

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PARMA**



**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

**UTILIZZO DEGLI INDICI DI BENESSERE TERMICO  
NELLA CARATTERIZZAZIONE DI AMBIENTI CONFINATI**

USING OF THERMAL COMFORT INDICES FOR THE  
CHARACTERIZATION OF ENCLOSED ENVIRONMENTS

Relatore:

Chiar.mo Prof. Ing. GIORGIO PAGLIARINI

Tesi di laurea di:

FILIPPO FONTANESI

Anno Accademico 2009/2010

# Indice

Introduzione	1
Capitolo 1 - Elementi di Fisica Tecnica	2
1.1 Termodinamica	2
1.2 Sistemi omogenei e sistemi non omogenei	12
1.3 Trasmissione del Calore	19
Capitolo 2 - Benessere termico	35
2.1 Termoregolazione del corpo umano	35
2.2 Equazione del bilancio energetico	38
2.3 Dati e misure	49
2.4 Condizioni di benessere termico	66
2.5 Previsione di benessere termico	68
2.6 Indici ambientali	80
Capitolo 3 - Caratterizzazione di ambienti termici	83
3.1 Introduzione	83
3.2 Procedura di calcolo	83
3.3 Caso di studio	85
Conclusioni	93
Bibliografia	94
Appendice A	
Appendice B	

# Introduzione

La valutazione del benessere termico è un tema al quale, negli ultimi decenni, è stata dedicata un'attenzione progressivamente crescente ed esiste una vasta letteratura scientifica sull'argomento. Sulla base di queste conoscenze sono stati sviluppati numerosi standard tecnici internazionali.

In questo lavoro di tesi, dopo aver richiamato concetti fondamentali della Fisica Tecnica con particolare attenzione alla Termodinamica e alla Trasmissione del Calore, aver trattato la termoregolazione del corpo umano e analizzata l'equazione di bilancio energetico in tutti i suoi termini, si è adottato un modello semplificato per rappresentare i fenomeni di regolazione della temperatura corporea al fine di individuare una serie di indici di benessere termico utili alla caratterizzazione di ambienti confinati.

Quindi si è sviluppata una procedura di calcolo in ambiente Matlab che permette di studiare gli effetti di variazione di parametri geometrici, fisici e personali sulle condizioni di benessere termico.

Si è infine considerato un particolare caso di studio che mettesse in evidenza le caratteristiche e le potenzialità del programma di calcolo.

# Capitolo 1

## Elementi di Fisica Tecnica

### 1.1 Termodinamica

La termodinamica è quella branca della fisica e della chimica (chimica fisica) che descrive le trasformazioni subite da un sistema in seguito a processi che coinvolgono la trasformazione di materia ed energia. La termodinamica classica si basa sul concetto di sistema macroscopico, ovvero una porzione di materia fisicamente o concettualmente separata dall'ambiente esterno. Lo stato di un sistema macroscopico che si trova all'equilibrio è specificato da grandezze dette proprietà di stato come la temperatura, la pressione, l'energia, il potenziale chimico.

#### Cenni storici

Carnot nel 1824 fu il primo a dimostrare che si può ottenere lavoro dallo scambio di calore tra due sorgenti a temperature differenti. Attraverso il teorema di Carnot e la macchina ideale di Carnot, egli quantificò questo lavoro e introdusse il concetto di rendimento termodinamico. Nel 1848 Lord Kelvin, utilizzando la macchina di Carnot, introdusse il concetto di Temperatura termodinamica assoluta e a lui si deve un enunciato del secondo principio della termodinamica. Nel 1850 Joule dimostrò l'uguaglianza delle due forme di energia (allora si credeva esistesse ancora il "fluido calorico!"). Clausius nel 1855 introdusse la sua disuguaglianza per riconoscere i processi reversibili da quelli irreversibili e la funzione di stato Entropia.

#### Sistema termodinamico

Si definisce *sistema* una porzione di spazio delimitata da una superficie reale o immaginaria detta *confine del sistema*. Il *confine del sistema* può essere impermeabile o permeabile alla massa, si parla quindi di *sistema chiuso* e *sistema aperto* rispettivamente. Tutto ciò che non è sistema è definito *contorno del sistema*. Si dice *sistema semplice* un sistema che non è sede di reazioni chimiche e non risente né dell'effetto di tensioni superficiali né dell'effetto di campi di forze. Le interazioni tra sistema e contorno avvengono tramite flussi di massa e/o flussi di energia (*lavoro, calore*). Se un sistema non interagisce con il contorno si parla di *sistema isolato*. Per inciso si definisce sistema *meccanicamente* isolato se non scambia flussi di lavoro, sistema *termicamente* isolato se non scambia flussi di calore.

## Proprietà del sistema

Si intende qualunque grandezza del sistema che sia osservabile e quindi misurabile. L'insieme di tutte le proprietà indipendenti del sistema che definiscono lo *stato del sistema* sono dette *proprietà di stato*. Le proprietà di un sistema si suddividono in *estensive*, il cui valore dipende dall'estensione del sistema (es. Volume, Massa...), e *intensive* il cui valore non dipende dall'estensione del sistema (es. Temperatura, Pressione...).

Inoltre si definisce *proprietà specifica* la proprietà ottenuta come il rapporto tra proprietà estensiva e massa del sistema. (es. volume specifico).

## Equilibrio termodinamico

Un sistema isolato si trova in *equilibrio termodinamico* se è in condizioni di *equilibrio meccanico* e *equilibrio termico*. Si ha *equilibrio meccanico* in condizioni di pressione uniforme e *equilibrio termico* in condizioni di temperatura uniforme; quindi condizione necessaria per l'*equilibrio termodinamico* di un sistema isolato è avere pressione e temperatura uniformi. Trascorso un tempo sufficientemente lungo qualsiasi sistema isolato raggiunge uno stato di *equilibrio termodinamico* e può quindi essere descritto con un numero finito di parametri (proprietà di stato).

## Trasformazioni termodinamiche

Si intende per *trasformazione termodinamica* ogni cambiamento del sistema in virtù del quale il sistema passa da uno stato iniziale di equilibrio termodinamico  $i$  ad uno stato finale di equilibrio termodinamico  $f$ . Se il percorso avviene per stati di equilibrio termodinamico si parla di *trasformazione ideale* (anche detta "trasformazione quasi statica"), altrimenti se sono stati di equilibrio termodinamico solo lo stato iniziale e finale si parla di *trasformazione reale*. Le trasformazioni termodinamiche possono essere dei seguenti tipi:

- Isobare: se la pressione del sistema si mantiene costante;
- Isocore, se il volume del sistema si mantiene costante;
- Isoterme, se la temperatura del sistema si mantiene costante;
- Adiabatiche, se durante la trasformazione il sistema può interagire con il contorno esclusivamente attraverso flussi di lavoro;
- Isoentropiche, o adiabatiche reversibili, se la variazione di entropia è nulla;

Le trasformazioni termodinamiche vengono rappresentate con linee orientate  $i \rightarrow f$  (linea continua per trasformazioni ideali, tratteggiata per trasformazioni reali) su diagrammi termodinamici sui cui assi sono indicate le proprietà di stato del sistema. I più frequentemente utilizzati sono:



## I Principi della Termodinamica

I principi della termodinamica vennero enunciati nel corso del XIX secolo e regolano le trasformazioni termodinamiche, il loro procedere, i loro limiti. Sono dei veri e propri assiomi, non dimostrati e indimostrabili, fondati sull'esperienza, sui quali si fonda tutta la teoria che riguarda la termodinamica.

### Principio “Zero”

Dati due sistemi  $A$  e  $B$ , se sono entrambi in equilibrio termico con un terzo sistema  $C$  allora  $A$  e  $B$  sono in equilibrio termico tra loro. (Per esempio il sistema  $C$  può essere un termometro).

### Primo Principio

Quando un corpo viene posto a contatto con un altro corpo relativamente più freddo, avviene una trasformazione che porta a uno stato di equilibrio, in cui sono uguali le temperature dei due corpi. Per spiegare questo fenomeno, gli scienziati del XVIII secolo supposero che una sostanza, presente in maggior quantità nel corpo più caldo, passasse nel corpo più freddo. Questa sostanza ipotetica, detta “calorico”, era pensata come un fluido capace di muoversi attraverso la materia.

Il primo principio della termodinamica invece identifica il calore come una forma di energia che può essere convertita in lavoro meccanico ed essere immagazzinata, ma che non è una sostanza materiale. Il primo principio è dunque un principio di conservazione dell'energia: in ogni macchina termica una certa quantità di energia viene trasformata in lavoro: non può esistere nessuna macchina che produca lavoro senza consumare energia. Una simile macchina, se esistesse, produrrebbe infatti il cosiddetto moto perpetuo di prima specie.

Il primo principio viene tradizionalmente enunciato come: "Dato un qualunque sistema, il *lavoro* scambiato tra sistema e contorno in una qualsiasi trasformazione *adiabatica* che connette una qualunque coppia di stati, dipende *esclusivamente* dai due stati *iniziale* e *finale* della trasformazione.

$$L_{AD}(1 \rightarrow 2) = f(1, 2) \quad (1.1)$$

dove:

$L_{AD}(1 \rightarrow 2)$ : lavoro adiabatico scambiato tra lo stato iniziale 1 e finale 2

$f(1, 2)$ : funzione che dipende solo dallo stato 1 e 2

Si definisce quindi la proprietà di stato del sistema “*Energia Interna  $U$* ” [ $J$ ] definita a meno di una costante additiva, infatti non ha senso chiedersi quanto vale l'energia interna contenuta in un corpo in senso assoluto, ma piuttosto quanto vale la variazione tra due stati :

$$U_2 - U_1 = -L_{AD}(1 \rightarrow 2) \quad (1.2)$$

In generale per un sistema chiuso e una generica trasformazione non adiabatica, oltre al lavoro viene scambiato un “altro flusso di energia” il *calore  $Q$* . Allora si scrive la “*Equazione di bilancio dell' energia per il sistema chiuso*” :

$$U_2 - U_1 = Q(1 \rightarrow 2) - L_{AD}(1 \rightarrow 2) \quad (1.3)$$

ovvero

$$\Delta U = Q - L \quad (1.4)$$

In Termodinamica si assume convenzionalmente il *lavoro positivo* quando è compiuto *dal sistema* sul contorno, negativo altrimenti; il *calore* si assume *positivo* quando *entra nel sistema*, negativo altrimenti.

Per trasformazione infinitesima e riferendosi a grandezze specifiche si utilizza la simbologia:

$$du = \delta q - \delta l \quad (1.5)$$

dove si è indicato con  $du$  il differenziale della proprietà di stato specifica  $u$ , mentre con  $\delta q$  e  $\delta l$  le quantità infinitesime di calore e lavoro scambiate per unità di massa.

In Termodinamica si considera il Lavoro  $W$  di Volume  $V$ . Nel caso di sistemi semplici (non c'è lavoro chimico, elettrico...), e se la trasformazione avviene per *stati di equilibrio termodinamico* (si parla di trasformazione *quasi-statica*), allora la pressione  $p$  del gas è uniforme e si può quindi scrivere:

$$\delta W = p dV \quad (1.6)$$

con ovvio significato dei termini.

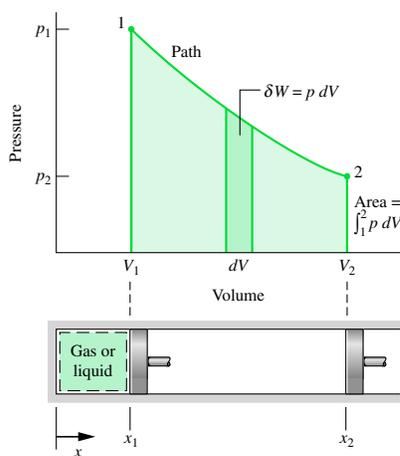


Figura 1.4: Lavoro di una trasformazione di espansione per stati di equilibrio termodinamico

Si definisce inoltre la proprietà di stato "*Entalpia  $H$* " [ $J$ ] (espressione valida se e solo se il sistema si trova in equilibrio termodinamico) :

$$H = U + pV \quad (1.7)$$

in termini specifici:

$$h = u + pv \quad (1.8)$$

Dato che l' entalpia è definita a meno di una costante additiva, ha senso solo riferirsi a variazioni di entalpia tra stati del sistema, quindi:

$$dH = dU + d(pV) \quad (1.9)$$

da cui con semplici passaggi si ottiene;

$$dH = \delta Q + V dp \quad (1.10)$$

ovvero in termini specifici:

$$dh = \delta q + v dp \quad (1.11)$$

Per "Capacità Termica  $C$ "  $\left[\frac{J}{K}\right]$  si intende il rapporto tra il calore scambiato dal sistema e la corrispondente variazione di temperatura:

$$C = \frac{\delta Q}{dT} \quad (1.12)$$

In generale  $C$  non è una proprietà di stato poichè  $\delta Q$  non è proprietà di stato.

Però  $C$  diventa proprietà di stato se si definisce la trasformazione:

- trasformazione *isocora*:

$$\{ C_V = \left(\frac{\delta Q}{dT}\right)_V = \left(\frac{dU}{dT}\right)_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V \quad (1.13)$$

$C_V$ : "Capacità termica a volume costante" è una proprietà di stato poichè  $dU$  e  $dT$  sono proprietà di stato.

- trasformazione *isobara*:

$$C_p = \left(\frac{\delta Q}{dT}\right)_p = \left(\frac{dH}{dT}\right)_p = \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p \quad (1.14)$$

$C_p$ : "Capacità termica a pressione costante" è una proprietà di stato poichè  $dH$  e  $dT$  sono proprietà di stato  
Dato che  $C$  è una proprietà estensiva, si definisce "calore specifico  $c$ "  $\left[\frac{J}{kgK}\right]$ :

$$c = \frac{C}{M} \quad (1.15)$$

quindi:

- trasformazione *isocora*:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \quad (1.16)$$

$c_v$ : "Calore specifico a volume costante".

- trasformazione *isobara*:

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (1.17)$$

$c_p$ : “Calore specifico a pressione costante”.

## Secondo Principio

Esistono diversi enunciati del secondo principio, tutti equivalenti (dimostrazione per assurdo), e ciascuna delle formulazioni ne mette in risalto un particolare aspetto. Esso afferma che “ non è possibile realizzare una trasformazione il cui unico risultato sia il passaggio di un flusso di calore da un sistema a temperatura più bassa ad un altro sistema a temperatura superiore” (enunciato di Clausius)

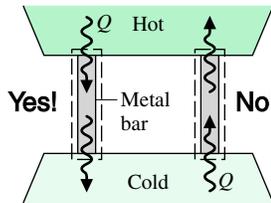


Figura 1.5: Enunciato di Clausius

o, equivalentemente, che “non è possibile realizzare una trasformazione il cui unico risultato sia la trasformazione di un flusso di calore in lavoro” (enunciato di Kelvin).

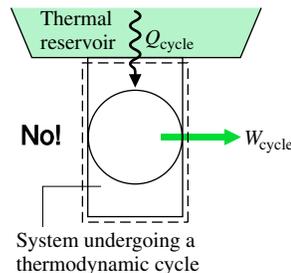


Figura 1.6: Enunciato di Kelvin

Una trasformazione è detta *reversibile* se è possibile riportare allo stato iniziale sia il sistema sia il contorno.

Il Secondo Principio della Termodinamica afferma che le trasformazioni che avvengono in Natura sono *irreversibili*:

- *enunciato di Clausius*: il passaggio di calore da un sistema più caldo ad uno più freddo è una trasformazione irreversibile poichè per ottenere un flusso di calore di verso opposto bisognerebbe compiere lavoro
- *enunciato di Kelvin – Planck*: il lavoro si può trasformare in un flusso di calore, ma questo flusso di calore non è del tutto recuperabile a causa degli *attriti* (dovuti, per esempio, in un fluido alla *viscosità* dello stesso): gli attriti dissipano energia meccanica, ovvero lavoro, che viene ceduta allo ambiente come flusso di calore.

Quindi condizione *necessaria*, ma non sufficiente affinché una trasformazione sia *reversibile* è che il sistema si trovi in *equilibrio termico* (Clausius) e in *equilibrio meccanico* (Kelvin-Planck) ovvero che la “trasformazione sia per *stati di equilibrio termodinamico*”.

La *Disequazione di Clausius* può essere intesa come formulazione matematica del Secondo Principio:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (1.18)$$

Se la trasformazione è ciclica *reversibile*  $\oint \frac{\delta Q}{T} = 0$

Se la trasformazione è ciclica *irreversibile*  $\oint \frac{\delta Q}{T} < 0$

Considerando una qualsiasi coppia di stati 1 e 2 ed una qualsiasi *trasformazione reversibile* che connetta 1 con 2, vale l’uguaglianza a zero dell’ integrale sulla trasformazione ciclica cioè l’ integrale sulla trasformazione ciclica dipende solo dallo stato iniziale 1 e finale 2, questo consente di definire la proprietà di stato “*Entropia S*”  $\left[\frac{J}{K}\right]$  a meno di una costante additiva (in quanto ha senso chiedersi quanto vale la variazione di entropia e non il suo valore “assoluto”):

$$S_2 - S_1 = \int_{1,rev}^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.19)$$

Si definisce anche “*Entropia specifica*”  $s = \frac{S}{M} \left[\frac{J}{kgK}\right]$ .

Per una qualsiasi trasformazione vale:

$$S_2 - S_1 \geq \int_{1,qual}^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.20)$$

Se la trasformazione è *reversibile*  $S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$

Se la trasformazione è *irreversibile*  $S_2 - S_1 > \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$

*Equazione di bilancio dell'entropia per il sistema chiuso*:

$$S_2 - S_1 = \int_{1,qual}^2 \frac{\delta Q}{T} + \Delta S_I \quad (1.21)$$

dove:

$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$ : Flusso di entropia associato al flusso di calore

$\Delta S_I$ : Produzione di entropia dovuta alle irreversibilità

## Scale Termometriche

Sia  $x$  una grandezza variabile con la temperatura (grandezza termometrica), si definisce una scala di temperatura imponendo una relazione  $t = f(x)$ , che leghi la temperatura alla grandezza  $x$ . Nei termometri a liquido per esempio, la grandezza termometrica  $x$  è il volume apparente di una certa massa liquida (mercurio, alcool, ecc.); nei termometri a gas è la pressione a volume costante (oppure il volume se costante è la pressione) di una massa gassosa.

Una scala si dice lineare se è rappresentata dalla relazione  $t = ax + b$ , dove  $a$  e  $b$  sono delle costanti che si determinano assegnando i valori numerici di due temperature, viceversa si parla di scala non lineare. La non linearità che si può manifestare non è un problema : se mi avvalgo di un'unità elettronica per la lettura della temperatura, essa può essere facilmente compensata.

Operativamente la costruzione di una scala termometrica avviene prendendo il corpo campione, o sostanza termometrica (per es. mercurio), ponendolo in equilibrio con due stati termici ben individuati e facilmente riproducibili a cui si attribuiscono due determinati valori della temperatura (punti fissi). Dividendo l'intervallo compreso tra questi due livelli e prolungando la suddivisione al di sopra e al di sotto delle temperature di riferimento si costruisce così una scala termometrica (scala empirica delle temperature). Naturalmente il valore o la scelta delle temperature di riferimento e il numero delle suddivisioni dell'intervallo tra queste temperature è arbitrario e dipende unicamente dalle convenzioni adottate.

Scale termometriche utilizzate in ambito internazionale :

- **Scala Centigrada:** è una scala lineare in cui è assegnato il valore zero gradi Celsius [ $^{\circ}C$ ] alla temperatura d'equilibrio tra il ghiaccio e l'acqua satura d'aria alla pressione di 1 atmosfera (temperatura del ghiaccio fondente), ed è assegnato il valore  $100^{\circ}C$  alla temperatura di equilibrio tra l'acqua e il suo vapore saturo alla pressione di 1 atmosfera (temperatura normale di ebollizione dell'acqua).
- **Scala Réaumur:** in questa scala ormai abbandonata, sono fissati i medesimi punti di riferimento fondamentali della scala Celsius, ma l'intervallo tra di essi è suddiviso solo in 80 gradi, detti gradi Réaumur [ $^{\circ}R$ ].
- **Scala Fahrenheit:** nella scala Fahrenheit (usata nei paesi anglosassoni) al punto di fusione del ghiaccio  $0^{\circ}C$  corrispondono  $32^{\circ}$  Fahrenheit [ $^{\circ}F$ ] e al punto di ebollizione dell'acqua  $100^{\circ}C$  corrispondono  $212^{\circ}F$ . La temperatura  $t$  in gradi Celsius e la corrispondente temperatura  $f$  in gradi Fahrenheit sono legate quindi dalla relazione  $t = 5/9(f - 32)$ .
- **Scala termodinamica delle Temperature Assolute** (usata nel S.I.): in questa scala la temperatura, definita in maniera indipendente da ogni sostanza termometrica, è fondata sul rendimento di una macchina che compie un ciclo reversibile. La scala termodinamica delle temperature assolute universalmente adottata è la scala termometrica di Lord Kelvin. Lo zero di questa scala è lo zero assoluto  $T = 0$  e corrisponde alla temperatura di  $-273,15^{\circ}C$ . L'intervallo di temperatura di 1 Kelvin coincide con 1 grado Celsius.

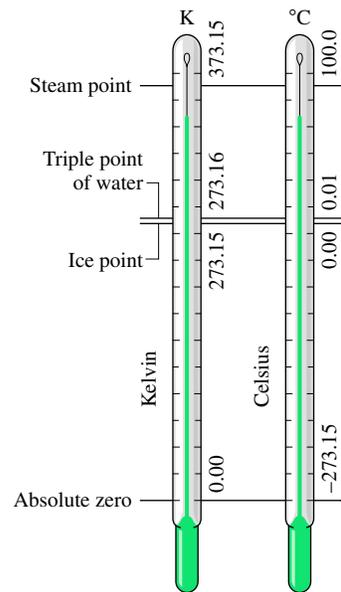


Figura 1.7: Confronto tra scale termometriche

## 1.2 Sistemi omogenei e sistemi non omogenei

### Sistemi chimicamente omogenei

Sono sistemi in cui è presente una sola *specie* chimica, inoltre quando il sistema è *fisicamente* omogeneo  $F = 1$  ed è in equilibrio termodinamico allora esiste ed è definita l'equazione di stato:

$$f(p, v, T) = 0 \quad (1.22)$$

Graficamente tale equazione è rappresentata da una superficie in un sistema di riferimento  $p, v, T$ :

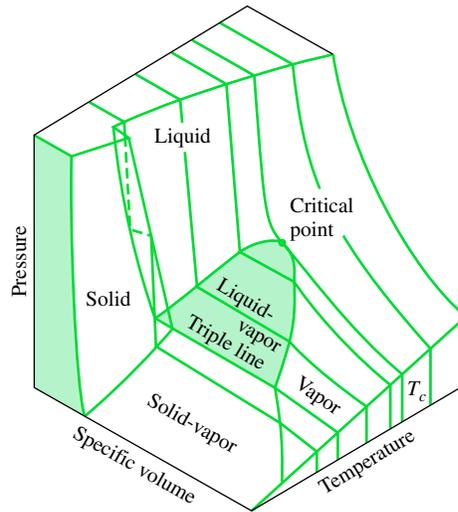


Figura 1.8: Diagramma tridimensionale  $p, v, T$

Di solito vengono utilizzate le più comode proiezioni di tale superficie sui piani  $(p, T)$  e  $(p, v)$ :

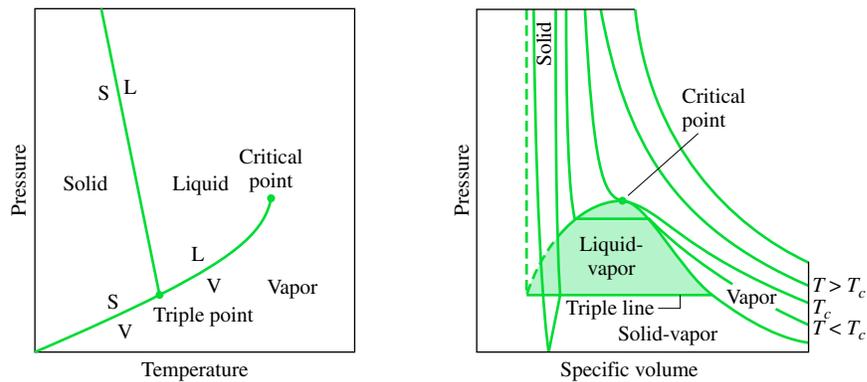


Figura 1.9: a) Diagramma di fase  $p, T$ ; b) Diagramma  $p, v$

Nel diagramma *pressione – temperatura* si individuano le curve di:

- *liquefazione SL*
- *vaporizzazione LV*
- *sublimazione SV*

Tali curve dividono il piano in tre “zone” dove sono individuabili le tre fasi : *liquida, solida, gassosa*.

Su ogni curva sono presenti contemporaneamente due fasi in equilibrio termodinamico.

Infine si definiscono due punti notevoli:

- *Punto Triplo*: sono presenti contemporaneamente tre fasi in equilibrio termodinamico
- *Punto Critico*: punto dove termina la curva di vaporizzazione

La regola della *varianza* di Gibbs afferma che la varianza  $V = C + 2 - F$  rappresenta il numero di proprietà intensive indipendenti del sistema, quindi

- Zona gas :  $V = 2$ , quindi  $p$  e  $T$  sono indipendenti
- Zona liquido:  $V = 2$ , quindi  $p$  e  $T$  sono indipendenti
- Zona solido :  $V = 2$ , quindi  $p$  e  $T$  sono indipendenti
- Curva di vaporizzazione :  $V = 1$ , quindi assegnata la pressione  $p$  la temperatura  $T$  è univocamente determinata
- Curva di liquefazione :  $V = 1$ , quindi assegnata la pressione  $p$  la temperatura  $T$  è univocamente determinata
- Curva di sublimazione :  $V = 1$ , quindi assegnata la pressione  $p$  la temperatura  $T$  è univocamente determinata
- Punto triplo :  $V = 0$ , quindi le proprietà intensive  $p$  e  $T$  sono fissate a seconda della specie chimica del componente

Nel diagramma *pressione – volume specifico* si individuano:

- *Curva limite inferiore*: divide la zona liquido dalla zona liquido+gas; quando il sistema si trova su un punto di questa curva è detto *liquido saturo*.
- *Curva limite superiore*: divide la zona gas dalla zona liquido+gas; quando il sistema si trova su un punto di questa curva è detto *vapore saturo secco*.
- *Punto critico*: punto dove si incontrano le due curve (con  $T_c$  temperatura nel punto critico) .
- *Zona L + G*: il sistema rappresentato da un punto in questa zona prende il nome di *vapore saturo umido*. Si nota che la varianza vale  $V = 1$ : questo non è in contrasto con la regola delle fasi poichè  $v$  non è proprietà intensiva.
- *Zona L*: il sistema rappresentato da un punto in questa zona prende il nome di *liquido sottoraffreddato*.
- *Zona G*: il sistema rappresentato da un punto in questa è detto: *vapore surriscaldato* se  $T < T_c$ , *gas* se  $T > T_c$ .

Vengono inoltre rappresentate le *curve isoterme* (in verde), sono curve continue che presentano due discontinuità in corrispondenza delle curve limite.

Per  $T \equiv T_c$  si ha l' *isoterma critica* passante per il punto critico  $C$  in corrispondenza del quale si ha un flesso con tangente orizzontale. Al di sopra dell' isoterma critica non c' è più la presenza di  $L + G$  in equilibrio termodinamico, ma si ha un' unica fase.

## Sistemi chimicamente non omogenei

Si fa riferimento ad un particolare tipo di sistema non omogeneo: miscela di gas perfetti.

Si definisce con  $n_i$  il numero di moli del componente  $i$ -esimo tale che  $n = \sum_i n_i$  è il numero di moli del sistema;  $x_i = \frac{n_i}{n}$  è la frazione molare del componente  $i$ -esimo del sistema;  $p_i$  è la pressione parziale del componente  $i$ -esimo della miscela di gas definita come la “pressione che il gas  $i$ -esimo eserciterebbe se da solo occupasse il volume della miscela alla stessa temperatura di quest’ ultima”;  $V_i$  è il volume parziale del componente  $i$ -esimo della miscela di gas definito come il “volume che il gas  $i$ -esimo occuperebbe se da solo si trovasse nelle stesse condizioni di pressione e temperatura della miscela”.

Una miscela di gas è detta “miscela di gas perfetti” quando rispetta l’ equazione di stato dei gas perfetti  $pV = nR_0T$  e ciascun componente verifica l’ equazione  $p_iV = n_iR_0T$ .

Per una miscela di gas perfetti valgono:

- Legge di *Dalton*: “La somma delle pressioni parziali dei singoli componenti di una miscela di gas perfetti è uguale alla pressione della miscela” ovvero  $\sum_i p_i = p$ .
- Legge di *Amagat – Leduc*: “La somma dei volumi parziali dei singoli componenti di una miscela di gas perfetti è uguale al volume della miscela” ovvero  $\sum_i V_i = V$ .

L’ aria presente nell’ ambiente è una miscela di *aria secca* e *vapore d’acqua*: l’ *aria secca* è a sua volta una miscela di gas (circa 78% N<sub>2</sub>, 21% O<sub>2</sub> e 1% CO<sub>2</sub> e altri gas in percentuale minore) la cui composizione è invariante nello spazio e nel tempo e quindi viene trattata come un unico componente; il *vapore d’acqua* può essere presente in quantità differenti e rappresenta quindi la seconda componente della miscela. La miscela di *aria secca* e *vapore d’acqua* (  $C = 2$  e  $F = 1$  ) si comporta come una miscela di gas perfetti, infatti in condizioni ambiente lo stato di entrambe le componenti è rappresentato da punti molto “lontani” dalle condizioni critiche di pressione e temperatura di aria secca e il vapor d’acqua che sono rispettivamente:  $p_c = 38\text{bar}$ ,  $T_c = 133\text{K}$  e  $p_c = 221\text{bar}$ ,  $T_c = 374^\circ\text{C}$ . Per le proprietà dei gas perfetti, l’aria secca e il vapor d’acqua si comportano in miscela come se fossero soli: la presenza di un componente non modifica il comportamento termodinamico dell’altro.

### Proprietà di stato di frequente utilizzo

- *Pressione di saturazione*  $p_s(T)$  : pressione alla quale si ha equilibrio tra la fase vapore e fase liquida;  $p_s$  dipende dalla temperatura del sistema ( per esempio a  $100^\circ\text{C}$  si ha  $p_s \simeq 1\text{ bar}$  )
- *Titolo della miscela*  $X$ : è il rapporto tra la massa di vapore e la massa di aria secca; con semplici passaggi si ottiene l’espressione:

$$X = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (1.23)$$

con  $p_v$  pressione parziale del vapor d’acqua

- *Grado Igrometrico*  $\varphi$ : è il rapporto tra la massa di vapore in miscela e la massa di vapore che renderebbe satura la miscela; con semplici passaggi si ottiene l'espressione:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s(T)} \quad (1.24)$$

Il grado igrometrico è anche detto “*umidità relativa ur*”, espressa in %. Dall'equazione (1.23) si può ricavare l'espressione che lega il titolo della miscela al grado igrometrico:

$$X = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} \quad (1.25)$$

- *Grado di saturazione*  $\psi$ :

$$\psi = \frac{X}{X_s} \quad (1.26)$$

con  $X_s$  titolo della miscela alla saturazione.

- *Calore specifico della miscela a pressione costante*  $c'_p$ : calore specifico della miscela per unità di massa di aria secca a  $p$  costante

$$c'_p = c_{p,a} + c_{p,v} = 1 + 1,9X \left[ \frac{kJ}{kg_a^\circ C} \right] \quad (1.27)$$

dove:

$c_{p,a}$ : calore specifico a  $p$  costante dell'aria secca  $\left[ \frac{kJ}{kg^\circ C} \right]$   $c_{p,v}$ : calore specifico a  $p$  costante del vapor d'acqua  $\left[ \frac{kJ}{kg^\circ C} \right]$ .

- *Entalpia specifica*  $J$ : entalpia specifica di una miscela di aria e vapor d'acqua alla temperatura  $t$  [ $^\circ C$ ]:

$$J = [1t + X(2500 + 1,9t)] \left[ \frac{kJ}{kg_a} \right] \quad (1.28)$$

### Diagramma Psicrometrico

Il diagramma psicrometrico è un diagramma termodinamico sul quale è possibile individuare gli stati di equilibrio termodinamico della miscela. Sebbene la varianza del sistema sia tre, per individuare un punto bastano due “coordinate” (proprietà intensive indipendenti) dal momento che la pressione è fissata ad 1 *bar* (solitamente la miscela si trova a *p* atmosferica).

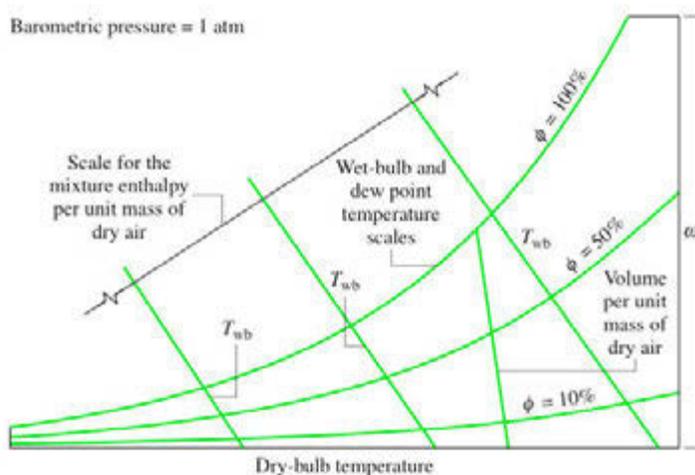


Figura 1.10: Diagramma psicrometrico

In *Figura 1.10* il titolo della miscela è indicato con  $\omega$  al posto di  $X$  e il grado igrometrico con  $\phi$  al posto di  $\varphi$ .

