

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÂNTULUI  
UNIVERSITATEA " POLITEHNICA " DIN TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE CONSTRUCȚII

**Ing. Olga BANCEA**

**CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA CONFORTULUI  
TERMIC ÎN CONSTRUCȚII CIVILE**

**- TEZĂ DE DOCTORAT -**

Conducător științific  
**Prof. dr. ing. Valeriu STOIAN**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

19.489  
C

**TIMIȘOARA  
1997**

Autoarea mulțumește conducătorului științific prof. dr. ing. Valeriu STOIAN pentru sprijinul și îndrumările acordate pe parcursul elaborării acestei lucrări.

De asemenea, autoarea aduce mulțumiri tuturor aceluia care au sprijinit-o moral și material pe tot parcursul elaborării tezei de doctorat.

## CAPITOLUL 1

### CONFORTUL TERMIC INTERIOR ȘI CRITERII DE APRECIERE

#### 1.1. GENERALITATI

Noțiunea de "confort" este legată de asigurarea ansamblului condițiilor de mediu necesare desfășurării optime a vieții fiziologice și psihice a omului. Senzația de confort dintr-o încăpere este determinată în general de lipsa senzației de cald sau rece (confort termic), de compoziția chimică a aerului respirat (puritatea aerului), de luminozitate, nivel de zgomot și de alte condiții de mediu care să satisfacă exigențele estetice ale omului.

Rezultatele numeroaselor cercetări au arătat că rolul principal, în cadrul condițiilor de microclimă, îl au un complex de parametri care asigură omului senzația de confort termic optim cum sunt: temperatura, umiditatea relativă, viteza de mișcarea aerului interior și temperatura medie de radiație a elementelor delimitatoare ale încăperii. Starea de confort este influențată de asemenea de îmbrăcăminte, felul activității, sex, vârsta, anotimp și altele.

Din punct de vedere senzorial, confortul termic înseamnă în primul rând lipsa senzației neplăcute de frig sau cald, iar din punct de vedere biologic asigurarea evacuării căldurii interne a aerului fără suprasolicitarea sistemului termoregulator.

Senzația de confort este determinată de un număr de factori variabili nu numai de la o regiune climatică la alta, dar și de la o persoană la alta. În afară de factorii de mediu ( $t_a$ ,  $v$ ,  $t_r$ ,  $\phi$ ), senzația de confort este influențată de natura și temperatura pardoselii, de gradientul de temperatură pe înălțimea încăperii, de senzația de prospețime a aerului determinată de valorile și variațiile factorilor de mediu.

Cercetările din ultimii ani au dus la precizări asupra factorilor senzației de confort, care au acțiunea cea mai generală și au introdus un număr de indici (factori) care să simplifice descrierea mediului termic înconjurător și a stresului impus de mediu. Un astfel de indice al mediului, combină doi sau mai mulți parametri cum ar fi: temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea sau viteza aerului, într-o singură variabilă [96,97]. Indicii de mediu se clasifică în funcție de modul lor de exprimare în : -indici empirici care se bazează pe măsurători efectuate pe subiecți sau pe relații simplificate care nu urmăresc în mod obligatoriu teoria, -indici raționali care se bazează pe concepte teoretice.

Cele mai multe studii asupra confortului termic interior aparțin școlii daneze conduse de profesorul P.O.Fanger și școlii americane a Universității Berkeley condusă de profesorul Max Sherman. Rezultatele cercetării celor două colective se regăsesc în normativele europene ISO 7730 și cele americane ASHRAE STANDARD 55.

Se poate defini în general confortul termic ca fiind situația în care sunt îndeplinite două condiții concomitente:

- cantitatea de căldură produsă prin metabolism de corpul uman este egală cu cantitatea de căldură cedată mediului exterior, adică se realizează neutralitatea termică a corpului uman;

- nici o parte a corpului uman nu resimte o senzație de frig sau cald, adică nu există disconfortul termic local.

## 1.2 SCHIMBUL DE CĂLDURĂ OM - MEDIU ÎNCONJURĂTOR

### 1.2.1 BILANȚUL TERMIC AL CORPULUI OMENESC

Majoritatea modelelor de schimb termic între corpul omenesc și mediul înconjurător și măsurătorile senzației termice, sunt similare utilizând ca bază de pornire teoria clasică a transferului de căldură și introduc ecuații empirice care definesc efecte de reglare fiziologice cunoscute [37,38,47,48]. Cedarea de căldură sensibilă și latentă de pe suprafața pielii se exprimă în funcție de factorii:

$t_p$  = temperatura la suprafața pielii;

$w$  = umiditatea pielii;

Expresiile cuprind și factori care țin seama de gradul de izolare termică și de permeabilitatea la vapori a îmbrăcăminții.

Factorii variabili ai mediului înconjurător sunt în general:

$t_a$  = temperatura aerului

$t_r$  = temperatura medie de radiație

$v$  = viteza aerului

$p_a$  = presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul ambiant

Organismul omenesc, prin asimilarea alimentelor și a proceselor biochimice rezultate, asigură energia necesară menținerii bilanțului termic și prestării muncii impuse de viață, conform tabel 1.1

Tabelul 1.1

*Cedare de căldură a unui om îmbrăcat normal, cu o activitate ușoară în aer liniștit, cu umiditatea 30...70%*

Temperatura aerului (°C)	Căldura sensibilă (W)	Căldura latentă (de vaporizare a apei) (W)	Căldura totală cedată (W)	Umiditatea cedată (g/h)
10	136	21	157	30
12	126	21	147	30
14	115	21	136	30
16	106	21	127	30
18	98	23	121	33
20	92	27	119	38
22	85	33	118	47
24	77	41	118	58
26	69	49	118	70
28	58	59	117	85
30	47	69	116	98
32	33	81	114	116

Valorile din tabel sunt orientative, ele depinzând foarte mult de mărimea omului, sex, vârstă, îmbrăcămintă, etc. Proporțiile care revin pierderilor prin radiație, convecție etc. sunt în permanentă schimbare, în funcție de parametri climatici ai mediului înconjurător, de activitate, modificările făcându-se întotdeauna pentru menținerea echilibrului termic, conform tabel 1.2.

Tabelul 1.2

*Repartiția căldurii totale pierdută de corpul unui om îmbrăcat normal în aer liniștit*

Felul pierderii de căldură	(W)	% din pierderea totală de căldură
Convecție	42	35
Radiație	42	35
Transpirație	21	18
Respirație	7	6
Hrană rece	7	6
TOTAL	119	100

Când omul exercită o muncă ce necesită un efort deosebit, pierderile de căldură ale organismului cresc de 5-10 ori față de pierderile obișnuite, tabelul 1.3.

Tabelul 1.3

*Pierderea de căldură totală a omului în funcție de activitate*

Activitatea	(W)
Culcat	70-94
Așezat pe scaun	81-105
Stând în picioare	94-129
Mergând încet (3km/h)	176-234
Mergând în marș (8km/h)	234-469
Efort corporal deosebit	469-704

Modele de schimb termic om-mediul înconjurător presupun că temperatura pielii și transferul de căldură de pe suprafața pielii se produce uniform de-a lungul corpului.

### 1.2.1.1 ECUATIA GENERALA DE BILANT TERMIC PENTRU CORPUL UMAN CA UN INTREG

P.O.FANGER (1970, 1982) a dezvoltat o relație de bilanț termic [46] în care presupune că, organismul uman este într-o stare de echilibru termic, iar cantitatea de căldură înmagazinată de organism este neglijabilă.

Se presupune că, organismul uman nu tremură și vasoreglarea nu se ia în considerare întrucât pielea și interiorul corpului sunt considerate ca un ansamblu. Ecuația de bilanț termic se exprimă în general ca un echilibru între căldura produsă și cedată de organismul uman:

$$M - W = Q_{\text{piele}} + Q_{\text{resp}} = (C + R + E_{\text{piele}}) + (C_{\text{resp}} + E_{\text{resp}}) \quad (1.1)$$

în care:

$M$  = căldura produsă de corp prin metabolism,  $W/m^2$

$W$  = echivalentul termic al energiei depuse de om în lucru mecanic exterior,  $W/m^2$

$Q_{\text{resp}}$  = cedarea totală de căldură prin respirație,  $W/m^2$

$Q_{\text{piele}}$  = cedarea totală de căldură de pe suprafața pielii,  $W/m^2$

$C_{\text{resp}}$  = cedarea de căldură convectivă prin respirație,  $W/m^2$

$E_{\text{resp}}$  = cedarea căldurii de evaporare din aerul de respirație,  $W/m^2$

$C + R$  = cedarea de căldură sensibilă de pe suprafața pielii,  $W/m^2$

$E_{\text{piele}}$  = cedarea totală de căldură prin evaporare de pe suprafața pielii,  $W/m^2$

### 1.2.1.2 ECUATIA DE BILANT TERMIC PENTRU CORPUL UMAN CA UN ANSAMBLU DE DOUA ZONE

A.P.GAGGE (1971, 1986) pentru ecuația de bilanț termic [56], a dezvoltat un model în care consideră corpul uman format din doi cilindrii concentrici - cilindrul interior reprezintă partea interioară a corpului uman (schelet, musculatură, organele interne) iar cel de-al doilea cilindru reprezintă suprafața pielii. Modelul are la bază următoarele considerații: -schimbul de căldură conductiv prin piele este neglijabil, temperatura în ambele zone este uniformă (interior =  $t_{\text{int}}$  și pielea =  $t_{\text{piele}}$ ); elementului interior îi revine producerea căldurii metabolice, a lucrului mecanic exterior și cedarea prin respirație; Schimbul de energie între interior și piele se face prin contact direct și este controlat prin termoreglarea circuitului sanguin periferic. Ecuația de bilanț energetic exprimă căldura acumulată ca o diferență între căldura produsă și căldura cedată. Modelul termic se descrie printr-un sistem de două ecuații de bilanț termic:

$$S_{\text{int}} = M - W - (C_{\text{resp}} - E_{\text{resp}}) - Q_{\text{int, piele}} \quad (1.2)$$

$$S_{\text{piele}} = Q_{\text{int, piele}} - (C + R + E_{\text{piele}}) \quad (1.3)$$

în care:

$S_{\text{int}}$  = căldura acumulată în interiorul corpului,  $W/m^2$

$S_{\text{piele}}$  = căldura acumulată în piele,  $W/m^2$

$Q_{\text{int, piele}}$  = căldura transportată din interior la suprafața pielii (incluzând atât conducția prin țesuturile corpului, cât și convecția prin circulația sanguină),  $W/m^2$

Cantitatea de căldură acumulată în organism, trebuie să echilibreze creșterea energiei interne. Căldura acumulată se poate scrie separat pentru fiecare zonă în funcție de capacitatea termică și de variația temperaturii în unitatea de timp:

$$S_{\text{int}} = (1 - \alpha)mc_{p,c} (dt_{\text{int}} / d\theta) / A_D \quad (1.4)$$

$$S_{\text{int}} = \alpha mc_{p,c} (dt_{\text{piele}} / d\theta) / A_D \quad (1.5)$$

în care:

$\alpha$  = factor reprezentând masa corpului raportată la cea a pielii, adimensional

$m$  = masa corpului, kg

$c_{p,c}$  = căldura specifică a corpului = 3,49 kJ/(kgK)

$\theta$  = timpul, s

$A_D$  = suprafața corpului după DuBois,  $m^2$

Factorul  $\alpha$  este dependent de circuitul sanguin la suprafața pielii cu valori între 0,1...0,33.

### 1.2.2 MĂRIMI SPECIFICE CEDĂRILOR DE CĂLDURĂ ALE ORGANISMULUI

În procesul arderilor interne, corpul omenesc prin metabolismul său produce o cantitate de căldură care depinde în special de felul activității desfășurate și de temperatura mediului înconjurător, în medie 80% din energia produsă de corp se evacuează către mediul înconjurător sub formă de căldură.

Cele mai multe date și calcule asupra schimbului de căldură între om-mediul înconjurător sunt date de G.M.RAPP și A.P.GAGGE(1967), P.O.FANGER (1967, 1970), J.D.HARDY (1967). Expresia matematică a bilanțului energetic om-mediul înconjurător are la

bază și o serie de aproximații privind schimbul de căldură. Se utilizează teoria fundamentală a transferului termic pentru descrierea diverselor mecanisme ale schimbului de căldură sensibilă și căldură latentă, iar expresiile empirice sunt folosite la determinarea valorilor coeficienților de schimb termic.

Sunt folosite ecuații empirice pentru descrierea mecanismului termofiziologic de control în funcție de temperatura pielii și temperatura din interiorul corpului.

### 1.2.2.1 CEDAREA CALDURII SENSIBILE DE PE SUPRAFATA PIELII

Pentru cedarea căldurii sensibile spre mediul înconjurător, ea va trebui să treacă prin stratul de îmbrăcăminte. Aceasta trecere se produce în două etape: -mai întâi are loc transferul de căldură de la suprafața pielii prin straturile izolante ale îmbrăcămintii, după care se cedează de pe suprafața îmbrăcămintii către mediul înconjurător.

Atât cedarea de căldură prin convecție  $C$ , cât și cea prin radiație  $R$  se pot exprima în funcție de coeficienții de transfer termic și de diferența de temperatură între temperatura medie la suprafața îmbrăcămintii și temperatura mediului înconjurător:

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (1.6)$$

$$R = f_{cl} h_r (t_{cl} - t_r) \quad (1.7)$$

în care:

$h_c$  = coeficient de schimb superficial prin convecție,  $W/(m^2 K)$

$h_r$  = coeficient de schimb de căldură prin radiație,  $W/(m^2 K)$

$f_{cl}$  = factor în funcție de suprafața îmbrăcămintii, fiind raportul dintre suprafața corpului îmbrăcat  $A_{cl}$  și suprafața corpului nud  $A_D$ .

Coeficienții  $h_c$  și  $h_r$  s-au determinat experimental în funcție de suprafața îmbrăcămintii.

Rezultatele experimentale obținute sunt:

-pentru convecție liberă:	$h_c = 2,38 (t_{cl} - t_a)^{0,25}$
-pentru convecție forțată:	$h_c = 12,1 v$
-pentru radiație:	$h_r \approx 4,0$

Prin combinarea ecuațiilor (6) și (7) se poate descrie schimbul total de căldură sensibilă, introducând în acest mecanism de schimb termic două mărimi:

$t_0$  = temperatura operativă, °C

$h$  = coeficient de schimb superficial,  $W/(m^2 K)$

astfel încât:

$$(C + R) = f_{cl} h (t_{cl} - t_a) \quad (1.8)$$

în care:

$$t_0 = (h_r t_r + h_c t_a) / (h_r + h_c) \quad (1.9)$$

$$h = h_r + h_c \quad (1.10)$$

Temperatura operativă, este un indice al senzației de căldură care se poate defini în funcție de temperatura medie de radiație și temperatura aerului din mediul ambiant, luând în același timp în considerare și coeficienții de transfer termic. Cercetătorii definesc temperatura operativă ca fiind cea a unui mediu cu temperaturi egale ale aerului și pereților (viteza aerului fiind 0,075 m/s), în care corpul omenesc cedează aceeași cantitate de căldură prin radiație și convecție ca într-un mediu experimental.

Transportul căldurii sensibile prin îmbrăcăminte presupune fenomenul de conducție, convecție și radiație. În practică toate aceste fenomene sunt cuprinse într-un singur termen, definit ca rezistența termică a îmbrăcămintii  $R_{cl}$ , care se determină prin relația:

$$(C + R) = (t_{\text{piele}} - t_{\text{cl}}) / R_{\text{cl}} \quad (1.11)$$

în care:

$R_{\text{cl}}$  = rezistența termică a îmbrăcămînții, ( $\text{m}^2 \text{K/W}$ )

Deoarece introducerea în calcul a temperaturii medii la suprafața îmbrăcămînții  $t_{\text{cl}}$ , este uneori laborioasă, ecuațiile (1.8) și (1.11) se pot combina, rezultând:

$$(C + R) = (t_{\text{piele}} - t_0) / [R_{\text{cl}} + 1/f_{\text{cl}} h] \quad (1.12)$$

### 1.2.2.2 CEDAREA CALDURII LATENTE DE PE SUPRAFATA PIELII

Cedarea totală de căldură prin evaporare de pe suprafața pielii  $E_{\text{piele}}$ , depinde de diferența dintre presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura pielii și de presiunea parțială a vaporilor de apă la temperatura aerului interior:

$$E_{\text{piele}} = w (p_{\text{s,piele}} - p_a) / [R_{\text{e,cl}} + 1/f_{\text{cl}} h_c] \quad (1.13)$$

în care:

$p_a$  = presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul ambiant, kPa

$p_{\text{s,piele}}$  = presiunea de saturație la temperatura pielii, kPa

$R_{\text{e,cl}}$  = rezistența la permeabilitatea la vapori a îmbrăcămînții, ( $\text{m}^2 \text{kPa/W}$ )

$h_c$  = coeficient de permeabilitate la vapori,  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{kPa})$

$w$  = factor al umidității pielii, adimensional

Factorul de umiditate al pielii reprezintă raportul dintre cedarea de căldură prin evaporare și cedarea de căldură maxim posibilă prin evaporare  $E_{\text{max}}$ .

Valoarea factorului de umiditate al pielii este determinantă în stabilirea cedării de căldură prin evaporare. Cedarea de căldură maximă prin evaporare se produce atunci când suprafața pielii este complet umedă sau  $w=1,0$ .

Cedarea de căldură prin evaporare de pe suprafața pielii, reprezintă o combinație între evaporarea transpirației produsă de mecanismul termoregulator de control  $E_{\text{transp}}$  și între difuzia naturală a apei prin piele  $E_{\text{dif}}$ .

$$E_{\text{piele}} = E_{\text{transp}} + E_{\text{dif}} \quad (1.14)$$

Cedarea de căldură prin evaporarea transpirației este direct proporțională cu transpirația produsă de mecanismul de reglare:

$$E_{\text{transp}} = m_{\text{transp}} h_{\text{fg}} \quad (1.15)$$

în care:

$h_{\text{fg}}$  = căldura latentă de evaporare a apei = 2430 kJ/kg la 30 °C

$m_{\text{transp}}$  = masa transpirației produse,  $\text{kg}/(\text{sm}^2)$

Pentru evaporarea transpirației produse de mecanismul de reglare, factorul de umiditate al pielii va fi:



$$w_{rtransp} = E_{transp} / E_{max} \quad (1.16)$$

Fără transpirația produsă pentru reglarea echilibrului termic, umiditatea pielii prin difuzie, în condiții normale este de 0,06. În cazul unei valori ridicate a lui  $E_{max}$  sau în situația menținerii unei umidități scăzute, valoarea poate să scadă la 0,02 până când dehidratarea stratului superior al pielii își schimbă caracteristicile difuzive.

Valoarea de 0,06 se aplică numai porțiunilor de piele neacoperite de transpirație ( $1 - w_{rtransp}$ ); cedarea de căldură prin evaporarea apei difuzate prin piele este:

$$E_{dif} = (1 - w_{rtransp}) \cdot 0,06 E_{max} \quad (1.17)$$

Această ecuație poate rezolva stabilirea valorii lui  $w$ :

$$w = w_{rtransp} + 0,06 (1 - w_{rtransp}) = 0,06 + 0,94 E_{transp} / E_{max} \quad (1.18)$$

După determinarea umidității pielii, se calculează cu ecuația (1.13) cedarea de căldură prin evaporare de pe suprafața pielii, sau cu relația:

$$E_{piele} = w E_{max} \quad (1.19)$$

Deși căldura prin evaporare de pe suprafața pielii conform ecuației (1.13) depinde de  $w$ , corpul omenesc nu reglează direct umiditatea pielii, ci mai mult influențează cantitatea de transpirație produsă. Umiditatea pielii reprezintă mai mult un factor indirect al activității glandelor sudoripare și determină posibilitatea de cedare prin evaporare către mediul ambiant. Limita teoretică maximă a umidității pielii este 1,0. Dacă se obține o valoare peste 1,0 atunci ecuația (1.15) nu mai este valabilă până nu se evaporă toată transpirația.

În acest caz  $E_{piele} = E_{max}$ . Teoretic, umiditatea pielii poate să ajungă la 1,0 în timp ce corpul își păstrează controlul termoregulator. În situațiile practice nu se depășește 0,8. N.A.AZER (1982) recomandă ca valoare practică limita superioară de 0,5, corespunzând unei activități susținute a unei persoane sănătoase.

### 1.2.2.3 CEDAREA DE CALDURA SENSIBILA SI LATENTA PRIN RESPIRATIE

În timpul respirației, corpul cedează atât căldură sensibilă cât și căldură latentă, prin convecție și evaporarea vaporilor de apă din aerul de respirație. Respirației i se poate asocia o însemnată cantitate de căldură deoarece aerul este inspirat la condițiile mediului ambiant și este expirat aproape saturat la o temperatură puțin mai rece decât  $t_{cr}$ .

Cedarea de căldură sensibilă și latentă prin respirație se calculează:

$$C_{resp} = m_{resp} c_{p,a} (t_{ex} - t_a) / A_D \quad (1.20)$$

$$E_{resp} = m_{resp} h_{fg} (w_{ex} - w_a) / A_D \quad (1.21)$$

în care:

$m_{resp}$  = cantitatea de aer pentru ventilare pulmonară, kg/s

$w_{ex}$  = conținutul de umiditate al aerului expirat, kgH<sub>2</sub>O/kg aer

$t_{ex}$  = temperatura aerului expirat, C

$w_a$  = conținutul de umiditate al aerului inspirat (mediul ambiant), kgH<sub>2</sub>O/kg aer

$c_{p,a}$  = căldura specifică a aerului, kJ/(kg K)

Aceste ecuații se pot simplifica prin utilizarea unor aproximații și a unor relații de legătură empirice pentru stabilirea valorii parametrilor. În condiții normale cantitatea de aer pentru ventilare pulmonară depinde în primul rând de metabolism, după P.O.FANGER (1970).

$$m_{\text{resp}} = K_{\text{resp}} M \quad (1.22)$$

în care:

$K_{\text{resp}}$  = constantă de proporționalitate (2,58 kg m/MJ)

Aerul de respirație este aproape de saturație și are aproximativ temperatura corpului când este expirat. Pentru estimarea condițiilor unui mediu ambiant se folosesc următoarele ecuații empirice propuse de P.O.FANGER (1970):

$$t_{\text{ex}} = 32,6 + 0,066t_a + 32 W_a \quad (1.23)$$

$$W_{\text{ex}} - W_a = 0,0277 + 0,000065 t_a - 0,80 W_a \quad (1.24)$$

în care  $t_a$  și  $t_{\text{ex}}$  sunt în  $^{\circ}\text{C}$ . Conținutul de umiditate al aerului din mediul ambiant se exprimă în funcție de presiunea barometrică totală  $p_t$  și presiunea parțială a vaporilor din mediul ambiant  $p_a$ .

$$W_a = 0,622 p_a / (p_t - p_a) \quad (1.25)$$

Ecuațiile (1.20) și (1.21) se pot simplifica dacă ținem seama de faptul că:

-cedarea de căldură uscată prin respirație este neglijabilă în raport cu ceilalți termeni din bilanțul termic;

-după cum rezultă din ecuația (1.24) dependența față de temperatura mediului ambiant este foarte mică, iar valoarea ecuației (1.25) corespunde condițiilor standard.

Introducând aceste aproximații se obține:

$$C_{\text{resp}} + E_{\text{resp}} = 0,0014 M (34 - t_a) + 0,0173 M (5,87 - p_a) / A_D \quad (1.26)$$

În care  $p_a$  se exprimă în kPa și  $t_a$  în  $^{\circ}\text{C}$ .

Ecuațiile (1.12) și (1.13) permit determinarea cedării de căldură de pe suprafața pielii pentru oamenii îmbrăcați, în funcție de parametrii îmbrăcăminții  $R_{\text{cl}}$ ,  $R_{\text{e,cl}}$  și  $f_{\text{cl}}$ . În tabelul 1.4 sunt trecuți parametrii cei mai utilizați cu simbolurile și definierea lor. Ecuațiile de legătură între acești parametri sunt prezentate în tabelul 1.5. În general parametrii caracteristici ai cedării de căldură uscată sau căldură latentă (prin evaporare) nu sunt independenți întrucât se bazează pe aceleași procese fizice. Relația propusă de LEWIS, caracterizează legătura între transferul de căldură convectiv și coeficienții de transfer ai unei suprafețe și se exprimă:

$$LR = h_e / h_c \quad (1.27)$$

în care:

LR = "Raport Lewis", pentru condiții interioare standard fiind aproximativ  $16,4^{\circ}\text{C/kPa}$ ;

Termenii din tabelele 1.4. și 1.5 caracterizează diferența între parametrii actuali și parametrul ideal propus de Lewis.

Pentru determinarea transferului de căldură de pe suprafața pielii se pot utiliza diverse relații de legătură între parametri, conform tabelului 1.6.

Tabelul 1.4

## PARAMETRII CARACTERISTICI AI IMBRACAMINTII

<i>CALDURA SENSIBILA</i>	
$R_{cl}$	= izolația intrinsecă a îmbrăcămintii; rezistența termică a unui strat uniform izolant ce acoperă corpul întreg și are același efect asupra fluxului termic sensibil ca și îmbrăcăminte existentă
$R_t$	= izolația totală; rezistența termică echivalentă totală uniformă între corp și mediul înconjurător: îmbrăcăminteși rezistența latentă
$R_{cle}$	= izolația efectivă a îmbrăcămintii; creșterea izolație, corpului datorită îmbrăcămintii, în comparație cu starea de nud
$R_a$	= izolația limită, rezistența termică limită la suprafața pielii pentru un corp nud
$R_{acl}$	= altelimitede izolare; rezistența termică la limita îmbrăcămintii
$h$	= coeficientul total al transferului căldurii sensibile; conductanța totală uniformă echivalentă între corp și mediul înconjurător
$h_{cl}$	= conductanța îmbrăcămintii; conductanța termică a unui strat izolant uniform care acoperă întregul corp și are același efect asupra fluxului termic sensibil ca și îmbrăcăminte existentă
$F_{cle}$	= eficiența termică efectivă a îmbrăcămintii; raportul dintre pierderile de căldură sensibilă și cele ale unui corp nud în aceleași condiții
$F_{cl}$	= eficiența termică intrinsecă a îmbrăcămintii; raportul dintre pierderile de căldură și cele ale unui corp nud în aceleași condiții, incluzând o corelație pentru creșterea ariei suprafeței datorită îmbrăcămintii
<i>CALDURA LATENTA</i>	
$R_{ecl}$	= rezistența la transfer termic prin evaporare a îmbrăcămintii; impedanța la transport a vaporilor de apă a unui strat izolant uniform care acoperă întregul corp și are același efect asupra fluxului termic prin evaporare ca și îmbrăcăminte existentă
$R_{et}$	= rezistența totală la evaporare; impedanța totală echivalentă uniformă la transportul vaporilor de apă de pe suprafața pielii către mediul ambiant
$F_{ncl}$	= eficiența permeabilității, raportul dintre pierderile de căldură prin evaporare și cele ale unui corp nud în aceleași condiții, incluzând o corecție pentru creșterea ariei suprafeței datorită îmbrăcămintii
<i>PARAMETRII DE LEGĂTURA INTRE CALDURA SENSIBILA SI LATENTA</i>	
$i_{cl}$	= eficiența permeabilității vaporilor prin îmbrăcăminte; raportul dintre capacitatea fluxului termic prin evaporare de a trece prin îmbrăcăminte și capacitatea cedării de căldură sensibilă, comparativ cu raportul lui LEWIS
$i_m$	= indicele permeabilității la umiditate; raportul dintre capacitatea la transferul căldurii latente între piele - mediu ambiant și capacitatea la transferul căldurii sensibile, comparativ cu raportul LEWIS
$i_a$	= eficiența permeabilității vaporilor prin stratul de aer; raportul dintre capacitatea la transferul căldurii latente prin stratul de aer exterior și capacitatea la transferul căldurii sensibile, comparativ cu raportul LEWIS

Tabelul 1.5

## RELATII DE LEGATURA INTRE PARAMETRII IMBRACAMINTII

*CALDURA SENSIBILA*

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

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

$$h_{cl} = 1 / R_{cl}$$

$$h = 1 / R_t$$

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

$$F_{cl} = h / (h f_{cl}) = 1 / (1 + h f_{cl} R_{cl})$$

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

*CALDURA LATENTA*

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

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

$$h_{e\ cl} = 1 / R_{e\ cl}$$

$$h_e = 1 / R_{e\ t} = f_{cl} F_{ncl} h_e$$

$$F_{ncl} = 1 / (1 + f_{cl} h_e R_{e\ ct})$$

*RELATII INTRE PARAMETRII CALDURII SENSIBILE SI LATENTE*

$$i_{cl\ LR} = h_{e\ cl} / h_{cl} = R_{cl} / R_{e\ cl}$$

$$i_{m\ LR} = h_e / h = R_t / R_{e\ t}$$

$$i_m = (R_{cl} + R_{a\ cl}) / (R_{cl} / i_{cl}) + (R_{a\ cl} / i_a)$$

$$i_a\ LR = h_e / h$$

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

Tabelul 1.6

## ECUAȚIILE CALDURII CEDATE DE SUPRAFATA PIELII

*CEDAREA DE CALDURA SENSIBILA*

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

$$C + R = (t_{\text{niele}} - t_0) / R_t$$

$$C + R = F_{\text{cle}} h (t_{\text{niele}} - t_0)$$

$$C + R = F_{\text{cl}} f_{\text{cl}} h (t_{\text{niele}} - t_0)$$

$$C + R = h (t_{\text{niele}} - t_0)$$

*CEDAREA DE CALDURA LATENTA*

$$E_{\text{niele}} = w (p_{\text{s, niele}} - p_a) / R_{\text{e, cl}} + 1 / (f_{\text{cl}} h_e)$$

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

$$E_{\text{niele}} = w F_{\text{n, cl}} f_{\text{cl}} h_e (p_{\text{s, niele}} - p_a)$$

$$E_{\text{niele}} = h_e w (p_{\text{s, niele}} - p_a)$$

$$E_{\text{niele}} = h w i_m LR (p_{\text{s, niele}} - p_a)$$

### 1.2.2.4 CEDAREA TOTALA DE CALDURA DE PE SUPRAFATA PIELII

Căldura cedată de pe suprafața pielii - căldura sensibilă și căldura latentă - se poate calcula prin combinarea ecuațiilor prescurtate în tabelul 1.6.

Ecuția completă a căldurii cedate de piele este:

$$Q_{\text{piele}} = F_{cl} f_{cl} h + w LRF_{pcl} h_c \quad (1.28)$$

Această ecuație ia în considerare legătura între unul sau mai mulți parametri evaluați pentru anumite condiții date. Se admite și o formă simplificată a acestei ecuații, care ține seama de temperatura operativă și umiditate. Forma simplificată a ecuației (1.28) propusă de A.P.R. FOBELETS și A.P.GAGGE (1988) [50] este:

$$Q_{\text{piele}} = h ( t_{\text{piele}} + w_{im} LR_{p_s, \text{piele}} ) - ( t_0 + w_{im} LR_{p_a} ) \quad (1.29)$$

Ecuția (1.30) se poate utiliza în definirea unei temperaturi complexe  $t_{com}$ , care reflectă interacțiunea între temperatura operativă și umiditatea mediului înconjurător:

$$t_{com} + w_{im} LR_p ( t_{com} ) = t_0 + w_{im} LR_{p_a} \quad (1.30)$$

sau

$$t_{com} = t_0 + w_{im} LR_{p_a} - w_{im} LR_p ( t_{com} ) \quad (1.31)$$

în care  $p ( t_{com} )$  este presiunea vaporilor exprimată funcție de  $t_{com}$ .

Termenul  $w_{im} LR_p ( t_{com} )$  este constant, în condițiile în care  $i_m$  este constant și orice combinație a  $t_0$  și  $p_a$  va determina aceeași  $t_{com}$  pentru aceeași cedare totală de căldură.

Doi dintre factorii de mediu se pot exprima cu termenii din ecuația (1.31):

$$t_{oh} = t_0 + w_{im} LR ( p_a - p_{s,oh} ) \quad (1.32)$$

$$ET^* = t_0 + w_{im} LR ( p_a - 0,5 p_{s,ET^*} ) \quad (1.33)$$

în care:

$t_{oh}$  = temperatura operativă umedă, fiind temperatura care la  $\phi = 100\%$  produce aceeași pierdere de căldură ca cea a mediului înconjurător considerat

$p_{s,oh}$  = presiunea de saturație la  $t_{oh}$ , kPa

$ET^*$  = temperatura efectivă, este temperatura care la  $\phi = 50\%$  produce aceeași pierdere de căldură, ca cea a mediului înconjurător considerat

$p_{s,ET^*}$  = presiunea de saturație la  $ET^*$ , kPa.

Diagrama psihometrică din figura 1.1 reprezintă dreapta pierderilor de căldură constante și legătura între acești indici.

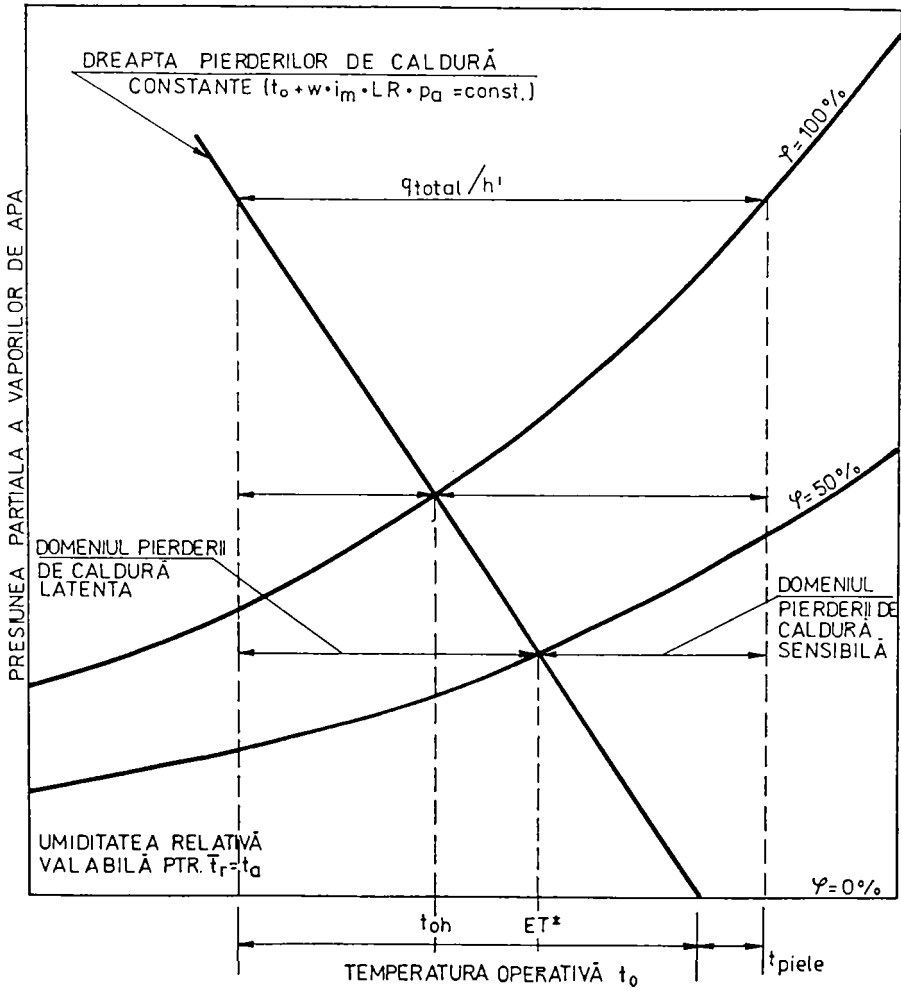


FIG.1.1 Dreapta pierderilor de căldură constante și legătura cu  $t_o$  și  $ET^*$

### 1.2.3 PARAMETRI ECUAȚIEI DE BILANȚ TERMIC

#### 1.2.3.1 SUPRAFAȚA CORPULUI OMENESC ȘI METABOLISMUL

Termenii ecuației de bilanț termic se exprimă în general în unități de energie pe unitatea de suprafață ( $W/m^2$ ) și se referă la suprafața unui corp nud. Cea mai utilizată valoare este cea propusă de Du Bois (1916):

$$A_D = 0,202 m^{0,425} \cdot 10^{0,725} \quad (1.34)$$

în care:

$A_D$  = suprafața conform Du Bois,  $m^2$

$m$  = masa, kg

$l$  = lungimea, m

Termenul transferului termic de pe suprafața pielii ( $C$ ,  $R$  și  $E_{\text{piele}}$ ) trebuie afectat de un factor de convecție  $f_{cl} = A_{cl} / A_D$  care ține seama de suprafața îmbrăcată a corpului  $A_{cl}$ . Acest factor se regăsește în tabelul 1.7 pentru diverse combinații vestimentare. Un om de mărime medie are 1,73 m și 70 kg și  $A_D = 1,8 m^2$ .

*Capacitatea energetică maximă.* În alegerea condițiilor optime de confort și sănătate, trebuie să se cunoască energia consumată în timpul unei activități fizice de rutină, întrucât energia metabolică produsă crește cu intensitatea activității. Valorile metabolismului variază într-un domeniu larg, depinzând de felul activității, de persoană și condițiile de muncă. În tabelul 1.7 sunt indicate valorile pentru un adult ( $A_D = 1,8 m^2$ ) efectuând diverse activități.

Tabelul 1.7

#### Metabolismul în diverse tipuri de activități

Activitatea		$W/m^2$	met
Odihnă	-Somn	40	0,7
	-Culcat	45	0,8
	-Așezat liniștit	60	1,0
	-Așezat relaxat	70	1,2
Mers	-Cu viteza 0,89 m/s	115	2,0
	-Cu viteza 1,34 m/s	150	2,63,8
	-Cu viteza 1,79 m/s	220	
Activități la birou	-Citit, așezat	55	1,0
	-Scris	60	1,0
	-Scris la mașină	65	1,1
	-Lucru la birou	70-120	1,2-2,1
Activități de șofat / pilotat	-mașina	60-115	1,0-2,0
	-avioane	70-140	1,2-2,4
	-diverse	185	3,2



Activități diverse	-prepararea mâncării	95-115	1,6-2,0
	-curățenie	115-200	2,0-3,4
	-așezat, mișcări puternice ale membrelor	130	2,2
	-muncă ușoară la mașină	115-140	2,0-2,4
	-muncă grea la mașină	235	4,0
	-manevrarea greutateilor de 50 kg	235	4,0
	-muncă grea de ridicare, tragere și împingere	235-280	4,0-4,8
Activități în timpul liber	-dans de societate	140-255	2,4-4,4
	-exerciții de gimnastică	175-235	3,0-4,0
	-tenis	210-270	3,6-4,0
	-baschet	290-440	5,0-7,6
	-competiții de lupte	410-505	7,0-8,7

NOTA: 1 met = 58,2 W/m<sup>2</sup>.

Nivelul energetic cel mai ridicat pe care o persoană îl poate menține pe o durată mai lungă de timp este aproximativ 50% din capacitatea maximă de utilizare a oxigenului (capacitate energetică maximă).

Metul este o unitate de măsură care exprimă valoarea metabolismului pe unitatea de suprafață  $M$  BOIS și se definește ca metabolismul unei persoane așezate  $1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2 = 50 \text{ kcal}/(\text{hm}^2)$ . Un om (bărbat) sănătos are o capacitate energetică maximă de aproximativ  $M = 12$  met la vârsta de 20 ani, și ea scade la 7 met la vârsta de 70 de ani. Valorile maxime ale femeii sunt cu 30% mai scăzute.

Alergătorii de cursă lungă și atleții foarte antrenați au valori maxime de 20 met.

**Activitate intermitentă.** Activitatea multor oameni constă din diverse tipuri de activități sau dintr-o combinație între perioade de muncă - odihnă. De exemplu, o persoană care 50% din timp scrie la mașină, 25% din timp desfășoară așezat munca la birou și 25% din timp merge, va avea metabolismul de  $0,5 \times 65 + 0,25 \times 70 + 0,25 \times 100 = 75 \text{ W/m}^2$ .

**Măsurători.** În situațiile în care sunt necesare valori foarte exacte ale metabolismului, se fac măsurători fiziologice pe diversi subiecți. O valoare destul de exactă a căldurii metabolice produse de corpul omenesc se poate determina în funcție de consumul de oxigen prin respirație și dioxidul de carbon produs.

