

Il contributo degli impianti al benessere termoigometrico

G. Alfano, F.R. d'Ambrosio

0. INTRODUZIONE

Come è noto, perché in un ambiente si verifichino condizioni di benessere termoigometrico deve esserci da un lato comfort globale, che è funzione dell'attività e dell'abbigliamento delle persone e dei valori medi spaziali delle quattro grandezze microclimatiche (velocità, umidità e temperatura dell'aria, temperatura media radiante), dall'altro non deve esserci discomfort localizzato, che è dovuto alla disuniformità di alcune delle grandezze microclimatiche. Pertanto, un impianto di climatizzazione per assicurare benessere termoigometrico deve garantire che le suddette grandezze assumano certi valori, che vengono ben precisati dalle normative esistenti. Attualmente esistono essenzialmente due norme che si occupano di benessere termoigometrico: la norma ISO 7730 [15] e la norma ASHRAE 55-81 [3]; le due norme hanno [1, 6] un'impostazione completamente diversa, ma portano a condizioni di benessere molto simili tra loro. Nelle tabelle I e II sono riportate le condizioni che devono essere verificate per ottenere il comfort termoigometrico, rispettivamente nella stagione invernale e in quella estiva, secondo la citata norma ISO.

Va ricordato che le esperienze di laboratorio alla base delle teorie del benessere termoigometrico [7, 23, 24] dimostrarono che persone vestite alla stessa maniera e che svolgono la stessa attività in uno stesso ambiente, non provano le stesse sensazioni termiche. Si ricordi per esempio che nelle prove effettuate a Copenhagen [7] su 144 persone poste in camera climatizzata a $t_o = 25,6^{\circ}\text{C}$, $v_a \leq 0,10 \text{ m/s}$, $\phi = 0,50$, con $I_d = 0,60 \text{ clo}$ e $M = 1,0 \text{ met}$, 4 votarono +2 (caldo), 27 votarono +1 (leggermente caldo), 83 votarono 0 (neutralità termica), 26 votarono -1 (leggermente freddo), 3 votarono -2 (freddo) ed 1 votò addirittura -3 (molto freddo). Nelle tabelle

I e II per ciascuna condizione abbiamo riportato, in percentuale nell'ultima colonna, il numero massimo di persone che possono risultare insoddisfatte, PD. Fortunatamente queste percentuali non si sommano e si valuta che, in un ambiente nel quale siano contemporaneamente verificate tutte le condizioni di tabella I o II, il numero di insoddisfatti non supera il 20%: questa valutazione non è però rigorosa, dal momento che sono poche le esperienze condotte in presenza di più cause di discomfort [22]. Si noti che nelle tabelle I e II non è riportato il valore di PD per la condizione sulla velocità dell'aria: il motivo sarà chiarito nel seguito.

Si tenga anche conto che i valori di PD delle tabelle I e II sono stati ricavati da prove in laboratorio [1]. Nella realtà possono verificarsi varie cause (attività diverse, disadattamento al lavoro, problemi personali, discomfort acustico, discomfort illuminotecnico, sonnolenza, appetito, indisposizione fisica, regime termico non permanente), certamente non presenti nelle esperienze di laboratorio, che tendono a rendere ancora maggiore il numero di insoddisfatti [2]. In definitiva, non è assolutamente pensabile che un impianto possa creare un microclima che soddisfi tutti gli occupanti. Naturalmente lo sforzo del progettista, dell'installatore e del manutentore deve essere quello di rendere minimo il numero di insoddisfatti.

Nei paragrafi successivi innanzitutto analizzeremo le condizioni che un impianto di climatizzazione deve realizzare per mantenere le percentuali di insoddisfatti nei limiti di norma e poi esamineremo quali sono i mezzi a disposizione per ridurre il più possibile tali percentuali.

Si vuole infine sottolineare che questo lavoro fa riferimento al contributo degli impianti all'ottenimento del benessere termoigometrico esclusivamente ne-

SIMBOLOGIA

- I_{cl} resistenza termica conduttiva equivalente dell'abbigliamento, clo;
 M metabolismo, met;
 PMV Voto Medio Previsto, adim.;
 PD percentuale di insoddisfatti, %;
 SD_v deviazione standard per la velocità istantanea dell'aria, m/s;
 t_a temperatura ambiente, °C;
 t_o temperatura operativa, °C;
 t_p temperatura del pavimento, °C;
 t_{pr} temperatura piana radiante, °C;
 t_r temperatura media radiante, °C;
 Tu intensità di turbolenza dell'aria, %;
 v_a velocità media temporale dell'aria nel generico punto, m/s;
 ϕ grado igrometrico, adim.