La curva  $\phi = 100\%$  che delimita superiormente il diagramma è detta “curva di saturazione”: i suoi punti individuano stati di equilibrio termodinamico della miscela satura. Curve a  $\phi = 50\%$  o  $\phi = 10\%$  sono esempi di curve a grado igrometrico costante.

Le curve a titolo costante sono segmenti orizzontali e le curve a temperatura di bulbo asciutto<sup>1</sup> sono segmenti circa verticali poichè non si tratta di un diagramma cartesiano, mentre più inclinati sono i segmenti che rappresentano luoghi dei punti a temperatura di bulbo bagnato<sup>1</sup>  $T_{wb}$  costante.

Inoltre è rappresentata la scala dell' entalpia specifica della miscela riferita ad 1 *kg<sub>a</sub>*.

<sup>1</sup>vedere “Lo Psicrometro” più avanti

### Lo Psicrometro (Igrometro di Assmann)

Lo psicrometro è uno strumento che permette di misurare il contenuto di vapor d'acqua nella miscela di aria secca e vapor d'acqua. Sono presentate due tipologie di strumenti: in *Figura (1.11a)* è rappresentato uno psicrometro che deve essere posto manualmente in movimento per consentire il passaggio dell'aria al suo interno; in *Figura (1.11b)* lo strumento presenta una ventola che forza l'ingresso dell'aria.

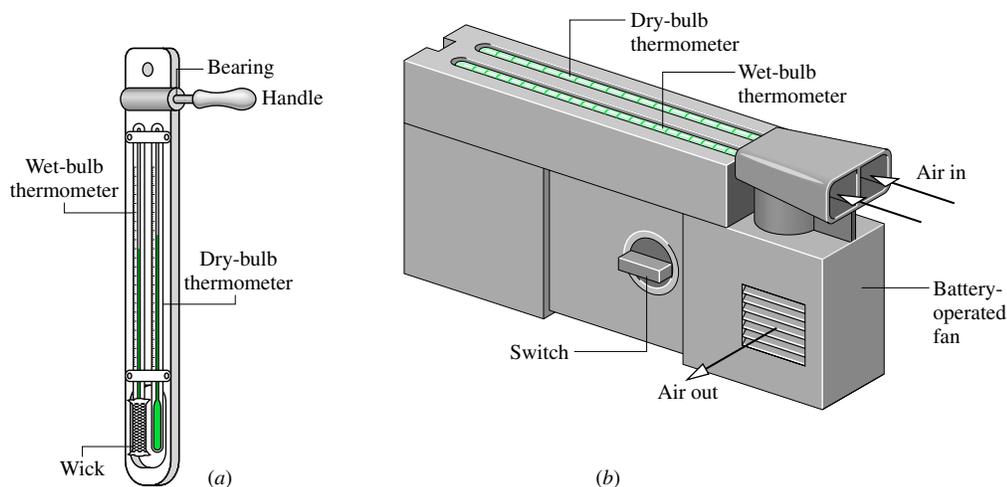


Figura 1.11: Psicrometro (Igrometro di Assmann)

Tuttavia il principio di funzionamento di entrambi gli strumenti è analogo: la miscela entra in due condotti separati e lambisce nel primo un termometro che misura la temperatura  $t$ , nel secondo un termometro con il bulbo avvolto in una garza bagnata. L'aria che entra, trovandosi a contatto con la garza bagnata, subisce un processo di *saturazione adiabatica* ovvero la miscela diventa *satura* senza apporto di calore dall'esterno: il calore latente di vaporizzazione  $r$  necessario all'acqua per evaporare è fornito dall'aria stessa che si raffredda e il termometro segna così una temperatura di bulbo  $t_{bb} < t$ . La temperatura di bulbo bagnato  $t_{bb}$  è tanto minore della temperatura di bulbo asciutto  $t$  quanto più è intensa la vaporizzazione ovvero quanto più l'aria in ingresso è secca. Ovviamente quando la miscela in ingresso è già satura si ottiene  $t_{bb} = t$ .

La temperatura di bulbo bagnato è una proprietà di stato della miscela e le curve a  $t_{bb}$  costante sono riportate sul diagramma psicrometrico ( $T_{wb}$ ).

In conclusione dalla lettura di  $t$  e  $t_{bb}$ , che sono entrambe proprietà di stato del sistema, si trova un punto sul diagramma psicrometrico che consente di definire tutte le proprietà di stato della miscela.

### 1.3 Trasmissione del Calore

Lo studio degli scambi termici assume particolare rilevanza al fine della definizione delle condizioni di benessere di un individuo all'interno di un ambiente che sono influenzate dalla quantità di energia scambiata per irraggiamento, convezione e, in misura minore, per conduzione; la trasmissione del calore è inoltre fondamentale nel quantificare il fabbisogno di energia degli edifici per la loro climatizzazione, e costituisce pertanto una modalità di valutazione della qualità dell'ambiente costruito in relazione ai consumi energetici.

Le conoscenze basilari della trasmissione del calore sono complementari all'analisi termodinamica e completano quindi la conoscenza del fenomeno fisico; infatti con l'analisi termodinamica si possono descrivere solo sistemi all'equilibrio e quindi ci è consentito stabilire la direzione del fenomeno (II Principio) e le quantità di calore e lavoro (energia) necessarie per portare un sistema da uno stato fisico di equilibrio ad un'altro, ma non ci è consentito stabilire né la velocità con la quale il fenomeno di scambio termico si realizza, né la distribuzione della temperatura nel sistema; occorrono pertanto delle leggi supplementari mediante le quali sia possibile descrivere i meccanismi basilari di trasmissione del calore e giungere alla previsione della velocità di trasmissione dell'energia cercata.

Per trasmissione di calore si intende quindi il passaggio di energia termica in un sistema dove sussiste uno squilibrio termico interno, o quando tale squilibrio sussiste tra sistema e contorno.

Le modalità di trasmissione dell'energia termica sono tre: *conduzione*, *convezione* e *irraggiamento*.

La *conduzione* è la forma di trasmissione di energia tipica dei solidi o dei fluidi in quiete; i gas, se sono in quiete, sono dei cattivi conduttori e quindi degli ottimi isolanti. Questa caratteristica viene sfruttata per la realizzazione di quegli isolanti che racchiudono al loro interno tante cellette chiuse con un gas in quiete (ad es. lana di roccia o di vetro, poliuretani espansi etc.). Ciò è spiegabile con il fatto che la conduzione è in effetti una trasmissione di energia tra atomi, mediante collisione tra gli stessi, a causa del diverso stato di vibrazione molecolare che si verifica tra zone a più alta temperatura rispetto a quelle a temperatura inferiore, sia in uno stesso mezzo sia attraverso mezzi diversi posti a contatto.

La *convezione* è il tipico modo di scambio termico tra un corpo solido ed un fluido in movimento che ne lambisce la superficie ed è quindi vincolato al trasporto di materia per effetto delle forze che agiscono sul fluido e che si ingenerano a causa delle variazioni di temperatura (convezione naturale) o per effetto dell'azione meccanica di apparecchi, ad es. ventilatori (convezione forzata); gli spostamenti di materia portano al rimescolamento delle masse elementari e quindi al trasporto di energia all'interno del fluido. La convezione è quindi un processo di trasporto dell'energia mediante l'azione combinata della conduzione e del trasporto convettivo di massa ed energia.

Lo scambio termico per *irraggiamento* è invece universale essendo legato alla differenza tra la temperatura posseduta da un corpo e la temperatura degli oggetti circostanti e non necessita della presenza di materia affinché si manifesti (avviene cioè anche nel vuoto). Il termine irraggiamento si riferisce in generale a qualunque fenomeno di propagazione delle onde elettromagnetiche, ma il meccanismo di scambio termico avviene solo nei fenomeni dipendenti dalla temperatura. In effetti ogni corpo emette continuamente energia termica per irraggiamento e l'intensità dell'emissione dipende dalla temperatura e dalla natura della superficie emittente; pertanto tale forma di scambio termico diventa sempre più importante al crescere della temperatura del corpo.

## Scambio termico per conduzione

Le seguenti ipotesi si fanno per lo studio della conduzione e sono le legate all'osservazione dei sistemi da un punto di vista macroscopico: il mezzo attraverso il quale avviene la conduzione deve essere *continuo* (in ogni punto ha cioè le stesse caratteristiche fisiche), *isotropo* (ha lo stesso comportamento in ogni direzione) ed *omogeneo* (composto da una sola sostanza). Lo squilibrio termico che determina la trasmissione del calore è misurato dalla variazione della temperatura funzione dello spazio e del tempo; la funzione seguente:

$$T = f(x, y, z, \tau) \quad (1.29)$$

definisce un campo scalare continuo all'interno del quale la variazione di temperatura è graduale. L'unione di tutti i punti aventi eguale temperatura all'interno del campo scalare suddetto individua delle superfici dette *isoterme* che rappresentano l'insieme dei punti ad eguale temperatura. Queste superfici non possono né intersecarsi né avere dei punti di tangenza altrimenti si verificherebbe l'assurdo che il punto di tangenza ha due diversi valori di temperatura: quindi ogni punto apparterrà ad una ed una sola superficie isoterma che sarà continua all'interno del mezzo.

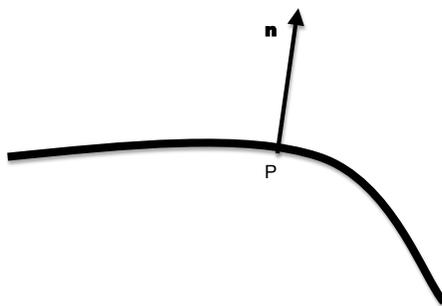


Figura 1.12: Curva isoterma e flusso di energia passante per il punto P

La variazione di temperatura rispetto alla distanza lungo la direzione  $\vec{n}$  normale alla superficie è definita gradiente della temperatura  $[\frac{K}{m}]$ :

$$\vec{grad}T = dT/dn \quad (1.30)$$

è un vettore di cui sono noti il punto di applicazione, la direzione (normale alla superficie S) ed il verso assunto convenzionalmente positivo verso isoterme crescenti.

Per esprimere in forma matematica la legge fisica della conduzione bisogna fare riferimento alla convenzione sui segni sopra adottata, e poiché per il secondo principio della termodinamica il calore fluisce spontaneamente da punti a temperatura maggiore verso punti a temperatura minore, il flusso termico è positivo quando il gradiente è negativo e viceversa. La densità di flusso di energia  $\vec{q}$  entro un mezzo omogeneo generato da un gradiente di temperatura, è quantificato dalla Legge di Fourier  $[\frac{W}{m^2}]$ :

$$\vec{q} = -\lambda \vec{grad}T \quad (1.31)$$

dove  $\vec{q}$  è un vettore, detto vettore “densità di flusso termico”, caratterizzato dall’aver lo stesso punto di

applicazione del gradiente di temperatura, l'intensità pari al prodotto ( $\lambda gradT$ ) e verso opposto a quello del gradiente; per la convenzione sui segni sopra descritta si introduce pertanto il segno negativo davanti al gradiente. In essa  $\lambda$  [ $\frac{W}{mK}$ ] è il "coefficiente di conducibilità termica" che dipende solo dalla natura e dallo stato fisico del materiale ed è ottenuto sperimentalmente. Il valore del coefficiente  $\lambda$  di alcune classi di sostanze sono riportati nella *Tabella 1.1* :

MATERIALE	$\lambda$ [ $\frac{W}{mK}$ ]
gas a $p_{atm}$	$0,007 \div 0,5$
Materiali termoisolanti	$0,02 \div 0,25$
Liquidi (non metallici)	$0,05 \div 0,7$
Solidi (non metallici)	$0,3 \div 2,3$
Metalli liquidi	$8 \div 80$
Metalli e leghe metalliche	$14 \div 420$

Tabella 1.1: Coefficienti di conducibilità termica di alcune sostanze

il gradiente è espresso in [ $\frac{K}{m}$ ] e pertanto  $\vec{q}$  è espresso in [ $\frac{W}{m^2}$ ]; il coefficiente di conduttività termica per uno stesso mezzo non è costante dipendendo dalla temperatura, tuttavia per i casi più comuni di trasmissione del calore che si prenderanno in esame questo può, con buona approssimazione, assumersi costante.

Per valutare la quantità di energia  $dQ$  che passa in un intervallo di tempo infinitesimo  $d\tau$  attraverso una superficie  $dS$  comunque orientata rispetto al campo di temperatura sarà necessario calcolare quanto flusso del vettore  $\vec{q}$  attraversa tale superficie nel tempo considerato; si ha quindi:

$$dQ/d\tau = \vec{q} \cdot \vec{n}dS = \lambda(-gradT \cdot \vec{n})dS \quad (1.32)$$

dove  $\vec{n}$  è il versore normale alla superficie  $dS$ . Integrando a tutta la superficie  $S$ , e considerato  $\lambda$  costante, si ottiene:

$$dQ/d\tau = -\lambda \int (dT/d\vec{n})dS \quad (1.33)$$

La risoluzione dell'integrale è possibile solo conoscendo la variazione della temperatura in funzione dello spazio e del tempo; il problema del calcolo della quantità di calore scambiata per conduzione viene così ricondotto a quello della determinazione delle distribuzioni della temperatura nel mezzo: è questo pertanto il problema principale della teoria matematica della trasmissione del calore ovvero disporre di un'equazione che esprima come varia la temperatura nel mezzo. Questa è data dall'Equazione generale della conduzione che ci fornisce pertanto il valore del gradiente di temperatura. Per i casi più semplici il gradiente di temperatura può essere determinato semplicemente analizzando la situazione fisica: è questo il caso della trasmissione del calore monodimensionale ( ad esempio nella direzione  $x$ ) fra due superfici piane parallele che delimitano un mezzo isotropo ed omogeneo all'interno del quale il profilo di temperatura è lineare ovvero funzione solo di  $x$ ; in tal caso il rapporto differenziale  $dT/dx$  è costante ed è portato fuori dall'integrale:

$$dQ/d\tau = -\lambda dT/dx \int_S dS = -\lambda(dT/dx)S \quad (1.34)$$

Assumendo inoltre l'ipotesi di essere in regime stazionario, quindi indipendente dal tempo, si può scrivere:

$$Q = -\lambda(dT/dx)S \quad (1.35)$$

Separando le variabili ed integrando si ha:

$$Qdx = -\lambda SdT \implies Q \int_0^S dx = -\lambda S \int_{T_1}^{T_2} dT \implies Qs = -\lambda S(T_2 - T_1) \quad (1.36)$$

$$Q = (\lambda/s)S(T_2 - T_1) \quad (1.37)$$

Dove  $Q$  rappresenta la potenza termica trasmessa per conduzione in regime stazionario tra due superfici piane parallele che delimitano un corpo omogeneo ed isotropo.

Un caso particolare che deriva dall'Equazione generale della conduzione è rappresentato dall'*equazione di Laplace* valida per stato stazionario e generazione interna di calore nulla:

$$d^2T/dx^2 = 0 \quad (1.38)$$

Dall'equazione di Laplace per conduzione monodimensionale si può dimostrare la distribuzione lineare della temperatura all'interno del mezzo isotropo ed omogeneo. Applicando tale relazione alla conduzione di calore attraverso uno strato piano si ottiene nuovamente l'espressione della variazione lineare della temperatura; ad un generico punto  $x$  della parete si ha:

$$T_x = T_1 + (T_2 - T_1/s)x \quad (1.39)$$

**Conduzione monodimensionale in regime stazionario attraverso un condotto circolare**

Molto spesso, nei problemi di trasmissione del calore, si deve calcolare la quantità di energia termica che viene trasmessa attraverso la parete di una condotta a sezione circolare nella quale fluisce un fluido riscaldato a temperatura superiore rispetto all'ambiente circostante. Questo implica la necessità di contenere le dispersioni previo calcolo delle stesse in modo da poter affrontare con coerenza il problema dell'isolamento termico del condotto. Si voglia ad esempio calcolare la quantità di energia termica  $Q$  che passa attraverso un condotto avente le seguenti caratteristiche:

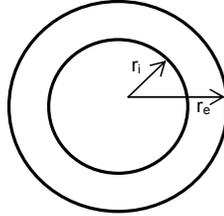


Figura 1.13: Sezione del condotto in esame

Dati:

$r_i$  =raggio interno

$r_e$  =raggio esterno

$s = r_e - r_i$

$T_i$  =temperatura interna

$T_e$  =temperatura esterna

Per la legge di Fourier si ha:

$$Q = -\lambda S(dT/dr) \quad (1.40)$$

in cui  $dT/dr$  è il gradiente in direzione radiale e  $S$  è la superficie cilindrica di raggio  $r$ . La generica superficie cilindrica  $S$  è data da  $S = 2\pi r l$ , dove  $l$  è la lunghezza del condotto; separando le variabili:

$$Q dr / 2\pi r l \lambda = -dT \quad (1.41)$$

ed integrando tra  $T_e$  a  $r_e$  e  $T_i$  a  $r_i$  :

$$Q/2\pi l \lambda \int_{r_i}^{r_e} dr/r = - \int_{T_i}^{T_e} dT \quad (1.42)$$

$$(Q/2\pi l \lambda)(\ln r_e/r_i) = (T_i - T_e) \quad (1.43)$$

$$Q = 2\pi l \lambda (T_i - T_e) / (\ln r_e/r_i) \quad (1.44)$$

Se  $s$  è piccolo rispetto a  $r$  si possono applicare le formule di trasmissione della parete piana, e la potenza termica scambiata può essere calcolata come segue:

$$Q = 2\pi l \lambda (T_i - T_e) r_i / s \quad (1.45)$$

## Scambio termico per convezione

Si ha trasmissione di energia termica per convezione quando tale trasferimento di energia avviene tra un fluido (liquido o gas) ed un solido in moto relativo: pertanto al fenomeno della conduzione si sovrappone il trasporto di energia operato dalle particelle in moto. In dipendenza dalla natura delle forze che causano il moto del fluido in esame si distinguono due tipi di convezione:

- *convezione naturale*
- *convezione forzata*

Nel caso di *convezione naturale* il moto delle particelle è determinato essenzialmente dalle forze di galleggiamento innescate dalle variazioni di densità in seno al fluido stesso conseguenti alle differenze di temperatura; viceversa nel caso di *convezione forzata* il moto delle particelle è dovuto a forze esterne al fluido, ovvero il moto del fluido è forzato dall'azione di meccanismi, quali pompe o elettroventilatori ed in tal caso le forze di galleggiamento risultano generalmente trascurabili a fronte di quelle inerziali. Nella convezione naturale lo scambio termico convettivo nel fluido ha inizio per cause naturali quando l'equilibrio tra forza di galleggiamento e forza di gravità è turbato dalla disomogeneità della distribuzione della temperatura nel fluido. Caso tipico di convezione naturale è quello che si verifica ad esempio tra una parete e l'aria adiacente a causa della diversità di temperatura; oppure tra un radiatore e l'aria circostante (è evidente l'uso improprio del termine radiatore in questo particolare caso dato che lo scambio termico avviene essenzialmente per convezione). Le particelle meno dense e quindi più leggere vengono pertanto spinte in alto, mentre altre particelle più fredde, e quindi più dense e pesanti, prendono il posto di queste. Esaminati gli aspetti termofisici, la potenza termica scambiata per convezione tra una parete e l'aria adiacente può essere molto semplicemente valutata mediante la seguente equazione:

$$Q = h_c(T_s - T_f)S \quad (1.46)$$

dove:

$T_f = T_\infty$  =temperatura del fluido [K]

$T_s$  =temperatura della superficie di scambio termico [K]

$h_c$  =coefficiente di scambio termico convettivo [ $W/m^2K$ ]

$S$  =superficie interessata dallo scambio termico [ $m^2$ ]

Occorre ricordare che per il caso in esame la temperatura del fluido è spesso indicata con il termine  $T_\infty$  a significare che questa è la temperatura corrispondente alla zona di fluido che non risente del fenomeno convettivo e per questo motivo viene indicata con il pedice  $\infty$ . Nel caso di fluido che scorre in un condotto tale temperatura nei calcoli tecnici viene convenzionalmente assunta pari a quella del fluido che scorre al centro del condotto stesso. La relazione dello scambio termico convettivo non è una legge fisica e questo perché il coefficiente  $h_c$  non dipende solo dalla natura e dallo stato fisico del fluido, come ad esempio per la conducibilità termica, ma dipende anche dalla configurazione geometrica del problema esaminato per lo studio dello scambio termico. Inoltre il valore di  $h_c$  può variare da punto a punto della superficie  $S$  se varia

il moto lungo la stessa e pertanto occorrerà definire un valore medio di tale coefficiente. Il coefficiente  $h_c$  dipende quindi da:

- natura e stato fisico del fluido (compreso la relativa temperatura dipendente dal problema in esame)
- tipo di moto del fluido (laminare o turbolento)
- forma geometrica del solido a contatto col fluido (superficie piana, ellittica, cilindrica etc.)

### Richiami sulla cinematica dei fluidi

Il tipo di moto di un fluido in movimento influenza sensibilmente l'entità del coefficiente di scambio termico convettivo; le condizioni (o regimi) di moto che possono verificarsi sono essenzialmente due:

- *moto laminare*
- *moto turbolento*

I regimi di moto laminare o turbolento si possono manifestare sia per convezione naturale che forzata; in particolare si verifica che:

- il *moto laminare* è caratterizzato da un movimento delle particelle che si muovono parallelamente le une alle altre senza subire brusche deviazioni; il moto laminare è rappresentato quindi da moto uniforme con linee di corrente parallele tra loro lungo le quali si muovono ordinatamente le particelle di fluido; in generale con i fluidi acqua e aria perché si abbia tale moto si devono mantenere velocità molto contenute e la superficie del solido con il quale il fluido è a contatto deve essere quanto più liscia possibile;

- il *moto turbolento* è invece caratterizzato dal moto caotico delle particelle di fluido, il moto risulta non uniforme (o vario); a seconda del fluido tale moto può manifestarsi anche per velocità relativamente contenute, per brusche deviazioni, per eccessiva scabrezza della superficie del solido o per estensioni delle superfici di contatto relativamente elevate; si rileva peraltro che tale condizione è quella che normalmente si verifica per il moto di fluidi all'interno di condotti e tubazioni, e nel moto dell'aria che lambisce esternamente le pareti degli edifici. La differenza tra i due tipi di moto suddetti fu scoperta nel 1883 da Osborne Reynolds nel corso di una celebre esperienza.

In convezione forzata al fine di valutare il *regime di moto* si ricorre ad una grandezza adimensionale che derivata dall'esperienza di Reynolds viene appunto denominata *Numero di Reynolds*  $Re$ :

$$Re = wL\rho/\mu \quad (1.47)$$

dove:

$w$  = velocità media nella sezione del condotto [ $m/s$ ]

$\rho$  = densità del fluido [ $kg/m^3$ ]

$L$  = dimensione caratteristica [ $m$ ]; nel caso di condotti circolari è il diametro; per condotti non circolari rappresenta il diametro idraulico  $D_i = 4A/P$  con  $A$  superficie della sezione e  $P$  perimetro bagnato

$\mu$  =viscosità dinamica  $[kg/ms]$

Per moto di fluidi in condotti l'esperienza ha dimostrato che:

- se  $Re < 2100$  si ha moto laminare
- se  $2100 < Re < 3100$  siamo in regime di transizione
- se  $Re > 3100$  si ha moto turbolento

Il rapporto  $\nu = \mu/\rho$   $[m^2/s]$  prende il nome di viscosità cinematica; adottando tale parametro  $Re$  diventa:

$$Re = WL/\nu \quad (1.48)$$

In convezione naturale il tipo di moto può essere analogamente determinato in funzione del valore del prodotto di altri due numeri adimensionali denominati *Grashof* ( $Gr$ ) e *Prandtl* ( $Pr$ ). Per esempio nel caso di superfici piane verticali si ha moto laminare per valori  $Gr \cdot Pr < 108$ , mentre evidentemente per valori superiori siamo in presenza di moto turbolento. Il prodotto  $Gr \cdot Pr$  prende anche il nome di Numero di *Rayleigh* ( $Ra$ ). Il numero di Grashof è dato dalla seguente relazione:

$$Gr = g\beta L^3(T_s - T_f)/\nu^2 \quad (1.49)$$

dove:

$g$  =accelerazione di gravità  $[m/s^2]$

$L$  =dimensione caratteristica del problema  $[m]$

$T_s$  =temperatura della parete  $[K]$

$T_f$  =temperatura del fluido  $[K]$

$\nu$  =viscosità cinematica  $[m^2/s]$

Fisicamente Grashof esprime quindi il rapporto tra:

1) forze di galleggiamento  $[N/kg]$ :

$$Fg = g\beta(T_s - T_f) \quad (1.50)$$

dove:

$g$  =accelerazione di gravità  $[m/s^2]$

$\beta = 1/(T_s - T_\infty)/2 = 1/T_m$   $[K^{-1}]$  è il coefficiente di dilatazione termica valutato alla temperatura media parete-fluido;

2) forze di attrito viscoso  $Fa = \nu^2/L^3$   $[N/kg]$ : maggiore risulterà tale numero e maggiore sarà lo scambio termico per convezione naturale.

Il numero di *Prandtl* è dato da:

$$Pr = c_P\mu/\lambda_f \quad (1.51)$$

esprimibile anche mediante la relazione:

$$Pr = \nu/\alpha^2 \quad (1.52)$$

dove:

$\nu$  = viscosità cinematica [ $m^2/s$ ]

$\alpha^2$  = diffusività termica [ $m^2/s$ ]

Il numero di *Prandtl* contrariamente a *Gr* e *Re*, dipende esclusivamente da natura e stato fisico del fluido e pertanto può essere considerato una proprietà termofisica. Maggiore è il numero di *Prandtl* e maggiore risulterà lo scambio termico convettivo (naturale o turbolento).

Per calcolare il coefficiente di convezione  $h_c$  viene introdotto un ulteriore numero puro, il numero di *Nusselt*  $Nu$ :

$$Nu = h_c L / \lambda_f \quad (1.53)$$

Una volta determinato  $Nu$  è possibile calcolare il valore di  $h_c$  e quindi tramite la quantità di energia termica scambiata per convezione.

$$h_c = Nu \lambda_f / L \quad (1.54)$$

La determinazione del coefficiente convettivo di scambio termico  $h_c$  può essere affrontata in generale con diversi metodi fra cui si ricorda quello dell'analisi dimensionale combinata con esperimenti; tale metodo generalizza i risultati ottenuti con un'analisi teorica: il metodo consiste nell'associare ai risultati sperimentali la determinazione di gruppi adimensionali di variabili (*Re*, *Gr*, *Pr*) da cui dedurre il valore di  $Nu$  e quindi di  $h_c$ . Uno dei metodi utilizzati per raggruppare le variabili è il teorema  $\pi$  o di *Buckingham*. Tramite questa metodologia l'analisi dimensionale combina le variabili in gruppi adimensionali, come per esempio il numero di *Gr*, *Pr* o di *Re* visti in precedenza, che consentono una facile interpretazione dei dati sperimentali e ne estendono il campo di applicazione con il procedimento sotto schematizzato:

1. risultati sperimentali
2. individuazione delle variabili
3. raggruppamento di queste in gruppi adimensionali
4. estensione dei risultati a situazioni geometricamente e fisicamente simili mediante la correlazione dei risultati sperimentali ai gruppi adimensionali

E' evidente però che per usare tale metodo è necessario conoscere a priori, ovvero dai risultati sperimentali, quali variabili influenzano il fenomeno in esame ed il successo dell'operazione consiste nell'opportuna scelta di tali variabili. Dunque tramite l'analisi dimensionale ed il teorema  $\pi$  si ricavano raggruppamenti adimensionali che descrivono il fenomeno convettivo; la correlazione dei risultati sperimentali ai gruppi adimensionali si può esprimere come segue

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (1.55)$$

che ha validità generale per la convezione naturale o forzata.

Peraltro si osserva che nel caso di convezione forzata viene meno la dipendenza dal numero di *Grashof* e quindi la relazione funzionale sarà del tipo:

$$Nu = a(Re)^b(Pr)^c \quad (1.56)$$

Le indagini sperimentali, condotte per varie situazioni di scambio termico convettivo, consentono pertanto la determinazione degli esponenti suddetti che vengono pertanto riportati in letteratura.

Nel caso di moto laminare essendo  $b = c$  si ha:

$$Nu = a(RePr)^n \quad (1.57)$$

il prodotto  $(RePr)$  prende il nome di numero di *Peclet* ( $Pe$ ).

Nel caso invece di convezione naturale viene meno la dipendenza dal numero di Reynolds e quindi si avrà:

$$Nu = C(Gr)^a(Pr)^b \quad (1.58)$$

Nel caso di moto laminare essendo  $a = b$  si ha:

$$Nu = C(GrPr)^n \quad (1.59)$$

il prodotto  $(GrPr)$  prende il nome di numero di *Rayleigh* ( $Ra$ ) e può essere utilizzato per valutare il tipo di moto per convezione naturale.

Determinato il valore  $Nu$  dalle suddette relazioni si calcola il valore del coefficiente di scambio termico convettivo  $h_c$ :

$$h_c = Nu\lambda f/L \quad (1.60)$$

Quindi la procedura per il calcolo della potenza termica scambiata per convezione è così riassumibile:

1) individuazione da tabella, in funzione del problema fisico e geometrico, dei coefficienti necessari per la determinazione del numero di Nusselt

2) calcolo del coefficiente convettivo  $h_c = Nu\lambda/L$

3) calcolo dello scambio termico convettivo  $Q_c = h_c S \Delta T$

## Scambio termico per irraggiamento

Lo scambio termico di energia per irraggiamento tra il corpo umano e l'ambiente circostante è molto importante ai fini del benessere e deve pertanto essere conosciuto nei suoi meccanismi principali.

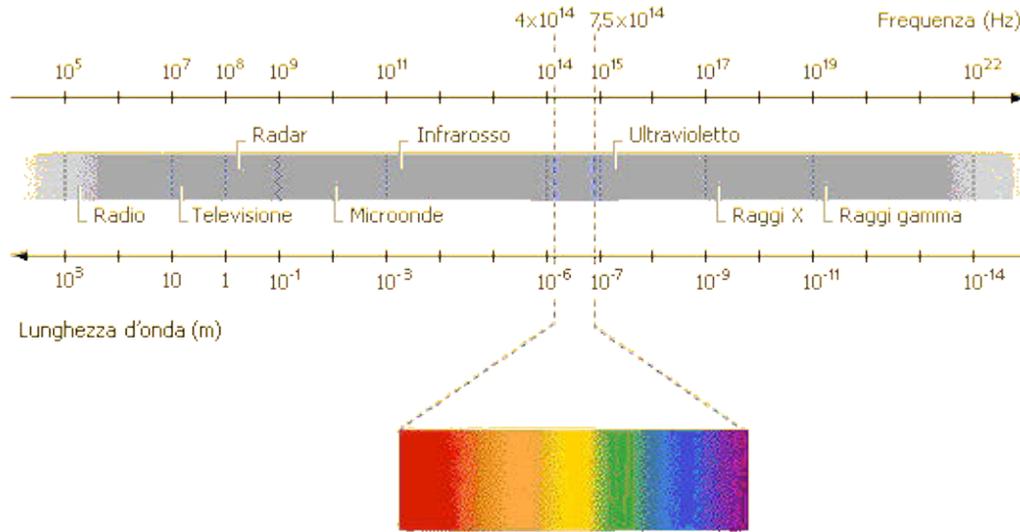


Figura 1.14: Spettro della radiazione elettromagnetica

Per la maggior parte delle applicazioni prese in esame ai fini degli scambi energetici è importante solo la radiazione termica. L'irraggiamento termico è definito come l'energia radiante emessa da un corpo a causa della sua temperatura, cioè l'emissione di radiazioni termiche dipende dalla Temperatura assoluta, dalla natura del corpo emittente e dalle caratteristiche della sua superficie (compresa la rugosità); in altri termini un corpo emette energia radiante per il solo fatto di possedere una certa temperatura  $T$ , a spese della sua energia interna (cambiamenti del contenuto energetico di atomi e molecole). A livello macroscopico si dice che l'irraggiamento si propaga mediante l'energia posseduta da onde elettromagnetiche che si muovono secondo traiettorie rettilinee. La velocità con cui si propaga la radiazione nel vuoto è pari alla velocità della luce  $c = 3 \cdot 10^8 [m/s]$  ( $300.000 km/s$ ); sussiste peraltro la seguente relazione tra lunghezza d'onda della radiazione e velocità della stessa:

$$\lambda = c/\nu [m] \quad (1.61)$$

dove:

$$\nu = \text{frequenza} [s^{-1}]$$

pertanto tanto maggiore è la frequenza, tanto minore è la lunghezza d'onda della radiazione e viceversa. Di solito la lunghezza d'onda, considerate le dimensioni in gioco, è espressa in  $\mu m$  anziché in  $m$  ( $1 \mu m = 10^{-6} m$ ). Contrariamente alle altre forme di scambio termico che hanno bisogno di un mezzo affinché sia possibile il trasferimento di energia, l'irraggiamento termico è una propagazione di energia che avviene indipendentemente dal mezzo e quindi è possibile anche nel vuoto (v. l'irraggiamento solare). Analizzando

lo spettro della radiazione elettromagnetica (*Figura 1.14*), diviso in vari bande di lunghezza d'onda, emerge che la maggior parte dell'energia termica viene emessa nel campo dell'infrarosso. Gli effetti termici della radiazione si estendono nei campi dall'ultravioletto all'infrarosso all'incirca tra 0,1 e 100 $\mu\text{m}$ . Le lunghezze d'onda di interesse nelle applicazioni dell'energia solare sono comprese fra l'infrarosso e il visibile; il Sole, che ha una temperatura superficiale apparente di circa 5500 °C, emette la maggior parte della sua energia al di sotto di 4  $\mu\text{m}$  più precisamente tra 0,2 e 4  $\mu\text{m}$  al di fuori dell'atmosfera, mentre a livello del suolo terrestre la radiazione solare è sostanzialmente compresa tra 0,3 e 2,5  $\mu\text{m}$  (circa il 99% dell'energia totale emessa). La diversità tra radiazione extratmosferica e quella a livello del suolo è dovuta al fatto che l'energia solare viene in parte assorbita dall'atmosfera (H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>) e pertanto lo spettro di emissione a livello terrestre non è più continuo ma presenta delle "finestre" in corrispondenza delle lunghezze d'onda sensibili ai fenomeni di assorbimento.