Ecuția empirică pentru determinarea metabolismului propusă de NISHI (1981) este:

$$M = 352 (0,23 RQ + 0,77) V_{O_2} / A_D \quad (\text{W/m}^2) \quad (1.35)$$

în care:

RQ = raport respirator; raport molar între  $V_{CO_2}$  = expirat și  $V_{O_2}$  inspirat, adimensional  
 $V$  = consumul volumetric de oxigen la  $^{\circ}\text{C}$ , 101 kPa, l/min.

Valoarea raportului respirator RQ depinde de felul activității și condiția fizică, se poate determina prin măsurători sau se estimează pentru un adult RQ = 0,83 la activități sedentare sau ușoare ( $M = 1,5$  met) și crește proporțional cu dificultatea activității depuse la RQ = 1,0 ( $M = 5,0$  met).

O altă metodă, mai puțin exactă pentru determinarea metabolismului pe cale fiziologică, constă în măsurarea bătăilor inimii. În tabelul 1.8 sunt indicate valori pentru consumul de oxigen în funcție de bătăile inimii. Cunoscând consumul de oxigen, cu ajutorul ecuației (1.35) se determină metabolismul.

Tabelul 1.8

## CONSUMUL DE OXIGEN SI BATAILE INIMII PENTRU DIVERSE ACTIVITATI

Felul activității	Consumul de oxigen l/min	Bătăile inimii bătăi/min
Muncă ușoară	0,5	90
Muncă medie	0,5-1,0	90-110
Muncă grea	1,0-1,5	110-130
Muncă foarte grea	1,5-2,0	130-150
Muncă extrem de grea	2,0	150-170

P. ASTRAND și K. RODHAL (1977) au demonstrat că metabolismul calculat în funcție de bătăile inimii, este destul de aproximativ și în situațiile în care se cer date exacte să nu fie singura cale de determinare.

*Randamentul mecanic.* În ecuația bilanțului termic, valoarea lucrului mecanic  $W$  trebuie exprimată în aceleași unități de măsură ca metabolismul  $M$  și raportat la  $A_D$  ( $W/m^2$ ). Lucrul mecanic depus de mușchi într-o activitate dată, se exprimă adesea prin randamentul mecanic al corpului  $\eta = W/M$ . Este neobișnuit ca să fie mai mare de 5-10%, pentru majoritatea activităților este aproape zero. În condiții optime valoarea maximă este  $\eta = 20-24\%$  (NISHI 1981). În mod obișnuit se poate considera lucrul mecanic zero deoarece:

- lucrul mecanic produs este mic în comparație cu valoarea metabolismului, în special pentru activități de birou;
- estimările valorii metabolice pot fi adesea inexacte;
- se estimează și în cazul proiectării echipamentului pentru aer condiționat în situațiile unui confort sport.

## 1.2.3.2 COEFICIENTII DE TRANSFER TERMIC

*Coeficientul de transfer termic prin radiație* se calculează cu relația:

$$h_r = 4 \varepsilon \sigma (A_r / A_D) [273,2 + (t_{cl} + t_r) / 2]^3 \quad (1.36)$$

în care:

$\varepsilon$  = coeficient de emisie al îmbrăcăminții sau a suprafeței corpului, adimensional

$\sigma$  = constanta lui Stefan-Boltzman,  $5,67 \times 10^{-8} W/(m^2K)$

$A_r$  = suprafața efectivă de radiație a corpului,  $m^2$

$t_{cl}$  = temperatura pe suprafața îmbrăcăminții,  $^{\circ}C$ .

Raportul  $A_r / A_D$  este 0,70 pentru o persoană sezând și 0,73 pentru o persoană stând în picioare. Coeficientul de emisie este aproape unitar (0,95).

Deoarece pentru temperaturi interioare standard,  $h_r$  este aproape constant, o valoare de  $4,7 W/m^2K$  se poate considera în majoritatea calculelor.

*Coeficientul de transfer termic convectiv.* Transferul de căldură prin convecție este produs de mișcarea aerului din spațiul ambiant sau de mișcarea corpului. În tabelul 1.6 sunt prezentate ecuații pentru determinarea  $h_c$  în diverse condiții. valoarea cantitativă a  $h_c$  prezintă importanță atât în cedările convective cât și în evaluarea temperaturii operative  $t_o$ , a parametrilor îmbrăcăminții  $I_t$  și  $i_m$ , a temperaturii efective  $t_{oh}$  și  $ET^*$ . coeficienții de transfer termic din tabelul 1.8 au fost evaluați pentru 101,33 kPa, dacă este necesar se corectează în funcție de presiunea atmosferică după cum urmează:

$$h_{cc} = h_c (p_t / 101,33) \quad (1.37)$$

Tabelul 1.9

## ECUAȚIILE COEFICIENTILOR DE TRANSFER TERMIC CONVECTIV

Ecuția	Limite	Condiții	Observații
$h_c = 8,3 \sqrt{0,6}$ $h_c = 3,1$	$0,2 < v < 4,0$ $0 < v < 0,2$	sezând și aer în mișcare	MITCHELL (1974)
$h_c = 2,7 + 8,7 \sqrt{0,67}$ $h_c = 5,1$	$0,15 < v < 1,5$ $0 < v < 0,15$	culcat și aer în mișcare	COLIN SI HOUDAS (1967)
$h_c = 8,6 \sqrt{0,53}$	$0,5 < v < 2,0$	mergând în aer liniștit	v este viteza de mers (NISHI și GAGGE 1970)
$h_c = 5,7 (M - 0,85)^{0,39}$	$1,1 < M < 3,0$	activ în aer liniștit	GAGGE ș.a. (1976)
$h_c = 6,5 \sqrt{0,39}$	$0,5 < v < 2,0$	mergând săltat în aer liniștit	v este viteza la mers săltata NISHI și GAGGE (1970)
$h_c = 14,8 \sqrt{0,69}$ $h_c = 4,0$	$0,15 < v < 1,5$ $0 < v < 0,15$	persoană stând în curent de aer	SEPPENAN ș.a. (1972)

Coeficientul de transfer termic prin evaporare  $h_e$  către stratul de aer exterior. Pentru un nud sau persoane îmbrăcate se poate determina în funcție de coeficientul de transfer termic convectiv utilizând relația de legătură a lui LEWIS, ecuația (1.27). Dacă presiunea atmosferică este diferită de cea standard (101,33 kPa), corecția se va face cu relația:

$$h_{ec} = h_e (101,33 / p_t)^{0,45} \quad (1.38)$$

în care:

$h_{ec}$  = coeficientul de transfer termic prin evaporare, corectat, W/(m<sup>2</sup>kPa).

## 1.2.3.3 IZOLATIA IMBRACAMINTII SI PERMEABILITATEA LA VAPORI

*Izolația termică.* Metodele de determinare a izolației îmbrăcăminții constau în măsurători pe manechine sau subiecți activi pentru condiții de mediu bine definite și  $f_{cl}$  măsurat, se poate utiliza ecuația (1.12) în determinarea  $R_{cl}$ .

Evaluarea izolației îmbrăcăminții necesită măsurarea  $t_{piele}$ ,  $t_{cl}$  și  $t_0$ .

Eficiența termică a îmbrăcăminții se calculează cu relația:

$$F_{cl} = (t_{cl} - t_0) / (t_{piele} - t_0) \quad (1.39)$$

Izolația intrinsecă a îmbrăcăminții se determină cu relația:

$$R_{cl} = (t_{piele} - t_0) / q - 1 / (h f_{cl}) \quad (1.40)$$

în care:

q = cedarea de căldură măsurată a manechinului, W/m<sup>2</sup>.

Rezistența termică a îmbrăcămînții se exprimă fie în  $m^2K/W$  și are simbolul  $R$  sau se exprimă în clo și are simbolul  $I$ . relația de transformare între ele este:

$$R = 0,155 I \quad (1.41)$$

sau 1 clo este echivalentul a  $0,155 m^2K/W$ .

Pentru calculele practice se pot utiliza valorile din tabelul 1.10 corespunzând unor îmbrăcămînți tip de interior.

Tabelul 1.10

## VALORILE PARAMETRILOR CARACTERISTICI ÎMBRĂCĂMIÎII

Descrierea îmbrăcămînții	$I_{cl}$ (clo)	$I_t^R$ (clo)	$f_{cl}$	$i_{cl}$	$i_m^c$
-Sort, tricou mânecă scurtă	0,36	1,02	1,10	0,34	0,42
-Pantaloni, cămașă mânecă scurtă	0,57	1,20	1,15	0,36	0,43
-Cele de mai sus, plus jachetă	0,61	1,21	1,20	0,41	0,45
-Cele de mai sus, plus vestă	0,96	1,54	1,23		
-Pantaloni, cămașă mânecă lungă, jerseu, tricou	1,14 1,01	1,69 1,56	1,32 1,28	0,32	0,37
-Cele de mai sus, plus jachetă și izmene	1,30	1,83	1,33		
-Pantort, tricou mânecă scurtă					
-Pantaloni, cămașă	0,74	1,35	1,19	0,41	0,45
-Pijama cu mânecă lungă	0,96	1,50	1,32	0,37	0,41
-Fustă scurtă, bluză mânecă scurtă, sandale	0,54	1,10	1,26		
-Fustă scurtă, bluză mânecă lungă, ciorapi pantalon	0,67	1,22	1,29		
-Cele de mai sus, plus jerseyu	1,10	1,59	1,46		
-Cele de mai sus plus jachetă	1,40	1,60	1,30	0,35	0,40
-Salopetă cu mânecă lungă, tricou	0,72	1,30	1,23		
-Salopetă izolantă, cămașă de corp groasă și izmene	1,37	1,94	1,26	0,35	0,39

*Permeabilitatea la vapori.* Permeabilitatea la vapori  $i_{cl}$  și  $i_m$  pentru anumite tipuri de îmbrăcăminte sunt indicate în tabelul 1.10. Valoarea  $i_m$  se utilizează în calculul  $R_{e,t}$  pe baza relațiilor de legătură din tabelul 1.5. pentru ținuta vestimentară de interior  $0,3 < i_m < 0,5$ .

*Suprafața îmbrăcămînții.* Majoritatea calculelor de transfer termic prin îmbrăcăminte necesită cunoașterea factorului  $f_{cl}$ . Cele mai uzuale valori sunt indicate în tabelul 1.10 sau se poate folosi relația aproximativă:

$$f_{cl} = 1,0 + 0,3 I_{cl} \quad (1.42)$$

## 1.2.3.4 CEDAREA TOTALA DE CALDURA LATENTA

Cedarea totală de căldură latentă a corpului omenesc prin respirație și de pe suprafața pielii  $E_{pele} + E_{resp}$ , se poate măsura direct prin urmărirea pe o scară sensibilă scăderea greutății corporale:

$$E_{\text{piele}} + E_{\text{resp}} = h_{fg} (dm/d\theta) / A_D \quad (1.43)$$

în care:

$h_{fg}$  = căldura latentă de vaporizare a apei, kJ/kg

$m$  = masa corpului, kg

$\theta$  = timpul, s

Variația în greutate se poate determina și pe baza arderilor din organismul uman:

$$dm_{ge} / d\theta = V_{O_2} (1,977 RQ - 1,429) \quad (1.44)$$

în care:

$dm_{ge} / d\theta$  = variația greutății datorită schimbului de gaz prin respirație, kg/s

$V_{O_2}$  = debitul de  $O_2$  de la STPD,  $m^3/s$

RQ = raport respirator

1,977 = densitatea  $CO_2$  la STPD,  $kg/m^3$

1,429 = densitatea  $O_2$  la STPD,  $kg/m^3$

STPD = temperatura și presiune standard, 0 °C; 101,325 kPa.

### 1.2.3.5 FACTORII MEDIULUI INCONJURATOR

Factorii ce caracterizează din punct de vedere termic mediul înconjurător se grupează în două categorii: -factori ce se pot determina prin măsurători directe; - factori ce se determină prin calcul pe baza celor măsurate.

Prin măsurători directe se determină următorii factori caracteristici importanți ai mediului:

-temperatura aerului	$t_a$
-temperatura după termometrul umed	$t$
-temperatura punctului de rouă	$t_r$
-presiunea vaporilor de apă	$p_a$
-presiunea atmosferică totală	$p_t$
-umiditatea relativă	$\phi$
-umiditatea absolută	$w$
-viteza aerului	$v$
-temperatura medie de radiație	$t_r$

Temperatura medie de radiație se poate calcula pe baza măsurării temperaturii suprafețelor delimitatoare și a poziției acestora față de o persoană. Întrucât majoritatea materialelor de construcții au un coeficient de emisie ridicat, toate suprafețele încăperii se pot presupune ca fiind negre și se utilizează următoarea relație:

$$T_r^4 = T_1^4 F_{p-1} + T_2^4 F_{p-2} + \dots + T_n^4 F_{p-n} \quad (1.45)$$

în care:

$T_r$  = temperatura medie de radiație, K

$T_n$  = temperatura suprafeței delimitatoare n, K

$F_{p-n}$  = coeficientul unghiular între persoană și suprafața n

Coeficientul unghiular exprimă raportul dintre fluxul termic primit de o suprafață și fluxul termic total emis de suprafața radiantă. În general sunt dificil de determinat coeficienții unghiulari, pentru cazurile frecvente s-au întocmit nomogramele din figurile 1.2a și 1.2b. În mod normal coeficientul unghiular depinde de poziția și orientarea persoanei (P.O.FANGER 1982).

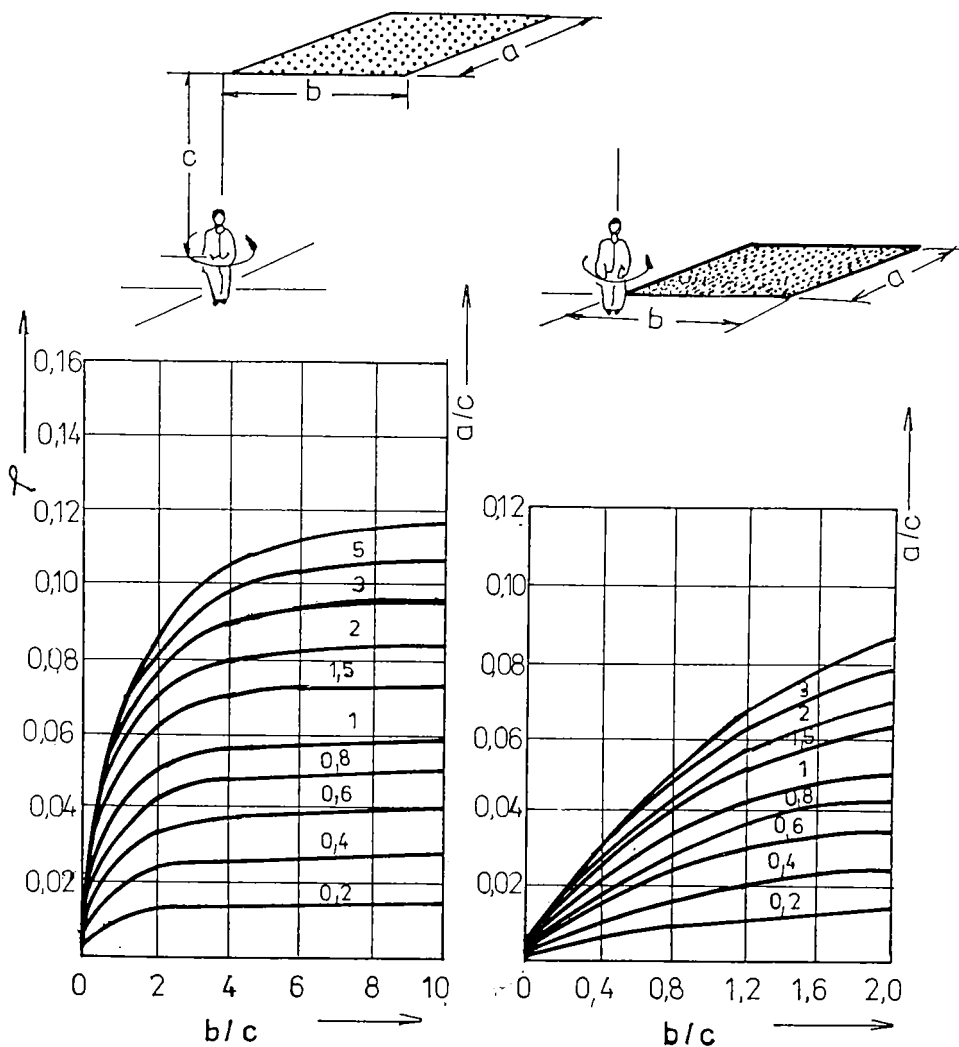


FIG. 1.2.a Valoarea medie a coeficientului unghiular pentru o persoană șezând și o suprafață orizontală, când persoana se rotește în jurul axei verticale ( P.O. FANGER 1982).

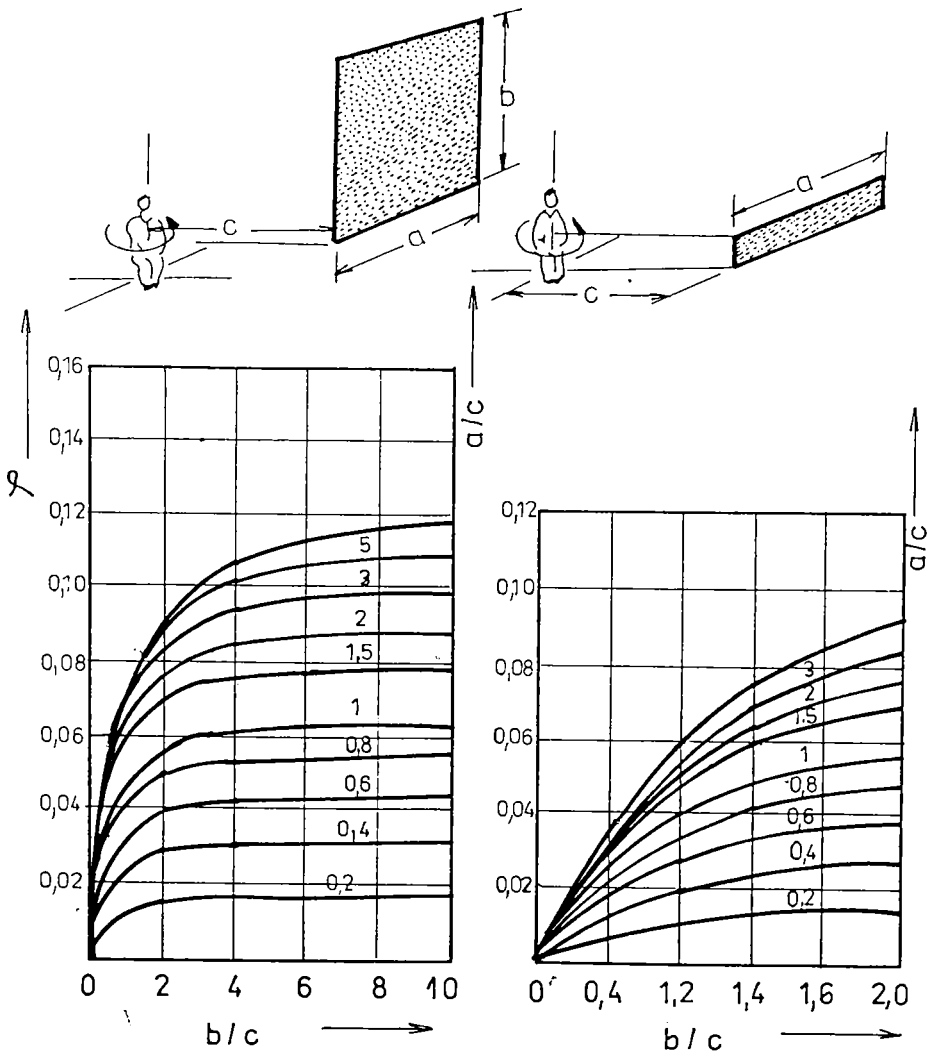


FIG: 1.2.b Valoarea medie a coeficientului unghiular pentru o persoană șezând și o suprafață verticală, când persoana se rotește în jurul axei verticale ( P.O. FANGER 1982 ).

Dacă diferențele de temperatură între suprafețele delimitatoare sunt relativ mici, ecuația (1.45) se poate simplifica la o formă lineară:

$$t_r = t_1 F_{p-1} + t_2 F_{p-2} + \dots + t_n F_{p-n} \tag{1.46}$$

Valoarea temperaturii medii de radiație calculate cu relația (1.46) este în majoritatea cazurilor cu puțin mai mică decât valoarea obținută prin relația (1.45). De exemplu în situația în care o jumătate din elementele delimitatoare au o temperatură cu 5 °C mai mare ca cealaltă jumătate, diferența dintre valorile calculate ale  $t_r$  prin cele două ecuații, este de 0,2 °C. În situația unei diferențe de temperatură între suprafețe de 100 °C, se ajunge la o diferență de 10 °C între valorile calculate ale  $t_r$  prin cele două ecuații.

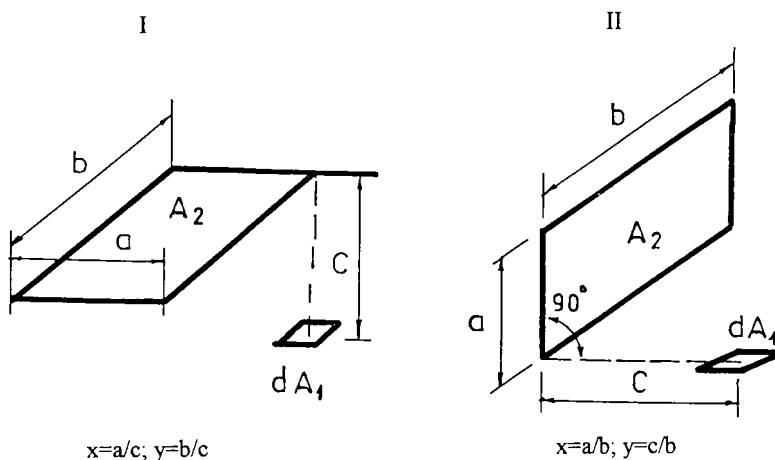
Temperatura medie de radiație se poate calcula și în funcție de temperatura de radiație a unei suprafețe elementare  $t_{pr}$  în cele șase direcții (sus, jos, stânga, dreapta, față, spate). Pentru o persoană în picioare, temperatura medie de radiație se poate estima cu relația:

$$t_r = \left\{ 0,08 [ t_{pr} (sus) + t_{pr} (jos) ] + 0,23 [ t_{pr} (dreapta) + t_{pr} (stânga) ] + 0,35 [ t_{pr} (față) + t_{pr} (spate) ] \right\} / [ 2(0,08 + 0,23 + 0,35) ] \tag{1.47}$$

Pentru o persoană șezând, relația este:

$$t_r = \left\{ 0,18 [ t_{pr} (sus) + t_{pr} (jos) ] + 0,22 [ t_{pr} (dreapta) + t_{pr} (stânga) ] + 0,30 [ t_{pr} (față) + t_{pr} (spate) ] \right\} / [ 2(0,18 + 0,22 + 0,30) ] \tag{1.48}$$

Temperatura de radiație a unei suprafețe elementare  $t_{pr}$  a fost introdusă de Mc INTYRE (1974), noțiune care descrie radiația termică pe o direcție a corpului uman. Se calculează cu ecuațiile (1.45) și (1.46) în care factorii de suprafață se determină conform figurii 1.2.c.



$$F_{d_{1-2}} = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{x}{\sqrt{1+x^2}} \tan^{-1} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} + \frac{y}{\sqrt{1+y^2}} \tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{1+y^2}} \right] \tag{pentru fig. I}$$

$$F_{d_{1-2}} = \frac{1}{2\pi} \left[ \tan^{-1} \frac{1}{y} - \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{x^2+y^2}} \right] \tag{pentru fig. II}$$

FIG. 1.2.c Relații analitice pentru calculul coeficientului unghiular față de o suprafață elementară.



### 1.3 MECANISMUL TERMOREGULATOR

Organismul uman este capabil de a stabili și păstra un echilibru între cantitatea de căldură produsă în interiorul corpului și cea cedată mediului ambiant. Echilibrul termic este reglat automat de sistemul nervos. Reglajul căldurii poate fi chimic și fizic, ambele acționând concomitent.

*Reglajului chimic* îi revine conducerea proceselor de ardere interne, pentru ca organismul să aibă energia termică impusă de schimbul cu mediul înconjurător și pentru efectuarea activității necesare vieții.

*Reglajul fizic* tinde să păstreze echilibrul termic organic, prin procesele fizice care au loc între piele și mediul ambiant. În momentul în care pielea corpului are o temperatură mai ridicată decât a mediului înconjurător, intervine o cedare de căldură către mediu, cedare ce se poate efectua prin radiație către obiectele înconjurătoare, prin conducție și convecție către aer, prin vaporizarea mijlocită a glandelor sudoripare și prin căldura și vaporii cedați aerului expirat. Reglajul fizic este astfel condus de sistemul nervos, încât suma acestor pierderi de căldură este aproape constantă, într-un domeniu relativ întins al factorilor ambianți.

Dacă scade temperatura înconjurătoare, crește căldura cedată prin radiație, conducție și convecție, însă scade căldura pierdută prin vaporizare și respirație. Fenomenul este invers la creșterea temperaturii aerului înconjurător. Procesul fiziologic care permite acest reglaj, constă în dilatarea sau contractarea vaselor sangvine ale pielii, care determină o activare sau o diminuare a circulației sângelui în acest organ periferic.

La o temperatură a aerului liniștit de 27 - 30 °C pentru un om neîmbrăcat sau 20 - 22 °C dacă este îmbrăcat, balanța termică fiziologică este în zona neutră de echilibru și omul nu resimte nici senzație de frig, nici de căldură.

Reglarea temperaturii pielii este comandată de centrul termic, astfel încât tinde să urmărească sensul schimbării temperaturii mediului ambiant.

Dacă temperatura aerului înconjurător crește, simpla dilatare a vaselor sangvine ale pielii nu mai este suficientă (se depășește zona de reglare vasomotorie contra căldurii) și intervine activarea glandelor sudoripare, care umezesc pielea și produc prin vaporizare o mare răcire, încât pierderea de căldură a corpului omenesc tinde să rămână aceeași (zona de reglare prin evaporare).

Limitele unde încetează posibilitățile de reglaj ale corpului omenesc sunt diferite de la un om la altul și depind de sănătatea corporală [33,95].

În anotimpul călduros, la păstrarea echilibrului termic contribuie o îmbrăcăminte mai subțire și o transpirație sporită. Pe timpul iernii, același efect se obține printr-o îmbrăcăminte mai groasă, prin suprimarea evaporării, printr-o ușoară coborâre a temperaturii pielii (0,5 - 1,5 °C), iar la limita când organismul nu mai poate face față situației, în mod fiziologic mișcările interne se manifestă sub formă de tremurat (zonă de reglare metabolică contra frigului).

Pornind de la condițiile fiziologice optime reglajul termic realizat de organismul uman se îndeplinește printr-un efort, care se manifestă prin oboseală și uzură.

Procesele de reglaj termic (reglaj vasomotor, transpirație și tremurat) stimulate și dirijate de semnalările temperaturii interioare corpului și a pielii, se pot exprima prin relații empirice și experimentări, presupunând 5 tipuri de semnale:

$WSIG_{int}$  - semnal de cald din interior;  $CSIG_{int}$  - semnal de frig din interior;

$WSIG_{piele}$  - semnal de cald al pielii;  $CSIG_{piele}$  - semnal de frig al pielii;

$WSIG_{corp}$  - semnal de cald al corpului; Semnalele au ca referință temperatura neutră ( $t_{piele,n} = 33,7$  °C;  $t_{int,n} = 36,8$  °C).

$$\begin{array}{lll} WSIG_{int} = & 0 & t_{int} \leq t_{int,n} \\ WSIG_{int} = & t_{int} - t_{int,n} & t_{int} > t_{int,n} \\ CSIG_{int} = & t_{int,n} - t_{int} & t_{int} < t_{int,n} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
CSIG_{int} = 0 & t_{int} > t_{int.n} \\
WSIG_{piele} = 0 & t_{niele} \leq t_{niele.n} \\
WSIG_{piele} = t_{niele} - t_{niele.n} & t_{niele} > t_{niele.n} \\
CSIG_{piele} = t_{niele.n} - t_{niele} & t_{niele} < t_{niele.n} \\
CSIG_{piele} = 0 & t_{niele} > t_{niele.n} \\
WSIG_{corp} = 0 & t_{corn} \leq t_{corn.n} \\
WSIG_{corp} = t_{corn} - t_{corn.n} & t_{corn} > t_{corn.n}
\end{array}$$

Temperatura medie a corpului  $t_{corp}$  se determină:

$$t_{corp} = \alpha t_{piele} + (1 - \alpha) t_{int} \quad (1.49)$$

în care:

$\alpha$  = coeficient dependent de debitul de sânge prin suprafața pielii  $m_{sânge}$ :

$$\alpha = 0,0418 + 0,745 / (3600 m_{sânge} + 0,585) \quad (1.50)$$

$$m_{sânge} = (6,3 + 200WSIG_{int}) / (1 + 0,5 CSIG_{piele}) / 3600 \quad (1.51)$$

$$1,4 \times 10^{-4} < m_{sânge} < 2,5 \times 10^{-2} \text{ kg} / (\text{sm}^2)$$

În timpul unui echilibru termic  $\alpha = 0,2$ . Când corpul este expus la frig, circulația periferică scade și stratul de piele este mai puțin conectat cu interiorul,  $\alpha = 0,33$ .

Schimbul termic între interior și piele se poate calcula cu relația:

$$Q_{int,piele} = (K + c_{p,sânge} m_{sânge}) (t_{int} - t_{piele}) \quad (1.52)$$

în care:

$K$  = conducția efectivă între interior și piele =  $5,28 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

$c_{p,sânge}$  = căldura specifică a sângelui =  $4,187 \text{ kJ}/(\text{kgK})$

Glandele sudoripare sunt activate la semnalul de cald și se exprimă cu relația:

$$m_{transp} = 4,7 \times 10^{-5} WSIG_{corp} \exp ( WSIG_{piele} / 10,7 ) \quad (1.53)$$

Valoarea  $m_{transp}$  se utilizează în ecuația (1.15) pentru determinarea  $E_{transp}$ .

## 1.4 APRECIEREA CONFORTULUI TERMIC ȘI A SENZAȚIEI TERMICE

### 1.4.1 INDICATORI AI CONFORTULUI TERMIC

#### 1.4.1.1 TEMPERATURA REZULTANTA ( $t_R$ )

Temperatura rezultantă  $t_R$  sau temperatura resimțită, este o noțiune nouă introdusă de M.A.MISSEARD [44,91], care ia în considerație temperatura aerului interior, și temperatura medie de radiație, corpul omenesc sesizând influența lor combinată și simultană.

Relația de calcul a temperaturii rezultante are la bază schimbul de căldură prin convecție și radiație a corpului omenesc cu mediul înconjurător:

$$t_R = (h_r t_r + h_c t_a) / (h_r + h_c) = \omega t_r + (1 - \omega) t_a \quad (1.54)$$

în care:

$$\omega = h_r / ( h_r + h_c )$$

Forma simplificată a relației de calcul pentru perioada de iarnă când  $v = 0,05 \text{ m/s}$ ,  $h_c = 3,4 \text{ W/m}^2\text{°C}$  și  $\omega \approx 0,55$  este:

$$t_R = 0,55 t_r + 0,45 t_a \tag{1.55}$$

Conform acestei relații fenomenul de radiație este mai important ca cel de convecție în perioada de iarnă.

În perioada de vară, când ventilația este mai puternică în interior, situația se inversează, întrucât pentru  $v = 0,25 \text{ m/s}$ ,  $h_c = 6 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , rezultă  $\omega = 0,40$ .

Diagrama din figura 1.3 permite determinarea  $t_R$  dacă se cunoaște temperatura după termometrul umed și uscat și viteza de mișcare a aerului.

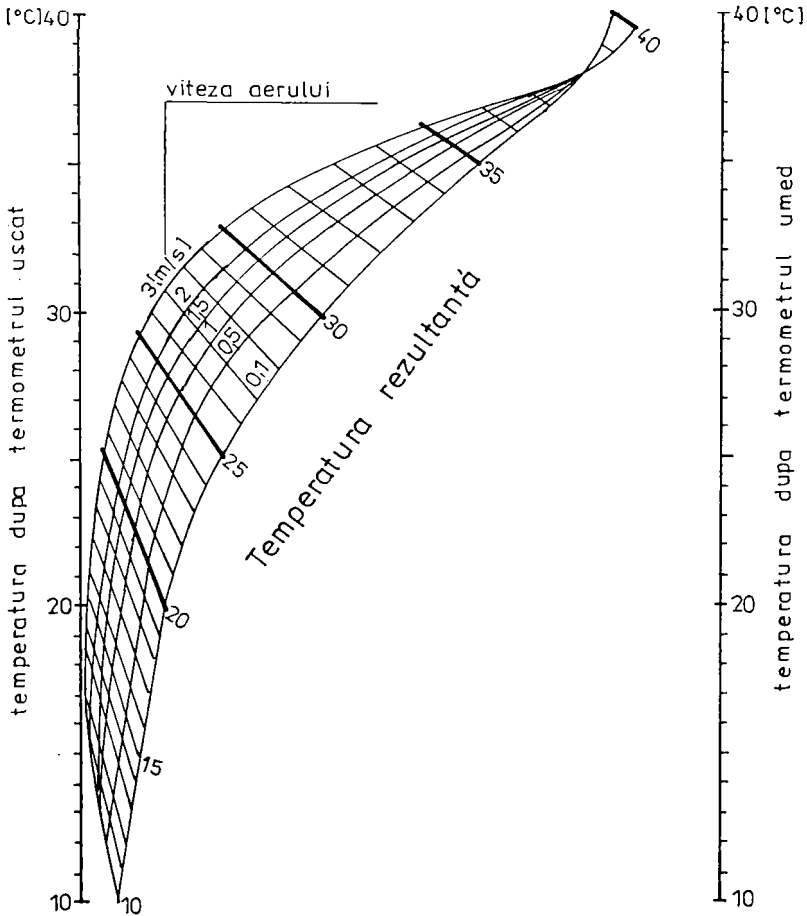


FIG. 1.3 Determinarea temperaturii rezultante în funcție de temperatura după termometrul umed, după termometrul uscat și viteza aerului (după M.A. MISSENERD).

1.4.1.2 TEMPERATURA EFECTIVA (ET\*)

Temperatura efectivă este o temperatură fictivă, care corespunde combinațiilor de temperatură, umiditate și viteză a aerului, cu același efect de confort termic.

Se spune în general despre un curent de aer, că are o temperatură efectivă de un anumit grad, dacă produce aceeași senzație de confort termic ca și aerul saturat de aceeași temperatură, cu o viteză sub 0,15 m/s.

Inițial această temperatură a fost definită empiric de HOUGHTON și YAGLOU, GAGGE și alții (1971) i-au dat o definiție matematică [58,70,76] prin ecuația (1.56), fiind temperatura unui mediu cu  $\phi = 50\%$ , în care rezultă aceleași pierderi de căldură de pe suprafața pielii  $E_{\text{piele}}$ , ca și într-un mediu real:

$$ET^* = t_0 + w i_m LR (p_a - 0,5 p_s, ET^*) \tag{1.56}$$

în care:

$p_s, ET^*$  = presiunea de saturație a vaporilor, la temperatura efectivă, kPa.

Acest indicator combină efectul a trei parametri  $t_r$ ,  $t_a$  și  $p_a$  într-un singur indice. Umiditatea pielii  $w$  și indicele de permeabilitate  $i_m$  trebuie precizate, fiind mărimi constante pentru o anumită  $ET^*$ .

Dreapta constantei  $ET^*$  depinde de umiditatea pielii și permeabilitatea la vapori a îmbrăcăminții și de activitatea depusă [50]. După cum se observă din figura 1.4 în cazul unei umidități reduse a pielii, umiditatea aerului are o influență nesemnificativă și dreptele constantei  $ET^*$  sunt aproape verticale. Cu creșterea umidității datorită activității și/sau căldurii, limitele tind spre orizontală și influența umidității este mai pronunțată.

În figura 1.5 sunt prezentate zonele de confort și  $ET^*$  conform normelor ASHRAE [8,9,83,86].

Temperatura efectivă a aerului în mișcare, propusă de RYDBERG și NORBACH este un indicator de determinare și estimare a influenței temperaturii și vitezei aerului, asupra confortului termic. Relația de calcul propusă este:

$$ET^* = t_a - 7,66 (v - 0,15) \tag{1.57}$$

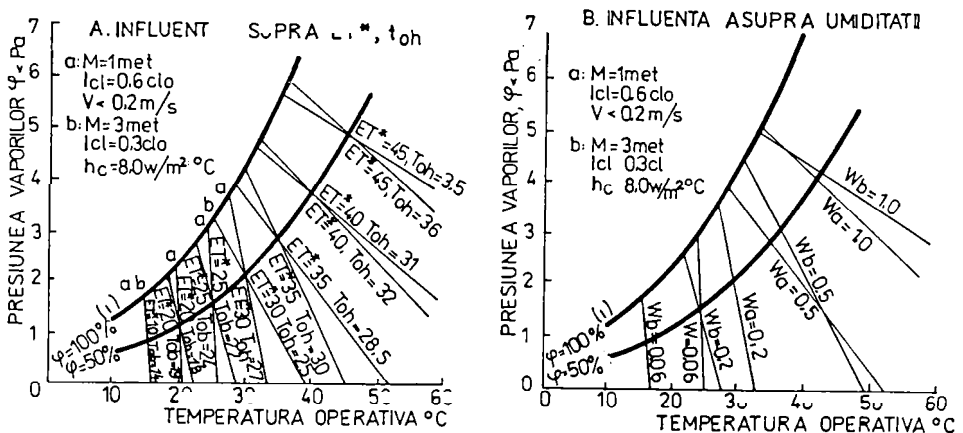


FIG. 1.4 Temperatura efectivă ( $ET^*$ ) și umiditatea pielii ( $w$ ).

### 1.4.1.3 TEMPERATURA ECHIVALENTA ( $t_{echiv}$ )

Temperatura echivalentă este un indice al senzației de căldură care ia în considerare radiația termică, temperatura aerului și viteza curenților de aer, dar neglijează umiditatea relativă a mediului. Unele cercetări consideră că temperatura echivalentă constituie un bun indicator până la temperatura aerului de 21 -24 °C.

Noțiunea de temperatură echivalentă (după metoda BEDFORD) se poate defini ca temperatura aerului dintr-o încăpere de referință, astfel încât debitul de căldură schimbat cu mediul, al aparatului de măsură (epatheoscop), să fie același cu cel cedat de corpul uman în încălzirea dată. Epatheoscopul este format dintr-un cilindru înnegrit la suprafața exterioară și încălzit electric. Menținându-se constantă temperatura la suprafața aparatului, egală cu temperatura suprafeței corpului omenesc, se măsoară energia electrică consumată în timpul schimbului de de căldură cu mediul ambiant. În urma măsurătorilor BEDFORD a ajuns la concluzia că diferența între temperatura suprafeței aparatului și cea a aerului reprezintă a treia parte din diferența dintre temperatura internă a omului și temperatura aerului încăperii.

Relația de legătură între temperatura echivalentă și factorii de mediu este:

$$t_{echiv} = 0,522 t_a + 0,478 t_r - 0,205 \sqrt{v} (37,8 - t_a) \quad (1.58)$$

### 1.4.1.4 TEMPERATURA OPERATIVA UMEDA ( $t_{oh}$ )

Temperatura operativă umedă este temperatura unui mediu uniform cu  $\phi = 100\%$  în care o persoană cedează aceeași cantitate totală de căldură de pe suprafața pielii, ca într-un mediu real realizat în timpul experimentărilor.

Acest indicator este definit matematic prin ecuația:

$$t_{oh} = t_0 + \omega i_m LR (p_a - p_{s,oh}) \quad (1.59)$$

în care:

$p_{s,oh}$  = presiunea de saturație a vaporilor la temperatura  $t_{oh}$ , kPa

### 1.4.1.5 INDICELE DE CONFORT TERMIC (B)

BRADKE, stabilește un indice de confort termic B folosind catarmometrul. Catarmometrul fiind un termometru cu alcool având capilar lărgit la partea superioară și prevăzut cu o scară a temperaturii limitată la câteva grade, de exemplu între  $t_1 = 33^\circ\text{C}$  și  $t_2 = 40^\circ\text{C}$ , astfel încât să fie  $36,5^\circ\text{C}$ , corespunzător temperaturii medii a suprafeței corpului omenesc.