Pedici

- 0,1 quota relativa alle caviglie, m;
 0,6 quota relativa all'addome (persona seduta), m;
 1,1 quota relativa alla testa (persona seduta), m;
 h direzione orizzontale;
 v direzione verticale.

tabella I - condizioni per il comfort termoigrometrico nella stagione invernale ($I_{cl} = 1,0$ clo) per attività sedentaria o leggera ($M \leq 1,2$ met) secondo la norma ISO 7730

Grandezza	Condizione	PD (%)
t_o	$20 \leq t_o \leq 24^\circ\text{C}$ (per $\phi = 0,50$)	≤ 10
Δt_{av}	$t_{a-1,1} - t_{a-0,1} \leq 3^\circ\text{C}$	≤ 5
$\Delta t_{pr-0,6}$	$\begin{cases} \Delta t_{pr-0,6h} \leq 10^\circ\text{C} \\ \Delta t_{pr-0,6v} \leq 5^\circ\text{C} \end{cases}$	≤ 5
v_a	$v_a \leq 0,15 \text{ m/s}$	—
t_p	$19 < t_p \leq 29^\circ\text{C}$	≤ 10

tabella II - condizioni per il comfort termoigrometrico nella stagione estiva ($I_{cl} = 0,50$ clo) per attività sedentaria o leggera ($M \leq 1,2$ met) secondo la norma ISO 7730

Grandezza	Condizione	PD (%)
t_o	$23 \leq t_o \leq 28^\circ\text{C}$ (per $\phi = 0,50$)	≤ 10
Δt_{av}	$t_{a-1,1} - t_{a-0,1} \leq 3^\circ\text{C}$	≤ 5
v_a	$v_a \leq 0,25 \text{ m/s}$	—

gli ambienti termicamente moderati. La problematica è diversa, e non sarà esaminata, per gli ambienti termicamente severi.

1. TEMPERATURA DELL'ARIA E TEMPERATURA MEDIA RADIANTE

Come si vede dalle tabelle I e II, particolari disuniformità della temperatura dell'aria, t_a , e della temperatura media radiante, t_r , possono essere causa di discomfort locale.

Relativamente alla temperatura dell'aria sono da temere i gradienti verticali, che possono derivare da una cattiva distribuzione dell'aria, ovvero da una cattiva scelta del tipo e/o della posizione dei diffusori.

Circa il discomfort locale dovuto all'asimmetria della temperatura radiante, esso deriva da differenze di temperature piane radianti, verticali per soffitti caldi od orizzontali per pareti fredde, e ovviamente interessa solo la stagione invernale. Rischi di discomfort per soffitto caldo si hanno nel settore civile con gli impianti a pannelli radianti; rischi di discomfort per pareti verticali fredde si hanno negli ambienti con ampie vetrate che pertanto devono essere termicamente protette o con sistemi vetrati particolari o con lamine d'aria calda che fluisce lungo le pareti vetrate stesse. Vogliamo però precisare che fino ad oggi non ci è ancora capitato d'incontrare impianti che presentano questi inconvenienti. In effetti i valori limite sono abbastanza elevati: 5°C per Δt_{prh} e addirittura 10°C per Δt_{prv} . E c'è anche da dire che alcune esperienze [19, 20, 21] fanno ritenere che i valori limite proposti dalla norma ISO [15], identici a quelli della norma ASHRAE 55-81 [3], siano valori di assoluta sicurezza.

Per quanto riguarda il comfort globale, generalmen-

te non ci si riferisce alla temperatura dell'aria ed alla temperatura media radiante, ma alla temperatura operativa che, per ambienti termicamente moderati, si può spesso assumere pari alla media aritmetica di t_a e t_r .

La temperatura operativa è la grandezza microclimatica da cui maggiormente dipende il benessere termoigrometrico. Teoricamente per qualunque tipo di impianto di climatizzazione non c'è alcun problema a mantenere il valore della temperatura operativa nell'intervallo di benessere, fissati che siano i valori delle altre due grandezze microclimatiche, dell'abbigliamento e dell'attività. In pratica, invece, sussistono vari problemi.

Un problema è sicuramente quello della disuniformità spaziale del valore della temperatura operativa, disuniformità che dipende ovviamente dal tipo, dal numero e dalla posizione dei diffusori d'aria e dei corpi scaldanti o raffreddanti. Evidentemente, per ovviare a questo inconveniente, l'impianto deve assicurare un rapido e completo miscelamento dell'aria attraverso i moti sia forzati che naturali. Si vuole qui sottolineare la delicatezza di questo aspetto della progettazione di un impianto. Come si è visto, una cattiva progettazione dei diffusori può comportare, a livello di benessere termoigrometrico, disuniformità della temperatura dell'aria, con rischio di discomfort globale, e gradienti verticali della temperatura dell'aria, causa di discomfort localizzato, oltre che, come si vedrà al paragrafo successivo, correnti d'aria, anch'esse causa di discomfort localizzato. E spesso nell'esame di progetti di impianti, e/o nei collaudi degli stessi, ci capitano casi di impianti, anche molto complessi e costosi, che sono molto ben progettati in tutte le loro parti tranne che relativamente al sistema di diffusione, sistema che fa apparire l'impianto di basso livello qualitativo.

Un altro problema è quello della variabilità nel tempo della temperatura operativa. A tale proposito va ricordato che mentre l'ISO 7730 [15] non fornisce prescrizioni specifiche in merito, l'ASHRAE 55-81 [3] prescrive che per variazioni cicliche di t_o con variazioni di picco superiori a $1,1^{\circ}\text{C}$ la velocità di variazione della temperatura operativa sia minore di $2,2^{\circ}\text{C}/\text{h}$ e che per variazioni non cicliche la velocità di variazione sia minore di $0,6^{\circ}\text{C}/\text{h}$ con sconfigamenti dalla zona del comfort al massimo di $0,6^{\circ}\text{C}$ per non più di un'ora.