Nel campo di lunghezza d'onda compreso tra 0,39 ÷ 0,78  $\mu\text{m}$  si ha il campo del visibile o spettro del visibile; tale campo di radiazioni è estremamente importante al fine della comprensione dei meccanismi della visione e quindi ai fini dello studio dell'illuminazione naturale e artificiale degli ambienti confinati. Al di sotto di 0,37  $\mu\text{m}$  e fino a 0,01  $\mu\text{m}$  si ha il campo dell'ultravioletto, mentre al disopra di 0,78  $\mu\text{m}$  fino a circa 103  $\mu\text{m}$  si ha il campo dell'infrarosso (suddiviso in infrarosso vicino tra 0,78 e 25  $\mu\text{m}$ , ed infrarosso lontano tra 25 e 103  $\mu\text{m}$ ).

Quando dell'energia raggiante  $E$  incide su di un mezzo può essere in parte riflessa  $E_r$ , assorbita  $E_a$  e trasmessa  $E_t$ . Per il principio di conservazione dell'energia:

$$E = E_r + E_a + E_t \quad (1.62)$$

e dividendo tutto per  $E$ :

$$1 = E_r/E + E_a/E + E_t/E = r + a + t \quad (1.63)$$

dove:

$r$  =coefficiente di riflessione

$a$  =coefficiente di assorbimento (assorbanza)

$t$  =coefficiente di trasmissione

I coefficienti suddetti sono in generale funzione della temperatura superficiale del corpo, della lunghezza d'onda della radiazione incedente e dell'angolo di incidenza della stessa. Per lo studio dell'irraggiamento e dei relativi scambi termici usualmente si fa l'ipotesi semplificativa che l'aria sia trasparente all'irraggiamento per cui  $t = 1$ , mentre per i solidi  $t = 0$ , ovvero non trasmettono energia radiante, eccetto quelli che risultano visibilmente trasparenti o traslucidi. Per quest'ultimi, come ad es. il vetro, occorre determinare dei coefficienti spettrali di trasmissione, riflessione ed assorbimento, coefficienti cioè che dipendono dalla lunghezza d'onda (ad es. il vetro trasmette la radiazione visibile ma è opaco nel campo dell'infrarosso). Le superfici trasparenti hanno la proprietà di essere "permeabili" alle lunghezze d'onda fino a 2,5 $\mu\text{m}$ , mentre i corpi "grigi" emettono usualmente a lunghezze d'onda superiori a 2,5 $\mu\text{m}$  (infrarosso); poiché il vetro risulta opaco a tali emissioni, negli ambienti finestrati soggetti ad irraggiamento solare si ha il così detto "effetto serra" con l'aumento della temperatura ambiente dovuto al bilancio energetico positivo tra energia entrante nell'ambiente ed energia riemessa all'esterno. Per lo studio del benessere degli individui in ambiente confinato il coefficiente che più

interessa è quello di assorbimento  $a$ . I corpi vengono così classificati in funzione del loro coefficiente di assorbimento:

- corpi neri:  $a = 1$  tutta l'energia radiante incidente su di esso viene assorbita, indipendentemente dalla lunghezza d'onda e dallo stato fisico;
- corpi grigi:  $a < 1$  per ciascuno di essi il coefficiente di assorbimento risulta costante indipendentemente dalla lunghezza d'onda della radiazione incidente;
- corpi colorati: per essi il coefficiente di assorbimento varia in funzione della lunghezza d'onda e della temperatura.

Un corpo nero, o radiatore ideale, è un corpo che ad ogni temperatura e per qualsiasi lunghezza d'onda emette ed assorbe la massima quantità possibile di radiazione; questa definizione pone pertanto un limite superiore teorico all'emissione delle radiazioni per cui il corpo nero è il campione di riferimento con il quale confrontare le caratteristiche degli altri corpi. In natura il classico corpo nero di riferimento è il sole, gli altri corpi talora possono essere considerati con sufficiente approssimazione grigi a meno che non siano particolarmente lucidi e riflettenti (sono tali ad es. le superfici metalliche).

### Leggi dell'irraggiamento per il corpo nero

L'energia emessa da un corpo nero, per unità di tempo e superficie, alla lunghezza d'onda  $\lambda$  ed alla temperatura assoluta  $T$  [K] è denominata Potere emissivo monocromatico  $E_{n\lambda}(T)$ . La rappresentazione di  $E_{n\lambda}(T)$  in funzione della lunghezza d'onda  $\lambda$  permette di evidenziare la seguente relazione, denominata legge di Wien, o legge del regresso:

$$\lambda_{MAX}T = costante = 2897 [K\mu m] \quad (1.64)$$

dove il valore 2897 della costante vale per valori di  $T$  e  $\lambda$  espressi rispettivamente in  $K$  e in  $\mu m$ . La Legge di Wien evidenzia come all'aumentare della temperatura il massimo dell'emissione regredisca verso valori inferiori di lunghezza d'onda. Per esempio a  $2400K$ ,  $\lambda_{MAX} = 2897/2400 = 1,2\mu m$  ed il massimo dell'emissione si ha nell'infrarosso; per la temperatura apparente del sole pari a circa  $6000K$  risulta:  $\lambda_{MAX} = 2897/6000 = 0,48\mu m$ , pertanto il massimo dell'emissione si ha nel visibile.

L'integrazione nell'intero campo di lunghezza d'onda da 0 a  $\infty$  del potere emissivo monocromatico determina il Potere emissivo integrale del corpo nero  $E_n(T)$  il cui valore è espresso dalla legge di Stefan-Boltzman:

$$E_n(T) = \int_0^{\infty} E_{n\lambda}d\lambda = \sigma T^4 [W/m^2] \quad (1.65)$$

dove  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2K^4]$  è la costante di Stefan-Boltzman.

Tale legge fisica è importante in quanto rivela immediatamente il peso che l'irraggiamento ha nel benessere degli individui in ambienti confinati. Da qui la necessità di mantenere più alta possibile la temperatura delle superfici che circondano il corpo umano al fine di ridurre gli scambi termici per irraggiamento tra questo e le

pareti circostanti. La maggior parte delle superfici comuni non hanno il comportamento ideale del corpo nero e per caratterizzarle si usano grandezze adimensionali, come l'emissività  $\varepsilon$  ed il coefficiente di assorbimento  $a$ , relazionate alle capacità di emettere ed assorbire di una superficie. L'emissività  $\varepsilon$  (detta anche emissività emisferica) è definita nel modo seguente:

$$\varepsilon = E/E_n < 1 \quad (1.66)$$

Analogamente viene definita l'emissività emisferica monocromatica  $\varepsilon_\lambda$  :

$$\varepsilon_\lambda = E_\lambda/E_{n\lambda} \rightarrow E_\lambda = E_{n\lambda}\varepsilon_\lambda \quad (1.67)$$

dove:

$E_\lambda$  =potere emissivo monocromatico della superficie reale ad una determinata temperatura;

$E_{n\lambda}$  =potere emissivo monocromatico del corpo nero alla stessa temperatura.

Sussiste una importante relazione tra emissività monocromatica  $\varepsilon_\lambda$  e assorbanza monocromatica  $a_\lambda$  di una superficie reale messa in evidenza dalla Legge di Kirchhoff:

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = a_\lambda(\lambda, T) \quad (1.68)$$

che esprime il fatto, importantissimo ai fini dell'irraggiamento, che ad ogni lunghezza d'onda  $\lambda$  e temperatura  $T$  una superficie tanto più emette quanto più assorbe. A questo proposito, per facilitare i calcoli, spesso si ipotizza che il comportamento della superficie reale sia all'incirca eguale a quella di un corpo grigio, per il quale per definizione i valori  $a_\lambda$  e  $\varepsilon_\lambda$  sono uniformi in tutto il campo di lunghezza d'onda. Per i calcoli di scambio termico si utilizza una emissività media, o un coefficiente di assorbimento medio, per l'intervallo di lunghezza d'onda di particolare interesse. In definitiva l'approssimazione del comportamento della superficie reale come corpo grigio consente di definire il potere emissivo  $E$  di quest'ultimo mediante la seguente relazione:

$$E = \varepsilon\sigma T^4 [W/m^2] \quad (1.69)$$

Tale risultato è analogo a quello ottenuto con la legge di Stefan-Boltzman ma la relazione suddetta non è una legge fisica in quanto  $\varepsilon$  varia in funzione della natura della superficie del corpo.

### Scambio termico per irraggiamento

Nella valutazione dello scambio termico per irraggiamento, al fine di semplificare i calcoli si fanno in generale le seguenti ipotesi:

- tutte le superfici si comportano come corpi grigi o neri (le proprietà radiative sono così indipendenti dalla lunghezza d'onda);
- la riflessione avviene in modo diffuso e l'energia incidente si considera uniforme;
- le proprietà radiative si considerano uniformemente distribuite sulle superfici aventi inoltre temperatura uniforme;

- assorbanza ed emissività sono eguali ed indipendenti dalla temperatura della sorgente radiativa;
- l'atmosfera frapposta tra superfici radianti non assorbono né emettono radiazioni.

Le ipotesi suddette semplificano sensibilmente le problematiche in esame anche se evidentemente ciò va a scapito della precisione dei risultati che risultano così più o meno approssimati. Un'ulteriore semplificazione deriva dal fatto che in molte delle applicazioni lo scambio termico avviene fra due sole superfici.

Ciò premesso la quantità di energia termica scambiata per irraggiamento, in regime stazionario, è data dalla relazione:

$$Q_{12} = F_{\varepsilon} F_{12} S_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) [W] \quad (1.70)$$

dove:

$F_{\varepsilon}$  =fattore di emissività

$F_{12}$  =fattore di forma (dipendente dalla natura geometrica del problema)

Due casi particolari dell'equazione sono di interesse rilevante:

1. quelli di un piccolo oggetto completamente contenuto in un'altro molto più grande
2. quello di due superfici piane parallele di estensione infinita.

Caso 1. - Nel caso di un piccolo oggetto convesso 1 completamente contenuto in uno molto più grande 2 ( $S_1/S_2 \cong 0$ ), potendo considerare che tutta l'energia emessa da 1 sia praticamente assorbita da 2 (ovvero  $a_2 \cong 1$ ), risulta  $F_{\varepsilon} = \varepsilon_1$  e  $F_{12} = 1$  e quindi la suddetta relazione diviene:

$$Q_{12} = \varepsilon_1 S_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) [W] \quad (1.71)$$

Tale relazione è molto importante poichè molti problemi di scambio termico possono essere ricondotti a tale condizione: la relazione può essere usata per valutare gli scambi radiativi con l'ambiente circostante considerato a temperatura uniforme.

Caso 2. - Le superfici  $S_1$  e  $S_2$  sono eguali tra loro ed il fattore di vista  $F_{12} = 1$ , pertanto si ha:

$$Q_{12} = S_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) / (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) [W] \quad (1.72)$$

dalla quale risulta:

$$F_{\varepsilon} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$$

Se le superfici sono nere la suddetta relazione si riduce semplicemente a:

$$Q_{12} = S_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) [W] \quad (1.73)$$

Le relazioni che esprimono l'energia termica scambiata per irraggiamento, in regime stazionario, nelle tre forme viste, possono essere riscritta nella forma seguente:

$$Q_{12} = F_{\varepsilon} F_{12} S_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \rightarrow Q_{12} = F_{\varepsilon} F_{12} S_1 \sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2) \quad (1.74)$$

Per valori di  $T_1$  e  $T_2$  non molto differenti al posto di  $(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)$ , introducendo la temperatura media  $T_m = (T_1 + T_2)/2$ , si può mettere  $4T_m^3$ , e quindi considerare  $Q_{12}$  funzione della sola differenza  $(T_1 - T_2)$  secondo la relazione seguente che esprime lo scambio termico per irraggiamento:

$$Q_{12} = h_i S_1 (T_1 - T_2) [W] \quad (1.75)$$

nella quale si è posto:  $h_i = F_\varepsilon F_{12} \sigma 4T_m^3 [W/m^2K]$  dove  $h_i$  è il coefficiente di scambio termico per irraggiamento; è importante ricordare che se le due superfici interessate dallo scambio termico sono diverse, allora il valore numerico di  $h_i$  dipende dalla superficie assunta come riferimento.

Analogamente alla relazione che definisce il coefficiente di convezione, anche la relazione che definisce il coefficiente di irraggiamento non è una legge fisica, essendo  $h_i$  dipendente da una serie di parametri geometrici e fisici che lo vincolano ad una particolare situazione. Per le situazioni della tecnica più comuni i valori di  $h_i$  si trovano tabulati in apposite tabelle.

In tutti i casi pratici, lo scambio termico dipende, quindi, oltre che dalla natura delle superfici, dalla configurazione geometrica; di ciò si tiene conto mediante il fattore di configurazione o fattore di forma, che viene definito come la frazione di energia radiante emessa da una superficie che incide direttamente su di una seconda superficie, ipotizzando che entrambe le superfici siano diffondenti in maniera uniforme (superfici nere o grigie):

$$F_{12} = Q_{12}/Q_1 < 1 \quad (1.76)$$

ovvero come il rapporto tra l'energia emessa dalla superficie 1 che incide su 2 e l'energia totale emessa dalla superficie 1. Il primo pedice, per convenzione, si riferisce alla superficie emittente mentre il secondo pedice si riferisce alla superficie ricevente. In generale, comunque, la determinazione del fattore di vista per una configurazione geometrica che non sia molto semplice è piuttosto complessa. In letteratura si trovano già calcolati i fattori di vista per alcune delle situazioni più comuni.

## Capitolo 2

# Benessere termico

Lo scopo principale dei sistemi di riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria è fornire condizioni di benessere termico. Come definizione di comfort termico si può citare quella dell' ASHRAE Standard 55: "Il comfort termico è quella condizione mentale che esprime soddisfazione per l'ambiente termico". Questa definizione non precisa che cosa si è inteso per condizione mentale o soddisfazione, ma sottolinea che il giudizio di benessere è un processo cognitivo che implica molti input influenzati da processi fisici, fisiologici, psicologici e di altro tipo.

Risulta evidente che il benessere e il disagio termico dipendono dalla temperatura, dalla sensazione di umidità sulla pelle, dalla temperatura dei tessuti interni del corpo e dagli sforzi necessari per la termoregolazione (Hensel 1973, 1981; Hardy e al. 1971; Gagge 1937; Berglund 1995). In generale, il comfort si verifica quando le temperature del corpo subiscono limitate variazioni, l'umidità della pelle è bassa e lo sforzo fisiologico della termoregolazione è minimizzato. Il comfort dipende anche da attività intraprese, inconsapevolmente o consciamente, guidate da sensazioni termiche e di umidità.

Alcune delle possibili azioni comportamentali per ridurre il disagio sono: variare l'abbigliamento, l'attività, la postura e la posizione, regolare il termostato, aprire una finestra etc... .

Sorprendentemente, sebbene le condizioni climatiche, le condizioni di vita e le culture differiscano profondamente in ogni parte del mondo, si è osservato che a parità di condizioni di abbigliamento, attività e umidità la temperatura ritenuta essere ottimale per il benessere termico risulta essere simile ( Fanger 1972; de Dear et al. 1991; Busch 1992).

Nei paragrafi a seguire sono riportati i "fondamentali" del metodo ASHRAE utili all'ingegnere progettista per assicurare comfort e salute agli occupanti di case ed edifici.

### 2.1 Termoregolazione del corpo umano

Le attività metaboliche del corpo producono come risultato quasi unicamente calore che deve essere continuamente dissipato e regolato per mantenere le temperature del corpo entro valori "normali". L'insufficiente perdita di calore porta a surriscaldamento, chiamato anche *ipertermia*, e un'eccessiva perdita di calore porta al raffreddamento del corpo, detto *ipotermia*.

La temperatura della pelle al di sopra di  $45^{\circ}C$  o al di sotto di  $18^{\circ}C$  è causa di malessere (Hardy et al. 1952). Le temperature della pelle associate a comfort con attività sedentarie sono  $33^{\circ}C$  e  $34^{\circ}C$  e decrescono

con l'incremento dell'attività (Fanger 1968). Al contrario, le temperature dei tessuti interni del corpo crescono con l'attività. Il centro di regolazione della temperatura nel cervello si trova a circa  $36.8^{\circ}\text{C}$  a riposo e cresce a circa  $37,4^{\circ}\text{C}$  quando si cammina e a  $37.9^{\circ}\text{C}$  quando si corre. Una temperatura interna minore di circa  $28^{\circ}\text{C}$  può portare a grave aritmia cardiaca e alla morte, e una temperatura più alta di  $46^{\circ}\text{C}$  può causare irreversibili danni cerebrali: quindi un'attenta regolazione della temperatura del corpo è essenziale sia per il benessere che per la salute della persona.

Il calore prodotto da un adulto in riposo è di circa  $100\text{W}$ . Poiché la maggior parte di questo calore è trasferito all'ambiente attraverso la pelle, è spesso conveniente contraddistinguere le attività metaboliche in termini di produzione di calore per unità di superficie di pelle. Per una persona in riposo, questo vale circa  $58\text{W}/\text{m}^2$  e si indica come 1 *met*. Questo valore è basato sull'uomo medio europeo, con una superficie della pelle di circa  $1,8\text{m}^2$ . Differenze notevoli di questo parametro possono trovarsi fra gruppi etnici e zone geografiche diverse. I tassi metabolici più alti sono spesso descritti in termini di tasso a riposo: così una persona in attività con un tasso metabolico cinque volte il tasso a riposo, si dice abbia un tasso metabolico di 5 *met*.

L'*ipotalamo*, situato nel cervello, è l'organo per il controllo centrale della temperatura del corpo. Possiede sensori che rilevano sensazione di caldo e di freddo ed è irrorato da sangue arterioso. Siccome la velocità di ricircolo del sangue nel corpo è rapida ed il sangue è miscelato nel cuore prima di ritornare in circolo, allora il sangue arterioso è indicativo della temperatura media interna del corpo. L'*ipotalamo* riceve anche le informazioni termiche da sensori situati nella pelle e forse anche in altre posizioni come midollo spinale e intestino, come descritto da Hensel (1981).

L'*ipotalamo* controlla i vari processi fisiologici del corpo per regolarne la temperatura. Il più importante processo fisiologico è la regolazione del flusso del sangue alla pelle. Quando le temperature interne crescono al di sopra del set-point, una parte del sangue totale è diretto alla pelle. Questa *vasodilatazione* dei vasi sanguigni della pelle può far aumentare il flusso sanguigno fino a 15 volte: da  $1.7\text{mL}/(\text{sm}^2)$  in condizioni di riposo a  $25\text{mL}/(\text{sm}^2)$  in condizioni di estremo disagio, al fine trasportare il calore interno alla pelle e poi trasferirlo all'ambiente. Quando le temperature del corpo scendono al di sotto del set-point, il flusso sanguigno della pelle è ridotto (*vasocostrizione*) per conservare il calore del corpo. A temperature minori del set-point, la tensione muscolare cresce per generare calore supplementare: questo fenomeno è ben visibile dove i gruppi muscolari sono opposti in cui si ha *rabbrivimento*. I brividi possono raddoppiare la quota di produzione di calore in riposo.

A elevate temperature interne, avviene il fenomeno della *sudorazione*. Questo meccanismo di difesa è una potente via per rinfrescare la pelle e aumentare la perdita di calore dall'interno. La funzione della sudorazione della pelle e il suo controllo è più avanzato negli uomini che in altri animali ed è sempre necessario per il benessere per tassi metabolici sopra il livello di riposo (Fanger 1968). Le ghiandole sudorifere pompano sudore sulla superficie della pelle affinché questo evapori. Se le condizioni per l'evaporazione sono buone, la pelle può rimanere relativamente secca fino ad alti tassi di sudorazione con una piccola percezione della stessa. In condizioni meno favorevoli, il sudore deve distribuirsi sulla pelle attorno alla ghiandola sudorifera fino a che la superficie coperta dal sudore sia sufficiente per far avvenire l'evaporazione. La frazione di pelle che è coperta con il sudore è definita *skin wettedness* ovvero "umidità" della pelle (Gagge 1937).

Gli esseri umani sono in grado di percepire il livello di umidità della pelle (Berglund e Cunningham 1986; Berglund 1994), e quest'ultima è direttamente correlata alla percezione di disagio (Wislow et al. 1937). E'

raro che una persona sedentaria o leggermente attiva sia, in condizioni di comfort, con una frazione di pelle coperta dal sudore (*wettedness*) maggiore del 25%. Inoltre la *wettedness* della pelle accresce l'attrito tra pelle e tessuti, rendendo l'abbigliamento meno piacevole ed facendo sentire i tessuti più ruvidi (Gwosdow et al.1987).

Con una esposizione al calore ripetuta ed intermittente, il set-point a causa dell'insorgenza della sudorazione decresce, ma aumenta la sensibilità alla temperatura del sistema di sudorazione (Gonzales et al. 1978, Hensel 1981). Tuttavia, con un'esposizione al calore continuativa per lunghi periodi, il set-point cresce, forse per ridurre lo sforzo fisiologico di sudorazione. La sudorazione come secrezione ha una più bassa concentrazione di sali del fluido interstiziale del corpo o del plasma sanguigno. Dopo una prolungata esposizione al calore, le ghiandole sudorifere riducono ulteriormente la concentrazione nel sudore di sali al fine di conservarli. Sulla superficie della pelle l'acqua contenuta nel sudore evapora, mentre i sali disciolti e gli altri costituenti si accumulano. Dal momento che il sale abbassa la tensione di vapore dell'acqua ostacolandone l'evaporazione, l'accumulo di sali porta all'aumento della *wettedness* con il tempo.

## 2.2 Equazione del bilancio energetico

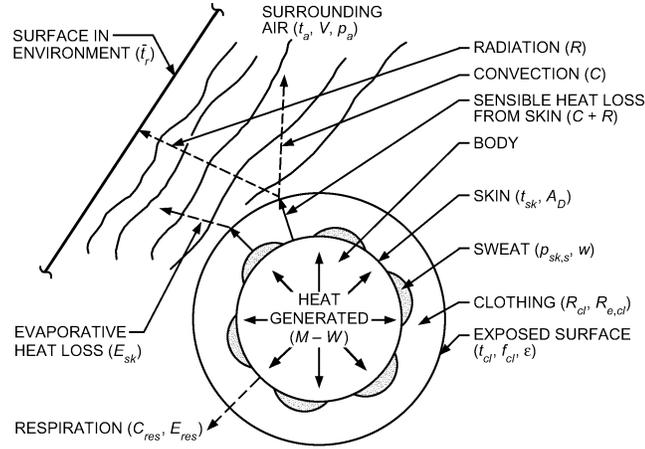


Figura 2.1: Interazione termica del corpo umano con l'ambiente . (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE-2001*).

La Figura 2.1 mostra l'interazione termica del corpo umano con l'ambiente. Il tasso metabolico totale di lavoro  $M$  prodotto all'interno del corpo è il tasso metabolico richiesto per l'attività di una persona  $M_{act}$  sommato al livello metabolico richiesto per aumentare la tensione muscolare al fine di ottenere rabbrivimento,  $M_{shiv}$ . Una parte dell'energia prodotta dal corpo può essere consumata dal lavoro esterno dei muscoli ( $W$ ): la produzione netta di calore ( $M-W$ ) è o immagazzinata ( $S$ ), causando l'aumento della temperatura del corpo, o dissipata nell'ambiente attraverso la superficie della pelle ( $q_{sk}$ ) e attraverso le vie respiratorie ( $q_{res}$ ). Si può quindi scrivere l'equazione di bilancio energetico :

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + S$$

ovvero:

$$M - W = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr}) \quad (2.1)$$

dove :

$M$  = lavoro prodotto dal corpo ( $M_{act} + M_{shiv}$ ) [ $W/m^2$ ]

$W$  = lavoro meccanico compiuto dai muscoli [ $W/m^2$ ]

$M-W$  = produzione netta di calore per unità di tempo e di superficie [ $W/m^2$ ]

$q_{sk}$  = calore dissipato attraverso la pelle [ $W/m^2$ ]

$q_{res}$  = calore dissipato attraverso la respirazione [ $W/m^2$ ]

$S$  = calore accumulato ( $S_{sk} + S_{cr}$ ) [ $W/m^2$ ]

$C + R$  = flusso di calore (calore sensibile) [ $W/m^2$ ]

$E_{sk}$  = calore perso per evaporazione dalla pelle ( $E_{rsu} + E_{dif}$ ) [ $W/m^2$ ]

$E_{rsu}$  = calore latente perso dall'evaporazione del sudore [ $W/m^2$ ]

$E_{dif}$  = calore latente perso dall'evaporazione dell'umidità diffusa attraverso la pelle [ $W/m^2$ ]

$C_{res}$  = calore perso per convezione con la respirazione [ $W/m^2$ ]

$E_{res}$  = calore perso per evaporazione con la respirazione [ $W/m^2$ ]

$S_{sk}$  = calore immagazzinato nella pelle [ $W/m^2$ ]

$S_{cr}$  = calore immagazzinato nei tessuti interni [ $W/m^2$ ]

La dissipazione del calore attraverso il corpo avviene con parecchie modalità di scambio termico: flusso di calore sensibile  $C + R$  dalla pelle; flusso di calore latente attraverso l'evaporazione del sudore  $E_{rsw}$  e l'evaporazione dell'umidità diffusa attraverso la pelle  $E_{dif}$ ; flusso di calore sensibile durante la respirazione  $C_{res}$ , e flusso di calore latente dovuto all'evaporazione dell'umidità durante la respirazione  $E_{res}$ . Il flusso di calore sensibile dalla pelle è un processo complesso che comprende conduzione, convezione, e irraggiamento per una persona vestita; tuttavia, esso è uguale alla somma del calore trasferito per convezione  $C$  e per irraggiamento  $R$  dalla superficie dell'abbigliamento esterno (oppure dalla pelle esposta) all'ambiente.

Il calore sensibile e il calore latente persi dalla pelle sono espressi in termini di fattori ambientali, temperatura della pelle  $t_{sk}$  e frazione di pelle bagnata  $w$  (*wettedness* della pelle). Le espressioni comprendono anche i fattori che costituiscono l'isolamento termico e la permeabilità all'umidità dei vestiti.

Le variabili indipendenti ambientali possono essere riassunte :

$t_a$  = temperatura dell'aria [ $^{\circ}C$ ]

$\bar{t}_r$  = temperatura media radiante misurata con il "globotermometro" in presenza di fonti di calore radianti  
 $t_a + \bar{t}_r$  ( $\bar{t}_r \leq t_a$  è una condizione preferibile per la qualità dell'ambiente) [ $^{\circ}C$ ]

$V$  = velocità relativa dell'aria [ $m/s$ ]

$p_a$  = pressione del vapore d'acqua presente nell'ambiente [ $kPa$ ]

Le variabili personali indipendenti che influenzano il comfort termico sono l'attività e l'abbigliamento.

La più usata misura della superficie nuda di un corpo, originalmente proposta da DuBois (1916), è descritta da:

$$A_D = 0.202m^{0.425}l^{0.725} \quad (2.2)$$

dove:

$A_D$  = DuBois surface area [ $m^2$ ]

$m$  = massa [ $kg$ ]

$l$  = altezza [ $m$ ]

Si applica un fattore correttivo  $f_{cl} = A_{cl}/A_D$  ai termini di trasferimento di calore dalla pelle ( $C$ ,  $R$  and  $E_{sk}$ ) per valutare l'effettiva area della superficie  $A_{cl}$  del corpo vestito.

Questo fattore può essere ricavato da tabelle specifiche per i vari abbigliamento. Per un uomo alto 1,73 m e del peso di 70 kg, si ha  $A_D = 1,8 m^2$ .

Tutti i termini nelle equazioni di base del bilancio energetico sono espresse per unità di area di superficie di DuBois.

## Analisi dei termini presenti nell'equazione di bilancio dell'energia

### I) Tasso di immagazzinamento del calore

La quantità di calore immagazzinato nel corpo è uguale all'aumento di energia interna. Il corpo può essere considerato come due compartimenti termici, la pelle e tessuti interni. Il tasso di immagazzinamento può essere scritto separatamente per ciascun compartimento in termini di capacità termica e di variazione della temperatura nel tempo:

$$S_{cr} = \frac{(1 - \alpha_{sk})mc_{p,b}}{A_D} \frac{dt_{cr}}{d\theta} \quad (2.3)$$

$$S_{sk} = \frac{\alpha_{sk}mc_{p,b}}{A_D} \frac{dt_{sk}}{d\theta} \quad (2.4)$$

dove:

$S_{cr}$  = calore immagazzinato nell'interno  $[W/m^2]$

$S_{sk}$  = calore immagazzinato nella pelle  $[W/m^2]$

$\alpha_{sk}$  = frazione di massa corporea concentrata nei tessuti della pelle che dipende da  $m_{bl}$  : flusso di sangue in superficie

$m$  = massa corporea  $[kg]$

$c_{p,b}$  = calore specifico del corpo :  $3490 [J/kgK]$

$A_D$  = DuBois area corporea  $[m^2]$

$t_{cr}$  = temperatura dei tessuti interni  $[^\circ C]$

$t_{sk}$  = temperatura della pelle  $[^\circ C]$

$\theta$  = tempo  $[s]$

### II) Perdita di calore sensibile dalla pelle

Lo scambio di calore sensibile dalla superficie della pelle all'ambiente circostante avviene attraverso i vestiti. Questo passaggio può essere descritto in termini di trasferimento di calore dalla superficie della pelle, attraverso l'isolamento dei vestiti, alla superficie esterna dei vestiti e dalla superficie esterna dei vestiti all'ambiente. La perdita di calore per convezione,  $C$ , e la perdita di calore per irraggiamento,  $R$ , dalla superficie esterna dei vestiti, possono essere espresse in termini di un coefficiente di trasferimento di calore e la differenza tra la temperatura media  $t_{cl}$  della superficie esterna dei vestiti e la temperatura dell'ambiente  $t_a$  ( ovvero  $\bar{t}_r$  per la perdita per irraggiamento) :

$$C = f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a) \quad (2.5)$$

$$R = f_{cl}h_r(t_{cl} - \bar{t}_r) \quad (2.6)$$

dove:

$C$  = calore sensibile scambiato per convezione  $[W/m^2]$

$R$  = calore sensibile scambiato per irraggiamento  $[W/m^2]$

$f_{cl}$  = fattore della superficie dei vestiti  $\frac{A_{cl}}{A_D}$  [adimensionale]

$h_c$  = coefficiente di trasferimento di calore per convezione valutato sulla superficie dei vestiti  $[W/m^2K]$

$h_r$  = coefficiente di trasferimento di calore per irraggiamento valutato sulla superficie dei vestiti [ $W/m^2K$ ]

$t_{cl}$  = temperatura della superficie esterna dei vestiti [ $^{\circ}C$ ]

$t_a$  = temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ]

$\bar{t}_r$  = temperatura media radiante [ $^{\circ}C$ ]

Le due equazioni sono spesso combinate in un'unica espressione per descrivere lo scambio totale del calore sensibile in termini di una temperatura operativa  $t_o$  (media di  $\bar{t}_r$  e  $t_a$  pesata sui coefficienti  $h_c$  e  $h_r$ ) e un coefficiente combinato di trasferimento di calore  $h$  :

$$C + R = f_{cl}h(t_{cl} - t_o) \quad (2.7)$$

dove:

$$t_o = \frac{h_r\bar{t}_r + h_c t_a}{h_r + h_c}$$

$$h = h_r + h_c$$

Ma è anche vero che il trasferimento di calore sensibile attraverso i vestiti coinvolge fenomeni combinati di conduzione, convezione ed irraggiamento conviene quindi definire un'unica resistenza termica dei vestiti definita da:

$$C + R = (t_{sk} - t_{cl})/R_{cl} \quad (2.8)$$

dove:

$R_{cl}$  = resistenza termica dei vestiti [ $m^2K/W$ ]

$t_{sk}$  = temperatura pelle [ $^{\circ}C$ ]

Combinando le due ultime equazioni, al fine di eliminare  $t_{cl}$  otteniamo:

$$C + R = (t_{sk} - t_o)/R_{cl} + 1/(f_{cl}h) \quad (2.9)$$

### III ) Perdita di calore per evaporazione dalla pelle

La perdita di calore per evaporazione  $E_{sk}$  dalla pelle dipende dalla frazione di pelle umida e dalla differenza tra la pressione del vapore d'acqua sulla pelle e nell'aria dell'ambiente :

$$E_{sk} = \frac{w(p_{sk,s} - p_a)}{R_{e,cl} + 1/(f_{cl}h_e)} \quad (2.10)$$

dove:

$w$  = frazione di pelle umida [*adimensionale*]

$p_{sk,s}$  = pressione del vapore d'acqua sulla pelle; solitamente assunta essere quella del vapore d'acqua saturo a  $t_{sk}$  [ $kPa$ ]

$p_a$  = pressione parziale di vapore d'acqua nell'aria ambiente alla temperatura  $t_a$  [ $kPa$ ]

$R_{e,cl}$  = resistenza dei vestiti all'evaporazione (analogo a  $R_{cl}$ ) [ $m^2kPa/W$ ]

$h_e$  = coefficiente di evaporazione (analogo ad  $h_c$ ) [ $W/m^2kPa$ ]

La frazione di pelle umida è definita come il rapporto tra la perdita di calore per evaporazione allo stato attuale  $E_{sk}$  e la massima evaporazione  $E_{max}$  a parità di condizioni e con la pelle completamente coperta di sudore ( $w = 1$ ) . La perdita di calore per evaporazione dalla pelle è una combinazione di evaporazione del

sudore prodotto dal meccanismo di controllo termoregolatore  $E_{rsw}$  e la diffusione naturale di acqua attraverso la pelle  $E_{dif}$  :

$$E_{sk} = E_{rsw} + E_{dif} \quad (2.11)$$

dove:

$$E_{rsw} = m_{rsw} \dot{h}_{fg} \quad (2.12)$$

con:

$m_{rsw}$  = velocità di generazione del sudore [ $kg/sm^2$ ]

$h_{fg}$  = calore latente di vaporizzazione [ $J/kg$ ] (esempio =  $2,43 \cdot 10^6$  [ $J/kg$ ] a  $30^\circ C$ )

La frazione di pelle umida necessaria al fine di consentire l'evaporazione del sudore di termoregolazione è :

$$w_{rsw} = \frac{E_{rsw}}{E_{max}} \quad (2.13)$$

In assenza di sudorazione naturale, la frazione di pelle umida dovuta alla diffusione, è approssimativamente 0.06 in condizioni normali, mentre scende a 0.02 in condizioni particolari. In presenza di sudorazione regolatrice, il valore 0.06 si applica solo alla porzione di pelle non coperta da sudore ( $1 - w_{rsw}$ ); la perdita di calore per evaporazione attraverso la diffusione è:

$$E_{dif} = (1 - w_{rsw})0.06E_{max} \quad (2.14)$$

da queste equazioni si ottiene :

$$w = w_{rsw} + 0,06(1 - w_{rsw}) = 0,06 + 0,94 \frac{E_{rsw}}{E_{max}} \quad (2.15)$$

quindi , noto  $w$  , si ricava:

$$E_{sk} = wE_{max} \quad (2.16)$$

Sebbene il calore perso per evaporazione  $E_{sk}$  come descritto nell'equazione (2.10), dipenda da  $w$ , il corpo non regola direttamente l'umidità della pelle, ma piuttosto regola la velocità di generazione del sudore  $m_{rsw}$  (equazione 2.12). L'umidità della pelle è quindi un risultato dell'attività delle ghiandole sudorifere. Un'umidità della pelle pari a 1,0 è da considerarsi il limite superiore teorico. Nel caso  $w$  fosse maggiore di 1,0 l'equazione (2.12) non è più valida, poichè non evaporerebbe tutto il sudore.