Aparatul se încălzește, se instalează în încăpere și se cronometrează timpul  $z$  de răcire, de la  $t_2$  la  $t_1$ . Cunoscând căldura  $Q$  pe care bulbul termometrului o pierde la răcirea lui între temperaturile limită, se determină coeficientul catarmometric de răcire  $A$ . Indicele catarmometric de confort termic  $B = t_a / A$  unde  $A = Q / Z$ , reflectă în special influența factorilor  $t_a$  și  $v$ , neținând seama de posibilitățile de autoreglare termică a corpului omenesc.

VAN ZUILEN a dezvoltat o formulă în care sunt incluse cele 4 componente clasice ale confortului termic și care redă senzația de confort a omului sub forma unui indice numeric B, calculabil cu relația:

$$B = C + 0,25 (t_a + t_r) + 0,1 \times -(37,8 - t_a) \sqrt{v} \quad (1.60)$$

în care:

$t_a$  = temperatura aerului din încăperea, °C

$t_r$  = temperatura medie de radiație a suprafețelor înconjurătoare, °C

$x$  = umiditatea absolută a aerului interior, g/kg

$v$  = viteza de mișcare a aerului interior, m/s

$C$  = constantă, a cărei valoare este:  $C = -9,2$  pentru iarnă și

$C = -10,6$  pentru vară

Confortul termic realizat în încăperea este apreciat prin valorile  $B$  astfel:

$B = -3 \dots -2$  senzație de inconfort termic = frig;

$B = -2 \dots -1$  senzație de confort termic mulțumitoare;

$B = +2 \dots +3$  senzație de inconfort termic = prea cald;

$B = 0$  senzație de confort termic optim;

Aceste două metode de apreciere a confortului termic se referă în general la situația oamenilor care stau liniștiți.

În cazurile în care oamenii depun o activitate fizică mai mult sau mai puțin intensă, temperaturile de confort au valori diferențiate. În figura 1.6 este reprezentată curba de variație a temperaturii de confort în funcție de căldura internă  $Q_M$ , care este dependentă de activitatea fizică depusă, astfel pentru:

-activități statice (om șezând, stând în picioare)

$$Q_M \leq 140 \text{ W}$$

-activități cu efort redus

$$Q_M = 141 \dots 200 \text{ W}$$

-activități cu efort fizic mediu

$$Q_M = 201 \dots 350 \text{ W}$$

-activități cu efort fizic mare

$$Q_M > 350 \text{ W}$$

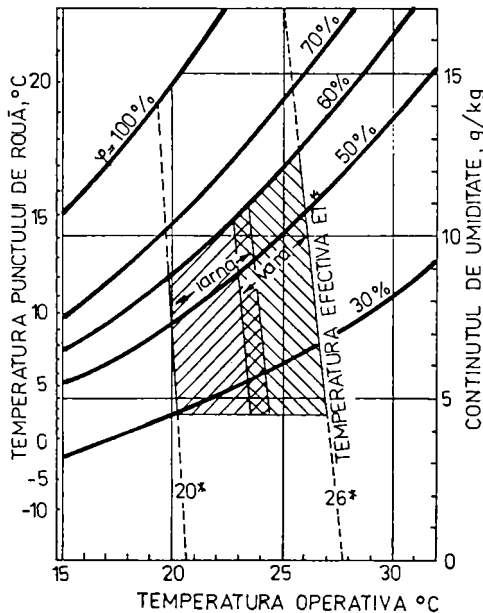


FIG. 1.5 Temperatura efectivă și zonele de confort ASHRAE.

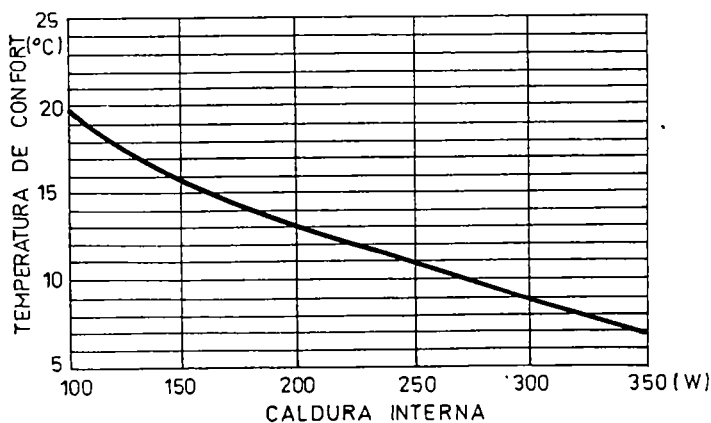


FIG. 1.6 Variația temperaturii de confort, în funcție de intensitatea activității desfășurate.

#### 1.4.2 CONDIȚII DE CONFORT TERMIC

Confortul termic este definit ca "senzația de mulțumire exprimată față de mediul termic înconjurător". Deoarece confortul reprezintă o senzație resimțită de om, majoritatea cercetărilor efectuate, definesc ecuații empirice privind răspunsul fiziologic referitor la aprecierea confortului [45,49]. Senzația de confort este influențată de un mare număr de factori de mediu variabili întrucât stabilirea unor cifre de confort cu aplicare universală nu este posibilă, s-au stabilit totuși o serie de principii, criterii și chiar valori pentru unii factori, care constituie baza de proiectare a construcțiilor și instalațiilor de încălzire și ventilare.

Studiile întreprinse de ROHLES și NEVINS pe un număr de 1600 de studenți, relevă corelația statistică între nivelul de confort, temperatură, umiditate, sex, durata de expunere. Ecuațiile pentru acest studiu al senzațiilor termice, funcție de temperatura aerului și presiunea vaporilor de apă atmosferică, de sex și durata sunt prezentate în tabelul 1.11.

Tabelul 1.11

#### ECUAȚII PENTRU APRECIEREA SENZATIEI TERMICE Y

Durata expunerii ore	Sex	Ecuațiile	
		t = temperatura după termometrul uscat, °C	p = presiunea vaporilor, kPa
1,0	masculin	$Y = 0,220 t + 0,233 p - 5,673$	
	feminin	$Y = 0,272 t + 0,248 p - 7,245$	
	mixt	$Y = 0,245 t + 0,248 p - 6,475$	
2,0	masculin	$Y = 0,221 t + 0,270 p - 6,024$	
	feminin	$Y = 0,283 t + 0,210 p - 7,694$	
	mixt	$Y = 0,252 t + 0,240 p - 6,859$	
3,0	masculin	$Y = 0,212 t + 0,293 p - 5,949$	
	feminin	$Y = 0,275 t + 0,255 p - 8,622$	
	mixt	$Y = 0,243 t + 0,278 p - 6,802$	

Scala pentru exprimarea senzației termice, utilizată în aceste ecuații se referă la scala senzației termice după ASHRAE:

+ 3	foarte cald		-1	răcoare
+ 2	cald	0	-2	rece
+ 1	ușor cald		-3	frig

#### 1.4.3 ECUATIA DE CONFORT TERMIC

P.O.FANGER (1982) subliniază legătura dintre confort și factorii variabili fiziologici. Pentru un anumit nivel de activitate metabolică  $M$  și când corpul este aproape de echilibrul termic, bilanțul termic este influențat numai de doi parametri fiziologici a pielii  $t_{\text{piele}}$  și transpirației  $E_{\text{transp}}$ . După ROHLES și NEVINS ecuațiile  $t_{\text{piele}}$  și  $E_{\text{transp}}$  care determină confortul termic sunt:

$$t_{\text{piele}} = 35,7 - 0,0275 (M - W) \quad (1.61)$$

$$E_{\text{transp}} = 0,42 (M - W - 58,15) \quad (1.62)$$

Temperatura medie a pielii descrește cu intensitatea activității și pierderile prin transpirație cresc. Ambele reacții măresc cedarea de căldură din interiorul corpului către mediul ambiant. Aceste două corelații empirice fac legătura între aprecierea confortului termic și ecuațiile condițiilor fiziologice și fluxul termic.

Prin înlocuirea valorilor în ecuația (1.12) pentru  $(C+R)$  și în ecuațiile (1.18), (1.19) pentru  $E_{\text{piele}}$ , ecuația de bilanț energetic se poate utiliza în determinarea influenței parametrilor mediului ambiant și a factorilor fiziologici asupra condițiilor de confort optime.

P.O.FANGER (1982) reprezintă corelația dintre toți factorii într-o singură ecuație, așa numita "ecuație de confort", în care se ține seama de activitatea depusă, de îmbrăcăminte și de cei patru factori de mediu (temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului și umiditate), presupunând ca transpirația produsă se evaporă și eliminând factorul de permeabilitate la vapori a îmbrăcămintii.

Aceste condiții sunt valabile în situația unei îmbrăcăminți normale pentru un mediu interior, cu un nivel de activitate moderat. În cazul unor activități mai grele ( $M > 3$  met) apar creșteri importante de transpirație, care influențează condițiile confortului optim.

Ecuația de transfer termic prezentată, introduce mici modificări, schimbul de căldură radiantă se exprimă în funcție de legea lui STEFAN - BOLTZMANN (în locul lui  $h_r$ ) și difuzia vaporilor de apă prin piele, se exprimă în funcție de coeficientul de difuziune, iar pentru presiunea vaporilor saturată la  $t_{\text{piele}}$  se introduce o aproximație lineară.

Ecuația se exprimă:

$$\begin{aligned} (M - W) = & 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) + \\ & + 3,05 [5,73 - 0,07 (M - W) - p_a] + 0,42 [(M - W) - 58,15] + \\ & + 0,0173 M (5,87 - p_a) + 0,0014 M (34 - t_a) \end{aligned} \quad (1.63)$$



în care:

$$t_{cl} = 35,7 - 0,0275 (M - W) - R_{cl} [ (M - W) - 3,05 [ 5,73 - 0,007 (M - W) - p_a ] - 0,42 [ (M - W) - 58,15 ] + 0,0173 M ( 5,87 - p_a ) - 0,0014 M ( 34 - t_a ) ] \quad (1.64)$$

Pentru  $h_c$  și  $f_{cl}$ , P.O.FANGER folosește următoarele relații:

$$h_c = 2,38 ( t_{cl} - t_a )^{0,25} \quad \text{pentru } 2,38 ( t_{cl} - t_a )^{0,25} > 12,1\sqrt{v} \quad (1.65)$$

$$h_c = 1,21 \sqrt{v}$$

$$h_c = 12,1\sqrt{v} \quad \text{pentru } 2,38 ( t_{cl} - t_a )^{0,25} > 12,1\sqrt{v}$$

$$f_{cl} = 1,0 + 0,2 I_d \quad \text{pentru } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \quad (1.66)$$

$$f_{cl} = 1,05 + 0,1 I_d \quad \text{pentru } I_{cl} > 0,5 \text{ clo}$$

Ecuția de confort fiind complexă, ea se rezolvă folosind un program de calcul care permite trasarea a 28 de diagrame de confort. În figurile 1.7, 1.8, 1.9, 1.10 și 1.11 sunt reprezentate câteva diagrame de confort, în care curbele de confort corespund reprezentării a câte două variabile, în condițiile în care ceilalți parametri sunt constanți.

Utilizarea practică a diagramelor de confort, necesită astimarea felului de activitate și a îmbrăcăminții, în funcție de destinația încăperii. Din diagramele de confort se determină combinațiile între principalii parametri ai mediului, astfel încât să se asigure confortul termic.

*Exemple:* -Pentru determinarea temperaturii de confort a persoanelor dintr-un magazin, a căror activitate corespunde unui mers cu viteza de 1,5 km/h (activitate = 1,5 met - 9 W/m<sup>2</sup>, îmbrăcăminte = 1,0 clo; = 50%, viteza medie a aerului  $v = 1,5 \times 1000/3600 = 0,4$  m/s; pe baza diagramei din figura 2.13 confortul corespunde  $t_a = t_r = 20,8$  °C.

În spațiu cu viteza aerului de 0,5 m/s, în care personalul desfășoară o activitate sedentară (1,2 met - 70 W/m<sup>2</sup>), fiind îmbrăcat în halate ușoare (0,5 clo), = 50%; pe baza diagramei din figura 2.15 confortul corespunde  $t_a = t_r = 26,6$  °C. Pentru a reduce consumul de energie în perioada de iarnă, personalul se echipează cu uniforme speciale (1,0 clo), pe baza diagramei din figura 2.13, prin interpolare rezultă  $t_a = t_r = 23,3$  °C.

Prin rezolvarea ecuației de confort, se pot estima separat cedările de căldură prin radiație, convecție și evaporare, exemplificate în tabelul 1.12.

Tabelul 1.12

*Parametrii mediului ambiant*

Activitate	Imbrăcăminte clo	Viteza aer m/s	Umiditate kPa %		Temp.aer °C	Temp. medie de radiație °C
0	1	2	3		4	5
Așezat	0,1	0,1	1,8	50	27,2	27,2
1,2 met	0,5	0,1	1,5	50	24,8	24,8
70W/ (126 W)	0,5	0,5	1,7	50	26,6	26,6
	1,0	0,5	1,4	50	23,3	23,3
	1,0	0,1	1,3	50	21,6	21,6
	1,0	0,1	0,8	50	22,1	22,1
Stând în	0,5	0,2	1,4	50	23,0	23,0
picioare	1,0	0,2	1,1	50	19,1	19,1
1,6 met	1,0	0,2	0,6	50	10,0	32,7
93 W/m (168W)						

*Valori estimative*

Temp. îmbr.	Cedarea de căldură [W]					Total [W]	
	respirație	difuzie	evap.tran	Radiație	Convecție	Evap. Resp.	Sensib. uscată
6	7	8	9	10	11	12	13
33,0	11	19	9	46	41	38	88
30,1	11	21	9	45	40	41	85
30,0	11	20	9	29	57	40	86
26,5	12	21	9	28	56	42	84
26,6	13	21	9	43	40	43	83
26,9	13	25	9	41	38	47	79
28,5	16	20	27	46	59	63	105
24,3	18	21	27	44	58	66	102
24,9	21	25	27	70	165	73	95

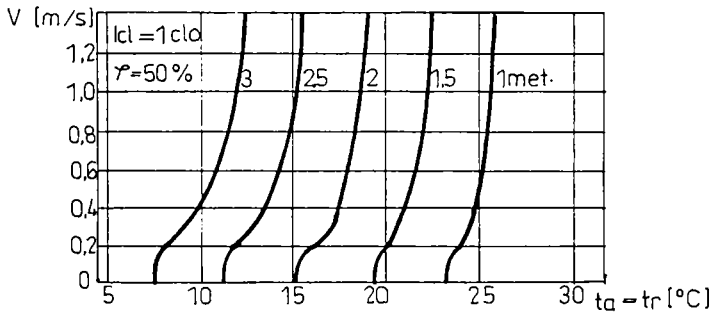


FIG. 1.7 Linii de confort în funcție de viteza aerului, temperatură și activitate ( $I_{cl} = 1 \text{ clo}$ ).

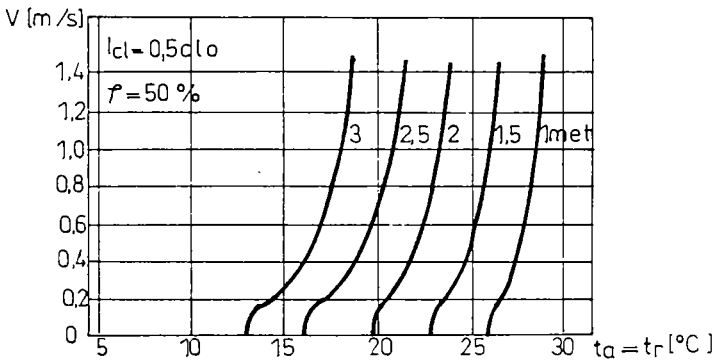


FIG. 1.8 Linii de confort în funcție de viteza aerului, temperatură și activitate ( $I_{cl} = 0,5 \text{ clo}$ ).

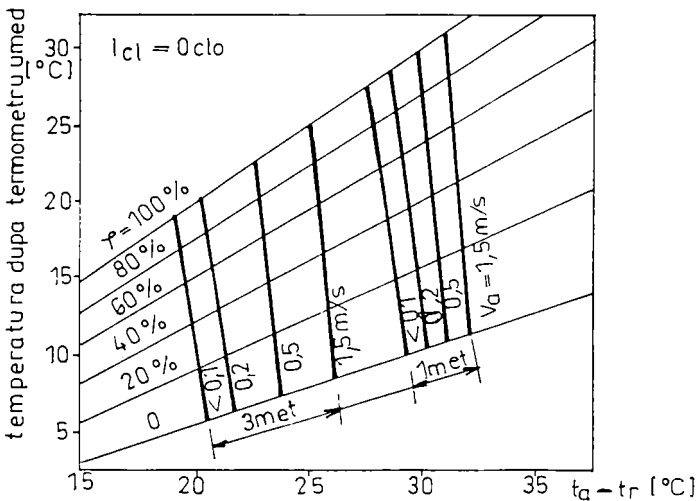


FIG. 1.9 Linii de confort în funcție de parametrii:  $t$ ,  $t_a, t_r, v$  și  $M$ , pentru 0 clo.

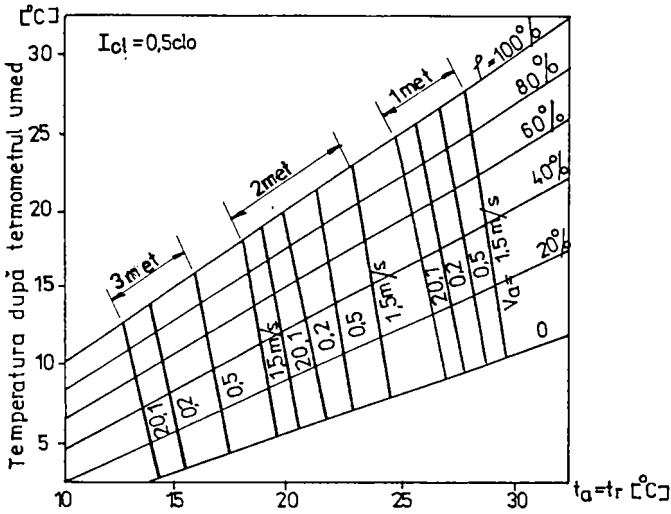


FIG. 1.10 Linii de confort în funcție de parametrii  $t$ ,  $t_w$ ,  $t_r$ ,  $v$  și  $M$ , pentru 0,5 clo.

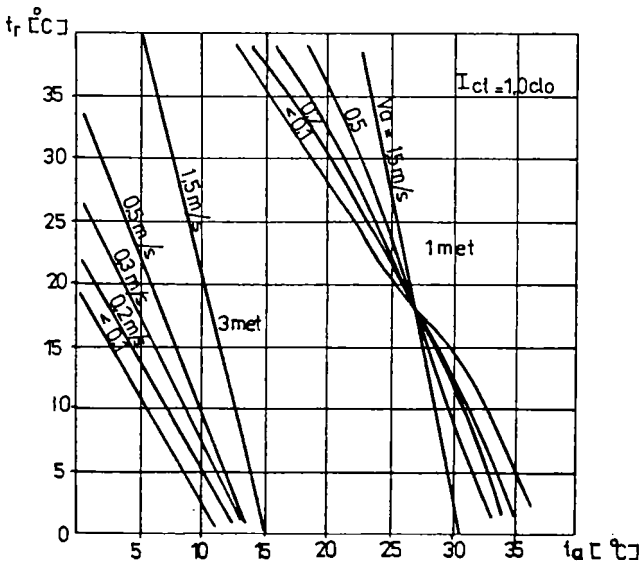


FIG. 1.11 Linii de confort în funcție de temperatura aerului, temperatura medie de radiație și viteză.

#### 1.4.4 INDICATORII DE CONFORT PMV SI PPD

Pentru evaluarea confortului termic optim într-un anumit mediu, P.O.FANGER (1970) introduce noțiunea PMV (opțiunea medie previzibilă) și PPD (procentajul previzibil de insatisfacție), care exprimă gradul de inconfort, creat prin încălzirea sau răcirea unor zone ale corpului. Indicatorul PMV corespunzător procentului mediu probabil de ocupanți mulțumiți de condițiile de mediu, se calculează pe baza inegalității între cedarea de căldură a corpului uman într-un anumit mediu ambiant și cedarea de căldură necesară asigurării unui confort optim în funcție de activitatea desfășurată, conform relației:

$$PMV = [ 0,303 \exp (- 0,036 M) + 0,028 ] L \quad (1.67)$$

în care:

$L$  = este sarcina termică a corpului uman, definită ca diferența între căldura produsă în interiorul corpului și cea cedată mediului ambiant, în ipoteza că persoana se menține la valori de confort pentru  $t_{\text{piele}}$  și  $E_{\text{resp}}$ .

Sarcina termică  $L$  este deci diferența între termenul drept și stâng al ecuației (1.63).

Este imposibil de definit un mediu termic care să satisfacă cerințele de confort ale tuturor ocupanților, normele prevăd ca cel puțin 80% din ocupanți să considere condițiile de mediu ambiant, confortabile.

Indicele PMV stabilit astfel, este valabil pentru regim staționar, dar poate fi utilizat ca aproximație și pentru regim variabil, dacă parametrii considerați variază lent și dacă se consideră valoarea lor medie ponderată în funcție de timp pe un interval de cel puțin o oră. Indicatorul PMV se calculează numai pentru încăperile ocupate de persoane cel puțin 15 min.

Datorită aprecierii diferențiate a senzației de confort în funcție de persoană (sex, vârstă, activitate) se poate prevedea că de fiecare dată un anumit număr de ocupanți va fi nemulțumit, considerând condițiile ca inconfortabile, exprimat prin indicatorul PPD, calculat cu relația:

$$PPD = 100 - 95 \exp [ -( 0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2 ) ] \quad (1.68)$$

Studii statistice, au permis determinarea variației grafice a indicatorului PPD în funcție de indicatorul PMV, reprezentate în figura 1.12.

Un indicator PPD de 10% corespunde unui PMV cu valorile de +0,5 și chiar dacă  $PMV = 0$  un procent de aproximativ 5% din ocupanți va considera condițiile ca inconfortabile.

Senzația termică în ansamblu a corpului omenesc se exprimă printr-un indicator PMV, utilizând aceeași scală a senzațiilor termice, tabelul 1.13, conform normelor ASHRAE ( $PMV = -3...+3$ ). Domeniul optim corespunde:  $-0,5 < PMV < +0,5$ , ceea ce implică un indicator PPD sub 10%.

Tabelul 1.13

#### SCARA PSIHOFIZICA PENTRU EVALUAREA MEDIULUI TERMIC INTERIOR CONFORM INDICATORULUI PMV

- 3 frig	0 confort (echilibru termic)	+ 1 ușor cald
- 2 rece		+ 2 cald
- 1 răcoare		+ 3 foarte cald

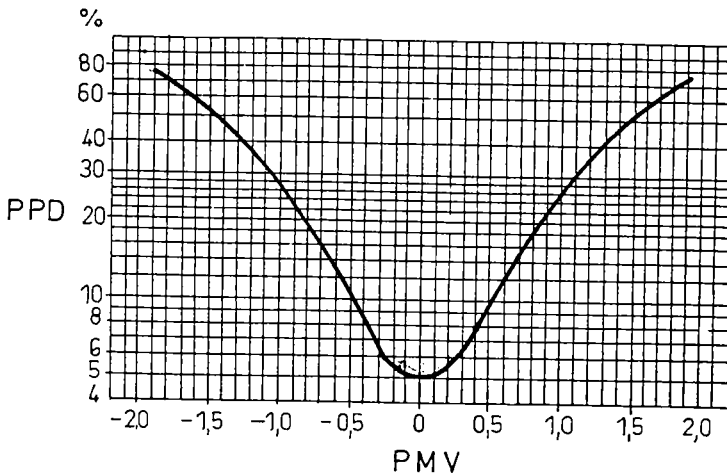


FIG. 1.12 Procentul probabil de nemulțumiți (PPD) în funcție de procentul mediu probabil (PMV).

#### 1.4.5 CRITERIUL U.C.R.E.S. PENTRU CALITATEA UNUI MEDIU

Criteriul UCRES [17,52] de apreciere a calității unui mediu termic, se referă mai ales la mediile în care se desfășoară activități cu munci ușoare și care sunt supuse condițiilor climatice de iarnă. Pentru fiecare criteriu corespund trei clase de calitate:

- 0 = confort
- 1 = ușor inconfortabil
- 2 = inconfortabil

Criteriile sunt:

**U** = uniformitatea mediului din punct de vedere al temperaturii rezultante

**C** = curenți de aer în funcție de temperatura efectivă

**R** = radiația asimetrică față de orizontală și verticală

**E** = ecartul termic între nivelul capului și al gleznelor

**S** = sol (pardoseală) caldă sau rece

Clasele de calitate pentru aceste criterii s-au obținut, pe un model de încăpere, cu o încălzire reglabilă, în așa fel încât în centrul ei să se asigure confortul.

Vitezei aerului și ale temperaturii suprafețelor înconjurătoare, pentru un număr mare de puncte din zona ocupată și fiecare criteriu s-a exprimat în funcție de indicatorul PPD al lui P.O.FANGER. Prelucrările statistice au permis exprimarea prin următoarele ecuații:

Pentru **U** - uniformitatea mediului în funcție de temperatura rezultantă:

$$PPD = 1,15 (t_{ri} - t_{rc})^2 \quad (1.69)$$

$$U = 2,06 \ln (1 + 100 PPD_m) - 4.65 PPD_m \quad (1.70)$$

în care:

$t_{ri}$  = temperatura rezultantă în punctul  $i$

$t_{rc}$  = temperatura rezultantă în centrul încăperii

$PPD_m$  = valoarea medie

Pentru **C** - curenți de aer în funcție de temperatura efectivă:

$$PPD = \exp (1,51 + 0,757 t_{ef}) + 2,51 t_{ef}^{1,143} / 2 - 2 \quad (1.71)$$

$$C = 1,03 \ln (1 + 100 PPD_m) \quad (1.72)$$

Pentru **R** - radiația asimetrică față de orizontală (o) și verticală (v)

$$PPD = 0,00089 t_{rv}^{3,738} \quad (1.73)$$

$$R_o = 1,44 \ln (1 + 100 PPD_m) - 1,67 PPD_m$$

$$PPD = 0,176 t_{rv}^{1,754} \quad (1.74)$$

$$R_v = 1,2 \ln (1 + 100 PPD_m) - 0,66 PPD_m \quad (1.75)$$

Pentru **E** - ecartul termic între nivelul capului și al picioarelor

$$PPD = \exp (-0,977 + 0,897 \Delta t) - 0,3 \quad 0 < \Delta t < 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.76)$$

$$PPD = 0,349 \Delta t^{2,574} - 0,3 \quad t > 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.77)$$

$$E = 1,44 \ln (1 + 100 PPD_m) - 1,67 PPD_m$$

Pentru **S** - sol (pardoseală) cald sau rece ( $t_s$ )

$$PPD = \exp (5,154 - 0,145 t_s) - 5 \quad \text{pentru } 10 < t_s < 23,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.78)$$

$$PPD = \exp (-1,768 - 0,147 t_s) - 5 \quad \text{pentru } t_s > 23,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.79)$$

$$S = 1,88 \ln (1 + 100 PPD_m) - 3,67 PPD_m \quad (1.80)$$

Din măsurătorile efectuate se consideră că:

- senzația de confort corespunde la  $S=0$ ,  $t_s=23,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $E=0$ ,  $\Delta t = 0$ ;

- senzația de inconfort corespunde la:  $U=2,5$  ( $t_{rm} = 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ );  $C=2,5$  ( $t_{ef} = 1,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ );  $R_v = 2,5$  ( $\Delta t_{rv} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ )  $R_o = 2,5$  ( $\Delta t_{ro} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ );

probleme legate direct de stratificația termică produsă de sistemul de încălzire.

## CAPITOLUL 2

### EPECTELE TRANSFERULUI TERMIC PRIN RADIAȚIE ȘI CONVECȚIE ASUPRA CONFORTULUI

#### 2.1 INTRODUCERE

Importanța și scopul fiecărui sistem de încălzire constă în realizarea unor condiții de confort termic în încăperi. Din punct de vedere termo-fiziologic trebuie respectate anumite criterii:

- evitarea unor temperaturi prea scăzute la nivelul pardoselii, sau a unor temperaturi prea ridicate la nivelul capului;
- realizarea unor diferențe de temperatură minime între temperatura interioară și temperaturile pardoselii, a pereților înconjurători;

Aceasta înseamnă cunoașterea modului în care sistemele de încălzire pot influența factorii de confort:  $t_i$ ,  $\theta_{MR}$ ,  $v_i$ ,  $\varphi_i$ .

Sistemele de încălzire folosite în prezent se pot diferenția după modul în care se introduce în încăperi căldura necesară încălzirii acestora. Se pot face următoarele grupări:

- sisteme de încălzire convective, care sunt prevăzute cu corpuri statice (radiatoare, convectoare, registre, etc.) care cedează căldură într-o proporție mai mare prin convecție (aproximativ 70%), decât prin radiație;
- sisteme de încălzire prin radiație (tavane, pardoseli sau panouri încălzitoare) în care cedarea de căldură se face în majoritate prin radiație;
- sisteme de încălzire cu aer cald, în care aerul cald introdus se amestecă direct cu aerul încăperii;

Toate sistemele de încălzire pot asigura o anumită temperatură a aerului interior, însă repartiția locală a acesteia poate fi mai mult sau mai puțin uniformă în întreg spațiul încăperii. În fig. 2.1.a și fig. 2.1.b este indicată grafic variația pe verticală a temperaturii aerului interior la diferite sisteme de încălzire, în raport cu un profil teoretic ideal 1 (optimum teoretic după KOLLMAR) [80]. Ținând seama de unele recomandări (MISSENERD) privind diferențele de temperaturi ale aerului la nivelul capului și picioarelor (maximum 2,2 °C), se observă că



această cerință de confort este asigurată numai la folosirea sistemelor de încălzire prin radiație (2 - încălzire prin pardoseală; 6 - încălzire prin tavan) și la încălzirea cu corpuri statice amplasate la pereții exteriori - 4 (sub ferestre). Profilul variației temperaturii pe verticală - 3 corespunde încălzirii cu radiatoare amplasate la pereții interiori și 5 - corespunde încălzirii cu aer cald refulat de-a lungul peretelui exterior.

Un gradient de temperatură ridicat al aerului interior, duce la o eficiență scăzută a instalației de încălzire, prin acumularea căldurii în zona superioară a încăperii, zonă neinteresantă din punctul de vedere al locului unde este necesară asigurarea condițiilor de confort termic.

În ce privește temperatura medie de radiație a suprafețelor ce delimitează încăperea, numai sistemele de încălzire prin radiație pot determina direct o anumită mărime a acesteia. Celelalte sisteme de încălzire realizează indirect această mărime, prin schimbul de căldură între aerul încăperii și suprafețele mai reci ale elementelor delimitatoare.

Viteza aerului ca factor de confort termic, aceasta este influențată mai activ de sistemele de încălzire cu aer cald, prin locul de amplasare a gurilor de introducere a aerului cald și prin viteza de refulare.

Umiditatea relativă a aerului interior, nu poate fi asigurată în limitele de confort prin nici unul din sistemele de încălzire, ci doar prin instalațiile de climatizare. La toate sistemele de încălzire, prin mărirea temperaturii aerului interior, conținutul de umiditate al acestuia rămânând constant, umiditatea relativă scade, putând apărea senzația de uscăciune.

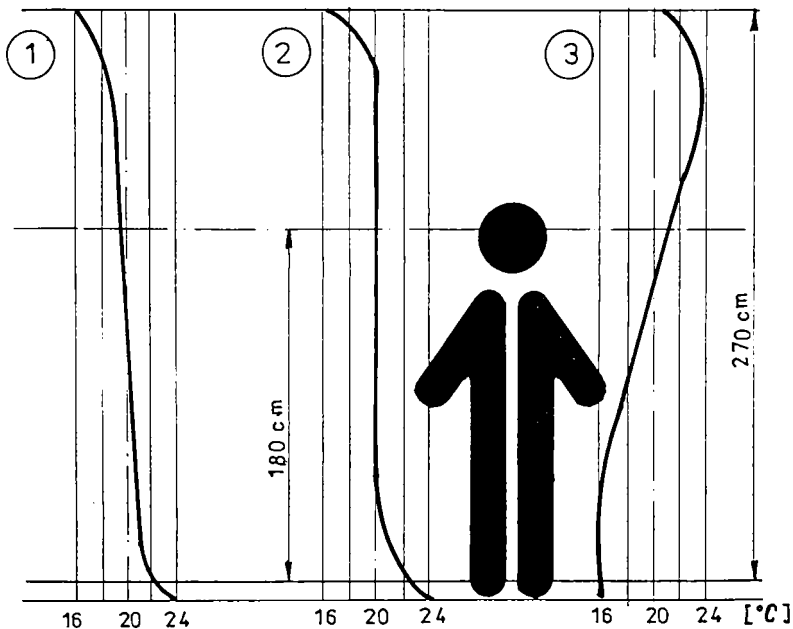


FIG 2.1.a Variația pe verticală a temperaturii aerului interior : 1- profil ideal; 2- încălzire prin pardoseală; 3- încălzire cu radiatoare (lângă PI).

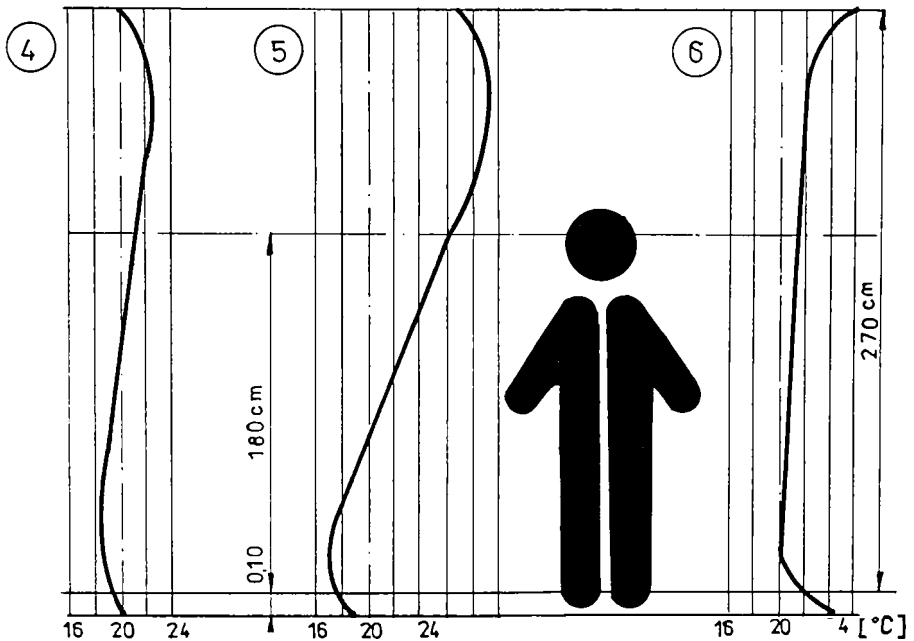


Fig.2.1.b Variația pe verticală a temperaturii aerului interior: 4- încălzire cu radiatoare (lângă PE); 5- încălzire cu aer cald; 6- încălzire prin tavan.

## 2.1 TRANSFERUL TERMIC PRIN RADIAȚIE

Radiația este o formă a energiei, care are un domeniu foarte întins, efectele pe care le introduce în lumea sensibilă diferă numai de sectorul din care provine. Această energie se propagă în spațiu în linie dreaptă, fără să aibă nevoie de un suport material (în sensul obișnuit al cuvântului) și cu atât mai mult în vid, unde are o viteză de propagare de  $3 \cdot 10^8$  m/s, indiferent de sectorul de emisie (termic, luminos, cosmic, etc.), fără să fie influențată nici calitativ și nici cantitativ de temperatura spațiului prin care se propagă.

Radiația termică se poate transmite la orice distanță [106], fără intermediul materiei, ea nu depinde decât de temperatura corpului emițător, nu și de temperatura mediului prin care se transmite.

Pe când în transmisia prin conducție, căldura își menține tot timpul caracterul de mișcare moleculară din aproape în aproape (cu viteze mult inferioare aceleia a radiațiilor în vid), radiația termică are caracter numai la emisie și recepție, iar pe parcurs are un caracter electromagnetic.

Pentru explicare modului cum se transformă la emițător, energia termică în energie radiantă electromagnetică și apoi cum se retransformă, la receptor din energie electromagnetică

(din sectorul infraroșu al benzii) în energie termică (de agitație moleculară), M. PLANK a introdus noțiunea de cuantă de energie.

Cuanta de energie ar fi o emisie intermitentă, pulsatorie, de energie, grefată pe un corpuscul material, căruia L. BROGLIE i-a atribuit proprietăți vibratorii. Astfel, cuanta de energie cu partea corpusculară și cu partea energetică, ar prezenta două imagini diferite ale uneia și aceleiași realități fizice (prin corpuscul material înțelegând partea elementară a materiei, aceeași pentru toate substanțele). În această accepțiune radiația ar fi energia eliberată din structura atomului, grefată pe o parte elementară a materiei.

O vibrație electromagnetică este caracterizată de frecvența  $f$  în Hertz [Hz] (numărul oscilațiilor pe secundă), dar în mod uzual se folosește lungimea de undă  $\lambda$  definită conform relației:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad [\text{m}] \quad (2.1)$$

în care:  $c$  - viteza de propagare în m/s.

În mod convențional, se utilizează pentru definirea lui  $\lambda$ , viteza de propagare în vid. În aer viteza de propagare este foarte apropiată de viteza din vid.

Energia radiantă poate fi împărțită după lungimea undelor electromagnetice emise în următoarele sectoare, conform tabelului 2.1.

Tabelul 2.1

DENUMIREA	$\lambda$	$f$ [Hz]
Radiații cosmice	$< 10^{-7} \mu\text{m}$	$10^{21}$
Radiații gama ( $\gamma$ )	$10^{-6} - 10^{-5} \mu\text{m}$	$10^{20} - 10^{19}$
Radiații Roentgen (X)	$10^{-4} - 10^{-2} \mu\text{m}$	$10^{18} - 10^{16}$
Radiații ultraviolete	$10^{-1} \mu\text{m}$	$10^{15}$
Radiații luminoase	$1 \mu\text{m}$	$10^{15} - 10^{14}$
Infraroșii	$10 - 10^2 \mu\text{m}$	$10^{14} - 10^{12}$
Unde ultrascurte	$1 - 10^2 \text{mm}$	$10^{12} - 10^{10}$
Unde radio	$1 - 10^2 \text{m}$	$10^9 - 10^7$
Frecvență foarte joasă	$1 - 10^3 \text{km}$	$10^6 - 10^2$

Ochiul este sensibil la radiațiile de lungimi de undă cuprinse între  $0,38 \cdot 10^{-6} \text{m}$  și  $0,76 \cdot 10^{-6} \text{m}$ , acest interval constituie spectrul vizibil.

La temperaturile uzuale din clădiri, cea mai mare parte a energiei radiante este transportată cu lungimi de undă cuprinse între  $10^{-6}$  și  $10^{-4} \text{m}$  ( $1 \mu\text{m} < \lambda < 100 \mu\text{m}$ ), acest

interval este domeniul radiației termice. termenul de infraroșu este rezervat intervalului  $0,8 \mu\text{m}$  -  $1 \mu\text{m}$ .

Când se emite o radiație pe o singură lungime de undă, radiația se numește monocromatică. Lungimea de undă se schimbă la trecerea dintr-un mediu în altul, iar frecvența radiației rămâne aceeași, deci viteza de propagare a radiației depinde de mediul material. Mediul material față de radiația de energie se poate comporta:

- reflectant - când substanța respinge total radiația;
- absorbant, - când substanța reține integral în masa ei energia radiantă,
- transparent - când radiațiile străbat substanța fără diminuarea lor;
- selectiv - substanța se comportă diferit față de radiații;
- polarizant - radiația își menține planul transversal de vibrație al particulelor.

### 2.2.1. LEGILE RADIAȚIEI TERMICE

**LEGEA LUI KIRCHHOFF.** Conform principiului conservării energiei, dacă  $A$  reprezintă cota de energie radiantă absorbită din totalul de energie radiantă primită, iar  $R$  cota reflectă și  $D$  cota care străbate corpul receptor, suma acestora trebuie să fie egală cu unitatea de energie radiantă:

$$A + R + D = 1 \quad (2.2)$$

Corpul negru absoarbe totalitatea radiațiilor, iar unul alb reflectă toate radiațiile. Dacă corpul reflectă toate lungimile de undă în aceeași proporție se numește corp cenușiu (considerate cea mai mare parte a materialelor de construcție la temperaturi uzuale).

Aerul și gazele elementare, sunt transparente pentru radiațiile termice, se numesc diaterme.

