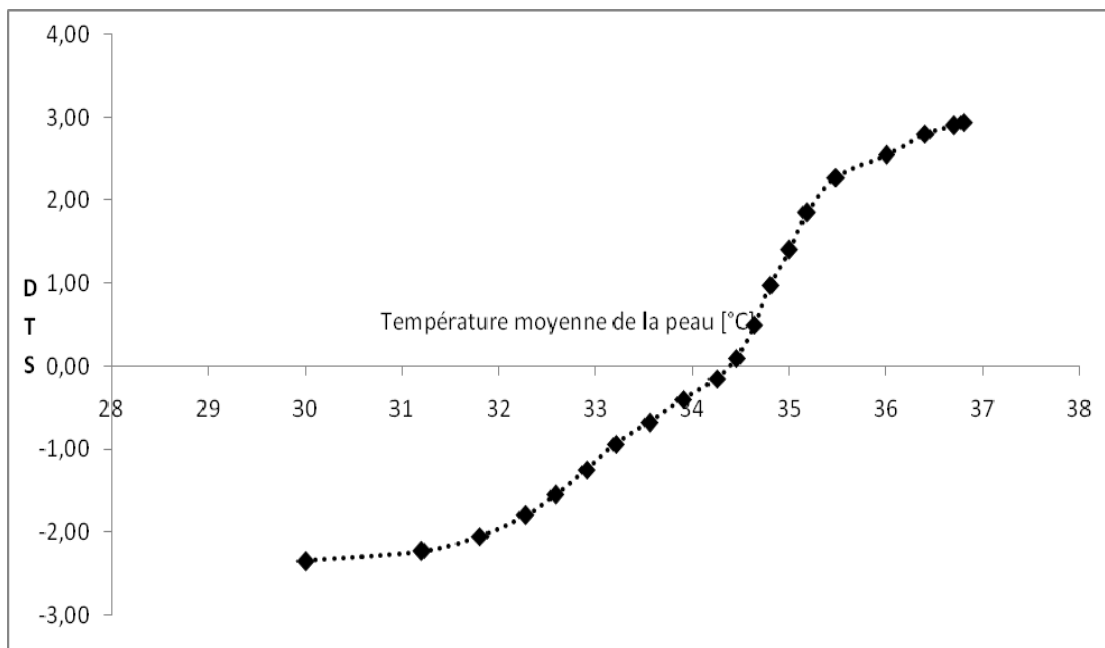


Fig. 5.3. Corrélation entre le DTS et la température moyenne de la peau

### 5.2.2 Changement brusque de l'ambiance

Pour étudier le comportement du modèle en régime transitoire, les prédictions de ce dernier sont comparées aux résultats de deux études, la première menée par de Dear *et al.*[94] et la deuxième par Gagge *et al.* [86]. L'étude de de Dear *et al.* est menée sur 12 personnes qui sont soumises à des changements brusques de l'ambiance. L'expérience, qui

de trois heures, fait intervenir trois niveaux d'isolation vestimentaire ( $I_{cl}=0$  clo,  $I_{cl}=0.6$  clo,  $I_{cl}=1$  clo).

La figure (5.4-a) illustre une comparaison entre la sensation thermique moyenne des 12 personnes relevées presque chaque 10 minutes et le 'DTS' prédit par le modèle. Les sujets, portant uniquement un short ( $I_{cl}=0.06$ ), passent 90 minutes en position assise dans une chambre climatique se trouvant à  $30^{\circ}\text{C}$ , puis passent rapidement vers une autre chambre climatique se trouvant à  $26^{\circ}\text{C}$ . L'humidité relative est maintenue à 50% et la vitesse de l'air est faible ( $<0.1\text{m/s}$ ). On observe une bonne concordance entre les valeurs prédites et les valeurs expérimentales pour ce cas. A  $30^{\circ}\text{C}$  la sensation est légèrement chaude avec des valeurs de 'ST' et de 'DTS' comprises entre +1 et +1.5, après le passage à  $26^{\circ}\text{C}$ , la sensation passe immédiatement à une sensation de neutralité thermique avec des valeurs de 'ST' et de 'DTS' proches de 0.

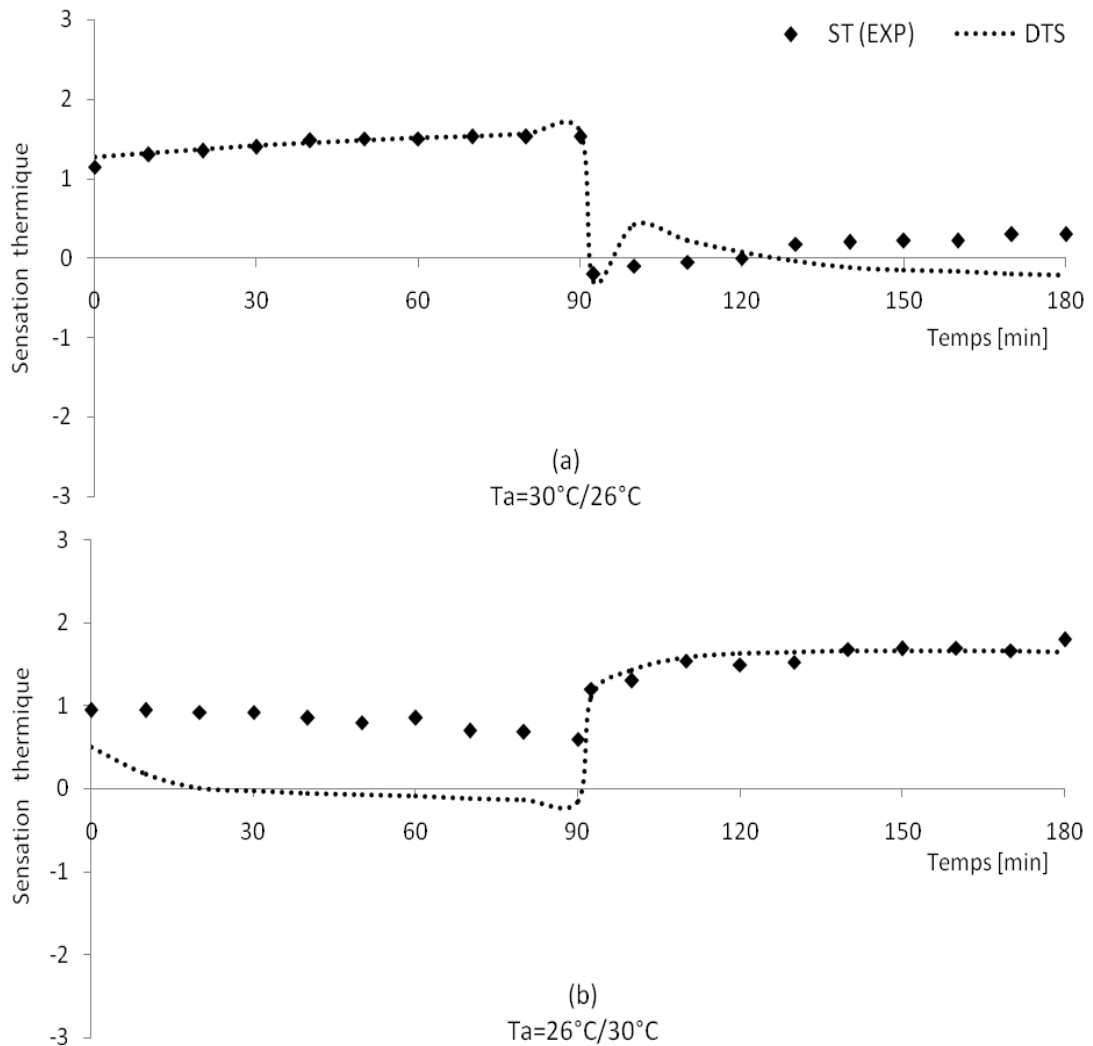


Fig. 5.4. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=0$

La même expérience est par la suite renouvelée pour une transition d'une ambiance à 26°C vers une ambiance à 30°C (figure 5.4-b). Il est à noter une légère discordance lors de la première étape de l'expérience ( $T_a=26^\circ\text{C}$ ) où le 'DTS' affiche une sensation de neutralité thermique alors que le 'ST' affiche des valeurs supérieures à +0.5 représentant une sensation de légèrement chaud même si les valeurs sont en train de baisser pour se rapprocher de la neutralité. Il est à mentionner que dans la première expérience et pour la même température ambiante, le 'ST' prend des valeurs proches de 0. Cette différence est peut être due aux conditions d'avant le début de l'expérience, les sujets ont dû fournir un effort pour se conformer aux exigences de l'expérience concernant l'habillement ce qui a fait augmenter leurs métabolisme et par conséquent influencer sur leurs sensation thermique. L'expérience est répétée sur les douze sujets habillés en tenue d'été ( $I_{cl}=0.6\text{clo}$ ) qui transitent d'une ambiance à 21°C vers une ambiance à 17°C (Fig 5.5-a) et d'une ambiance à 17°C vers une ambiance à 21°C (Fig. 5.5-b).

La figure 5.5-a montre une très bonne concordance entre les valeurs expérimentales et les valeurs prédites. A 21°C, les valeurs du 'DTS' et du 'ST' affichent une sensation de confort thermique avec des valeurs proches de 0. Après le passage vers une ambiance à 17°C, une sensation de fraîcheur est immédiatement ressentie puisque le 'ST' ainsi que le 'DTS' affichent des valeurs inférieurs à -1. Cette sensation de fraîcheur se maintient tout au long des 90 minutes de la deuxième étape de l'expérience.

La figure 5.5-b montre la même discordance relevée lors de la première expérience. A 17°C le 'ST' affiche des valeurs compris entre -0.5 et 0 illustrant une sensation de neutralité thermique alors que le 'DTS' affiche des valeurs légèrement inférieures à -1. Après le passage à une ambiance de 21°C, les deux indices se rejoignent pour afficher une sensation de neutralité thermique.

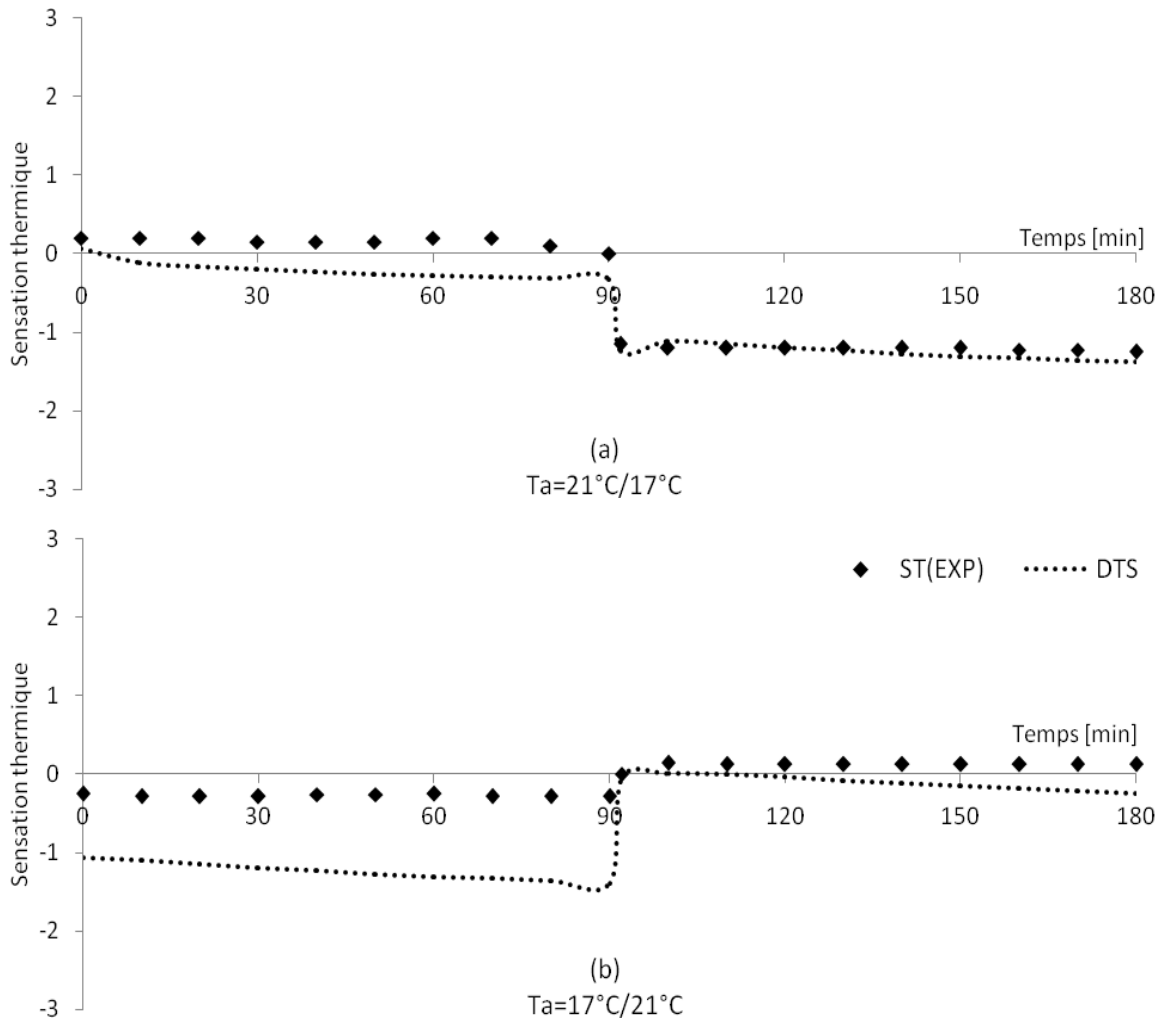


Fig. 5.5. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=0.6$

La troisième partie de l'expérience consiste à faire transiter les sujets portant des vêtements ayant un isolement thermique ( $I_{cl}=1$  clo) d'une ambiance à  $25^{\circ}\text{C}$  vers une ambiance à  $18^{\circ}\text{C}$  (Fig 5.6-a), et vice versa (Fig. 5.6-b).

La figure 5.6-a montre qu'à  $25^{\circ}\text{C}$  les personnes ressentent une légère sensation de chaleur puisque le 'ST' et le 'DTS' affichent des valeurs comprises entre +1 et +1.5. Suite au passage rapide vers une ambiance de  $18^{\circ}\text{C}$ , une sensation immédiate de légère fraîcheur est ressentie avec des indices 'DTS' et 'ST' proches de -1. Cette sensation disparaît rapidement pour laisser place à une sensation de confort thermique.

La deuxième partie de cette expérience montre qu'à  $18^{\circ}\text{C}$ , la sensation affiche une neutralité thermique avec des indices 'ST' et 'DTS' compris entre 0 et +0.5. Cette

sensation laisse place à une sensation de légère gêne de chaleur immédiatement après la transition vers la chambre à 25°C.

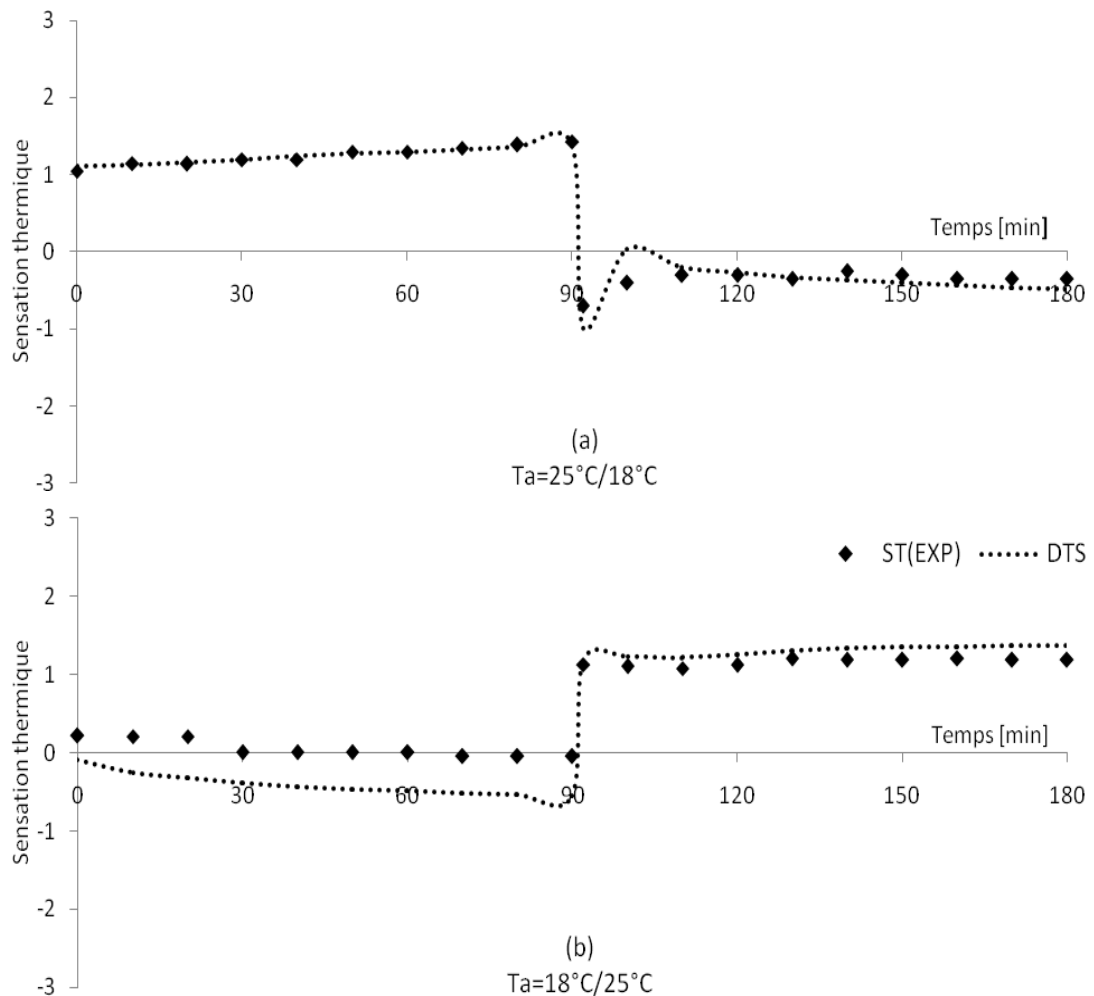


Fig. 5.6. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de de-Dear pour  $I_{cl}=1$

Dans l'étude de Gagge *et al.* [86], trois personnes portant uniquement un short sont soumises à un changement brusque de l'ambiance. Après avoir passé une heure en position assise dans une chambre maintenue à 28°C, ces personnes passent dans une chambre à 18°C où elles passent deux heures pour finalement retourner dans la première chambre à 28°C.

La figure 5.7 montre une comparaison entre le DTS calculé par le modèle et la sensation thermique exprimée par les sujets. Le modèle reproduit très bien les sensations thermiques des personnes relevées lors de cette expérience. Durant la première heure, le DTS affiche

des valeurs proches de 0 illustrant la neutralité thermique pour les personnes qui sont très légèrement habillées. Le passage brusque à la température de 18°C est ressenti comme un choc thermique faisant basculer le DTS à une valeur proche de -2.6, illustrant une sensation de froid, avant que ce dernier ne remonte juste après vers la valeur de -2.2, représentant une sensation de fraîcheur. L'exposition prolongée à la température ambiante de 18°C finit par provoquer une sensation de froid, après deux heures de temps le DTS passe à une valeur de -2.5. Après le passage à nouveau vers la chambre à 28°C, le DTS affiche un retour à la neutralité thermique après une durée de 10 minutes.

Il est à noter que toutes les sensations ressenties par les sujets étudiés au cours de cette expérience sont parfaitement reproduites par le modèle théorique.