L'umidità della pelle è strettamente correlata ad una condizione di disagio alle alte temperature e risulta essere una misura affidabile dello stress termico. Nella maggior parte delle situazioni è difficile superare  $w = 0,8$  (Berglund e Gonzalez (1978)). Azer (1982) consiglia 0,5 da assumere come limite superiore.

#### IV) Perdite respiratorie

Durante la respirazione il corpo perde una significativa quantità sia di calore sensibile che il calore latente attraverso la convezione e l'evaporazione, poichè l'aria è inspirata a condizioni ambiente ed espirata quasi satura ad una temperatura solo leggermente più bassa di  $t_{cr}$ .

Il calore totale e l'umidità persi a causa della respirazione sono:

$$q_{res} = C_{res} + E_{res} = \frac{\dot{m}_{res}(h_{ex} - h_a)}{A_D} \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_{w,res} = \frac{\dot{m}_{res}(W_{ex} - W_a)}{A_D} \quad (2.18)$$

dove:

$\dot{m}_{res}$  = tasso di ventilazione polmonare [ $kg/s$ ]

$h_{ex}$  = entalpia aria espulsa [ $J/kg$ ] (aria secca)

$h_a$  = entalpia aria inspirata dall'ambiente [ $J/kg$ ] (aria secca)

$\dot{m}_{w,res}$  = portata di vapor d'acqua perso dai polmoni [ $kg/s$ ]

$W_{ex}$  = titolo dell'aria espulsa

$W_a$  = titolo dell'aria inspirata

In circostanze normali, il tasso di ventilazione polmonare è prevalentemente una funzione del tasso metabolico (Fanger 1970):

$$\dot{m}_{res} = K_{res} M A_D \quad (2.19)$$

dove:

$M$  = tasso metabolico [ $W/m^2$ ]

$K_{res}$  = costante di proporzionalità  $1,43 \cdot 10^{-6}$  [ $kg/J$ ]

L'aria quando viene espirata dai polmoni è quasi satura e vicina alla temperatura del corpo. Per gli ambienti interni (McCutchan e Taylor 1951), la temperatura dell'aria espirata e la percentuale di umidità sono funzioni delle condizioni ambiente :

$$t_{ex} = 32,6 + 0,066t_a + 32W_a \quad (2.20)$$

$$W_{ex} = 0,0277 + 0,000065t_a + 0,2W_a \quad (2.21)$$

dove:

$t_a$  = temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ]

$t_{ex}$  = temperatura aria espirata [ $^{\circ}C$ ]

Per condizioni estreme, come ambienti all'aperto in inverno, bisogna usare relazioni differenti (Holmer 1984).

Usando la nota relazione:

$$W_a = 0,622 \frac{p_a}{p_t - p_a} \quad (2.22)$$

dove:

$p_a$  = pressione parziale del vapore d'acqua dell'ambiente [ $kPa$ ]

$p_t$  = pressione barometrica totale [ $kPa$ ]

operando alcune semplificazioni, si può esprimere  $q_{res}$  in termini di calore sensibile  $C_{res}$  e calore latente  $E_{res}$  :

$$C_{res} = 0,0014M(34 - t_a) \quad (2.23)$$

$$E_{res} = 0,0173M(5,87 - p_a) \quad (2.24)$$

dove  $p_a$  è espresso in  $kPa$  e  $t_a$  in  $^{\circ}C$  .

### Formulazioni alternative

Le equazioni (2.9) e (2.10) descrivono la perdita di calore dalla pelle per persone vestite in termini dei parametri di  $R_{cl}, R_{e,cl}$ , e  $f_{cl}$  riferiti all'abbigliamento, e dei coefficienti di trasferimento di calore  $h$  e  $h_e$ . Spesso sono usati altri parametri ed altre definizioni. La *Tabella 2.1* presenta parametri utilizzati per descrivere l'abbigliamento e le loro descrizioni qualitative. La *Tabella 2.2* presenta le relazioni tra i vari parametri. Generalmente, i parametri riferiti al flusso di calore sensibile o latente non sono indipendenti perchè entrambi dipendono, in parte, dagli stessi processi fisici.

La relazione di Lewis descrive il rapporto tra il trasferimento di calore per convezione e i coefficienti di trasferimento di massa per una superficie. Essa può essere usata per mettere in relazione i coefficienti di trasferimento del calore per convezione e per evaporazione definiti nelle equazioni (2.5) e (2.10) secondo :

$$h_e/h_c = LR \tag{2.25}$$

dove,  $LR$  è il rapporto di Lewis e, in condizioni di ambienti interni, è approssimativamente uguale a 16,5  $K/kPa$ .

I coefficienti di trasferimento termico che includono gli effetti degli strati isolanti e/o radianti si possono ancora usare nella relazione di Lewis, ma questa può differire in modo significativo dalla relazione classica. Si impiegano quindi i coefficienti correttivi  $i_{cl}, i_m, i_a$  descritti nelle termini *Tablelle 2.1* e *2.2* che descrivono come i reali rapporti di questi parametri devino dall'ideale rapporto di Lewis (Woodcock 1962; Oohori e al.1984). Il trasferimento del calore dalla pelle può essere calcolato usando varie formule (*Tablelle 2.2, 2.3*). Se i parametri sono usati correttamente, il risultato finale sarà lo stesso indipendentemente dalla formula usata.

Sensible Heat Flow	Evaporative Heat Flow
$R_{cl}$ = intrinsic clothing insulation: thermal resistance of a uniform layer of insulation covering entire body that has same effect on sensible heat flow as actual clothing.	$R_{e,cl}$ = evaporative heat transfer resistance of clothing: impedance to transport of water vapor of uniform layer of insulation covering entire body that has same effect on evaporative heat flow as actual clothing.
$R_t$ = total insulation: total equivalent uniform thermal resistance between body and environment: clothing and boundary resistance.	$R_{e,t}$ = total evaporative resistance: total equivalent uniform impedance to transport of water vapor from skin to environment.
$R_{cle}$ = effective clothing insulation: increased body insulation due to clothing as compared to nude state.	$F_{pcl}$ = permeation efficiency: ratio of actual evaporative heat loss to that of nude body at same conditions, including adjustment for increase in surface area due to clothing.
$R_a$ = boundary insulation: thermal resistance at skin boundary for nude body.	
$R_{a,cl}$ = outer boundary insulation: thermal resistance at outer boundary (skin or clothing).	
$R_{te}$ = total effective insulation.	
$h'$ = overall sensible heat transfer coefficient: overall equivalent uniform conductance between body (including clothing) and environment.	
$h'_{cl}$ = clothing conductance: thermal conductance of uniform layer of insulation covering entire body that has same effect on sensible heat flow as actual clothing.	
$F_{cle}$ = effective clothing thermal efficiency: ratio of actual sensible heat loss to that of nude body at same conditions.	
$F_{cl}$ = intrinsic clothing thermal efficiency: ratio of actual sensible heat loss to that of nude body at same conditions including adjustment for increase in surface area due to clothing.	
	<b>Parameters Relating Sensible and Evaporative Heat Flows</b>
	$i_{cl}$ = clothing vapor permeation efficiency: ratio of actual evaporative heat flow capability through clothing to sensible heat flow capability as compared to Lewis ratio.
	$i_m$ = total vapor permeation efficiency: ratio of actual evaporative heat flow capability between skin and environment to sensible heat flow capability as compared to Lewis ratio.
	$i_a$ = air layer vapor permeation efficiency: ratio of actual evaporative heat flow capability through outer air layer to sensible heat flow capability as compared to Lewis ratio.

Tabella 2.1: Parametri usati per descrivere l'abbigliamento. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*)

**Sensible Heat Flow**

$$R_t = R_{cl} + 1/(hf_{cl}) = R_{cl} + R_a/f_{cl}$$

$$R_{te} = R_{cle} + 1/h = R_{cle} + R_a$$

$$h'_{cl} = 1/R_{cl}$$

$$h' = 1/R_t$$

$$h = 1/R_a$$

$$R_{a,cl} = R_a/f_{cl}$$

$$F_{cl} = h'/(hf_{cl}) = 1/(1 + f_{cl}hR_{cl})$$

$$F_{cle} = h'/h = f_{cl}/(1 + f_{cl}hR_{cl}) = f_{cl}F_{cl}$$

**Evaporative Heat Flow**

$$R_{e,t} = R_{e,cl} + 1/(h_e f_{cl}) = R_{e,cl} + R_{e,a}/f_{cl}$$

$$h_e = 1/R_{e,a}$$

$$h'_{e,cl} = 1/R_{e,cl}$$

$$h'_e = 1/R_{e,t} = f_{cl}F_{pcl}h_e$$

$$F_{pcl} = 1/(1 + f_{cl}h_e R_{e,cl})$$

**Parameters Relating Sensible and Evaporative Heat Flows**

$$i_{cl}LR = h'_{e,cl}/h'_{cl} = R_{cl}/R_{e,cl}$$

$$i_mLR = h'_e/h' = R_t/R_{e,t}$$

$$i_m = (R_{cl} + R_{a,cl})/[(R_{cl}/i_{cl}) + (R_{a,cl}/i_a)]$$

$$i_aLR = h_e/h$$

$$i_a = h_c/(h_c + h_r)$$

Tabella 2.2: Relazioni tra parametri dell'abbigliamento. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)**Sensible Heat Loss**

$$C + R = (t_{sk} - t_o)[R_{cl} + 1/(f_{cl}h)]$$

$$C + R = (t_{sk} - t_o)R_t$$

$$C + R = F_{cle}h(t_{sk} - t_o)$$

$$C + R = F_{cl}f_{cl}h(t_{sk} - t_o)$$

$$C + R = h'(t_{sk} - t_o)$$

**Evaporative Heat Loss**

$$E_{sk} = w(p_{sk,s} - p_a)/[R_{e,cl} + 1/(f_{cl}h_e)]$$

$$E_{sk} = w(p_{sk,s} - p_a)/R_{e,t}$$

$$E_{sk} = wF_{pcl}f_{cl}h_e(p_{sk,s} - p_a)$$

$$E_{sk} = h'_e w(p_{sk,s} - p_a)$$

$$E_{sk} = h' w i_m LR (p_{sk,s} - p_a)$$

Tabella 2.3: Equazioni della perdita di calore dalla pelle. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

## Perdita totale di calore della pelle

La totale perdita di calore dalla pelle - calore sensibile più calore latente - può essere calcolato utilizzando le equazioni proposte in *Tabella 2.3*. La perdita totale di calore dalla pelle viene considerata come una stima delle condizioni termiche ambientali. L'equazione estesa che esprime la perdita di calore dalla pelle in funzione di tutti i parametri esplicitati è:

$$q_{sk} = \frac{t_{sk} - t_o}{R_{cl} + R_{a,cl}} + \frac{w(p_{sk,s} - p_a)}{R_{e,cl} + 1/(LRh_{c,cl})} \quad (2.26)$$

dove  $t_o$  è la temperatura operativa [ $t_o = (\bar{t}_r h_r + t_a h_c) / (h_c + h_r)$ ].

Utilizzando le equazioni delle *Tablelle 2.2* e *2.3*, l'equazione diventa :

$$q_{sk} = F_{cl} f_{cl} h (t_{sk} - t_o) + w L R F_{pcl} h_c (p_{sk,s} - p_a) \quad (2.27)$$

Questa equazione permette il trade-off tra due o più parametri affinché siano valutati sotto condizioni fissate.

Spesso interessa studiare il trade-off tra temperatura operativa e umidità. A questo proposito l'equazione estesa della perdita di calore della pelle può essere scritta in una forma più semplice (Fobelets e Gagge 1988):

$$q_{sk} = h' [(t_{sk} + w i_m L R p_{sk,s}) - (t_o + w i_m L R p_a)] \quad (2.28)$$

Questa equazione può essere usata per definire un temperatura combinata  $t_{com}$ , che riflette l'effetto combinato della temperatura operativa e l'umidità per un ambiente reale:

$$t_{com} + w i_m L R p_{tcom} = t_o + w i_m L R p_a$$

ovvero

$$t_{com} = t_o + w i_m L R p_a - w i_m L R p_{tcom} \quad (2.29)$$

dove  $p_{tcom}$  è una pressione di vapore associata alla  $t_{com}$ . Il termine  $w i_m L R p_{tcom}$  è costante dal momento che  $i_m$  è costante, e da ogni combinazione di  $t_o$  e di  $p_a$  che fornisce la stessa  $t_{com}$  risulterà la stessa perdita totale di calore. Gli indici ambientali verranno presentati nel paragrafo 2.6, ma già da ora è possibile definirne due:  $t_{oh}$  e  $ET^*$  che si possono esprimere in termini dell'equazione (2.29). La temperatura operativa umida  $t_{oh}$ , è quella temperatura per la quale al 100% di umidità relativa si ha la stessa perdita totale di calore dalla pelle che si ha nell'ambiente reale:

$$t_{oh} = t_o + w i_m L R (p_a - p_{oh,s}) \quad (2.30)$$

dove  $p_{oh,s}$  è la pressione di vapore saturo, in  $kPa$  a  $t_{oh}$ .

La temperatura effettiva  $ET^*$  è quella temperatura per la quale al 50% di umidità relativa si ha la stessa perdita totale di calore dalla pelle che si ha nell'ambiente reale:

$$ET^* = t_o + w i_m L R (p_a - 0,5 p_{ET^*,s}) \quad (2.31)$$

dove  $p_{ET^*,s}$  è la pressione di vapore saturo, in  $kPa$  a  $ET^*$ .

Sul diagramma psicrometrico in figura *Figura 2.2* è riportata una linea di perdita costante di calore dalla pelle per valori fissati di  $w$  e  $i_m$  e la relazione che lega la stessa a  $t_{oh}$  e  $ET^*$ .

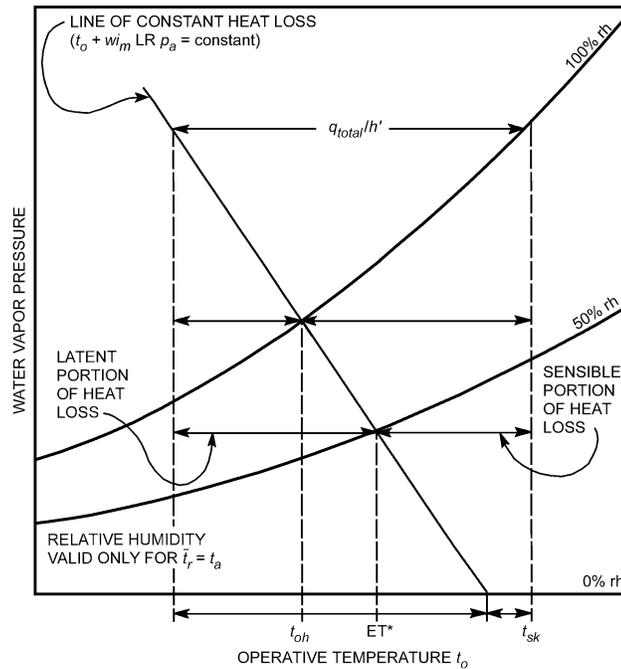


Figura 2.2: Linea di perdita costante di calore dalla pelle e la relazione con  $t_{oh}$  e  $ET^*$ . (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*)

## 2.3 Dati e misure

Per applicare le equazioni precedenti ai problemi pratici, è necessario conoscere l'area del corpo, i requisiti metabolici per una data attività e l'efficienza meccanica per il lavoro compiuto, valutare i coefficienti di trasferimento del calore  $h_r$  e  $h_c$  ed i parametri che riguardano l'isolamento dei vestiti. Si illustrano, quindi, i dati necessari ed i metodi per misurare i parametri presenti nell'equazione di bilancio energetico.

### Tasso metabolico ed efficienza meccanica

#### Massima capacità

Il tasso metabolico varia in un ampio range e dipende dall'attività, dal soggetto e dalle condizioni nelle quali si svolge l'attività. La *Tabella 2.4* elenca i tassi metabolici tipici per un adulto medio ( $A_D = 1,8m^2$ ) per attività svolte ininterrottamente. L'unità usata per esprimere il tasso metabolico per unità di area di DuBois è il *met*, definito come il tasso metabolico di una persona sedentaria (seduta, in quiete):  $1\text{ met} = 58,1W/m^2 = 50kcal/(hm^2)$ . Un uomo normale e sano ha una massima capacità di approssimativamente  $M_{act} = 12\text{met}$  a 20 anni, che scende a  $7\text{ met}$  a 70 anni. I tassi massimi per la donna sono circa del 30% più bassi. Gli atleti hanno tassi massimi di  $20\text{ met}$ . Un uomo medio di 35 anni che non fa esercizio ha un tasso massimo di circa  $10\text{ met}$ , ed attività con  $M_{act} > 5\text{met}$  sono estenuanti.

#### Attività intermittenti

L'attività di molte persone consiste in una combinazione di periodi di lavoro e di sosta. Un tasso metabolico medio pesato è accettabile a condizione che le attività siano alternate frequentemente (parecchie volte per un ora). Per esempio, un persona che scrive a macchina per il 50% del tempo, che archivia, mentre è seduto, per il 25% del tempo, e che cammina per circa il 25% del tempo, ha un tasso metabolico medio di  $0,50 \cdot 65 + 0,25 \cdot 70 + 0,25 \cdot 100 = 75W/m^2$  (*Tabella 2.4*).

#### Precisione

Ottenere valori accurati dei tassi metabolici è complesso. I valori espressi nella *Tabella 2.4* indicano tassi metabolici solo per attività specifiche. Per alcune attività viene dato un range di valori, per altre un singolo valore. Il livello di accuratezza dipende dal valore di  $M_{act}$  e da quanto l'attività può essere correttamente definita.

ATTIVITÀ	$W/m^2$	met*
Dormire	40	0,7
Stare seduto	60	1,0
Stare in piedi	70	1,2
Camminare a 3,2 km/h	115	2,0
Leggere	55	1,0
Scrivere	60	1,0
Scrivere a macchina	65	1,1
Sollevarre pacchi	120	2,1
Guidare l'automobile	da 60 a 115	da 1,0 a 2,0
Guidare mezzi pesanti	185	2,2
Cucinare	da 95 a 115	da 1,6 a 2,0
Lavoro leggero in industria	da 115 a 140	da 2,0 a 2,4
Lavoro pesante in industria	225	4,0
Tennis	da 210 a 270	da 3,6 a 4,0
Basket	da 290 a 440	da 5,0 a 7,6

Tabella 2.4: Tassi metabolici per diverse attività (Fonti varie, per informazioni aggiuntive consultare *Buskirk* (1960) *Passmore* e *Durnin* (1967) e *Webb* (1964)). -\*1met=58,1W/m<sup>2</sup> .

### Efficienza meccanica

Nell'equazione del bilancio energetico, il tasso  $W$  del lavoro meccanico compiuto deve essere espresso in termini di  $A_D$  in  $W/m^2$ .

Il lavoro meccanico svolto dai muscoli è spesso espresso in termini di efficienza meccanica del corpo  $\mu = W/M$ . E' insolito che  $\mu$  sia più di 0,05, per la maggior parte delle attività si avvicina a zero (Nishi 1981).

Solitamente si assume il lavoro meccanico uguale a zero per le seguenti ragioni:

- 1) il lavoro meccanico prodotto è piccolo paragonato al tasso metabolico, specialmente per le attività in ufficio;
- 2) le stime per i tassi metabolici sono spesso non accurate;
- 3) questa ipotesi viene adottata in parecchie stime conservative quando si progettano gli impianti di aria condizionata al fine di ottenere un comfort superiore.

## Coefficienti di trasferimento del calore

I valori del coefficiente di trasferimento del calore per irraggiamento, del coefficiente di trasferimento di calore per convezione e del coefficiente di trasferimento di calore latente sono necessari per risolvere le equazioni che descrivono il trasferimento di calore dal corpo all'ambiente.

### Coefficiente di trasferimento di calore per irraggiamento

Il coefficiente di trasferimento del calore per irraggiamento può essere calcolato :

$$h_r = 4\varepsilon\sigma \frac{A_r}{A_D} \left[ 273,15 + \frac{t_{cl} + \bar{t}_r}{2} \right]^3 \quad (2.32)$$

dove:

$h_r$  = coefficiente di trasferimento del calore per irraggiamento,  $[W/(m^2 \cdot K)]$

$\varepsilon$  = emissività media della superficie dei vestiti o del corpo,  $[adim]$

$\sigma$  = costante di Stefan-Boltzmann,  $5,67 \cdot 10^{-8} [W/(m^2 \cdot K^4)]$

$A_r$  = area di radiazione effettiva,  $[m^2]$

Il rapporto  $\frac{A_r}{A_D}$  è assunto 0,70 per una persona seduta e 0,73 per una persona in piedi (Fanger 1967). L'emissività  $\varepsilon$  è vicina all'unità (solitamente 0,95), a meno che siano usati speciali materiali riflettenti oppure siano implicate fonti ad alta temperatura. Non è sempre possibile risolvere questa equazione in modo esplicito per  $h_r$ , poichè  $t_{cl}$  (temperatura dei vestiti) potrebbe essere incognito. Potrebbe essere necessario un processo iterativo per il calcolo di  $h_r$ . Fortunatamente  $h_r$  è quasi costante per temperature tipiche da interno, e un valore di  $4,7W/(m^2 \cdot K)$  è sufficiente per la maggior parte dei calcoli.

### Coefficiente di trasferimento di calore per convezione

Le equazioni per stimare  $h_c$  in diverse condizioni sono elencate nella *Tabella 2.5*. I coefficienti di trasferimento sono stati valutati a circa  $101,33kPa$ . Spesso si usa il coefficiente combinato  $h$  che è la somma di  $h_r$  e  $h_c$ .

### Coefficiente di trasferimento di calore latente

Il coefficiente di trasferimento di calore latente  $h_e$  per uno strato di aria esterno di una persona con o senza vestiti, può essere stimato dal coefficiente di trasferimento di calore convettivo usando la relazione di Lewis  $h_e/h_c = LR$ .

EQUAZIONE	LIMITI	CONDIZIONI	FONTI
$h_c = 8,3V^{0,6}$	$0,2 < V < 4,0$	Seduto con aria in movimento	Mitchell (1974)
$h_c = 3,1$	$0 < V < 0,2$	Seduto con aria in movimento	Mitchell (1974)
$h_c = 2,7 + 8,7V^{0,67}$	$0,15 < V < 1,5$	Sdraiato con aria in movimento	Colin e Houdas (1967)
$h_c = 5,1$	$0 < V < 0,15$	Sdraiato con aria in movimento	Colin e Houdas (1967)
$h_c = 8,6V^{0,53}$	$0,5 < V < 2,0$	Camminare con aria ferma	Nishi e Gagge (1970)
$h_c = 5,7(M - 0,8)^{0,39}$	$1,1 < M < 3,0$	Attivo con aria ferma	Gagge e altri (1976)
$h_c = 14,8V^{0,69}$	$0,15 < V < 1,5$	Stare in piedi con aria in movimento	Seppanen e altri (1972)
$h_c = 4,0$	$0 < V < 0,15$	Stare in piedi con aria in movimento	Seppanen e altri (1972)

Tabella 2.5: Equazioni dei coefficienti di trasferimento di calore per convezione. (Nota:  $h_c$  in  $W/(m^2K)$ ,  $V$  in  $m/s$ ,  $M$  in  $met$ ). (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

## Isolamento dei vestiti ed efficienza della permeabilità

### Isolamento termico

I metodi più accurati per determinare l'isolamento dei vestiti sono misurazioni su manichini riscaldati (McCullough e Jones 1984, Olesen e Nielsen 1983) e misurazioni su soggetti attivi (Nishi e altri 1975).

Su i manichini termici si possono misurare la perdita di calore sensibile dalla "pelle" ( $C + R$ ) in un dato ambiente. L'equazione (2.9) :

$$C + R = (t_{sk} - t_0)/R_{cl} + 1/f_{cl}h$$

può essere usata per valutare  $R_{cl}$  se le condizioni ambientali sono ben definite e  $f_{cl}$  è noto. La valutazione dell'isolamento dei vestiti su un soggetto richiede la misurazione di  $t_{sk}$  e  $t_0$ . L'efficienza della permeabilità termica  $F_{cl}$  si calcola con:

$$F_{cl} = (t_{cl} - t_0)/(t_{sk} - t_0) \quad (2.33)$$

Quindi l'isolamento intrinseco dei vestiti può essere calcolato da misurazioni su un manichino, purchè  $f_{cl}$  sia noto e le condizioni siano sufficientemente ben definite per avere una corretta valutazione di  $h$  :

$$R_{cl} = \frac{t_{sk} - t_0}{q} - \frac{1}{hf_{cl}} \quad (2.34)$$

dove  $q$  è la perdita di calore dal manichino in  $W/m^2$ .

Il valore di isolamento dei vestiti può essere espresso in *clo units*.

Per evitare confusione, si usa il simbolo  $I_{cl}$  quando si intendono con la *clo units* in luogo del simbolo  $R$ .

La relazione tra i due è:

$$R = 0,155I_{cl} \quad (2.35)$$

ovvero  $1,0 \text{ clo}$  è equivalente a  $0,155m^2 \cdot K/W$

Per le applicazioni ingegneristiche sono impiegate tabelle che indicano valori di  $I$  per vari insiemi di indumenti (Tabella 2.6).

ABBINAMENTI DI INDUMENTI	$I_{cl} - [clo]$	$f_{cl}$	$i_{cl}$	$i_m$
<i>Pantaloni corti, camicia con maniche corte</i>	0,36	1,10	0,34	0,42
<i>Pantaloni lunghi, camicia con maniche corte</i>	0,57	1,15	0,36	0,43
<i>Pantaloni lunghi, camicia con maniche lunghe</i>	0,61	1,20	0,41	0,45
<i>Pigiama con pantaloni e maniche lunghe, vestaglia, pantofole</i>	0,96	1,32	0,37	0,41
<i>Gonna al ginocchio, camicetta con maniche lunghe e giacca</i>	1,04	1,30	0,35	0,40
<i>Tuta da lavoro, camicia con maniche lunghe e canottiera</i>	0,89	1,27	0,35	0,40
<i>Tuta da lavoro isolante, giaccone impermeabile lungo fino ai piedi</i>	1,37	1,26	0,35	0,39
<i>Pantaloni lunghi, camicia con maniche lunghe e giacca</i>	0,96	1,23	<i>n.d.</i>	<i>n.d.</i>
<i>Gonna al ginocchio, camicetta con maniche corte e sandali</i>	0,54	1,26	<i>n.d.</i>	<i>n.d.</i>

Tabella 2.6: Valori di isolamento e permeabilità per abbinamenti di indumenti: (Fonti McCullough e James (1984) - Tutti gli insiemi includono scarpe ed indumenti intimi.) - \* Per  $t_r=t_a$  e la velocità dell'aria minore di  $0,2m/s$   $1 clo = 0,155[m^2K/W]$ .

### Rendimento di permeabilità

I valori del rendimento di permeabilità per diversi abbinamenti di vestiti sono presentati in termini di  $i_{cl}$  e  $i_m$  in Tabella 2.6. I valori di  $i_m$  possono essere usati per calcolare  $R_{e,t}$  usato nelle relazioni in Tabella 2.2. Generalmente  $i_m$  è compreso tra 0,3 e 0,5 e solitamente si assume  $i_m = 0,4$ . A meno che  $i_m$  sia valutato in condizioni molto simili all'applicazione progettuale, è più rigoroso usare  $i_{cl}$  per descrivere l'efficienza di permeabilità dei vestiti. Infatti  $i_{cl}$ , a differenza di  $i_m$ , non è così sensibile alle condizioni ambientali.

McCullough e altri (1989) trovarono un valore medio di  $i_{cl} = 0,34$  che può essere adottato per la maggior parte dei casi.

### Superficie dei vestiti

In molti calcoli di trasmissione di calore dai vestiti è richiesta la conoscenza del fattore di superficie dei vestiti  $f_{cl}$ . Il metodo più corretto per misurarlo è il metodo fotografico (Olesen e altri 1982). Si possono altrimenti usare i dati tabulati per abbinamenti di indumenti. Si può ottenere un stima approssimativa con la formula (McCullough e Jones 1984):

$$f_{cl} = 1,0 + 0,3I_{cl} \quad (2.36)$$

**Perdita totale di calore per evaporazione**

La perdita totale di calore per evaporazione dal corpo dovuto sia a perdite respiratorie che a perdite attraverso la pelle,  $E_{res} + E_{sk}$ , può essere misurata direttamente dal tasso di perdita di massa del corpo:

$$E_{sk} + E_{res} = \frac{h_{fg}}{A_D} \frac{dm}{d\theta} \quad (2.37)$$

dove:

$h_{fg}$  = calore latente di vaporizzazione dell'acqua,  $[J/kg]$ .

$m$  = massa del corpo,  $[kg]$ .

$\theta$  = tempo,  $[s]$ .

## Parametri ambientali

I parametri che descrivono l'ambiente termico sono divisi in due gruppi: quelli che possono essere misurati direttamente e quelli che sono ricavati da altre misurazioni.

### Parametri misurati direttamente

Sette dei parametri più frequentemente usati per descrivere l'ambiente termico sono psicrometrici ed includono:

1. la temperatura dell'aria  $t_a$ ;
2. la temperatura del bulbo umido  $t_{wb}$ ,
3. la temperatura del punto di condensazione  $t_{dp}$ ,
4. la pressione di vapore  $p_a$ ,
5. la pressione totale atmosferica  $p_t$ ,
6. il grado igrometrico,
7. il titolo  $W_a$ .

Altri due importanti parametri sono la velocità dell'aria  $V$  e la temperatura media radiante  $\bar{t}_r$ . Per finire, la globe temperature  $t_g$ , che può essere anche misurata direttamente (con uno strumento "black globe thermometer"), è una buona approssimazione della temperatura operativa  $t_o$  ed è usata con altre misurazioni per calcolare la temperatura media radiante.

### Parametri ricavati da altre misurazioni

La temperatura media radiante è un dato fondamentale per fare i calcoli termici per il corpo umano, ed è definita come la temperatura uniforme di un ambiente immaginario nel quale la trasmissione di calore per irraggiamento dal corpo umano è uguale a quella che si ha nell'ambiente reale a temperatura non uniforme.

Dal momento che la temperatura media radiante è definita per quanto riguarda il corpo umano, la forma del sensore dello strumento influenza la misurazione; una forma sferica rappresenta bene una persona seduta, mentre un sensore a forma di ellissoide rappresenta bene sia una persona seduta che in piedi.

La temperatura media radiante può anche essere calcolata partendo dai valori misurati della temperatura dei muri circostanti e delle superfici e le posizioni degli stessi rispetto alla persona. Dal momento che la maggior parte dei materiali da costruzione ha una alta emissività  $\epsilon$ , tutte le superfici nella stanza possono essere assunte come se fossero nere.