Un problema che ci sembra piuttosto grave è quello connesso al fatto che generalmente gli impianti di regolazione "sentono" la temperatura dell'aria e

non la temperatura operativa. Ne deriva che in tutti quei casi in cui la temperatura media radiante varia apprezzabilmente durante la giornata, come si verifica per esempio negli ambienti con ampie superfici vetrate, può facilmente venir meno il comfort globale. Supponiamo per esempio che l'impianto di regolazione assicuri una t_a di $25,0 \pm 1,0^{\circ}\text{C}$ ed un ϕ di $0,50 \pm 0,10$; considerando sempre $v_a = 0,13 \text{ m/s}$, $M = 1,2 \text{ met}$ e $I_{cl} = 0,50 \text{ clo}$, si ha:

per $\phi = 0,50$ e $t_a = t_r = 25^{\circ}\text{C}$ $PMV = 0,00$

per $\phi = 0,40$, $t_a = 24^{\circ}\text{C}$ e $t_r = 25^{\circ}\text{C}$ $PMV = -0,24$

per $\phi = 0,60$, $t_a = 26^{\circ}\text{C}$ e $t_r = 26,8^{\circ}\text{C}$ $PMV = +0,50$

cioè è sufficiente che alle oscillazioni di t_a e ϕ proprie di un qualunque impianto si sovrapponga un campo radiante che innalzi di circa 1°C t_r rispetto a t_a perché vengano meno le condizioni di comfort globale. Se l'impianto sentisse la temperatura operativa, reagirebbe, ovviamente, con una diminuzione della temperatura dell'aria che compenserebbe l'aumento della temperatura media radiante.

2. VELOCITÀ DELL'ARIA

La velocità dell'aria è la grandezza microclimatica che dà certamente i maggiori fastidi agli impiantisti: se dovessimo fare una graduatoria tra le cause di discomfort, metteremmo senza alcun dubbio al primo posto le correnti d'aria.

Il problema delle correnti d'aria è studiato rigorosamente solo da una quindicina d'anni [5, 8, 10, 11, 12, 14, 16, 17, 18, 22] e solo negli ultimi anni si sono ottenuti risultati che sembrano soddisfacenti. È questo il motivo per cui su questo punto le due norme internazionali citate nell'introduzione risultano senz'altro superate. Ed infatti su questo argomento la proposta di norma ASHRAE 55-81R [4], che è ormai in inchiesta pubblica, è molto diversa dalla 55-81. Così si può senz'altro prevedere che la prossima ISO 7730 (la norma, essendo stata pubblicata nel 1984, è passata da alcuni mesi in revisione) sarà certamente diversa, su questo punto, dall'attuale.

Le esperienze di questi ultimi anni hanno dimostrato che il discomfort da correnti d'aria (che è un raffreddamento indesiderato, dovuto al movimento dell'aria, localizzato ad una parte – anche piccola – del corpo umano) dipende dalla velocità, dalla temperatura e dall'intensità di turbolenza dell'aria. Ricordiamo che il moto dell'aria negli ambienti è turbolento, cioè la velocità istantanea dell'aria nel punto non è costante nel tempo, neppure quando si è in condizioni che farebbero pensare ad una situazione

di regime permanente. In figura 1 è riportato, ad esempio, un andamento caratteristico della velocità istantanea in un punto di un ambiente e sono indicati il valore della velocità media, v_a , che viene in genere chiamata semplicemente velocità, e quello della deviazione standard SD_v : il rapporto SD_v/v_a è l'intensità di turbolenza, Tu . Dalla ricordata definizione di discomfort da corrente d'aria e dalla teoria dello scambio termico per convezione si capisce che il discomfort cresce al diminuire di t_a ed al crescere di v_a . Meno evidente è la dipendenza del discomfort dalla turbolenza. Una spiegazione è che i termorecettori (le terminazioni nervose che si trovano in vari punti del corpo e che avvertono il caldo e il freddo) sono sensibili alla variazione della sensazione termica dovuta alla variazione della velocità istantanea dell'aria, così come, per esempio, provoca fastidio un segnale acustico intermittente, anche se di intensità sonora non elevatissima.

In particolare [12, 22], è stata proposta la seguente relazione:

$$PD = (34 - t_a) (v_a - 0,05)^{0,62} (0,37v_a Tu + 3,14) \quad (1)$$

con:

PD = percentuale di insoddisfatti (in questo caso per correnti d'aria), adim.;

t_a = temperatura dell'aria, °C;

v_a = velocità media dell'aria, m/s;

Tu = intensità di turbolenza, %;

che vale per attività leggera o sedentaria, per le parti del corpo scoperte (mani, collo, testa, piedi se senza calze, ecc.) e per t_a compresa tra 20 e 26°C.