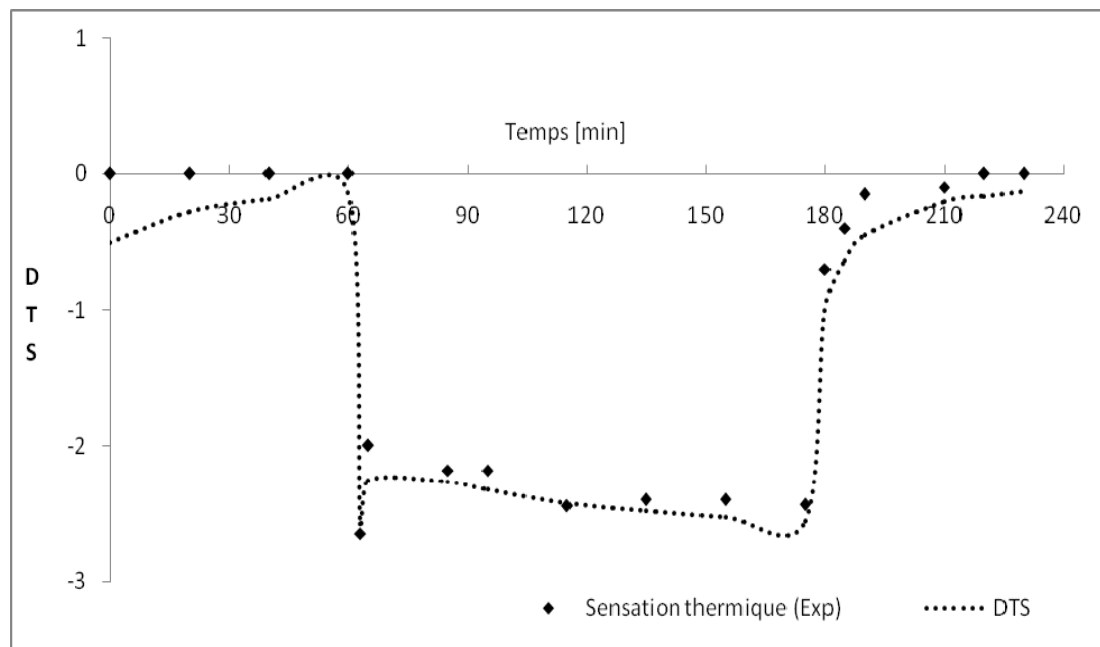


Fig. 5.7. Comparaison du DTS prédit par le modèle avec l'étude expérimentale de Gagge

### 5.3. Influence de la tenue vestimentaire

La tenue vestimentaire joue un rôle très important dans la protection du corps humain des agressions climatiques ; mais peut être aussi source de malaise face à un environnement chaud. En effet, les vêtements empêchent le contact de l'air frais avec la peau ainsi que l'évacuation de l'air chaud qui se trouve en contact avec celle-ci.

La figure 5.8 montre les variations de l'indice de confort 'DTS' calculé par le modèle développé dans la présente étude, d'une personne au repos pour différents niveaux



d'isolation vestimentaire. L'humidité relative est maintenue à 50% et la température ambiante varie dans une plage comprise entre 20°C et 30 °C.

Pour une personne habillée en tenue d'été ( $I_{cl}=0.6\text{clo}$ ), le confort thermique est satisfait dans une marge de température ambiante comprise entre 23°C et 26.5°C. Cette zone de confort a tendance à translater vers des températures plus basses avec l'augmentation de l'isolation vestimentaire et devient [20°C-24°C] pour une tenue d'hiver ( $I_{cl}=1$ ). Les détails des tenues vestimentaires sont donnés dans l'appendice 1. Il est donc clair que le choix de la tenue vestimentaire a un impact prépondérant sur le confort.

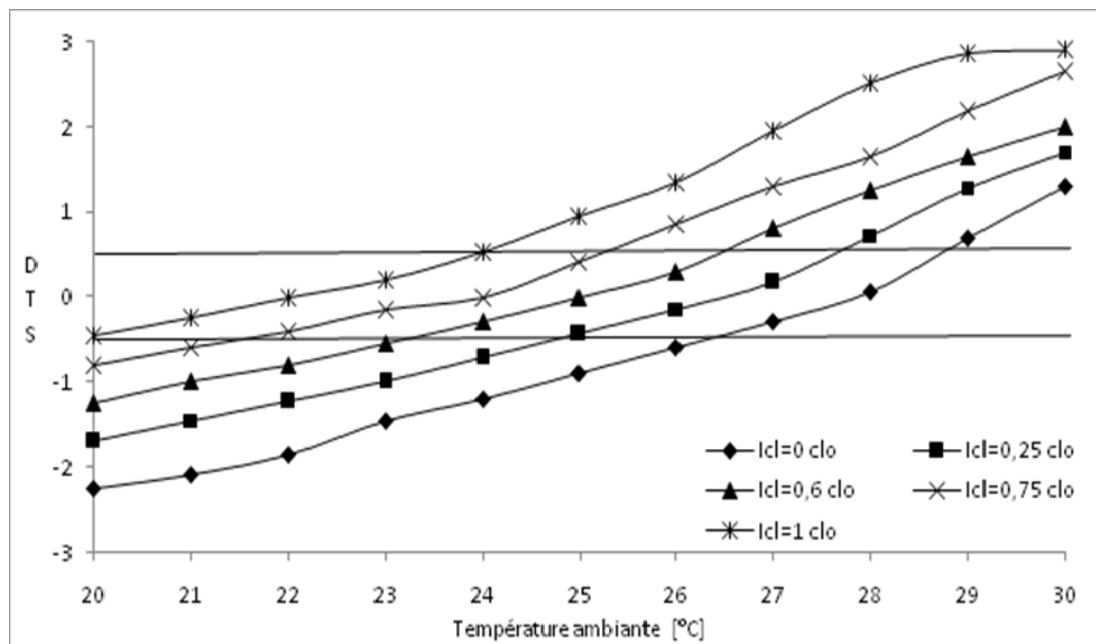


Fig. 5.8. Influence de la tenue vestimentaire sur le DTS

#### 5.4. Influence de l'activité physique

La sensation de confort thermique est extrêmement liée à l'activité physique. On conçoit aisément que ce confort ne peut se faire que si un équilibre est établi entre la production de chaleur par le métabolisme et les échanges de chaleur avec l'extérieur. La figure 5.9 représente l'indice de confort 'DTS' d'une personne légèrement habillée ( $I_{cl}=0.6\text{clo}$ ) pour différentes températures ambiantes et selon différents niveaux d'activités. Pour une personne au repos, la zone de confort est entre 23°C et 26.5°C. Avec l'augmentation de l'activité physique, cette zone est décalée vers une plage de températures ambiantes plus basses. Ainsi, pour une activité physique légère de 1.6 met, la zone de confort thermique est comprise entre 21.5°C et 24.5°C.

L'inconfort thermique lié à la chaleur se fait ressentir lorsque la température ambiante dépasse le seuil de 29°C. Avec l'augmentation de l'activité physique, cet inconfort apparaît pour des températures ambiantes plus basses, et pour chaque augmentation du niveau d'activité ce seuil est réduit de 1°C.

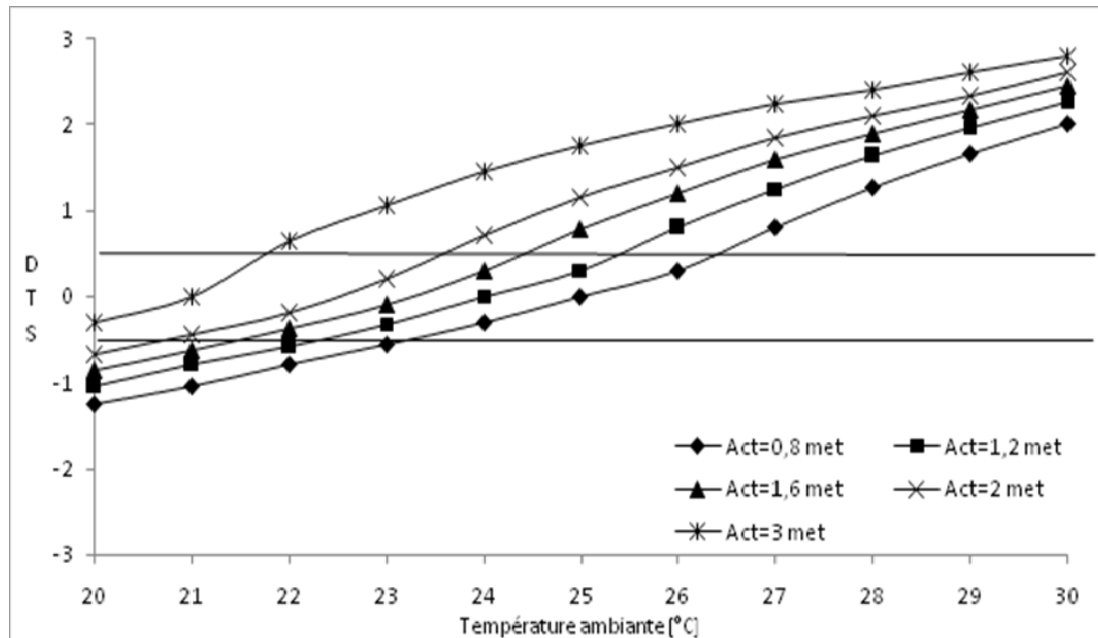


Fig. 5.9. Influence de l'activité sur le DTS

En conclusion, l'activité physique et la tenue vestimentaire sont des moyens efficaces que l'homme peut ajuster pour atteindre son confort thermique. Par contre, s'ils ne sont pas bien adaptés à l'environnement ambiant, une sensation d'inconfort peut apparaître.

### 5.5. Influence de l'humidité relative

La figure 5.10 reflète l'influence de l'humidité relative sur la sensation thermique d'un individu au repos ( $act=0.8met$ ) et portant une tenue d'été ( $I_{cl}=0.6clo$ ). Pour des températures ambiantes inférieures à 28°C, l'humidité relative n'a presque aucun effet sur la sensation thermique. Pour une température ambiante comprise entre 28°C et 30°C, l'influence de l'humidité relative est perceptible puisque pour une ambiance à 30°C et  $rh=20\%$  le DTS prend une valeur de 1.85, synonyme d'une sensation de chaleur. Alors que pour la même température mais à  $rh=80\%$ , le DTS est de 2.8, synonyme d'inconfort lié à une sensation de forte chaleur. Ceci est dû au fait que l'humidité de l'air influe sur l'évaporation de la sueur au niveau de la peau et qu'à des températures inférieures à 32°C, l'évaporation joue un rôle important dans la régulation thermique du corps humain. Pour

des températures supérieures à 32°C, ce mode d'échange de chaleur devient insuffisant pour réguler la température corporelle et la sensation d'inconfort s'installe quelque soit le taux d'humidité de l'air ambiant. D'une manière générale, l'humidité a un impact relativement minime sur la sensation thermique et l'inconfort lié à l'humidité n'apparaît que si cette dernière dépasse 70% et qu'elle est accompagnée d'une forte chaleur ambiante.

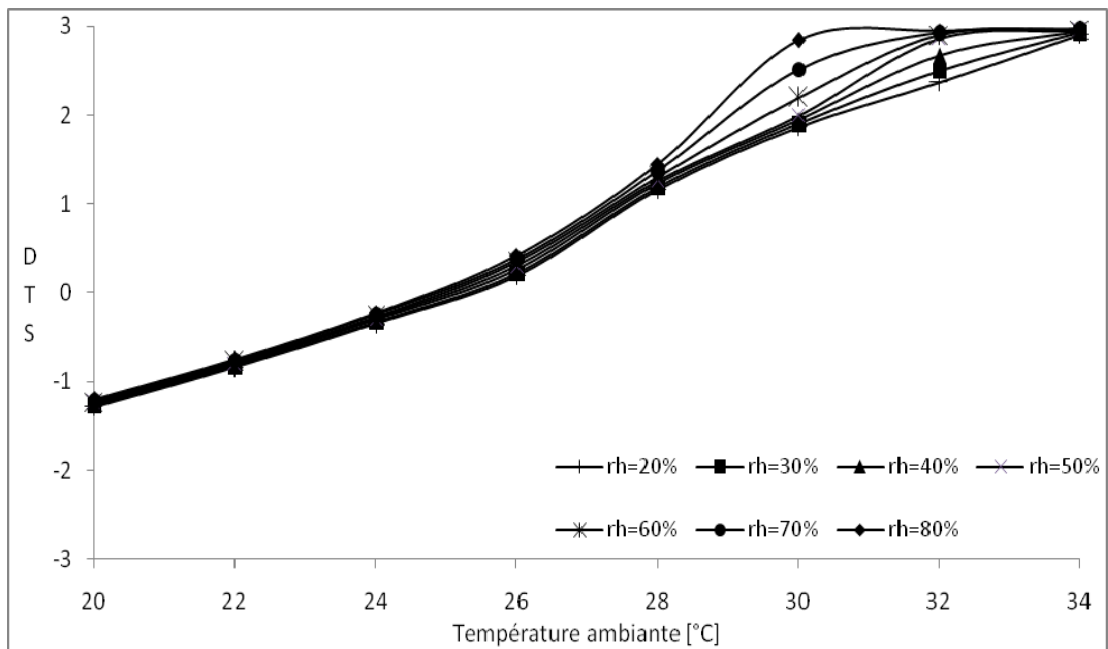


Fig. 5.10. Influence de l'humidité relative sur le DTS

## 6. IMPACT DE LA VENTILATION SUR LE CONFORT THERMIQUE

### 6.1. Introduction

La croissance de la demande énergétique en période estivale en raison de l'extension rapide de l'utilisation des systèmes de conditionnement d'air impose la nécessité de trouver des solutions alternatives pour le rafraîchissement des bâtiments. Les normes de confort thermique tel que ASHRAE Standards 55 et ISO7730 ont établi des zones de confort thermiques assez étroites, et ne distinguent pas entre ce qui pourrait être une ambiance thermiquement acceptable dans des bâtiments rafraîchis par la ventilation naturelle et ceux rafraîchis par l'air conditionné [95]. Ceci est confirmé par de nombreuses études telles que Soebarto *et al.*[96], Nicol [97], Olesen *et al.*[98], de Dear *et al.* [99].

Dans les climats modérés, la ventilation naturelle nocturne est perçue comme une méthode passive de rafraîchissement intéressante (Flecher *et al.*[100], Blondeau *et al.*[101], Geros *et al.*[102], Kolokotroni *et al.*[103][104], Pfafferott *et al.*[105], Gratia *et al.*[106], Breesch *et al.*[107]).

Les travaux de Finn *et al.*[108], Artmann *et al.*[109-111], et Wang *et al.*[112] ont pu établir que la ventilation nocturne fait baisser le pic de la température intérieure dans les bureaux de 2°C à 4°C. Sous l'effet du vent et de la différence de pressions, l'air extérieur refroidit l'intérieur du bâtiment soumis à l'accumulation de la chaleur durant la journée.

Blodeau *et al.* [101] ont indiqué que pour une charge de rafraîchissement de l'ordre de 20W/m<sup>2</sup>. Une réduction d'énergie d'environ 25% est réalisable si une ventilation avec un débit de 8 à 10 volumes/heure est maintenue. L'étude a fait ressortir que la ventilation de nuit fait baisser la température intérieure nocturne de 1.5°C à 2°C.

Kolokotroni *et al.* [103] ont montré que la charge de rafraîchissement occasionnée par la ventilation d'un bâtiment standard en Grande Bretagne est d'environ 20kWh/m<sup>2</sup>/an alors que les besoins de climatisation sont d'environ 30kWh/m<sup>2</sup>/an. Ils ont trouvé qu'avec une ventilation de nuit de 1 à 4 volumes/heure, la température ambiante nocturne baisse de 1 à 1.5°C.

Gratia *et al.* [106] ont observé que la charge de refroidissement dans les bâtiments commerciaux en Belgique varie entre  $30\text{W/m}^2$  et  $100\text{W/m}^2$  et que la ventilation nocturne peut baisser cette charge de 10 à  $40\text{W/m}^2$ .

Pfafferott *et al.* [105] ont mené une étude expérimentale dans un institut de recherche allemand. En raison de son architecture, la ventilation ne pouvait être assurée naturellement. L'expérimentation consistait à assurer une ventilation de 1 vol/h durant les heures de travail et 5 vol/h durant la nuit. L'étude a montré que grâce à cette ventilation nocturne, la température intérieure moyenne a baissé de  $1.2^\circ\text{C}$ .

Wang *et al.* [112] ont étudié les performances de la ventilation mécanique de nuit dans des bureaux situés dans le nord de la Chine. L'étude a fait ressortir qu'avec un débit de ventilation de 10 vol/h, la température radiante moyenne des surfaces intérieures baisse d'environ  $3.9^\circ\text{C}$  à 8h00.

Dans les climats chauds et humides, l'effet de la ventilation naturelle sur le confort thermique a fait l'objet de quelques études telles que Tantasavasdi *et al.* [113], Shaviv *et al.* [114], Kubota *et al.* [115], Liping *et al.* [116]

Tantasavasdi *et al.* [113] ont exploré le potentiel de l'utilisation de la ventilation naturelle comme moyen de rafraîchissement passif dans de nouvelles habitations en Thaïlande. L'étude a été menée sur une maison dans la banlieue de Bangkok et a montré que durant 20% des jours de l'année, la ventilation naturelle peut suffire pour créer un environnement intérieur confortable.

Kubota *et al.* [115] a remarqué que les Malaisiens préfèrent ventiler leurs habitations durant le jour et utilisent la climatisation durant la nuit. Dans son étude, Kubota compare l'effet de la ventilation naturelle nocturne à d'autres stratégies (pas de ventilation, ventilation le jour, ventilation toute la journée) dans les conditions climatiques chaudes et humides de la Malaisie. Il en ressort que l'effet rafraîchissant de la ventilation nocturne est nettement supérieur aux autres stratégies. Il a été observé que grâce à la ventilation de nuit, la température intérieure maximale journalière baisse de  $2.5^\circ\text{C}$  et la température ambiante durant la nuit est réduite de  $2^\circ\text{C}$  en moyenne.

Liping *et al.*[116] ont testé l'effet combiné de quatre (4) stratégies de ventilation naturelle (absence de ventilation, ventilation diurne, ventilation nocturne, ventilation toute la journée), et de divers matériaux de construction sur des bâtiments situés à Singapour. Ils ont trouvé qu'une ventilation pendant toute la journée offre un meilleur confort thermique pour le climat chaud et humide de Singapour.

Les études expérimentales sur le confort thermique réalisées in-situ dans des bâtiments ont permis de constater l'effet de la vitesse de l'air sur le confort thermique. Burton *et al.*[117] ont exposé des sujets portant des shorts à des températures variant entre 26.3 °C et 29.1 °C, et à des ventilateurs de plafond à vitesse variable. Les sujets ont dit préférer une vitesse d'air de 1,2 m/s à 29.1 °C.

Tanabe et Kimura[118] ont mené des tests similaires pour des mouvements d'air horizontaux à 50% d'humidité relative. Les sujets ont exprimé une préférence pour une vitesse d'air de 1.0 m/s à 28 °C, 1.2 m/s à 29.6 °C, et 1.6 m/s à 31.3 °C

Arens *et al.*[119] ont étudié l'influence des fluctuations naturelles de la vitesse de l'air sur le confort thermique. Les expériences menées ont démontré qu'il est possible de maintenir des ambiances confortables avec respectivement des températures et un taux d'activité de 31 °C (1.0 met) et 29 °C (1.2met) si la partie haute du corps est soumise à une vitesse d'air supérieure à 1m/s.

Une expérience subjective a été entreprise par Srivajana [120] pour étudier les effets de la vitesse de l'air sur le confort thermique. 128 étudiants portant des habits de tous les jours ont participé à l'étude. Les résultats ont montré qu'à 30°C une vitesse d'air entre 1.7 m/s et 1.8 m/s était appréciée, et à 32°C une vitesse d'air entre 1.8m/s et 2.2 m/s était appréciée, même si l'auteur préconise une vitesse maximal de 0.9m/s pour éviter la sensation de gêne.

Rohles *et al.*[121] ont examiné expérimentalement l'impact des ventilateurs de plafond sur le confort thermique de 256 sujets se trouvant dans une chambre climatique équipée de ventilateurs de plafond. Quatre niveaux de vitesse variant de 0.25m/s à 1.02m/s ont été considérés pour une température ambiante variant de 24.4°C à 29.4°C. Les résultats ont montré qu'une vitesse d'air de 0.5m/s à 1 m/s compense une élévation de la température

ambiante de 2.8°C à 3.3°C. Rholes [122] conclut que la zone de confort en période estivale peut être élargie en cas d'utilisation d'un ventilateur de plafond de 26°C à 29°C.