Si usa, quindi, la seguente equazione:

$$\bar{T}_r^4 = T_1^4 F_{p-1} + T_2^4 F_{p-2} + \dots + T_N^4 F_{p-N} \quad (2.38)$$

dove:

$\bar{T}_r$  = temperatura media radiante, [K]

$T_N$  = temperatura della superficie N-esima [K]

$F_{p-N}$  = fattore di vista tra la persona e la superficie N-esima

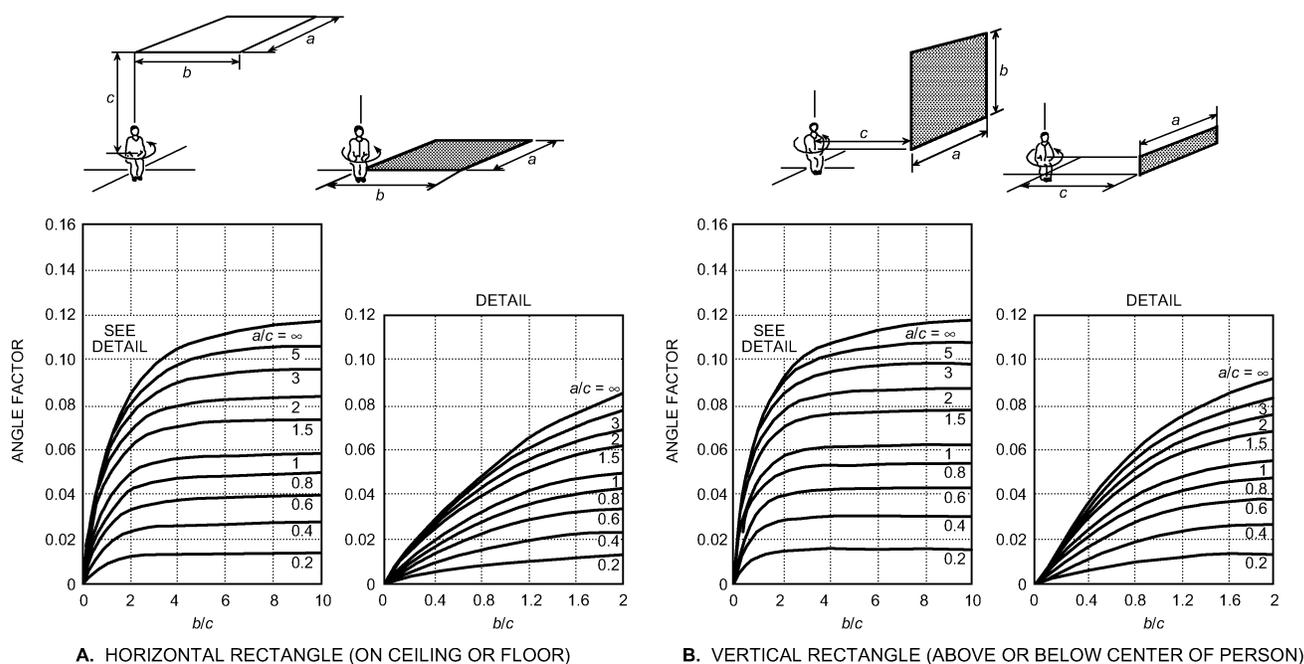


Figura 2.3: Valore medio del fattore di angolazione tra la persona seduta ed il rettangolo orizzontale o verticale quando la persona ruota attorno ad un asse verticale. (Fonti : *Fanger- Thermal Comfort -1982*).

Quindi la determinazione della temperatura media radiante tra un soggetto e l'ambiente, richiede la conoscenza del fattore di vista  $F_{p-i}$ , tra il corpo umano e le superfici che lo circondano.

Per mezzo di un'ampia serie di esperimenti, Fanger ha determinato questi parametri per un rilevante numero di casi per ambienti confinati a forma di parallelepipedo. Egli ha realizzato parecchi diagrammi utili che permettono la determinazione di  $F_{p-i}$  (*Figura 2.3*).

Recentemente è stato proposto un altro metodo analitico per il calcolo dei fattori di forma; questo metodo presuppone che la forma della persona possa essere assimilata ad una sfera. Come conseguenza, le differenze che dipendono dalla postura della persona non sono prese in considerazione. Quando si usano metodi numerici e codici computer, l'uso dei diagrammi risulta essere particolarmente scomodo, quindi, G. Cannistraro, G. Franzitta e C. Giaconia dell'Università di Palermo e G. Rizzo dell'Università di Reggio Calabria (1992) hanno presentato un semplice algoritmo, derivato dai dati sperimentali di Fanger, idoneo per il calcolo diretto dei fattori di forma di una persona seduta ed in piedi circondata da un ambiente confinato ortogonale, in base a caratteristiche geometriche della stanza e alla posizione del soggetto. L'algoritmo è valido per entrambe le posture, seduto ed in piedi.

**Fattori di forma tra una persona e un ambiente chiuso**

Si consideri un uomo seduto nel centro di una sfera e individuato dalle sue coordinate angolari (azimuth)  $\alpha$ , altitudine,  $\beta$ , come illustrato in *Figura 2.4*. Il fattore di vista,  $F_{dA-p}$  tra un elemento infinitesimo di superficie e la persona è:

$$F_{dA-p} = \frac{A_p}{\pi r_m^2} \tag{2.39}$$

Quindi il fattore di vista tra l'intera sfera e la persona vale :

$$F_{A-p} = \frac{1}{A} \int_A \frac{A_p}{\pi r_m^2} dA = \frac{1}{4\pi^2 r_m^2} \int_{\alpha=0}^{\alpha=2\pi} \int_{\beta=-\pi/2}^{\beta=\pi/2} A_p \cos\beta d\alpha d\beta \quad (2.40)$$

dove  $A (= 4\pi r^2)$  è l'area della sfera.

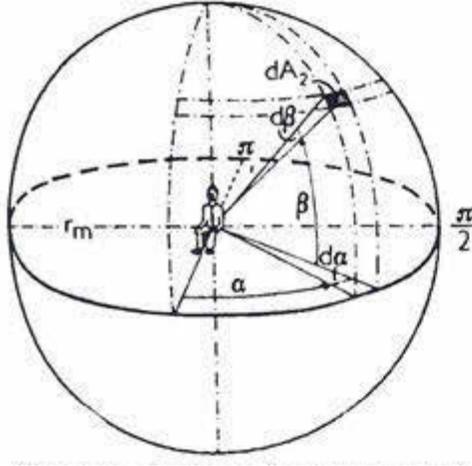


Figura 2.4: Coordinate angolari di una persona posta in un ambiente sferico. (Fonti: *Fanger - Thermal Comfort* - (1972).

Ma, nella maggior parte dei casi reali, gli ambienti confinati presentano forma di parallelepipedo. Quindi, si è interessati a conoscere il fattore di vista tra una persona e rettangoli orizzontali e verticali. Con riferimento alla situazione e ai simboli di *Figura 2.5*, il fattore di vista  $F_{A-p}$  tra una persona ed un rettangolo di superficie  $A$ , può essere scritta:

$$F_{A-p} = \frac{1}{\pi} \int_{x/y=0}^{x/y=a/c} \int_{z/y=0}^{z/y=b/c} \frac{f_p}{[1 + (x/y)^2 + (z/y)^2]^{3/2}} d(x/y) d(z/y) \quad (2.41)$$

dove  $f_p$  è il fattore d'area proiettata, cioè il rapporto tra l'area proiettata  $A_p$  e l'area dell'effettiva superficie radiante  $A_{eff}$ . Se la normale, partendo dal soggetto, non incontra il vertice del rettangolo (come nel caso in *Figura 2.5*), il fattore di vista può ancora essere calcolato attraverso la proprietà additiva.

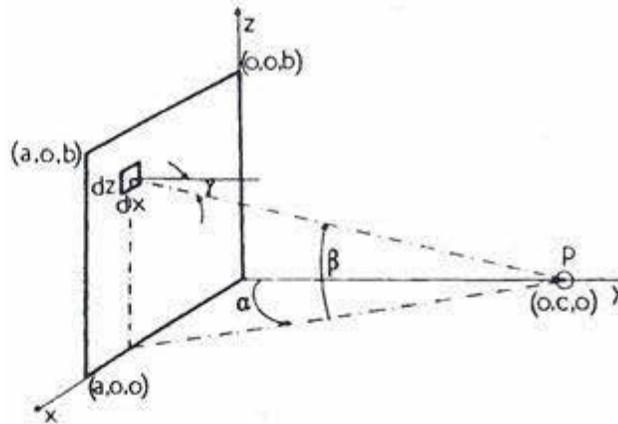


Figura 2.5: Coordinate tra una persona (P) ed una superficie in un ambiente rettangolare. (Fonti: Fanger - *Thermal Comfort* - (1972)).

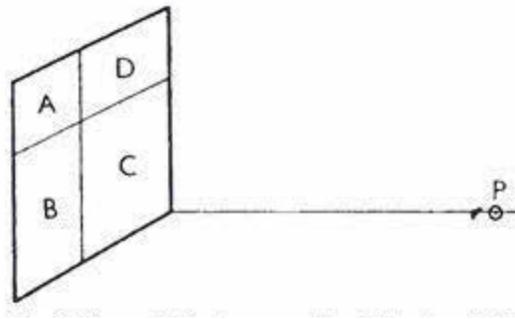


Figura 2.6: Proprietà additiva dei fattori di angolazione . (Fonti: Fanger - *Thermal Comfort* - (1972))

Dall'analisi della *Figura 2.6* si ha:

$$F_{p-A} = F_{p-ABCD} - F_{p-BC} - F_{p-DC} + F_{p-C} \tag{2.42}$$

Quando l'orientazione della persona è sconosciuta, il fattore di forma può essere calcolato come il valore medio tra gli estremi  $\alpha = 0$  e  $\alpha = 2\pi$  dell'angolo di azimuth:

$$F_{A-p} = \frac{1}{2\pi^2} \int_{x/y=0}^{x/y=a/c} \int_{z/y}^{z/y=b/c} \int_{\alpha=0}^{\alpha=2\pi} \frac{f_p}{\left[1 + \left(\frac{x}{y}\right)^2 + \left(\frac{z}{y}\right)^2\right]^{3/2}} d\left(\frac{x}{y}\right) d\left(\frac{z}{y}\right) d\alpha \tag{2.43}$$

Le equazioni (2.41) e (2.43) per il calcolo del fattore di vista devono essere risolte per i sei casi tipici di una stanza. Fanger propose di suddividere un ambiente a forma di parallelepipedo in sotto-superfici incluse nei sei casi descritti in *Figura 2.7*.

Nella situazione di persona in piedi, i casi si riducono a 3 per ragioni di simmetria del corpo umano. Se l'orientazione della persona rispetto l'ambiente è sconosciuta, sono definiti solo due casi.

In *Tabella 2.7* sono riportati i casi sopracitati con la denominazione convenzionale adottata ed una descrizione.

Fanger ha risolto le equazioni fornendo anche una serie di grafici sia per una persona seduta che in piedi, dove il fattore di forma, per ciascuno dei casi menzionati, è funzione dei parametri adimensionali  $a/c$ ,  $b/c$ ; dove  $a, b, c$  sono parametri geometrici indicati in *Figura 2.5*.

Situation	Conventional identification	Posture	Subject orient.	Description
1	SEK1	Seated	Known	Vertical rectangle in front of the person and above his centre, or behind him and below his centre
2	SEK2	Seated	Known	Vertical rectangle in front of the person and below his centre, or behind him and above his centre
3	SEK3	Seated	Known	Vertical rectangle on the side wall above and forward of his centre, or below and behind his centre
4	SEK4	Seated	Known	Vertical rectangle on the side wall below and forward of his centre, or above and behind his centre
5	SEK5	Seated	Known	Horizontal rectangle in the ceiling and forward of his centre, or on the floor and behind his centre
6	SEK6	Seated	Known	Horizontal rectangle in the ceiling and behind his centre, or on the floor and forward of his centre
7	SEU1	Seated	Unknown	Vertical rectangle above or below the centre of the person
8	SEU2	Seated	Unknown	Horizontal rectangle on the ceiling or on the floor
9	STK1	Standing	Known	Vertical rectangle in front or behind the person, above or below his centre
10	STK2	Standing	Known	Rectangle on the side wall, forward or behind, above or below the centre of the person
11	STK3	Standing	Known	Rectangle on the ceiling or on the floor, forward or behind, above or below the centre of the person
12	STU1	Standing	Unknown	Vertical rectangle above or below the centre of the person
13	STU2	Standing	Unknown	Horizontal rectangle on the ceiling or on the floor

Tabella 2.7: Descrizione di situazioni analizzate (Fonti : *Cannistraro, Franzitta , Giaconia e Rizzo 1989*)

### Determinazione della struttura dell'algoritmo

Con lo scopo di fornire uno strumento utile per la valutazione automatica della situazione di comfort termico, si riporta un algoritmo per il calcolo del fattore di vista tra il corpo umano ed ognuna delle sei (per persone sedute) o tre (per persone in piedi) o due (per orientazione sconosciuta) sotto-superfici tipiche di un parallelepipedo (Tabella 2.4 e Figura 2.7).

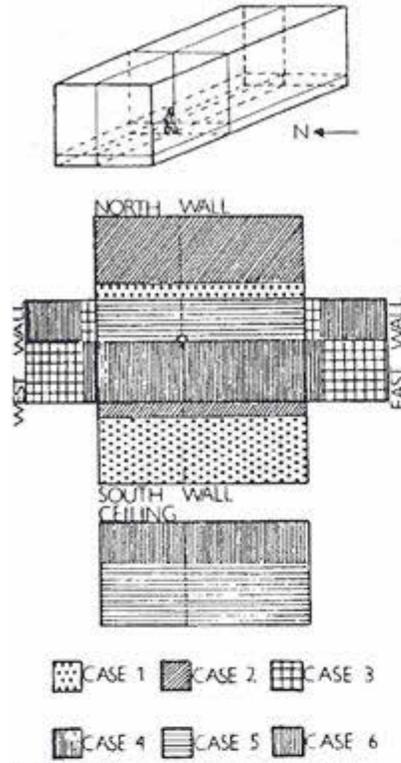


Figura 2.7: Riguardo ai fattori di vista, un parallelepipedo può essere diviso in sei diverse situazioni geometriche. (Fonti: Fanger - *Thermal Comfort* - (1972

L'analisi di una curva tipica prevista da Fanger (Figura 2.8) mostra che il fattore di vista tra una persona ed un ambiente,  $F_{p-A}$ , cresce con una legge esponenziale, iniziando da valori  $F_{p-A} = 0$ , per  $b/c = 0$ , e raggiungendo il valore di saturazione,  $F_{p-A} = F_{sat}$ , per valori alti del rapporto  $b/c$  (generalmente per  $b/c > 10$ ). Questa osservazione suggerisce che, per qualsiasi valore del rapporto  $a/c = k_i$ , si può stabilire una dipendenza esponenziale del fattore di vista dal rapporto geometrico  $b/c$ :

$$F_{p-A} = F_{sat,i} (1 - \exp[-(b/c)/\gamma]) |_{a/c=k_i} \quad (2.44)$$

con condizioni al contorno:

$$\lim_{|b/c| \rightarrow 0} F_{p-A} = 0$$

e

$$\lim_{|b/c| \rightarrow \infty} F_{p-A} = F_{sat}$$

Quindi, la determinazione dei fattori di vista richiede la sola conoscenza dei parametri  $F_{sat}$ , e  $\gamma$ . Il valore di saturazione,  $F_{sat,i}$ , varia solo con il parametro  $a/c$ . La *Figura 2.9* riporta i valori di  $F_{sat,i}$  come funzione del rapporto  $a/c$ , per ogni differente caso, come definito da Fanger. Il valore di saturazione dei fattori di vista mostra una dipendenza esponenziale da  $a/c$ , quindi è possibile calcolarlo con la seguente formula :

$$F_{sat,i} = F_{sat,max} (1 - \exp[-(a/c)/\tau]) |_{a/c=k_i} \quad (2.45)$$

La soluzione dell'equazione (2.45), per un dato rapporto  $a/c$ , fornisce diversi valori del parametro  $\tau$ , per ogni caso della *Tabella 2.7*, come mostrato in *Figura 2.10* per i casi *SEK6*. I punti calcolati sono stati interpolati con la seguente regressione lineare:

$$\tau = A + B \frac{a}{c} \quad (2.46)$$

Il valore del coefficiente di correlazione,  $R_\tau$ , tra i valori calcolati di  $\tau$ , suggerisce che la regressione lineare fornisce un buon andamento, per la distribuzione dei punti, come illustrato in *Figura 2.11* (*Tablelle 2.8* e *2.9* per gli altri casi). Il parametro  $\gamma$  dipende dai rapporti geometrici caratteristici impiegati nel calcolo del fattore di vista :

$$\gamma = C + D \frac{b}{c} + E \frac{a}{c} \quad (2.47)$$

Sostituendo l'equazione (2.45) nell'equazione (2.44) si ottiene l'espressione finale per il calcolo dei fattori di vista  $F_{p-A}$ , tra una persona ed un ambiente confinato ortogonale:

$$F_{p-A} = F_{sat,max} \left( 1 - \exp \left[ - \left( \frac{a}{c} \right) / \tau \right] \right) \left( 1 - \exp \left[ - \left( \frac{b}{c} \right) / \gamma \right] \right) \quad (2.48)$$

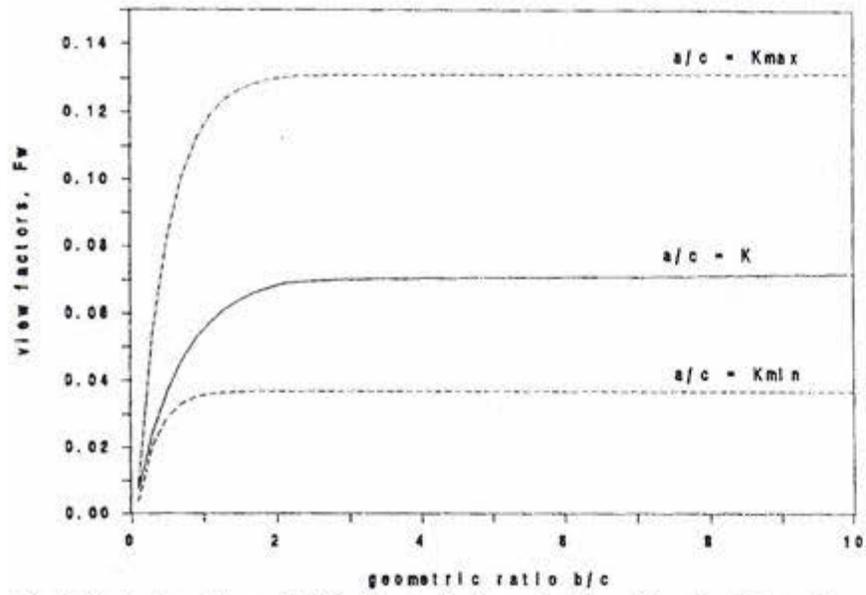


Figura 2.8: Grafico fornito da *Fanger* per la valutazione del fattore di vista  $F_{p-A}$  tra una persona ed una superficie rettangolare. (Fonti : *Cannistraro, Franzitta, Giaconia e Rizzo* 1989)

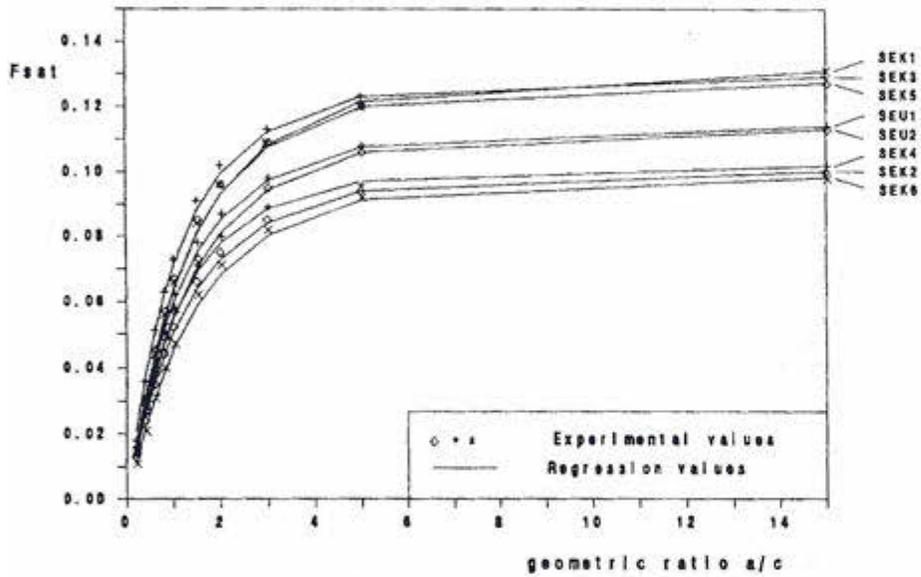


Figura 2.9: Valori di saturazione dei fattori di vista (persona seduta) come una funzione del rapporto  $a/c$ . (Fonti : *Cannistraro, Franzitta, Giaconia e Rizzo* 1989)

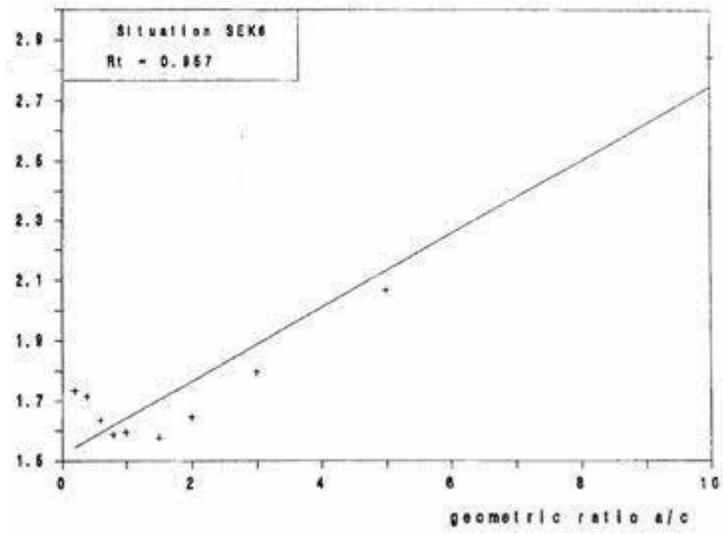


Figura 2.10: Valori calcolati del parametro  $\tau$  ( tutti i rapporti  $b/c$ ) come una funzione del rapporto  $a/c$ . (Fonti : Cannistraro, Franzitta , Giaconia e Rizzo 1989)

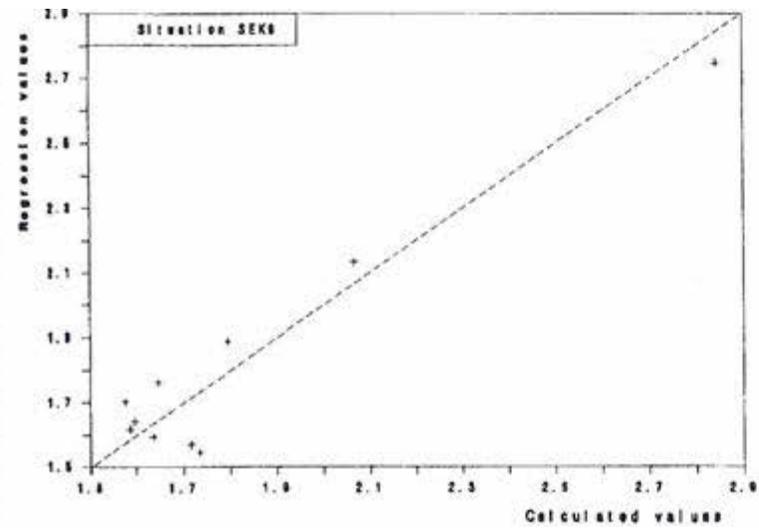


Figura 2.11: Valori della regressione eq.(2.55) del parametro calcolato  $\tau$ . (Fonti : Cannistraro, Franzitta , Giaconia e Rizzo 1989)

## Utilizzo dell'algoritmo

L'equazione ottenuta, facendo riferimento ai parametri inclusi in *Tabella 2.8* (per persona seduta) e in *Tabella 2.9* (per persona in piedi), consente la determinazione dei fattori di vista,  $F_{p-A}$ ,

Per l'applicazione pratica dell'algoritmo, bisogna dividere ciascuna superficie in quattro sotto-superfici come mostrato in *Figura 2.6*. Per ciascuna sotto-superficie si calcola il fattore di vista in riferimento alla *Tabella 2.7*, secondo la posizione della persona rispetto alla superficie. Per finire si applica la proprietà additiva per il calcolo del fattore di vista dell'intera superficie.

Situation	$\tau = A + B(a/c)$				$\gamma = C + D(b/c) + E(a/c)$			
	$F_{max}$	$A$	$B$	$R_s$	$C$	$D$	$E$	$R_s$
SEK1	0.132	1.14505	0.14524	0.983	0.74379	0.10312	0.02967	0.837
SEK2	0.103	1.33522	0.14454	0.985	0.60637	0.14678	0.04628	0.906
SEK3	0.131	1.41607	0.09957	0.964	0.76196	0.07182	0.05578	0.858
SEK4	0.104	1.15253	0.13945	0.988	0.73371	0.09442	0.03688	0.856
SEK5	0.130	1.31858	0.12807	0.975	1.00432	0.03802	0.06189	0.783
SEK6	0.101	1.51966	0.12266	0.957	0.84923	0.10471	0.05704	0.948
SEU1	0.118	1.21590	0.16890	0.992	0.71739	0.08733	0.05217	0.927
SEU2	0.116	1.39569	0.13021	0.986	0.95093	0.07967	0.05458	0.853

Tabella 2.8: Parametri da usare nelle eq. (2.55) e (2.56) per il caso di una persona seduta, con i loro coefficienti lineari di correlazione. (Fonti : *Cannistraro, Franzitta, Giaconia e Rizzo* 1989)

Situation	$\tau = A + B(a/c)$				$\gamma = C + D(b/c) + E(a/c)$			
	$F_{max}$	$A$	$B$	$R_s$	$C$	$D$	$E$	$R_s$
STK1	0.121	1.06238	0.16322	0.991	0.61838	0.08305	0.04338	0.906
STK2	0.119	1.50894	0.13674	0.970	0.66134	0.07363	0.05443	0.860
STK3	0.115	1.43489	0.12402	0.966	1.42996	-0.03349	0.05650	0.576
STU1	0.120	1.24186	0.16730	0.992	0.61648	0.08165	0.05128	0.895
STU2	0.116	1.59512	0.12788	0.951	1.22643	0.04621	0.04434	0.598

Tabella 2.9: Parametri da usare nelle eq. (2.55) e (2.56) per il caso di una persona in piedi, con i loro coefficienti lineari di correlazione. (Fonti : *Cannistraro, Franzitta, Giaconia e Rizzo* 1989)

**Temperatura radiante piana**

La temperatura radiante piana  $t_{pr}$ , introdotta da Korsgaard (1949), è la temperatura uniforme di un ambiente immaginario nel quale un flusso radiante incidente su un lato di un piccolo elemento piano è uguale a quello nell'ambiente reale. La temperatura radiante piana descrive la radiazione termica in una direzione e così il suo valore dipende dalla direzione. La temperatura radiante piana può essere calcolata usando le stesse equazioni che si usano nel calcolo della temperatura media radiante. I fattori di vista si ricavano dalla *Figura 2.12*.

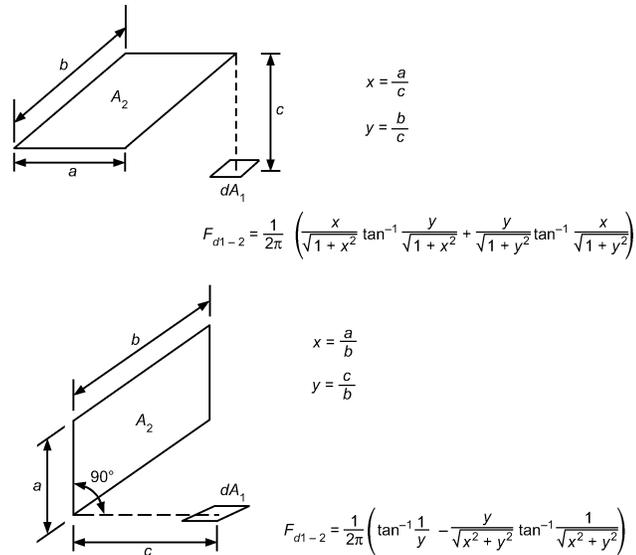


Figura 2.12: Formule analitiche per il calcolo del fattore di vista per piccoli elementi piani. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

**Temperatura radiante asimmetrica**

La temperatura radiante asimmetrica è la differenza tra la temperatura radiante piana dei lati opposti di un piccolo elemento piano ( $\Delta t_{pr}$ ). Questo parametro descrive l'asimmetria dell'ambiente radiante ed è importante per le condizioni di benessere. Poichè esso è definito per quanto riguarda un elemento piano, il suo valore dipende dall'orientazione di quel piano. Questa orientazione può essere specificata in alcune situazioni (es. piano a soffitto asimmetrico) e può non esserlo in altre. Se la direzione non è specificata, si assume l'orientazione che fornisce il massimo valore.

## 2.4 Condizioni di benessere termico

Studi fatti da Rohles e Nevins (1971 e 1973) hanno rilevato correlazioni tra livello di benessere, temperatura, umidità, sesso e durata di esposizione. Queste correlazioni sono contenute nella *Tabella 2.10*. La scala di sensazione termica sviluppata da questi studi è chiamata *Scala di sensazione termica ASHRAE* :

- + 3 molto caldo
- + 2 caldo
- +1 abbastanza caldo
- 0 nè caldo nè freddo
- -1 abbastanza freddo
- -2 freddo
- -3 molto freddo

PERIODO DI ESPOSIZIONE, ORE	SOGGETTI	EQUAZIONI OTTENUTE CON UNA REGRESSIONE
1,0	Uomini	$Y = 0,122t + 1,61p - 9,584$
1,0	Donne	$Y = 0,151t + 1,71p - 12,080$
1,0	Entrambi	$Y = 0,136t + 1,71p - 10,880$
2,0	Uomini	$Y = 0,123t + 1,86p - 9,953$
2,0	Donne	$Y = 0,157t + 1,45p - 12,725$
2,0	Entrambi	$Y = 0,140t + 1,65p - 11,339$
3,0	Uomini	$Y = 0,118t + 2,02p - 9,718$
3,0	Donne	$Y = 0,153t + 1,76p - 13,511$
3,0	Entrambi	$Y = 0,135t + 1,92p - 11,122$

Tabella 2.10: Equazione per prevedere la sensazione termica  $Y$  di uomini, donne ed entrambi. Note:  $t$  = temperatura di bulbo secco [ $^{\circ}C$ ];  $p$  = pressione di vapore [ $kPa$ ]. I valori di  $Y$  si riferiscono alla scala di sensazione *ASHRAE*. Per soggetti giovani adulti con attività sedentaria e con indumenti a resistenza termica di circa  $0,5clo$ ,  $t_r < t_a$  e velocità dell'aria  $< 0,2m/s$ . (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001).

Le equazioni in *Tabella 2.10* indicano che le donne in questo studio erano più sensibili alla temperatura e meno sensibili all'umidità di quanto lo fossero gli uomini.

In generale, per cambiare il risultato della sensazione termica di una unità o categoria è necessaria la variazione di circa 3 K di temperatura e di 3 kPa di pressione di vapore. Studi e teorie sono periodicamente riesaminati per aggiornare *ASHRAE Standard 55*, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy". Questo standard specifica le condizioni o le zone di benessere per le quali l'80% delle persone, sedentarie o leggermente attive, trova l'ambiente termicamente accettabile. Poichè, di solito, le persone cambiano il

proprio abbigliamento a seconda del clima stagionale, l'*ASHRAE Standard 55* specifica le zone di comfort estive ed invernali opportune per livelli di isolamento dei vestiti di 0,5 e 0,9 *clo* (Figura 2.13). I limiti di temperatura superiore ed inferiore delle zone di benessere sono influenzate dall'umidità e coincidono con le linee inferiori ad  $ET^*$  costante. Nel mezzo di una zona, tratteggiata, una persona tipo, indossando gli indumenti, prescritti ha una sensazione termica molto vicina alla neutralità. Vicino al limite superiore della zona più calda, quella stessa persona ha una sensazione termica di circa +0,5 sulla scala delle sensazioni termiche *ASHRAE* ; vicino al limite inferiore della zona più fresca ha una sensazione termica di -0,5.

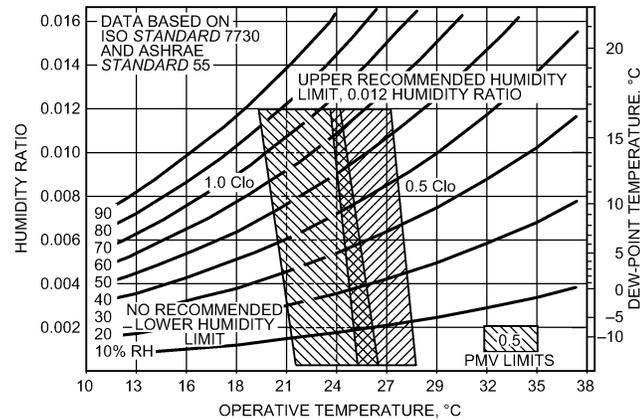


Figura 2.13: Zone estive ed invernali di benessere termico. Range accettabili di temperatura operativa e umidità con velocità dell'aria  $\leq 0,2 \text{ m/s}$ , per persone con indumenti da 1,0 a 0,5 *clo* in attività sedentaria ( $\leq 1,1 \text{ met}$ ). (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001). Nota  $t_0 = (h_r \bar{t}_r + h_c t_a) / (h_r + h_c)$  -

E' meno facile individuare limiti superiore ed inferiore dell'umidità della zona di benessere termico. La bassa umidità può indurre secchezza della pelle e delle superfici mucose.