Energia radiată de un corp la o anumită temperatură în unitatea de timp, prin suprafața lui de arie egală cu unitatea, se numește emitanță energetică  $M_e$  corespunzător unei lungimi de undă sau unui domeniu de unde.

$$M_e = \frac{dE}{dS \cdot dt} = \frac{d\phi}{dS} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (2.3)$$

în care: - fluxul energetic  $\frac{dE}{dt} = d\phi$

$$m_{(\lambda)} = \frac{dE_{(\lambda)}}{dS \cdot dt \cdot d\lambda} = \frac{d\phi_{(\lambda)}}{dS \cdot d\lambda} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (2.4)$$

în care: - fluxul energetic spectral  $\frac{dE_{(\lambda)}}{dt} = d\phi_{(\lambda)}$

Raportul dintre emitanța energetică  $M_e$  a unui corp termoradiant și emitanța energetică  $M_{en}$  a corpului negru, la o temperatură dată, se numește emisivitatea  $\varepsilon$  aceluia corp.

$$\varepsilon = \frac{M_e}{M_{en}} \quad (2.5)$$

Raportul dintre energia radiantă absorbită și energia radiantă totală primită de un corp se numește coeficient de absorbție  $\alpha$ . Kirchhoff a stabilit că un corp la o anumită temperatură absoarbe aceeași energie radiantă pe care ar emite-o la aceeași temperatură, dacă ar acționa în condiții de emisie.

Astfel, conform celui de al doilea principiu al termodinamicii, raportul emisivității față de coeficientul de absorbție este același pentru toate corpurile. Corpul negru are coeficientul de absorbție  $\alpha_n = 1$  și în consecință  $\varepsilon = 1$ . Dacă se cunoaște emisivitatea unui corp, se cunoaște și coeficientul său de absorbție.

$$\varepsilon = \frac{\alpha}{\alpha_n} ; \quad \varepsilon = \alpha \quad (2.6)$$

Suprafețele cu un coeficient de absorbție ridicat, emit mai puternic, cele cu coeficient de absorbție mai scăzut, emit mai slab, valabil însă numai pentru anumite lungimi de undă.

**LEGEA LUI PLANCK.** Un corp absolut negru radiază energie cu toate lungimile de undă (spectru continuu), dar intensitatea radiațiilor diferă. Pentru o radiație cu lungime de undă inițială zero, intensitatea crește odată cu mărirea lungimii de undă, atinge un maxim, după care scade la zero. Intensitatea de radiație, pentru toate lungimile de undă se mărește cu ridicarea temperaturii corpului.

Intensitatea radiației  $I_\lambda$  depinde de lungimea de undă a radiației, de temperatura  $T_a$  a corpului, iar pentru corpul negru emițând uniform în toate direcțiile printr-o suprafață de  $1 \text{ cm}^2$  în spațiul semisferic deasupra acestuia este:

$$I_\lambda = \frac{2\pi c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} \quad [\text{W/cm}^3] \quad (2.7)$$

în care:  $\lambda$  - lungimea de undă considerată, în cm

T - temperatura absolută, în K

$c_1 = 11,9 \cdot 10^{-13} \text{ [W/cm}^2\text{]}$

$c_2 = 1,44 \text{ [cm K]}$

În reprezentarea grafică, dacă se iau în abscisă lungimile de undă, în ordonată intensitățile radiației și se păstrează temperatura constantă se obțin izotermele de radiație, care închid sub ele și axa lungimilor de undă, o suprafață ce reprezintă energia totală emisă la aceea temperatură, fig. 2.2.

Radiația corpului negru cuprinde toate lungimile de undă ale spectrului. Sectorul radiației luminoase este cu atât mai complet, cu cât temperatura este mai ridicată, iar la o temperatură de  $\approx 6100$  K (la suprafața soarelui), corespunzând  $\lambda_{\max} = 0,47 \mu\text{m}$  energia luminoasă radiată reprezintă aproape jumătate din energia totală de radiație, în timp ce la o temperatură de 798 K a unui corp aflat în întuneric, de abia se percepe o ușoară senzație de lumină.

**LEGEA LUI WIEN.** Din fig. 2.2 se constată că izotermele de radiație au fiecare câte un maxim, care corespunde unei lungimi de undă cu atât mai mici, cu cât temperatura este mai mare. Produsul dintre  $\lambda_{\max}$  corespunzător intensității maxime a izotermei de radiație și temperatura absolută  $T$  a izotermei respective este constant și anume:

$$\lambda_{\max} = \frac{c_3}{T} \quad [\text{m}] \quad (2.8)$$

în care:  $c_3 = 2,89 \cdot 10^{-3} \quad [\text{mK}]$

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2880 \quad (2.9)$$

Această lege, numită și legea deplasării, indică evoluția lui  $\lambda_{\max}$  în funcție de  $T$ .

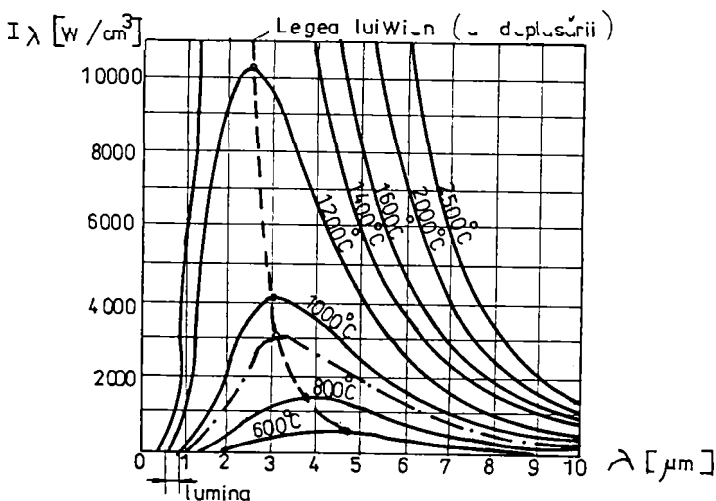


Fig. 2.2 Izotermele intensității de radiație pentru corpul negru

**LEGEA LUI ȘTEFAN ȘI BOLTZMANN.** Energia totală radiată, în unitatea de timp, de unitatea de suprafață a unui corp negru încălzit la temperatura  $T$  este conform legii lui Planck, proporțională cu suprafața limitată de izoterma de radiație  $T$  și de axa absciselor. Mărimea suprafeței se obține integrând expresia intensității radiației:

$$M_{en} = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I_{\lambda} d\lambda \quad (2.10)$$

$$M_{en} = \sigma_N T^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.11)$$

Emitanța energetică a corpului negru este proporțională cu puterea a 4-a a temperaturii absolute. Cu creșterea temperaturii, intensitatea radiației crește foarte repede.  $\sigma_N = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$  - constanta lui Ștefan

$$M_{en} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 = 5,67 \left( \frac{T}{100} \right)^4 = C_n \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.12)$$

În tehnică, pentru radiația căldurii diferitelor suprafețe, se presupune cu suficientă precizie că emisivitatea  $\varepsilon$  este independentă de lungimea de undă. Acordând suprafețelor acestor corpuri proprietățile corpului cenușiu, legea lui Ștefan și Boltzmann se scrie:

$$M_e = \varepsilon \cdot C_n \left( \frac{T}{100} \right)^4 = C \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (2.13)$$

în care:

$C$  este coeficientul de radiație;  $C = \varepsilon C_n \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$

În tabelul 2.2 sunt indicați coeficienții de radiație pentru anumite suprafețe.

Tabelul 2.2

MATERIAUL	$C \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$
Aluminiu, brut	0,40...0,50
Aluminiu, polizat	0,29
Cupru, lucios	0,5
Cupru, oxidat	4,5
Gheață, sticlă, rouă, apă	5,4...5,5
Beton	5,3...5,4
Mortar, Tencuială, Marmoră, Ghips, Tiglă	5,2...5,4
Hârtie, Lemn, Porțelan, Carton asfaltat	5,2...5,4
Lacuri și vopsele	5,1...5,6

### 2.2.2 SCHIMBUL DE CĂLDURĂ PRIN RADIAȚIE

Două corpuri de temperaturi diferite, așezate la o distanță oarecare unul față de celălalt, emit radiații fiecare independent, stabilind schimburi reciproce. Corpul mai cald emite radiații mai intense, concentrate la frecvențe mai mari, iar cel mai rece emite radiații mai puțin intense, concentrate la frecvențe mai mici. Schimbul de căldură prin radiație va fi constituit din diferența părților de radiații termice absorbite de fiecare corp din emisiunea celuilalt și din propria emisiune reflectată [10,88,90].

Între două suprafețe  $S_1$  de temperatură  $T_1$  și  $S_2$  de temperatură  $T_2$ , în care  $T_1 > T_2$ , are loc un schimb de căldură prin radiație, determinat prin aplicarea legilor Ștefan - Boltzmann, Planck, Kirchhoff, Lambert (fig.2.3):

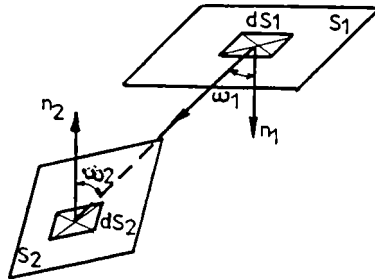


Fig.2.3 Schimbul termic radiant între două suprafețe

$$Q_{12} = C_{12} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \iint_{S_1, S_2} \frac{\cos \omega_1 \cdot \cos \omega_2}{\pi r^2} dS_1 dS_2 \quad (2.14)$$

în care:  $C_{12}$  - coeficientul de radiație redus pentru cele două suprafețe, determinabil cu expresia:

- pentru două suprafețe oarecare:

$$C_{12} = C_1 \cdot C_2 / C_n \quad [\text{W/m}^2\text{K}^4]$$

- pentru două suprafețe plan paralele infinite

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_n}} \quad (2.15)$$

- pentru suprafața  $S_1$  complet înconjurată de suprafața  $S_2$ :



$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_n} \right) \frac{S_1}{S_2}} \quad (2.16)$$

în care:  $C_1 = \varepsilon_1 \cdot C_n$  ;  $C_2 = \varepsilon_2 \cdot C_n$

**Factorul de temperatură**, depinde exclusiv de temperatura celor două suprafețe și s-a introdus pentru simplificarea relației de calcul a schimbului de căldură prin radiație (asemănătoare relației Newton pentru calculul fluxului termic convectiv):

$$\left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 = b(T_1 - T_2) \quad (2.17)$$

$$b = \frac{\left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4}{T_1 - T_2} \quad (2.18)$$

Pentru calculul rapid al factorului de temperatură  $b$ , se poate utiliza nomograma din fig. 2.4. Pentru  $T_1 - T_2 < 200$  K și  $T_m = (T_1 + T_2) / 2$ , se poate utiliza relația aproximativă:

$$b = 0,04 \left( \frac{T_m}{100} \right)^3 \quad (2.19)$$

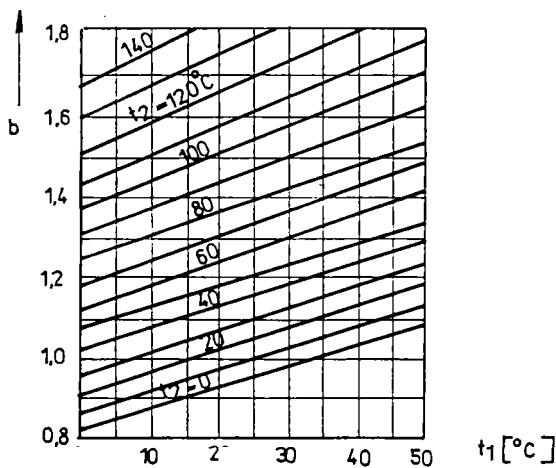


Fig. 2.4 Factorul de temperatură  $b$

**Factorul de formă.** Integrala dublă din expresia (2.14) depinde exclusiv de forma și poziția relativă a celor două suprafețe, este denumită factor de formă  $\Phi$ . Determinarea prin calcul direct a valorilor numerice ale factorului de formă  $\Phi$  este laborioasă, motiv pentru care se recurge la rezolvări geometrice:

$$\begin{aligned}\Phi_{12} = \Phi_{21} &= \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos\omega_1 \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_1 dS_2 = \int_{S_1} dS_1 \int_{S_2} \frac{\cos\omega_1 \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_2 = \\ &= \int_{S_2} dS_2 \int_{S_1} \frac{\cos\omega_1 \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_1 = \int_{S_1} \varphi_{12} dS_1 = \int_{S_2} \varphi_{21} dS_2\end{aligned}\quad (2.20)$$

în care:

$$\varphi_{12} = \int \frac{\cos\omega_1 \cdot \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_2 \quad ; \quad \varphi_{21} = \int \frac{\cos\omega_1 \cdot \cos\omega_2}{\pi r^2} dS_1\quad (2.21)$$

Coefficientul unghiular (coeficient de iradiere)  $\varphi$ , este raportul dintre radiația termică emisă de o suprafață 1 și receptată de o suprafață 2, față de radiația totală emisă de suprafața 1. Coeficientul unghiular mediu este:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{S} \int \varphi dS$$

- pentru două suprafețe plan paralele infinite:  $\bar{\varphi}_{12} = \bar{\varphi}_{21} = 1$
- pentru o suprafață  $S_1$  înconjurată de o suprafață  $S_2$ :  $\bar{\varphi}_{12} = 1$  ;  $\bar{\varphi}_{21} \neq 1$
- pentru o suprafață  $S_2$  alcătuită din  $n$  suprafețe mici:  $\bar{\varphi}_{12} = \sum_{j=1}^n \bar{\varphi}_j$

Coefficienții unghiulari  $\bar{\varphi}$  se calculează prin integrare, iar pentru cazurile frecvente s-au întocmit nomograme (fig. 1.2 a,b).

Ecuția (2.14) poate fi scrisă sub o formă asemănătoare cu ecuația care redă fenomenul transferului de căldură prin convecție, dacă se notează cu  $\alpha_r$  coeficientul convectiv echivalent al transferului căldurii prin radiație, astfel:

$$Q = b C_{12} \varphi S (t_1 - t_2) = \alpha_r \varphi S (t_1 - t_2) \quad [W] \quad (2.22)$$

în care:  $\alpha_r = b C_{12} \quad [W/(m^2K)]$

La o încălzire prin radiație, temperatura suprafeței radiante este  $t_1$ , temperatura superficială medie a pereților este  $t_2$  și temperatura aerului  $t_a$ , coeficientul convectiv echivalent al transmiterii căldurii prin radiație se va scrie:

$$\alpha_r = b C_{12} \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_a} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$$

Tabelul 2.3

Temperatura suprafeței [°C]	$\alpha_r$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	
	Suprafețe metalice	Suprafețe nemetalice
0...10	0,12	4,7
10...20	0,12	5,0
20...50	0,17	6,4
50...100	0,23	10,54

### 2.3. TRANSFERUL TERMIC PRIN CONVECȚIE

Transmiterea căldurii prin convecție se face între un corp solid și un fluid, și este cu atât mai intensă cu cât viteza fluidului este mai mare.

Mișcarea fluidului poate fi sub forma de:

- curgere liberă, determinată de diferența de densitate, ca urmare a unei încălziri locale;
- curgere forțată, determinată de o cauză exterioară fluidului;
- curgere cu modificarea stării de agregare a fluidului (condensare, vaporizare);

Transferul de căldură prin convecție în unitatea de timp se exprimă analitic sub forma:

$$Q = \alpha_{cv} S (t - \theta) = \frac{1}{R} S (t - \theta) \quad [\text{W}] \quad (2.23)$$

în care:

$\alpha_{cv}$  - coeficientul de transfer termic convectiv, în W/(m<sup>2</sup>K)

t - temperatura fluidului

$\theta$  - temperatura suprafeței

$R = \frac{1}{\alpha_{cv}}$  - rezistența specifică la schimb superficial

Factorii care influențează valoarea lui  $\alpha_{cv}$  rezultă din analiza fenomenului și a relațiilor criteriale obținute prin aplicarea teoriei similitudinii, ținând seama că transferul termic prin convecție este legat de regimul de mișcare a fluidului [2,6].

Grupele de factori sunt:

- temperatura, presiunea, viteza și particularitățile materiei fluidului
- forma și mărimea spațiului de curgere, mărimea diferenței de temperatură
- forma dimensiunile, temperatura și structura suprafeței

Influența acestora este cuprinsă în factorii criteriali, adimensionali:

- pentru convecția liberă:

$$N_u = C Gr^m Pr^n \quad (2.24)$$

sau: 
$$\frac{\alpha_{cv} l}{\lambda} = C \left( \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t \right)^m \left( \frac{\nu}{a} \right)^n \quad (2.24)$$

- pentru convecția forțată:

$$N_u = C' Re^m Pr^n \quad (2.26)$$

sau: 
$$\frac{\alpha_{cv} l}{\lambda} = C' \left( \frac{\nu l}{\nu} \right)^m \left( \frac{\nu}{a} \right)^n$$

în care:

- l - lungimea caracteristică, în m;
- $\lambda$  - conductivitatea termică a aerului, în W/(mK);
- g - accelerația gravitațională, în m/s<sup>2</sup>;
- $\beta$  - coeficient de dilatare volumică, în K<sup>-1</sup>;
- $\nu$  - vâscozitatea cinematică a aerului, în m<sup>2</sup>/s;
- a - difuzivitatea termică, în m<sup>2</sup>/s;
- $\nu$  - viteza aerului, în m/s;
- C, C' - constante;
- $Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ , criteriul Grashoff;
- $Pr = \frac{\nu}{a}$ , criteriul Prandtl;
- $Re = \frac{\nu l}{\nu}$ , criteriul Reynolds;

Din aceste relații criteriale, se constată că valoarea lui  $\alpha_{cv}$  poate fi influențată de viteza curenților de aer și de diferența de temperatură  $\Delta t = t - \theta$  și nu se poate interveni prea mult prin măsuri constructive la reducerea lui.  $\alpha_{cv}$  este dependent de sistemul de încălzire, la încălzirea prin radiație, când curenții de aer din încăperea sunt foarte reduși,  $\alpha_{cv}$  are valori mai mici decât în cazul încălzirii cu sisteme convective, mai ales la încălzirea cu aer cald unde viteza aerului poate fi ridicată.

În cazul curgerii libere a aerului, pentru tavane, pardoseli și pereți încălziți - situația la încălzirea prin radiație cu temperaturi joase, se pot utiliza următoarele relații pentru calculul coeficientului  $\alpha_{cv}$ :

**- tavan încălzit:**

- în ipoteza că aerul cu temperatura  $\theta$  este liniștit sau că tavanul este încălzit pe întreaga lui suprafață la temperatura  $t$ :

$$\alpha_{cv} = 0,64 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.27)$$

- în ipoteza că aerul are o ușoară circulație, datorită ventilării naturale a încăperii, sau că tavanul este încălzit numai pe o fâșie lată de 1 - 2 m:

$$\alpha_{cv} = 0,87 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.28)$$

- în ipoteza că aerul se mișcă cu o viteză moderată, datorită unei ventilări mecanice sau că tavanul este încălzit numai pe o fâșie cu lățimea sub 1 m:

$$\alpha_{cv} = 1,28 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.29)$$

**- perete încălzit**

- în ipoteza că fâșia de perete încălzit are înălțimea  $< 1$  m:

$$\alpha_{cv} = 2,56 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.30)$$

- în ipoteza că fâșia încălzită a peretelui are înălțimea  $> 1$  m:

$$\alpha_{cv} = 1,97 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.31)$$

**- pardoseală încălzită**

- în ipoteza unei fâșii cu lățimea  $< 1$  m:

$$\alpha_{cv} = 3,27 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.32)$$

- în ipoteza că fâșia încălzită are lățimea  $> 1$  m:

$$\alpha_{cv} = 2,67 \sqrt[3]{t - \theta} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (2.33)$$

**2.4. TRANSFERUL TERMIC PRIN CONVECȚIE ȘI RADIAȚIE**

Cele mai frecvent întâlnite moduri de transmitere a căldurii sunt concomitent prin convecție și radiație [93,94]. În astfel de situații, coeficientul global de transfer termic  $\alpha_T$  în funcție de coeficientul de transfer termic convectiv [25]  $\alpha_{cv}$  și de coeficientul de transfer termic radiant va fi:

$$\alpha_T = \alpha_{cv} + \alpha_r \quad [W / (m^2 K)] \quad (2.34)$$

Densitatea fluxului termic global va fi:

$$q = (\alpha_{cv} + \alpha_r)(t_1 - t_o) = \alpha_T(t_1 - t_o) \quad [W / m^2] \quad (2.35)$$

Aceeași valoare se obține, calculând fluxurile superficiale de căldură separat pentru convecție  $q_{cv}$  și separat pentru radiație  $q_r$ :

$$q = q_{cv} + q_r \quad [W / m^2] \quad (2.36)$$

În tehnică, în studiul fenomenelor de transmitere a căldurii, se stabilește care este participarea radiației la transferul total de căldură și se exprimă:

$$\varphi = \frac{Q_r}{Q_T} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.37)$$

în care:  $Q_r$  - căldura transmisă prin radiație;

$Q_T$  - căldura totală transmisă

## 2.5 APRECIEREA SISTEMELOR DE ÎNCĂLZIRE DUPĂ CRITERII DE CONFORT

Confortul termic se poate aprecia în mod obiectiv pornind de la cei patru parametri ai mediului ambiant ( $t_a$ ,  $\theta_{mr}$ ,  $v$ ,  $\varphi$ ) și după ultimele cercetări această apreciere se efectuează după profilul de calitate UCRES [51,145]. Criteriul UCRES de apreciere a calității unui mediu termic, se referă mai ales la mediile în care se desfășoară munci ușoare și care sunt supuse condițiilor climatice de iarnă. Aceste criterii sunt:

U - uniformitatea mediului din punct de vedere al temperaturii rezultante

$$U = 2,06 \ln(1 + 100 PPD_m) - 4,65 PPD_m \quad (2.38)$$

C - curenții de aer în funcție de temperatura efectivă

$$C = 1,03 \ln(1 + 100 PPD_m) \quad (2.39)$$

R - radiația termică față de orizontală ( $R_o$ ) și verticală ( $R_v$ );

$$R_o = 1,44 \ln(1 + 100 PPD_m) - 1,67 PPD_m^{1,23} \quad (2.40)$$

$$R_v = 1,20 \ln(1 + 100 PPD_m) - 0,66 PPD_m^{1,25}$$

E - ecartul termic între nivelul capului și al picioarelor,

$$E = 1,44 \ln(1 + 100 PPD_m) - 1,67 PPD_m^{2,28} \quad (2.41)$$

S - sol (pardoseală) caldă sau rece

$$S = 1,88 \ln(1 + 100 PPD_m) - 3,67 PPD_m \quad (2.42)$$

În cadrul G.R.E.C. [147] (Groupement de Recherche sur les Emetteurs de Chaleur) s-a efectuat măsurători și cercetări pe o încăpere experimentală numită EREDIS (3,60 x 3,60 x 2,50), care permite determinarea tuturor parametrilor aerului interior.

În căperea EREDIS are o suprafață ce simulează un perete exterior vitrat pe jumătatea superioară. În timpul încercărilor se măsoară și se înregistrează temperaturile și vitezele aerului în întreg volumul încăperii, cu ajutorul unui termoanemometru cu 32 sonde, ce permit măsurarea simultană a temperaturii și vitezei aerului. Sondele sunt repartizate pe un cadru mobil ce se deplasează în lungul încăperii. Cele 7 poziții ale cadrului mobil, locurile de măsurare, pornesc din dreptul peretelui exterior și au ca și coordonate: 0,20 - 0,60 - 1,00 - 1,40 - 1,90 - 2,50 - 3,00 m.

Pe înălțime, sondele sunt amplasate la 8 nivele: 0,10 - 0,35 - 0,60 - 1,20 - 1,50 - 1,80 - 2,10 - 2,40 m, care corespund cu nivelul: călcâilor, genunchilor, șezut, piept, ceafă și nivelul capului, pentru pozițiile sezând și în picioare. Măsurătorile de la nivelele 2,10 - 2,40 sunt utilizate în studiul fenomenelor convective.

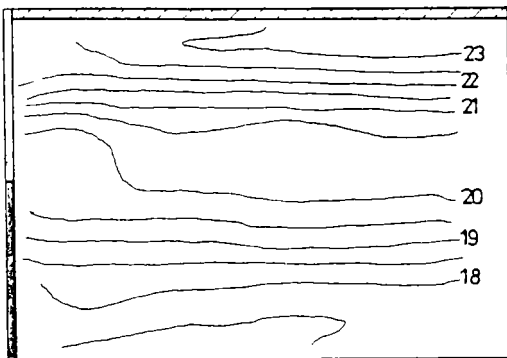
S-a considerat că zona ocupată cuprinde punctele situate la distanță minimă de 20 cm față de pereții laterali, 60 cm față de peretele exterior și peretele opus acestuia și până la 1,80 m față de nivelul pardoselii.

Temperaturile pe fețele interioare ale elementelor delimitatoare sunt măsurate în 46 de puncte (pereții laterali); pentru suprafața vitrată s-au montat 10 sonde de măsură și alte 10 sonde pentru suprafața opacă a peretelui exterior. Tavanul și pardoseala au fiecare câte 7 sonde de măsură. În afară de aceste sonde termoanemometrice, s-a amplasat o sondă de măsurare a temperaturii aerului în centru geometric al încăperii la 1,25 m de pardoseală.

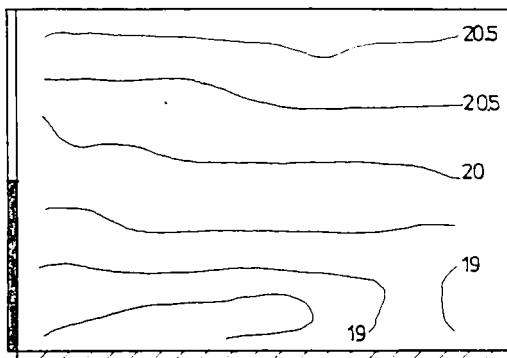
În timpul experimentărilor s-au testat mai multe sisteme de încălzire ca:

- încălzire prin tavan;
- încălzire prin pardoseală;
- încălzire cu convectoare cu refulare frontală sau verticală;
- încălzire cu radiatoare și convectoradiatoare de tip panou.

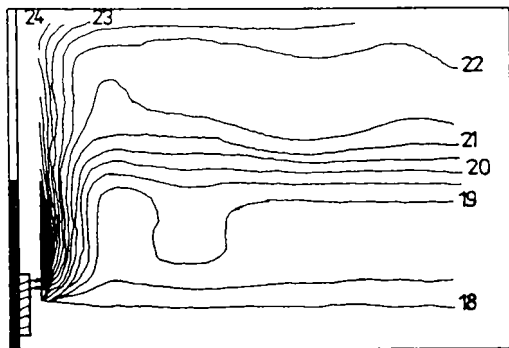
Analiza rezultatelor, confirmă absența unui gradient termic orizontal în interiorul zonei ocupate. În figura 2.5 sunt prezentate valorile izotermelor măsurate, în planul median perpendicular pe fațadă, pentru o temperatură de 6 °C pe fața interioară a ferestrei.



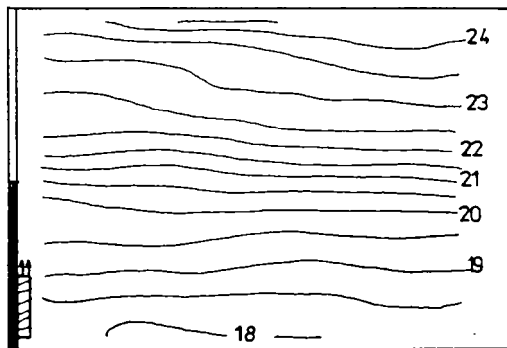
Incălzire prin tavan



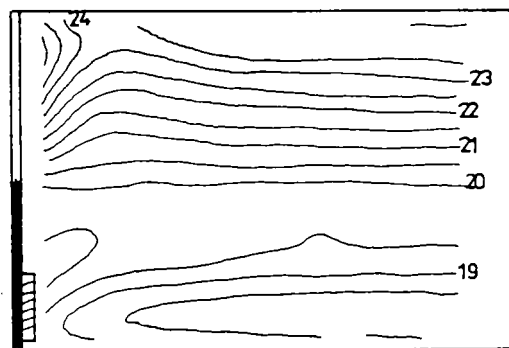
Incălzire prin pardoseală



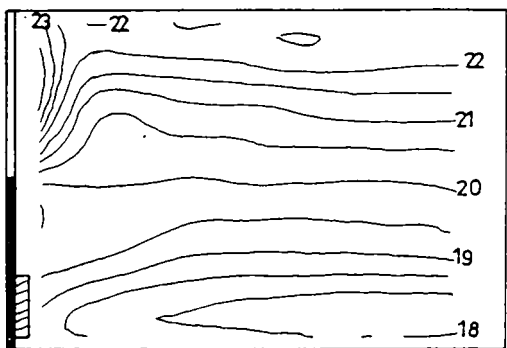
Convector cu reflexare frontală, sub FE



Convector cu reflexare verticală, sub FE



Radiator din elemente sub FE



Convector radiator tip panou sub FE

Fig. 2.5 Distribuția temperaturii în planul longitudinal median pentru diverse sisteme de încălzire.



Experimentările s-au efectuat pentru diverse poziții de amplasare a corpurilor de încălzire și pentru patru temperaturi ale suprafeței vitrate: 6; 9; 12; 15; °C. Aceste valori impuse temperaturii pe suprafața interioară a ferestrei, corespund unor temperaturi exterioare fictive de:

- 2; +3; +8; +12 °C dacă se consideră ferestre simple,
- 25; -15; -3; +5 °C dacă se consideră ferestre duble.

Pe baza măsurătorilor de temperatură efectuate, s-a trecut la calculul criteriului de confort U.C.R.E.S [52]. Pentru fiecare indice, nivelul de confort se exprimă prin 3 clase de calitate: 0 = confort; 1 = ușor inconfort; 2 = inconfort accentuat.

Se calculează frecvența  $f_i$  a fiecărei clase, iar pentru clasele de inconfort se face și o diferențiere în prea cald sau prea frig. Trasarea profilului de calitate s-a efectuat prin atribuirea fiecărui indice o notă cuprinsă între -5 și +5, nota 0 corespunde situației de confort. În atribuirea acestei note intervin 2 parametri:

- unul caracterizează gradul de inconfort: clasa,
- celălalt caracterizează numărul de puncte inconfortabile din zona ocupată.

S-a stabilit un raport de echivalență între un inconfort moderat (clasa 1) și un inconfort accentuat (clasa 2) dar localizat (frecvență scăzută). Nota s-a calculat pe baza relației:

$$N = 4,15 \log(1 + 3f_1 + 15f_2) \quad (2.43)$$

în care:

$f_1$  - frecvența clasei 1;

$f_2$  - frecvența clasei 2.

Această relație are următoarele proprietăți:

- nota  $N = 0$  corespunde unei situații în care toate punctele sunt confortabile ( $f_0=1$ ;  $f_1=f_2=0$ )
- nota  $N = 5$  corespunde situației cele mai defavorabile, în care toate punctele sunt în clasa 2 ( $f_0 = f_1 = 0$ ,  $f_2 = 1$ )
- un punct în clasa 2, echivalează cu 5 puncte în clasa 1;
- o notă medie între 2 și 3 caracterizează: - fie o situație în care toate punctele sunt în clasa 1 ( $f_1 = 1$ ), - fie o situație în care 20% din puncte sunt în clasa 2 ( $f_1 = 0$  și  $f_2 = 0,2$ )
- o notă cuprinsă între 0 și 1 caracterizează: - fie situația în care aproximativ 10% din puncte sunt în clasa 1 ( $f_1 = 0,1$  și  $f_2 = 0$ ), - fie o situație în care aproximativ 2% din puncte sunt în clasa 2 ( $f_1 = 0$  și  $f_2 = 0,02$ ).

Pentru diferențierea în cald sau frig, s-au aplicat relațiile:

$$N_c = 4,15(\log 1 + 3f_{1c} + 15f_{2c}) \quad (2.44)$$

$$N_f = 4,15(\log 1 + 3f_{1f} + 15f_{2f}) \quad (2.45)$$

în care:  $f_{kf}$  - este raportul dintre numărul de puncte inconfortabile reci de clasă k și numărul total de puncte din zona ocupată;

$f_{kc}$  - este raportul dintre numărul de puncte inconfortabile calde de clasă k și numărul total de puncte din zona ocupată.

În figura 2.6 sunt reprezentate grafic profilurile  $UCR_0R_vES$  pentru câteva sisteme de încălzire. În tabelul 2.4 este o recapitulare a notelor atribuite diferitelor criterii de confort pentru diversele încercări. Simbolurile utilizate reprezintă:

$U_s$  - uniformitatea pe orizontală pentru o persoană șezând;

$U_p$  - uniformitatea pe orizontală pentru o persoană în picioare;

$C$  - inconfortul datorită curenților de aer;

$E$  - inconfortul datorită ecartului termic între nivelul capului și al picioarelor;

$S$  - inconfortul datorită temperaturii solului (pardoselii);

$R_0$  - asimetria orizontală a radiației ;

$R_{vs}$  - asimetria verticală a radiației pentru o persoană șezând;

$R_{vp}$  - asimetria verticală a radiației pentru o persoană în picioare.

## 2.6. CONCLUZII

Indicii  $f$  și  $c$  se referă la inconfortul datorită senzației de "frig" sau "cald". Pentru încălzirea prin pardoseală s-au obținut următoarele valori ale criteriilor de confort:

- Nota  $U = 0$  corespunde confortului, respectiv unei bune uniformități ale temperaturii aerului;
- Nota  $C$  are valori ceva mai ridicate, în special la curenții de aer cald valoarea este aproximativ 1,6, independent de temperatura exterioară., în schimb la curenții de aer rece este în medie 0,35. De remarcat că la acest sistem de încălzire nota  $C$  nu este influențată de variația temperaturii exterioare;
- Nota  $R_0$  tinde către 0 respectiv confort, cu creșterea temperaturii exterioare.

Criteriile  $E$  și  $S$  au valori de confort, ceea ce înseamnă lipsa unei stratificări termice pe înălțimea zonei ocupate și o temperatură apreciată ca și confortabilă la nivelul pardoselii.

Ultima coloană a tabelului cuprinde valoarea sumei algebrice a notelor obținute și nu are o semnificație fizică, ci numai un caracter indicativ. Determinarea unei note globale unice ar trebui să ia în considerare frecvența apariției acestor condiții de încercări pe perioada unui an sau pe durata sezonului de încălzire.

TABELUL 2.4

SISTEMUL DE ÎNCĂLZIRE	TFE [C]	U <sub>s</sub>			Up			C			R <sub>0</sub>		R <sub>vs</sub>		R <sub>vd</sub>		E		S			N <sub>max</sub>	Tot.
		f	c		f	c		f	c		f	c	f	c	f	c	f	c	f	c			
ÎNCĂLZIRE PRIN TAVAN	6	0,7	0	0,4	0	1,4	2,1	0,8	1,8	4,4	1,1	0	0	4,4	1,1	0	0	0	0	0	4,4	10,5	
	9	0,1	0	0	0	0,7	2,2	0,3	0,5	2	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0	2,2	5,3	
	12	0	0	0	0	0,2	2,2	0,1	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,2	2,9
	15	0	0	0	0	0	2,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,3	2,3	
ÎNCĂLZIRE PRIN PARDOSEALĂ	6	0	0	0	0	0,3	1,6	0,3	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,6	2,5	
	9	0	0	0	0	0,4	1,5	0,2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5	2,1	
	12	0	0	0	0	0,3	1,6	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,6	2	
	15	0	0	0	0	0,4	1,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,6	2	
CONVECTOR CU REFULARE FRONTALĂ	6	0	0	0	0	1,1	1,7	0,3	0	0	2,5	0	0	0	2,5	0	0	0	0	0	2,5	5,6	
	9	0	0	0	0	0,4	1,5	0,1	0	0	2,2	0	0	0	2,2	0	0	0	0	0	2,2	4,2	
	12	0	0	0	0	0,8	1,7	0,1	0	0	0,9	0	0	0	0,9	0	0	0	0	0	1,7	3,5	
	15	0	0	0	0	0	1,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,6	1,6	
CONVECTOR CU REFULARE VERTICALĂ	6	0	0	0	0	1,3	2,1	0,3	0	0	2,6	0	0	0	2,6	0	0	0	0	0	2,6	6,3	
	9	0	0	0	0	0,5	1,7	0,1	0	0	2,3	0	0	0	2,3	0	0	0	0	0	1,3	4,6	
	12	0	0	0	0	0,3	1,5	0,1	0	0	0,4	0	0	0	0,4	0	0	0	0	0	1,5	2,3	
	15	0	0	0	0	0,3	1,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,6	1,9	
RADIATOR DIN ELEMENTE	6	0	0	0	0	0,1	2	0,3	0	0	2,1	0	0	0	2,1	0	0	0	0	0	2,1	4,5	
	9	0	0	0	0	0	2,1	0,1	0	0	1,6	0	0	0	1,6	0	0	0	0	0	2,1	3,8	
	12	0	0	0	0	0	2,1	0,1	0	0	0,4	0	0	0	0,4	0	0	0	0	0	2,1	2,6	
	15	0	0	0	0	0,1	2,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,1	2,2	

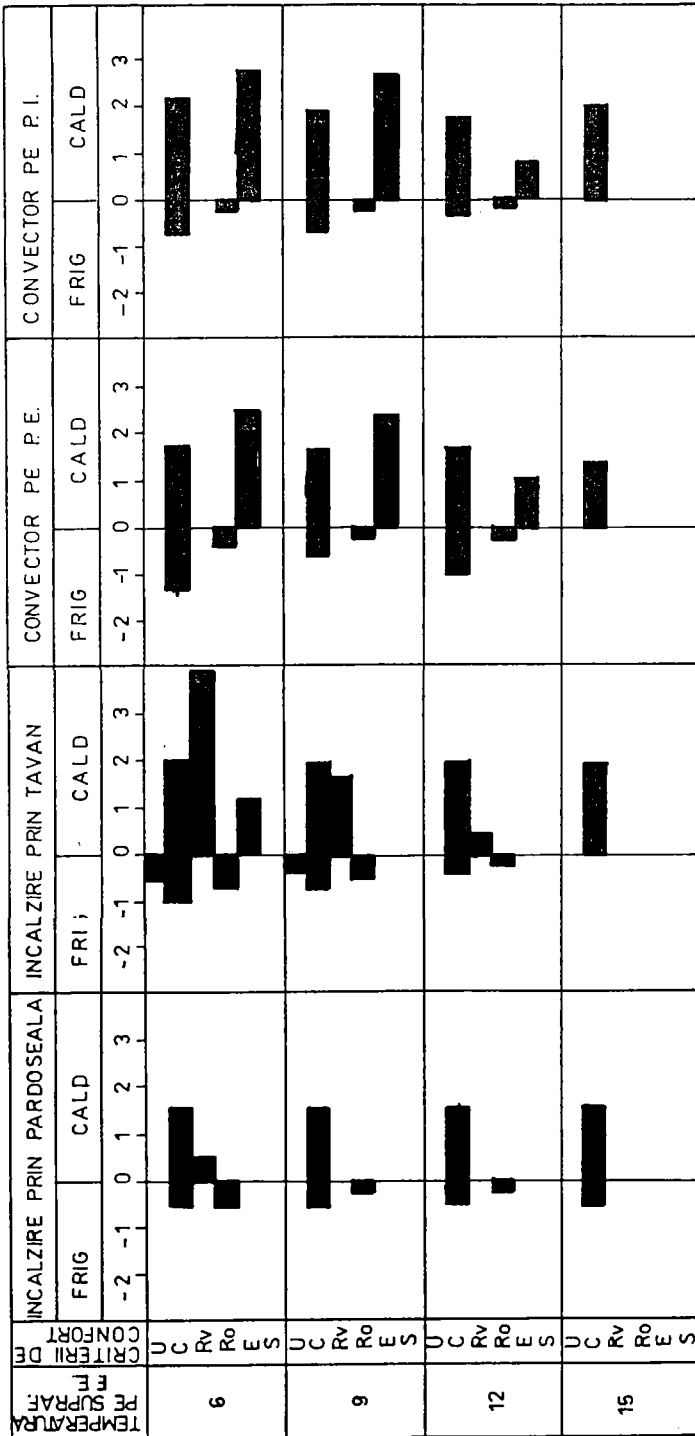


Fig. 2.6 Reprezentarea grafică a criteriului UCRES.

## CAPITOLUL 3

### APRECIEREA EFICIENȚEI ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ

#### 3.1 TEMPERATURA MEDIE DE RADIAȚIE ȘI CONFORTUL TERMIC

Temperatura medie de radiație a încăperii cuprinde temperatura medie a tuturor suprafețelor delimitatoare ale încăperii, inclusiv temperatura pardoselii radiante.