Une analyse théorique menée par Humphreys[41] suggère que quand une vitesse de l'air supérieure à 0,1 m/s est maintenue, cela peut être l'équivalent d'une diminution 'ΔT' de la température de confort avec :

$$\Delta T = 7 - \frac{50}{4 + 10.V_a^{0.5}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6.2)$$

## 6.2. Evaluation des débits de ventilation dans le bâtiment

En saison hivernale, un seuil minimal de renouvellement d'air est nécessaire pour maintenir une ambiance intérieure de bonne qualité dans les bâtiments et évacuer les polluants de différentes natures. Durant cette saison, les ouvertures sont généralement maintenues fermées. De ce fait, le renouvellement se fait essentiellement par le biais des orifices d'entrée d'air et des défauts d'étanchéité. La réglementation thermique algérienne impose un débit hygiénique de ventilation de 30 à 45 m<sup>3</sup>/h pour chaque chambre et 45 à 60 m<sup>3</sup>/h pour le séjour [123].

En saison chaude, les occupants sont amenés à ouvrir les fenêtres et les portes pour rafraîchir l'intérieur. La ventilation participe à améliorer le confort des habitants par un effet indirect en permettant à l'air neuf de refroidir l'enveloppe de la structure du bâtiment et par un effet direct sur les habitants en augmentant les échanges convectifs et par évaporation. Deux phénomènes interviennent dans le renouvellement de l'air par ventilation naturelle: l'effet du vent et le tirage thermique.

### 6.2.1. Effet du vent

Le vent est un phénomène météorologique irrégulier de par ses fluctuations qui causent des incertitudes dans la prédiction du flux d'air intervenant dans la ventilation naturelle. Dans les stations météorologiques, la vitesse moyenne de référence du vent ( $\bar{v}_{ref}$ ) est mesurée à 10 m au-dessus du sol. Cette vitesse est ramenée à la vitesse ( $\bar{v}_z$ ) au niveau du site abritant un bâtiment en fonction de sa hauteur (z) par [124] :

$$\bar{v}_z = \lambda(z_0) \cdot \bar{v}_{ref} \cdot \ln\left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (6.3)$$

La réduction de la vitesse dépend du niveau de la hauteur de rugosité du site ( $z_0$ ), c'est une caractéristique aérodynamique de la surface du sol qui dépend de la nature du sol, de la géométrie et de la distribution des obstacles. Le coefficient  $\lambda(z_0)$  est un coefficient empirique. Ces différents coefficients sont rapportés par Wieringa [125] (voir tableau A.10, Appendice 1).

A partir d'expérimentations in-situ utilisant un gaz traceur, Warren [126] propose une formule empirique pour l'évaluation du débit de ventilation causé par le vent pour le cas d'exposition simple.

$$Q_v = 0.025 \cdot A \cdot \bar{v}_z \quad (6.4)$$

Dans le cas d'une ventilation traversant le bâtiment (2 ouvertures sur deux murs opposés), le débit de ventilation peut être approché par l'expression de Swami *et al.*[127]

$$Q_v = A_e \cdot \overline{v_{ref}} \cdot c_d \cdot (\Delta c_p)^{1/2} \quad (6.5)$$

$$A_e \text{ est la surface d'ouverture équivalente } A_e = \frac{A_1 \cdot A_2}{(A_1^2 + A_2^2)^{1/2}} \quad (6.6)$$

$A_1, A_2$  représentent la surface des deux ouvertures [ $m^2$ ].

$C_d$  : coefficient de décharge de l'ouverture considérée.

$\Delta c_p$  : Différence entre les coefficients de pression au niveau des deux façades. Le coefficient de pression exprime le champ de pression induit par le vent sur l'enveloppe du bâtiment selon la vitesse du vent, son orientation par rapport à la paroi et la forme de la construction.

### 6.2.2. Effet du tirage thermique

Le tirage thermique est un mouvement d'air qui se crée sous l'effet de la différence de densité de l'air entre l'intérieur et l'extérieur. La densité de l'air dépend de sa température et de son taux d'humidité. Dans le cas de la simple exposition, ce sont essentiellement les fluctuations de pression qui interviennent pour créer un effet de pompage, mais l'effet dominant est souvent le tirage thermique. Si la température intérieure



est supérieure à celle de l'extérieure, l'effet du tirage thermique va entraîner l'air extérieur plus froid (donc plus lourd) dans les parties basses des ouvrants alors que l'air intérieur plus chaud et plus léger va sortir par la partie supérieure des ouvrants [128].

Un modèle empirique permettant l'évaluation des débits de renouvellement d'air dans cette configuration est proposé par De Gidds *et al.*[129]

$$Q_v = 0.5 \cdot A_{eff} \cdot v_{eff} \quad (6.7)$$

$$v_{eff} = (c_1 \cdot v_z^2 + c_2 \cdot H \cdot \Delta T + c_3)^{1/2}$$

$A_{eff}$  représente l'air effectif de l'ouvrant.

$c_1$  est un coefficient adimensionnel fonction du type de l'ouvrant ( $c_1 \approx 0.001$ ).  $c_2$  et  $c_3$  sont des coefficient affectant le tirage thermique et l'effet du vent ( $c_2 \approx 0.0035$ ,  $c_3 \approx 0.01$ ).

$H(m)$  est la hauteur de l'ouvrant.

$\Delta T$  est l'écart moyen entre la température intérieure et extérieure.

La configuration habituelle du logement algérien et l'aspect sociale de la famille algérienne impose d'une manière générale une ventilation à exposition simple.

### 6.3. Performance du refroidissement par ventilation dans les conditions climatiques algériennes

Le logiciel TRNSYS[130] est utilisé pour modéliser une habitation type du parc immobilier algérien. TRNSYS est un environnement de modélisation utilisé principalement dans le domaine de la thermique du bâtiment, il permet de modéliser un bâtiment en régime dynamique.

TRNSYS nécessite des données météorologiques horaires. Ces données sont générées à l'aide du logiciel Meteonorm[131]. Meteonorm contient une base de données expérimentales relevées à travers 7700 stations dans le monde. Les valeurs horaires de température ambiante, d'insolation globale, d'humidité relative, de vitesse du vent ainsi que d'autres paramètres météorologiques peuvent être générées à partir de cette base de données par l'intermédiaire d'algorithmes de calcul. Pour le cas d'Alger, Meteonorm est utilisé pour générer les données climatiques d'une année à partir des données de la station météo de Dar El Beida relevées sur une période de dix ans. Les variations de la

température extérieure et l'humidité relative pour une journée typique du mois d'août (le mois le plus chaud) et pour la journée la plus chaude du même mois sont représentées sur la figure 6.1.

A partir d'une situation de base, plusieurs paramètres sont changés pour évaluer leurs impacts sur les performances de la ventilation nocturne durant la période estivale.

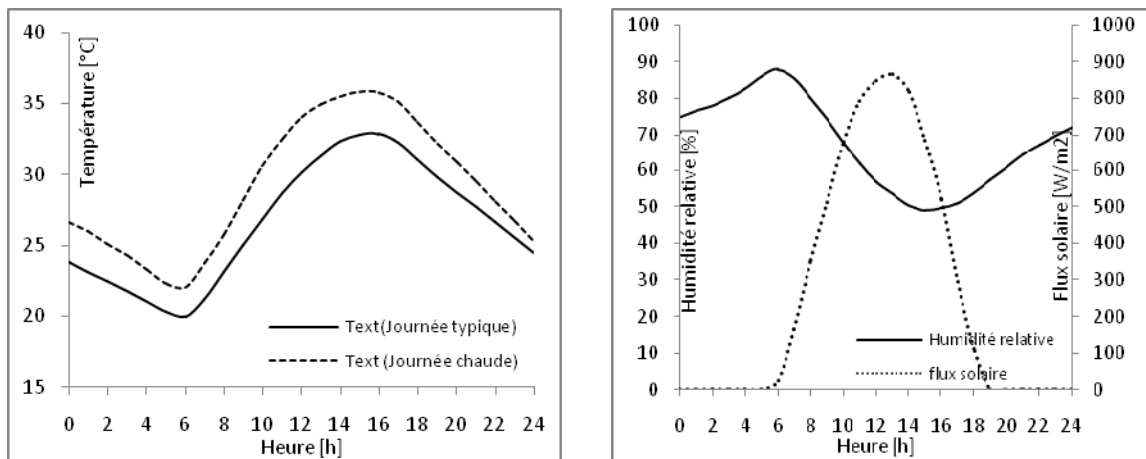


Fig. 6.1. Conditions climatiques en période estivale

L'habitation considérée est une habitation typique des habitations réalisées ces dernières années dans le nord algérien [132]. Elle est constituée de trois chambres, une salle de bain et une cuisine avec une surface habitable de l'ordre de  $70 \text{ m}^2$ . La structure est en poteaux-poutres, avec des murs extérieurs en double cloison de briques creuses. Les fenêtres sont à simple vitrage. La façade principale est orientée vers le sud (voir figure 6.2). Les occupants ont une activité sédentaire ( $\text{act}=1.2\text{met}$ ) et sont habillés en tenue légère d'été ( $\text{Icl}=0.6\text{clo}$ ). Les apports de chaleur internes pris en compte proviennent de la présence humaine, de la lumière artificielle avec une puissance de  $5\text{W}/\text{m}^2$  et d'un PC avec moniteur d'une puissance de  $140\text{W}$  mis en marche entre 16h00 et minuit. Durant la journée, les volets sont fermés entre 11h00 et 17h00 pour empêcher les rayons solaires de pénétrer et éviter les surchauffes.

Une ventilation hygiénique de 1 volume par heure ( $\text{ACH}=1\text{Vol}/\text{h}$ ) est considérée présente tout au long de la journée. L'appartement est modélisé par quatre zones thermiques : les deux chambres, le séjour, et la cuisine. Le hall, et la salle de bain sont intégrés à la cuisine. La modélisation du bâtiment sous TRNSYS nécessite la description de l'enveloppe, des fenêtres, des gains internes, et des données relatives à la gestion du climat intérieur dans un

sous-programme nommé TRNbuild. Un fichier TRNEdit, généré par TRNbuild, et qui résume l'ensemble des données d'entrées est présenté en Appendice 2.

La figure 6.3 illustre la température de l'air intérieur au niveau des deux chambres, du séjour, et de la cuisine pour une journée moyenne du mois d'août. Durant la nuit, la température au niveau du séjour est plus basse que dans les autres chambres du fait de l'existence d'une plus grande proportion d'espaces vitrés. A partir de 7h00, les températures commencent à augmenter sous l'effet de l'élévation de la température extérieure et du rayonnement solaire. En raison d'une porte fenêtre orientée vers l'est, le séjour voit sa température augmenter plus rapidement que dans les autres chambres. A partir de 11h00, heure à laquelle les rideaux sont tirés, les températures se stabilisent relativement mais continuent à augmenter. Pendant la journée, la température de l'air au niveau de la chambre 2 est la moins importante car cette chambre possède une fenêtre orientée vers le nord, ce qui implique l'absence de rayonnement solaire.

La température de l'air au niveau des différentes pièces atteint son pic vers 18h00. A partir de 18h00 et pendant quelques heures, les températures se stabilisent autour d'une valeur proche de 30°C sous l'effet combiné du déphasage causé par l'inertie thermique des parois, de la chute des températures extérieures, et de l'augmentation des apports internes.

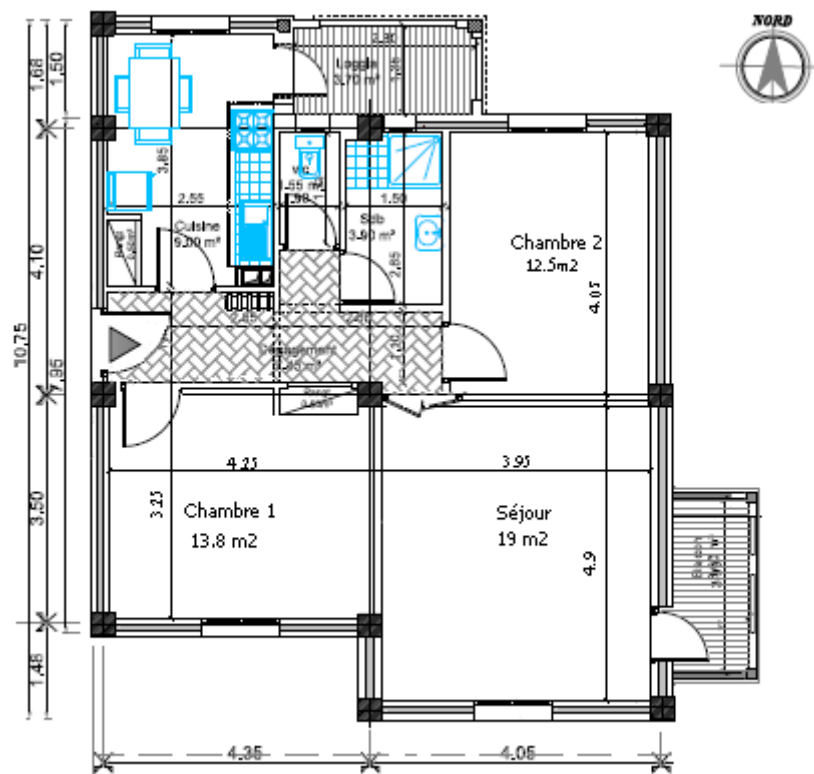


Fig. 6.2. Plan d'une habitation type

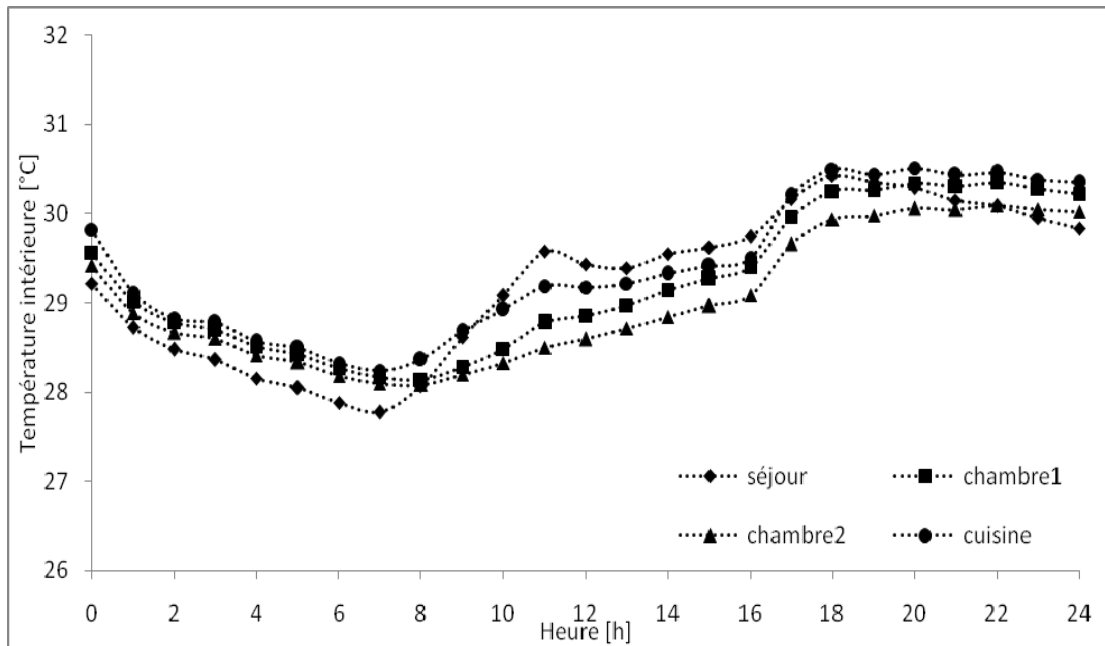


Fig . 6.3. Température ambiante intérieure dans les différentes zones

D'après les autorités algériennes, en 2009 le parc immobilier en Algérie s'élève à 7 millions de logements. Selon notre estimation, 35% de la consommation énergétique d'un logement est destinée à assurer le confort d'été selon les normes définies par la réglementation thermique algérienne. Actuellement ce confort est essentiellement assuré par des systèmes à conditionnement d'air avec plus de 1.500.000 unités recensées en 2008[Source Journal El Watan édition 22 juillet 2009. Prenant conscience de la prolifération sans cesse croissante de la climatisation dans les bâtiments, la ventilation nocturne peut avoir un impact considérable sur les économies d'énergies dans notre pays.

En analysant les données climatiques d'une journée moyenne (Fig. 6.1) et les variations de température intérieure dans les chambres (Fig. 6.3), la ventilation nocturne est considérée profitable entre 20h00 et 8h00, heures durant lesquelles la température ambiante externe est inférieure à la température intérieure. Trois scénarios sont simulés pour analyser l'effet de cette ventilation nocturne sur la température intérieure de l'air. Le premier scénario considère uniquement une ventilation hygiénique de 1Volume/heure (ACH=1). Le deuxième scénario considère une ventilation nocturne d'un débit de 5Volume/heure (ACH=5) ; ce scénario peut correspondre à une fenêtre à moitié ouverte ou à une fenêtre ouverte avec des stores amovibles à moitié fermés. Le troisième scénario fait augmenter le débit à 10Volume/heure (ACH=10) ; ce scénario correspond à une fenêtre entièrement ouverte et sans présence d'obstacles (rideau par exemple).

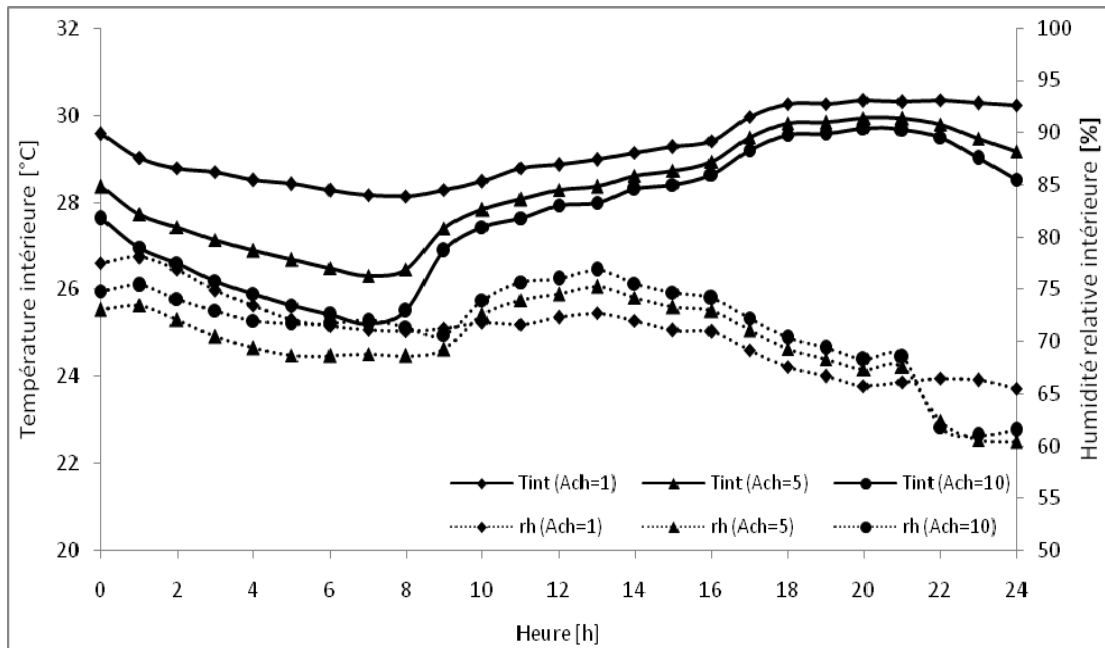


Fig.6.4. Température et humidité relative intérieures de la chambre1 pour une journée moyenne

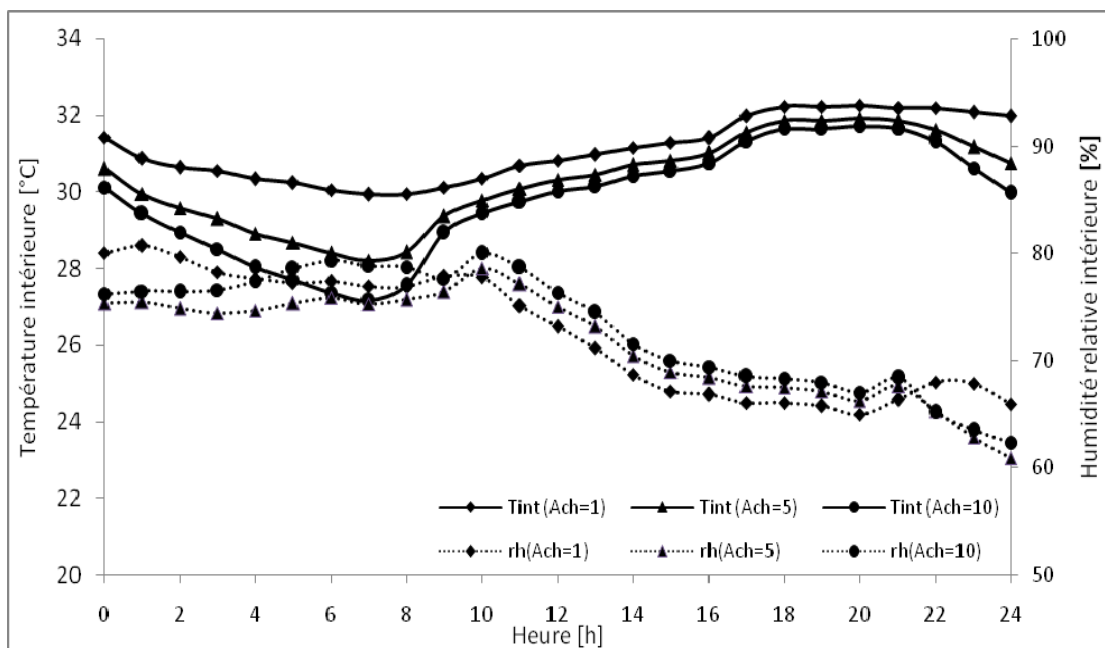


Fig. 6.5. Température et humidité relative intérieures de la chambre1 pour une journée chaude

La figure 6.4 représente l'évolution de la température intérieure et de l'humidité relative au niveau de la chambre 1 durant une journée moyenne du mois d'aout en considérant les trois scénarios de ventilation. Durant la nuit, une ventilation de 5vol/h fait baisser la température de 1°C à 1.8°C. Alors qu'un débit de 10vol/h la fait baisser de 1.7°C à 3°C.