Nella (1) per $v_a < 0,05$ m/s va inserito comunque $v_a = 0,05$ m/s e per $PD > 100\%$ va assunto $PD = 100\%$.

Evidentemente dalla (1), fissata la percentuale di in-

soddisfatti per correnti d'aria che si ritiene accettabile, si ricava una relazione tra t_a , Tu e il valore limite di v_a .

La proposta di norma ASHRAE 55-81R [4] accetta la (1) e fissa nel 15% il valore limite di PD. Ne risulta il diagramma di figura 2. C'è da aggiungere che non è difficile prevedere che anche la nuova ISO 7730 accetterà la (1) e la figura 2.

Nelle figure 3 e 4 abbiamo diagrammato la (1), ovvero abbiamo riportato PD in funzione di Tu per diversi valori di velocità. Le due figure sono relative alle temperature di 20°C e 25°C, che sono generalmente quelle alle quali in Italia gli impianti di climatizzazione mantengono gli ambienti. Chiariamo pure che negli ambienti climatizzati in genere il valore dell'intensità di turbolenza varia tra il 30 ed il 60% (è minore del 30% solo per convezione naturale e per ventilazione con flusso a pistone). Dalla figura 2 e dalle figure 3 e 4 si ricava che seguendo l'ASHRAE, cioè accettando come valore limite $PD = 15\%$, e considerando per Tu l'intervallo di valori 30 ± 60%, si ha che v_a deve essere minore di 0,12 ± 0,15 m/s a 20°C e minore di 0,15 ± 0,19 m/s a 25°C. Orbene, poiché attualmente non è facile prevedere il valore di Tu , in sicurezza bisogna tenere v_a minore di 0,12 m/s nella stagione invernale e di 0,15 m/s in quella estiva.

FIGURA 2
Valori limite della velocità media dell'aria, v_a , in funzione della temperatura dell'aria, t_a , e dell'intensità di turbolenza, Tu , per $PD = 15\%$.
Da [12].

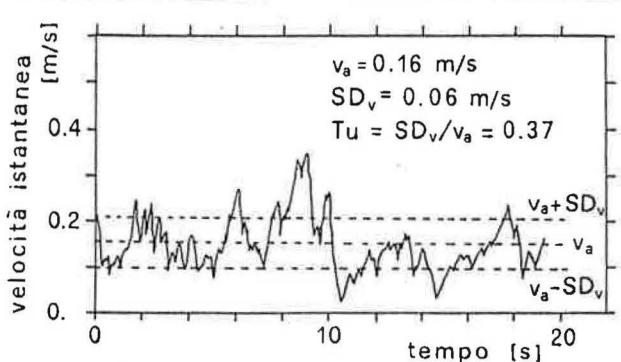
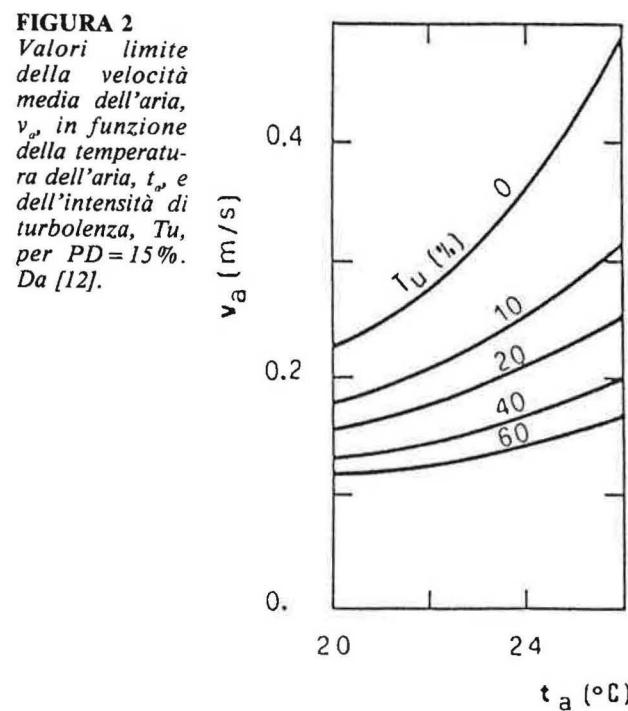


FIGURA 1
Esempio di variazione della velocità istantanea dell'aria in un punto dello spazio. Da [10].