Ea constituie un indicator pentru căldura cedată prin radiație de către omul aflat în încăpere și de aceea are o influență similară asupra confortului termic, cum o are temperatura aerului asupra căldurii cedate de om prin convecție.

Calculul temperaturii medii de radiație nu se efectuează ca medie aritmetică a temperaturilor suprafețelor delimitatoare ale încăperii, deoarece radiația variază cu puterea a patra a temperaturii, și pentru determinarea ei este necesar să se stabilească mai întâi schimbul de căldură prin radiație între un om aflat în încăpere și suprafețele înconjurătoare.

La calculul suprafețelor radiante, temperatura suprafețelor delimitatoare ale încăperii este apreciată inițial, urmînd ca în final, premiza admisă să fie confirmată prin verificare, respectiv calculîndu-se ce valoare corespunde temperaturii pereților [116,121]. Dacă valoarea rezultată pentru temperatura pereților diferă cu mai mult de 2 °C de valoarea presupusă inițial, urmează refacerea calculului de dimensionare a suprafeței radiante și o redeterminare a temperaturii pereților. Cu ajutorul temperaturilor suprafețelor delimitatoare, respectiv pe baza schimbului de căldură prin radiație între om și fiecare suprafață delimitatoare, rezultă căldura cedată de om prin radiație și apoi temperatura medie de radiație a încăperii.

În cazul în care valoarea acesteia nu se încadrează în limitele din diagrama prezentată în figura 3.1, se va modifica temperatura suprafeței radiante, respectiv temperatura aerului interior și se va calcula apoi temperatura medie de radiație.

Căldura medie de radiație între om și elementele delimitatoare ale încăperii este:

$$q_{Rm} = \frac{\sum q \cdot S}{\sum S} \quad (3.1)$$

în care:

$q$  - schimbul de căldură prin radiație între om și suprafața elementului de construcție care delimitează încăperea;

$S$  - suprafața elementului de construcție delimitator;

Căldura radiată de o suprafață delimitatoare a încăperii asupra unui om este:

$$q = b \cdot C \cdot \varphi \cdot (t_s - t_H) \quad (3.2)$$

în care:

$b$  - factorul de temperatură;

$C$  - coeficientul de schimb prin radiație;

$\varphi$  - coeficientul unghiular ( iradiație reciprocă );

$t_S$  - temperatura unei suprafețe delimitatoare;

$t_H$  - temperatura medie superficială a omului îmbrăcat

Coeficientul schimbului prin radiație  $C$  pentru omul îmbrăcat este  $4,88 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ , se va scrie ecuația particularizată ( $\varphi = 1$ ):

$$q = 4,88 \cdot b \cdot (t_s - t_H) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (3.3)$$

a) Radiația pardoselii încălzite asupra omului se va stabili pentru o temperatură medie a pardoselii  $t_{mpl}$ :

$$q_{PL} = 4,88 \cdot b \cdot (t_{mpl} - t_H) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (3.4)$$

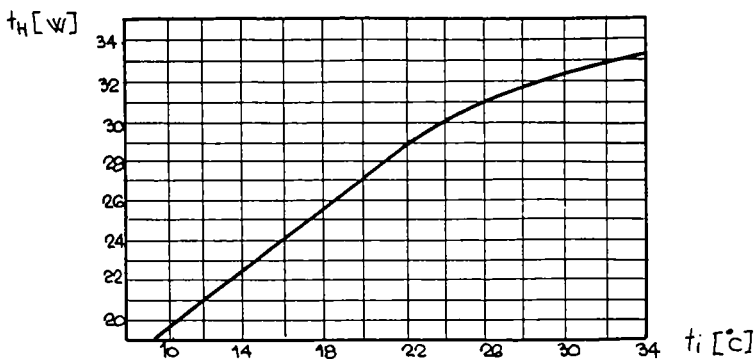


Fig. 3.1 Temperatura medie superficială a unui om îmbrăcat aflat într-o încăpere încălzită prin radiație.

b) Radiația peretelui exterior asupra omului va fi:

$$q_{PE} = 4,88 \cdot b(t_{PE} - t_H) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.5)$$

Căldura radiată de peretele exterior asupra omului are o valoare negativă. Temperatura  $t_{PE}$  a peretelui exterior se determină scriind bilanțul termic, care există în regim staționar între căldura pierdută de peretele exterior spre exterior și căldura primită de el prin radiație de la pardoseală, tavan și pereții interiori, și prin convecție de la aerul interior:

$$q_{per} = q_{R1} + q_{R2} + q_K \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.6)$$

Căldura  $q$  care trece de la suprafața interioară a peretelui exterior la aerul atmosferic este :

$$q_{per} = \chi(t_{PE} - t_e) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.7)$$

în care:

$\chi$  - coeficientul transmisivității conductive ( $\chi = \frac{1}{d/\lambda + 1/\alpha_0} = \frac{1}{R + R_c}$ );

$t_e$  - temperatura aerului exterior;

Căldura primită prin radiație de peretele exterior de la pardoseală este:

$$q_{R1} = b \cdot C \cdot \varphi(t_{mPL} - t_{PE}) \quad (3.8)$$

pentru:  $b = 1,1$ ;  $C = 4,76$ ;  $\varphi = 0,2$  se obține:

$$q_{R1} = 1,05 \cdot b(t_{mPL} - t_{PE}) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.9)$$

Căldura primită prin radiație de peretele exterior de la pereții interiori și de la tavan:

$$q_{R2} = 4,1,05 \cdot b(t_{PI} - t_{PE}) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.10)$$

Căldura primită prin convecție de peretele exterior de la aerul din interiorul încăperii :

$$q_K = \alpha_K(t_{PE} - t_i) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.11)$$

Coeficientul de convecție  $\alpha_K = \alpha_T - \alpha_R$

Coeficientul global  $\alpha$  al transferului de căldură este  $8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ; iar coeficientul convectiv echivalent al transferului prin radiație  $\alpha_R = b \cdot C = 1,1 \cdot 4,76 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ .

$$q_K = 2,75(t_{PE} - t_i) \quad [\text{W/m}^2]$$

Se obține:

$$t_{FE} = \frac{\chi \cdot t_e - 2,75 t_i + 1,05 t_{mPI} + 4,2 t_{PI}}{\chi + 2,5} \quad (3.12)$$

c) Radiația ferestrei exterioare asupra omului, are iarna valoare negativă și se scrie:

$$q_{FE} = 4,88 \cdot b \cdot (t_{FE} - t_H) \quad [W/m^2] \quad (3.13)$$

Temperatura  $t_{FE}$  a ferestrei se determină, scriind bilanțul termic, care există în regim staționar între căldura primită de fereastră prin radiație de la pereții interiori, tavan și pardoseală, și prin convecție de la aerul interior, și căldura pierdută de fereastră spre exterior, în aerul atmosferic:

$$q_{R1} = b \cdot C \cdot \varphi \cdot (t_{mPI} - t_{FE}) \quad [W/m^2] \quad (3.14)$$

$$q_{R2} = b \cdot C \cdot 4 \cdot \varphi \cdot (t_{PI} - t_{FE}) \quad [W/m^2] \quad (3.15)$$

$$q_K = \alpha_K \cdot (t_i - t_{FE}) \quad [W/m^2] \quad (3.16)$$

$$q_{pier} = \chi \cdot (t_{FE} - t_e) \quad [W/m^2] \quad (3.17)$$

Dacă coeficientul de radiație al sticlei  $C_1 = 5,2 \text{ W/m}^2\text{K}^4$  și coeficientul de radiație al tencuielilor, tapetelor, zugrăvelilor  $C_2 = 5,2 \text{ W/mK}$ , coeficientul schimbului prin radiație este:  $C = C_1 C_2 / C_n = 5,2 \times 5,2 / 5,775 = 4,68 \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

Coeficientul transferului interior de căldură prin convecție:

$$\alpha_K = \alpha_T - \alpha_R = \alpha_T - b \cdot C = 8,0 - 1 \cdot 4,68 = 3,3 \quad W/m^2K^4$$

$\varphi = 0,2; b = 1;$

Rezultă:

$$t_{FE} = \frac{\chi \cdot t_e + 3,3 t_i + 0,936 t_{mPI} + 3,744 t_{PI}}{\chi + 8} \quad (3.18)$$

Pentru determinarea căldurii totale pierdute prin fereastră, va trebui ca la valoarea dată de ecuația 3.17 să se adauge căldura radiantă a pardoselii și a pereților care trece direct în afară prin sticlă (fără să fie absorbită sau reflectată de aceasta) și care reprezintă în cazul ferestrelor simple aproximativ 5% din radiația incidentă pe suprafața ferestrei:

$$q'_{pier} = 0,05 \cdot b \cdot C \cdot \varphi \cdot (t_{mPI} - t_{FE}) + 0,05 \cdot b \cdot C \cdot 4 \cdot \varphi \cdot (t_{PI} - t_{FE}) \quad (3.19)$$



$$q_{pier} = 0,046 \cdot (t_{mPI} - t_{FE}) + 0,187 \cdot (t_{PI} - t_{FE}) \quad (3.20)$$

În cazul ferestrelor duble, din cele 5% radiații care au străbătut primul rînd de geamuri, numai 5% din acestea străbat și al doilea rînd de geamuri, respectiv 0,25% din radiațiile date de pardoseală și pereți, restul de 4,75% fiind absorbite și reflectate de cel de-al doilea rînd de geamuri.

d) Radiația pereților interiori asupra omului este:

$$q_{PI} = b \cdot C \cdot (t_{PI} - t_H) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.21)$$

Radiația pardoselii asupra omului este:

$$q_{PI} = b \cdot C \cdot (t_{PI} - t_H) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.22)$$

Temperaturile medii superficiale ale pereților interiori și ale pardoselii vor fi:

Căldura primită prin radiație de pereții interiori de la pardoseala încălzită:

$$q_1 = a \cdot b_1 \cdot C \cdot \varphi \cdot (t_{mPI} - t_{PI}) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.23)$$

Căldura schimbată prin radiație cu pereții interiori, în ipoteza că raportul dintre suprafața ferestrelor și suprafața totală a peretelui exterior se notează cu e:

$$q_2 = b_2 \cdot C \cdot \varphi \cdot \left( t_{PI} - \frac{(e-1)t_{PE} + t_{FE}}{e} \right) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.24)$$

Căldura schimbată prin convecție cu aerul interior:

$$q_3 = \alpha \cdot (t_{PI} - t_i) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.25)$$

Căldura schimbată între suprafața interioară a pereților interiori și încăperile vecine:

$$q_4 = \chi \cdot (t_{PI} - t_v) \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.26)$$

Echilibrul termic în regim staționar va fi:

$$q_1 = q_2 + q_3 + q_4 \quad (3.27)$$

Dacă se introduc valorile:  $b_1 = 1,1$ ;  $b_2 = 1,0$ ;  $\varphi = 0,2$ ;  $C = 4,76 \text{ W/m}^2\text{K}^4$  rezultă:

$$t_{PI} = \frac{1,05 \cdot a \cdot t_{mPI} + \alpha_K \cdot t_i + \chi \cdot t_v + 0,952[(e-1)t_{PE} + t_{FE}]/e}{\chi + \alpha_K + 1,05 \cdot a + 0,952} \quad (3.28)$$

în care:

a - raportul dintre suprafața pardoselii încălzite față de suprafața totală a pardoselii;  
 În figura 3.2 este reprezentată sub formă grafică, pierderea de căldură a omului  $Q_H$  într-o încăpere încălzită prin radiație ( pardoseală sau tavan ).

Cunoscînd căldura radiată de fiecare din elementele de construcție, care delimitează încăperea, asupra unui om aflat în interior, se poate aplica ecuația de bilanț termic și se determină căldura medie de radiație a încăperii asupra omului:

$$q_{Rm} = \frac{q_{PI} \cdot S_{PI} + q_{PE} \cdot S_{PE} + q_{FE} \cdot S_{FE} + q_{PI} \cdot S_{PI}}{S_{PI} + S_{PE} + S_{FE} + S_{PI}} \quad [W/m^2] \quad (3.29)$$

în care

- $S_{PI}$  - suprafața pardoselii încălzite;
- $S_{PE}$  - suprafața peretelui exterior, din care se scade suprafața ferestrei;
- $S_{FE}$  - suprafața ferestrei;
- $S_{PI}$  - suprafața pereților interiori, a tavanului și a porțiunii de pardoseală neîncălzită;

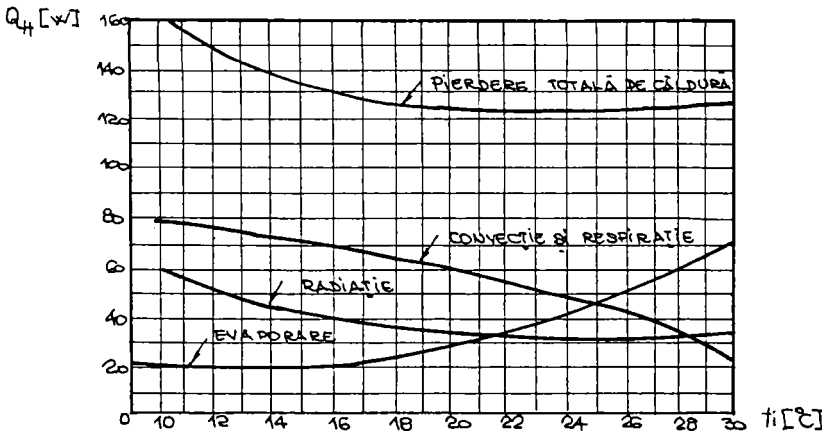


Fig. 3.2 Căldura cedată de om într-o încăpere prin radiație ( aer liniștit și activitate moderată )

Dacă se notează  $t$  temperatura medie de radiație a încăperii, atunci căldura medie de radiație a încăperii emisă asupra unui om aflat în interior este:

$$q_{Rm} = b \cdot C \cdot (t_{Rm} - t_H) \quad [W/m^2] \quad (3.30)$$

Rezultă temperatura medie de radiație a încăperii raportată la un om din interior:

$$t_{Rm} = t_H - \frac{\Sigma(q \cdot S)}{b \cdot C \cdot \Sigma S} \quad [°C] \quad (3.31)$$

Admișînd că suprafața de  $1,6m^2$  din suprafața totală de  $1,8 m^2$  a unui om participă la schimbul de căldură prin radiație cu suprafețele încăperii, considerînd  $t_H = 34 °C$ ;  $C = 4,9$

$W/m^2K^4$  și ținând seama că factorul de temperatură depinde numai de  $t_{Rm}$  și  $t_{II}$ , rezultă căldura pierdută prin radiație de om:

$$Q_{RH} = 7,81 \cdot \left[ \left( 2,73 + \frac{t_{Rm}}{100} \right)^4 - 2,98^4 \right] \quad [W] \quad (3.32)$$

În figura 3.3 este reprezentată variația  $Q_{RH}$  în funcție de temperatura medie de radiație a încăperii. În figura 3.4 sînt reprezentate  $t_{Rm}$  admise ale unei încăperii încălzite prin radiație funcție de  $t_i$ .

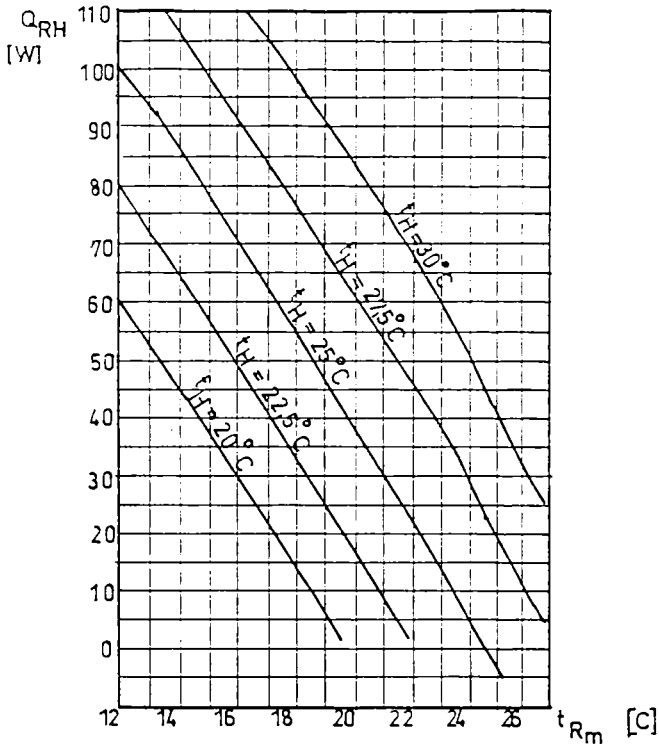


Fig. 3.3 Pierdere totală de căldură prin radiație a omului, în funcție de temperatura medie de radiație a încăperii

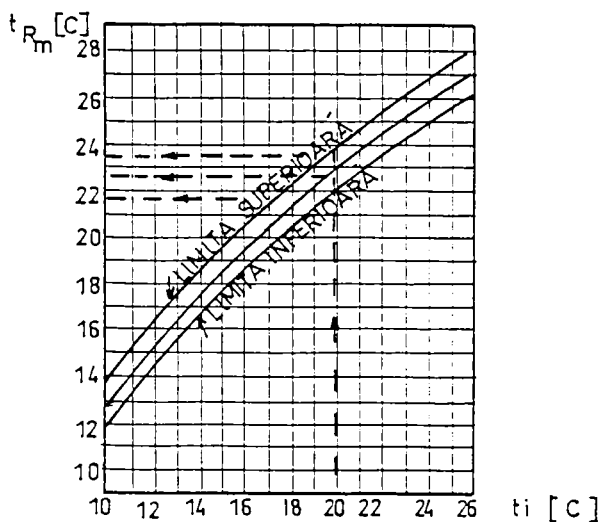


Fig.3.4. Temperatura medie de radiație admisibilă a unei încăperi încălzite prin radiație, în funcție de temperatura interioară

### 3.2 APRECIEREA EFICIENȚEI ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ

Pentru o comparație eficientă a diferitelor sisteme de încălzire, se pot utiliza două metode:

- *Prima metodă* constă în efectuarea de măsurători pe un model experimental, așa numita "încăpere climatică". Avantajul metodei constă în obținerea unor rezultate apropiate de realitate, dar în același timp implică și următoarele probleme: - definirea unui criteriu de confort reprezentativ și accesibil măsurătorilor; - precizia de măsurare trebuie să fie compatibilă cu ecartul observat între sisteme; - o extrapolare a rezultatelor obținute pe alte tipuri de încăperi este destul de dificilă;

- *A doua metodă* se bazează pe modelarea numerică a unui spațiu încălzit. Scrierea relațiilor de calcul a problemei este posibilă, în schimb rezolvarea și în special a ecuației Navier-Stokes în regim turbulent cuplate cu conducția și radiația, este și la ora actuală laborioasă și dificilă.

O tehnică de calcul mai simplă, se bazează pe împărțirea aerului în zone reprezentative, în funcție de schimbul convectiv din interiorul unei încăperi. Aplicarea acestui model, necesită o analiză numerică și / sau experimentală prealabilă, a zonelor termo-convective ale încăperii încălzite. Un astfel de model a fost studiat la INSA LYON.

### 3.2.1 MODEL NUMERIC

Valorile termice și dimensiunile geometrice ale problemei, permit în cazul aerului utilizarea aproximației lui Boussinesq - Oberbeck și ecuațiile lui Navier - Stokes scrise în forma uzuală adimensională.

La deducerea acestei ecuații se pornește de la legea lui Newton, luând în considerare toate forțele care acționează asupra masei cuprinse în elementul de volum  $dV$ . În orice moment suma forțelor exterioare care se exercită asupra elementului trebuie să fie echilibrată de forțele de inerție. La stabilirea ecuației se iau în considerare forțele date de diferențele de presiune, forțele de frecare cauzate de vâscozitatea fluidului și forța Arhimede care apare datorită modificărilor de densitate ale fluidului. Relațiile după cele trei axe de coordonate sunt:

$$\rho \frac{Dw_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) \quad (3.33)$$

$$\rho \frac{Dw_y}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) \quad (3.34)$$

$$\rho \frac{Dw_z}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) + g \beta \Delta t \rho \quad (3.35)$$

În aceste relații diferențialele substanțiale sunt:

$$\frac{Dw_x}{d\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \quad (3.36)$$

Scrisă sub formă vectorială, ecuația de mișcare devine:

$$\frac{Dw}{d\tau} = \frac{\partial w}{\partial \tau} + w \text{ grad } w = -\frac{1}{\rho} \text{ grad } p + \nu^2 \left( \nabla^2 w + \frac{1}{3} \text{ grad div } w \right) + g \beta \Delta t \quad (3.37)$$

în care:  $\nu = \eta / \rho$  [ $m^2 / s$ ] reprezintă vâscozitatea cinematică a fluidului;

Când numărul lui Rayleigh devine de ordinul 10, curgerea trece din staționar în turbulent. Această turbulență se dezvoltă începând din straturile limită și se caracterizează prin apariția de microturbioane fluctuante în timp și spațiu. Energia lor cinetică este apoi transferată datorită vâscozității și desprinderii (tăierii) spre structurile mai mari în care se disipează. Pentru considerarea procesului fizic, trebuie să se țină seama de această disipare locală de energie și folosirea unor intervale de timp și spațiu finite, lucru destul de dificil, care se poate simplifica printr-un alt tip de modelare pentru descrierea fenomenului.

Modelul de tip  $k - \epsilon$ , are la bază ipoteza lui Boussinesq (1877), care constă în reprezentarea disipării energiei în microstructura de curgere, printr-o pseudo-vâscozitate, numită și vâscozitate turbulentă, ce se atribuie fluidului. Această vâscozitate turbulentă depinde de energia cinetică turbulentă  $k$  și de coeficientul de disipare a acestei energii  $\epsilon$ .

Astfel, se obțin două ecuații suplimentare care conțin energia cinetică turbulentă și disiparea de energie. Scrierea acestor ecuații, necesită considerarea factorilor de turbulență prin introducerea numărului lui Prandtl pentru regimul turbulent.

Rezolvarea ecuațiilor se face pentru spațiul bidimensional cu ajutorul metodei de analiză dezvoltate de PATANKAR, pentru o rețea cu 50 x 50 de noduri și pas constant 1,5.

În figura 3.5 sunt reprezentate valorile izotermelor, a fluxului termic și a liniilor de curgere calculate și izotermele experimentale obținute într-o încăpere climatică. Experimentările au fost efectuate de F.ALLARD în cadrul ARC (Action de Recherche Coordonnee), într-o încăpere experimentală având o suprafață orizontală cu încălzire de joasă temperatură, cuplată cu o suprafață verticală rece. Condițiile limită ale modelului sunt date de temperaturile pe fețele interioare ale încăperii experimentale, în prealabil adimensionale, raportate la diferența de temperatură maximă măsurată între două puncte din planul median.

În ce privește izotermele, se observă o zonă centrală foarte puțin stratificată și un gradient de temperatură însemnat în apropierea pardoselii. Acest fenomen este în conformitate cu profilul variației pe verticală a aerului interior determinat experimental și de alți autori (SCHLAPPMANN, REGEFF). Stratificarea termică în cazul experimental este mai scăzută decât în cazul calculului numeric. Acest lucru se explică prin efectul tridimensional existent în încăperea experimentală care tinde să uniformizeze temperatura în zona centrală.

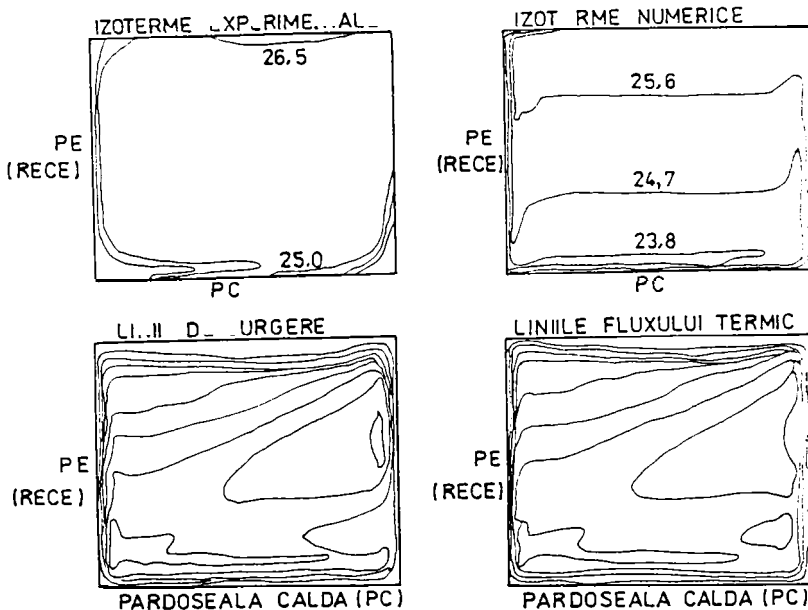


Fig.3.5 Izoterme (calculate și măsurate), linii de curgere (calculate), fluxul termic (calculat) ( $Ra = 10^{10}$ )

Analiza liniilor de curgere, indică faptul că aerul rece rezultat pe fațadă, se scurge de-a lungul pardoselii înainte de a atinge peretele opus. Viteza se micșorează pe măsură ce aerul se deplasează în sus. Aerul încălzit de pardoseală, este supus unei curgeri forțate prin acțiunea stratului limită rece, strat care antrenează masele de aer asigurând astfel continuitatea fenomenului de curgere.

Schimbările termice convective între peretele vertical rece și elementul orizontal cald sunt foarte active, fapt ce rezultă și din rețeaua fluxurilor termice. Această rețea indică un comportament aproape adiabatic al tavanului și la partea superioară a peretelui interior, ceea ce conferă stabilitate sistemului.

### 3.2.2 MODEL EXPERIMENTAL

În vederea evaluării eficienței sistemelor de încălzire, INARD și MOLLE [74] au propus un model care se poate adapta atât unor calcule pe calculatoarele automate, cât și celor experimentale, fără să se obțină diferențe prea mari.

Pe baza constatărilor experimentale și a calculelor numerice anterioare, s-a ales o împărțire a volumului de aer interior în trei zone, fiecare fiind reprezentativă pentru circulația aerului:

- straturi limită reci,
- curgerea la nivelul pardoselii,
- zona centrală.

În fig. 3.6 este indicată schema adoptată. Pentru determinarea temperaturilor aerului interior, este necesară determinarea fluxurilor convective și a conductivității masice.

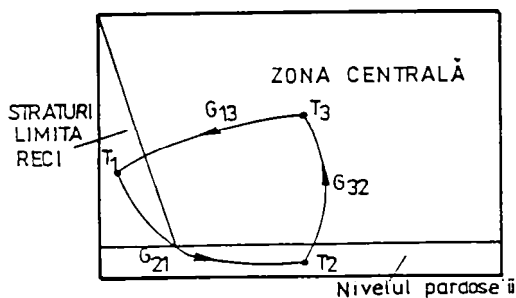


Fig. 3.6 Schema circuitului convectiv

Problema emisiei convective a unei pardoseli cu încălzire, este una dintre cele mai dificile ale convecției naturale. Există de fapt două mecanisme convective:

- primul este datorită curenților de aer rece formați de-a lungul pereților verticali în contact cu exteriorul, care apoi se deplasează de-a lungul pardoselii,

- al doilea, apare în cazul încălzirii prin pardoseală, când se formează curenți ascendenți care determină o instabilitate la nivelul acestei suprafețe.

În cazul unei singure plăci orizontale izolate, cele mai însemnate rezultate experimentale au fost obținute pe de o parte de FISCHENDEN și SAUNDERS, iar pe de altă parte de FUJII și IMURA. Numerele lui Nusselt și Rayleigh, în care lungimea de referință este cea a planșului, sunt reunite printr-o relație de tip:

$$Nu = K Ra^{1/3} \quad \text{în care} \quad 10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10} \quad (3.38)$$

$$Ra = \frac{g \beta l^3 \Delta t_c \rho^2}{\mu \lambda} = Gr \cdot Pr \quad (3.39)$$

Numărul Ra indică raportul dintre forțele de inerție și forțele de tensiune interfață (convecția combinată - liberă și forțată).

Exponentul 1/3 indică faptul că deasupra pardoselii curentul de aer este de natură turbulentă. Constanta K determinată experimental are valoarea 0,14 respectiv 0,13 și coincide cu cea în zona turbulentă a unei plăci plane verticale. Valorile obținute cu plăci de dimensiuni reduse (aproximativ 30 cm), au fost confirmate și de încercările lui BOVY și WOELK pe plăci cu dimensiunile de 1 până la 3m.

Dacă se consideră o temperatură de 25 °C și K=0,14, se obține următoarea expresie pentru coeficientul de transfer termic convectiv  $\alpha_{cv}$ :

$$\alpha_{cv} = 1,65 (T_{s_2} - T_3)^{1/3} \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (3.40)$$

în care  $T_{s_2}$  - temperatura la suprafața pardoselii.

Studiul experimental realizat de KIRKPATRICK și BOHN asupra fluxului convectiv într-o machetă cu apă având cinci suprafețe reci și suprafața orizontală inferioară caldă, au pus în evidență următoarele relații:

$$Nu = 0,346 Ra^{0,285} \quad \text{pentru} \quad 4 \cdot 10^9 < Ra < 5 \cdot 10^{10}$$

Pentru condițiile de temperatură anterioare, se obține:

$$\alpha_{cv} = 1,68 (T_{s_2} - T_3)^{0,285} \cdot L^{-0,145} \quad (3.41)$$

în care: L- lungimea încăperii.

KAST și KLAN [78] au examinat diferitele studii efectuate de SCHLAPPMANN, BACH, HESSLINGER [123] asupra fluxului termic al pardoselilor cu încălzire, ajungând la concluzia că expresia cea mai exactă a lui  $\alpha_{cv}$  este:



$$\alpha_{\alpha_2} = 1,5(T_{s_2} - T_3)^{1,3} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})] \quad (3.42)$$

Debitul masic din zona j spre zona i se notează cu  $G_{ij}$  exprimată în kg/s.

$G_{21}$  reprezintă debitul masic al stratului limită rece spre zona caldă a pardoselii cu încălzire. Ecuațiile de bilanț permit calculul lui  $G_{13}$  (debitul din zona centrală spre zona rece) și  $G_{32}$  (debitul din zona caldă spre zona centrală).

ALLARD a efectuat măsurători de temperatură și viteză în interiorul zonelor limită pentru o încăpere experimentală de dimensiuni reale situată într-un mediu climatic controlat, obținând relația de legătură dintre debitul masic  $G_{21}$  și numărul lui Rayleigh. Debitul masic al stratului limită este dat de relația:

$$M_{sl}(z) = 0,0083 \cdot 10^{-3} Ra(z)^{1,3} \quad [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \quad (3.43)$$

Pentru o temperatură a aerului interior de 20 °C, acest debit masic al stratului limită rece, în funcție de înălțime va fi :

$$M_{sl}(z) = 0,0039 \cdot z \cdot (T_3 - T_{s_1})^{1,3} \quad [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \quad (3.44)$$

Debitul masic  $G_{21}$  se calculează pentru z egal cu înălțimea peretelui rece și înmulțind  $M_{sl}(z)$  cu lățimea acestuia.

În afară de temperaturile aerului și de fluxul convectiv, se evaluează fluxul radiant prin metoda radiației. Un calcul iterativ, bazat pe scrierea bilanțului termic al fiecărui perete, permite determinarea temperaturilor pe suprafața interioară și exterioară.

MARRET [87] de la Universitatea din Liege a realizat mai multe experimentări, în vederea unei comparații din punct de vedere al confortului termic și al performanțelor energetice, pentru sisteme de încălzire cu: - radiatoare, - pardoseli radiante, - tavane radiante, - aer cald. Încăperea experimentală pentru încercări pe cele patru instalații are ca parametrii:  
- fereastră simplă (FS) sau dublă (FD) cu dimensiunile 1,60 x 2,13 m  
- numărul de schimburi orare de aer  $n = 0$  sau  $n = 1,2$  vol/h.

Rezistența la transfer termic pentru fereastră simplă este 0,004 m<sup>2</sup> °C/W și 0,22 m<sup>2</sup> °C/W pentru fereastră dublă. În cazul fațadei cu izolație redusă și FS, rezistența la transfer termic a peretelui opac este 0,55 m<sup>2</sup> °C/W, iar în situația cu FD, rezistența termică a peretelui este 1,10 m<sup>2</sup> °C/W.

Aerul de ventilație este refulat în încăpere prin guri de aer repartizate la marginea suprafeței vitrate. Aerul este dirijat tangent cu suprafața ferestrei, cu o viteză medie de 2,0 m/s. Gura de aspirație este situată la nivelul solului, pe peretele opus fațadei.

În tabelul 3.1 sînt indicate valorile fluxurilor termice experimentale și calculate.

TABELUL 3.1

	EXPERIMENTAL				CALCUL			
	FS n = 0	FS n = 1,2	FD n = 0	FD n = 1,2	FS n = 0	FS n = 1,2	FD n = 0	FD n = 1,2
$Q_{total}$ (W)	745	1111	351	825	753	1167	345	819
$Q_{rad}$ (W)	524	744	316	490	525	713	258	496
$Q_{conv}$ (W)	221	367	35	335	228	454	87	323
$Q_{rad}$ / $Q_{total}$ (%)	70,3	67	90	59,4	69,7	61,1	74,8	60,6
T ( °C )	21,7	21,2	22,0	21,2	21,7	20,8	21,9	20,9

Se constată o diferență foarte mică între rezultatele experimentale și valorile obținute pe baza unui model de calcul. Diferența maximă observată pentru fluxul termic total este de 5% ( FS, n = 1,2 ) și 0,4 °C ( FS, n = 1,2 ) la temperatură. În cazul creșterii numărului de schimburi orare de aer, aportul procentual al fluxului termic radiant se micșorează atât în cazul experimental cât și în modelul de calcul, datorită prezenței unui aer mai rece la nivelul pardoselii, care determină creșterea schimbului convectiv.

Pentru fluxul termic total cel mai scăzut ( FD, n = 0 ), de remarcat o diferență mare ( 15,2% ) între aporturile procentuale ale fluxului radiant măsurat și calculat. După KAST și KLAN această diferență se situează între 60 - 70%. În figura 5.3 sînt reprezentate o parte din profilurile verticale ale temperaturii aerului măsurate în centrul încăperii, respectiv calculate în acel punct.

Temperatura aerului în zona centrală (  $T_3$  ), calculată, s-a amplasat la 1,5m de pardoseală. Temperatura din zona 2 (  $T_2$  ) s-a fixat la 0,08m de pardoseală. Se observă în figură o bună concordanță între profilurile de temperatură măsurate și calculate.

### 3.2.3 EFICIENȚA SISTEMULUI DE ÎNCĂLZIRE

Eficiența încălzirii prin pardoseală se poate defini prin:

$$E = \frac{\text{fluxul termic al unui sistem de referință}}{\text{fluxul termic al sistemului considerat}} = \frac{Q_{ref}}{Q_{total}}$$

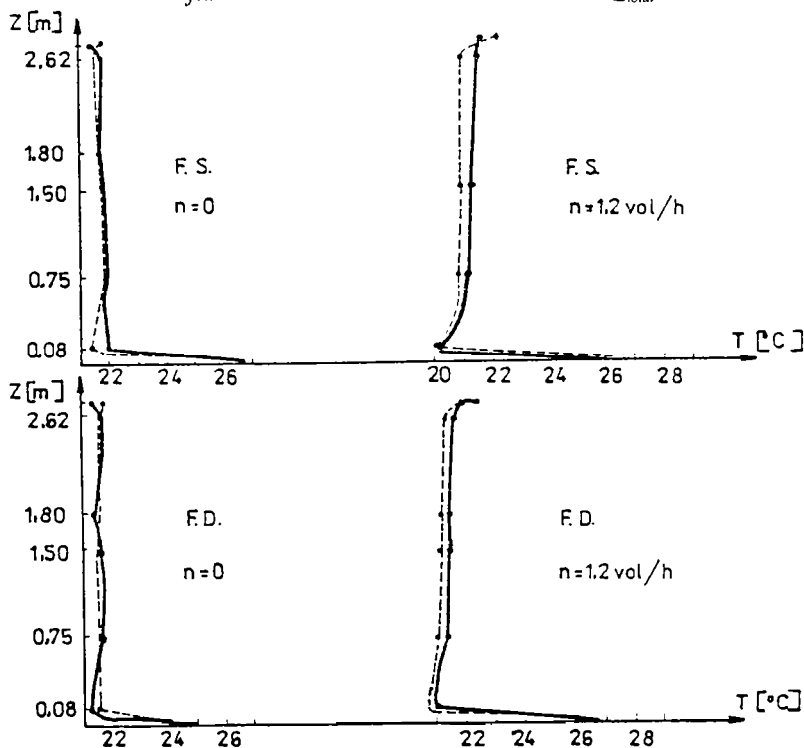


Fig. 3.7 Variația temperaturii aerului ( ————— experimental; - - - - - calculat )

Alegerea sistemului de referință este arbitrară. Dacă referirea se face la pierderile de căldură calculate conform reglementărilor termice franceze:

$$Q_{ref} = G.V.(T_{ref} - T_{ext}) \quad [W] \quad (3.45)$$

în care:  $G$  - coeficient volumic al pierderilor de căldură ale încăperii, în  $W/m^3 \text{ } ^\circ C$ ;

$V$  - volumul încăperii, în  $m^3$ ;

$T_{ref}$  - temperatura interioară de referință, în  $^\circ C$ ;

$T_{ext}$  - temperatura exterioară, în  $^\circ C$ ;

Temperatura de referință trebuie să fie reprezentativă pentru nivelul de confort termic din încăpere. În mod convențional s-a reprezentat prin temperatura rezultantă. În scopul cunoașterii influenței confortului asupra eficienței încălzirii, s-a calculat  $Q_{ref}$  în variantele:

-  $T_{ref}$ : temperatura rezultantă în centrul încăperii, la o înălțime de 1,50m, ceea ce definește o eficiență  $E_C$  ;

$T_{ref}$  : media a nouă temperaturi rezultante situate în zona ocupată a încăperii, ceea ce definește o eficiență  $E_{med}$ ;

$T_{ref}$ : valoarea minimă a celor nouă temperaturi rezultante, și se definește o eficiență  $E_{min}$ ;

În tabelul 3.2 sînt indicate rezultatele obținute pe model.

TABELUL 3.2

VALORI ALE EFICIENȚEI ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ			
	$E_C$ (%)	$E_{med}$ (%)	$E_{min}$ (%)
FS, n = 0	99,6	97,3	87,7
FS, n = 1,2 vol/h	100,9	98,9	90,3
FD, n = 0	101,1	99,3	92,0
FD, n = 1,2 vol/h	101,5	100,5	95,4

Valorile eficienței în raport cu temperatura rezultantă din centrul încăperii, sînt apropiate de valoarea unitară, în situația unui calcul conform normelor. Modelul experimental în schimb, evidențiază diferențele între diversele configurații testate. Astfel, se constată că ,eficiența fluxului termic este mai ridicată într-o încăpere bine izolată ( FD ) și o creștere a numărului de schimburi orare de aer, favorizează această mărime. Rezultatele obținute se explică prin diferența între legea schimbului convectiv conform normelor și cea luată în considerare pe model.

Studiul a luat în considerare ca și criteriu de confort, numai temperatura rezultantă calculată în diverse puncte din zona ocupată a încăperii experimentale.

În tabelul 3.2 se remarcă influența criteriului de confort ales, asupra valorii eficienței. Astfel, diferența obținută între  $E_C$  și  $E_{min}$  este de 11,9% pentru cazul cel mai defavorabil. În aceeași ordine de idei, diferența între diversele configurații sînt însemnate, deoarece s-a luat ca și criteriu temperatura rezultantă minimă. Principala cauză constă în eterogenitatea temperaturii, mult mai însemnată în situația cu ferestre simple decît în cea cu ferestre duble, ceea ce rezultă și din fig. 3.8.

Diferența între valorile minime și maxime ale temperaturii rezultante, se reduce aproape la jumătate, pentru condiții exterioare identice, atunci cînd fațada este bine izolată.