L'effet de cette ventilation apparaît même durant la journée du fait que les parois, sous l'effet de leurs inerties thermiques, profitent de ce rafraîchissement. Il est à noter que la ventilation nocturne a très peu d'influence sur l'humidité relative à l'intérieur de la chambre. Cette dernière varie entre 60% et 75%.

Le même taux d'abaissement au niveau des températures est relevé pour la journée la plus chaude (Figure 6.5). Avec une ventilation de 10vol/h, la température minimale enregistrée vers 7h00 passe de 30°C à 27°C, alors que la température maximale enregistrée durant la journée passe de 32.2°C à 31.6°C.

La figure 6.6 représente l'indice de sensation thermique DTS pour une personne se trouvant au niveau de la chambre étudiée durant une journée moyenne du mois d'août. Les trois scénarios de ventilations sont représentés. Pour le scénario sans ventilation nocturne où juste une ventilation hygiénique est présente, le DTS est compris entre +1.5 et +2.5 durant toute la journée, ce qui correspond à une sensation de chaleur. Avec la mise en place d'une ventilation nocturne de 5 vol/heure, on remarque que le DTS commence à baisser à partir de 20h00, heure d'activation de la ventilation. Entre 1h00 et 8h00, le DTS est compris entre +0.5 et +1.5 correspondant à une légère sensation d'inconfort liée à la chaleur. A partir de 8h00, avec le lever du jour et la fermeture des fenêtres, le DTS commence à remonter. Jusqu'à midi, le DTS reste inférieur à +1.5 du fait de l'inertie thermique des parois qui ont profité de la fraîcheur occasionnée par la ventilation nocturne. A partir de midi, le DTS passe à des valeurs supérieures à +1.5 mais reste inférieur au cas sans ventilation.

Avec l'activation d'une ventilation à 10vol/h, le gain en confort se fait ressentir surtout durant les premières heures de la matinée. Entre minuit et 14h00 le DTS est inférieure à +1.5. A partir de 14h00 l'ambiance devient chaude avec un DTS qui affiche des valeurs supérieures à +1.5.

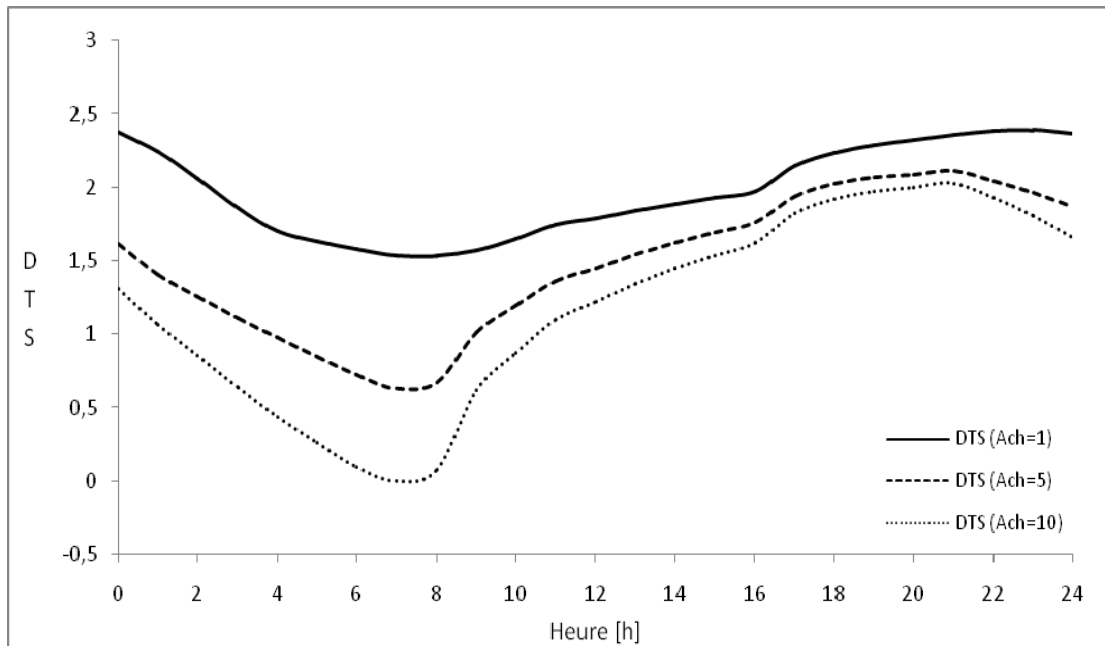


Fig. 6.6. DTS pour une journée moyenne

La figure 6.7 représente les besoins énergétiques annuels pour la climatisation du logement étudié afin d'assurer une température de confort de 24°C. Le calcul est fait durant toute la saison chaude qui s'étale du mois de Mai au mois d'Octobre. Les trois scénarios de ventilation (ach=1, ach=5 et ach=10) sont considérés. La ventilation est supposée active à partir de 20h00 jusqu'à 8h00 du matin avec un débit constant.

Les besoins énergétiques de l'habitation dans le cas où uniquement une ventilation hygiénique est maintenue sont de l'ordre de 4500kWh. Une ventilation avec un débit d'air de 5vol/h engendre 15% d'économies sur les besoins énergétiques annuelles, alors que les économies pour une ventilation de 10 vol/h sont de l'ordre de 22%. On peut donc en déduire que le fait de prévoir une ventilation nocturne réduit considérablement les besoins énergétiques de climatisation.

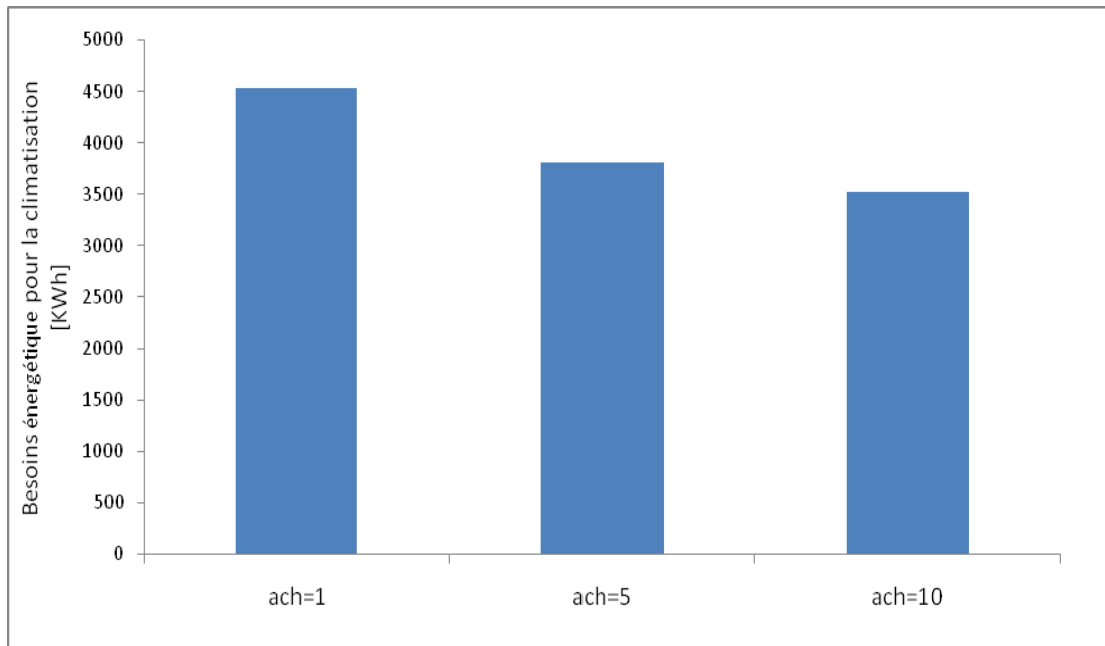


Fig. 6.7. Besoins énergétiques annuelles de climatisation

La figure 6.8 illustre le nombre d'heures d'inconfort enregistré durant la saison chaude. Les heures d'inconfort sont calculées en sommant les instants où le DTS dépasse le seuil de +0.5. Pour le cas sans ventilation nocturne, les heures d'inconfort sont de l'ordre de 2540 heures. Il apparaît une certaine constance dans le nombre d'heures d'inconfort selon le degré du malaise ressenti. Il en ressort 892 heures de légère sensation de chaleur ( $+0.5 < \text{DTS} < +1.5$ ), 911 heures de sensation de chaleur ( $+1.5 < \text{DTS} < +2.5$ ) et 736 heures de malaise extrême lié à une sensation de forte chaleur ( $+2.5 < \text{DTS} < +3$ ).

Avec une ventilation nocturne d'un débit de 5 vol/h, les heures d'inconfort lié à une sensation de forte chaleur ( $+2.5 < \text{DTS} < +3$ ) sont réduite de 38% et les heures d'inconfort lié à une sensation de chaleur ( $+1.5 < \text{DTS} < +2.5$ ) sont réduite de 25%. Par contre, les heures de légère sensation d'inconfort augmentent, ceci est du au fait que la ventilation améliore le confort et ainsi une ambiance donnant une sensation de chaleur peut grâce à la ventilation être ressentie comme légèrement chaude.

Avec une ventilation nocturne de 10vol/h, les heures de malaise lié à la sensation de forte chaleur se réduisent presque totalement alors que les heures d'inconfort lié à la sensation de chaleur sont réduites de moitié par rapport au scénario sans ventilation.



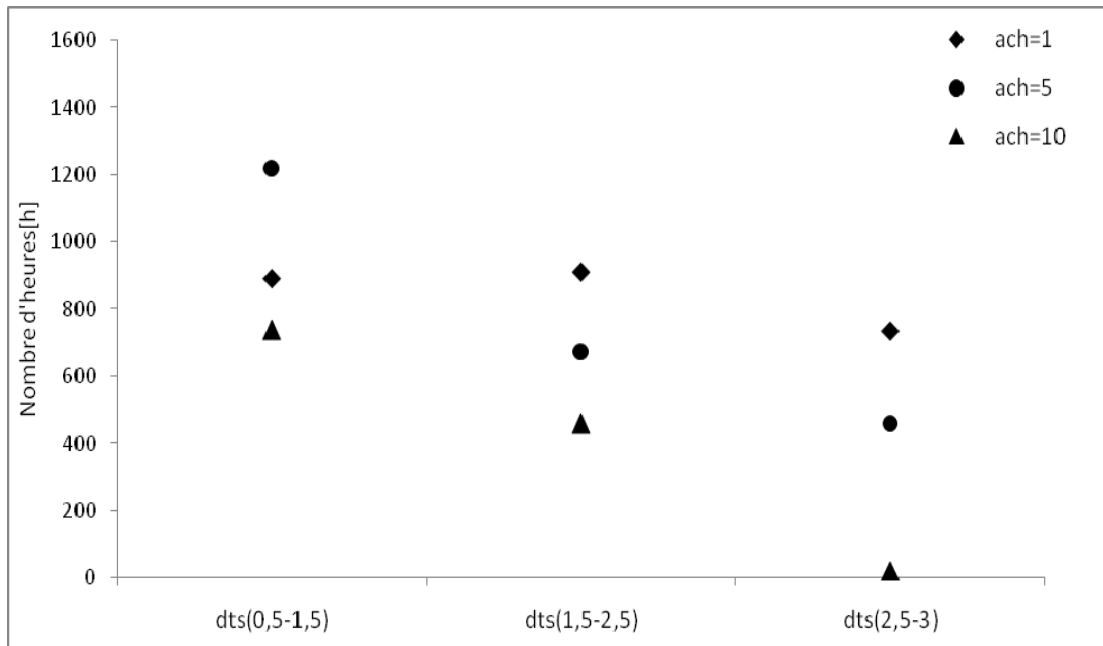


Fig. 6.8. Heures d'inconfort par an pour une année type en fonction du débit de ventilation naturelle

Les résultats montrent bien que dans un climat modéré, comme celui d'Alger, la ventilation naturelle associée à une gestion intelligente du bâtiment (conception architecturale adéquate, occultation des fenêtres durant la journée, etc.) réduit considérablement l'inconfort durant la saison estivale. Une ventilation nocturne à 10vol/h apparaît comme la solution la plus adéquate. Néanmoins, en considérant les habitudes sociales et les coutumes locales, la solution qui consiste à garder une fenêtre entièrement ouverte durant la nuit est difficilement envisageable. Une ventilation à 5vol/h semble donc offrir un compromis acceptable.

#### 6.4. Impact de la ventilation mécanique

Aujourd'hui, du fait que les gens passent de plus en plus de temps à l'intérieur des bâtiments, la qualité de l'air ambiant et le confort thermique sont devenus des exigences importantes. Durant les dernières années, de plus en plus de foyers se sont équipés de systèmes de refroidissement à conditionnement d'air pour maintenir un bon confort à l'intérieur de leurs appartements. Ces dispositifs, qui exigent une forte puissance électrique pour leurs fonctionnements, ont été la cause de dysfonctionnements dans le réseau électrique en période de fortes chaleurs. Par conséquent, il est judicieux d'étudier la possibilité de maintenir un climat intérieur le plus proche possible des conditions de confort attendues sans avoir recours aux systèmes de conditionnement d'air.

La ventilation naturelle est une technique efficace de rafraîchissement mais qui ne peut être envisagée que si la température extérieure est plus basse que la température intérieure. Durant les journées chaudes d'été, les fenêtres sont généralement occultées et fermées afin d'empêcher les rayons solaires et l'air chaud de l'extérieur de pénétrer. En complément d'une ventilation naturelle nocturne à 5Vol/h, une ventilation mécanique à l'exemple des ventilateurs de plafond peut s'avérer une solution de rafraîchissement intéressante et économe en énergie [133]. Le mouvement d'air créé par un ventilateur de plafond va accroître l'échange de chaleur par convection entre le corps et l'air ambiant ainsi que l'évaporation de la sueur au niveau de la peau.

Cette partie de l'étude s'intéresse à l'étude de l'influence de la vitesse de l'air générée par la ventilation mécanique sur la réduction des heures d'inconfort lié à la chaleur durant une année. Pour la présente étude, le choix s'est porté sur un ventilateur de plafond de marque Hunter à 5 pales, d'un diamètre de 1m30, ayant les caractéristiques mentionnées dans le tableau 6.1 et répondant au label Energy Star. Ce label a été élaboré conjointement par le Département de l'Énergie des États Unies (US DOE) et l'Agence de Protection de l'Environnement des États Unies (US EPA). Il a pour but d'aider les consommateurs à identifier les produits énergétiquement efficaces [134]. Pour les ventilateurs de plafond, cette norme impose pour chaque mode de fonctionnement un débit d'air minimal et un débit d'air généré par Watt consommé. Il est à noter que 1CFM est l'équivalent de 1.699m<sup>3</sup>/h.

Tab. 6.1 Propriétés du ventilateur de plafond

Fonctionnement	CFM	Watt	CFM/Watt	Vitesse m/s
Vitesse max	5605	75	74.7	1.45
Vitesse moyenne	3426	28.5	120	0.9
Vitesse min	1617	8.9	180	0.42

L'étude suppose que la ventilation mécanique est mise en marche avec une vitesse constante si la température intérieure dépasse 26.5°C. Cette température représente la limite supérieure de la zone de confort pour une personne au repos et habillée légèrement.

La figure 6.9 illustre le nombre d'heures d'inconfort lié à la sensation de chaleur en fonction du niveau de stress thermique. Les trois modes de fonctionnement de la ventilation à une vitesse minimale, une vitesse moyenne et une vitesse maximale sont représentés et comparés au cas sans ventilation mécanique. Il apparaît d'après la figure 6.9 que faire fonctionner le ventilateur même à faible vitesse fait baisser considérablement les heures d'inconfort. Les heures où une légère sensation de malaise ( $+0.5 < \text{DTS} < +1.5$ ) passent de 1220 heures à moins de 500 heures, les heures de sensation de chaleur ( $+1.5 < \text{DTS} < +2.5$ ) passent de 673 heures à 73 heures, alors que les heures de malaise extrême ( $\text{DTS} > +2.5$ ) disparaissent complètement. Le fonctionnement du ventilateur à vitesse moyenne améliore encore plus le niveau de confort puisqu'il réduit encore de 127 heures les heures de légère sensation de chaleur et de 54 heures les heures de sensation de chaleur. L'impact d'un fonctionnement à grande vitesse n'est pas très important même s'il élimine presque complètement les heures de malaise lié à une sensation de chaleur. Il y'a lieu de mentionner qu'il est nécessaire de réduire la vitesse de ventilation si une sensation de fraîcheur est ressentie.