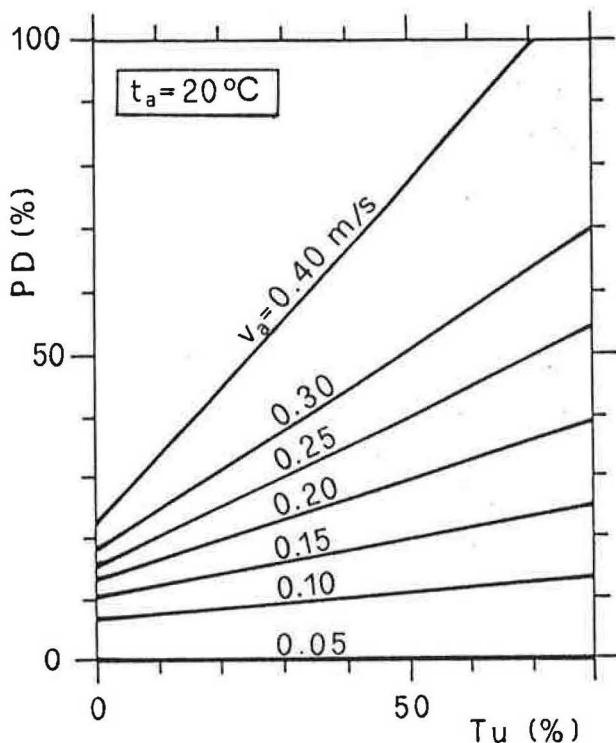


FIGURA 3
Percentuale di insoddisfatti da correnti d'aria, PD, in funzione dell'intensità di turbolenza, Tu, per diversi valori di velocità dell'aria, v_a , e per $t_a = 20^\circ\text{C}$.

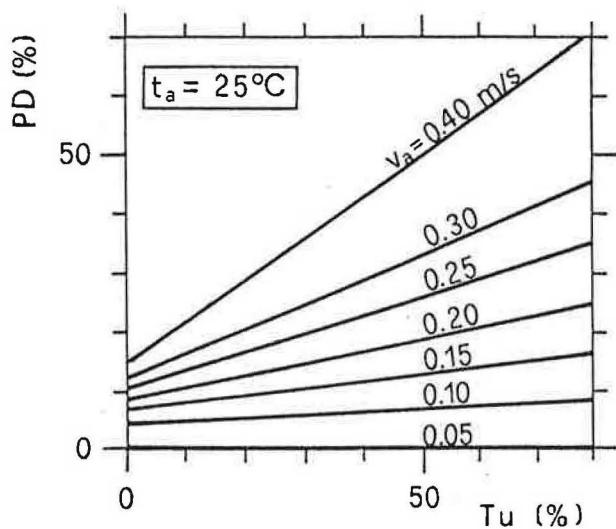


FIGURA 4
Percentuale di insoddisfatti da correnti d'aria, PD, in funzione dell'intensità di turbolenza, Tu, per diversi valori di velocità dell'aria, v_a , e per $t_a = 25^\circ\text{C}$.

Dalle figure 3 e 4 si ricava ancora che usando invece i limiti imposti dalle normative vigenti (0,15 m/s d'inverno e 0,25 m/s d'estate) si arriva ad una percentuale di insoddisfatti del 22% d'inverno e del 29% d'estate.

Noi condividiamo la scelta dell'ASHRAE e troviamo nei valori di PD molto alti ora ricavati la spiegazione del fatto che le correnti d'aria affliggono gli impiantisti. È chiaro che a questo punto la progettazione dei sistemi di diffusione deve essere fatta con ancora maggiore accuratezza. Probabilmente bisognerà anche cercare, a livello di realizzazione dei diffusori, di rendere il valore dell'intensità di turbolenza il più piccolo possibile.

Le considerazioni fatte fanno capire perché nelle tabelle I e II non abbiamo ritenuto di dare un valore a PD per la condizione sulla velocità dell'aria.

Infine, va sottolineato che nella prospettiva esposta di dover mantenere la velocità dell'aria a valori molto bassi anche d'estate, ci pare superfluo soffermarci sulla incidenza della velocità sul comfort globale.

3. UMIDITÀ

Nelle tabelle I e II non compare alcuna condizione sull'umidità dell'aria. Il motivo sta nel fatto che negli ambienti termicamente moderati l'umidità influisce poco sulla sensazione termica, come si evidenzia per esempio dalla figura 5, nella quale per attività leggera e velocità dell'aria di 0,13 m/s, è riportata la relazione che lega la temperatura operativa alla resistenza termica dell'abbigliamento per tre valori dell'indice PMV (-0,50, 0 e +0,50) al variare del grado igrometrico da 0,30 a 0,70. Come si vede dal diagramma, per valori della resistenza termica corrispondenti ad abbigliamenti usualmente indossati negli ambienti climatizzati ($I_a = 0,50 + 1,2 \text{ clo}$) in condizioni di neutralità termica (PMV = 0), la temperatura operativa varia solo di 1°C passando da $\phi = 0,30$ a $\phi = 0,70$. Questa variazione è leggermente maggiore di 1°C solo per PMV = +0,50 e $I_a = 1,2 \text{ clo}$, ma va diminuendo sia al diminuire del PMV che passando dalla stagione invernale a quella estiva.