Ad alti livelli di umidità, la presenza di sudore sulla pelle tende a far crescere il disagio (Gagge 1937, Berglund e Cunningham 1986). Tale disagio sembra dovuto alla sensazione del sudore stesso, poichè questo accresce l'attrito tra pelle e vestiti (Gwosdow ed altri 1986). Per garantire il benessere termico, Nevins ed altri (1975) raccomandano che nella porzione a più alta temperatura della zona di comfort, l'umidità relativa non superi il 60%.

## 2.5 Previsione di benessere termico

La sensazione termica di benessere termico può essere prevista in diversi modi. Un primo modo è usare la *Figura 2.13* e la *Tabella 2.10* e fare una correzione in base all'abbigliamento e al livello di attività se differiscono da quelli riportati; previsioni più rigorose sono possibili usando il *PMV - PPD* o simulando il processo di termoregolazione del corpo umano con il modello a "Due - Nodi".

### Bilancio energetico in condizioni di equilibrio

Fanger (1982) collegò i dati del benessere termico a variabili fisiologiche. Ad un dato livello di attività metabolica  $M$ , e quando il corpo non è lontano da neutralità termica, la temperatura media della pelle,  $t_{sk}$ , e il tasso di sudorazione,  $E_{rsw}$ , sono i soli parametri fisiologici che influenzano il bilancio di energia. In un ampio campo di condizioni ambientali dove si può ottenere equilibrio termico, solo in un limitato intervallo, si hanno le condizioni di benessere termico. Le seguenti equazioni basate su dati da Rohles e Nevins (1971), ottenute per regressione lineare, indicano i valori di  $t_{sk}$  e  $E_{rsw}$  che forniscono comfort termico:

$$t_{sk,req} = 35,7 - 0,0275(M - W) \quad (2.49)$$

$$E_{rsw,req} = 0,42(M - W - 58,15) \quad (2.50)$$

A più alti livelli di attività, aumenta la sudorazione e la temperatura media della pelle decresce. Entrambe le reazioni accrescono la perdita di calore dall'interno del corpo verso l'ambiente. Queste due relazioni empiriche collegano le equazioni del flussodi calore con la percezione di benessere termico. Sostituendo questi valori nell'equazione (2.9) :

$$C + R = (t_{sk} - t_0)/R_{cl} + 1/f_{cl}h$$

e nelle equazioni (2.15) e (2.16) :

$$w = w_{rsw} + 0.06(1 - w_{rsw}) = 0.06 + 0.94 \frac{E_{rsw}}{E_{max}}$$

$$E_{sk} = wE_{max}$$

l'equazione del bilancio energetico può essere, quindi usata per determinare la combinazione dei sei parametri ambientali e personali per ottimizzare le condizioni di benessere in stato di equilibrio termico:

$$M - W = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr})$$

Fanger (1982) ridusse queste relazioni ad una singola equazione, supponendo che tutto il sudore generato evapori, eliminando l'efficienza di permeabilità dei vestiti  $i_{cl}$  tra i fattori dell'equazione. Questa ipotesi è valida in riferimento a indumenti da interno con bassi o moderati livelli di attività. A livelli più alti di attività ( $M_{act} > 3 met$ ), dove si ha una sudorazione elevata anche in condizioni di benessere, questa ipotesi può rendere la valutazione meno precisa.

Lo scambio di calore per irraggiamento è espresso in termini della legge di Stefan-Boltzmann, al posto di impiegare  $h_r$ , la diffusione del vapor d'acqua attraverso la pelle è espressa attraverso un coefficiente di diffusività e si usa un' approssimazione lineare per la pressione di vapore saturo valutata a  $t_{sk}$ .

L'equazione di Fanger, che esprime la combinazione di variabili ambientali e relativi alla persona che producono una sensazione di benessere, risulta quindi:

$$\begin{aligned} M - W &= 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} \left[ (t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4 \right] \\ &+ f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \\ &+ 3,05 [5,73 - 0,007 (M - W) - p_a] \\ &+ 0,42 [(M - W) - 58,15] \\ &+ 0,0173M (5,87 - p_a) \\ &+ 0,0014M (34 - t_a) \end{aligned}$$

dove:

$$\begin{aligned} t_{cl} &= 35,7 - 0,0275(M - W) \\ &- R_{cl} \{ (M - W) \\ &- 3,05 [5,73 - 0,007 (M - W) - p_a] \\ &- 0,42 [(M - W) - 58,15] - 0,0173M (5,87 - p_a) \\ &- 0,0014M (34 - t_a) \} \end{aligned}$$

I valori di  $h_c$  e di  $f_{cl}$  possono essere stimati dalle tabelle e dalle equazioni espresse nel paragrafo 2.3 Dati e Misure.

Fanger usò le relazioni:

$$h_c = \begin{cases} 2,38 (t_{cl} - t_a)^{0,25} & \text{per } 2,38 (t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{V} \\ 12,1\sqrt{V} & \text{per } 2,38 (t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{V} \end{cases}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & \text{per } I_{cl} < 0,5clo \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & \text{per } I_{cl} > 0,5clo \end{cases}$$

dove:

$V$  = velocità relativa dell'aria, [m/s].

### PMV Voto Medio Previsto

Il *PMV* è un indice che prevede il valore medio dei voti di un consistente gruppo di persone secondo la *Scala di sensazione termica ASHRAE*, ed è basato sul bilancio di energia termica del corpo umano, che è verificato quando la produzione interna di energia termica eguaglia la quantità di energia termica ceduta all'ambiente.

Il *PMV* è dato dall'equazione:

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028] L \quad (2.51)$$

dove  $L$  è il carico termico su un corpo, definito come la differenza tra la produzione interna di calore e la perdita di calore verso l'ambiente per una persona mantenuta ipoteticamente a valori di  $t_{sk}$  e  $E_{sk}$  che garantiscono condizioni di benessere termico per un dato livello di attività. Il carico termico  $L$  è la differenza tra il primo ed il secondo membro dell'equazione (2.51) calcolata in riferimento all'ambiente reale..

Il *PMV* può essere calcolato per differenti combinazioni di attività metabolica, isolamento dell'abbigliamento, temperatura dell'aria, temperatura media radiante, velocità dell'aria ed umidità dell'aria.

Le equazioni per il calcolo di  $t_{cl}$  e  $h_c$  sono risolte per via iterativa. Ad esempio il valore della temperatura dei vestiti è trovato dalla seguente iterazione:

$$\begin{aligned} t_{cl} = & 35,7 - 0,028(M - W) \\ & - R_{cl} \left\{ 39,6 \cdot 10^{-9} f_{cl} \left[ (t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4 \right] \right\} \\ & + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \end{aligned}$$

L'indice *PMV* dovrebbe essere usato solo per valori di compresi tra -2 e +2 e quando i sei parametri principali sono compresi nei seguenti intervalli:

$$\begin{aligned} M & \text{ tra } 46W/m^2 \text{ e } 232W/m^2 (0,8 \text{ met e } 4\text{met}); \\ I_{cl} & \text{ tra } 0m^2K/W \text{ e } 0,310m^2K/W (0 \text{ clo e } 2 \text{ clo}); \\ t_a & \text{ tra } 10^\circ C \text{ e } 30^\circ C; \\ \bar{t}_r & \text{ tra } 10^\circ C \text{ e } 40^\circ C; \\ V & \text{ tra } 0 \text{ m/s e } 1 \text{ m/s}; \\ p_a & \text{ tra } 0 \text{ Pa e } 2,7 \text{ kPa}. \end{aligned}$$

Il *PMV* prevede il valore medio dei voti di sensazione termica espressi da un gran numero di persone esposte nelle stesse condizioni ambientali; i voti individuali sono dispersi intorno a questo valore medio.

Il *PPD* è un indice che fornisce una previsione quantitativa della percentuale di persone termicamente insoddisfatte che sentono o troppo freddo o troppo caldo, e che voteranno caldo (+2), molto caldo (+3), freddo (-2) o molto freddo (-3) sulla scala di sensazione termica.

A partire dal valore del *PMV* determinato, si calcola il *PPD* con l'equazione:

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0,03353PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (2.52)$$

Il resto del gruppo proverà una sensazione di neutralità termica (0), leggero caldo (+1) o leggero freddo (-1). La *Figura 2.14* mostra che ad un valore del *PPD* del 10% corrisponde un valore del *PMV* compreso nell'intervallo  $\pm 0,5$  e con  $PMV = 0$  sono insoddisfatte circa il 5% delle persone.

Il modello *PMV - PPD* è largamente impiegato per valutazioni di tipo progettuale.

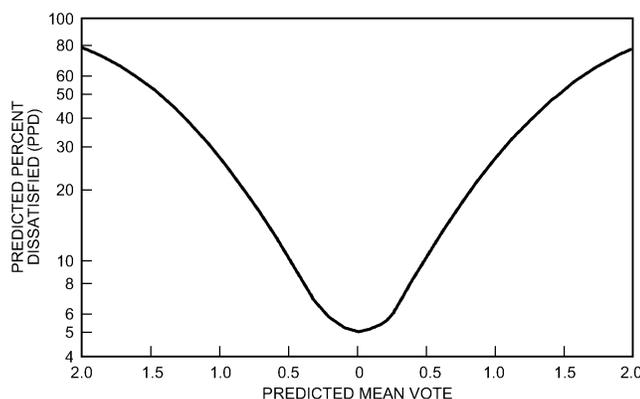


Figura 2.14: Diagramma del PPD in funzione del PMV. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

### Modello a Due-Nodi

Il *PMV* è utile solo per lo stato stazionario, mentre il modello a *Due-Nodi* può essere usato per prevedere risposte fisiologiche o risposte in situazioni transitorie, per scarsi e moderati livelli di attività in ambienti da freddi a molto caldi. Il modello a *Due-Nodi* è un semplificazione di modelli termoregolatori molto più complessi (sviluppati da Stoiwijk e Hardy (1966)), infatti considera l'uomo come due compartimenti termici concentrici che rappresentano la pelle e costituito dai tessuti interni "core" del corpo. Il compartimento della pelle simula l'epidermide e il derma ed ha spessore di circa 1,6 mm. La sua massa, che è circa il 10% del corpo totale, dipende dalla quantità di flusso sanguigno che scorre per la termoregolazione. La temperatura in entrambi i compartimenti, è assunta uniforme ne consegue che i gradienti di temperatura si trovano nel confine tra i compartimenti stessi. In un ambiente freddo, il flusso del sangue nelle estremità del corpo può essere ridotto per conservare il calore degli organi vitali, si formano così gradienti di temperatura lungo le braccia, gambe, mani e piedi. Uno dei limiti di accuratezza del modello è rappresentato da condizioni ambientali asimmetriche che possono causare temperature non uniformi nel compartimento. Si assume che tutto il calore sia generato nel compartimento interno del corpo. Al freddo, i brividi e la tensione muscolare possono generare calore metabolico addizionale. Questo incremento è legato all'abbassamento della temperatura della pelle e dei tessuti interni rispetto i loro valori di set-point, come:

$$M_{shiv} = 19,4 (34 - t_{sk}) (37 - t_{cr}) \quad (2.53)$$

I tessuti interni del corpo perdono energia quando i muscoli compiono lavoro nelle zone periferiche del corpo.

Il calore viene anche ceduto all'ambiente attraverso la respirazione. Il tasso di calore perso con la respirazione è dovuto a variazioni del calore sensibile e latente nell'aria respirata e al tasso di ventilazione. Inoltre, il calore è trasmesso per conduzione dai tessuti interni del corpo alla pelle. Questo fenomeno è modellato considerando il corpo come un conduttore termico privo di massa (con  $K = 5,28 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Un modo controllabile per dissipare calore è quello pompare quantità variabili di sangue caldo alla pelle. Questo flusso di sangue periferico  $Q_{bl}$  in  $l/hm^2$  dipende dalle variazioni della temperatura dei tessuti interni e della pelle dai loro rispettivi valori di set-points:

$$Q_{bl} = \frac{BFN + c_{dil}(t_{cr} - 37)}{1 + S_{tr}(34 - t_{sk})} \quad (2.54)$$

I termini delle temperature possono essere solo  $> 0$ . Se la variazione è negativa, il termine è fissato a 0.

Mediamente i coefficienti  $BFN$ ,  $c_{dil}$  e  $S_{tr}$  valgono rispettivamente 6,3 , 175 e 0,5. Inoltre, il flusso di sangue alla pelle  $Q_{bl}$  è limitato ad un massimo di  $90 \text{ l}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ .

La perdita di calore sensibile,  $q_{dry}$ , dalla pelle fluisce attraverso i vestiti per conduzione e poi verso lo strato d'aria e le superfici circostanti. Il calore latente segue un simile percorso, fluendo attraverso i vestiti ed attraverso lo strato limite dell'aria. Il massimo di evaporazione  $E_{max}$  si verifica se la pelle è completamente coperta di sudore.

Il reale tasso di evaporazione  $E_{sw}$  dipende dall'estensione  $w$  del film di sudore (2.16) :

$$E_{sw} = wE_{max}$$

dove:

$$w = E_{sw}/E_{max}$$

Il tasso di sudorazione regolatrice  $E_{rsw}$  (tasso al quale il sudore è portato sulla superficie della pelle in  $W/m^2$ ) può essere previsto dalle deviazioni delle temperature della pelle e dei tessuti interni del corpo dai loro set-points:

$$E_{rsw} = c_{sw}(t_b - t_{bset}) \exp[-(t_{sk} - 34)/10, 7] \quad (2.55)$$

dove  $t_b = (1 - \alpha_{sk})t_{cr} + \alpha_{sk}t_{sk}$  ed è la temperatura media del corpo, e  $c_{sw} = 170W/m^2K$ . I termini di deviazione della temperatura sono fissati a 0 quando sono negativi.

$\alpha_{sk}$  è la frazione della massa totale di corpo che è concentrata nel compartimento della pelle ed è funzione del flusso di sangue periferico  $Q_{bl}$  :

$$\alpha_{sk} = 0,0418 + \frac{0,745}{10,8Q_{bl} - 0,585} \quad (2.56)$$

La sudorazione regolatrice  $Q_{rsw}$  nel modello è limitata a  $1 \text{ l}/\text{h} \cdot \text{m}^2$ .  $E_{rsw}$  evapora dalla pelle, ma se  $E_{rsw}$  è più grande di  $E_{max}$ , l'eccesso produce gocce di sudore.

Infine il bilancio di energia per i tessuti interni del corpo è:

$$M + M_{shiv} = W + q_{res} + (K + SKBFc_{p,bl})(t_{cr} - t_{sk}) + m_{cr}c_{cr} \frac{dt_{cr}}{d\theta} \quad (2.57)$$

e per la pelle è :

$$(K + SKBFc_{p,bl})(t_{cr} - t_{sk}) = q_{dry} + q_{evap} + m_{sk}c_{sk} \frac{dt_{sk}}{d\theta} \quad (2.58)$$

dove  $c_{cr}$ ,  $c_{sk}$  e  $c_{p,bl}$  sono calori specifici dell'interno del corpo, della pelle e del sangue e valgono rispettivamente 3500, 3500 e  $4190J/kg \cdot K$ ,  $SKBF$  è  $\rho_{bl}Q_{bl}$  dove  $\rho_{bl}$  è la densità del sangue ( $12,9kg/l$ ). Le due precedenti equazioni possono essere integrate numericamente, una volta fissate le condizioni iniziali, con piccoli step tra 10 e 60 s al fine di ricavare i valori di  $t_{cr}$  e  $t_{sk}$ .

**TSENS e DISC**

Dopo aver calcolato i valori di  $t_{cr}$  e  $t_{sk}$ , si possono usare espressioni empiriche per prevedere la *Sensazione Termica (TSENS)* e il *Disagio Termico (DISC)*. Questi indici sono basati su scale numeriche di 11 punti, dove i valori positivi rappresentano il lato caldo della sensazione neutrale o di benessere, e i valori negativi rappresentano il lato freddo.

*TSENS* è basato sulla stessa scala del *PMV*, ma con termini extra come  $\pm 4$  (caldissimo / freddissimo) e  $\pm 5$  (caldo intollerabile / freddo intollerabile). Ammettendo la stessa convenzione positivo/negativo per disagio caldo/freddo, *DISC* è definito come

- 5 - intollerabile
- 4 - limitata tolleranza
- 3 - elevato disagio
- 2 - spiacevole
- 1 - leggermente non confortevole, ma accettabile
- 0 - benessere, neutralità termica

*TSENS* è definito in termini di deviazione della temperatura media del corpo  $t_b$  dai set-points che rappresentano i limiti inferiore e superiore della zona della regolazione per evaporazione :  $t_{b,c}$  e  $t_{b,h}$  . I valori di questi set points dipendono dal tasso netto della produzione di calore e sono calcolati tramite le espressioni empiriche:

$$t_{b,c} = \frac{0,194}{58,15} (M - W) + 36,301 \quad (2.59)$$

Si determina quindi *TSENS*:

$$TSENS = \begin{cases} 0,4685 (t_b - t_{b,c}) & \text{per } t_b < t_{b,c} \\ 4,7\eta_{ev} (t_b - t_{b,c}) / (t_{b,h} - t_{b,c}) & \text{per } t_{b,c} \leq t_b \leq t_{b,h} \\ 4,7\eta_{ev} + 0,4685 (t_b - t_{b,h}) & \text{per } t_{b,h} < t_b \end{cases} \quad (2.60)$$

dove  $\eta_{ev}$  è l'efficienza dell'evaporazione (solitamente  $\eta_{ev} = 0,85$ ) .

*DISC* è equivalente a *TSENS* quando  $t_b$  è al di sotto del suo set point freddo  $t_{b,c}$  ed è funzione dell'umidità della pelle quando la temperatura del corpo è regolata dalla sudorazione:

$$DISC = \begin{cases} 0,4685 (t_b - t_{b,c}) & \text{per } t_b < t_{b,c} \\ \frac{4,7(E_{rsw} - E_{rsw,req})}{E_{max} - E_{rsw,req} - E_{dif}} & \text{per } t_{b,c} \leq t_b \end{cases} \quad (2.61)$$

dove  $E_{rsw,req}$  è calcolata come nel modello di Fanger con l'equazione (2.50).

**Zone di benessere e zone di disagio**

In *Figura 2.15* si osserva che tutte le variabili fisiologiche ottenute dalla simulazione con il modello a *Due – Nodi* sono funzioni della temperatura ambiente e sono indipendenti dalla pressione parziale del vapor d’acqua, tranne che per umidità relativa oltre all’80% e quando le isoterme intersecano la linea ad  $ET^* = 41,5^{\circ}C$  costante dove la termoregolazione per evaporazione non si verifica. La *Figura 2.16* mostra che le linee ad  $ET^*$  ed umidità della pelle costante sono entrambe funzioni della temperatura ambiente e della pressione parziale del vapor d’acqua.

Così le reazioni termiche dell’uomo sono divise in due classi: quelle in *Figura 2.15* dipendono solo allo stress termico provocato dalle condizioni ambientali; quelle in *Figura 2.16* dipendono sia dalle condizioni ambientali sia dallo sforzo termoregolatore risultante. In ambienti caldi un indice con linee isoterme parallele alla temperatura della pelle è attendibile per la valutazione della sola sensazione termica e non tiene conto del disagio provocato dall’aumento dell’umidità. Invece un indice con linee isoterme parallele all’ $ET^*$  è attendibile per la valutazione del disagio od insoddisfazione per l’ambiente termico.

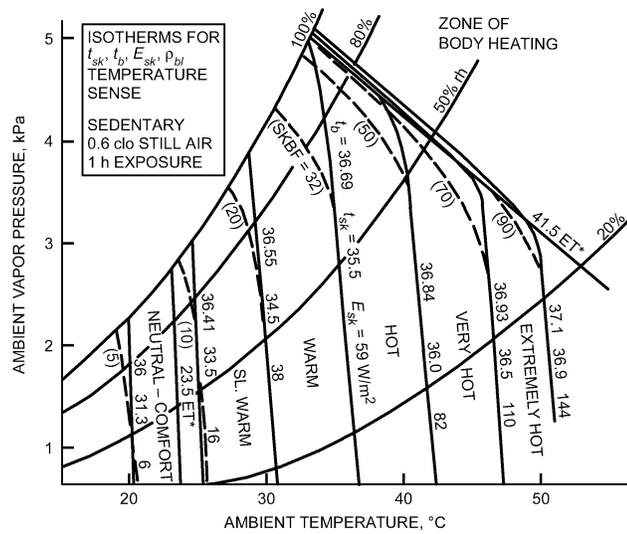


Figura 2.15: Effetti delle condizioni ambientali sulle variabili fisiologiche ottenute con il modello a *Due – Nodi* (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*)

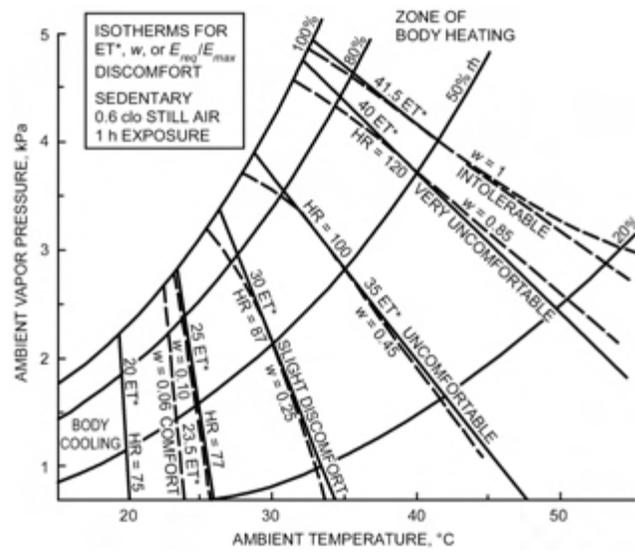


Figura 2.16: Effetti delle condizioni ambientali sul disagio termico (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE-2001*)

## Condizioni di disuniformità termica e disagio termico locale

Il *PMV* e il *PPD* esprimono il disagio per il corpo nel suo complesso. Tuttavia, l'insoddisfazione termica può essere causata anche da un indesiderato raffreddamento o riscaldamento di una particolare parte del corpo; questo fenomeno è detto *Disagio Locale*. La causa più comune di disagio locale è la corrente d'aria, ma il disagio locale può essere causato anche da una differenza verticale di temperatura dell'aria troppo elevata tra livello della testa a quello delle caviglie, da un pavimento troppo caldo o troppo freddo, o da una asimmetria della temperatura radiante troppo elevata.

Il disagio dovuto alla corrente d'aria può essere espresso come la percentuale di persone che si prevede saranno infastidite dalla corrente d'aria (Fanger e Christensen 1986). La *Figura 2.17* mostra la percentuale di soggetti insoddisfatti in funzione della velocità media dell'aria.; si osservi chela temperatura dell'aria ha una significativa influenza.

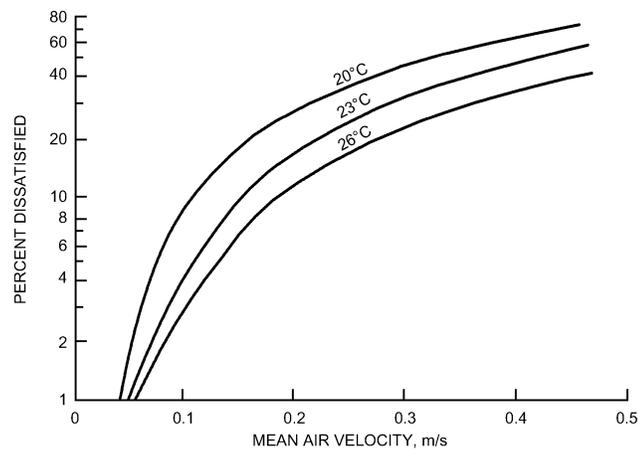


Figura 2.17: Percentuale di persone insoddisfatte in funzione della velocità media dell'aria. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

La seguente equazione permette la previsione della percentuale di persone insoddisfatte dalla corrente d'aria:

$$PD = (34 - t_a) (V - 0,05)^{0,62} (0,37V \cdot Tu + 3,14) \quad (2.62)$$

dove:

$t_a$  = temperatura locale dell'aria [ $^{\circ}C$ ] compresa tra  $20^{\circ}C$  e  $25^{\circ}C$

$V$  = velocità media locale dell'aria [ $m/s$ ] ,  $< 0,5m/s$

$Tu$  = intensità locale di turbolenza dell'aria [%] compresa tra il 10% e il 60% (se incognita può essere posta pari al 40% , *Figura 2.18*).

Il modello si applica a persone che svolgono attività leggera, soprattutto sedentaria, con una sensazione termica globale prossima alla neutralità, e si prevede che la corrente d'aria colpisca il collo; a livello di braccia e piedi, il modello potrebbe sovrastimare la previsione di disagio. per attività più intense ( $> 1,2met$  ) la presenza di correnti d'aria crea minore disagio.

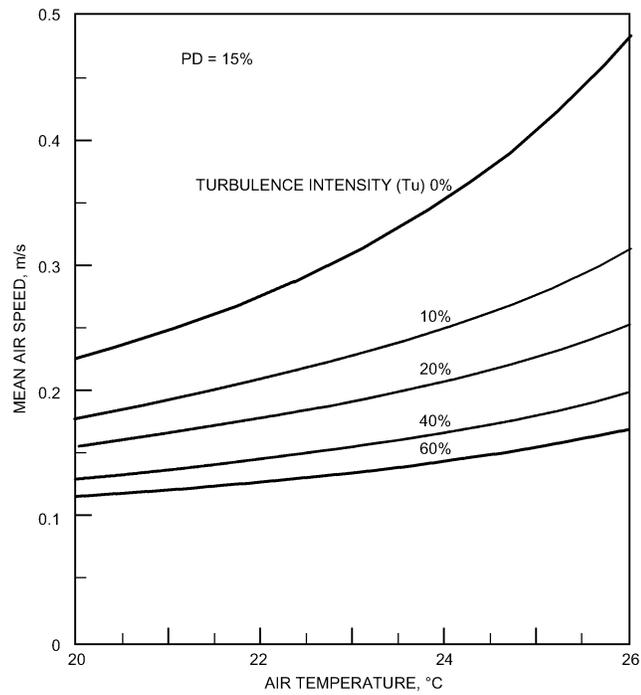


Figura 2.18: Condizioni di insoddisfazione per il 15% della popolazione ( $PD= 15\%$ ). (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*).

Nella maggior parte dei casi, la temperatura dell'aria cresce allontanandosi dal pavimento. Un'elevata differenza verticale della temperatura dell'aria, tra testa e caviglie, può essere causa di disagio. Nella *Figura 2.19* è mostrata la percentuale di soggetti insoddisfatti in funzione della differenza verticale della temperatura d'aria tra testa (1,1m dal pavimento) e caviglie (0,1m dal pavimento). Si può prevedere la percentuale di insoddisfatti con l'equazione:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta t_{a,v})} \quad (2.63)$$

dove:

$\Delta t_{a,v}$  = differenza di temperatura dell'aria tra testa e caviglie.

Questa equazione, ottenuta dai dati originari utilizzando un'analisi di regressione, dovrebbe essere usata solo per  $\Delta t_{a,v} < 8^\circ C$ .

Se il pavimento è troppo caldo o freddo, gli occupanti potrebbero avvertire sensazione di disagio dovuto alla sensazione termica dei propri piedi.

Per coloro che indossano scarpe leggere da interno è la temperatura del pavimento che influisce sul benessere più che il materiale con cui il pavimento è realizzato.

Olesen (1979) ha trovato una temperatura ottimale di  $25^{\circ}\text{C}$  per le persone sedute e  $23^{\circ}\text{C}$  per le persone in piedi o in movimento.

Nella *Figura 2.20* sono mostrate le percentuali di insoddisfatti in funzione della temperatura del pavimento, ricavate da studi su persone in piedi o sedute.

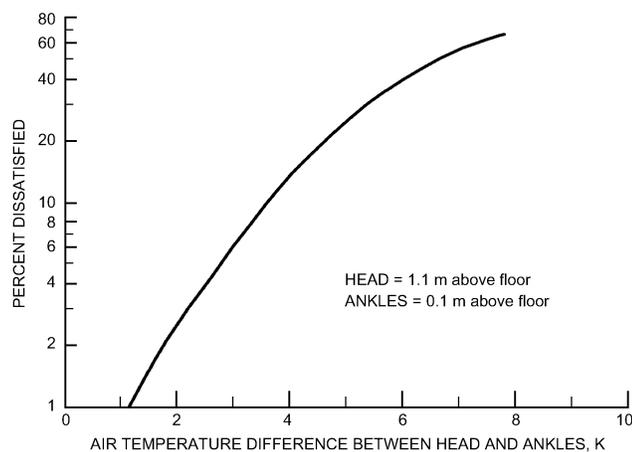


Figura 2.19: Percentuale di persone sedute insoddisfatte in funzione della differenza di temperatura tra testa e caviglie. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*).

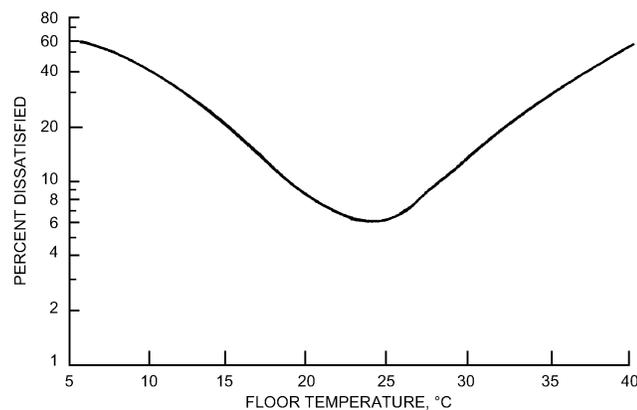


Figura 2.20: Percentuale di persone insoddisfatte in funzione della temperatura del pavimento. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE- 2001*)

Anche l'asimmetria radiante ( $\Delta t_{pr}$ ) può causare disagio. Le persone sono particolarmente sensibili all'asimmetria radiante dovuta a soffitti caldi o a pareti fredde in presenza finestre.

Nella *Figura 2.21* sono mostrate le percentuali di insoddisfatti in funzione dell'asimmetria della temperatura radiante causata da un soffitto caldo, una parete fredda, un soffitto freddo o una parete calda.

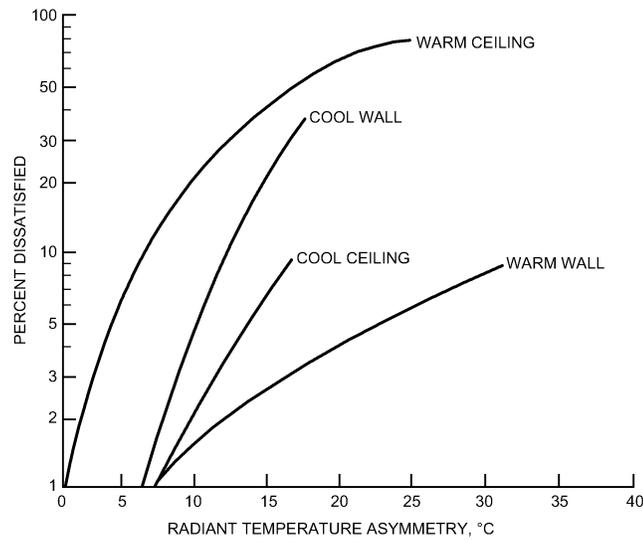


Figura 2.21: Percentuale di persone insoddisfatte in funzione dell'asimmetria radiante. (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001).

La percentuale di insoddisfatti può essere calcolata con seguenti equazioni a seconda dei casi:

SOFFITTO CALDO

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2,84 - 0,174\Delta t_{pr})} - 5,5 \quad (2.64)$$

per  $\Delta t_{pr} < 23^\circ\text{C}$

PARETE FREDDA

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6,61 - 0,345\Delta t_{pr})} \quad (2.65)$$

per  $\Delta t_{pr} < 15^\circ\text{C}$

SOFFITTO FREDDO

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9,93 - 0,50\Delta t_{pr})} \quad (2.66)$$

per  $\Delta t_{pr} < 15^\circ\text{C}$

PARETE CALDA

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3,72 - 0,052\Delta t_{pr})} - 3,5 \quad (2.67)$$

per  $\Delta t_{pr} < 35^\circ\text{C}$

Queste equazioni sono state ottenute da dati strumentali utilizzando un'analisi di regressione e non dovrebbero essere usate al di fuori degli intervalli specifici.

## 2.6 Indici ambientali

Un indice ambientale combina due o più parametri (temperatura dell'aria, temperatura media radiante, umidità o velocità dell'aria) in una singola variabile. Gli indici semplificano la descrizione dell'ambiente termico e possono essere classificati a seconda come sono stati ottenuti.