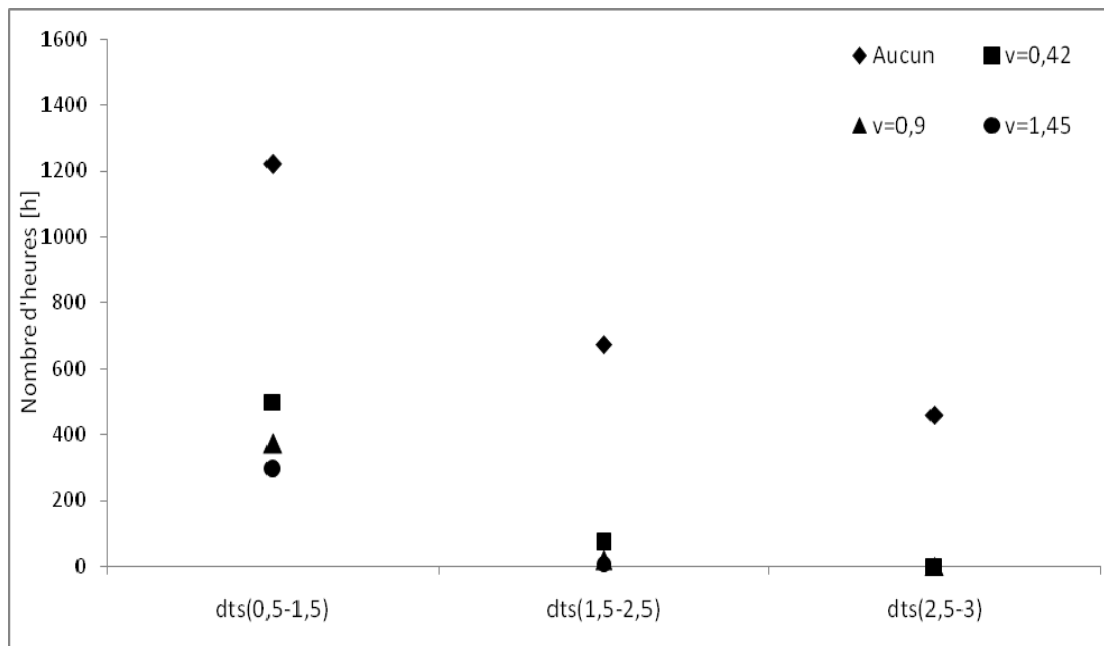


Fig. 6.9 : Heures d'inconfort par an pour une année type en fonction de la vitesse de l'air généré par une ventilation mécanique

Afin d'évaluer l'efficacité énergétique du système de rafraîchissement par un ventilateur de plafond, nous avons étudié sa consommation énergétique annuelle pour les trois modes de fonctionnement. La figure 6.10 représente la consommation électrique annuelle du

ventilateur pour les trois modes de fonctionnement en fonction du pourcentage des gains en heures de confort.

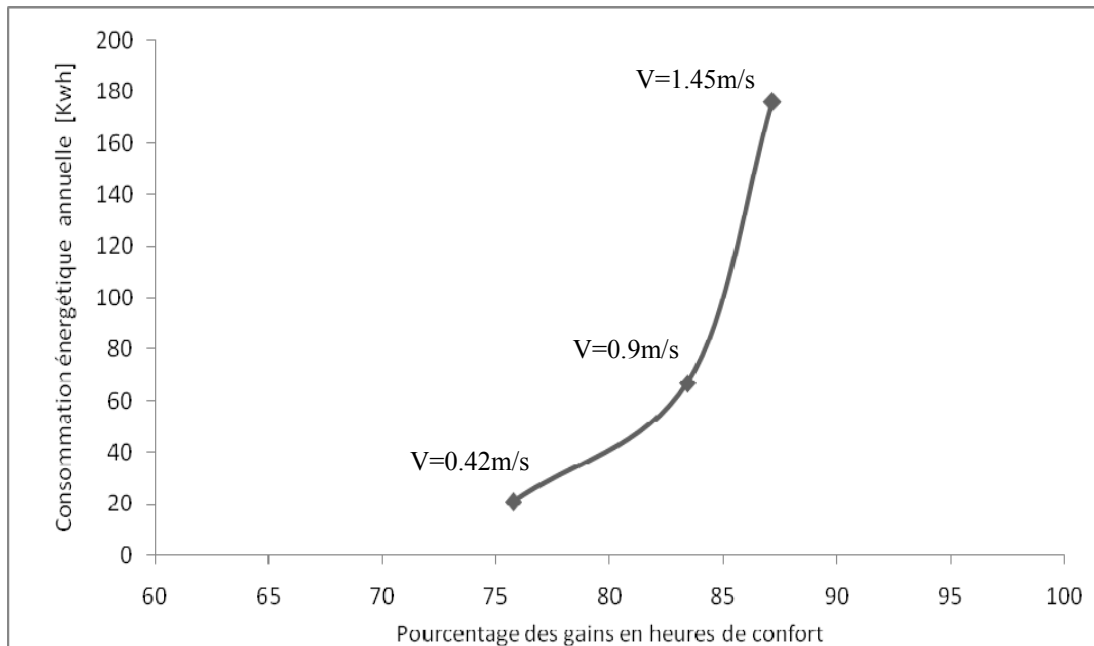


Fig. 6.10. Consommation énergétique du ventilateur et le pourcentage des gains en heures de confort

Il apparaît d'après la figure 6.10 que plus la vitesse de rotation du ventilateur de plafond augmente moins ce dernier est efficace énergétiquement. Pour un fonctionnement à faible vitesse la consommation énergétique annuelle est de l'ordre de 20kWh pour 75% d'heures d'inconfort en moins par rapport au cas sans ventilateur. En passant au mode de fonctionnement à vitesse moyenne la consommation passe à 67kWh pour 83 % d'heures d'inconfort en moins. Le fonctionnement à grande vitesse est le moins efficace puisque les gains en heures de confort ne sont plus que de 4% de mieux par rapport au fonctionnement à vitesse moyenne pour une consommation énergétique annuelle qui dépasse 175kWh. Néanmoins ces consommations sont largement inférieures à la consommation électrique d'un climatiseur qui doit maintenir la température dans la chambre étudiée autour de 24°C, puisque cette dernière avoisine 600kWh pour un climatiseur de classe E.

## CONCLUSION GENERALE

L'étude entreprise dans le cadre du présent travail se concentre sur la problématique de la gestion du confort thermique dans l'habitat et de ses impacts énergétiques et environnementaux. Les enjeux liés à cette problématique nous ont conduits à nous intéresser à l'interaction entre l'occupant et le bâtiment et à proposer une nouvelle stratégie de rafraîchissement en saison chaude qui peut constituer une des réponses possibles aux défis énergétiques et environnementaux actuels.

Un état de l'art a été entrepris pour identifier les paramètres d'évaluation du confort thermique et présenter les différents modèles utilisés pour prédire la sensation thermique. Cette étude a permis de définir les paramètres physiques et physiologiques qui interviennent dans la perception de l'ambiance thermique par l'occupant du bâtiment.

Le travail élaboré dans la présente étude présente deux aspects. Le premier aspect traite de l'élaboration d'un modèle mathématique de confort thermique. Ce modèle est capable de prédire la sensation thermique humaine en régime établi ainsi qu'en régime transitoire à travers le calcul de la température interne, de la température cutanée, et des réponses physiologiques de thermorégulation. Le modèle prend en compte la non-homogénéité de l'environnement, la présence des vêtements, l'influence des mouvements du corps sur l'isolation thermique vestimentaire, et les différents niveaux d'activités.

Le deuxième aspect est relatif au système passif qui décrit le comportement thermique du corps humain. Celui-ci est basé sur le bilan énergétique des échanges de chaleur entre le corps et l'environnement qui l'entoure d'après une modélisation donnée du premier. Le système passif du modèle adopté dans la présente étude décompose l'organisme en dix-sept segments. Chaque segment est constitué de quatre couches. Cette décomposition est établie sur la base des propriétés géométriques, physiques et physiologiques des tissus humains d'un homme de corpulence moyenne. Elle permet de prendre en compte à la fois la non-uniformité des températures au niveau des différentes parties du corps et l'échange de chaleur avec une ambiance non homogène.

L'Homme doit maintenir un équilibre thermique entre l'énergie produite par le métabolisme et l'énergie échangée avec l'environnement extérieur. Un système de contrôle

sonde l'état thermique du corps par des organes sensoriels se trouvant dans les différentes parties de l'organisme. Si les températures corporelles s'écartent de leurs valeurs de référence, le cerveau intervient pour rétablir l'équilibre thermique en activant des réactions de thermorégulation. Dans le cas d'une sensation de chaleur ces mécanismes sont la vasodilatation et la transpiration, alors que dans le cas d'une sensation de froid ce sont la vasoconstriction et le frissonnement. Un système d'équations est élaboré pour représenter les différents échanges de chaleur qui ont lieu au niveau du corps et avec l'environnement, ainsi que le système de contrôle qui permet de déceler l'état thermique.

Les résultats du présent modèle ont été confrontés aux résultats d'expériences menées par des chercheurs dans le cadre de leurs travaux sur le phénomène des réactions physiologiques. La comparaison est faite en régime établi ainsi qu'en régime transitoire. Cette confrontation permet de dire que le modèle adopté peut prévoir avec une exactitude raisonnable la température rectale, la température cutanée ainsi que les réponses physiologiques sous diverses conditions environnementales.

La deuxième partie du modèle permet d'estimer la sensation thermique en utilisant le modèle dynamique de Fiala. Ce modèle introduit un coefficient dynamique de confort thermique (DTS; Dynamic Thermal Sensation) basé sur une analyse statistique de la réponse physiologique humaine mesurée dans le cadre de diverses expériences menées pour diverses conditions environnementales et degrés d'activité. Le 'DTS' couvre une échelle de 7 points variant de -3 à +3. La valeur -3 correspond à la sensation de froid, +3 à la sensation de forte chaleur et 0 à la neutralité thermique parfaite. Les performances du modèle de confort thermique élaboré dans la présente étude sont analysées en comparant les résultats donnés par le modèle adopté avec les résultats d'études expérimentales. Cette comparaison a permis de valider le modèle dans le cas d'une ambiance stable et lors de transition brusque d'une ambiance vers une autre.

L'étude a permis d'établir une zone de confort thermique pour une personne au repos et légèrement habillée comprise entre 23°C et 26.5°C. L'influence de l'habillement, du niveau d'activité et de l'humidité relative sur la sensation thermique a été mise en évidence. Il en ressort que l'habillement et l'activité physique ont une influence majeure sur le confort thermique alors que l'humidité a un impact minime sur la sensation thermique. L'étude a fait apparaître que l'inconfort lié à l'humidité n'apparaît que si cette dernière dépasse 70% et qu'elle est accompagnée d'une forte chaleur ambiante.

Le deuxième aspect de l'étude traite du rôle de la ventilation dans l'amélioration du confort thermique d'été. L'étude considère une habitation typique des habitations réalisées ces dernières années dans le nord algérien. Elle est constituée de trois chambres, une salle de bain et une cuisine avec une surface habitable de l'ordre de 70 m<sup>2</sup>. L'étude a fait ressortir que dans un climat modéré comme celui du nord algérien, la ventilation naturelle nocturne avec un débit d'air de 5 volume par heure fait baisser la température intérieure de l'air de 1°C à 1.8°C, alors qu'un débit de 10 volume/heure la fait baisser de 1.7°C à 3°C. Tout au long de la saison chaude, avec une ventilation nocturne d'un débit de 5 volume/heure, le nombre d'heures d'inconfort lié à une sensation de forte chaleur est réduit de 38% et le nombre d'heures d'inconfort lié à une sensation de chaleur est réduit de 25%. Avec une ventilation nocturne de 10 volume/heure, les heures de malaise lié à la sensation de forte chaleur sont presque totalement éliminées alors que les heures d'inconfort lié à la sensation de chaleur sont réduites de moitié par rapport au scénario sans ventilation.

Sur le plan énergétique, il ressort de la présente étude que le fait de prévoir une ventilation naturelle nocturne réduit considérablement les besoins de climatisation. Une ventilation avec un débit d'air de 5 vol/h engendre 15% d'économies sur les besoins énergétiques annuelles de climatisation, alors que les économies pour une ventilation de 10 volumes/heure sont de l'ordre de 22%.

En complément d'une ventilation naturelle, l'effet d'une ventilation mécanique comme celle produite par un ventilateur de plafond est étudié. L'étude a montré qu'un ventilateur de plafond est capable de réduire de plus de 80% les heures d'inconfort lié à une sensation de chaleur pour une consommation électrique de 10 à 30 fois moins qu'un climatiseur. Pour un fonctionnement à faible vitesse, la consommation énergétique annuelle est de l'ordre de 20 kWh pour 75% d'heures d'inconfort en moins par rapport au cas sans ventilateur. En passant au mode de fonctionnement à vitesse moyenne la consommation passe à 67 kWh pour 83 % d'heures d'inconfort en moins. Le fonctionnement à grande vitesse est le moins efficace puisque les gains en heures de confort ne sont plus que de 4% de mieux par rapport au fonctionnement à vitesse moyenne pour une consommation énergétique annuelle presque trois fois plus importante.

**APPENDICE 1**

Tab. A.1. Paramètres du système passif

Segment	Longueur (cm)	Rayon (cm)	Segment	Longueur (cm)	Rayon (cm)
Tête		Noyau : 8.6 Os : 10.05 Graisse : 10.2 Peau : 10.4	Avants bras	25	Noyau: 1.53 Muscle : 3.43 Graisse : 4.01 Peau : 4.18
Visage	9.8	Noyau : 5.42 Muscle : 6.8 Graisse : 7.6 Peau : 7.8	Mains	35	Noyau : 0.7 Muscle : 1.74 Graisse : 2.04 Peau : 2.26
Torse	43	Noyau : 8.91 Muscle : 12.34 Graisse : 12.68 Peau : 12.9	Cuisses	50	Noyau : 3.71 Muscle : 5.85 Graisse : 6.23 Peau : 6.42
Dos	40	Noyau : 8.91 Muscle : 12.34 Graisse : 12.68 Peau : 12.9	Jambes	35	Noyau : 2.2 Muscle : 4.8 Graisse : 5.33 Peau : 5.53
Bassin	21	Noyau : 8.34 Muscle : 10.9 Graisse : 12.44 Peau : 12.6	Pieds	24	Noyau : 2.0 Muscle : 2.5 Graisse : 3.26 Peau : 3.5
Bras	30	Noyau : 2.83 Muscle : 4.48 Graisse : 4.85 Peau : 5.02			



## Appendice 1

---

Tab. A.2. Métabolisme humain en fonction de l'activité

<i>Classe</i>	<i>Activité</i>	<i>Act [met]</i>
Repos	Repos en position assise ou couchée	0.8-1
Métabolisme de base	Activité sédentaire	1-1.2
Métabolisme faible	Activité manuelle (Travail de bureau, Travail en classe)	1.6
Métabolisme modéré	Travail soutenu des bras (Travaux domestiques)	2.8
Métabolisme élevé	Travail intense des bras et des jambes	4
Métabolisme très élevé	Travail très intense	>5

Tab. A.3. Métabolisme de base pour les différents compartiments

<i>Segment</i>	<i>Métabolisme de base <math>Q_{m,bas,0}(i,j)</math> [Watt]</i>			
	<i>Noyau central</i>	<i>Muscles</i>	<i>Graisses</i>	<i>Peau</i>
Tête	16.8	0	0.005	0.05
Front	0.54	0.2	0.1	0.054
Torse	21.18	2.53	0.57	0.18
Dos	18.7	2.53	0.5	0.16
Bassin	8.05	4.06	0.80	0.16
Bras droit	0.18	0.42	0.61	0.05
Bras gauche	0.18	0.42	0.61	0.05
Avant-bras droit	0.09	0.22	0.03	0.025
Avant-bras gauche	0.09	0.22	0.03	0.025
Main droite	0.045	0.022	0.023	0.05
Main gauche	0.045	0.022	0.023	0.05
Cuisse droite	0.34	0.8	0.15	0.12
Cuisse gauche	0.34	0.8	0.150	0.12
Jambe droite	0.1	0.22	0.035	0.023
Jambe gauche	0.1	0.22	0.035	0.023
Pied droit	0.12	0.035	0.056	0.005
Pied gauche	0.12	0.035	0.056	0.005

Tab. A.4. Isolement thermique vestimentaire d'un ensemble de vêtements

<i>Ensemble vestimentaire</i>	<i>Icl [clo]</i>
Homme nu	0
T-shirt, short, sandales	0.25
T-shirt, chemise manches courtes, pantalon léger, chaussettes fines, chaussures	0.6
T-shirt, Polo manches, pantalon, chaussettes, baskets.	0.75
Pull, veste légère, pantalon, chaussettes, chaussures	1
Chemise, Pull, veste, manteau, pantalon épais, chaussettes en laine, grosses chaussures	1.5

Tab. A.5. Isolement thermique intrinsèque de quelques vêtements

<i>Description du vêtement</i>	<i>I<sub>clu</sub> [clo]</i>
sous-vêtements	0.03
T-shirt	0.09
Chemise manches courtes	0.15
Chemise manches longues	0.2
Polo manches	0.25
Pull-over	0.35
Pantalon léger	0.26
Pantalon chaud	0.32
Jupe d'été	0.15
Jupe d'hiver	0.25
Robe d'hiver	0.4
Veste légère	0.25
Jacket	0.5
Parka	0.7
Chaussettes fines	0.02
Chaussettes épaisses	0.04
Chaussures	0.04
Boots	0.1

Tab. A.6. Débit sanguin de base pour les différents compartiments [11] [13]

<i>Segment</i>	<i>Débit sanguin de base <math>BF_{bas}(i,j)</math> [l/h]</i>			
	<i>Noyau central</i>	<i>Muscles</i>	<i>Graisses</i>	<i>Peau</i>
Tête	47	0	0.17	1.28
Front	0.25	2.4	0.17	2.8
Torse	77.8	7.66	1.34	1.35
Dos	76.3	7.66	1.34	1.35
Bassin	18.19	12.28	2.16	2.08
Bras droit	0.32	1.28	0.16	0.86
Bras gauche	0.32	1.28	0.16	0.86
Avant-bras droit	0.16	0.67	0.085	0.45
Avant-bras gauche	0.16	0.67	0.085	0.45
Main droite	0.091	0.078	0.042	0.91
Main gauche	0.091	0.078	0.042	0.91
Cuisse droite	0.36	0.85	0.15	0.38
Cuisse gauche	0.36	0.85	0.15	0.38
Jambe droite	0.071	0.07	0.019	0.11
Jambe gauche	0.071	0.07	0.019	0.11
Pied droit	0.049	0.01	0.019	0.45
Pied gauche	0.049	0.01	0.019	0.45

Appendice 1

Tab. A.7. Les coefficients *Skinr*, *Skins*, *Skinv*, *Skinc*, *Chilf* et *Metf* [11] [13]

<i>Segment</i>	<i>Skinr</i>	<i>Skins</i>	<i>Skinv</i>	<i>Skinc</i>	<i>Chilf</i>	<i>Metf</i>
Tête	0.0835	0.095	0.055	0.03	0.0	0
Front	0.0418	0.054	0.046	0.033	0.002	0
Torse	0.149	0.146	0.098	0.065	0.258	0.091
Dos	0.132	0.129	0.086	0.065	0.227	0.08
Bassin	0.21	0.206	0.138	0.065	0.365	0.129
Bras	0.066	0.052	0.062	0.044	0.05	0.052
Avant bras	0.044	0.037	0.032	0.044	0.03	0.028
Mains	0.09	0.049	0.121	0.19	0.0	0.01
Cuisses	0.10	0.146	0.184	0.044	0.046	0.40
Jambes	0.05	0.072	0.046	0.044	0.024	0.198
Pieds	0.034	0.036	0.1	0.37	0.0	0.01

Tab. A.8. Température de référence Tset et conditions initiales

<i>Segment</i>	<i>Noyau central</i>	<i>Muscles</i>	<i>Graisses</i>	<i>Peau</i>
Tête	36.9	36.1	35.8	35.6
Front	36.9	36.1	35.8	35.6
Torse	36.5	36.2	34.5	33.6
Dos	36.5	35.8	34.4	33.2
Bassin	36.3	35.6	34.5	33.4
Bras	35.8	34.6	33.8	33.4
Avant bras	35.5	34.8	34.7	34.6
Mains	35.4	35.3	35.3	35.2
Cuisses	35.8	35.2	34.4	33.8
Jambes	35.6	34.4	33.9	33.4
Pieds	35.1	34.9	34.4	33.9

Appendice 1

Tab. A.9. Coefficients de contrôle [9]

	<i>Noyau central</i>	<i>Peau</i>	<i>Noyau central- Peau</i>
Sweat (W/°C, W/°C <sup>2</sup> )	C <sub>sw</sub> =372	S <sub>sw</sub> =33.7	P <sub>sw</sub> =0.0
Chill (W/°C, W/°C <sup>2</sup> )	C <sub>chil</sub> =-13.0	S <sub>chil</sub> =0.4	P <sub>chil</sub> =0.0
Dilat (1/h.°C <sup>-1</sup> , 1/h.°C <sup>-2</sup> )	C <sub>dil</sub> =136	S <sub>dil</sub> =8.9	P <sub>dil</sub> =0.0
Stric (C <sup>-1</sup> , °C <sup>-2</sup> )	C <sub>con</sub> =-10.8	S <sub>con</sub> =10.8	P <sub>con</sub> =0.0