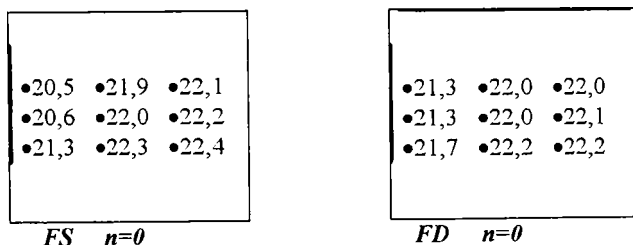


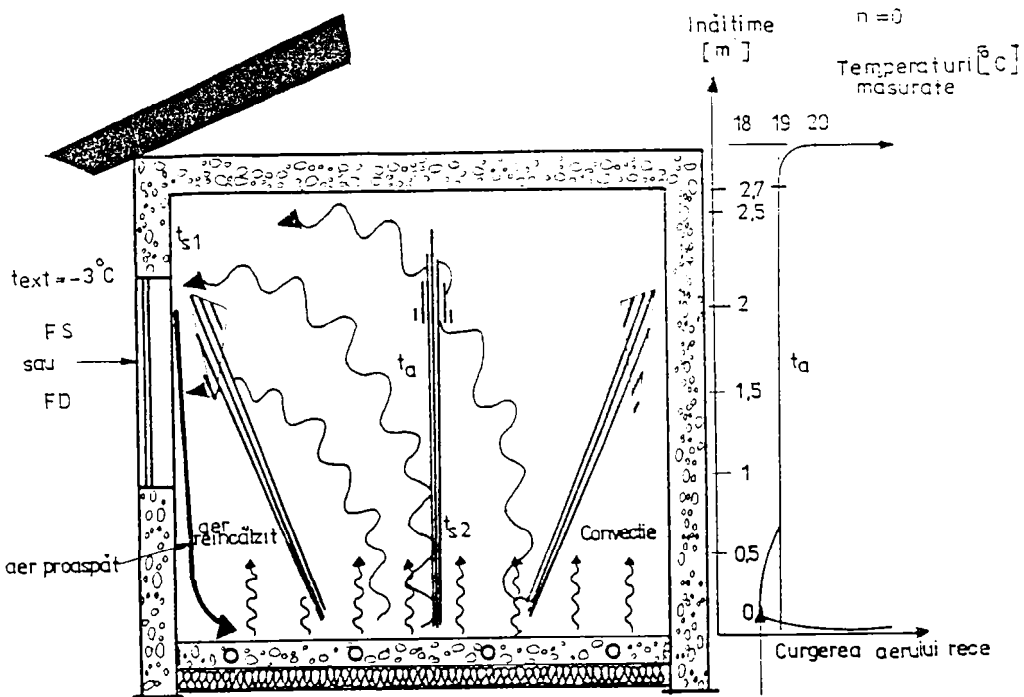
Fig.3.8 Temperaturi rezultante calculate în zona ocupată.

### 3.3 CONCLUZII

Un sistem de încălzire prin pardoseală realizează în cea mai mare măsură o bună corelație între eficiența energetică și confortul termic, S-au exceptat pierderile de căldură de pe suprafața inferioară a pardoselii, întrucât aceste pierderi specifice de căldură sînt mult mai mici comparativ cu fluxul termic radiant între suprafețele calde și reci sau o stratificare termică însemnată a aerului interior ( fig. 3.9 și 3.10 ). Studiul s-a limitat la regimul static și nu a luat în considerare radiațiile reci care pot apărea local în cazul unor pereți exteriori fără izolație termică.

Pornind de la valoarea temperaturii critice la nivelul picioarelor ( tălpilor ) de 29,5 °C, se obține următoarea corelație între pardoseală și temperatura interioară:

<i>Temperatura interioară, °C</i>	<i>Temperatura pardoselii, °C</i>
18	28 ... 29
24	25 ... 26
30	23 ... 24



MODEL EXPERIMENTAL 4,74 × 3,45 × 2,70 m

$$\text{temperaturi calculate } [^{\circ}\text{C}] \quad t_{rs} = (t_{rm} + t_a) / 2$$

### FLUXUL TERMIC

Ferestre	$Q_{total}$ [W]	$Q_{rad}$ [W]	$Q_{conv}$ [W]	% rad.
FS	745	524	221	70
FD	351	316	35	90

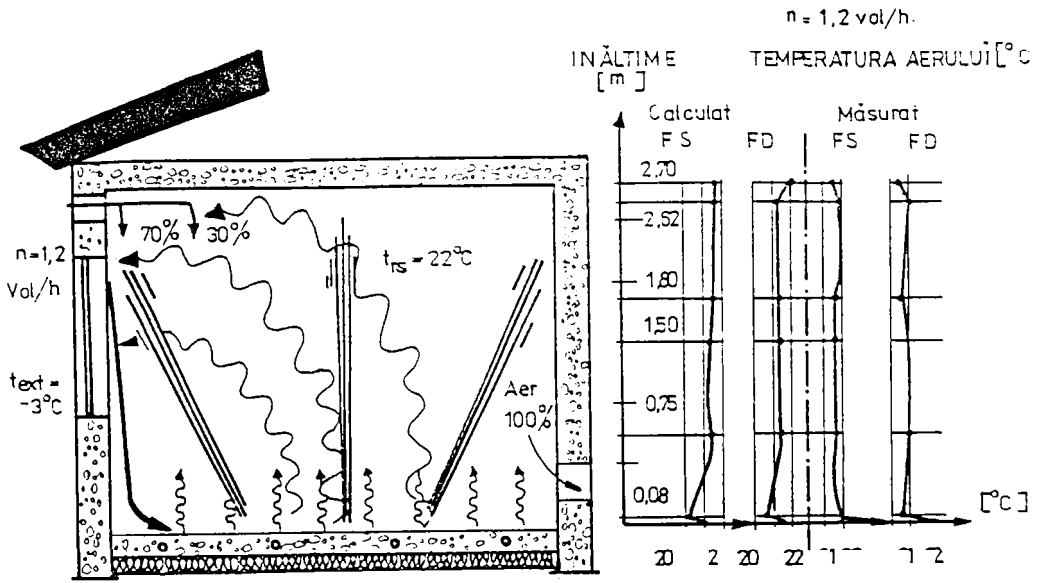
#### FS

• 20,5	• 21,9	• 22,1
• 20,6	• 22,0	• 22,2
• 21,3	• 22,3	• 22,4

#### FD

• 21,3	• 22,0	• 22,0
• 21,3	• 22,0	• 22,1
• 21,7	• 22,2	• 22,2

FIG. 3.9 Măsurători experimentale.



MODEL EXPERIMENTAL 4,74 × 3,45 × 2,70 m

FLUXUL TERMIC

Ferestre	Q <sub>total</sub> [W]	Q <sub>rad</sub> [W]	Q <sub>conv</sub> [W]	% rad.
FS	1111	744	367	67
FD	825	490	335	59

FIG. 3.10 Măsurători experimentale.

## CAPITOLUL 4

### METODE DE CALCUL A SISTEMELOR DE ÎNCĂLZIRE PRIN PARDOSEALĂ

#### 4.1 INTRODUCERE

Dintre sistemele de încălzire prin radiație, cu inerție termică redusă și posibilități optime de asigurare a confortului termic în încăperi, se impune tot mai mult încălzirea prin radiație de temperatură joasă, suprafața încălzitoare fiind de obicei elemente de construcție ( plafon, pardoseală, pereți ).

Încălzirea prin radiație prezintă în raport cu sistemele convective avantaje privind confortul termic interior, cum sunt:

- gradient de temperatură redus;
- repartiție mai uniformă a temperaturilor pe suprafețele delimitatoare ale încăperii;
- nu determină o circulație intensă a aerului și în consecință a prafului organic;
- asigură echilibrul termic al corpului uman, deci al stării de confort termic la temperaturi ale aerului mai reduse cu 1...3 °C, ceea ce reprezintă un avantaj din punct de vedere fiziologic;
- se economisesc spații și se asigură o estetică arhitecturală superioară;
- economia de energie prin utilizarea surselor energetice de potențial scăzut.

În noile condiții de execuție a încălzirii prin pardoseală, cu izolație termică și fonică, se pune problema dacă metoda clasică de dimensionare ( a lui R. CADIERGUES și F. CLAIN ) [27,30] mai corespunde acestei eterogenități. G. OLIVE [98] utilizând metoda numerică a diferențelor finite a demonstrat că metoda clasică de calcul introduce o diferență de aproximativ 5%.

#### 4.2 METODE DE CALCUL CLASICE A ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ ÎN REGIM PERMANENT

Chiar și cele mai omogene pardoseli cu încălzire sunt destul de complexe din punct de vedere termic și necesită o schematizare a lor pentru studiu.

Întrucât temperatura apei ( agentul termic ) scade în circuit în sensul de curgere, fiecare tip de pardoseală ar trebui studiată cu circuitul său particular, în cele trei dimensiuni. O metodă numerică de rezolvare prin diferențe finite, tridimensional este deosebit de laborioasă și greu de pus într-o formă general valabilă diverselor forme de circuite. Pentru studiul termic al pardoselii s-a considerat o secțiune a ei în care se află turul cît și returul în număr infinit, așezate echidistant și cu temperatură uniformă, apoi s-a studiat evoluția din secțiune în secțiune de-a lungul țevii, urmărind metoda clasică a schimbătoarelor de căldură. Utilizarea unui agent termic de joasă temperatură permite aplicarea cu destulă corectitudine a acestei ipoteze.



### 4.2.1 METODA SIMILITUDINII

Dacă stratul de înglobare al țevii este omogen, se poate aplica o metodă analitică prin analogie cu electrostatica, prezentată de CADIERGUES și CLAIN [31,32], pe baza căreia s-au obținut soluții grafice sau numerice, utilizate în mod curent.

Cîmpul electrostatic creat de o rețea infinită de cilindri echidistanți de potențial  $V_1$  situați într-un strat de permitivitate  $\epsilon$  între două plane paralele de potențial  $V_2$ , și cîmpul termic în regim permanent al unui fascicul de țevi de temperatură  $T_1$  situați într-un strat omogen și izotrop de conductivitate  $\lambda$  delimitat de două suprafețe paralele izoterme de temperatură  $T_2$ , satisfac ecuația lui LAPLACE. În această ipoteză de omogenitate și de suprafețe exterioare izoterme, dacă  $S_1$  este suprafața țevii, rezistența termică a sistemului se scrie:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{\lambda \iint_{S_1} \frac{\partial T}{\partial n} dS_1} \tag{4.1}$$

în care:  $n$ - normala la  $dS_1$   
 Capacitatea condensatorului echivalent va fi :

$$C = \frac{\epsilon}{V_1 - V_2} \iint_{S_1} \frac{\partial V}{\partial n} dS_1 \tag{4.2}$$

Se obține:

$$R = \frac{\epsilon}{\lambda \cdot C}$$

$$C = \frac{2\pi\epsilon}{\ln\left[\frac{2e}{r} \frac{\theta_2\left(\frac{a}{e}\right)}{\theta_1(0)}\right]} \tag{4.3}$$

în care:

- $e$  - distanța între cele două plane paralele;
- $r$  - raza țevii;
- $a$  - distanța din axa țevii pînă la planul de simetrie al celor două plane paralele;
- $\theta'_1$  și  $\theta'_2$  - funcții eliptice;

Pentru planșeul cu alcătuirea din fig. 4.1 se va obține:

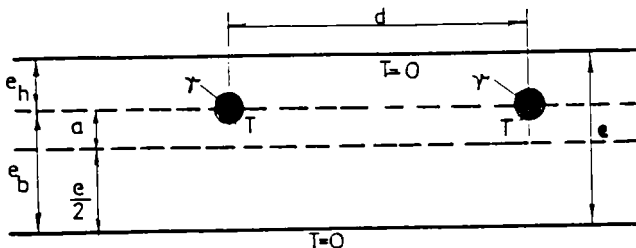


Fig. 4.1 Secțiunea unui planșeu omogen cu suprafețe izoterme.

$$\alpha_h = \frac{e_h}{e} = \frac{a}{e} + \frac{1}{2} \quad ; \quad q = e^{-\frac{md}{2e}}$$

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \left[ \ln \frac{2e}{r} + \ln \frac{\sin \pi\alpha_h}{\pi} + 4 \sum \frac{q^{2n}}{1-q^{2n}} \frac{\sin^2 n\pi\alpha_h}{n} \right] \quad (4.4)$$

Analogia este utilă, dar presupune o omogenitate a mediului și suprafețe exterioare izoterme. Se presupune planșeul omogen și suprafețele delimitatoare neizoterme.

În mod obișnuit asimilăm fenomenele superficiale de convecție și radiație, cu conducția printr-un strat de rezistență termică echivalentă, obținînd în aceste condiții suprafețe exterioare izoterme.

Toate planșeele reale sunt eterogene și numai prin prezența stratului de pardoseală se poate face o aproximație asupra ipotezei de omogenitate și să se îndeplinească ipoteza unor suprafețe izoterme.

CADIERGUES și CLAIN au adoptat o metodă de omogenizare a planșeelor, care constă în înlocuirea fiecărui strat al planșeului ( de grosime  $e$  și conductivitate  $\lambda$  ) inclusiv rezistențele superficiale, printr-un strat de aceeași rezistență pe direcția normală la suprafețele exterioare, dar avînd conductivitatea  $\lambda$  a mediului de înglobare, de grosime  $e_i \frac{\lambda}{\lambda_i}$  . Această omogenizare

rămâne însă corectă numai pentru stratul de înglobare, pentru un alt strat apare o dilatare laterală  $\frac{\lambda}{\lambda_i}$  și se distruge geometria stratului în raport cu pasul rețelei și se reduce rezistența

termică laterală a stratului de la  $\frac{d}{\lambda_i}$  la  $\frac{d}{\lambda}$  (de obicei inferior). Se exercită o așa numită

"contractie" a straturilor mai rezistente.

Cu creșterea eterogenității pardoselilor radiante actuale, această metodă a similitudinii riscă să devină problematică. Pentru pardoselile radiante clasice, mai puțin eterogene, metoda a dat următoarele rezultate:

a) Omogenizarea pardoselilor în funcție de conductivitatea stratului de înglobare  $\lambda_0$ :

$$e_h = \left( \sum \frac{e_{h,i}}{\lambda_{h,i}} + r_h \right) \lambda_0 = R_h'' \lambda_0 \quad (4.5)$$

$$e_b = \left( \sum \frac{e_{b,i}}{\lambda_{b,i}} + r_b \right) \lambda_0 = R_b'' \lambda_0 \quad (4.6)$$

$$e = e_h + e_b = (R_h'' + R_b'') \lambda_0 = R'' \lambda_0 \quad (4.7)$$

$$\alpha_h = \frac{R_b''}{R''} \quad ; \quad \alpha_b = \frac{R_h''}{R''} \quad (4.8)$$

în care:

$r_h$  - rezistența termică la suprafața superioară a panoului radiant;

$r_b$  - rezistența termică la suprafața inferioară a panoului radiant;

$R_h''$  - rezistența termică la partea superioară a panoului;

$R_b''$  - rezistența termică la partea inferioară a panoului;

$R''$  - rezistența termică totală a panoului;

b) Calculul rezistenței lineare intrinseci  $R$  a panoului, în funcție de două numere adimensionale:  $\frac{D_e}{\lambda R''}$  și  $\frac{d}{\lambda_0 R''}$

$$R = R_2' + R_3' \quad (4.9)$$

$$R_2' = \frac{1}{\lambda_0} \left[ \frac{1}{2\pi} \ln 4 \frac{\lambda_0 R''}{D_e} \right] \quad (4.10)$$

$$R_3' = \frac{1}{\lambda_0} \left[ \frac{1}{2\pi} \ln \left( \frac{\sin \pi \alpha_h}{\pi} \right) + \frac{2}{\pi} \sum \frac{q^{2n}}{1 - q^{2n}} \frac{\sin^2(n\pi \alpha_h)}{n} \right] \quad (4.11)$$

în care.  $D_e$  - diametrul exterior al țevii;

$$q = e^{-\frac{\pi d}{2 \lambda_0 R''}}$$

c) Calculul rezistenței liniare totale  $R'$  a panoului radiant:

$$R' = R_1' + R_2' + R_3' \quad [m^2 K / W] \quad (4.12)$$

în care:  $R_1' = \frac{\chi}{\pi \lambda d_m}$  - rezistența termică la suprafața țevii;

$\chi$  - grosimea țevii, în m;

$\lambda$  - conductivitatea țevii, în W/mK;

$D_m$  - diametrul mediu al țevii, în m;

Fluxul total emis de panoul radiant  $P$ , fluxul termic emis de panou la partea superioară  $P_h$ , fluxul termic emis de panou la partea inferioară  $P_b$ , atunci când panoul separă două medii (încăperi) cu temperaturi diferite ( $\theta_b$  și  $\theta_h$ ) se calculează în funcție de  $R'$ :

$$P = \frac{l(\theta - \theta_{am})}{R'} \quad [W] \quad (4.13)$$

$$P_h = \alpha_h P + A \frac{\theta_b - \theta_h}{R''} \quad [W] \quad (4.14)$$

$$P_b = \alpha_b P + A \frac{\theta_h - \theta_b}{R''} \quad [W] \quad (4.15)$$

în care:  $l$  - lungimea țevii, în m;

$$\theta_{am} = \alpha_h \theta_h + \alpha_b \theta_b$$

$$A = ld$$

#### 4.2.2. METODA NUMERICĂ

Această metodă este prin diferențe finite rezolvată prin metoda relaxării, aplicată ecuației Laplace, impuse câmpului termic din fiecare strat al panoului. Ea constă în împărțirea

secțiunii de panou studiată într-o rețea de noduri, astfel încât liniile rețelei să fie la limitele între straturi și fețele exterioare. Se scrie echilibrul termic al fiecărui nod, efectuând bilanțul termic al suprafeței închise care delimitează fiecare nod în parte, fig. 4.2.

Dacă sunt  $n$  noduri, se obține un sistem de  $n$  ecuații lineare cu  $n$  necunoscute, care se rezolvă prin iterații plecând de la un sistem inițial arbitrar de temperaturi (cel mai apropiat posibil de regimul stabilit). Ecuațiile nu sunt egale cu 0 dar egale cu un rest care se anulează prin modificarea fiecărei temperaturi, operație reiterativă până se anulează toate resturile [74,75].

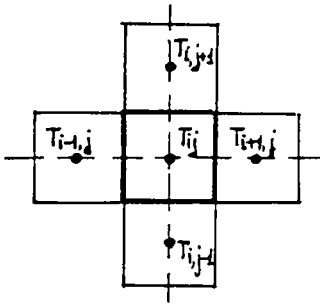


Fig.4.2 Rețea de noduri

Schematizarea corespunzătoare acestei metode, constă în înlocuirea liniilor de flux reale cu componente ortogonale. Pentru fenomenele de pe suprafețele exterioare ale panoului, se adoptă metoda clasică. Țeava cilindrică, se schematizează printr-o țeavă paralelipipedică corespunzător unui număr de ochiuri funcție de temperatura apei. Precizia metodei depinde de pașii rețelei alese. Metoda poate servi drept bază reală pentru studiul panourilor radiante și permite precizarea exactității metodei similitudinii pentru diverse tipuri de panouri.

### 4.3 TIPURI DE PANOURI RADIANTE

Pe baza unei eterogenități crescânde, putem defini 3 tipuri principale de panouri radiante cu conducte înglobate în beton, conform figurii 4.3.

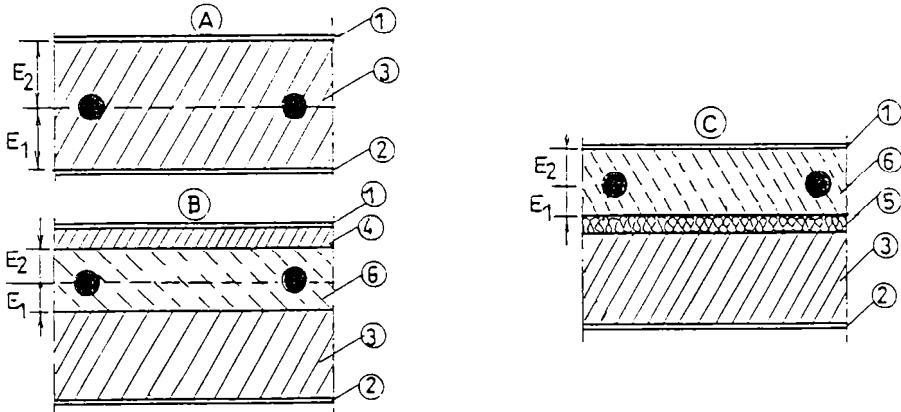


Fig.4.3 Schema pardoselilor radiante tipurile A, B și C  
 1- pardoseală; 2 - tencuială; 3 - beton armat; 4 - beton de egalizare;  
 5 - izolație termică; 6 - beton simplu

Pentru aceleași condiții de alcătuire a straturilor componente, pentru aceeași temperatură a apei și a mediului ambiant, fluxurile termice emise depind de distanța dintre conducte și materialul din care sunt alcătuite.

## 4.4 STUDIU COMPARATIV PE TIPURI DE PANOURI RADIANTE

Calculule s-au efectuat pentru următoarele caracteristici:

Tabelul 4.1

Tipuri de țevi	$\lambda$ [W/mK]	$d_i$ [mm]	$\delta$ [mm]	Pasul dintre țevi [m]
OȚEL	52	17	2	0,2-0,3-0,4-0,5-0,6
CUPRU	380	10	1	0,2-0,3-0,4-0,5-0,6
PLASTIC	0,3	13	2	0,2-0,3-0,4-0,5-0,6

- temperatura de intrare a agentului termic: 45 °C, sau 35 °C.

- debitul de agent termic: 800 l/h.

Panoul radiant de tip A:  $E_1 = 7$  cm;  $E_2 = 7$  cm;  $\lambda = 2$  W/mK

Panoul radiant de tip B:  $E_1 = 3$  cm;  $E_2 = 4$  cm;  $\lambda = 1,8$  W/mK

beton armat:  $e = 10$  cm,  $\lambda = 2$  W/mK

beton de egalizare  $e = 2$  cm,  $\lambda = 1,15$  W/mK

Panoul radiant de tip C:  $E_1 = 3$  cm;  $E_2 = 4$  cm;  $\lambda = 1,8$  W/mK

izolație termică:  $e = 2$  cm;  $\lambda = 0,04$  W/mK

beton armat  $e = 10$  cm;  $\lambda = 2$  W/mK

Suprafața superioară a panoului radiant:

- pardoseală (mochetă):  $e = 5$  mm,  $\lambda = 0,025$  W/mK

- rezistența termică de suprafață:  $0,08$  m<sup>2</sup>K/W

- temperatura mediului ambiant: 20 °C

Suprafața inferioară a panoului radiant:

- tavan fără tencuială

- rezistența termică de suprafață:  $0,16$  m<sup>2</sup>K/W

- temperatura mediului ambiant: 20 °C

Rezultatele calculului fluxurilor termice unitare în sus  $P_h$  și în jos  $P_b$ , prin cele două metode, în trei variante de alcătuire a panourilor radiante sunt centralizate în tabelul 4.2.

a) În cazul cel mai omogen posibil, și anume în varianta unui panou radiant de tip A, cu conducta de încălzire înglobată în beton armat și fără un finisaj al suprafețelor exterioare ale panoului, prin metoda similitudinii se obține o subevaloare a fluxului termic unitar emis, cu 10% datorită integrării rezistenței termice de la nivelul suprafețelor exterioare în mediul omogen, ceea ce are ca efect o tendință de supraevaloare prin introducerea unei rezistențe laterale.

Tabelul 4.2

TIPUL DE PANOU RADIANT	CON-DUCTA	TEMP. APĂ [°C]	PASUL [m]	$P_h$ [W/m <sup>2</sup> ]		$P_b$ [W/m <sup>2</sup> ]	
				Similitudine	Numeric	Similitudine	Numeric
A (fără pard.)	Oțel	45	0,5	102,7	114,3	60,6	67,1
A	Cupru	45	0,5	42,8	50,7	69,1	82
	Oțel	45	0,5	47,5	50,5	76,7	81,7
	Plastic	45	0,5	34,1	41,1	55,1	66,5
B	Oțel	45	0,5	46,6	50,6	65,7	94,3

C	Oțel	45	0,5	58,2	54,1	24,2	22,3
	Cupru	45	0,5	53,9	54,3	22,4	22,4
	Plastic	45	0,5	46,1	44,9	19,2	18,6
C	Oțel	45	0,2	76,3	77	31,8	31,9
	Oțel	45	0,3	69,8	67,8	29	28,1
	Oțel	45	0,4	63,7	60,6	26,5	25
	Oțel	45	0,6	53,4	48,6	22,2	19,9

b) În cazul panourilor radiante de tip A, se obține o rezistență termică mai scăzută în varianta cu conducte de oțel, decât în varianta cu conducte de cupru, datorită modului de calcul al lui  $R_2$  în funcție de numărul adimensional  $D_e/\lambda_0 R$ . Dependența lui  $R$  de rezistența termică de la nivelul suprafețelor exterioare, este însemnată. Întrucât  $R_2$  descrește puternic la o creștere mică a raportului  $D_e/\lambda_0 R$  se obține pentru valorile reduse a lui  $D_e$  valori exagerate corespunzătoare lui  $R_2$  și deci o supraestimare a lui  $R$ . Se recomandă în concluzie, utilizarea metodei numerice în calculul diametrelor de conducte mai reduse, pentru a nu ajunge la o subevaluare a fluxului termic de la 5% la una de 15 %.

Se propune o modificare a metodei similitudinii, care reduce această evaluare prea mare a rezistenței panoului, prin introducerea ipotezei uniformității temperaturii pe suprafețele mediului de înglobare. Dacă se notează  $\theta_h$  și  $\theta_b$  temperaturile mediilor ambiante,  $t_h$  și  $t_b$  temperaturile uniformizate pe fețele mediului de înglobare, modificarea metodei constă în calculul fluxului termic emis sub forma:

$$\Phi_i = \frac{t_i - \theta_i}{r_i + R_i} \quad (4.16)$$

în care:

$i$  - este  $h$  sau  $d$ ;

$R_i$  - rezistența stratului inferior respectiv superior (pardoseală, tavan);

$r_i$  - rezistența termică la nivelul suprafețelor exterioare;

Rezultatele obținute în varianta metodei modificate sunt prezentate în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

TIP PANOU	CONDUCTĂ	$P_h$ [W/m <sup>2</sup> ]	$P_b$ [W/m <sup>2</sup> ]
A	oțel	45,4	73,4
	cupru	50,7	82
	plastic	35,8	57,8

c) În cazul panourilor radiante de tip B se obține de asemenea o supraevaluare a rezistenței panoului, deci o diminuare de 10% a lui  $P_h$  și de 30% a lui  $P_b$ , în medie o diminuare a fluxului termic cu 20%. Pentru a înțelege această diferență se compară și raportul  $P_h/P_b$ . În situația panoului de tip A cu conducta de oțel  $P_h/P_b$  este 0,62 în ambele metode de calcul. În schimb în varianta panoului de tip B cu conductă din oțel raportul  $P_h/P_b$  este 0,72 în metoda similitudinii și 0,54 în metoda numerică, ceea ce duce la concluzia că prin metoda similitudinii se obține o supraevaluare a lui  $P_h$ . Diferențierea corespunde acelei "contractii" a stratului de egalizare ce influențează valoarea rezistenței termice.

d) În cazul panourilor radiante de tip C, prin metoda similitudinii se obține o majorare a fluxului termic de ordinul a 5% respectiv 10%. Raportul dintre  $P_h/P_b$  în ambele metode se obține de 2,43.

Metoda numerică dă rezultatele cele mai bune pentru panourile radiante complexe, întrucât rezistențele sunt distribuite uniform în panou.

e) Fluxurile termice unitare, rezultate în diverse variante ale pasului dintre conducte, sunt indicate în tabelul 4.3 pentru panouri radiante de tip C, valorile lor scad cu creșterea distanței dintre conducte.

- Metoda similitudinii propusă de CADIERGUES și CLAIN introduce o reducere a valorii fluxului termic de 10% pentru panourile de tip A și B și o eroare de calcul de 5 % pentru panourile radiante de tip C.

- Metoda numerică, a diferențelor finite, rezolvată prin metoda relaxării, deși este laborioasă, dă cele mai mici erori privind valoarea fluxurilor termice unitare, întrucât corespunde unei repartiții apropiate de realitate, a rezistențelor termice.

#### 4.5 CALCULUL ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ DUPĂ NORMA EUROPEANĂ (EN) SUPUSĂ APROBĂRII CEN (Comitetul European pentru Standardizare)

Normativul este aplicabil încălzirii prin panouri radiante de pardoseală [34], utilizând ca agent termic apa caldă, pentru clădiri de locuit, clădiri administrative și alte construcții a căror destinație este similară cu cele ale clădirilor de locuit, având o încărcare maximă de 4 kN/mm<sup>2</sup>.

Se utilizează la pardoselile radiante din figura 4.4, cele de tip A și C având conducta de încălzire înglobată într-un strat de beton simplu (șapă), iar cele de tip B sunt cu conducta de încălzire în stratul de izolație termică.

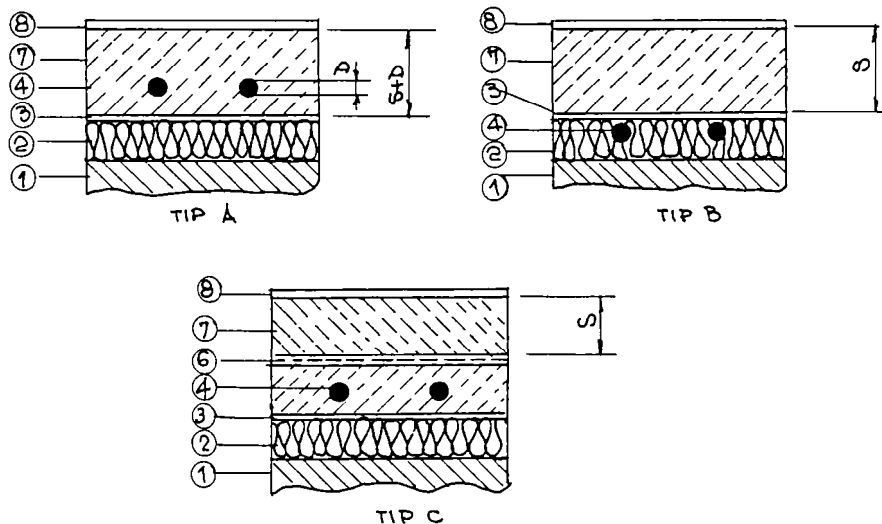


Fig. 4.4 Pardoseli radiante tip A, B și C

1 - beton armat; 2 - izolație termică; 3 - protecție; 4 - conductă de încălzire;  
5 - strat de orizontalizare; 6 - strat de separație; 7 - beton simplu; 8 - pardoseală

#### 4.5.1 METODE DE DETERMINAREA FLUXULUI TERMIC

Determinarea fluxului termic unitar a sistemelor de încălzire prin pardoseală se face (pentru tipurile A, B și C) în funcție de diferența medie de temperatură aer-apă. Pentru sistemele particulare se determină experimental factori suplimentari, care se introduc în calcul.

O pardoseală radiantă având o temperatură medie a suprafeței dată, cedează același flux termic în toate încăperile cu aceeași temperatură interioară  $\theta_i$ . Relația între fluxul termic unitar și diferența medie de temperatură, între temperatura pardoselii și cea a aerului interior ( $\theta_{Fm}-\theta_i$ ) este reprezentată în figura 4.5 și se numește curba caracteristică a încălzirii prin pardoseală.

Pentru fiecare sistem de încălzire prin pardoseală se stabilește un flux termic maxim admis, denumit flux termic unitar limită  $q_G$ , pentru  $\theta_i = 20^\circ\text{C}$  și o temperatură maximă admisă a suprafeței pardoselii  $\theta_{Fmax} = 29^\circ\text{C}$ , respectiv  $\sigma = \theta_V - \theta_R$ , diferența de temperatură între tur și retur agent termic  $\sigma = 0$ . Fluxul termic unitar maxim al zonei marginale ale pardoselii se calculează pentru  $\theta_{Fmax} = 35^\circ\text{C}$  și  $\sigma = 0$ .

Fluxul termic unitar  $q$  este funcție de următorii parametri:

- pasul conductei  $T$ ;
- grosimea  $s_u$  și conductivitatea termică  $\lambda_E$  sau  $\lambda_u$  a stratului deasupra conductei;
- rezistența termică  $R_{\lambda, B}$  a pardoselii finite;
- diametrul exterior al conductei  $D = d_a$ , incluzând eventual și un strat de protecție ( $D = d_m$ ); de conductivitatea termică a conductei  $\lambda_R$  și eventual cea a stratului de protecție  $\lambda_M$ ;
- stratul de difuzie al căldurii, caracterizat de valoarea  $K_{WL}$ ;
- contactul între conductă și difuzor sau stratul de înglobare, caracterizat prin factorul  $a_k$ .

Fluxul termic este proporțional cu diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_r - \theta_R}{\ln \frac{\theta_r - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} \quad (4.17)$$

Fluxul termic este orientat în sus, se calculează cu relația:

$$q = B \prod_i (\alpha_i^m) \Delta\theta_H \quad (4.18)$$

în care:  $B$  - coeficientul caracteristic al sistemului, în  $W/(mK)$

$\prod_i (\alpha_i^m)$  - produsul dintre parametrii structurii pardoselii

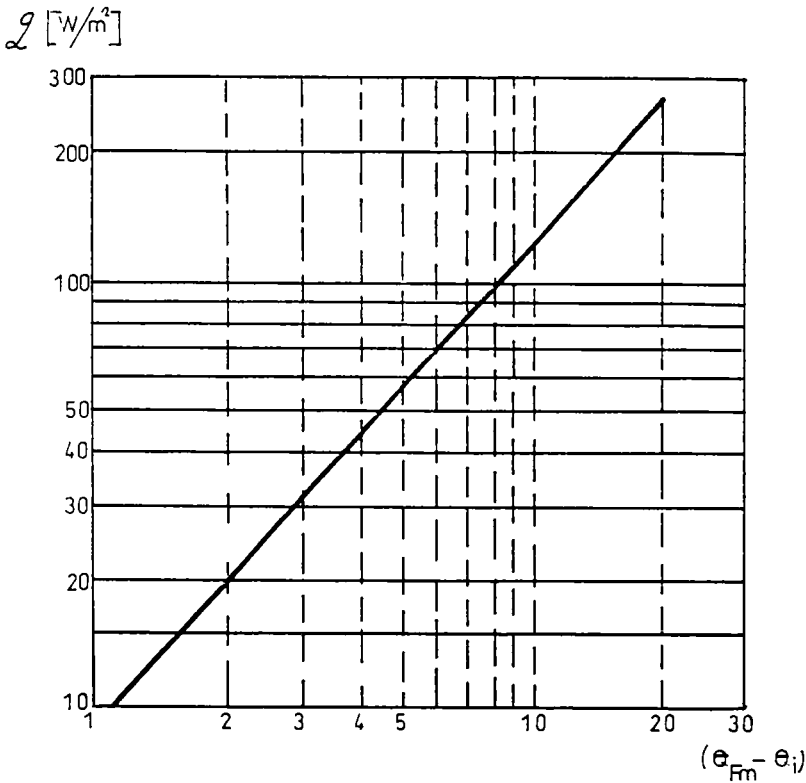
Pentru sistemele de încălzire prin pardoseală, având elemente suplimentare pentru difuzia căldurii, fluxul termic este influențat de interspațiile de aer, iar ecuația 4.18 se va înmulți cu un coeficient  $a_z$  determinat experimental.

##### 4.5.1.1 SISTEME DE ÎNCĂLZIRE DE TIP A SAU C

Curbele caracteristice ale sistemelor de încălzire de tip A sau C se calculează cu relația:

$$q = B \alpha_B \alpha_T^{mT} \alpha_U^{mU} \alpha_D^{mD} \Delta\theta_H \quad (4.19)$$





$\theta_i$  - temperatura interioară nominală, °C;  $\theta_{Fm}$  - temperatura medie a suprafeței pardoselii °C;  
 $q$  - fluxul termic unitar, W/m<sup>2</sup>;  $q = 8,92 (\theta_{Fm} - \theta_i)^{1,1}$

Fig. 4.5 Nomograma pentru determinarea fluxului termic unitar

în care:

$B = B_0 = 6,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  pentru conductivitatea termică a conductei  
 $\lambda_R = \lambda_{R,0} = 0,35 \text{ W/(mK)}$  și pentru o grosime a conductei  
 $S_R = S_{R,0} = (d_a - d_i) / 2 = 0,002 \text{ m}$ .

Pentru materiale cu altă conductivitate termică sau o altă grosime, fie cu un strat de protecție a conductei, B se calculează conform paragraf 4.5.1.4.

$a_B$  - factorul pardoselii finite,  $a_B = f(\lambda_E, R_{iB})$ , tabelul A.1

$a_T$  - factor în funcție de pasul dintre conducte, tabelul A.2

$a_U$  - factor caracteristic al pardoselii, tabelul A.3

$a_D$  - factor în funcție de diametrul exterior, tabelul A.4

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075} \quad \text{se aplică dacă: } 0,05 \text{ m} \leq T \leq 0,375 \text{ m}$$

$$m_U = 100(0,045 - S_u) \quad \text{se aplică dacă: } S_u \geq 0,015 \text{ m}$$

$$m_D = 250(D - 0,02) \quad \text{se aplică dacă: } 0,01 \text{ m} \leq D \leq 0,03 \text{ m}$$

Dacă  $T > 0,375 \text{ m}$  fluxul termic se calculează cu relația:

$$q = q_{0,375} \frac{0,375}{T}$$

#### 4.5.1.2 SISTEME DE ÎNCĂLZIRE DE TIP B

Pentru sistemele de încălzire de tip B, variația presiunii și a conductivității termice se introduc prin factorul  $a_U$ . Curba caracteristică se calculează cu relația:

$$q = B a_B a_T^{m_T} a_U a_{WL} a_K \Delta\theta_H \quad (4.20)$$

în care:

$$B = B_0 = 6,5 \text{ W/(mK)}$$

$$a_T - \text{factor în funcție de pasul dintre conducte, tabelul A.7; } a_T = f(s_U / l_U)$$

$$m_T = 1 - T/0,075 \text{ pentru } 0,05 \leq T \leq 0,45 \text{ m}$$

$$a_U = f(s_U / l_U), \text{ tabelul A.8;}$$

$$a_{WL} - \text{factorul stratului de difuzie, tabelul A.10; } a_{WL} = F(K_{WL}, T, D)$$

$$K_{WL} = \frac{s_{WL} \cdot \lambda_{WL} + b_u \cdot s_u \cdot \lambda_u}{0,125} \quad (4.21)$$

în care:

$$b_u = f(T), \text{ tabelul A.9}$$

$s_{WL} \cdot \lambda_{WL}$  - produsul dintre grosimea și conductivitatea termică a stratului de difuzie;

$s_u \cdot \lambda_u$  - produsul dintre grosimea și conductivitatea termică a stratului de beton simplu;

Dacă lățimea stratului de difuzie  $L < T$ , valorile din tabelul A.10 se vor schimba din :

$$a_{WL} = a_{WL, L=T} \quad \text{în} \quad (4.22)$$

$$a_{WL} = a_{WL, L=T} - (a_{WL, L=T} - a_{WL, L=0}) \cdot [1 - 3,2(L/T) + 3,4(L/T)^2 - 1,2(L/T)^3]$$

Factorii  $a_{WL, L=T}$  și  $a_{WL, L=0}$  se determină din tabelul A.10.

$a_K$  - factor de corecție funcție de aderență, tabelul A.11;  $= f(T)$

$a_B$  - factorul pardoselii finite;

$$a_B = \frac{1}{1 + B \cdot a_u \cdot a_T^{m_T} \cdot a_{WL} \cdot a_K \cdot R_{\lambda, B} \cdot f(T)} \quad (4.23)$$

$$\text{în care: } f(T) = 1 + 0,44\sqrt{T}$$

#### 4.5.1.3 LIMITELE ADMISE ALE FLUXULUI TERMIC UNITAR

Fluxul termic limită, respectiv curba caracteristică limită se determină pentru temperatura maxim admisă a pardoselii și se calculează cu relația;

$$q_G = \varphi \cdot B_G \left[ \frac{\Delta\theta_H}{\varphi} \right]^{n_G} \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.24)$$

în care:

$B_G$  - coeficient conform tabelului A.5 pentru sistemele de tip A sau C, și conform tabelului A.12 pentru sistemele de tip B.

$n_G$  - coeficient conform tabelului A.6 pentru sistemele de tip A sau C, și conform tabelului A.13 pentru sisteme de tip B.

$\varphi$  - factor de conversie a valorilor  $\theta_{F,\max}$  și  $\theta_i$ .

$$\varphi = \left[ \frac{\theta_{F,\max} - \theta_i}{\Delta\theta_0} \right]^{1,1} \quad \text{pentru} \quad \Delta\theta_0 = 9K \quad (4.25)$$

Intersecția dintre curba caracteristică de bază și curba limită admisă, se calculează cu relația:

$$\Delta\theta_{H,G} = \varphi \cdot \left[ \frac{B_G}{B \cdot \Pi_i (\alpha_i^m)} \right]^{1/n_G} \quad (4.26)$$

În tabelul A.14 sînt indicate valorile pentru  $q_{G,\max}$  în funcție de temperatura maxim admisă a suprafeții pardoselii  $\theta_{F,\max}$  și de temperatura interioară a încăperii  $\theta_i$ .