La norma ASHRAE 55-81, invece, prescrive limitazioni all'umidità dell'aria negli ambienti climatizzati: il titolo del vapor d'acqua nell'aria deve essere compreso tra 4,3 e 12,0 g/kg, valori che corrispondono a temperature di rugiada di 1,7 e 16,7 °C. Nella proposta di norma ASHRAE 55-81R il campo del comfort è invece delimitato dalle curve a grado igrometrico 0,30 e 0,60, così come risulta in figura 6. Pro-

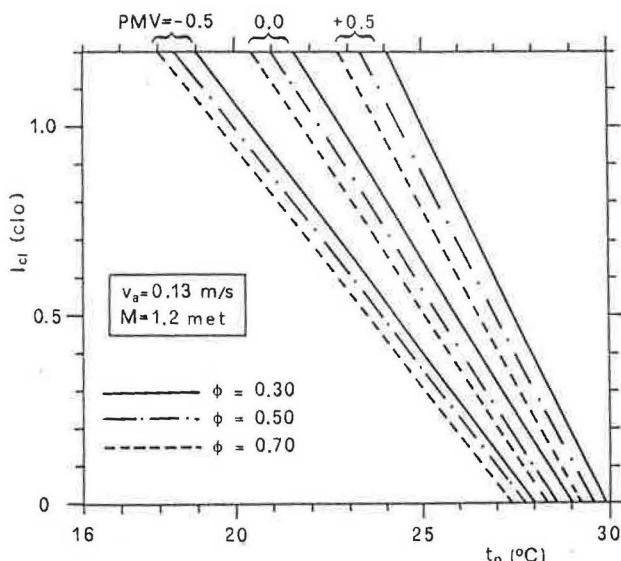


FIGURA 5
Curve a $PMV = -0,50$, $PMV = 0,00$, $PMV = 0,50$ per atti-
tà sedentaria ($M = 1,2$ met) e aria stagnante ($v_a = 0,13$ m/s),
calcolate al variare della resistenza termica dell'abbigliamento,
 I_{cl} e della temperatura operativa, t_o , per tre diversi
valori del grado igrometrico, ϕ .

babilmente, anche nella revisione della ISO 7730 comparirà una limitazione sul grado igrometrico: la proposta attuale è di considerare l'intervallo 0,30+0,70.

Bisogna però chiarire che le limitazioni sull'umidità che compaiono nella norma ASHRAE, e che compariranno quasi certamente nella ISO, non sono dovute all'influenza dell'umidità sulle sensazioni termiche, ma ad altre ragioni: per bassi valori del grado igrometrico si seccano le mucose nasali, con diminuzione delle difese da germi e batteri, e si creano facilmente cariche elettrostatiche; per elevati valori del grado igrometrico, invece, aumentano i rischi di allergie e le probabilità che si formi condensa sulle superfici fredde dell'ambiente, con conseguente sviluppo di muffe [9].

Da quanto detto non si comprende perché spesso, nei capitoli degli impianti di climatizzazione, viene prescritto un intervallo molto ristretto di valori del grado igrometrico, spesso $0,50 \pm 0,05$, intervallo tra l'altro difficilmente controllabile. Per i motivi esposti, riteniamo che tale intervallo possa essere almeno raddoppiato e, d'accordo con Fantini [13], che esso possa essere diverso nelle due stagioni, con un certo vantaggio per il risparmio energetico. Si potrebbe per esempio prescrivere $0,45 \pm 0,10$ in inverno e $0,55 \pm 0,10$ in estate.

4. TEMPERATURA DEL PAVIMENTO

Come si deduce dalla tabella I, ai fini del comfort termoigrometrico la temperatura superficiale del pavimento nella stagione invernale deve essere compresa tra 19 e 29°C.

Temperature superiori si possono avere nel caso di impianti di riscaldamento con riscaldatori annegati nel pavimento, che devono perciò essere adeguatamente progettati.

Temperature superficiali del pavimento inferiori a 19°C ci è capitato di incontrarne con una certa frequenza. Sono ovviamente dovute non a carenze dell'impianto di climatizzazione ma a carenze di isolamento termico del pavimento, che dovrebbe essere dimensionato anche tenendo presente questo problema, mentre invece viene spesso dimensionato solo al fine di evitare fenomeni di condensa.

5. COME RIDURRE IL PIÙ POSSIBILE LA PERCENTUALE DI INSODDISFATTI

Quando si richiamano i valori di PD che probabilisticamente corrispondono alle diverse condizioni mi-

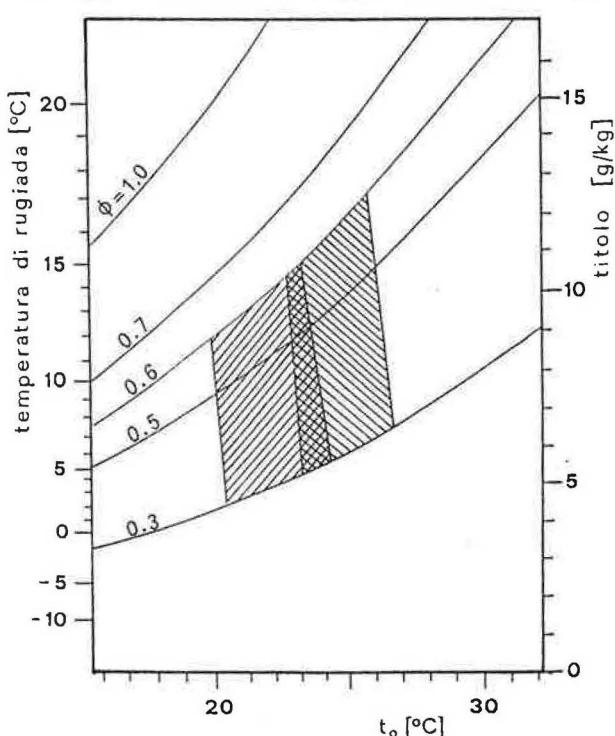


FIGURA 6
Zona del comfort globale per la norma ASHRAE 55-81R.
Da [4].

croclimatiche, c'è il forte rischio che si ingeneri la convinzione che, essendo il comfort termico globale irraggiungibile, non valga la pena di fare sforzi progettuali ed economici finalizzati ad ottenere il miglior microclima possibile.