Tab. A.10. Classes de rugosité

<i>Type de surface</i>	<i>Hauteur de rugosité Z<sub>0</sub>(m)</i>	<i>λ(z<sub>0</sub>)</i>	<i>Classe de rugosité</i>
Mer, neige, sable.	0.0005	0.14	I
Mer par grand vent	0.005	0.15	II
Herbe courte.	0.01	0.17	III
Champs cultivés ouverts	0.05	0.19	IV
Plantations hautes, campagne ouverte	0.1	0.2	V
Campagne et habitat dispersés	0.25	0.21	VI
Zone urbaine périphérique	0.5	0.22	VII
Centre ville, forêt	1	0.24	VIII
Centre métropolitaine, forêt tropicale	4	0.25	IX



APPENDICE 2 :

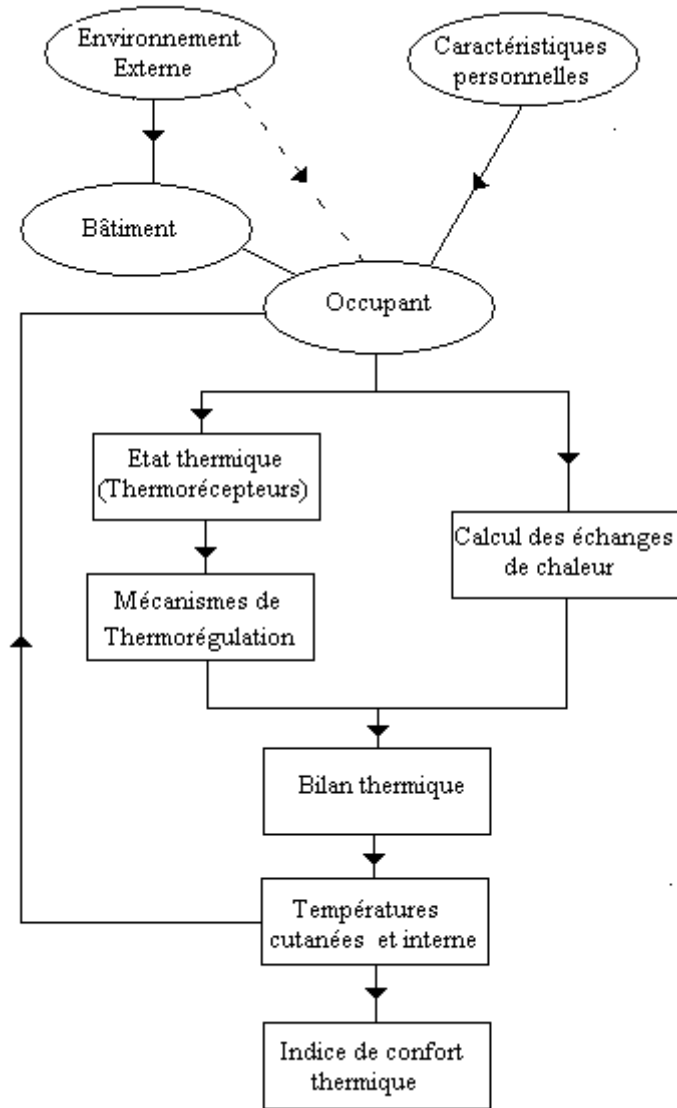


Fig. A.1. Algorithme du code de calcul

## Appendice 2

La simulation de bâtiments multi-zonales passe par plusieurs étapes. La première étape est de séparer l'ensemble de la maison en différentes zones couplées les unes aux autres. L'étape suivante consiste en la description de l'enveloppe du bâtiment, des fenêtres, du système de chauffage et de conditionnement d'air, du renouvellement d'air, des gains internes, etc. Type 56 permet de saisir ces informations et de générer les fichiers d'entrées nécessaires pour une simulation avec TRNSYS. La figure A.2 montre une interface graphique de la modélisation élaborée sous TRNSYS 16.

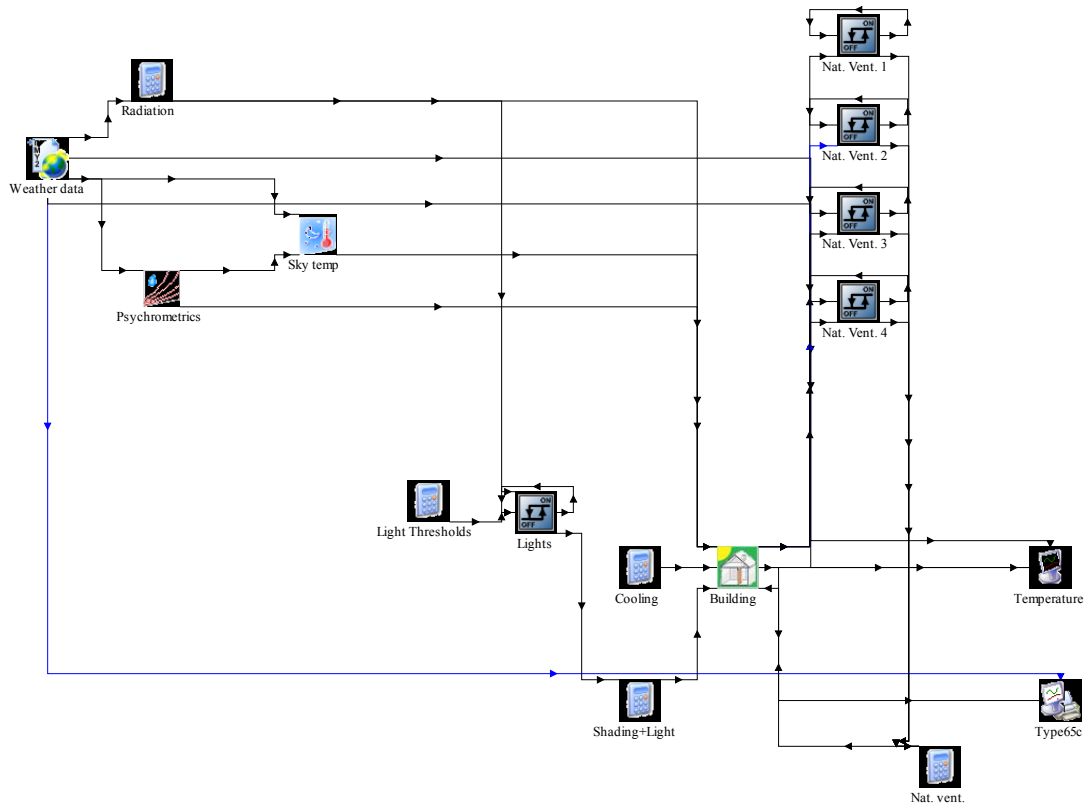


Fig. A.2. Modélisation sous TRNSYS du bâtiment étudié

Fichier Bui généré par le Type 56

```

kh
*****
*****
*****
* TRNBuild 1.0.94
*****
*****
* BUILDING DESCRIPTIONS FILE TRNSYS
  FOR BUILDING: C:\Program
Files\Trnsys16_1\MyProjects\BuildingProject\kh.inf
* GET BY WORKING WITH TRNBuild 1.0 for Windows
*****
*****
*
*-----
*-----
* Comments
*-----
*-----
*#C ----- TYPES
*#C ----- *
*#C ----- LAYERS
*#C ----- *
*#C ----- INPUTS
*#C ----- *
*#C ----- SCHEDULES
*#C ----- *
*#C ----- WALLS
*#C ----- *
*#C ----- WINDOWS
*#C ----- *
*#C ----- GAINS
*#C ----- *
*#C -----
*#C COMFORT----- *
*#C ----- INFILTRATION
*#C ----- *
*#C ----- VENTILATION
*#C ----- *
*#C ----- HEATING
*#C ----- *
*#C ----- ORIENTATIONS
*#C ----- *
*#C ----- ZONES
*#C ----- *
*#C ----- BUILDING
*#C ----- *
*#C ----- GEOSURF ----- *
*#C -----
*#C ----- OUTPUTS
*#C -----

```



## Appendice 2

```
kh
*-----
*-----
INPUTS CNAT_1 CNAT_2 T_COOL_ON S_NORTH S_SOUTH S_EAST S_WEST BRIGHT
*-----
*-----
* S c h e d u l e s
*-----
SCHEDULE WORKDAY
HOURS =0.000 11.000 17.000 24.0
VALUES=0 1. 0 0
SCHEDULE WORKLIGHT
HOURS =0.000 8.000 16.000 24.0
VALUES=0 0 1. 1.
*-----
*-----
* W a l l s
*-----
WALL OUTWALL
LAYERS = ENDUIT_PLÂ BRIQ_CR_50 LAME_AIR13 BRIQ_CR_50 ENDUIT_EXT
THICKNESS= 0.02 0.1 0.1 0.1 0.02
ABS-FRONT= 0.75 : ABS-BACK= 0.8
HFRONT = 11 : HBACK= 64
WALL INTWALL
LAYERS = ENDUIT_PLÂ BRIQ_CR_50 ENDUIT_PLÂ
THICKNESS= 0.02 0.1 0.02
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
HFRONT = 11 : HBACK= 11
WALL MTYPE23
LAYERS = CARRELAGE MORTIER BET_LOU040 HOURLD12BET PLACO_BA13
THICKNESS= 0.02 0.03 0.05 0.16 0.02
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 1
HFRONT = 11 : HBACK= 64
WALL MTYPE28
LAYERS = CARRELAGE MORTIER BET_LOU040 HOURLD12BET
THICKNESS= 0.02 0.03 0.1 0.12
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
HFRONT = 11 : HBACK= 64
*-----
*-----
* W i n d o w s
*-----
WINDOW SIMPLE
WINID=1001 : HINSIDE=11 : HOUTSIDE=64 : SLOPE=90 : SPACID=0 : WWID=0 : WHEIG=0
: FFRAME=0.15 : UFRAME=8.17 : ABSFRAME=0.6 : RISHADE=0 : RESHADE=0 :
REFLISHADE=0.5 : REFLOSHADE=0.1 : CCISHADE=0.5
*-----
*-----
* D e f a u l t G a i n s
*-----
GAIN PERS_IS002
CONVECTIVE=156 : RADIATIVE=78 : HUMIDITY=0.081
GAIN COMPUTER03
CONVECTIVE=420 : RADIATIVE=84 : HUMIDITY=0
GAIN LIGHT01_01
CONVECTIVE=36 : RADIATIVE=324 : HUMIDITY=0
```

## Appendice 2

kh  
GAIN LIGHT01\_02  
CONVECTIVE=36 : RADIATIVE=324 : HUMIDITY=0  
GAIN PERS\_ISO01  
CONVECTIVE=144 : RADIATIVE=72 : HUMIDITY=0.059  
GAIN LIGHT01\_03  
CONVECTIVE=36 : RADIATIVE=324 : HUMIDITY=0  
GAIN COMPUTER04  
CONVECTIVE=690 : RADIATIVE=138 : HUMIDITY=0  
GAIN LIGHT02\_04  
CONVECTIVE=72 : RADIATIVE=648 : HUMIDITY=0

\*-----

\* Other Gains

\*-----

\*-----

\* Comfort

\*-----

COMFORT COMF001  
CLOTHING=0.6 : MET=1 : WORK=0 : VELOCITY=0.1

\*-----

\* Infiltration

\*-----

INFILTRATION INFIL001  
AIRCHANGE=1

\*-----

\* Ventilation

\*-----

\*-----

\* Cooling

\*-----

COOLING COOL1  
ON=24  
POWER=9500  
HUMIDITY=100

\*-----

\* Heating

\*-----

HEATING HEAT001  
ON=20  
POWER=999999999  
HUMIDITY=0  
RRAD=0

\*-----

\*-----

## Appendice 2

kh

-----  
\* Z o n e s  
-----

-----  
ZONES CHAMBRE SEJOUR CHAMBRE2 CUISINE  
-----

-----  
\* O r i e n t a t i o n s  
-----

-----  
ORIENTATIONS NORTH SOUTH EAST WEST HORIZONTAL  
-----

\*+++++  
+++++  
+++++  
BUILDING  
\*+++++  
+++++  
+++++  
\*-----  
-----

-----  
\* Z o n e CHAMBRE / A i r n o d e CHAMBRE  
-----

-----  
ZONE CHAMBRE  
AIRNODE CHAMBRE  
WALL =INTWALL : SURF= 1 : AREA= 10 : ADJACENT=CHAMBRE2 : FRONT  
WALL =INTWALL : SURF= 3 : AREA= 10 : ADJACENT=SEJOUR : FRONT  
WALL =OUTWALL : SURF= 5 : AREA= 10 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5  
: GEOSURF=0.2  
WALL =MTYPE23 : SURF= 18 : AREA= 13.8 : EXTERNAL : ORI=HORIZONTAL :  
FSKY=1 : GEOSURF=0.5  
WALL =MTYPE28 : SURF= 19 : AREA= 13.8 : BOUNDARY=18  
WALL =OUTWALL : SURF= 7 : AREA= 11.6 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5  
: GEOSURF=0.3  
WINDOW=SIMPLE : SURF= 11 : AREA= 1.4 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5  
: ESHADE=SCHEDULE 0.8\*WORKDAY  
REGIME  
GAIN = PERS\_ISO02 : SCALE= 2  
GAIN = COMPUTER03 : SCALE= SCHEDULE 1\*WORKLIGHT  
GAIN = LIGHT01\_01 : SCALE= 1  
INFILTRATION= INFIL001  
COOLING = COOL1  
HEATING = HEAT001  
CAPACITANCE = 49.68 : VOLUME= 41.4 : TINITIAL= 25 : PHINITIAL= 50  
: WCAPR= 1  
\*-----  
-----

-----  
\* Z o n e SEJOUR / A i r n o d e SEJOUR  
-----

-----  
ZONE SEJOUR  
AIRNODE SEJOUR  
WALL =OUTWALL : SURF= 8 : AREA= 10.8 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5  
WINDOW=SIMPLE : SURF= 6 : AREA= 1.4 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5  
: ESHADE=SCHEDULE 0.8\*WORKDAY  
WALL =OUTWALL : SURF= 10 : AREA= 12.1 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5  
WINDOW=SIMPLE : SURF= 29 : AREA= 2.4 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5  
: ESHADE=SCHEDULE 0.8\*WORKDAY  
WALL =MTYPE23 : SURF= 4 : AREA= 19 : EXTERNAL : ORI=HORIZONTAL :  
-----

## Appendice 2

```

kh
FSKY=1
WALL =MYPE28 : SURF= 17 : AREA= 19 : BOUNDARY=18
WALL =INTWALL : SURF= 9 : AREA= 10 : ADJACENT=CHAMBRE : BACK
WALL =INTWALL : SURF= 25 : AREA= 12 : ADJACENT=CUISINE : BACK
REGIME
GAIN = PERS_ISO02 : SCALE= 2
GAIN = COMPUTER03 : SCALE= SCHEDULE 1*WORKLIGHT
GAIN = LIGHT01_02 : SCALE= 1
COMFORT = COMF001
INFILTRATION= INFIL001
COOLING = COOL1
HEATING = HEAT001
CAPACITANCE = 72 : VOLUME= 60 : TINITIAL= 25 : PHINITIAL= 50
: WCAPR= 1
*-----
* Zone CHAMBRE2 / Airnode CHAMBRE2
*-----
ZONE CHAMBRE2
AIRNODE CHAMBRE2
WALL =INTWALL : SURF= 2 : AREA= 10 : ADJACENT=CHAMBRE : BACK
WALL =OUTWALL : SURF= 12 : AREA= 8.6 : EXTERNAL : ORI=NORTH : FSKY=0.5
WINDOW=SIMPLE : SURF= 14 : AREA= 1.4 : EXTERNAL : ORI=NORTH : FSKY=0.5
: ESHADE=SCHEDULE 0.8*WORKDAY
WALL =OUTWALL : SURF= 13 : AREA= 12.3 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL =MYPE23 : SURF= 15 : AREA= 13.2 : EXTERNAL : ORI=HORIZONTAL :
FSKY=1
WALL =MYPE28 : SURF= 16 : AREA= 13.2 : BOUNDARY=18
WALL =INTWALL : SURF= 21 : AREA= 12 : ADJACENT=CUISINE : FRONT
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= 2
GAIN = COMPUTER03 : SCALE= SCHEDULE 1*WORKLIGHT
GAIN = LIGHT01_03 : SCALE= 1
INFILTRATION= INFIL001
COOLING = COOL1
HEATING = HEAT001
CAPACITANCE = 48 : VOLUME= 40 : TINITIAL= 25 : PHINITIAL= 50
: WCAPR= 1
*-----
* Zone CUISINE / Airnode CUISINE
*-----
ZONE CUISINE
AIRNODE CUISINE
WALL =OUTWALL : SURF= 20 : AREA= 13.13 : EXTERNAL : ORI=NORTH : FSKY=0.5
WINDOW=SIMPLE : SURF= 28 : AREA= 1.4 : EXTERNAL : ORI=NORTH : FSKY=0.5
: ESHADE=SCHEDULE 0.8*WORKDAY
WINDOW=SIMPLE : SURF= 30 : AREA= 0.07 : EXTERNAL : ORI=NORTH : FSKY=0.5
WALL =INTWALL : SURF= 22 : AREA= 12 : ADJACENT=CHAMBRE2 : BACK
WALL =OUTWALL : SURF= 23 : AREA= 15 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL =MYPE28 : SURF= 26 : AREA= 25 : BOUNDARY=18
WALL =MYPE23 : SURF= 27 : AREA= 25 : EXTERNAL : ORI=HORIZONTAL :
FSKY=1
WALL =INTWALL : SURF= 24 : AREA= 12 : ADJACENT=SEJOUR : FRONT
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= 2
GAIN = COMPUTER04 : SCALE= SCHEDULE 1*WORKLIGHT
GAIN = LIGHT02_04 : SCALE= 1
INFILTRATION= INFIL001
CAPACITANCE = 90 : VOLUME= 75 : TINITIAL= 25 : PHINITIAL= 50
: WCAPR= 1
*-----

```



## Appendice 2

kh

-----  
 \* O u t p u t s  
 -----

OUTPUTS

TRANSFER : TIMEBASE=1.000  
 AIRNODES = SEJOUR  
 NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone  
 AIRNODES = CHAMBRE  
 NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone  
 AIRNODES = CUISINE  
 NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone  
 AIRNODES = CHAMBRE2  
 NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone  
 AIRNODES = CHAMBRE  
 NTYPES = 9 : RELHUM - relativ humidity of zone air  
 AIRNODES = CHAMBRE  
 NTYPES = 2 : QSENS - sensible energy demand of zone, heating(-), cooling(+)

-----  
 \* E n d  
 -----

END

\_EXTENSION\_WINPOOL\_START\_

WINDOW 4.1 DOE-2 Data File : Multi Band Calculation

Unit System : SI  
 Name : TRNSYS 15 WINDOW LIB  
 Desc : Waermeschutzglas,Ar, 1.4 71/59  
 Window ID : 2001  
 Tilt : 90.0  
 Glazings : 2  
 Frame : 11 2.270  
 Spacer : 1 Class1 2.330 -0.010 0.138  
 Total Height: 1219.2 mm  
 Total Width : 914.4 mm  
 Glass Height: 1079.5 mm  
 Glass Width : 774.7 mm  
 Mullion : None