#### 4.5.1.4 INFLUENȚA CARACTERISTICILOR CONDUCTEII ASUPRA FLUXULUI TERMIC

Factorii  $B_0$  se determină cu ecuațiile 4.20 și 4.21 pentru o conductivitate termică a conductei  $\lambda_{R,0} = 0,35 \text{ W/(mK)}$ , o grosime a peretelui conductei  $s_{R,0} = 0,002\text{m}$  și un flux termic unitar orientat în jos  $q_U = 0,1q$ . Pentru alte materiale (tabelul A.15) cu caracteristicile  $\lambda_R, s_R$ , factorul B se determină cu relația:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{1,1}{\pi} \cdot \Pi_i \cdot (\alpha_i^m) \cdot T \cdot \left[ \frac{1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_R} - \frac{1}{2\lambda_{Rp}} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_{R,0}} \right]$$

Dacă conducta este prevăzută cu un strat de protecție suplimentar, avînd diametrul exterior  $d_M$ , diametrul interior  $d_a$  și conductivitatea termică  $\lambda_M$ , se va utiliza ecuația:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{1,1}{\pi} \cdot \Pi_i \cdot (\alpha_i^m) \cdot T \cdot \left[ \frac{1}{2\lambda_M} \ln \frac{d_M}{d_a} + \frac{1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_R} - \frac{1}{2\lambda_{Rp}} \ln \frac{d_M}{d_M - 2s_{R,0}} \right]$$

#### 4.5.2 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A VARIABILELOR SUPLIMENTARE

Pentru pardoselile radiante de construcție particulară, care nu corespund cu tipurile A, B sau C, se introduce coeficientul  $a_z$  în ecuația de calcul a fluxului termic unitar. Determinarea coeficientului  $a_z$  se va face experimental în următoarele condiții:

- se execută o pardoseală radiantă experimentală cu dimensiunile de  $1 \times 1\text{m}$ , avînd trei conducte înglobate, figura 4.6;
- cele două conducte marginale au rolul de protecție, în vederea obținerii unei distribuții uniforme a temperaturii în jurul conductei de încălzire centrale.

- rezistența termică superficială  $1/\alpha$ , se înlocuiește cu o rezistență conductivă  $S/\lambda$  de aceeași valoare medie, diferența admisă este  $\pm 0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{S}{\lambda} = 0,0926 \quad \text{m}^2\text{K/W}$$

Materialul utilizat trebuie să fie cauciuc natural (masa  $1000 \text{ kg/m}^3$ ) și instalația trebuie să asigure contactul între stratul de transfer termic și probă.

- temperatura se măsoară cu o precizie de  $\pm 0,1 \text{ K}$ ; diferența de temperatură  $\theta_v - \theta_r$  să nu depășească  $0,3 \text{ K}$ ;

- se măsoară temperatura în structură și se reglează temperatura agentului termic  $\theta'_H$  astfel încât la o temperatură interioară  $\theta_i$  a plăcii de răcire, să se asigure temperatura medie a suprafeței pardoselii  $\theta_{F,m}$ .

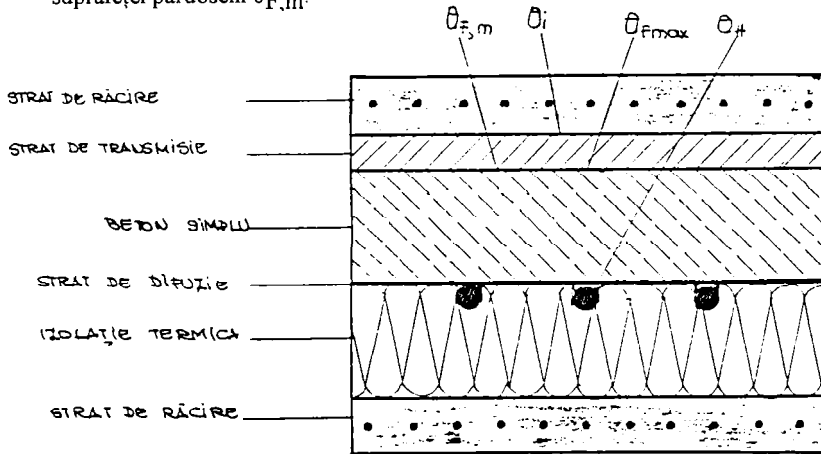


Fig. 4.6 Instalație experimentală pentru determinarea factorului suplimentar  $a_z$ , în cazul construcțiilor speciale

- se va face o a doua încercare pe aceeași structură, dar care nu mai are elemente suplimentare și permite calculul fluxului termic cu ecuațiile 3.3 și 3.4, cu temperatura agentului termic  $\theta_H$  reglată în așa fel încât să se obțină aceeași  $\theta_{F,m}$

Factorul  $a_z$  se calculează cu relația:

$$a_z = \frac{\theta_H - \theta_i}{\theta_H - \theta_{F,m}} \quad \text{pentru } \theta_{F,m} = \text{const.}$$

Încercările se vor face pentru valorile lui  $R_{\lambda,B}$  de  $0; 0,05; 0,10; 0,15 \text{ m}^2\text{K/W}$ , și în funcție de  $T$  respectiv  $s_U$  se vor trasa curbele caracteristice:  $q = f(\Delta\theta_H, R_{\lambda,B})$

## CAPITOLUL 5

### PROGRAME DE CALCUL AL PARDOSELILOR RADIANTE

#### 5.1 PRINCIPII DE BAZĂ PENTRU CALCUL

Se utilizează relațiile lui CLAIN și CADIERGUES pentru calculul fluxului termic al unei pardoseli radiante.

a) Rezistența termică a pardoselii cu conducta înglobată este:

$$e = e_h + e_b$$

în care:

$$e_h = \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \uparrow + r_h \quad ; \quad e_b = \sum \frac{e_i}{\lambda_i} \downarrow + r_b$$

în care :  $e_i$  - grosimea stratului  $i$  ;

$\lambda_i$  - conductivitatea termică a stratului  $i$  ;

$r_h$  - rezistența termică superficială la nivelul suprafeței superioare;

$r_b$  - rezistența termică superficială la nivelul suprafeței inferioare;

$\uparrow$  - pentru straturile deasupra conductei înglobate;

$\downarrow$  - pentru straturile aflate sub conducta înglobată; O pardoseală de grosime  $e$  și  $\lambda=1$  va avea aceeași rezistență termică, în calcul se utilizează:

$$\alpha_h = \frac{e_b}{e} \quad ; \quad \alpha_b = \frac{e_h}{e}$$

$\alpha_h, \alpha_b$  - factorul de emisie în sus, respectiv în jos;

b) Rezistența termică totală : R

Calculul fluxului termic depinde de rezistența termică totală R ( $m^2K/W$ ),

$$R = R_1 + R_2 + R_3$$

$$R_1 = \frac{x}{\pi \lambda D_m}$$

$$R_2 = \frac{1}{\lambda_0} \left[ \frac{1}{2\pi} \ln\left(\lambda_0 \frac{e}{D_e}\right) \right] \tag{5.3 - 5.6}$$

$$R_3 = \frac{1}{\lambda_0} \left[ \frac{1}{2\pi} \ln\left(\frac{\sin \pi \alpha_h}{\pi}\right) + \frac{2}{\pi} \sum \frac{q^{2n}}{1 - q^{2n}} \frac{\sin^2(n \pi \alpha_h)}{n} \right]$$

în care:

$x$  - grosimea conductei, în m;

$D_m$  - diametrul mediu al conductei, în m;

$\lambda_0$  - conductivitatea termică a stratului de înglobare al conductei, în W/mK;

$\lambda$  - conductivitatea termică a conductei, în W/mK;

$D$  - diametrul exterior al conductei, în m;

$$q = \exp\left(\frac{-\pi d}{2 \lambda_0 e}\right)$$

$d$  - distanța (pasul) între conducte, în m;

c) Fluxul termic pe metru liniar de conductă:

$$Q = \frac{T - T_0}{R} \quad [\text{W/m}] \quad (5.7)$$

în care:

$T_h$  - temperatura mediului ambiant deasupra pardoselii, în °C;

$T_b$  - temperatura mediului ambiant de sub pardoseală, în °C;

$T_0$  - temperatura rezultantă, în °C;

$$T_0 = \alpha_h \cdot T_h + \alpha_b \cdot T_b \quad (5.8)$$

$T$  - zeperatura agentului termic din conductă, în °C;

În cazul în care pardoseala radiantă este situată între două medii cu aceeași temperatură, temperatura rezultantă va fi egală cu temperatura mediului ambiant.

d) Fluxul termic pe metru pătrat de pardoseală:

$$q = \frac{Q}{d} = \frac{T - T_0}{R/d} \quad [\text{W/m}^2] \quad (5.9)$$

Se descompune în:

$$\text{fluxul termic orientat în sus: } q_h = \alpha_h \cdot q - \frac{T_h - T_b}{e}$$

$$\text{fluxul termic orientat în jos: } q_b = \alpha_b q + \frac{T_h - T_b}{e}$$

$$q = q_h + q_b$$

Dacă pardoseala radiantă separă două medii cu aceeași temperatură:

$$T_0 = T_h = T_b$$

$$q_h = \alpha_h \cdot q$$

$$q_b = \alpha_b \cdot q$$

e) Expresia fluxului termic în funcție de pierderile de căldură ale încăperii:

$$S \cdot q_h = S \alpha_h \cdot q - S \cdot K \cdot (T_h - T_b)$$

$$S \cdot q_b = (D_0 - D') - S \cdot K \cdot (T_h - T_b)$$

$$D_1 = D_0 - D' = S \alpha_h \cdot q \quad (5.10)$$

$$q = \frac{D_1}{S \cdot \alpha_h}$$

în care:

$$K=1/e$$

- $D_0$  - pierderile orare de căldură ale încăperii;
- $D'$  - aportul de căldură prin alte mijloace de încălzire;
- $S$  - suprafața pardoselii;

## 5.2 ALGORITMUL PENTRU CALCULUL FLUXULUI TERMIC

### a) Prezentarea generală a calculului:

Scopul calculului este de a alege un pas între conducte și de a determina temperatura corespunzătoare a agentului termic. Se consideră că pe întregul circuit conducta are același flux termic linear și același ecart de temperatură [63,64,108]. Se stabilesc condiții de funcționare :

- temperatura maximă a pardoselii  $T_{lim}$  ( de obicei 28 °C )
- temperatura agentului termic pe tur  $T_{dep}$  ( în general între 40...50 °C )

În funcție de temperatura aleasă pentru agentul termic pe tur, se fixează temperatura medie maximă admisă a apei ( de exemplu temperatura pe tur minus 2 °C ),  $T_{medm}$ .

Limitarea este necesară pentru a nu obține debite prea mari de agent termic.

Se notează  $C_{min} = 2 \cdot (T_{dep} - T_{medm})$

Se cunosc caracteristicile conductei: - diametrul; - grosimea; - rezistența termică, Se cunosc caracteristicile încăperii: -  $S$  suprafața totală a încăperii; -  $S$  suprafața pardoselii radiante; - rezistența termică deasupra și dedesubtul pardoselii; - pierderile de căldură ale încăperii; - aporturile de căldură prin alte sisteme de încălzire;

Conform relației 4.1, temperatura medie  $T$  se poate defini:

$$\frac{T - T_0}{R \cdot d} = \frac{D_1}{S \cdot \alpha_h} \tag{5.11}$$

$$T = T_0 + \frac{D_1 \cdot R \cdot d}{S \cdot \alpha_h}$$

Pentru a calcula  $T$ , e necesar să se calculeze mai întâi  $T_0$ .

### b) Calculul temperaturii agentului pentru pardoseala deasupra unui spațiu neîncălzit.

În acest caz pierderile de căldură sînt mai mari, prin  $D_{sol}$  - pierderi de căldură prin pardoseală:

$$D_{sol} = S_0 \cdot K \cdot (T_h - T_b)$$

$$T_0 = \alpha_h \cdot T_h + \alpha_b \cdot T_b \tag{5.12}$$

$$T_0 = (1 - \alpha_b) T_h + \alpha_b \cdot T_b = T_h - \alpha_b \cdot (T_h - T_b) = T_h - \frac{\alpha_b \cdot D_{sol}}{S_0 \cdot K}$$

pentru :  $K=1/e$

$$T_0 = T_h - e_h \frac{D_{sol}}{S_0}$$

Temperatura medie a agentului va fi:  $T = T_h + \frac{D_1 \cdot R \cdot d}{S \cdot \alpha_h} - \frac{e_h \cdot D_{sol}}{S_0}$

### c) Calculul temperaturii agentului pentru pardoseală așezată direct pe sol.

Solul se poate considera tot ca un spațiu cu temperatură constantă.

$$D_{sol} = \frac{S_0}{e} (T_h - T_{ext}) \quad e = \frac{S_0}{D_{sol}} (T_h - T_{ext})$$

de unde:

$$\alpha_h = \frac{e_h \cdot D_{sol}}{S_0 \cdot (T_h - T_{ext})}$$

Calculul în continuare este identic cu paragraful anterior.

#### d) Algoritmul general de calcul

Calculul se împarte în următoarele etape:

- Ținând seama de limitarea temperaturii superficiale a pardoselii și de rezistența termică superficială  $1/\alpha_i = 11,6$ , se determină necesarul specific pe metru pătrat:  $B_{spe} = D_1 / S$  limitat la  $(T_h - T_{lim}) \cdot 11,6$ , ceea ce indică dacă este posibilă acoperirea necesarului de căldură numai cu pardoseala radiantă.
- Se calculează  $\alpha_h$  funcție de caracteristicile termice ale pardoselii și de  $D_{sol}$ .
- Se calculează fluxul termic total pentru toate variantele de pași posibile  $q_{pas}$ .
- Se calculează pentru fiecare pas, temperatura medie a agentului T :

$$T_{pas} = T_h + \frac{B_{spe}}{q_{pas} \cdot \alpha_h} - \frac{D_{sol}}{S_0 \cdot e_h}$$

- Se alege pasul cel mai mare posibil, pentru care  $T_{pas} < (T_{dep} - C_{min}) / 2$ . Dacă condiția nu este satisfăcută, înseamnă că temperatura pe tur este prea mică și nu poate asigura fluxul termic necesar. Se impune în acest caz  $T_{pas} = (T_{dep} - C_{min}) / 2$  pentru pasul cel mai mic posibil și se recalculază necesarul cu ajutorul relației 4.2.

- Lungimea totală a circuitului  $L_\Phi = S / d$ .

- Se calculează pierderile de căldură efective acoperite de pardoseala radiantă:  $D_2 = B_{spe} \cdot S$ .  
 Eventual există un deficit egal cu  $(D_1 - D_2)$ .

Fluxul termic total al circuitului :  $P_{total} = \frac{S}{R} (T - T_0) = \frac{D_2}{\alpha_h}$

### 5.3 ALGORITM PENTRU CALCULUL DEBITULUI

Debitul de agent termic necesar obținerii fluxului termic dorit, se determină pe baza datelor inițiale:

$$L = L_\Phi - L_{trecere} + L_{racord}$$

$$P_{circuit} = P_{total} \frac{L}{L_\Phi}$$

în care:

- L - lungimea conductei;
- $L_{trecere}$  - lungimea conductei ce alimentează un circuit dintr-o încăpere învecinată;
- $L_{racord}$  - lungimea conductei de racord;



Se consideră că aceste conducte au același flux termic linear ca și circuitul principal.

**a) Temperatura agentului termic din pardoseală.**

Dacă notăm: D- debitul de agent termic din conductă, l/h

l - lungimea conductei, m

t - temperatura în conductă, C

fluxul termic dQ de-a lungul unui segment de conductă de lungime dl se scrie:

$$dQ = \left( \frac{t - T_0}{R} \right) \cdot dl = -D \cdot 1,163 dt$$

$$\frac{dt}{t - T_0} = - \frac{dl}{R \cdot D \cdot 1,163}$$

Soluția ecuației este:

$$\ln \left( \frac{t - T_0}{T_{dep} - T_0} \right) = - \frac{l}{R \cdot D \cdot 1,163}$$

Sub formă exponențială:

$$t = T_0 + (T_{dep} - T_0) \cdot e^{-\frac{l}{R \cdot D \cdot 1,163}}$$

Temperatura agentului pe tur:

$$T_{ret} = T_0 + (T_{dep} - T_0) \cdot e^{-\frac{l}{R \cdot D \cdot 1,163}} \tag{5.15}$$

**b) Temperaturra medie a agentului termic T<sub>m</sub>:**

$$P_{total} = (T_m - T_0) \cdot L / R$$

$$P_{total} = D \cdot 1,163 \cdot (T_{dep} - T_{ret})$$

$$\frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_m - T_0} = \frac{L}{R \cdot D \cdot 1,163}$$

Relația 5.15 se poate scrie:

$$T_{ret} = T_0 + (T_{dep} - T_0) \cdot e^{-\frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_m - T_0}}$$

$$T_{dep} - T_{ret} = (T_{dep} - T_0) + (T_0 - T_{ret})$$

$$T_{dep} - T_{ret} = (T_{dep} - T_0) \cdot (1 - e^{-\frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_m - T_0}})$$

Ecuația permite calculul temperaturii pe tur în funcție de temperatura medie, fiind o ecuație implicită, se pretează la un calcul automat.

Debitul de agent termic:

$$D = \frac{P_{total}}{1,163 \cdot (T_{dep} - T_{ret})}$$

Rezolvarea ecuației implicite:

$$\frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_{dep} - T_0} = \left( 1 - e^{-\frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_{dep} - T_0} \cdot \frac{T_{dep} - T_0}{T_m - T_0}} \right)$$

$$X = \frac{T_{dep} - T_{ret}}{T_{dep} - T_0} \quad ; \quad a = \frac{T_{dep} - T_0}{T_m - T_0}$$

Ecuția devine:

$$f(X) = X + e^{-aX}$$

$$f'(X) = 1 - a \cdot e^{-aX}$$

$$X_0 = 1 \quad X_{n-1} = X_n - \frac{f(X_n)}{f'(X_n)}$$

Aproximațiile uzuale sînt:

$$T_m = \frac{T_{dep} + T_{ret}}{2}$$

$$e^{-\frac{L}{R \cdot D \cdot 1,163}} \approx -\frac{L}{R \cdot D \cdot 1,163} \tag{5.16}$$

$$P_{total} = \frac{L}{R} \left( \frac{T_{dep} + T_{ret}}{2} - T_0 \right)$$

c) Problema de echilibrare a pierderilor de presiune- necesită calculul:

- pierderilor de presiune lineare pe circuit
- pierderi de presiune locale pe circuit
- pierderi de presiune în elementul de reglaj al colectorului.

## 5.4 PASUL DINTRE CONDUCTE ȘI TEMPERATURA AGENTULUI TERMIC

### 5.4.1 INFLUENȚA PASULUI DINTRE CONDUCTE

Factorii determinanți ai randamentului unei instalații de încălzire prin pardoseală sunt:

- temperatura, viteza și debitul agentului termic;
- pasul dintre conducte;
- conductivitatea și grosimea conductei;
- conductivitatea și grosimea stratului în care este înglobată conducta;
- rezistența termică a pardoselii finite.

Studiile efectuate pe diverse instalații au evidențiat rolul important al pasului dintre conducte și al temperaturii medii a agentului termic. Analiza pasului dintre conducte ne conduce la legea fizicii care exprimă că: fluxul termic linear al conductei înglobate este cu atât mai scăzut cu cât pasul este mai mare și invers. Explicația fenomenului constă în faptul că vectorul fluxului termic nu este însăși rețeaua de conducte, întrucât betonul de înglobare influențează conul de emisie ce se formează în dreptul conductei. În prezența unei densități mari de conducte, conurile de emisie tind să se întrepătrundă, ceea ce determină o limitare a emisiei lineare a fiecărei conducte.

Considerăm ca exemplu cazul unei alcătuiți cu:

- temperatura interioară 20 °C
- temperatura medie a agentului 40 °C;

- rezistența termică a pardoselii  $0,01 \text{ W/m}^2\text{C}$
- grosimea șapei de 65 mm.
- Dacă se trece de la pasul de 30 cm la un pas (mediu) de 15 cm, lungimea conductei crește cu 100% (de la  $3,33 \text{ ml/m}^2$  la  $6,66 \text{ ml/m}^2$ ), dar fluxul termic al pardoselii (orientat în sus) crește doar cu 35% (de la  $63,8 \text{ W/m}^2$  la  $86,1 \text{ W/m}^2$ ).
- Dacă se trece de la un pas de 20 cm, la un pas de 5 cm, lungimea (densitatea conductei) crește cu 300% (de la  $5 \text{ ml/m}^2$  la  $20 \text{ ml/m}^2$ ) în timp ce fluxul termic al pardoselii crește doar cu 24,8 % (de la  $78,1 \text{ W/m}^2$  la  $97,5 \text{ W/m}^2$ ). În același timp fluxul termic linear al conductei scade cu 68,6 % (de la  $15,6 \text{ W/ml}$  la  $4,9 \text{ W/ml}$ ). Reprezentările grafice sunt în figura 5.1.
- Dacă se trece de la un pas de 20 cm (pas standard) la un pas de 40 cm, se pierde doar o treime din fluxul termic al pardoselii (de la  $78,1 \text{ W/m}^2$  la  $49,7 \text{ W/m}^2$ ), în timp ce cantitatea necesară de conducte scade la jumătate ( de la  $5 \text{ ml/m}^2$  la  $2,5 \text{ ml/m}^2$ ).
- Dacă facem o corelație între pasul conductei și fluxul termic linear se constată că fluxul termic linear crește de 4 ori la trecerea de la pasul de 5 cm, la pasul de 30 cm. Se observă în același timp și o tendință de stabilizare începând de la pasul de 30 cm: fluxul termic linaer la pasul de 40 cm ( $19,9 \text{ W/ml}$ ) este aproape egal cu cel obținut în varianta cu pas de 30 cm ( $19,2 \text{ W/ml}$ ). Această tendință de stabilizare se explică prin faptul că începând de la un pas de 35 cm, conurile de emisie ale conductelor nu se mai întrepătrund, conform figurii 5.1.

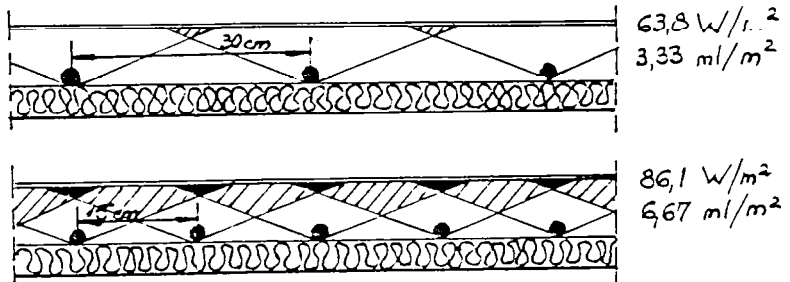


Fig. 5.1 Relații între pasul conductei și fluxul termic al pardoselii

În tabelul 5.1 sunt date valorile mărimilor caracteristice ale pardoselii radiante în funcție de pasul dintre conducte, pentru  $T_{\text{int}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_{\text{ag}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  și șapă de 65 mm.

Tabelul 5.1

PASUL [cm]	40	35	30	25	20	15	12,5	5
Lungimea conductei [ml/m <sup>2</sup> ]	2,5 -50%	2,86 -42,8%	3,33 -33,4%	4 -20%	5 0	6,67 +34%	8 +60%	20 +300%
Fluxul termic al pard. [W/m <sup>2</sup> ]	49,7 -36,4%	56,7 -27,4%	63,8 -18,3%	70,8 -9,3%	78,1 0	86,1 +10,2%	91,3 +16,9%	97,5 +24,8%
Fluxul termic linear [W/ml]	19,9 +27,6%	19,8 +26,9%	19,2 +23,1%	17,7 +13,5%	15,6 0	12,9 -17,3%	11,4 -26,9%	4,9 -68,6%

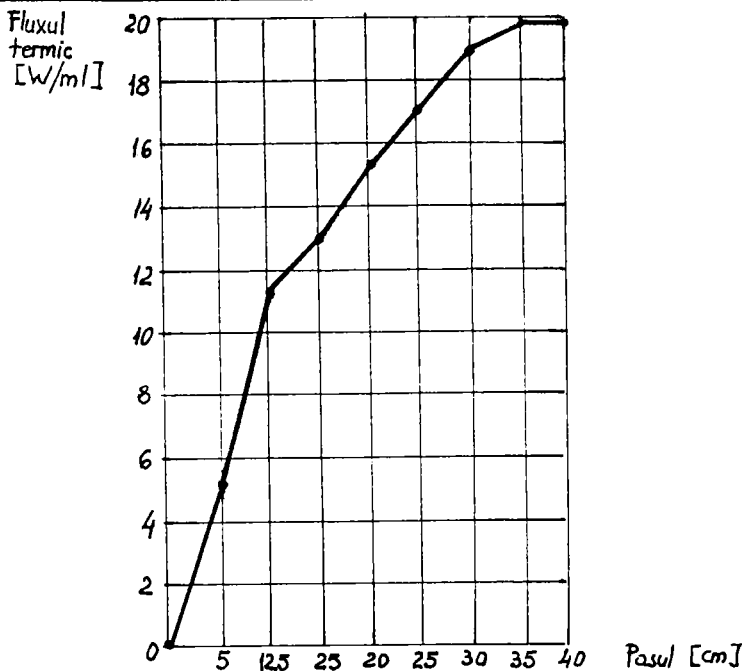


Fig. 5.2 Variația fluxului termic linear în funcție de pasul conductei

### 5.4.2 INFLUENȚA TEMPERATURII AGENTULUI TERMIC

Temperatura medie a agentului termic este un factor primordial al eficienței termice a pardoselilor radiante. Pe baza abacelor de calcul se constată că pentru o încăpere încălzită la 20 °C, prin ridicarea temperaturii agentului cu 2 °C ( între 41 și 43 °C) creșterea fluxului termic al pardoselii ( de la 82,1W/m<sup>2</sup> - 89,8W/m<sup>2</sup> ) este similară cu micșorarea pasului dintre conducte cu 5 cm( de la 20cm la 15cm ), ceea ce nu ridică prea mult costul instalației și nu influențează costurile de exploatare. In tabelul 5.2 se prezintă influența pasului dintre conducte și a temperaturii agentului termic asupra fluxului termic al pardoselii, după abacele de calcul.

Tabelul 5.2

Temp. med. agent [°C]	Fluxul termic orientat în sus în W/m <sup>2</sup> funcție de pas						
	35cm	30cm	25cm	20cm	15cm	12,5cm	5cm
35	42,6	47,7	53,1	58,6	64,5	68,4	73,2
36	45,4	51,1	56,5	62,5	68,8	73,1	78
37	48,3	54,2	60,2	66,4	73,2	77,6	82,9
38	51,1	57,5	63,6	70,4	77,4	82,2	87,8
39	53,9	60,7	67,2	74,3	81,9	86,7	92,6
40	56,7	63,8	70,8	78,1	86,1	91,3	97,5
41	59,5	67,3	74,5	82,1	89,6	93,7	100,7
42	62,5	70,4	77,9	85,9	93,8	98,1	105,5
43	65,3	73,6	81,4	89,8	98,1	102,6	110,3
44	68,7	76,7	85	93,7	102,4	107,1	115,2
45	70,9	79,9	88,5	97,6	106,7	111,6	120

Un exemplu ilustrativ al importanței temperaturii agentului termic asupra densității conductelor este următorul:

Pentru condițiile de mediu anterioare, presupunem fluxul termic necesar calculat de  $80 \text{ W/m}^2$ ; - ar fi suficientă o temperatură medie a agentului de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  și un pas de  $30 \text{ cm}$ ;

- pentru o temperatură medie a agentului de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  este necesar un pas de  $15 \text{ cm}$ ;

- pentru o temperatură medie a agentului de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  nu se obține  $80 \text{ W/m}^2$  nici chiar pentru pasul de  $5 \text{ cm}$ , după cum reiese și din figura 5.3.

Temperatura agentului termic este un factor al eficienței termice ce implică probleme ca:

- alegerea temperaturii de tur și a  $\Delta t$ , ceea ce condiționează temperatura medie a agentului termic;

- alegerea cea mai eficientă de așezare a conductelor.

În zonele mai reci ale încăperii, cu pierderi mai mari de căldură (lângă pereții exteriori, uși exterioare), așa numite zone marginale, este judicios de așezat conductele de tur, iar în zonele interioare unde pierderile de căldură sunt mai reduse, să se așeze conductele de retur.

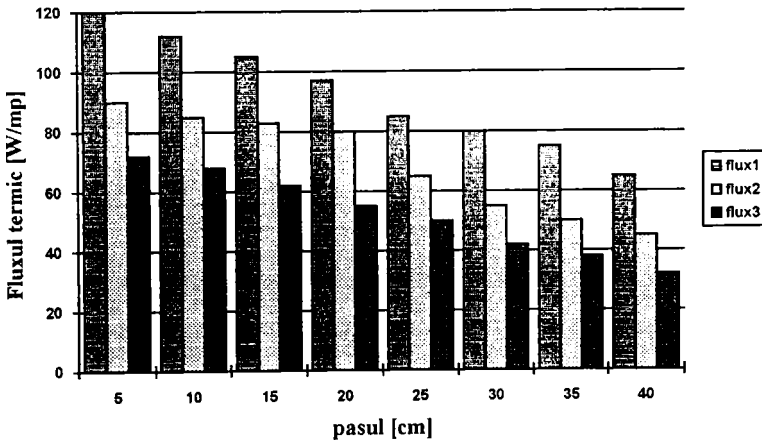


Fig. 5.3 Relații între temperatura medie a apei, pasul conductelor și fluxul termic al pardoselii

Din acest punct de vedere este preferată așezarea în serpentină, față de așezarea conductei în spirală dublă (alternanța conductelor tur-retur). Așezarea în spirală dublă permite mai ușor o variație a pasului, în schimb influența asupra randamentului termic este relativ redusă.

Variația pasului la așezarea în serpentină nu reprezintă factorul prioritar în creșterea fluxului termic în zonele marginale, esențial rămâne temperatura agentului termic, micșorarea pasului rămâne doar o măsură complementară.

### 5.4.3 CONCLUZII

.Fizic nu este posibil să se obțină o creștere substanțială a valorii fluxului termic prin simpla creștere a densității rețelei de conducte. Este indicat, mai mult din considerente financiare decât tehnice, să se mențină o lungime a conductelor de  $5 \dots 5,5 \text{ ml/m}^2$  pentru încăperi cu  $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  și izolate corespunzător, pentru un agent termic de joasă temperatură.

Se recomandă să se țină seama de influența temperaturii agentului termic, asupra fluxului termic al pardoselii, atunci când se alege soluția de așezare a conductelor.

### 5.5 PROGRAMUL DE CALCUL PARDOS

Asigurarea temperaturii maxim admise de 29 °C la nivelul suprafeței pardoselii, este direct dependentă de caracteristicile termice și grosimea straturilor care alcătuiesc panoul radiant. În condiții reale această temperatură variază în funcție de proprietățile termice ale spațiului încălzit în interacțiune cu variația factorilor climatici.

Prin programul de bază se pot studia câmpurile termice planice bidimensionale în regimuri termice tranzitorii.

Datele rezultate se pot valorifica pentru:

- studiul câmpului termic în elementele delimitatoare ale încăperii;
- urmărirea variației în timp a temperaturilor în anumite puncte din structuri;
- studiul încălzirii prin radiație.

Modelul fizic care stă la baza programului de calcul este un panou radiant dreptunghiular, format din elemente ( pătrate ), maxim 32 pe orizontală și 22 pe verticală. Pentru fiecare strat care alcătuiește panoul radiant, se indică caracteristicile materialului ( densitate, căldură specifică, conductivitate termică ) și grosimea. Conductele instalației de încălzire, înglobate în pardoseală, sunt considerate pătrate mici.

Ecuția de bază pe care este făcut programul, presupune că în timpul procesului elementar, temperaturile nu se modifică. Se scrie ecuația de bilanț termic, apoi efectul acestui transfer termic se traduce printr-o modificare a temperaturilor în interiorul componentelor, pe baza relației:

$$Q = m \cdot c \cdot dt / dt \quad 5.17$$

După aceea noile temperaturi rezultate se consideră temperaturi de început, procesul se repetă pentru pasul următor, ceea ce înseamnă că se indică de la început pasul de timp și de spațiu. În ce privește numărul de cicluri, acesta reprezintă raportul dintre timp și pasul de timp.

Programul permite detrmnarea câmpului termic după un număr de cicluri, respectiv după diverse perioade de timp de la pornirea instalației.

Exemplificările sunt efectuate pe tipuri de panouri radiante propuse de normele europene fig. 5.4 - 5.7, pentru o structură compusă din: șapă de 6 cm, izolație termică de 4 cm, beton armat de 10 cm; temperatura agentului termic de 40 °C, încât temperatura pardoselii nu a depășit 28 °C.

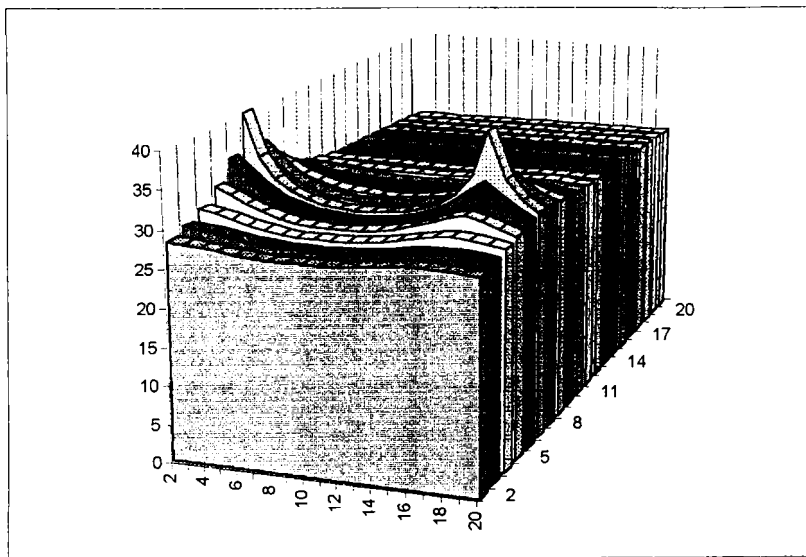


Fig.5.4 Variația temperaturii în pardoseala radiantă cu pasul conductei de 15 cm.

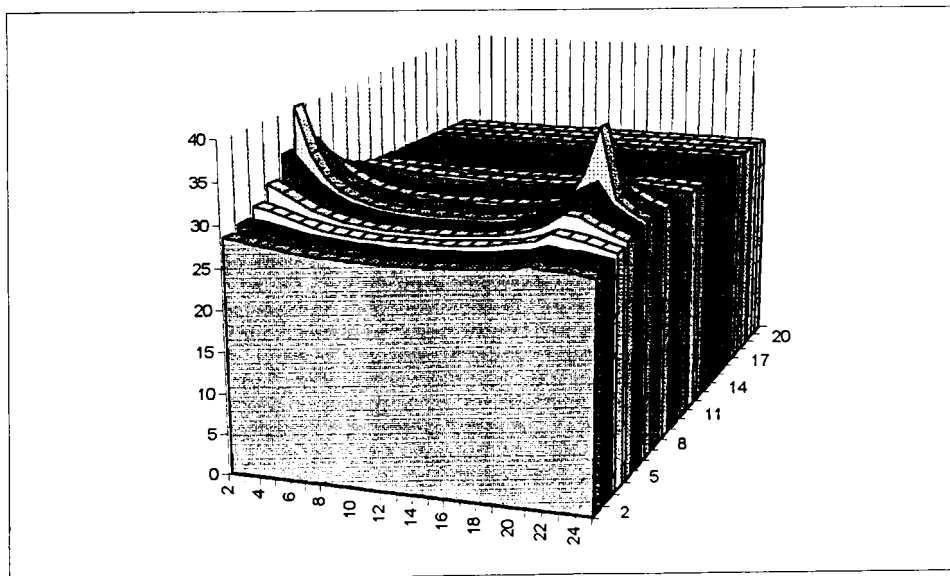


Fig.5.5 Variația temperaturii în pardoseala radiantă cu pasul conductei de 20 cm.

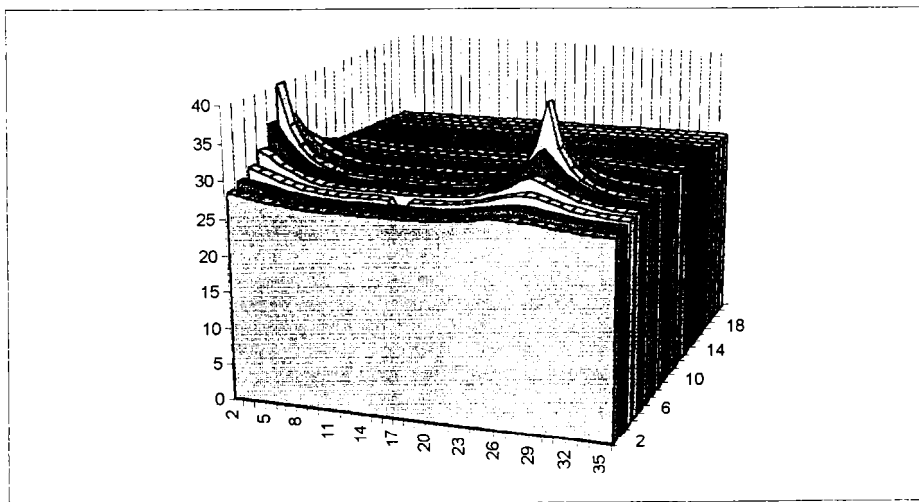


Fig.5.6 Variația temperaturii în pardoseala radiantă cu pasul conductei de 25 cm.

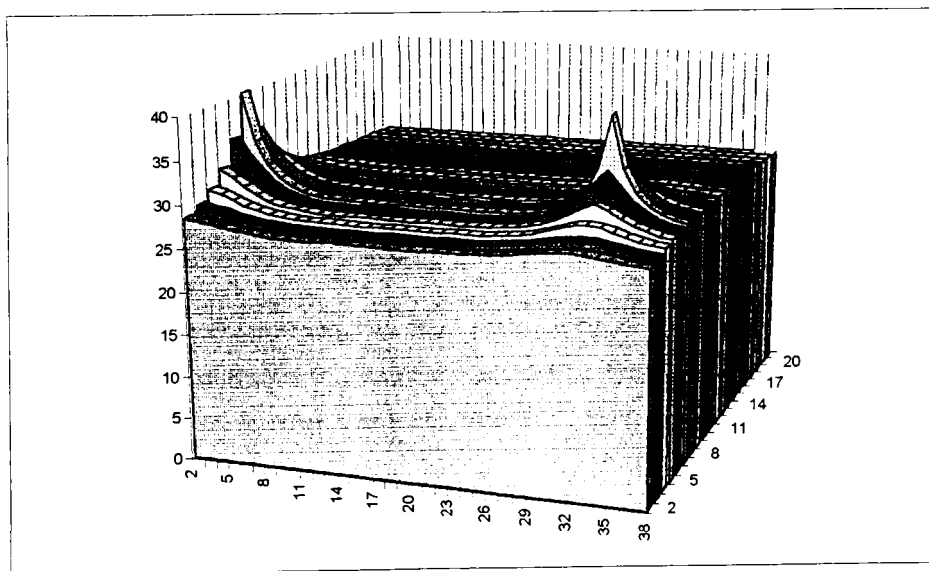


Fig.5.7 Variația temperaturii în pardoseala radiantă cu pasul conductei de 30 cm.



## CAPITOLUL 6

### COCLUZII GENERALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITORE

O mare parte a consumului energetic se înregistrează în scopul asigurării încălzirii în clădiri, respectiv a cerințelor de confort. De aceea este deosebit de important, atât din punct de vedere economic, cât și din motive ecologice, să se reducă acest consum de energie.

O posibilitate de reducere a necesarului de energie în clădiri constă în utilizarea de materiale termoizolatoare, corelate cu un sistem de încălzire de joasă temperatură ( prin radiație ), asigurând astfel toate cerințele de confort în clădiri.

Abordând subiectul acestei teze de doctorat, mi-am propus să contribuie la rezolvarea problemei confortului, pornind de la un cadru general de exigențe privind confortul, îmbinate cu dezvoltarea sistemelor de încălzire radiante.