### Temperatura Effettiva

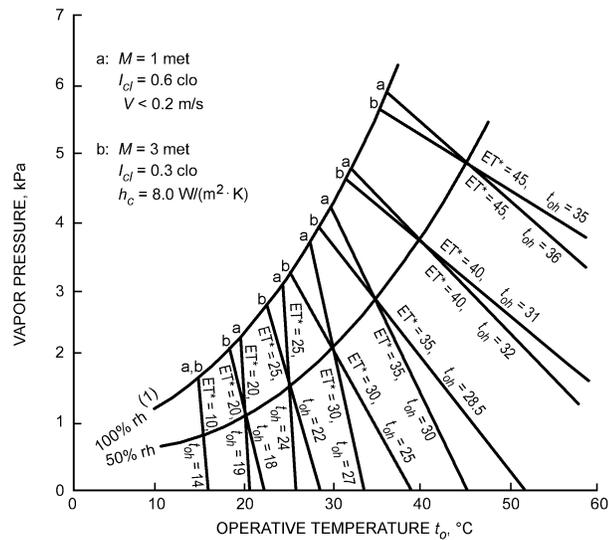
La Temperatura Effettiva  $ET^*$  è l'indice ambientale più comune ed ha il più ampio campo d' applicazione. Esso combina temperatura ed umidità in un singolo parametro, così due ambienti con lo stesso  $ET^*$  dovrebbero suscitare la stessa risposta termica anche se hanno differente temperatura ed umidità. La Temperatura Effettiva fu sviluppata da Houghten e Yaglou (1923) in modo empirico, successivamente Gagge (1971) definì una nuova Temperatura Effettiva usando un approccio razionale: "La Temperatura Effettiva è la temperatura di un ambiente al 50% di umidità relativa nel quale si ha la stessa perdita totale di calore  $E_{sk}$  dalla pelle che si ha nell'ambiente real". Dal momento che l'indice è definito in termini di temperatura operativa  $t_o$ , esso combina gli effetti di tre parametri ( $\bar{t}_r$ ,  $t_a$  e  $p_a$ ) in un unico parametro. L'umidità della pelle  $w$  ed il coefficiente di permeabilità  $i_m$  devono essere specificati e sono costanti per un dato  $ET^*$  per una particolare situazione. Per determinare l'umidità della pelle nella zona di regolazione per evaporazione si fa riferimento ai risultati del modello a *Due - Nodi*: in corrispondenza del limite superiore di termoregolazione per evaporazione  $w$  si avvicina a 1,0, in corrispondenza del limite inferiore  $w$  si avvicina a 0,06. L'umidità della pelle si pone uguale a uno di questi valori, quando il corpo è fuori dalla zona di regolazione per evaporazione. Dal momento che la pendenza della linea ad  $ET^*$  costante dipende dall'umidità della pelle e dalla permeabilità al sudore dei vestiti, la Temperatura Effettiva per una data temperatura ed umidità dipende dall'abbigliamento e dall'attività della persona. Questa differenza è mostrata in *Figura 2.22 b*. A bassa umidità della pelle, l'umidità dell'aria ha poco influenza, e le linee ad  $ET^*$  costante sono quasi verticali. Come l'umidità della pelle cresce a causa di attività metabolica più alta o a causa dell'aumento della temperatura operativa, le linee diventano più orizzontali e l'influenza dell'umidità dell'aria è molto più marcata. Dal momento che  $ET^*$  dipende dall'abbigliamento e dall'attività, non è possibile generare un grafico universale. Ogni grafico avrà valori di attività metabolica, isolamento termico dei vestiti e velocità dell'aria fissati.

### Temperatura operativa umida

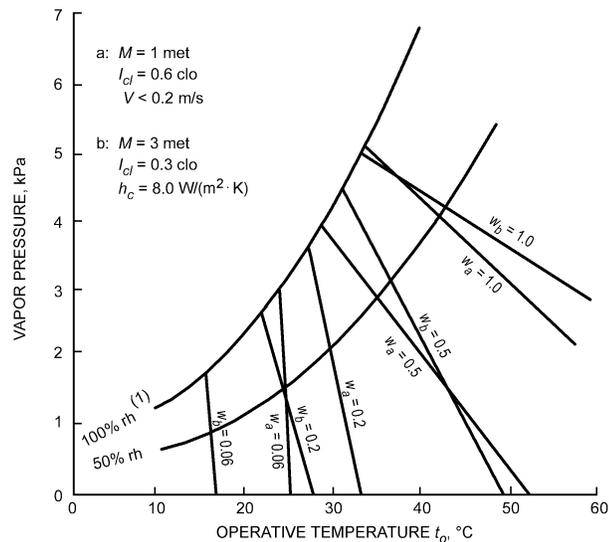
La temperatura operativa umida  $t_{oh}$  è la temperatura di un ambiente uniforme al 100% di umidità relativa nel quale una persona perde la stessa quantità di calore dalla pelle che perde nell'ambiente reale: questo indice è definito dall'equazione (2.30):

$$t_{oh} = t_o + w i_m L R (p_a - p_{oh,s})$$

che è già stata illustrata nel paragrafo Perdita Totale di Calore dalla Pelle. Esso è analogo a  $ET^*$ , la sola differenza è che è definito al 100% di umidità relativa anziché al 50% di umidità relativa. In *Figura 2.22* le linee a  $ET^*$  costante coincidono con le linee ad  $t_{oh}$  costante. Tuttavia i valori di questi due indici sono differenti per un dato ambiente.



A. EFFECT OF CONDITIONS ON  $ET^*$  AND  $t_{oh}$



B. EFFECT OF CONDITIONS ON WETTEDNESS  $w$

Figura 2.22: Temperatura Effettiva  $ET^*$  e Umidità della pelle  $w$  (Fonti: Nishi e altri (1975) e Gonzalez e altri (1978))

## Indice di Stress Termico HSI

Inizialmente proposto da Belding e Hatch (1955) questo indice è ottenuto dal rapporto tra la perdita totale di calore per evaporazione, richiesto per l'equilibrio termico e la massima perdita di calore per evaporazione  $E_{max}$  possibile nell'ambiente dato, moltiplicato per 100, in condizioni stazionarie ( $S_{sk}$  e  $S_{cr}$  sono nulli) e con  $t_{sk}$  mantenuta costante a 35°C. Quando l'Indice di Stress Termico  $HSI$  è maggiore di 100 avviene un riscaldamento del corpo; quando tale indice è minore di 0, il corpo si raffredda. Belding ed Hatch limitarono  $E_{max}$  a 700 W/m<sup>2</sup>, che corrisponde a un tasso di sudorazione di circa 280mg/m<sup>2</sup>s. Quando  $t_{sk}$  è costante,

il luogo dei punti ad *HSI* costante coincide con le linee ad *ET\** costante sul diagramma psicrometrico. La *Tabella 2.13* descrive fattori fisiologici legati ad alcuni valori di *HSI*.

Heat Stress Index	Physiological and Hygienic Implications of 8 h Exposures to Various Heat Stresses
0	<i>No</i> thermal strain.
10 20 30	<i>Mild to moderate</i> heat strain. If job involves higher intellectual functions, dexterity, or alertness, subtle to substantial decrements in performance may be expected. In performing heavy physical work, little decrement is expected, unless ability of individuals to perform such work under no thermal stress is marginal.
40 50 60	<i>Severe</i> heat strain involving a threat to health unless workers are physically fit. Break-in period required for men not previously acclimatized. Some decrement in performance of physical work is to be expected. Medical selection of personnel desirable, because these conditions are unsuitable for those with cardiovascular or respiratory impairment or with chronic dermatitis. These working conditions are also unsuitable for activities requiring sustained mental effort.
70 80 90	<i>Very severe</i> heat strain. Only a small percentage of the population may be expected to qualify for this work. Personnel should be selected (a) by medical examination, and (b) by trial on the job (after acclimatization). Special measures are needed to ensure adequate water and salt intake. Amelioration of working conditions by any feasible means is highly desirable, and may be expected to decrease the health hazard while increasing job efficiency. Slight "indisposition," which in most jobs would be insufficient to affect performance, may render workers unfit for this exposure.
100	The <i>maximum</i> strain tolerated daily by fit, acclimatized young men.

Tabella 2.11: Valutazione dell'Indice di Stress Termico *HSI* (Fonti - *Thermal Comfort ASHRAE*- 2001)

## Capitolo 3

# Caratterizzazione di ambienti termici

### 3.1 Introduzione

Lo studio sviluppato nei capitoli precedenti permette la caratterizzazione di ambienti confinati al fine di prevedere la sensazione termica degli occupanti.

Note le caratteristiche geometriche ed i fattori microclimatici ambientali (temperatura dell'aria, temperatura media radiante, umidità relativa, velocità dell'aria), l'isolamento termico dell'abbigliamento e l'intensità dell'attività fisica svolta, si applica una procedura di calcolo sviluppata in ambiente Matlab, che dapprima simula la regolazione della temperatura corporea e successivamente, sulla base dei dati fisiologici ottenuti, elabora una serie di significativi indici di benessere termico descritti nel *Capitolo 2* : *ET\**, *PMV*, *PPD*, *HSI*, *TSENS*, *DISC*. Questi indici, combinando due o più parametri, sintetizzano la descrizione dell'ambiente termico e consentono di prevedere il benessere o il disagio degli occupanti. Tali indici, ritenuti standard internazionali, sono informazioni sintetiche ed utili all'ingegnere progettista.

### 3.2 Procedura di calcolo

La procedura di calcolo sviluppata in ambiente Matlab, ottenuta modificando ed adattando alle esigenze di studio un programma in linguaggio Fortran elaborato nei Laboratori John B. Pierce (1986), applica il Modello a Due Nodi simulando la regolazione della temperatura corporea per ottenere i dati fisiologici necessari al calcolo degli indici di benessere termico.

Il programma è costituito da una prima parte dichiarativa, nella quale l'utente introduce le caratteristiche geometriche, i parametri fisici dell'ambiente in esame e i parametri personali dell'occupante. In particolare si fa riferimento ad un ambiente confinato a forma di parallelepipedo del quale sono note le tre dimensioni ortogonali, mentre per quanto concerne i parametri fisici è richiesta la conoscenza di: temperatura dell'aria  $ta$  [ $^{\circ}C$ ], velocità dell'aria  $v$  [ $m/s$ ], coefficiente di trasferimento del calore per convezione  $chc$  [ $W/m^2K$ ] calcolato in riferimento alla *Tabella 2.5* del *Capitolo 2* paragrafo *Dati e Misure*, grado igrometrico  $fi$  e temperatura media radiante  $tr$  [ $^{\circ}C$ ]. Quest'ultimo parametro viene calcolato conoscendo le temperature delle sei superfici che delimitano l'ambiente e i fattori di vista tra il corpo dell'occupante seduto e posto al centro della stanza e le superfici che lo circondano. Per il calcolo dei fattori di vista si è usato un semplice algoritmo derivato da dati sperimentali di Fanger (Cannistraro, Franzitta, Giaconia e Rizzo (1989)). La struttura dell'algoritmo è

stata ampiamente riportata nel *Capitolo 2* paragrafo *Parametri ambientali*. I parametri personali includono il calore metabolico prodotto  $rm$  [ $W/m^2$ ] in base all'attività specifica svolta che può essere stimato dalla *Tabella 2.4* del *Capitolo 2* paragrafo *Dati e Misure*, il lavoro meccanico  $wk$  viene assunto pari a zero essendo trascurabile rispetto al tasso metabolico in attività sedentarie, l'isolamento dei vestiti  $Icl$  [ $clo$ ] si ottiene dalla *Tabella 2.6* del *Capitolo 2* paragrafo *Dati e Misure*, il rendimento di permeabilità, in termini di  $icl$ , viene fissato per vestiti da ambienti interni ad un valore medio pari a 0,34 (McCullough e altri 1989).

Nella seconda parte il programma simula la regolazione della temperatura corporea attraverso l'applicazione del modello a Due Nodi. Fissato il rapporto superficie radiante-superficie corporea  $ArAd$  pari a 0,70 per persona seduta (Fanger 1977) e l'emissività  $eps$  dei vestiti e della superficie corporea a 0,95, poste le condizioni iniziali della temperatura della superficie dei vestiti  $tcl$  [ $^{\circ}C$ ], della pelle  $tsk$  [ $^{\circ}C$ ], dei tessuti interni del corpo  $ter$  [ $^{\circ}C$ ], il valore del flusso sanguigno nella pelle  $skbf$  [ $l/m^2h$ ], la perdita di calore per evaporazione dalla pelle  $esk$  [ $W/m^2$ ] e la frazione di massa corporea concentrata nella pelle  $alpha$  pari a 0,5, si procede con l'integrazione numerica delle equazioni del bilancio dell'energia dei tessuti interni e della pelle adottando uno step temporale di 60 secondi. Le equazioni di bilancio e i termini che le costituiscono sono descritti in dettaglio nel *Capitolo 2* paragrafo *Modello a Due Nodi* (equazioni 2.57 e 2.58). Ad ogni ciclo avviene un aggiornamento dei segnali di controllo vascolare per la termoregolazione, ne consegue una variazione di meccanismi fisiologici quali: flusso sanguigno nella pelle (ovvero variazione del rapporto  $alpha$ ), sudorazione regolatrice e produzione di calore metabolico a causa del "rabbriidire". Si passa quindi alla modellazione del fenomeno della sudorazione in termini di potenza dispersa per la termoregolazione  $ersw$ , trasferimento di massa tra superficie della pelle e ambiente previo calcolo del rapporto di Lewis  $lr$  ottenendo il valore della massima potenza dispersa per sudorazione  $emax$  in condizioni di pelle completamente bagnata. Dal rapporto di  $ersw$  e  $emax$  si ottiene la frazione corporea interessata alla sudorazione  $prsw$ ; si calcola quindi la potenza dispersa a causa della diffusione di vapore attraverso la pelle  $edif$  (non in fase di termoregolazione). Sommando  $ersw$  e  $edif$  si ottiene il valore della potenza complessivamente dispersa per sudorazione  $esk$ .

I dati fisiologici ottenuti al termine della simulazione della regolazione corporea sono utilizzati nella terza parte del programma per il calcolo degli indici di benessere termico.

La Temperatura Effettiva  $ET^*$  si ricava per via iterativa calcolando dapprima la perdita di calore dalla pelle nell'ambiente reale  $hsk$ , si fissa un valore  $et$  di  $ET^*$  di primo tentativo a cui corrisponde una pressione di vapore di saturazione  $svp_{et}$ , quindi una perdita di calore dalla pelle  $hsk_{et}$  nell'ambiente fittizio (temperatura  $et$  e umidità relativa del 50%); il ciclo iterativo, sulla base della definizione di  $ET^*$ , incrementa  $et$  fino a che le perdite di calore della pelle nei due ambienti sono uguali.

L'indice  $PMV$  Voto Medio Previsto, si calcola con l'equazione (2.51) di Fanger nella quale il "carico termico"  $L$  è dato dalla differenza tra produzione interna di calore netto ( $rm - wk$ ) e la perdita di calore verso l'ambiente reale per una persona mantenuta in condizioni di  $tsk$  e  $ersw$  che garantiscono il benessere termico per il dato livello di attività.

L'indice  $PPD$  si ricava partendo dal valore del  $PMV$  applicando l'equazione (2.52) del *Capitolo 2*.

L'indice di stress termico  $HSI$  si calcola moltiplicando per 100 il rapporto tra la perdita totale di calore per evaporazione richiesta per l'equilibrio termico  $ereq$  e la massima perdita di calore per evaporazione possibile nell'ambiente dato  $emax$ .

Infine il programma calcola gli indici  $TSENS$  e  $DISC$  con le espressioni empiriche (2.60) e (2.61) riportate nel *Capitolo 2* paragrafo *Modello a Due Nodi*, dopo aver definito i valori delle temperature medie del corpo

limiti inferiore  $tbc$  e superiore  $tbh$  della zona di regolazione per evaporazione.

La simbologia usata in questo paragrafo coincide con quella adottata nel testo del programma allegato in *Appendice A*.

In *Appendice B* è riportato l'elenco delle variabili e i corrispondenti simboli presenti nel *Capitolo 2*.

### 3.3 Caso di studio

L'applicazione della procedura di calcolo illustrata, fa riferimento ad una stanza a forma di parallelepipedo nella quale l'occupante si trova seduto al centro *Figura 3.1*. Le caratteristiche geometriche e fisiche dell'ambiente e le condizioni personali dell'occupante sono riportate in *Tabella 3.1*.

DIMENSIONI ORTOGONALI DELLA STANZA	
lunghezza	$5m$
larghezza	$4m$
altezza	$3m$
PARAMETRI FISICI DELL'AMBIENTE	
temperatura dell'aria	$22^{\circ}C$
velocità dell'aria	$0,1 m/s$
grado igrometrico	$0,6$
PARAMETRI PERSONALI DELL'OCCUPANTE	
calore metabolico prodotto	$65 W/m^2$
resistenza dell'abbigliamento	$1,01clo$
TEMPERATURA DELLE PARETI	
parete frontale	$20^{\circ}C$
parete retrostante	$22^{\circ}C$
parete destra	$22^{\circ}C$
parete sinistra	$22^{\circ}C$
pavimento	$22^{\circ}C$
soffitto	$22^{\circ}C$

Tabella 3.1: Caratteristiche geometriche e fisiche dell'ambiente e condizioni personali dell'occupante

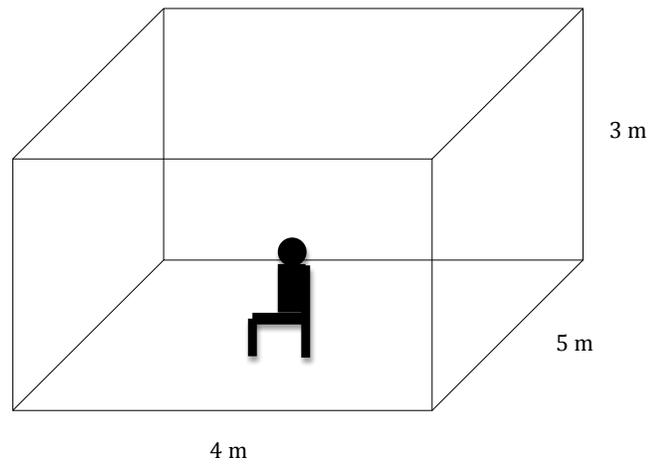


Figura 3.1: Caso di studio

Eseguendo la simulazione della regolazione della temperatura corporea con il modello a Due-Nodi si ottiene dopo 60 minuti:

Temperatura della pelle  $33,7^{\circ}\text{C}$

Temperatura dei tessuti interni  $36,8^{\circ}\text{C}$

Andamenti nel tempo riportati nelle *Figure 3.2 e 3.3*:

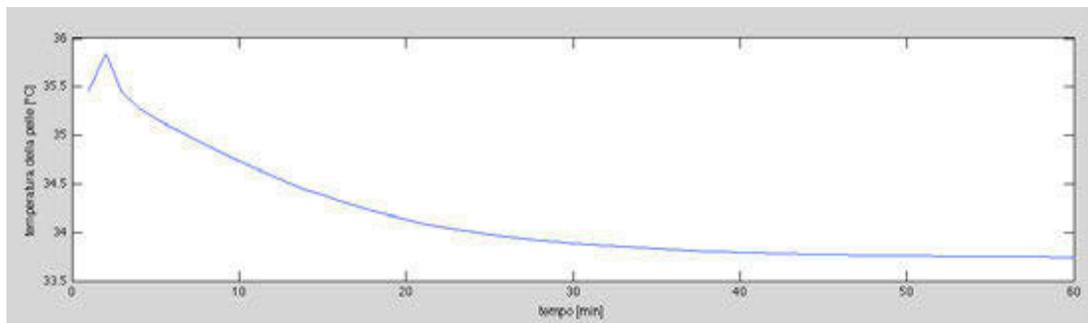


Figura 3.2: Andamento temperatura della pelle in funzione del tempo

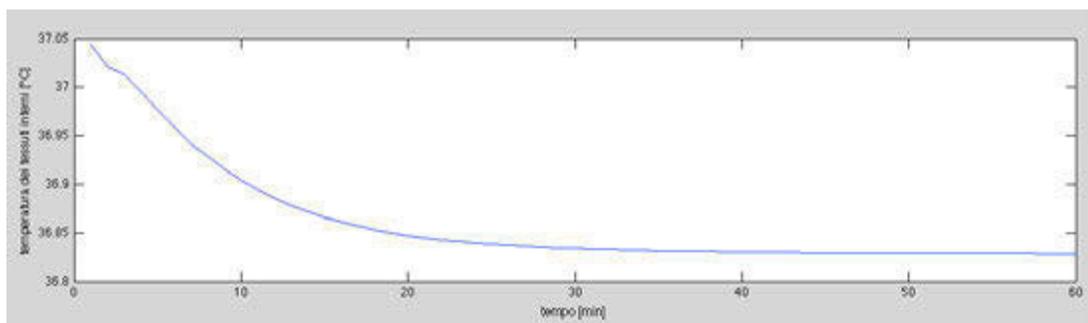


Figura 3.3: Andamento temperatura dei tessuti interni in funzione del tempo

Gli indici di benessere termico che si ottengono al termine della procedura sono riassunti in *Tabella 3.2*.

$ET^*$	20,7 °C
$PMV$	-0,37
$PPD$	7,91
$HSI$	11,6
$TSENS$	-0,0012
$DISC$	-0,0012

Tabella 3.2: Principali indici di benessere termico ottenuti

Il valore dell'indice  $ET^*$  pari a 20,7°C, dopo aver effettuato una valutazione su diagrammi psicrometrici specifici per abbigliamento ed attività come quello riportato in *Figura 2.16* del *Capitolo 2* paragrafo *Indici Ambientali*, esprime una condizione di benessere termico.

In riferimento alla *Scala di sensazione termica ASHRAE* e alla *Figura 2.14* del *Capitolo 2*, si osserva che il valore dell'indice  $PMV$  pari a -0,37 evidenzia una situazione termica di benessere dal momento che rientra nell'intervallo (-0,5; +0,5), parallelamente il valore del  $PPD$  indica una percentuale prevista di persone insoddisfatte del 7,91 che avranno una sensazione di leggero freddo essendo il  $PMV$  negativo.

Per quanto riguarda l'indice di stress termico  $HSI$ , in riferimento alla *Tabella 2.13* del *Capitolo 2* paragrafo *Indici ambientali*, un valore pari a 11,6 corrisponde ad una condizione di leggerissimo stress termico.

Gli indici  $TSENS$  e  $DISC$  sono coincidenti dal momento che la temperatura media del corpo  $t_{bm} = 36,51^\circ\text{C}$  è minore della temperatura di set-point inferiore  $t_{bc} = 36,52^\circ\text{C}$  (in riferimento alle definizioni di  $TSENS$  e  $DISC$  riportate nel *Capitolo 2* paragrafo  $TSENS$  e  $DISC$ ). La valutazione di  $TSENS$  e  $DISC$  si effettua quindi su una stessa scala di valori, del tutto simile a quella per la valutazione del  $PMV$ , riportata nel *Capitolo 2* paragrafo  $TSENS$  e  $DISC$ : un valore pari a -0.0012 indica la “quasi” neutralità termica.

Lo studio procede ipotizzando la variazione di un solo parametro rispetto alla situazione iniziale.

1) Variazione della temperatura dell'aria  $t_a$  da 22 °C a 28 °C. Sono riportati i grafici che esprimono gli andamenti degli indici di benessere termico in funzione della temperatura dell'aria.

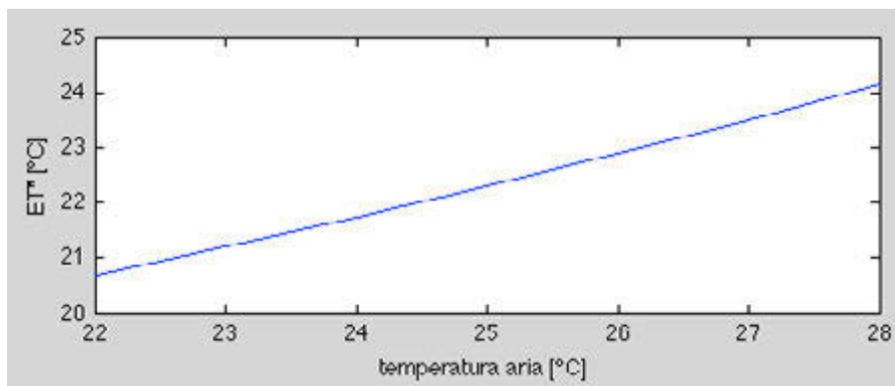


Figura 3.4:  $ET^*$  in funzione della temperatura dell'aria

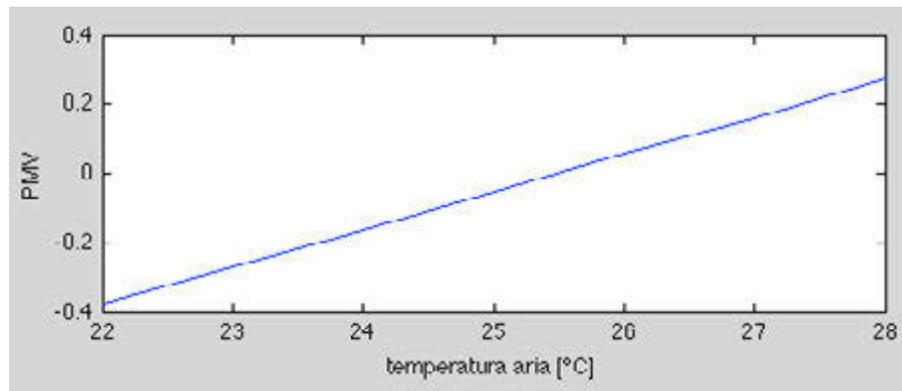


Figura 3.5: *PMV* in funzione della temperatura dell'aria

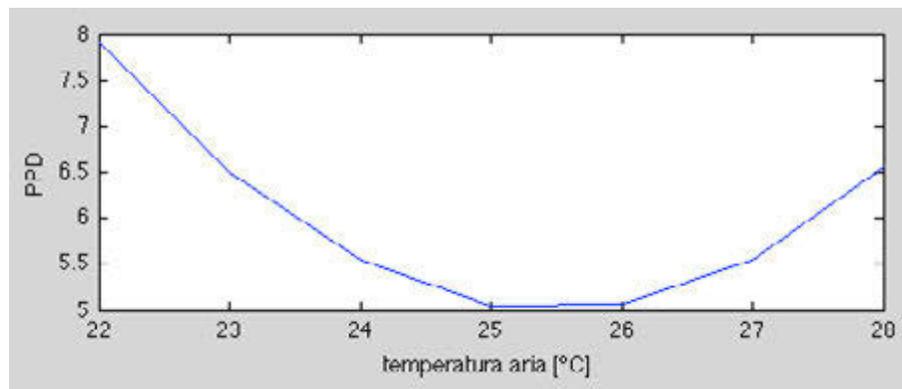


Figura 3.6: *PPD* in funzione della temperatura dell'aria

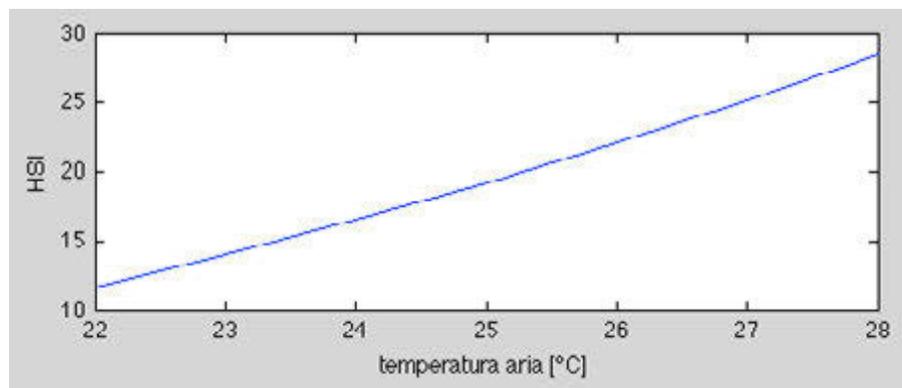


Figura 3.7: *HSI* in funzione della temperatura dell'aria

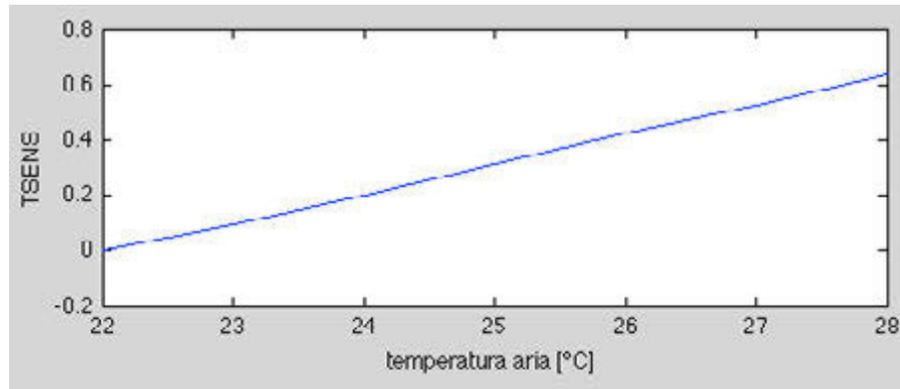


Figura 3.8: *TSENE* in funzione della temperatura dell'aria

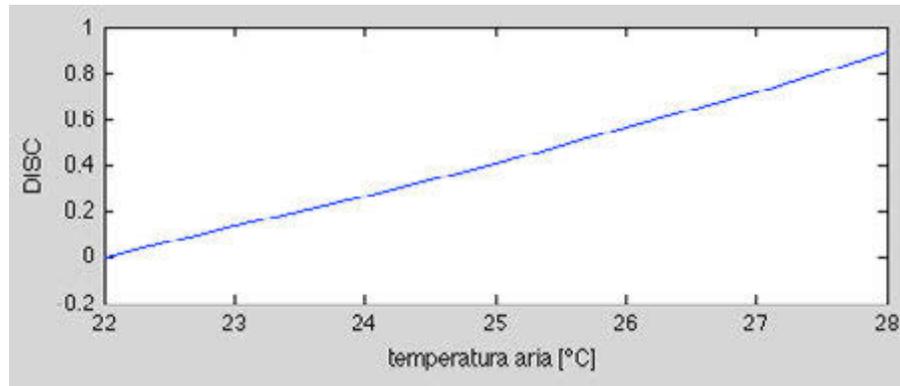
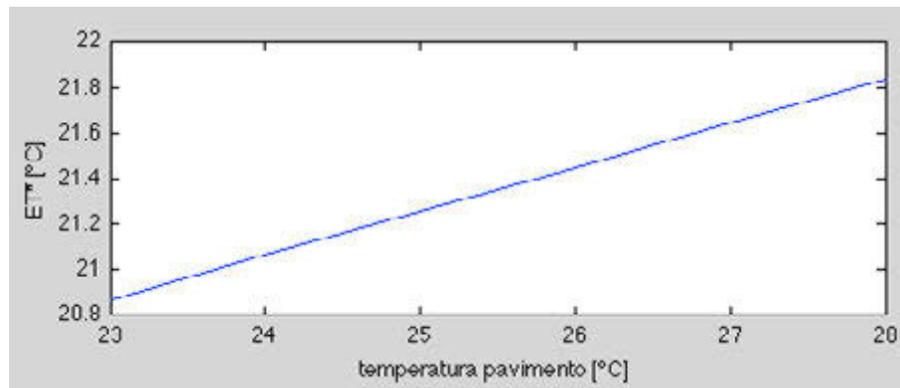
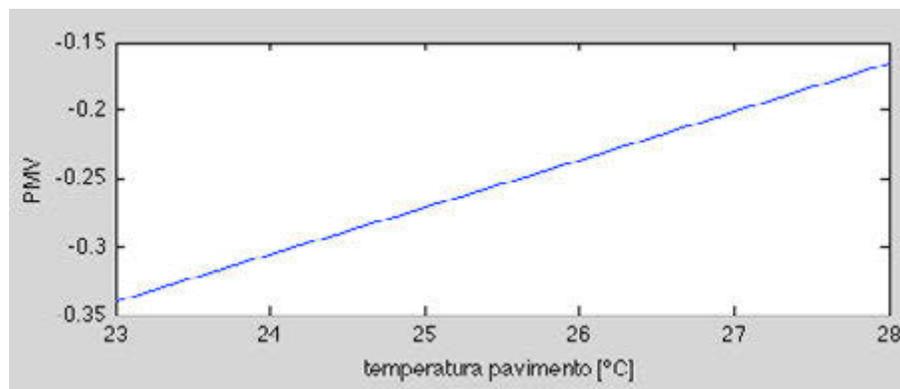
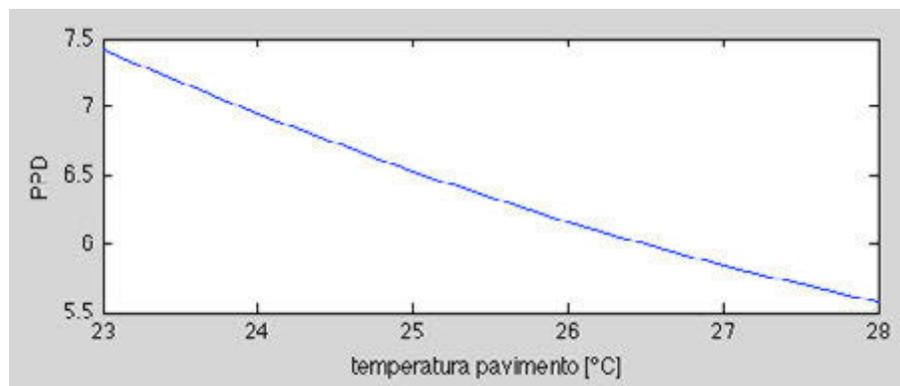
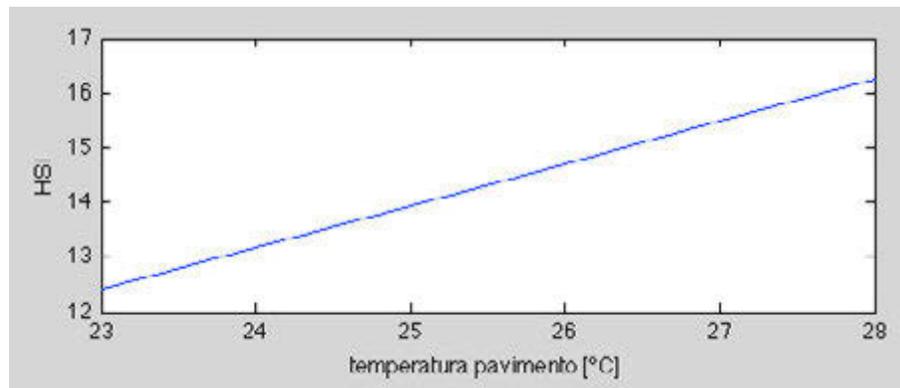
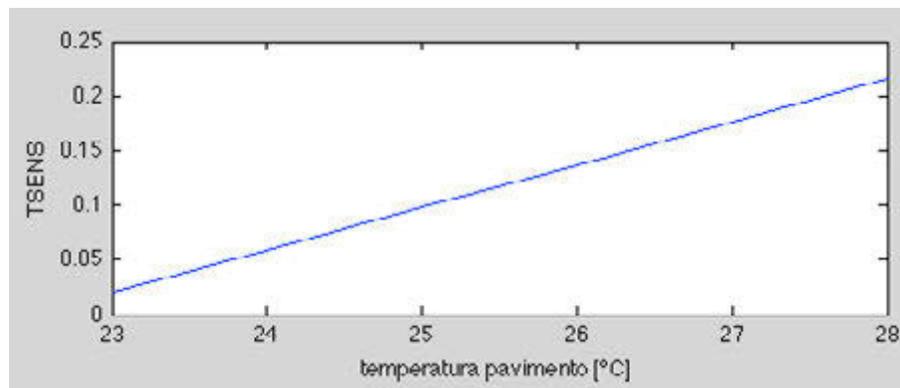
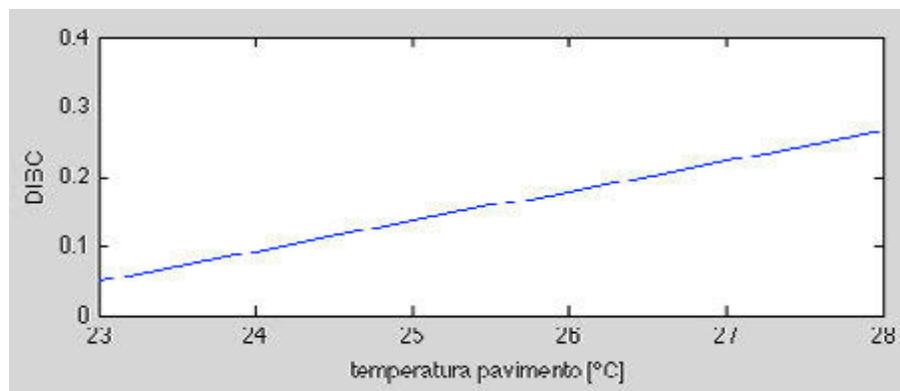


Figura 3.9: *DISC* in funzione della temperatura dell'aria

Si osserva che viene raggiunta la “neutralità termica”  $PMV \simeq 0$  cui corrisponde un valore di  $PPD$  pari a 5,1 per  $t_a$  prossima a  $25,5^\circ C$ . Oltre i  $25,5^\circ C$  l'indice  $PMV$  diventa positivo e continua a crescere fino al valore di 0,27 per  $t_a$  pari a  $28^\circ C$ . Parallelamente il  $PPD$  riprende a salire oltre i  $26^\circ C$  fino al valore di 6,5 per  $t_a$  pari a  $28^\circ C$ .