Gap	Thick	Cond	dCond	Vis	dVis	Dens	dDens	Pr	dPr		
1 Argon	16.0	0.01620	5.000	2.110	6.300	1.780	-0.0060	0.680	0.00066		
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Angle	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90 Hemis	
Tsol	0.426	0.428	0.422	0.413	0.402	0.380	0.333	0.244	0.113	0.000	0.354
Abs1	0.118	0.118	0.120	0.123	0.129	0.135	0.142	0.149	0.149	0.000	0.132
Abs2	0.190	0.192	0.198	0.201	0.200	0.199	0.199	0.185	0.117	0.000	0.191
Abs3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Abs4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Abs5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Abs6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rfso1	0.266	0.262	0.260	0.262	0.269	0.286	0.326	0.422	0.621	1.000	0.314
Rbso1	0.215	0.209	0.207	0.210	0.219	0.237	0.272	0.356	0.560	0.999	0.260
Tvis	0.706	0.710	0.701	0.688	0.670	0.635	0.556	0.403	0.188	0.000	0.590
Rfvis	0.121	0.115	0.114	0.118	0.132	0.163	0.228	0.376	0.649	1.000	0.203
Rbvis	0.103	0.096	0.093	0.096	0.108	0.132	0.179	0.286	0.520	0.999	0.162
SHGC	0.589	0.593	0.591	0.586	0.574	0.551	0.505	0.405	0.218	0.000	0.518
SC: 0.55											
Layer ID#		9052	9065								
Tir		0.000	0.000								
Emis F		0.840	0.140								

## Appendice 2

```

Emis B          0.840    0.840          0          0          0          0
Thickness(mm)   4.0      4.0          0          0          0          0
Cond(w/m2-C)    ) 225.0    225.0        0          0          0          0
Spectral File    None      None          None       None       None       None
Overall and Center of Glass Ig U-values (w/m2-C)
Outdoor Temperature -17.8 C      15.6 C      26.7 C      37.8 C
Solar          wdSpd  hcout  hrout  hin
(w/m2)         (m/s)   (w/m2-C)
0              0.00  12.25  3.25  7.62  1.54  1.54  1.31  1.31  1.35  1.35  1.47  1.47
0              6.71  25.47  3.21  7.64  1.62  1.62  1.36  1.36  1.40  1.40  1.53  1.53
783           0.00  12.25  3.39  7.99  1.69  1.69  1.54  1.54  1.51  1.51  1.54  1.54
783           6.71  25.47  3.30  7.81  1.79  1.79  1.63  1.63  1.58  1.58  1.59  1.59
WINDOW 4.1 TRNSYS 15 Data File : Multi Band Calculation
Unit System : SI
Name : TRNSYS 15 WINDOW LIB
Desc : Simple
Window ID : 1001
Tilt : 90.0
Glazings : 1
Frame : 1 Al no break          10.790
Spacer : 1 Class1             2.330 -0.010  0.138
Total Height: 1219.2 mm
Total Width : 914.4 mm
Glass Height: 1104.9 mm
Glass Width : 800.1 mm
Mullion : None
Gap          Thick  Cond  dCond  Vis  dVis  Dens  dDens  Pr  dPr
1            0       0     0       0     0     0     0     0     0
2            0       0     0       0     0     0     0     0     0
3            0       0     0       0     0     0     0     0     0
4            0       0     0       0     0     0     0     0     0
5            0       0     0       0     0     0     0     0     0
Angle        0       10    20    30    40    50    60    70    80    90 Hemis
Tsol 0.850 0.850 0.848 0.844 0.835 0.814 0.766 0.652 0.399 0.000 0.770
Abs1 0.075 0.076 0.077 0.080 0.083 0.087 0.091 0.093 0.092 0.000 0.084
Abs2 0       0     0     0     0     0     0     0     0     0     0
Abs3 0       0     0     0     0     0     0     0     0     0     0
Abs4 0       0     0     0     0     0     0     0     0     0     0
Abs5 0       0     0     0     0     0     0     0     0     0     0
Abs6 0       0     0     0     0     0     0     0     0     0     0
Rfso1 0.075 0.074 0.075 0.076 0.082 0.099 0.144 0.255 0.509 1.000 0.136
Rbso1 0.075 0.074 0.075 0.076 0.082 0.099 0.144 0.255 0.509 1.000 0.136
Tvis 0.901 0.901 0.900 0.897 0.890 0.871 0.824 0.706 0.441 0.000 0.823
Rfvis 0.081 0.081 0.082 0.083 0.090 0.108 0.155 0.271 0.536 1.000 0.146
Rbvis 0.081 0.081 0.082 0.083 0.090 0.108 0.155 0.271 0.536 1.000 0.146
SHGC 0.870 0.870 0.868 0.865 0.857 0.837 0.790 0.677 0.423 0.000 0.792
SC: 0.94
Layer ID#      1          0          0          0          0          0
Tir            0.000      0          0          0          0          0
Emis F         0.840      0          0          0          0          0
Emis B         0.840      0          0          0          0          0
Thickness(mm)   2.5         0          0          0          0          0
Cond(w/m2-C)    ) 360.0      0          0          0          0          0
Spectral File    None      None          None       None       None       None
Overall and Center of Glass Ig U-values (w/m2-C)
Outdoor Temperature -17.8 C      15.6 C      26.7 C      37.8 C
Solar          wdSpd  hcout  hrout  hin
(w/m2)         (m/s)   (w/m2-C)
0              0.00  12.25  3.43  8.23  5.32  5.32  4.99  4.99  4.98  4.98  5.59  5.59
0              6.71  25.47  3.34  8.30  6.33  6.33  5.79  5.79  5.74  5.74  6.54  6.54
783           0.00  12.25  3.47  8.18  5.30  5.30  4.76  4.76  5.24  5.24  5.70  5.70
783           6.71  25.47  3.37  8.28  6.32  6.32  5.64  5.64  5.96  5.96  6.63  6.63
*** END OF LIBRARY ***
*****
*****
*winID  Description          Design          U-value g-value
T-sol Rf-sol T-vis
*****

```

## Appendice 2

```

*****
                                kh
2001 Waermeschutzglas,Ar, 1.4 71/59          4/16/4          1.4 0.589
0.426 0.266 0.706
1001 Simple                                  2.5                5.74 0.87
0.85 0.075 0.901
_EXTENSION_WINPOOL_END_

```

\*\*\*\*\* WALL TRANSFERFUNCTION CALCULATIONS \*\*\*\*\*

```

----- WALL TYPE OUTWALL -----
THERMAL CONDUCTANCE, U= 2.09440 kJ/h m2K; U-wert= 0.52942 w/m2K
(incl. alpha_i=7.7 w/m^2 K and alpha_o=25 w/m^2 K)

TRANSFERFUNCTION COEFFICIENTS
K          A          B          C          D
0          6.2532975E+01  2.1656536E-03  4.5922101E+01  1.0000000E+00
1          -1.1672684E+02  1.2073799E-01  -8.0473329E+01  -1.0910438E+00
2          6.5925353E+01  2.5188758E-01  4.1578031E+01  3.0627381E-01
3          -1.1538977E+01  5.9669089E-02  -6.6782229E+00  -7.1275866E-03
4          2.4388476E-01  1.4311128E-03  8.7537644E-02  2.1059831E-05
5          -4.9858445E-04  2.1984447E-06  -2.2399416E-04  -
6          2.7016324E-08  9.7429568E-11  8.1558892E-09  -
SUM        4.3589362E-01  4.3589362E-01  4.3589362E-01  2.0812344E-01

```

```

----- WALL TYPE INTWALL -----
THERMAL CONDUCTANCE, U= 11.48802 kJ/h m2K; U-wert= 2.06881 w/m2K
(incl. alpha_i=7.7 w/m^2 K and alpha_o=25 w/m^2 K)

TRANSFERFUNCTION COEFFICIENTS
K          A          B          C          D
0          4.5938069E+01  1.0580926E+00  4.5938069E+01  1.0000000E+00
1          -4.4374842E+01  5.4568162E+00  -4.4374842E+01  -3.2233387E-01
2          6.3375453E+00  1.3163617E+00  6.3375453E+00  5.0775116E-03
3          -5.7423170E-02  1.2085859E-02  -5.7423170E-02  -1.0854445E-06
4          8.3209318E-06  1.1436221E-06  8.3209317E-06  -
SUM        7.8433575E+00  7.8433575E+00  7.8433575E+00  6.8274255E-01

```

```

----- WALL TYPE MTYPE23 -----
THERMAL CONDUCTANCE, U= 14.46548 kJ/h m2K; U-wert= 2.38739 w/m2K
(incl. alpha_i=7.7 w/m^2 K and alpha_o=25 w/m^2 K)

TRANSFERFUNCTION COEFFICIENTS
K          A          B          C          D
0          5.2614687E+01  1.1228508E-08  8.8005860E+01  1.0000000E+00
1          -1.3137695E+02  3.4359756E-04  -2.4265389E+02  -2.2746701E+00
2          1.1731201E+02  1.3167658E-02  2.4915454E+02  1.7936545E+00
3          -4.5751467E+01  5.1392312E-02  -1.1849221E+02  -5.8066935E-01
4          7.8777739E+00  4.1075388E-02  2.6583055E+01  7.2467990E-02
5          -5.7819993E-01  7.9660876E-03  -2.5697453E+00  -2.9102064E-03
6          1.6601804E-02  3.6545492E-04  8.7496051E-02  2.9748184E-05
7          -1.4545074E-04  3.4402349E-06  -8.0550386E-04  -5.6857047E-08
8          2.6107516E-07  5.2858433E-09  1.4531856E-06  -
SUM        1.1431395E-01  1.1431395E-01  1.1431396E-01  7.9025343E-03

```

## Appendice 2

kh

----- WALL TYPE MTYPE28 -----

THERMAL CONDUCTANCE, U= 19.48583 kJ/h m2K; U-wert= 2.81889 w/m2K  
(incl. alpha\_i=7.7 w/m^2 K and alpha\_o=25 w/m^2 K)

K	TRANSFERFUNCTION COEFFICIENTS			
	A	B	C	D
0	2.2690019E+02	8.5446757E-06	8.7432210E+01	1.0000000E+00
1	-5.1338355E+02	2.0649339E-02	-1.9156092E+02	-1.6768099E+00
2	3.9928212E+02	2.7761839E-01	1.4540098E+02	8.7385981E-01
3	-1.2710894E+02	4.4659633E-01	-4.5983064E+01	-1.5992967E-01
4	1.5805726E+01	1.3647767E-01	5.8522624E+00	8.6172112E-03
5	-6.1059425E-01	8.1601339E-03	-2.5415981E-01	-8.4341677E-05
6	4.6475905E-03	8.0252923E-05	2.2893551E-03	1.0790568E-07
7	-5.0306810E-06	9.7944478E-08	-2.7723954E-06	
SUM	8.8959075E-01	8.8959075E-01	8.8959075E-01	4.5653221E-02

\*\*\*\*\* REQUIRED INPUTS \*\*\*\*\*

*:InpNR	Label	UNIT	INPUT DESCRIPTION
		old label	
*   1	TAMB	C	AMBIENT TEMPERATURE
*   2	RELHUMAMB	%	RELATIVE AMBIENT HUMIDITY
*   3	TSKY	C	FIKTIVE SKY TEMPERATURE
*   4	IT_NORTH	kJ/hr.m^2	INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION
NORTH		ITNORTH	
*   5	IT_SOUTH	kJ/hr.m^2	INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION
SOUTH		ITSOUTH	
*   6	IT_EAST	kJ/hr.m^2	INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION
EAST		ITEAST	
*   7	IT_WEST	kJ/hr.m^2	INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION
WEST		ITWEST	
*   8	IT_HORIZONTAL	kJ/hr.m^2	INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION
HORIZONTAL		ITHORIZONT	
*   9	IB_NORTH	kJ/hr.m^2	INCIDENT BEAM RADIATION FOR
ORIENTATION NORTH		IBNORTH	
*   10	IB_SOUTH	kJ/hr.m^2	INCIDENT BEAM RADIATION FOR
ORIENTATION SOUTH		IBSOUTH	
*   11	IB_EAST	kJ/hr.m^2	INCIDENT BEAM RADIATION FOR
ORIENTATION EAST		IBEAST	
*   12	IB_WEST	kJ/hr.m^2	INCIDENT BEAM RADIATION FOR
ORIENTATION WEST		IBWEST	
*   13	IB_HORIZONTAL	kJ/hr.m^2	INCIDENT BEAM RADIATION FOR
ORIENTATION HORIZONTAL		IBHORIZONT	
*   14	AI_NORTH	degrees	ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION
NORTH		AINORTH	
*   15	AI_SOUTH	degrees	ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION
SOUTH		AISOUTH	
*   16	AI_EAST	degrees	ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION
EAST		AIEAST	
*   17	AI_WEST	degrees	ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION
WEST		AIWEST	
*   18	AI_HORIZONTAL	degrees	ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION
HORIZONTAL		AIHORIZONT	
*   19	CNAT_1	any	INPUT
		CNAT_1	
*   20	CNAT_2	any	INPUT
		CNAT_2	

## Appendice 2

*		21		T_COOL_ON		any		kh		INPUT
*		22		S_NORTH		any		T_COOL_ON		INPUT
*		23		S_SOUTH		any		S_NORTH		INPUT
*		24		S_EAST		any		S_SOUTH		INPUT
*		25		S_WEST		any		S_EAST		INPUT
*		26		BRIGHT		any		S_WEST		INPUT
								BRIGHT		

\*\*\*\*\* DESIRED OUTPUTS \*\*\*\*\*

*:OutNr	Label	Unit	ZNr	Zone
SurfNr	OUTPUT DESCRIPTION	old label		
*   1	TAIR_SEJOUR	C	2	SEJOUR
	air temperature of zone	TAIR	2	
*   2	TAIR_CHAMBRE	C	1	CHAMBRE
	air temperature of zone	TAIR	1	
*   3	TAIR_CUISINE	C	4	CUISINE
	air temperature of zone	TAIR	4	
*   4	TAIR_CHAMBRE2	C	3	CHAMBRE2
	air temperature of zone	TAIR	3	
*   5	RELHUM_CHAMBRE	%	1	CHAMBRE
	relativ humidity of zone air	RELHUM	1	
*   6	QSENS_CHAMBRE	kJ/hr	1	CHAMBRE
	sens. energy demand of zone, heating(-),			cooling(+)

QSENS 1

\*\*\* THERMAL CONDUCTANCE OF USED WALL TYPES \*\*\*  
(incl. alpha\_i=7.7 w/m^2 K and alpha\_o=25 w/m^2 K)

WALL OUTWALL	U=	0.529 w/m2K
WALL INTWALL	U=	2.069 w/m2K
WALL MTYPE23	U=	2.387 w/m2K
WALL MTYPE28	U=	2.819 w/m2K

**REFERENCES**

- [1] “EIA Table E.1c ‘World Per Capita Total Primary Energy Consumption,1980-2006’” - <http://www.eia.doe.gov/pub/international/iealf/tablee1c.xls>. Consulté en Avril 2010.
- [2] “Human Development Report 2009 - Human development index value.” <http://hdr.undp.org/fr/statistiques/>. Consulté en Avril 2010.
- [3] “APRUE : Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l’utilisation de l’Energie.” <http://www.aprue.org.dz/documents/consommation-energetique.pdf>. Consulté en Mai 2010.
- [4] Givoni B, “Man, climate and architecture.” *New York: John Wiley & Sons*, 1969.
- [5] Fanger P.O, “Thermal comfort: analysis and application in environment.” *New York: McGraw Hill.*, 1970.
- [6] A. P. Gagge, J. A. J. Stolwijk and B. Saltin, “Comfort and thermal sensations and associated physiological responses during exercise at various ambient temperatures,” *Environmental Research*, vol. 2, 1969, p. 209-229.
- [7] Höppe P.R, “Heat balance modelling,” *Experientia*, vol. 49, 1993, p. 741-746.
- [8] E. Wissler, “A mathematical model of the human thermal system.” *Bulletin of Mathematical Biology*, vol. 26, Juin. 1964, p. 147-166. <http://www.springerlink.com/content/97u2225351465423/fulltext.pdf>. Accédé le 23 Mars 2010.
- [9] J. Stolwijk et J.D. Hardy, “Control of body temperature1,” *Handbook of Physiology: A Critical, Comprehensive Presentation of Physiological Knowledge and Concepts*, 1977, p. 45.
- [10] B.A. Ying, Y.L. Kwok, Y. Li, C.Y. Yeung, F.Z. Li, et S. Li, “Mathematical modeling of thermal physiological responses of clothed infants,” *Journal of Thermal Biology*, vol. 29, 2004, p. 559–565.
- [11] S. Tanabe, K. Kobayashi, J. Nakano, Y. Ozeki, et M. Konishi, “Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD),” *Energy & Buildings*, vol. 34, 2002, p. 637–646.

- [12] C. Huizenga, Z. Hui, et E. Arens, “A model of human physiology and comfort for assessing complex thermal environments,” *Building and Environment*, vol. 36, 2001, p. 691–699.
- [13] D. Fiala, “Thèse de doctorat; Dynamic Simulation of Human Heat Transfer and Thermal Comfort. Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University Leicester,” 1998.
- [14] R. R. Gonzalez, T. M. McLellan, W. R. Withey, S. K. Chang, and K. B. Pandolf, “Heat strain models applicable for protective clothing systems: comparison of core temperature response,” *Journal of Applied Physiology*, vol. 83, 1997, p. 1017-1032.
- [15] J. Malchaire, B. Kampmann, P. Mehnert, H. Gebhardt, A. Piette, G. Havenith, I. Holmer, K. Parsons, G. Alfano, B. Griefahn, “Assessment of the risk of heat disorders encountered during work in hot conditions,” *International Archives of Occupational and Environmental Health*, vol. 75, 2002, p. 153-162.
- [16] J. Malchaire, B. Kampmann, G. Havenith, P. Mehnert, et H.J. Gebhardt, “Criteria for estimating acceptable exposure times in hot working environments: a review,” *International Archives of Occupational and Environmental Health*, vol. 73, 2000, p. 215–220.
- [17] P.O. Fanger, “Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation,” *ASHRAE Transactions*, vol. 73, 1967, p. 4–1.
- [18] A.P. Gagge, A.P. Fobelets, et L.G. Berglund, *A standard predictive index of human response to the thermal environment*, 1986.
- [19] E. ISO 7730, “Moderate thermal environments—determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort,” *International Organisation for Standardisation, Geneva*, 1994.
- [20] P.E. McNall Jr, J. Jaax, F.H. Rohles, R.G. Nevins, et W. Springer, “Thermal comfort (thermally neutral) conditions for three levels of activity,” *ASHRAE Transactions*, vol. 73, 1967, pp. 1–3.
- [21] P.O. Fanger, “Thermal comfort. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970.”
- [22] K.E. Charles, “Fanger’s Thermal comfort and draught models,” *IRC Research Report RR-162*, 2003.
- [23] R. de Dear et M. Fountain, “Field experiments on occupant comfort and office thermal environments in a hot-humid climate,” *Center for the Built Environment*, 1994.

## Références

---

- [24] S. Becker, O. Potchter, et Y. Yaakov, “Calculated and observed human thermal sensation in an extremely hot and dry climate,” *Energy & Buildings*, vol. 35, 2003, p. 747–756.
- [25] K. Cena et R. de Dear, “Thermal comfort and behavioural strategies in office buildings located in a hot-arid climate,” *Journal of Thermal Biology*, vol. 26, 2001, pp. 409–414.
- [26] Belayat E.K., Nicol J.F., Wilson M, “Thermal comfort in Algeria - Preliminary results of a field study,” *23<sup>ème</sup> conférence AIVC, Lyon - France*, vol. 1, 2002, p. 245-250.
- [27] G. Donnini, J. Molina, C. Martello, D.H. Lai, H.K. Lai, C.Y. Chang, M. Laflamme, V.H. Nguyen, et F. Haghghat, “Field study of occupant comfort and office thermal environments in a cold climate,” *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS*, vol. 103, 1997, p. 205–220.
- [28] M.A. Humphreys et J. Fergus Nicol, “The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every-day thermal environments,” *Energy & Buildings*, vol. 34, 2002, pp. 667–684.
- [29] Gagge A, Stolwijk A & Nishi Y, “An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response,” *ASHRAE Transactions*, vol. 77, 1971, p. 247-257.
- [30] Houghten F & Yagloglou C, “Determining equal comfort lines,” *Journal of ASHVE*, vol. 29, 1923, p. 165-176.
- [31] B.Moujalled, “Thèse de Doctorat, Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés. Institut des sciences appliquées de Lyon,” 2007.
- [32] Jones. B. W, Ogawa. Y, “Transient interaction between the human and the thermal environment,” *ASHRAE Transactions*, vol. 98, 1992, p. 189–195.
- [33] A. Zolfaghari et M. Maerefat, “A new simplified model for evaluating non-uniform thermal sensation caused by wearing clothing,” *Building and Environment*, vol. 45, 2010, p. 776-783.
- [34] P.O. Fanger, “How to apply models predicting thermal sensation and discomfort in practice,” *Thermal Comfort: Past, Present and Future*, 1994, p. 11–17.