Noi riteniamo invece che tali sforzi vadano fatti se non altro perché economicamente si ripagano abbondantemente. Un microclima ottimale, infatti, influenza sull'efficienza lavorativa e sulla salute dei lavoratori e, in conseguenza dell'aumento di concentrazione mentale, sul rischio di incidenti. Riteniamo anche che esistano due strumenti che permettono di ridurre di molto le percentuali di insoddisfatti di cui si è parlato: l'abbigliamento e la regolazione manuale.

Abbigliamento. L'abbigliamento può essere un utile strumento per annullare quasi del tutto le differenze interindividuali e gli effetti delle inevitabili variazioni delle diverse grandezze che influiscono sul comfort globale [2]. In parte questo strumento viene già utilizzato: in genere, se una persona sa di aver provato in un certo ambiente una sensazione di freddo (caldo), nel ritornarci si veste in maniera più pesante (leggera). Riteniamo che i lavoratori vadano educati in questa direzione e che vada data loro la possibilità, per esempio mettendo a loro disposizione degli armadietti, di avere sul posto di lavoro un certo numero di capi di abbigliamento in modo da poter variare la resistenza termica dell'abbigliamento nel corso della giornata lavorativa.

Tra l'altro, con questa azione di educazione collettiva si potrebbe ottenere il rispetto del limite di 20°C, imposto per la temperatura degli ambienti dalla Legge 373/76. Infatti, come si vede dal diagramma di figura 5, persone che svolgono attività sedentaria ($M = 1,2$ met) in un ambiente in cui sia $v_a = 0,13$ m/s e $\phi = 0,50$, per trovarsi in condizioni di neutralità termica ($PMV = 0,0$) a $t_o = 20,0^\circ\text{C}$, devono indossare un abbigliamento la cui resistenza termica sia leggermente maggiore di 1,2 clo. Nelle stesse condizioni di velocità dell'aria, grado igrometrico e attività, se le persone indossano abbigliamenti da 1,0 clo (tipico invernale), per realizzare condizioni di neutralità termica la temperatura deve salire a più di 22°C; in questo caso $t_o = 20^\circ\text{C}$ rappresenta la temperatura operativa limite inferiore dell'intervallo di benessere, cui corrisponde $PMV = -0,50$.

Regolazione manuale. Uno dei motivi per i quali alcune persone risultano insoddisfatte negli ambienti climatizzati è di tipo psicologico e deriva dall'impossibilità di decidere le caratteristiche microclimatiche

dello spazio in cui esse vivono e dalla necessità di accettare condizioni stabilite da altri. Questa insoddisfazione viene meno se la persona ha la possibilità di intervenire, mediante una regolazione fine, sulle condizioni esistenti nello spazio in cui generalmente si trova [25]. Ovviamente, questa regolazione può avere anche i vantaggi dei quali si è parlato per l'abbigliamento: la compensazione delle differenze interindividuali e degli effetti, per esempio, di attività diverse.

Chiaramente, la regolazione manuale deve essere studiata in modo da non ingenerare cause di discomfort localizzato e da non variare il microclima degli spazi adiacenti, occupati da altre persone con altre esigenze. In alcuni paesi, negli ambienti di lavoro molto ampi ed occupati da più persone, si sono adoperati in certi casi pannelli radianti posti in corrispondenza del singolo posto di lavoro, ad esempio sul soffitto; variando la temperatura superficiale del pannello si influenza sulla temperatura media radiante e si può in definitiva esercitare un'azione di regolazione personale, sia in estate che in inverno, sul benessere globale.

Bibliografia

- [1] Alfano, G; d'Ambrosio, F.R.; e de' Rossi, F. "Fondamenti di benessere termoigrometrico per la progettazione e la gestione degli impianti di condizionamento." Napoli: CUEN, 1987.
- [2] Alfano, G.; e d'Ambrosio, F.R. "Clothing: an essential individual adjustment factor for obtaining general thermal comfort." Proceedings of the Healthy Buildings '88 - Planning, Physics and Climate for Healthier Buildings, Stockholm, 1988, Vol. 2, pp. 356-361.
- [3] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 55-81. "Thermal environmental conditions for human occupancy." Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers Inc., 1981.
- [4] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Revised Draft Standard 55-81. "Thermal environmental conditions for human occupancy." Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers Inc., 1989, September.
- [5] Christensen, N.K.; Albrechtsen, O.; Fanger, O.P.; e Trzeciaikiewicz, Z. "Air movement and draught." Proceedings of Indoor Air '84, Stockholm, 1984.
- [6] d'Ambrosio, F.R.; e Alfano, G. "Indagini microclimatiche; problematiche e proposte." Condizionamento dell'aria, 1990, 34 (1).
- [7] Fanger, P.O. Thermal Comfort. Malabar: R.E. Krieger Pub. Company, 1972.
- [8] Fanger O.P.; e Pedersen C.J.K. "Discomfort due to air velocity in spaces." Proceedings of the meeting of Commission E1 of the IIR, Paris, 1977.
- [9] Fanger, O.P. "Air humidity, comfort and health." Proceedings of the meeting of Commission E1 of the IIR, Paris, 1977, 192-195.
- [10] Fanger O.P. "The PMV index and the international comfort