2) Variazione della temperatura del pavimento da  $23^\circ C$  a  $28^\circ C$ . Sono riportati i grafici che esprimono gli andamenti degli indici di benessere termico in funzione della temperatura del pavimento.

Figura 3.10:  $ET^*$  in funzione della temperatura del pavimentoFigura 3.11:  $PMV$  in funzione della temperatura del pavimentoFigura 3.12:  $PPD$  in funzione della temperatura del pavimento

Figura 3.13: *HSI* in funzione della temperatura del pavimentoFigura 3.14: *TSENS* in funzione della temperatura del pavimentoFigura 3.15: *DISC* in funzione della temperatura del pavimento

Esaminando il grafico del *PMV* ed il grafico del *PPD*, si potrebbe desumere che per valori crescenti della temperatura del pavimento, il benessere degli occupanti tenda ad aumentare.

In realtà bisogna tener presente che potrebbe insorgere una situazione di disagio termico locale; in riferimento alla *Figura 2.20* del *Capitolo 2* paragrafo *Condizioni di disuniformità termica e disagio termico*

*locale*, si rileva che a percentuale prevista di persone termicamente insoddisfatte è intorno al 10% (Olesen 1979). La procedura di calcolo non tiene conto di eventuali disuniformità e asimmetrie termiche locali, pertanto occorre sempre valutare separatamente l'influenza di queste situazioni secondo quanto riportato nel paragrafo *Condizioni di disuniformità termica e disagio termico locale* del *Capitolo 2*.

# Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi una procedura di calcolo, che permette la valutazione del benessere termico in ambienti confinati tramite l'impiego del modello di termoregolazione del corpo umano a Due Nodi e l'uso di alcuni tra i più diffusi indici ambientali, è stata impiegata per qualificare la sensazione termica in un ambiente confinato di forma geometrica semplice.

Sviluppi futuri dell'applicazione potrebbero riguardare l'adozione di più raffinati modelli per la termoregolazione tra quelli sviluppati da Stoiwijk e Hardy (1966), l'utilizzo di altri indici e l'inserimento all'interno del programma di una procedura che permetta la valutazione del benessere anche in condizioni di disuniformità termica e disagio termico locale.

# Bibliografia

- [1] ASHRAE (2001), “Thermal Comfort” in *Fundamentals Handbook (SI)*, Cap 8
- [2] Cannistraro, G., Franzitta, G., Giaconia, C. & Rizzo, G. (1989), *Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments*, Energy and Buildings, 19 (1992) pp. 51-60
- [3] Gagge, A.P., Foblets A.P. & Berglund, P.E. (1986), *A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment*, ASHRAE Transactions, Vol.92, Part 23.
- [4] ISO 7730, *Ergonomia degli ambienti termici – Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale*, 2008
- [5] Moran, M.J. & Shapiro, H.N. (2006), *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th Edition, Chichester, John Wiley & Sons Ltd.
- [6] Pagliarini, G. *Lezioni di Fisica Tecnica AB*, Università degli Studi di Parma, a.a. 2008-2009

# Appendice A

%Programma Matlab: Modello a Due Nodi per la simulazione della regolazione della temperatura corporea e calcolo degli indici di benessere termico: ET\*, PMV, PPD, HSI, TSENS, DISC.

```
clear
format long

%I PARTE: Dichiarazione variabili nel caso di studio

%Dimensioni ortogonali dell'ambiente confinato a forma di parallelepipedo:
l=5; %lunghezza [m]
p=4; %profondità [m]
h=3; %altezza [m]

%Parametri fisici dell'ambiente
ta=22 %temperatura aria [°C]
v=0.1 %velocità dell'aria [m/s]
chc=3.1 %coefficiente di trasferimento del calore per convezione [W/m2K]
if(v>0.2)
    chc=8.3*v^0.6 %occupante seduto fermo rispetto l'aria
end
fi=0.6 %grado igrometrico)

%Parametri personali dell' occupante
rm=65 %calore metabolico prodotto in riferimento all'attività specifica svolta [W/m2]
wk=0 %quota di lavoro meccanico [W/m2] (solitamente assunto pari a zero)
Icl=1.01 %resistenza dell'abbigliamento "Icl" [clo]
icl=0.34 %efficienza di trasferimento della massa (vapore) dei soli vestiti

pas=(610.5*exp(17.269*ta/(237.3+ta)))/1000; %pressione di vapore di saturazione a "ta" [kPa]
pa=fi*pas; % pressione di vapore condizioni ambiente in esame [kPa]
rcl=Icl*0.155; %resistenza dell'abbigliamento [m2K/W]
chclo=1/rcl; %conduttanza termica dell' abbigliamento [W/m2K]
fac1=1+0.3*Icl; %fattore d'area dell' abbigliamento

%Temperature delle pareti:
T_front=273.15+20 %[K]
T_rear=273.15+22 %[K]
T_right=273.15+22 %[K]
T_left=273.15+22 %[K]
T_floor=273.15+22 %[K]
T_ceiling=273.15+22 %[K]

%Routine per il calcolo del fattore di vista tra una persona seduta al
%centro di una stanza e le superfici rettangolari della stanza stessa di date
dimensioni
%lunghezza l, altezza h e profondità p [m].
%L'algoritmo impiegato fa rifermento al paragrafo Parametri ambientali.
```

```
%Tabella parametri dei 6 casi per persona seduta e orientazione nota
```

```
SEK1=[0.132,1.14505,0.14524,0.74379,0.10312,0.02967];
SEK2=[0.103,1.33522,0.14454,0.60637,0.14678,0.04628];
SEK3=[0.131,1.41607,0.09957,0.76196,0.07182,0.05578];
SEK4=[0.104,1.15253,0.13945,0.73371,0.09442,0.03688];
SEK5=[0.130,1.31858,0.12807,1.00432,0.03802,0.06189];
SEK6=[0.101,1.51966,0.12266,0.84923,0.10471,0.05704];
```

```
%Front Fp_1
```

```
%Fp_1I
```

```
a=p/2
```

```
c=l/2
```

```
b=h-0.8
```

```
FmaxSEK1=SEK1(1)
```

```
A=SEK1(2)
```

```
B=SEK1(3)
```

```
C=SEK1(4)
```

```
D=SEK1(5)
```

```
E=SEK1(6)
```

```
Tau=A+B*(a/c)
```

```
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
```

```
Fp_1I=FmaxSEK1*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))
```

```
%Fp_1II
```

```
Fp_1II=Fp_1I
```

```
%Fp_1III
```

```
a=p/2
```

```
c=l/2
```

```
b=0.8
```

```
FmaxSEK2=SEK2(1)
```

```
A=SEK2(2)
```

```
B=SEK2(3)
```

```
C=SEK2(4)
```

```
D=SEK2(5)
```

```
E=SEK2(6)
```

```
Tau=A+B*(a/c)
```

```
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
```

```
Fp_1III=FmaxSEK2*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))
```

```
%Fp_1IV
```

```
Fp_1IV=Fp_1III
```

```
Fp_1=Fp_1I+Fp_1II+Fp_1III+Fp_1IV
```

```
%Rear Fp_2
```

```
%Fp_2I
```

```
a=p/2
```

```
c=l/2
```

```
b=h-0.8
```

```
FmaxSEK2=SEK2(1)
```

```
A=SEK2(2)
```

```
B=SEK2(3)
```

```

C=SEK2(4)
D=SEK2(5)
E=SEK2(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_2I=FmaxSEK2*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_2II
Fp_2II=Fp_2I

%Fp_2III
a=p/2
c=1/2
b=0.8
FmaxSEK1=SEK1(1)
A=SEK1(2)
B=SEK1(3)
C=SEK1(4)
D=SEK1(5)
E=SEK1(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_2III=FmaxSEK1*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_2IV
Fp_2IV=Fp_2III

Fp_2=Fp_2I+Fp_2II+Fp_2III+Fp_2IV

%Right Fp_3

%Fp_3I
a=1/2
c=p/2
b=h-0.8
FmaxSEK3=SEK3(1)
A=SEK3(2)
B=SEK3(3)
C=SEK3(4)
D=SEK3(5)
E=SEK3(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_3I=FmaxSEK3*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_3II
a=1/2
c=p/2
b=h-0.8
FmaxSEK4=SEK4(1)
A=SEK4(2)
B=SEK4(3)
C=SEK4(4)

```

```

D=SEK4(5)
E=SEK4(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_3II=FmaxSEK4*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_3III
a=1/2
c=p/2
b=0.8
FmaxSEK3=SEK3(1)
A=SEK3(2)
B=SEK3(3)
C=SEK3(4)
D=SEK3(5)
E=SEK3(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_3III=FmaxSEK3*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_3IV
a=1/2
c=p/2
b=0.8
FmaxSEK4=SEK4(1)
A=SEK4(2)
B=SEK4(3)
C=SEK4(4)
D=SEK4(5)
E=SEK4(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_3IV=FmaxSEK4*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

Fp_3=Fp_3I+Fp_3II+Fp_3III+Fp_3IV

%Left Fp_4

%Fp_4I
a=1/2
c=p/2
b=h-0.8
FmaxSEK3=SEK3(1)
A=SEK3(2)
B=SEK3(3)
C=SEK3(4)
D=SEK3(5)
E=SEK3(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_4I=FmaxSEK3*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_4II
a=1/2
c=p/2
b=h-0.8

```

```

FmaxSEK4=SEK4(1)
A=SEK4(2)
B=SEK4(3)
C=SEK4(4)
D=SEK4(5)
E=SEK4(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_4II=FmaxSEK4*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_4III
a=1/2
c=p/2
b=0.8
FmaxSEK3=SEK3(1)
A=SEK3(2)
B=SEK3(3)
C=SEK3(4)
D=SEK3(5)
E=SEK3(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_4III=FmaxSEK3*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_4IV
a=1/2
c=p/2
b=0.8
FmaxSEK4=SEK4(1)
A=SEK4(2)
B=SEK4(3)
C=SEK4(4)
D=SEK4(5)
E=SEK4(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_4IV=FmaxSEK4*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

Fp_4=Fp_4I+Fp_4II+Fp_4III+Fp_4IV

%Floor Fp_5

%Fp_5I
a=p/2
c=0.8
b=1/2
FmaxSEK6=SEK6(1)
A=SEK6(2)
B=SEK6(3)
C=SEK6(4)
D=SEK6(5)
E=SEK6(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_5I=FmaxSEK6*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

```

```
%Fp_5II
Fp_5II=Fp_5I
```

```
%Fp_5III
a=p/2
c=0.8
b=1/2
FmaxSEK5=SEK5(1)
A=SEK5(2)
B=SEK5(3)
C=SEK5(4)
D=SEK5(5)
E=SEK5(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_5III=FmaxSEK5*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))
```

```
%Fp_5IV
Fp_5IV=Fp_5III
```

```
Fp_5=Fp_5I+Fp_5II+Fp_5III+Fp_5IV
```

```
%Ceiling Fp_6
```

```
%Fp_6I
a=p/2
c=h-0.8
b=1/2
FmaxSEK5=SEK5(1)
A=SEK5(2)
B=SEK5(3)
C=SEK5(4)
D=SEK5(5)
E=SEK5(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
Fp_6I=FmaxSEK5*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))
```

```
%Fp_6II
Fp_6II=Fp_6I
```

```
%Fp_6III
a=p/2
c=h-0.8
b=1/2
FmaxSEK6=SEK6(1)
A=SEK6(2)
B=SEK6(3)
C=SEK6(4)
D=SEK6(5)
E=SEK6(6)
Tau=A+B*(a/c)
j=C+(D*(b/c))+(E*(a/c))
```

```

Fp_6III=FmaxSEK6*(1-exp((-a/c)/Tau))*(1-exp((-b/c)/j))

%Fp_6IV
Fp_6IV=Fp_6III

Fp_6=Fp_6I+Fp_6II+Fp_6III+Fp_6IV

%Calcolo della temperatura media radiante:

Tr=((T_front^4)*Fp_1)+((T_rear^4)*Fp_2)+((T_right^4)*Fp_3)+((T_left^4)*Fp_4)+
((T_floor^4)*Fp_5)+((T_ceiling^4)*Fp_6))^(1/4) %[K]
tr=Tr-273.15 %[°C]

%II PARTE: Modello Two-Node: simulazione regolazione della temperatura
%corporea

%Costanti
eps=0.95; %emissività vestiti e superficie corporea
ArAd=0.73; %rapporto superficie radiante-superficie corporea (persona in
piedi)

%Condizioni iniziali
tcl=25 %temperatura [°C] della superficie dei vestiti
tsk=35.5 %temperatura della pelle [°C]
tcr=37 %temperatura dei tessuti interni del corpo [°C]
skbf=0.5 %valore del flusso sanguigno della pelle [l/m2h]
esk=0 %perdita di calore per evaporazione dalla pelle [W/m2]
alpha=0.5 %frazione di massa corporea concentrata nella pelle

tclold=tcl %[°C]
chr=4*eps*ArAd*5.67*10^-8*((tcl+tr)/2+273.15)^3 %[W/m2K]
tcl=(chclo*tsk+facl*(chc*ta+chr*tr))/(chclo+facl*(chc+chr)) %[°C]

%Integrazione per via numerica delle equazioni di bilancio dell'energia per
%i tessuti interni del corpo e per la pelle
for k=1:1:60

%Perdite di calore sensibile per convezione e irraggiamento dalla
%superficie dei vestiti e calcolo della temperatura della superficie
%dei vestiti
if(abs(tcl-tclold)>0.01)
    tclold=tcl %[°C]
    chr=4*eps*ArAd*5.67*10^-8*((tcl+tr)/2+273.15)^3 %[W/m2K]
    tcl=(chclo*tsk+facl*(chc*ta+chr*tr))/(chclo+facl*(chc+chr)) %[°C]
end
dry=facl*(chc*(tcl-ta)+chr*(tcl-tr)) %[W/m2]

%Perdite attraverso la respirazione di calore sensibile e latente
%(5.8662 kPa=44 mmHg; 0.017251=0.0023*760 mmHg/101.325 kPa)
eres=0.017251*rm*(5.8662-pa) %[W/m2]
cres=0.0014*rm*(34-ta) %[W/m2]

%Flussi di calore verso la pelle e i tessuti interni assumendo la conduttanza
della
%pelle pari a 5.28 W/m2K in assenza di flusso sanguigno nella pelle,

```

```

%ottenuti facendo il bilancio energetico
%della pelle:
hfsk=(tcr-tsk)*(5.28+1.163*skbf)-dry-esk %[W/m2]
%e dei tessuti interni:
hfcr=rm-(tcr-tsk)*(5.28+1.163*skbf)-cres-eres-wk %[W/m2]

%Capacità termiche (uomo medio: 70 kg, Ad=1.8 [m2])
tccr=58.2*(1-alpha)*70
tcsk=58.2*alpha*70

%Variazioni di temperatura in 1 minuto
dtsk=(hfsk*1.8)/tcsk %[°C]
dtcr=(hfcr*1.8)/tccr %[°C]
dtbm=alpha*dtsk+(1-alpha)*dtcr %[°C]
tsk=tsk+dtsk %[°C]
tcr=tcr+dtcr %[°C]

%Calcolo degli indici di controllo vascolare per la termoregolazione
%ttcr, ttsk, ttbm sono i valori di set point della temperatura dei tessuti
interni
%del corpo "core", della pelle e delle temperature medie del corpo
corrispondenti a neutralità fisiologica.
%bz è la frazione di massa della pelle rispetto tutta la massa del corpo
%(pelle+tessuti interni).
%Valori tipici per ttcr, ttsk e bz sono 36.8°C, 33.7°C e 0.10
%alpha è la reale frazione di massa corporea concentrata nei tessuti della
%pelle che dipende dalla "portata di flusso sanguigno sulla
%superficie della pelle".
ttcr=36.8 %[°C]
ttsk=33.7 %[°C]
bz=0.10
if (tsk>ttsk)
    warms=tsk-ttsk
    colds=0
else
    colds=tsk-ttsk
    warms=0
end

if (tcr>ttcr)
    warmc=tcr-ttcr
    coldc=0
else
    coldc=ttcr-tcr
    warmc=0
end

ttbm=bz*ttsk+(1-bz)*ttcr %[°C]
tbm=alpha*tsk+(1-alpha)*tcr %[°C]
if (tbm>ttbm)
    warmb=tbm-ttbm
    coldb=0
else
    coldb=ttbm-tbm
    warmb=0
end

```

```

%Controlli fisiologici per la regolazione della temperatura
%Costanti per un uomo medio: cdil=200 l/m2hK: costante di dilatazione
%
%           cstr=0.1 [adim]: costante di
%           contrazione
%           csw=170 g/m2h: costante di controllo della
%           sudorazione
%skbf: flusso sanguigno nella pelle= 6.3 l/m2h in assenza di controllo
%vascolare dovuto alla termoregolazione
%skbfl: flusso sanguigno nella pelle limite= 90 l/m2h

%Controllo del flusso sanguigno nella pelle
cdil=200
cstr=0.1
csw=170 %[g/m2h]
dilat=cdil*warmc
stric=cstr*colds
skbf=(6.3+dilat)/(1+stric) %[l/m2h]

%skbf non è mai inferiore a 0.5 e non è mai superiore a skbfl= 90 l/m2h
skbfl=90
if(skbf<0.5)
    skbf=0.5
end
if(skbf>skbfl)
    skbf=skbfl
end

%Variazione del rapporto tra massa della pelle e massa dei tessuti interni
%essendo variato skbf
%(alpha,skbf)=(0.15,6.3);(0.45,1.24);(0.05,90) (esempi)
alpha=0.0417737+0.7451832/(skbf+0.585417)

%Controllo della sudorazione di regolazione
regsw=csw*warmb*exp(warms/10.7) %[g/m2h]
rgswl=1000 %[g/m2h]
if(regsw>rgswl)
    regsw=rgswl
end

%Variazione della produzione di calore metabolico "M" a causa del
%rabbrivire (Stolwijk, Hardy)
act=rm %[W/m2]
rm=act+19.4*colds*coldc %[W/m2]

iterazioni_x(k)=k;
dtsk_y(k)=dtsk;
dtcr_y(k)=dtcr;
tsk_y(k)=tsk;
tcr_y(k)=tcr;

%Potenza trasmessa per effetto della sudorazione regolatrice
ersw=0.68*regsw %[W/m2]

%Valutazione del trasferimento di calore dovuto all'evaporazione sulla
%superficie della pelle
%Lewis ratio lr varia con tsk: per esempio lr=2.02 °C/mmHg (ovvero 15.1512

```

```

°C/kPa) a 0°C; lr=2.2 C/mmHg a 25°C
lr=15.1512*(tsk+273.15)/273.15 %[K/kPa]

%Equazione di trasferimento della massa tra superficie della pelle e
%ambiente: rt è la resistenza al passaggio del vapore tra il corpo e
l'ambiente
%(vestiti+strato di aria); im è l'efficienza di trasferimento della massa
%(vapore) dei i vestiti e dello strato d'aria; icl è l'efficienza di
%trasferimento della massa (vapore) dei soli vestiti.
%Bibliografia: Woodcock, Brecknridge e Goldman
rt=(1/(lr*facl*chc)+1/(lr*chclo*icl))
svp_tsk=(610.5*exp(17.269*tsk/(237.3+tsk)))/1000 %[kPa]
emax=(1/rt)*(svp_tsk-pa) %[W/m2]
prsw=ersw/emax

%pdif=(1-prsw)*0.06 con prsw=wrsw ovvero la frazione di superficie bagnata
%necessaria per l'evaporazione del sudore dovuto alla termoregolazione: in
%assenza di sudorazione prsw=0 quindi pdif=0.06 (bibl. Kerslake)
pdif=(1-prsw)*0.06
edif=pdif*emax %[W/m2]
esk=ersw+edif %[W/m2]
pwet=esk/emax

%Inizio del "distacco" di gocce di sudore non evaporato dalla superficie
della pelle quando pwet supera eveff=0.85
eveff=0.85
if ((pwet>=eveff) & (emax>0))
    pwet=eveff
    prsw=(eveff-0.06)/0.94
    ersw=prsw*emax
    pdif=(1-prsw)*0.06
    edif=pdif*emax
    esk=ersw+edif
end

%Se emax<0 allora avviene la condensazione del vapore sulla pelle
if (emax<0)
    pdif=0
    edif=0
    esk=emax
    pwet=eveff
    prsw=eveff
    ersw=0
end

%edrip è il sudore non evaporato espresso in g/m2h
edrip=(regsw*0.68-prsw*emax)/0.68 %[g/m2h]
if (edrip<0)
    edrip=0
end

%Pressione parziale del vapore sulla superficie della pelle, misurata da
%sensori di punto di rugiada "dewpoint sensors" o determinata con la
%formula empirica:
vpsk=pwet*svp_tsk+(1-pwet)*pa %[kPa]

```

```

%rhsk è l'umidità relativa della pelle
rhsk=vpsk/svp_tsk

end

subplot(2,1,1)
plot(iterazioni_x,tsk_y)
xlabel('tempo [min]')
ylabel('temperatura della pelle [°C]')
subplot(2,1,2)
plot(iterazioni_x,tcr_y)
xlabel('tempo [min]')
ylabel('temperatura dei tessuti interni [°C]')

%III PARTE: CALCOLO DEGLI INDICI DI BENESSERE TERMICO
%In ingresso si hanno i dati fisiologici ottenuti dalla precedente
%simulazione della regolazione della temperatura corporea.

%Indici di trasferimento del calore nell'ambiente in esame
ctc=chc+chr      %coefficiente di adduzione [W/m2K]
erf=chr*(tr-ta)  %scambio radiante addizionale con il corpo quando ta diverso
da tr [W/m2] ASHRAE 8.23
to=ta+erf/ctc   %[°C] %temperatura operativa [°C]
Icle=Icl-(facl-1)/(0.155*facl*ctc) %Resistenza termica effettiva dei vestiti
[clo]
fcle=1/(1+0.155*ctc*Icle) %Efficienza termica effettiva dei vestiti
fpcl=facl/(facl*chc*rcl/icl+1) %Efficienza della permeabilità dei vestiti

%Calcolo ET*
hsk=ctc*fcle*(tsk-to)+pwet*lr*chc*fpcl*(svp_tsk-pa) %perdita di calore dalla
pelle [W/m2]
%Ciclo iterativo per ricavare ET*
et=tsk-hsk/(ctc*fcle) % Temperatura Effettiva di primo tentativo (valore in
difetto) [°C]
svp_et=(610.5*exp(17.269*et/(237.3+et)))/1000; %pressione di vapore di
saturazione corrispondente a ET* [kPa]
hsk_et=ctc*fcle*(tsk-et)+pwet*lr*chc*fpcl*(svp_tsk-svp_et/2) %perdita di
calore dalla pelle nell'ambiente fittizio con et e 50%rh [W/m2]
err=hsk-hsk_et %differenza tra la perdita di calore nel caso reale e nel caso
con ET* [W/m2]
while err<0
    et=et+0.01 %[°C]
    svp_et=(610.5*exp(17.269*et/(237.3+et)))/1000; %[kPa]
    hsk_et=ctc*fcle*(tsk-et)+pwet*lr*chc*fpcl*(svp_tsk-svp_et/2)
    err=hsk-hsk_et %[W/m2]
end

%Equazione di comfort termico di Fanger. PMV giudizio medio atteso
L=rm-wk-3.96*10^(-8)*facl*((tcl+273)^4-(tr+273)^4)-facl*chc*(tcl-ta)-
3.05*(5.73-0.007*(rm-wk)-pa)-0.42*((rm-wk)-58.15)-0.0173*rm*(5.87-pa)-
0.0014*rm*(34-ta)
%PMV indice di Fanger
pmv=(0.303*exp(-0.036*rm)+0.028)*L

```

```
%PPD previsione della percentuale di persone termicamente insoddisfatte
ppd=100-95*exp(-0.03353*pmv^4-0.2179*pmv^2)
```

```
%Indice di stress termico proposto da Belding (1955)
rn=rm-wk %[W/m2] %produzione netta di calore metabolico [W/m2]
emax=emax*eveff %correzione di emax dovuta a eveff=0.85
ereq=rn-cres-eres-ctc*fcle*(tsk-to) %[W/m2]
hsi=100*ereq/emax
```

```
%Sensazione termica TSENS
tbc=(0.194/58.15)*rn+36.301 %valore di set point della temperatura media del
corpo limite inferiore della zona di regolazione per evaporazione
tbh=(0.347/58.15)*rn+36.669 %valore di set point della temperatura media del
corpo limite superiore della zona di regolazione per evaporazione
ecomf=(rn-58.2)*0.42 %perdita di calore per evaporazione del sudore in
condizioni di benessere termico (PMV=0) [W/m2]
```

```
if tbm<tbc
    tsens=0.4685*(tbm-tbc)
end
if tbm>tbh
    tsens=4.7*eveff+0.4685*(tbm-tbh)
end
if (tbm>tbc) & (tbm<tbh)
    tsens=4.7*eveff*(tbm-tbc)/(tbh-tbc)
end
```

```
%DISC disagio termico è funzione dello sforzo di termoregolazione del corpo
if tbm>tbc
    disc=4.7*(ersw-ecomf)/(emax-ecomf-edif)
end
if tbm<tbc
    disc=0.4685*(tbm-tbc)
end
```

# Appendice B

## Elenco delle variabili

tcl	: temperatura della superficie dei vestiti, [ $^{\circ}C$ ]
tcld	: temperatura della superficie dei vestiti nell'istante precedente, [ $^{\circ}C$ ]
facI	: $f_{cl}$ fattore dell' area dell'abbigliamento, $\left[f_{cl} = \frac{A_{cl}}{A_D}\right]$
chc	: $h_c$ coefficiente di trasferimento di calore per convezione valutato sulla superficie dei vestiti, [ $W/m^2K$ ]
ta	: temperatura dell'aria, [ $^{\circ}C$ ]
chr	: $h_r$ coefficiente di trasferimento di calore per irraggiamento valutato sulla superficie dei vestiti, [ $W/m^2K$ ]
dry	: $C + R$ calore sensibile scambiato per convezione + calore sensibile scambiato per irraggiamento, [ $W/m^2$ ]
tr	: $\bar{t}_r$ temperatura media radiante, [ $^{\circ}C$ ]
tsk	: $t_{sk}$ temperatura della pelle, [ $^{\circ}C$ ]
chclo	: $\frac{1}{R_{cl}}$ conduttanza termica dei vestiti, [ $W/m^2K$ ]
eres	: $E_{res}$ calore latente perso per respirazione, [ $W/m^2$ ]
cres	: $C_{res}$ calore sensibile perso per respirazione, [ $W/m^2$ ]
rm	: $M$ produzione metabolica di calore, [ $W/m^2$ ]
tcr	: $t_{cr}$ temperatura dei tessuti interni, [ $^{\circ}C$ ]
alpha	: $\alpha_{sk}$ frazione di massa corporea concentrata nei tessuti della pelle
hfsk	: flusso di calore alla pelle, [ $W/m^2$ ]
skbf	: $S_{kbf}$ flusso sanguigno nella pelle, [ $l/m^2h$ ]
esk	: $E_{sk}$ perdita di calore dalla pelle per evaporazione, [ $W/m^2$ ]
hfer	: flusso di calore nei tessuti interni, [ $W/m^2$ ]
wk	: lavoro meccanico, [ $W/m^2$ ]
dtsk	: variazione della temperatura $t_{sk}$ in 60s, [ $^{\circ}C$ ]
dtr	: variazione della temperatura $t_{cr}$ in 60s, [ $^{\circ}C$ ]
dtbm	: variazione della temperatura media del corpo $t_{bm}$ in 60s, [ $^{\circ}C$ ]
ttr	: valore di set point della temperatura dei tessuti interni (valore tipico 36, 8 $^{\circ}C$ )
ttsk	: valore di set point della temperatura della pelle (valore tipico 33, 7 $^{\circ}C$ )

bz : frazione di massa della pelle sulla totale massa del corpo (valore tipico 0,10)  
 tbm : temperatura media del corpo, [ $^{\circ}C$ ]  
 warms : indice di controllo vascolare  
 colds : indice di controllo vascolare  
 warmc : indice di controllo vascolare  
 coldc : indice di controllo vascolare  
 warmb : indice di controllo vascolare  
 coldb : indice di controllo vascolare  
 cdil : costante di dilatazione 200,  $\frac{l}{m^2hK}$   
 cstr : costante di contrazione 0, 1, [ $adim$ ]  
 dilat : dilatazione dovuta al controllo vascolare  
 stric : contrazione dovuta al controllo vascolare  
 skbf : flusso sanguigno nella pelle, [ $l/m^2h$ ]  
 skbfl : limite del flusso sanguigno della pelle 90, [ $l/m^2h$ ]  
 csw :  $C_{sw}$  costante di proporzionalità per il controllo del sudore 170, [ $g/m^2h$ ]  
 regcsw : sudorazione regolatrice  
 regswl : limite della sudorazione regolatrice  
 ersw :  $E_{rsw}$  perdita di calore per evaporazione dovuta alla sudorazione regolatrice, [ $W/m^2$ ]  
 act : produzione metabolica di calore dovuta ad attività specifica svolta, [ $W/m^2$ ]  
 lr :  $lr$  relazione di Lewis  
 rt :  $R_t$  resistenza termica totale equivalente uniforme tra il corpo e l'ambiente  
 emax :  $E_{max}$  massima perdita possibile di calore per evaporazione , [ $W/m^2$ ]  
 svp\_tsk :  $p_{sk,s}$  pressione di vapor d'acqua saturo a  $t_{sk}$ , [ $kPa$ ]  
 pa : pressione di vapor d'acqua nell'aria, [ $kPa$ ]  
 prsw :  $W_{rsw}$  umidità delle pelle richiesta per evaporare il sudore regolatore, [ $adim$ ]  
 pdif :  $(1 - prsw) \cdot 0,06$   
 edif :  $E_{dif}$  perdita di calore per evaporazione attraverso la diffusione del sudore , [ $W/m^2$ ]  
 pwet :  $W$  umidità della pelle  
 eveff : efficienza dell'evaporazione (assunto pari a 0,85)

edrip	: sudore non evaporato, $[m^2/h]$
vpsk	: pressione di vapore alla pelle, $[kPa]$
rhsk	: umidità relativa della pelle
ctc	: $h$ coefficiente di adduzione (trasferimento del calore sensibile) $[W/m^2K]$
to	: temperatura operativa $[^{\circ}C]$
erf	: scambio radiante addizionale con il corpo quando $t_a \neq \bar{t}_r$ [ $erf = h_r(\bar{t}_r - t_a)$ ], $[W/m^2]$
Icl	: $I_{cl}$ resistenza termica dei vestiti, $[clo]$ ;
Icle	: resistenza termica effettiva dei vestiti, $[clo]$
fcl	: $F_{cl}$ efficienza termica effettiva dei vestiti
fpcl	: $F_{pcl}$ efficienza della permeabilità dei vestiti
hsk	: calore perso dalla pelle, $[W/m^2]$
rn	: $rn = rm - wk$ calore metabolico netto, $[W/m^2]$
esw	: $E_{sw}$ perdita totale di calore per evaporazione del sudore, $[W/m^2]$