## Références

---

- [35] R. de Dear et G.S. Brager, "Thermal Adaptation in the Built Environment: a Literature Review," *UC Berkeley: Center for the Built Environment*. Retrieved from: <http://www.escholarship.org/uc/item/5ts1r442>, 1998.
- [36] M.A. Humphreys et J.F. Nicol, "Understanding the adaptive approach to thermal comfort," *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS*, vol. 104, 1998, p. 991–1004.
- [37] R.J. de Dear et G.S. Brager, "Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55," *Energy and Buildings*, vol. 34, 2002, pp. 549–561.
- [38] Humphreys, M.A., "Field studies of thermal comfort compared and applied," *Building Services Engineer*, vol. 44, 1976, p. 5-27.
- [39] Baker, N.V., "Thermal comfort evaluation for passive cooling - A PASCOOL task," *Proceedings of Conference on Solar Energy in Architecture and Planning*. Florence: HS Stephens and Associates., 1993.
- [40] Baker, N.; and Standeven, M, "Comfort criteria for passively cooled buildings. A PASCOOL task," *Renewable Energy*, vol. 5, 1994, p. 977- 984.
- [41] M.A. Humphreys, "Outdoor temperatures and comfort indoors," *Building Research & Information*, vol. 6, 1978, p. 92–92.
- [42] A. Auliciems, "Towards a psycho-physiological model of thermal perception," *International Journal of Biometeorology*, vol. 25, 1981, pp. 109–122.
- [43] F. Nicols, S. Roaf, "Pioneering new indoor temperature standards: the Pakistan project," *Energy and Buildings*, vol. 23, 1996, p. 169-174.
- [44] F.J. Nicol, I.A. Raja, A. Alauddin, N.G. Jamy, "Climatic variations on comfortable temperature: the Pakistan projects," *Energy and Buildings*, vol. 30, 1999, p. 261–279.
- [45] C. Bouden et N. Ghrab, "An adaptive thermal comfort model for the Tunisian context: a field study results," *Energy & Buildings*, vol. 37, 2005, p. 952–963.
- [46] D. Fiala, K.J. Lomas, et M. Stohrer, "A computer model of human thermoregulation for a wide range of environmental conditions: the passive system," *Journal of Applied Physiology*, vol. 87, 1999, p. 1957.
- [47] DuBois D and DuBois E F, "The measurement of the surface area of man," *Archives of Internal Medicine*, vol. 15, 1915, p. 868–881.

- [48] K.Imesad, N.Ait Messaoudène, “Modèle mathématique de prédiction de la sensation thermique et de la réponse physiologique chez l’être humain,” *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 11, 2008, p. 545-556.
- [49] L. I. Crawshaw, E. R. Nadel, J. A. J. Stolwijk, and B. A. Stamford, “Effect of local cooling on sweating rate and cold sensation,” *Pflügers Archiv European Journal of Physiology*, vol. 354, 1975, p. 19-27.
- [50] Taniguchi, Y., H. Aoki, et al., “Study on Car Air Conditioning System Contrôled by Car Occupants' Skin Temperatures - Part 1: Research on a Method of Quantitative Evaluation of Car Occupants' Thermal Sensations by Skin Temperatures,” *SAE Technical Paper Series 920169*, 1992, p. 13-19.
- [51] Burton, A. C, “A New Technique for the Measurement of Average Skin Temperature over Surfaces of the Body and the Changes of Skin Temperature during Exercise,” *The Journal of Nutrition*, vol. 7, 1934, p. 481 - 496.
- [52] Hardy, J. D. and E. F. DuBois, “The Technique of Measuring Radiation and Convection,” *Journal of Nutrition*, vol. 15, 1938, p. 461 - 475.
- [53] N. L. Ramanathan, “A new weighting system for mean surface temperature of the human body,” *J Appl Physiol*, vol. 19, 1964, p. 531-533.
- [54] Gagge, A. P. and Nishi, Y, “Heat exchange between human skin surface and thermal environment,” *Handbook of Physiology*, vol. Chap. 5, 1977, p. 69–92.
- [55] Mitchell, D. and C. H. Wyndham, “Comparison of Weighting Formulas for Calculating Mean Skin Temperature,” *Journal of Applied Physiology*, vol. 26, 1969, p. 616 - 622.
- [56] Olesan, B.W, “How many sites are necessary to estimate a mean skin temperature?,” *Thermal physiology*, New York Raven Press, 1984, p. 33-38.
- [57] C Martinet, JP Meyer, “Travail à la chaleur et confort thermique,” 1999.
- [58] P Hollmuller, B Lachal, F Romerio, W Weber, “HABITAT, CONFORT ET ENERGIE, Actes de la 13ème Journée du Cuepe Colloque du cycle de formation du Cuepe 2002-2003,” 2003.
- [59] N.M. Severens, W.D. van Marken Lichtenbelt, G.M. van Leeuwen, A.J. Frijns, A.A. van Steenhoven, B.A. de Mol, H.B. van Wezel, et D.J. Veldman, “Effect of forced-air heaters on perfusion and temperature distribution during and after open-heart surgery,” *European Journal of Cardio-thoracic Surgery*, vol. 32, 2007, p. 888–895.

- [60] A. P. Gagge, A. C. Burton, and H. C. Bazett, “A Practical System of Units For The Description Of The Heat Exchange Of Man With His Environment,” *Science*, vol. 94, 1941, p. 428 - 430.
- [61] X. Qian et J. Fan, “Prediction of clothing thermal insulation and moisture vapour resistance of the clothed body walking in wind,” *Annals of Occupational Hygiene*, vol. 50, 2006, p. 833.
- [62] G. Havenith, I. Holmér, et K. Parsons, “Personal factors in thermal comfort assessment: clothing properties and metabolic heat production,” *Energy & Buildings*, vol. 34, 2002, p. 581–591.
- [63] G. Havenith, I. Holmér, E.A. Den Hartog, et K.C. Parsons, “Clothing evaporative heat resistance—proposal for improved representation in standards and models,” *Annals of Occupational Hygiene*, vol. 43, 1999, p. 339.
- [64] K.C. Parsons, G. Havenith, I. Holmer, H. Nilsson, et J. Malchaire, “The effects of wind and human movement on the heat and vapour transfer properties of clothing,” *Annals of Occupational Hygiene*, vol. 43, 1999, p. 347.
- [65] “ISO 9920. Ergonomics of the thermal environment- Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble.,” Geneva ISO. 2005.
- [66] X. Qian et J. Fan, “Surface thermal insulation and moisture vapour resistance of human body under varying environmental conditions and walking speeds,” *11th International Conference on Environmental Ergonomics, ICEE2005*, 2005.
- [67] H.H. Pennes et others, “Analysis of tissue and arterial blood temperatures in the resting human forearm,” *Journal of Applied Physiology*, vol. 85, 1998, p. 5–34.
- [68] S.B. Wilson et V.A. Spence, “A tissue heat transfer model for relating dynamic skin temperature changes to physiological parameters,” *Phys. Med. Biol*, vol. 33, 1988, p. 895–912.
- [69] D.A. Hodson, J.C. Barbenel, et G. Eason, “Modelling transient heat transfer through the skin and a contact material,” *Phys. Med. Biol*, vol. 34, 1989, p. 1493–1507.
- [70] H. Brinck et J. Werner, “Efficiency function: improvement of classical bioheat approach,” *Journal of Applied Physiology*, vol. 77, 1994, p. 1617.
- [71] Wissler. E.H, “Pennes' 1948 paper revisited,” *J Appl Physiol*, vol. 85, 1998, p. 35–41.
- [72] E. Arens et H. Zhang, *Thermal Moisture Transport In Fibrous Materials, Part 16- The Skin's Role in Human Thermoregulation and Comfort*, Edited by N. Pan and P. Gibson, CRC Press, 2006.

- [73] R.G. Gordon, "The response of human thermoregulatory system in the cold," PhD Thesis in mechanical engineering. Santa Barbara: University of California, 1974.
- [74] Goromosov, *Bases physiologiques des normes d'hygiène applicable au logement*, Organisation Mondiale de la santé, 1968.
- [75] Oguro. M, Arens E, et al, "Convective heat transfer coefficients and clothing insulation for each part of the clothed human body under calm conditions," *Journal of Architectural Planning and Environmental Engineering.*, *AIJ*, 2002, p. 31-39.
- [76] Oguro. M, Arens. E, et al., "Convective heat transfer coefficients and clothing insulation for each part of the clothed human body under air flow conditions," *Journal of Architectural Planning and Environmental Engineering.*, *AIJ*, p. 21–29.
- [77] Y. Nishi et A. Gagge, "Direct evaluation of convective heat transfer coefficient by naphthahe sublimation," *Journal of Applied Physiology*, vol. 29, 1970, p. 830-838.
- [78] P. Taffe, "A qualitative response model of thermal comfort," *Building and Environment*, vol. 32, 1997, p. 115–121.
- [79] Y. Kurazumi, T. Tsuchikawa, J. Ishii, K. Fukagawa, Y. Yamato, et N. Matsubara, "Radiative and convective heat transfer coefficients of the human body in natural convection," *Building and Environment*, vol. 43, 2008, p. 2142–2153.
- [80] R.J. De Dear, E. Arens, Z. Hui, et M. Oguro, "Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments," *International Journal of Biometeorology*, vol. 40, 1997, p. 141–156.
- [81] G. Havenith, I. Holmér, E.A. Den Hartog, et K.C. Parsons, "Clothing evaporative heat resistance—proposal for improved representation in standards and models," *Annals of Occupational Hygiene*, vol. 43, 1999, p. 339.
- [82] B.W. Olesen, B.W, "Thermal comfort. Bruel & Kjaer Technical Review No 2," 1982.
- [83] Olesen B W, Fanger P O, "The skin temperature distribution for resting man in comfort," *Arch. Sci. Physiology*, vol. 27, 1973, p. 385-393.
- [84] Zhang , H, "Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Thermal Environments. Thèse de Doctorat. University of California, Berkeley," 2003.
- [85] Werner J, Reents, "A contribution to the topography of temperature regulation in man," *European Journal of Applied Physiology*, vol. 45, 1980, p. 87–94.

## Références

---

- [86] Gagge A.P., J.A.J. Stolwijk, and J.D. Hardy, “Comfort and thermal sensation and associated physiological responses at various ambient temperatures.,” *Environmental Research*, vol. 1, 1967, p. 1-20.
- [87] Hardy J.D et J.A.J. Stolwijk, “Partitional calorimetric studies of man during exposures to thermal transients,” *J. Appl. Physiol*, vol. 21, 1966, p. 1799-1806.
- [88] Wagner J.A et S.M. Horvath, “Influences of age and gender on human thermoregulatory responses to cold exposures,” *J. Appl. Physiol*, vol. 58, 1985, p. 180-186.
- [89] Raven PR et Horvath SM, “Variability of physiological parameters of unacclimatized males during a two-hour cold stress of 5°C.,” *International Journal of Biometeorology*, vol. 14, 1970, p. 309–20.
- [90] A. Munir, S. Takada, et T. Matsushita, “Re-evaluation of Stolwijk's 25-node human thermal model under thermal-transient conditions: Prediction of skin temperature in low-activity conditions,” *Building and Environment*, vol. 44, 2009, p. 1777–1787.
- [91] S. Narçon, “Caractérisation des perceptions thermiques en régime transitoire: contribution à l'étude de l'influence des interactions sensorielle sur le confort,” Thèse de doctorat en neurosciences et comportement. Laboratoire de Neurobiologie Sensorielle–EPHE, 2001.
- [92] Fiala D, Lomas K, Stohr M, “First principles modelling of thermal sensation responses in steady-state and transient conditions.,” *ASHRAE Transactions*, vol. 109, 2003, p. 179–186.
- [93] Nevins R.G., F.H. Rohles, W. Springer, and A.M. Feyerherm., “Temperature-humidity chart for thermal comfort of seated persons,” *ASHRAE Transaction*, vol. 72, 1966, p. 283-291.
- [94] de Dear R.J., J.W. Ring, P.O. Fanger, “Thermal sensation resulting from sudden ambient temperature changes,” *Indoor Air*, vol. 3, 1993, p. 181-192.
- [95] G.S. Brager et R. de Dear, “A standard for natural ventilation,” *ASHRAE journal*, vol. 42, 2000, p. 21–29.
- [96] V.I. Soebarto et S. Handjarinto, “Thermal Comfort Study in a Naturally Ventilated Residential Building in a Tropical Hot-Humid Climate Region,” 1998.
- [97] F. Nicol, “Adaptive thermal comfort standards in the hot–humid tropics,” *Energy & Buildings*, vol. 36, 2004, p. 628–637.
- [98] B.W. Olesen et K.C. Parsons, “Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730,” *Energy & Buildings*, vol. 34, 2002, p. 537–548.

## Références

---

- [99] R. de Dear et G.S. Brager, “Developing an adaptive model of thermal comfort and preference,” *Center for the Built Environment*, 1998.
- [100] Fletcher, J., Martin, A.J, “Night cooling contrôle strategies. (Research Report),” *SBN: 0860224376*, 1996.
- [101] Blondeau, P., Sperandio, M., Allard, F, “Night ventilation for building cooling in summer,” *Solar Energy*, vol. 61, 1997, p. 327–335.
- [102] Geros, V., Santamouris, M., Tsangrasoulis, A., Guarracino, G., “Experimental evaluation of night ventilation phenomena,” *Energy and Buildings*, vol. 29, 1999, p. 141–154.
- [103] Kolokotroni, M., Webb, B.C., Hayes, S.D, “Summer cooling with night ventilation for office buildings in moderate climates,” *Energy and Buildings*, vol. 27, 1998, p. 231–237.
- [104] Kolokotroni, M., Aronis, A, “Cooling-energy reduction in airconditioned offices by using night ventilation,” *Applied Energy*, vol. 63, 1999, p. 241–253.
- [105] J. Pfafferott, S. Herkel, et M. Jäschke, “Design of passive cooling by night ventilation: evaluation of a parametric model and building simulation with measurements,” *Energy & Buildings*, vol. 35, 2003, p. 1129–1143.
- [106] E. Gratia, I. Bruyere, et A. De Herde, “How to use natural ventilation to cool narrow office buildings,” *Building and environment*, vol. 39, 2004, p. 1157–1170.
- [107] Breesch, H., Brossaer, A., Janssens, A, “Passive cooling in a lowenergy office building,” *Solar Energy*, vol. 79, 2005, p. 682–696.
- [108] Finn, D., Connolly, D., Kenny, P, “Sensitivity analysis of a maritime located night ventilated library building,” *Solar Energy*, vol. 81, 2007, p. 697–710.
- [109] N. Artmann, R.L. Jensen, H. Manz, et P. Heiselberg, “Experimental investigation of heat transfer during night-time ventilation,” *Energy and Buildings*, vol. 42, 2010, p. 366–374.
- [110] N. Artmann, H. Manz, et P. Heiselberg, “Parameter study on performance of building cooling by night-time ventilation,” *Renewable Energy*, vol. 33, 2008, p. 2589–2598.
- [111] N. Artmann, H. Manz, et P. Heiselberg, “Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe,” *Applied Energy*, vol. 84, 2007, p. 187–201.
- [112] Z. Wang, L. Yi, et F. Gao, “Night ventilation contrôle strategies in office buildings,” *Solar Energy*, vol. 83, 2009, p. 1902–1913.

## Références

---

- [113] Tantasavasdi C, Srebric J, Chen Q, “Natural ventilation design for houses in Thailand,” *Energy and Buildings*, vol. 33, 2001, p. 815–24.
- [114] Shaviv, E., Yezioro, A., Capeluto, I.G, “Thermal mass and night ventilation as passive cooling design strategy,” *Renewable Energy*, vol. 24, 2001, p. 445–452.
- [115] T. Kubota, D.T. Chyee, et S. Ahmad, “The effects of night ventilation technique on indoor thermal environment for residential buildings in hot-humid climate of Malaysia,” *Energy & Buildings*, 2009.
- [116] W. Liping et W.N. Hien, “The impacts of ventilation strategies and facade on indoor thermal environment for naturally ventilated residential buildings in Singapore,” *Building and Environment*, vol. 42, 2007, p. 4006–4015.
- [117] Burton D, Robeson K, Nevins R, “The effect of temperature on preferred air velocity for sedentary subjects dressed in shorts,” *ASHRAE Transactions*, vol. 81, 1975, p. 157–168.
- [118] Tanabe S, Kimura K, “Effect of air temperature, humidity, and air movement on thermal comfort under hot and humid conditions,” *ASHRAE transactions*, vol. 100, 1994, p. 953–969.
- [119] Arens E, Xu T, Miura K, Hui Z, Fountain M, Bauman M, “A study of occupant cooling by personally controlled air movement,” *Energy and Buildings*, vol. 27, 1998, p. 45-59.
- [120] W. Srivajana, “Effects of Air Velocity on Thermal Comfort in Hot and Humid Climates,” *Thammasat Int. J. Sc. Tech*, vol. 8, 2003, p. 45-54.
- [121] F.H. Rohles, S.A. Konz, B.W. Jones,, “Ceiling fans as extenders of the summer comfort envelope,” *ASHRAE Transactions*, vol. 89, 1983, p. 245–263.
- [122] E.H. Rohles, “Ceiling fans as extensions of the summer comfort envelope,” *ASHRAE Transactions*, vol. 89, 1983, p. 245-262.
- [123] Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, “Règlementation Thermique Algérienne. Document technique réglementaire (DTR). Ventilation Naturelle. Locaux à usage d'habitation.,” 2006.
- [124] Allard, F., Alvarez, S, *Fundamentals of natural ventilation. Natural ventilation in buildings: a design handbook. Allard, F. (Ed.), London, United Kingdom, James & James, 1998.*
- [125] Wieringa, J, “Updating The Davenport Roughness Classification,” *Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics*, vol. 41, 1992, p. 357-368.

## Références

---

- [126] Warren P R, “The analysis of single-sided ventilation measurements.,” *Air Infiltration Review*, vol. 7, 1986, p. 3-5.
- [127] SWAMI M. V et CHANDRA S, “Correlations for pressure distribution on buildings and calculation of natural-ventilation airflow,” *ASHRAE transactions*, vol. 94, 1988, p. 243-266.
- [128] E. Bozonnet, “Impact des microclimats urbains sur la demande énergétique des bâtiments Cas de la rue canyon. Thèse de Doctorat, Université de la Rochelle.,” 2005.
- [129] De Gidds, W. and W. H. Phaff, “Ventilation rates and energy consumption due to open windows - A brief review of research in The Netherlands.,” *Air Infiltration Review*, vol. 4, 1982, p. 4-5.
- [130] “TRNSYS, 2006, version 16. A Transient System Simulation Program. Solar Energy Laboratory. University of Wisconsin.”
- [131] Meteotest, “Meteonorm. Global Meteorological database for engineers, planners and education, version 6—edition 2008, software incl.manual. /www.meteonorm.com..”
- [132] S.M.K. EL Hassar, M. Amirat, K. Silhadi, M. Souici, S. Sakhraoui, “Réglementation Thermique Algérienne des Bâtiments - Contribution à la définition de nouveaux coefficients réglementaires,” *Revue Française de Génie Civil*, vol. 6, 2002, p. 661-681.
- [133] N.A. Messaoudene, K. Imessad, et M. Belhamel, “Effect of ventilation on thermal comfort measured by DTS-Application to a typical home in Algerian conditions,” *Renewable Energy* vol. 35, 2010, p. 629–636.
- [134] M.C. Sanchez, R.E. Brown, C. Webber, et G.K. Homan, “Savings estimates for the United States Environmental Protection Agency's ENERGY STAR voluntary product labeling program,” *Energy Policy*, vol. 36, 2008, p. 2098–2108.