Il contributo degli impianti al benessere termoigrometrico

- standard. Practical applications." Proceedings of the A.I.CARR Seminar on Thermal Comfort and the Controlled Environment, Naples, 1986, pp. 5-31.
- [11] Fanger, O.P.; e Christensen N.K. "Perception of draught in ventilated spaces." Ergonomics, 1986, 29 (2), pp. 215-235.
- [12] Fanger, O.P.; Melikov, A.K.; Hanzawa, H.; e Ring, J. "Turbolenza e correnti d'aria." Condizionamento dell'aria, 1989, 33 (4), pp. 473-476.
- [13] Fantini A. "Interaction between physiological comfort and systems design." Proceedings of the A.I.CARR Seminar on Thermal Comfort and the Controlled Environment, Naples, 1986, pp. 113-126.
- [14] Hanzawa, H.; Melikov, A.K.; e Fanger, O.P. "Airflow characteristics in the occupied zone of ventilated spaces." ASHRAE Transactions, 1987, 93 (1), pp. 524-539.
- [15] ISO. ISO Standard 7730. "Moderate thermal environments: determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort." Geneva: International Standard Organization, 1984.
- [16] Mayer, E. "Physical investigation into the sick building syndrome: new draft measurement methods." Proceedings of the CIB-W77 meeting, Holzkirchen, 1987.
- [17] Mayer, E. "Physical causes for draft: some new findings." ASHRAE Transactions, 1987, 93 (1), pp. 540-548.
- [18] Mayer, E. "Assessment of draught by an artificial skin." Proceedings of the CIB-W77 meeting, Gavle, 1988.
- [19] McIntyre, D.A.; e Griffiths I.D. "Effetto dell'irraggiamento uniforme ed asimmetrico sul benessere." Condizionamento dell'aria, 1976, 20 (12), pp. 963-971.
- [20] McIntyre, D.A. "Overhead radiation and comfort." BSE, 1977, 44 (1), pp. 226-234.
- [21] McNall, P.E.; e Biddison R.E. "Thermal comfort sensations of sedentary persons exposed to asymmetric radiant fields." ASHRAE Transactions, 1970, 76 (1), pp. 123-136.
- [22] Melikov, A.K.; e Nielsen, J.B. "Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation." ASHRAE Transactions, 1989, 95 (2) pp. 1050-1057.
- [23] Nevins, R.G.; Rohles, F.H.; Springer, W.; e Feyherm, A.M. "A temperature-humidity chart for thermal comfort of seated person." ASHRAE Journal, 1966, April, pp. 55-61.
- [24] Rohles, F.H. "Thermal sensations of sedentary man in moderate temperatures." Special Report 1970. Manhattan: Institute for Environmental Research, Kansas State University, 1970.
- [25] Wyon, D. "The importance of our indoor climate." Flakt Review, 1987, April, pp. 2-3.

Relazione su invito presentata alla Seduta Plenaria del Convegno Nazionale A.I.CARR "La qualità dell'aria interna per il benessere dell'uomo", Milano, 8-9 marzo 1990.

Gaetano Alfano

Nato a Napoli il 31 maggio 1940, laureato in Ingegneria, dal 1975 è ordinario di Fisica Tecnica nella Facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli, Federico II. Attualmente afferisce al Dipartimento di Energgetica Termofluidodinamica applicata Condizionamenti ambientali (D.E.T.E.C.). Ha svolto attività di ricerca principalmente nel campo della trasmissione del calore e dell'energia solare. Dal 1983 ricerca nel settore del benessere termoigrometrico. È coordinatore del gruppo di lavoro "Microclima" della commissione Ergonomia dell'UNI ed è il rappresentante italiano nel gruppo di lavoro "Thermal Environment" della Commissione Ergonomics dell'ISO. È socio dell'ATI (membro del Direttivo regionale), dell'A.I.CARR, dell'UIT, della SIE (membro del Direttivo nazionale e presidente della sezione Campania) e dell'ASHRAE.



Francesca Romana d'Ambrosio

Nata a Vietri sul Mare il 24 luglio 1958, laureata in Ingegneria e specializzata in Tecnologie Biomediche, è ricercatrice di Fisica Tecnica nella Facoltà di Ingegneria dell'Università di Napoli, Federico II. Afferisce al Dipartimento di Energia Termofluidodinamica applicata e Condizionamenti ambientali (D.E.T.E.C.). Ricerca nel settore del benessere termoigrometrico. È socio dell'ATI e della SIE.