Întrucât, confortul termic reprezintă scopul principal al funcționării instalațiilor de încălzire, am considerat necesar definirea mărimilor, indicilor și indicatorilor principali care califică mediul interior din acest punct de vedere.

\* În lucrare am introdus termeni recent apăruiți în limbajul de specialitate internațional, cu definițiile corespunzătoare, care în momentul de față au devenit mărimile de referință în aprecierea calității climatului interior.

\* Parametrii de apreciere a calității unui mediu închis, sunt distribuiți în încăperea ca rezultat al dezvoltării unor fenomene conductive, convective, radiante și dinamice, de aceea fiind necesară stabilirea tipului de modelare matematică caracteristică. Descrierea ecuațiilor fundamentale s-a limitat la cele aplicabile fenomenelor de schimb termic, din domeniul de interes al subiectului tezei. Am descris metodele de studiu și cercetare aplicabile pentru determinarea parametrilor

UCRES ( uniformitate a mediului, curenți de aer, radiația asimetrică, ecartul termic între nivelul cap-glezne, sol - pardoseală caldă sau rece ).

Clădirile trebuie proiectate și executate astfel încât ambianțele termice în spațiile ocupate de oameni, să corespundă exigențelor de confort stabilite în funcție de activitatea ce urmează să se desfășoare și de îmbrăcămintea adecvată.

În acest scop indicele PMV trebuie să aibă valori cuprinse în intervalul - 0,5.... +0,5 iar indicele PPD < 10 %.

În clădiri de locuit, confortul termic trebuie asigurat pentru majoritatea ocupanților ( 80 % ) la o activitate ușoară, în principal sedentară ( 1,2 met ), îmbrăcați normal ( 1,2 clo iarna și 0,5 clo vara ). Se admite ca aceste condiții de confort să nu fie satisfăcute o zi pe an iarna și cinci zile pe an vara.

În anotimpul friguros ( în perioada de încălzire a clădirilor ) se recomandă următoarele condiții de confort:

- temperatura operativă să fie în medie 22 °C în baie și cel puțin o încăpere, respectiv 20 °C în celelalte încăperi;
- diferența de temperatură pe verticală, între temperatura aerului măsurată la 1,8 m și la 0,1 m deasupra pardoselii, corespunzătoare nivelului capului și al gleznelor ( pentru o persoană în picioare ) sau la 1,1 m și respectiv 0,1 m ( pentru o persoană șezând ) trebuie să fie mai mică de 3 °C;
- temperatura pe suprafața pardoselii să nu depășească 26 °C, iar pentru sistemele de încălzire prin pardoseală se admite ca această temperatură să atingă 29 °C;
- viteza relativă medie a aerului să fie mai mică de 0,15 m/s;
- umiditatea relativă trebuie să fie cuprinsă între 30 ... 70 %;
- asimetria temperaturii radiante, datorită unui planșeu încălzit calculată în raport cu un plan elementar orizontal situat în zona ocupată la o înălțime de 0,6 m deasupra pardoselii, trebuie să fie mai mică de 5 °C;
- asimetria temperaturii radiante, datorită ferestrelor sau altor suprafețe verticale reci, calculată în raport cu un plan elementar vertical, situat în zona ocupată, la o înălțime de 0,6 m deasupra pardoselii, trebuie să fie mai mică de 10 °C.

În anotimpul calduros se recomandă îndeplinirea următoarelor condiții de confort:

- temperatura operativă trebuie să fie cuprinsă între 23 ... 26 °C pentru o viteză relativă a aerului de 0,3 m/s; temperatura operativă poate fi extinsă până la 28 °C, cu condiția creșterii vitezei aerului;

- diferența de temperatură pe verticală între temperatura aerului măsurată la 1,1 m și la 0,1 m deasupra pardoselii, corespunzătoare nivelului capului și al gleznelor pentru o persoană sezând, trebuie să fie mai mică de 3 °C.

\* Deoarece scopul principal al acestei teze de doctorat este de a defini corelația dintre parametrii de confort și funcționarea sistemelor de încălzire radiantă ( prin pardoseală ), utilizând un model de calcul analitic simplificat, am încercat să descriu cât mai explicit principiile care stau la baza acestor tehnici de cercetare. Am apelat pentru exemplificare la cele mai semnificative lucrări apărute în acest domeniu. Metoda fiind nouă, majoritatea soluțiilor sunt rezultatul unor programe de cercetare finanțate special în acest scop, la care am avut acces datorită stagiului de perfecționare de 12 săptămâni pe care l-am efectuat în Franța în anul 1994, urmărind seria de cercetări de la CSTB, CoSTIC- Marne la Vallee și Paris.

\* Pe parcursul cercetării experimentale am urmărit obținerea de valori reale, măsurate într-o cameră test în mărime naturală - încăperea EREDIS, asupra unor parametri ai confortului termic, în diverse variante de încălzire - convective, radiante. Valorile înregistrate din măsurători, au fost prelucrate din punct de vedere al semnificației fizice. Obținând practic cele mai optime mărimi ale parametrilor de confort în varianta încălzirii prin pardoseală.

Experimentările privind eficiența sistemelor de încălzire prin pardoseală, asupra asigurării parametrilor de confort termic, le-am efectuat și pe sistemul de pardoseală radiantă ( tip Qualiterm 2000 - donație a firmei LAING KFT Ungaria ) montat în încăperea C202a al Facultății de Construcții Timișoara.

\* Valorile experimentale au fost comparate cu valorile obținute pe baza unui model de calcul, care constă în identificarea zonelor cu mișcări particulare ale aerului din încăperea și divizarea domeniului de studiu în funcție de acestea. Modelarea matematică utilizează ecuații specifice zonelor particulare și reunește zonele într-un sistem unitar cu ajutorul ecuațiilor de bilanț.

\* În aprecierea eficienței sistemelor de încălzire prin pardoseală am plecat de la studiul diverselor metode de calcul a încălzirilor prin radiație, inclusiv a noimei europene supusă aprobării CEN ( Comitetul European pentru Standardizare ) urmărind diferențele realizate în funcție de materialele utilizate în execuție ( diverse structuri de panouri radiante ).

\* Programul de calcul PARDOS, mi-a permis studiul câmpului termic după diverse perioade de timp de la intrarea în funcțiune a instalației, prin comparație obținând evoluția câmpului termic tranzitoriu.

Aplicabilitatea modelului de calcul urmează să fie studiată și pentru regimul de funcționare din perioada caldă a anului, urmărind câmpurile termice și realizarea condițiilor de confort în situația vehiculării de apă rece în conductele înglobate în pardoseală.

\* Modelul de calcul și studiul eficienței sistemelor de încălzire prin pardoseală au urmărit realizarea temperaturii de confort ( maxim  $29^{\circ}\text{C}$  la nivelul pardoselii ) în condițiile variației pasului dintre conducte și a temperaturii agentului termic.

Teza de doctorat reprezintă un prim pas spre o metodă de studiu dezvoltată a parametrilor de confort termic interior, abordată din punct de vedere al problemelor de funcționare al sistemelor de încălzire radiante, sub interacțiunea efectelor dinamice, termice și ale factorilor de confort.

## AVANTAJELE ÎNCĂLZIRII PRIN PARDOSEALĂ

### CONFORTUL

- Nivelul de confort realizat prin utilizarea încălzirii prin pardoseală cu agent termic de joasă temperatură are la bază:
  - SUPRAFAȚA MARE DE TRANSFER TERMIC (practic întreaga pardoseală a încăperii)
  - TEMPERATURA SCĂZUTĂ a suprafeții pardoselii (  $28^{\circ}\text{C}$  )
  - MODUL DE TRANSFER TERMIC
- Transferul termic al încălzirii prin pardoseală este atât radiant cât și convectiv, se obține omogenitatea temperaturilor, se elimină stratificarea termică respectiv curenții de aer;
- Temperatura rezultantă, un prim indicator al echilibrului termofiziologic uman în mediul ambiant, se bazează pe echilibrul dintre temperatura medie de radiație și temperatura aerului;
- Datorită temperaturii scăzute a suprafeții pardoselii, se elimină carbonizarea prafului și înnegrirea pereților;

### ECONOMIE

- Economia de combustibil, asociată cu temperatura scăzută a agentului termic permite realizarea unor performanțe energetice maxime;
- Datorită naturii convective și radiante a transferului termic, se poate reduce temperatura aerului interior, păstrând același grad de confort;

- Reducerea stratului cald situat aproape de tavan, permite diminuarea pierderilor de căldură ( la o micșorare cu 1 °C a acestei temperaturi, se asigură o economie de ~ 7% );
- Crește durata de exploatare a echipamentului, ceea ce permite reducerea costurilor de întreținere (reducerea temperaturilor în unele cazuri la 40 °C, determină o considerabilă creștere a duratei de exploatare a diverselor componente)

### **ESTETICĂ**

- Sistem de încălzire care permite încadrarea în orice tip de încăpere
- Oferă posibilități nelimitate de decorare ale încăperii

### **SIGURANȚĂ**

- Deși temperatura maximă de 90 °C utilizată în celelalte sisteme de încălzire nu prezintă un pericol în sensul strict al cuvântului, în cazul acestui sistem, contactul direct nu crează nici un risc

### **APLICARE PRACTICĂ ÎN EUROPA**

- GERMANIA 40,8 % • SUECIA 48,0 % • AUSTRIA - 25 % • FRANȚA 13,2 %  
din locuințele construite după 1989 sunt cu încălzite prin pardoseală;

**BIBLIOGRAFIE**

1. **ADUNKA, F.**  
*Wärmemengenmessung.* Essen, Vulkan-Verlag, 1984.
2. **ALLARD, F.**  
*Contribution a l' étude de transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées a grand nombre de Rayleigh.* Thèse de Doctorat d' Etat et Sciences, INSA Lyon, 1987.
3. **ALT, C. u. WEBER, F.**  
*Reinhalung der Luft.* Karlsruhe, Müller - Verlag, 1973.
4. **ANDJULOVICI, A.**  
*Confortul termic în clădiri.* Ed. Tehnică București, 1966.
5. **ANDREAS, U., WINTER A. u. WOLFF D.**  
*Regelung heiztechnischer Anlagen.* Düsseldorf, VDI - Verlag, 1985.
6. **ANQUEZ, J. et CROISSET, M.**  
*L' exigence de confort thermique au voisinage des parois froides.* Chaiers du CSTB nr. 833, 1969.
7. **Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik,**  
*Dimensionierung von Wasserheizungen.* München Oldenbourg - Verlag, 1977.
8. **ASHRAE, Standard**  
*Thermal environmental conditions for human occupancy. (55 - 1981; 55 - 1992 )*
9. **ASHRAE - HANDBOOK,**  
Publ. Dept. New York, Applications, Equipment, Fundamentals 1981, 1983.
10. **AUDOIN, BERGER, PAUSE et SCHNEIDER**  
*Études d' ambiances de rayonnement.* CSTB, cah. 218, 1980.
11. **AWBI, H.B.**  
*Scale effect in room air movement modelling.* Roomvent, Oslo, 1990.
12. **BANCEA, O.**  
*Cu privire la reglajul instalațiilor de încălzire prin pardoseală.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1993.

13. **BANCEA, O. și BORZA I.**  
*Asupra reglării calității aerului.* Simozion Internațional AIIR Timișoara, 1993.
14. **BANCEA, O.**  
*Considerații asupra factorilor unei instalații de încălzire prin pardoseală.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1995.
15. **BANCEA, O.**  
*Problematika metodelor de calcul a sistemelor de încălzire prin pardoseală.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1995.
16. **BANCEA, O.**  
*Aprecierea eficienței încălzirii prin pardoseală.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1995.
17. **BANCEA, O.**  
*Considrații cu privire la realizarea unui confort sport.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1996.
18. **BANCEA, O.**  
*Confortul și reglarea instalațiilor de ventilare.* Simpozion Internațional AIIR Timișoara, 1996.
19. **BANCEA, O.**  
*Caracteristicile termice ale mediului ambiental și efectele asupra factorului uman.* Conferința Internațională AIIR Timișoara, 1997.
20. **BANCEA, O.**  
*Étude des normes de dimensionnement et de mise en oeuvre du système de chauffage par tubes enrobés.* Rapport de stage, ENS Cachan, Departement Genie Civile, 1994.
21. **BANCEA, O.**  
*Technische Richtlinien für Fußbodenheizungen.* Tätigkeitsbericht, Technische Universität München, Lehrstuhl C Thermodynamic, 1994.
22. **BANCEA, O.**  
*Warmwasser - Fußbodenheizungen, Systemübersicht, Heizleistung, Auslegung.* Tätigkeitsbericht, Technische Universität München, Lehrstuhl C Thermodynamic, 1996.
23. **BANDRABUR, C.**  
*Curs de instalații de încălzire,* București, 1976.
24. **BANDRABUR, C. ș. a.**  
*Energii neconvenționale utilizate în instalațiile din construcții,* București, 1987.
25. **BEJAN, A.**  
*Convection heat transfer.* New York, John Willy and Sons, 1984.

26. **BELDINGS, H.S.**  
*The search for a universal heat stress index.* Physiological and Behavioral Temperature Regulation, eds. J.D. Hardy, 1970.
27. **CADIERGUES, R.**  
*Le système de chauffage.* PROMOCLIM, nr. 1 / 1975.
28. **CAERMER, W. u. NEUMANN, R.**  
*Wärmeschutz im Hochbau,* 1983.
29. **CERBE - HOFFMANN**  
*Einführung in die Wärmelehre.* Verlag Westermann, 1982.
30. **CLAIN, F.**  
*Calcul des températures maximales de sol chauffant.* Publications - La conception économique des bâtiments, Paris 1962.
31. **CLAIN, F. et CADIERGUES, R.**  
*Nouvelles données sur les panneaux incorporés.* Industries Thermiques Dec. 1962.
32. **COCHEBAT**  
*Guide de dimensionnement du chauffage par le sol.* Sept. 1992.
33. **COLLINS, K. J. and E. HOINVILLIE**  
*Temperature requirements in old age.* Building Services Engineering Research and Technology, Vol. 1 no. 4, 1980.
34. **COMITE TECHNIQUE CEN**  
*Projet de norme européen (EN) - Chauffage par le sol - Cochebat,* 1993.
35. **CUBE, H. L.**  
*Handbuch der Energiespartechniken.* Karlsruhe, Verlag Müller, 1983.
36. **DANIELS, K.**  
*Haustechnische Anlagen.* Düsseldorf, VDI - Verl. 1976.
37. **DEPECKER, P.**  
*Maitrise des ambiances habitées et repérage de la qualité thermique.* CFP, 1986.
38. **DEPECKER, P.**  
*Constitution et modes de transfert d'un savoir scientifique dans le champ de l'architecture. Le cas de la thermique.* Thèse d'Etat INSA de Lyon, 1985.
39. **DIX, H. M.**  
*Environment Pollution.* New York, Wiley - Verlag, 1981.



40. **DOERING, E. u. SCHDWILL, H.**  
*Grundlagen der technischen Thermodynamik.* Stuttgart, Verlag Teubriev, 1982.
41. **ECK, B.**  
*Technische Strömungslehre.* Springer-Verl. 1981.
42. **ELSNER, N. u. KRAFT, G.**  
*Heizungstechnik.* Dresden, 1973.
43. **ELSNER, N.**  
*Grundlagen der technischen Thermodynamik.* Berlin, Akademie - Verl. 1973.
44. **FAUCONNIER, R.**  
*La notion de confort.* Rapport final, Programme H2E85, Paris, 1983.
45. **FANGER, P. O.**  
*Calculation of thermal comfort: introduction of a basic comfort equation.* ASHRAE Transactions 73, 1967.
46. **FANGER, P. O.**  
*Thermal comfort.* Robert E. Krieger Publishing Company, Florida, 1982.
47. **FANGER, P. O.**  
*The variability of man's preferred ambient temperature, from day to day.* Ann. Science Physiology, 1973.
48. **FANGER, P. O. and LANGKILDE, G.**  
*Interindividual differences in ambient temperatur preferred by seated persons.* ASHRAE Trans. 1975.
49. **FANGER, P. O.**  
*Thermal comfort.* Danish technical press. Copenhagen, 1970.
50. **FOBELETS, A. P. R. and Q. P. GAGGE**  
*Rationalisation of the ET\* as a measure of the enthalpy of the human environment.* ASHRAE Trans. 1988.
51. **FRANCOIS, C. et MAALEY, J.**  
*Comparaison de différents émetteurs de chaleur du point de vue du confort thermique.* Cahiers du CSTB nr. 91, 1991.
52. **FRANCOIS, C. et MAALEY, J.**  
*Etude d' un profil de qualité d' une ambience UCRES.* Cahiers du CSTB nr. 91, 1991.

53. **FRIDMANN, P.**  
*Le calcul des planchers chauffant a eau chaude.* Les éditions Parisiennes, 1993.
54. **FUJII, T. and IMURA, H.**  
*Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination.* Int. Heat Mass Transfer, vol. 15, 1972.
55. **GABANYI, P.**  
*Planung von Fußbodenheizungen.* Düsseldorf, Krammer Verl. 1981.
56. **GAGGE, A. P., A. C. BURTON and H. D. BAZETT**  
*A practical system of units for the description of heat exchange of man with his environment.* Science Journal of Applied Physiology, 1971.
57. **GEMPER, B.**  
*Energieversorgung.* München, Verl. Vahlen, 1981.
58. **GILLES, R.**  
*Evaluation thermique des ambiances.* Cahier d'algorithmes nr. 3, Habitats climatiques REXCOOP, 1987.
59. **GIVONI, B.**  
*L'homme l'architecture et le climat.* Editions du Moniteur, 1989.
60. **GLÜCK, B.**  
*Strahlungsheizung - Theorie u. Praxis,* Berlin, VEB - Verl. 1981.
61. **GLÖTTLING, D. R. u. KUPPLER, F. H.**  
*Wärmestromverteilung.* Karlsruhe, Verl. Muller, 1981.
62. **GRANDJEAN, E.**  
*Wohnphysiologie.* Zürich, Verl. Artemis u. Winkler, 1973.
63. **GRELAT, A.**  
*Approche des phénomènes de circulation et de stratification de l'air dans les locaux chauffés - simulation thermique.* Étude réalisée pour le compte d'électricité de France, 1987.
64. **GRELAT, A. et BOIS, J. M.**  
*Étude du confort thermique d'été en habitat collectif par simulation numérique.* PROMOCLIM nr. 3, 1987.
65. **GRIGULL, U. u. SANDER, H.**  
*Wärmeleitung.* Springer Verl. 1979.
66. **HAUSEN, H.**  
*Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom u. Kreuzstrom.* Springer Verlag, 1976.

67. **HELL, F.**  
*Grundlagen der Wärmeübertragung.* Düsseldorf VDI - Verlag, 1982.
68. **HENNING, F.**  
*Temperaturmessung.* Springer Verlag, 1977.
69. **HILSCHER, G.**  
*Energie im Überfluß.* Hameln, Verlag Sponholtz, 1981.
70. **HOUGHTEN, F. C.**  
*Draft Temperatures and Velocities in Relation to Skin Temperature and Feeling of Warmth.* ASHVE Trans. 1983.
71. **HUTTER, E. et RIBERON, J.**  
*Étude des phénomènes thermoconvectifs à l' intérieur des pièces.* Communication CSTB / GEC nr. 89, 1967.
72. **IHLE, C. u. BOLZ, A.**  
*Heizungstechnik.* Stuttgart, Gentner - Verlag, 1979.
73. **ILINA, M., BRANDRABUR, C. ş. a.**  
*Instalații de încălzire.* Ed. Tehnică, București, 1992.
74. **INARD, C. et MOLLE, N.**  
*La chauffage par corps de chauffe: efficacité en confort et en consommation.* Revue Générale de Thermique. nr. 335 - 336, 1989.
75. **INARD, C., MOLLEN, N. et SIMONEAU, J. P.**  
*Modélisation anisotherme du chauffage des locaux par planchers chauffants.* Rev. Gén. Therm. Fr. nr. 358, 1991.
76. **INTYRE et GRIFFITHS**  
*Radiant temperature and comfort.* Proc. of CIB, Symposium. Thermal comfort and moderate heat, London, 1972.
77. **JUNKER, B.**  
*Klimaregelung.* München, Oldenbourg - Verlag, 1984.
78. **KAST, W. u. KLAN, M.**  
*Auslegung und Prüfung von Fußbodenheizungen.* VDI Berichte, nr. 464, 1982.
79. **KAST, W. u. BOHLE, U.**  
*Berechnung von Fußbodenheizungssystemen.* HLH - 36, 1985.
80. **KOLLMAR, A.**  
*La chauffage par rayonnement.* Ed. Oldenbourg, München, 1982.
81. **KREMERS, W. u. a.**  
*Neue Wege der Energieversorgung.* Braunschweig, Vieweg - Verlag.

- 1982.
82. **Krupp,**  
*Heizungs - Handbuch.* Hrsg. von G. Müller. Stuttgart, Kopf u. Co. 1975.
83. **LANGKILDE, G.**  
*Confort thermique.* Aspects physiologiques et psychologiques. INSERM, Paris, 1979.
84. **LAUER, H.**  
*Kunststoffrohr - Handbuch.* Essen, Vulkan - Verlag, 1978.
85. **LEONĂCHESCU, N.**  
*Termotehnică.* Ed. Did. Ped., București, 1981.
86. **MADSEN, T. L.**  
*Thermal comfort measurements.* ASHRAE Trans. vol. 82, 1976.
87. **MARRET, D.**  
*Qualité de la ventilation mécanique contrôlée .Influence du mode de chauffage sur le confort et les pertes thermiques dans l' habitat.* Thèse Doctorat es Sciences INSA de Lyon, 1981.
88. **MC INTYRE, D. A.**  
*The Thermal Radiation Field.* Building Science, 1974.
89. **MC INTYRE, D. A. and GRIFFITHS, I. D.**  
*The effect of Uniform and Asymmetric Thermal Radiation on Confort.* International Congress of Climatistics, Milan, 1970.
90. **MC INTYRE, D. A.**  
*Overhead Radiation and Confort.* The Building Services Engineer, 1976.
91. **MISSENERD, M.**  
*Climatique.* Ingenieurs Ecole Central des Arts et Manufactures I. P. C. Charenton, 1989.
92. **NEGRU, D.**  
*Transmiterea căldurii și dinamica gazelor.* Ed. I. P. T. "T. Vuia" Timișoara, 1990.
93. **NICULESCU, N. , ILINA, M. ș.a.**  
*Instalații de încălzire și rețele termice.* Ed. Did. Ped., București, 1985.
94. **NICULESCU, N., ILINA, M.**  
*Instalații de încălzire.* Ed. Did. Ped., București, 1974.
95. **OLSEN, B. W.**  
*Thermal comfort.* Technical Review, nr. 2, 1982.

96. **OLSEN, B. W.**  
*Comfort thermique.* Genie Climatique, nr. 7, 1987.
97. **OLSEN, B. W.**  
*Local thermal discomfort.* Technical Review, nr. 1, 1985.
98. **OLIVE, G.**  
*Actualisation du calcul des planchers chauffants.* PROMOCLIM, nr. 4, 1976.
99. **ORTH, D.**  
*Korrosion u. Korrosionsschutz,* Stuttgart, Wiss. Verlag, 1974.
100. **ORTH, D.**  
*Niedertemperatur - Wärmeversorgung.* Karlsruhe, Verlag Müller, 1981.
101. **PHILIPPE, P.**  
*Densité de tubes et température d'eau.* CFP, Mars, 1993.
102. **PIPPIG, G.**  
*Arbeitsblätter.* Düsseldorf, Krammer Verlag, 1974.
103. **PLEȘCA, Th.**  
*Construcții - curs.* București, 1981.
104. **PROFOS, P.**  
*Handbuch der industriellen Meßtechnik* Essen, Vulkan Verlag, 1983.
105. **PUSCHMANN, E.**  
*Grundzüge der technischen Wärmelehre.* Leipzig, Fachbücher Verlag, 1975.
106. **RECKNAGEL, SPRENGER**  
*Taschenbuch für Heizung Lüftung u. Klimatechnik.* Oldenbourg Verlag, 1988; 1989.
107. **REEKER, J. u. KRANEBURG, P.**  
*Haustechnik - Heizung, Lüftung, Klimatechnik.* Düsseldorf, Werner - Verlag, 1979.
108. **REGEFF, A. et HUTTER, E.**  
*L'émission du chauffage.* Cahiers du CSTB nr. 290, 1988.
109. **REICHE, Th. u. THIELEBEUDE, K.**  
*In Sachen Heizung gut beraten.* Wiesbaden, Bauverlag, 19884.
110. **REINDERS, H.**  
*Bau und Klima.* Kaast, Niederheim - Verlag, 1974.

- 111 RETEZAN, A., BANCEA, O. , ș. a.**  
· *Cu privire la unele aspecte tehnice ale confortului ambiental în clădiri.* Buletinul Științific și Tehnic, U.T.T., 1992.
- 112 RETEZAN, A., BANCEA, O. , CINCA, M.**  
· *Building installations and Ambient Comfort.* Buletinul Univ. Politehnica, Timișoara, 1996.
- 113 RETEZAN, A., BANCEA, O., ș.a.**  
· *Technical aspects of the ambient comfort in buildings.* International Conference I.A.Q. C.E.E. Cluj, 1993.
- 114 RETEZAN, A., BANCEA, O., ș. a.**  
· *The technical state of installations and the health of buildings.* Healthy Building Conference, Budapest, CIB - ISIAQ, 1994.
- 115 RICHTER, H.**  
· *Rohrhydraulik.* Berlin, Springer Verlag, 1970.
- 116 RIETSCHEL - RAISS**  
· *Heiz- u. Klimatechnik.* Düsseldorf, Krammer Verlag, 1972.
- 117 RIETSCHEL - RAISS**  
· *Heizung- u. Lüftungstechnik.* Berlin, Springer Verlag, 1965.
- 118 RIETSCHEL - RAISS**  
· *Traité de chauffage et de climatisation,* Dunod, 1974.
- 119 ROOS, H.**  
· *Hydraulik der Wasserheizung.* München, R. Oldenbourg Verlag, 1986.
- 120 SALMA, B.**  
· *Calcul des planchers chauffants et informatique.* Chaud - Froid - Plomberie, Nov., 1990.
- 121 SĂVULESCU, T. D.**  
· *Instalații de încălzire și ventilații.* Ed. Tehnică, București, 1985.
- 122 SCHAAL, G.**  
· *Bewertung u. Berechnung des Energieverbrauchs von KLT Anlagen.* Diss. Stuttgart, 1983.
- 123 SCHLAPPMANN, D.**  
· *Konvektiver Wärmeübergang an beheizte Fußböden.* Forsch. - Bericht, VDI -Z. nr. 97, 1982.
- 124 SCHLAPPMANN, D.**  
· *Planung von Warmwasser - Fußbodenheizungen.* Karlsruhe, Verlag Müller, 1983.

- 125 SEIFERT, K.**  
· *Wasserdampfdiffusion im Bauwesen.* Bauverlag, Berlin, 1974.
- 126 SPIEGEL - Dokumentation**  
· *Energiebewußtsein u. Energieeinsparung bei privaten Hausbesitzern*  
Hamburg, Spiegel - Verlag, 1981.
- 127 STEIMLE, F. u. SPENGELE, H.**  
· *Das h, x - Diagramm für feuchte Luft.* Stuttgart, Kopf u. Co. 1971.
- 128 STOHLER, F. U. JUFER, H. R.**  
· *Wirtschaftlich heizen.* AT - Verlag, CH / Aarau. 1984.
- 129 STOHLER, F.**  
· *Alternativ - Heizungssysteme.* Aarau (Schweiz) AT - Verlag, 1979.
- 130 STOIAN, V.**  
· *Construcții civile,* Lit. I.P.T.V. Timișoara, 1990.
- 131 STOIAN, V.**  
· *Higrotermia și acustica construcțiilor,* Lit. I.P.T.V. Timișoara, 1989.
- 132 STOIAN, V.**  
· *Curs -construcții civile,* Lit. I.P.T.V. Timișoara. 1982.
- 133 SWENSON, D.**  
· *Heating Technologie.* Breton Publ., North Scituate. 1983
- 134 TRAUPEL, W.**  
· *Grundlagen der Thermodynamik.* Karlsruhe. Verlag Braun. 1971
- 135 VDI - Arbeitsmappe**  
· *Heizungstechnik, Raumluftechnik, Sanitartechnik.* 6 Aufl. 1984
- 136 VOGT, MILLER - CHAGAS**  
· *Confort thermohygrométrique.* Definition physiologique et détermination pratique de zones de confort thermique. Annales de l'ITBTP. 1970
- 137 VOINESCU, V. NICULESCU, N. și LĂZĂRESCU, L.**  
· *Îndrumătorul instalatorilor.* Ed. Tehnică, București. 1964.
- 138 WAGNER, W.**  
· *Wärmeträgertechnik.* Grafelfing. Verlag. Resch. 1986
- 139 WHITACKER, S.**  
· *Fundamental Principles of the Heat Transfer.* England. Pergamon Press, 1977.
- 140 WINTER, F.W.**  
· *Technische Wärmelehre.* Essen, Girandet Verlag. 1975

- 141 ZIERHUT, H.**  
. *Heizungs - u. Lüftungsanlagen*. Stuttgart, Verlag Klett, 1976.
- 142 ZÖLLNER, G., KONZELMANN, M.**  
. *Warmwasser - Fußbodenheizungen*. Ki - Klima - Kälte - Heizung. 6 1993.
- 143 \*\*\* Qualite thermique des ambiances.** Cahiers Pedagogiques  
. Technique et Arhitecture - Agence Francaise pour la Maitrise de l' energie, 1989.
- 144 \*\*\* Fußbodenheizung,** Sanitarrohre + Rohrisolierung, FSR. Darmstadt.  
. Verlagsbüro Hamisch. 8 -12, 1990.
- 145 \*\*\* Norme ISO / TC 159**  
. *Ambiances thermiques moderées*. Determination des indices PMV et PPD et specifications des conditions de confort thermique.
- 146 \*\*\* IRS - Standard Român STAS 13149.** *Ambianțe termice moderate*  
. *Determinarea indicilor PMV și PPD și nivele de performanță pentru ambianță*. 1992.
- 147 \*\*\* Étude d' un profil de qualification des ambiances thermiques**  
. Le profil GRES ( Groupe de Recherche sur les Emetteurs de Chaleur )  
- Rapport de l' ADEME, 1992
- 148 \*\*\* LAING - Pardoseala radiantă.** Qualiterm 2000. 1995  
.



## CUPRINS

<b>Cap. 1</b>	<b>Confortul termic interior și criteriile de apreciere</b>	3
	<b>1.1 Generalități</b>	3
	<b>1.2 Schimbul de căldură om - mediu înconjurător</b>	4
	1.2.1 <i>Bilanțul termic al corpului omenesc</i>	4
	1.2.1.1 Ecuția generală de bilanț termic pentru corpul uman ca un întreg	5
	1.2.1.2 Ecuția de bilanț termic pentru corpul uman ca un ansamblu de două zone	6
	1.2.2 <i>Mărimi specifice cedărilor de căldură ale organismului</i>	6
	1.2.2.1 Cedarea căldurii sensibile de pe suprafața pielii	7
	1.2.2.2 Cedarea căldurii latente de pe suprafața pielii	8
	1.2.2.3 Cedarea de căldură sensibilă și latentă prin respirație	9
	1.2.2.4 Cedarea totală de căldură de pe suprafața pielii	14
	1.2.3 <i>Parametrii ecuației de bilanț termic</i>	16
	1.2.3.1 Suprafața corpului omenesc și metabolismul	16
	1.2.3.2 Coeficienții de transfer termic	18
	1.2.3.3 Izolația îmbrăcăminții și permeabilitatea la vapori	19
	1.2.3.4 Cedarea totală de căldură latentă	20
	1.2.3.5 Factorii mediului înconjurător	21
	<b>1.3 Mecanismul termoregulator</b>	25
	<b>1.4 Aprecierea confortului termic și a senzației termice</b>	26
	1.4.1 <i>Indicatori ai confortului termic</i>	26
	1.4.1.1 Temperatura rezultantă	26
	1.4.1.2 Temperatura efectivă	28
	1.4.1.3 Temperatura echivalentă	29
	1.4.1.4 Temperatura operativă umedă	29
	1.4.1.5 Indicele de confort termic	29
	1.4.2 <i>Condiții de confort termic</i>	31
	1.4.3 <i>Ecuția de confort termic</i>	32
	1.4.4 <i>Indicatorii de confort PMV și PPD</i>	37
	1.4.5 <i>Criteriul UCRES pentru calitatea unui mediu</i>	38
<b>Cap. 2</b>	<b>Efectele transferului termic prin radiație și convecție asupra confortului</b>	40
	<b>2.1 Introducere</b>	40
	<b>2.2 Transferul termic prin radiație</b>	42
	2.2.1 Legile radiației termice	44
	2.2.2 Schimbul de căldură prin radiație	48
	<b>2.3 Transferul termic prin convecție</b>	51
	<b>2.4 Transferul termic prin convecție și radiație</b>	53

	<b>2.5 Aprecierea sistemelor de încălzire după criteriile de confort</b>	54
	<b>2.6 Concluzii</b>	58
<b>Cap. 3</b>	<b>Aprecierea încălzirii prin pardoseală</b>	61
	<b>3.1 Temperatura medie de radiație și confortul termic</b>	61
	<b>3.2 Aprecierea eficienței</b>	68
	3.2.1 Model numeric	69
	3.2.2 Model experimental	71
	3.2.3 Eficiența sistemului de încălzire	75
	<b>3.3 Concluzii</b>	77
<b>Cap. 4</b>	<b>Metode de calcul a sistemelor de încălzire prin pardoseală</b>	80
	<b>4.1 Introducere</b>	80
	<b>4.2 Metode de calcul clasice ale încălzirii prin pardoseală în regim permanent</b>	80
	4.2.1 Metoda similitudinii	81
	4.2.2 Metoda numerică	83
	<b>4.3 Tipuri de panouri radiante</b>	84
	<b>4.4 Studiu comparativ pe tipuri de panouri radiante</b>	85
	<b>4.5 Calculul încălzirii prin pardoseală după Norma Europeană</b>	87
	4.5.1 Metode pentru determinarea fluxului termic	87
	4.5.1.1 Sisteme de încălzire de tip A sau C	88
	4.5.1.2 Sisteme de încălzire de tip B	90
	4.5.1.3 Limite admise ale fluxului termic unitar	90
	4.5.1.4 Influența caracteristicilor conductei asupra fluxului termic unitar	91
	4.5.2 Determinarea experimentală a variabilelor suplimentare	91
<b>Cap. 5</b>	<b>Programe de calcul pentru pardoseli radiante</b>	93
	<b>5.1 Principii de bază pentru calcul</b>	93
	<b>5.2 Algoritm pentru calculul fluxului termic</b>	95
	<b>5.3 Algoritm pentru calculul debitului</b>	96
	<b>5.4 Pasul dintre conducte și temperatura agentului</b>	98
	5.4.1 Influența pasului dintre conducte	98
	5.4.2 Influența temperaturii agentului termic	100
	5.4.3 Concluzii	101
	<b>5.5 Programul de calcul PARDOS</b>	102
<b>Cap.6</b>	<b>Concluzii generale, aplicabilitate și direcții de cercetare viitoare</b>	105
	<b>Bibliografie</b>	110
	<b>Cuprins</b>	121
	<b>Anexe A1 - A15</b>	123

Tabelul A.1

Factorul pardoselii finite  $a_B$  in functie de rezistenta termica a pardoselii finite  $R_{\lambda,B}$  si de conductivitatea termica  $\lambda_E$  a dalei ptr. planseele de tip A sau C

$R_{\lambda,B}$ ( $m^2K/W$ )	0	0,05	0,10	0,15
$\lambda_E$ ( $W/(mK)$ )	$a_B$			
2,0	1,196	0,833	0,640	0,519
1,5	1,122	0,797	0,618	0,505
1,2	1,058	0,764	0,598	0,491
1,0	1,000	0,734	0,579	0,478
0,8	0,924	0,692	0,553	0,460
0,6	0,821	0,632	0,514	0,433

Tabelul A.2

Factorul  $a_T$  ptr. planseele de tip A sau C

$R_{\lambda,B}$ ( $m^2K/W$ )	0	0,05	0,10	0,15
$a_T$	1,23	1,188	1,156	1,134

Nota: Factorul pardoselii finite  $a_B$  se poate calcula cu ecuatia :

$$a_B = \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_{u,0}} \right) / \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{s_{u,0}}{\lambda_E} + R_{\lambda,B} \right)$$

in care:  $\alpha = 10,8 \text{ W/m}^2\text{K}$  ;  $\lambda_{u,0} = 1 \text{ W/mK}$  ;  $s_{u,0} = 0,045 \text{ m}$

Tabelul A.3

Factorul  $a_U$  in functie de pasul T si de rezistenta termica  $R_{\lambda,B}$  a pardoselii finite ptr. planseele de tip A sau C

$R_{\lambda,B}$ ( $m^2K/W$ )	0	0,05	0,10	0,15
T (m)	$a_U$			
0,05	1,069	1,056	1,043	1,037
0,075	1,066	1,053	1,041	1,035
0,1	1,063	1,05	1,039	1,0335
0,15	1,057	1,046	1,035	1,0305
0,2	1,051	1,041	1,0315	1,0275
0,225	1,048	1,038	1,0295	1,026
0,3	1,0395	1,031	1,024	1,021
0,375	1,03	1,024	1,018	1,016

Tabelul A.4

Factorul  $a_D$  in functie de pasul T si de rezistenta termica  $R_{\lambda,B}$  a pardoselii finite ptr. plansele de tip A sau C

$R_{\lambda,B}$ ( $m^2K/W$ )	0	0,05	0,10	0,15
T (m)	$a_D$			
0,05	1,013	1,013	1,012	1,011
0,075	1,021	1,019	1,016	1,014
0,1	1,029	1,025	1,022	1,018
0,15	1,04	1,034	1,029	1,024
0,2	1,046	1,04	1,035	1,03
0,225	1,049	1,043	1,038	1,033
0,3	1,053	1,049	1,044	1,039
0,375	1,056	1,051	1,046	1,042

Tabelul A.5

Coeficientul  $B_G$  functie de grosimea  $s_U$  si de pasul T ptr. plansee de tip A sau C

$s_U$ (m) $\lambda$ $E=1,2W/mK$	0,025	0,035	0,045	0,055	0,065
$s_U/\lambda_U$ $m^2K/W$	0,0208	0,0292	0,0375	0,0458	0,0542
T (m)	$B_G$				
0,05	91,5	96,8	100	100	100
0,075	83,5	89,9	96,3	99,5	100
0,1	75,4	82,9	89,3	95,5	98,8
0,15	61,3	69,2	76,3	82,8	87,8
0,2	48,2	56,2	63,1	69,1	74,5
0,225	42,5	49,5	56,5	62	67,1
0,3	26,8	31,6	36,4	41,5	46
0,375	13,4	15,5	18,2	21,1	24,1

Tabelul A.6

Exponentul  $\eta_G$  functie de grosimea  $s_U$  si de pasul T ptr. plansee de tip A sau C

$s_U(m)$ $\lambda$ $F=1,2W/mK$	0,025	0,035	0,045	0,055	0,065
$s_U/\lambda_U$ $m^2K/W$	0,0208	0,0292	0,0375	0,0458	0,0542
T (m)	$B_G$				
0,05	0,005	0,002	0	0	0
0,075	0,021	0,018	0,011	0,002	0
0,1	0,043	0,041	0,033	0,014	0,005
0,15	0,085	0,082	0,076	0,055	0,038
0,2	0,13	0,129	0,123	0,105	0,083
0,225	0,154	0,153	0,146	0,13	0,11
0,2625	0,196	0,196	0,19	0,173	0,15
0,3	0,253	0,253	0,245	0,225	0,2
0,3375	0,321	0,321	0,31	0,293	0,265
0,375	0,421	0,421	0,405	0,385	0,354

Tabelul A.7

Factorul  $a_T$  ptr. plansee de tip B

$s_U/\lambda_U$ $m^2K/W$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,15
$a_T$	1,1	1,097	1,093	1,091	1,088	1,082	1,075	1,064

Tabelul A.8

Factorul  $a_U$  ptr. plansee de tip B

$s_U/\lambda_U$ $m^2K/W$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,15
$a_U$	1,222	1,122	1,038	0,965	0,902	0,797	0,715	0,567

Tabelul A.9

Factorul  $b_U$  functie de pasul T ptr. plansee de tip B

T (m)	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,225	0,3	0,375	0,45
$b_U$	1	1	1	0,7	0,5	0,43	0,25	0,1	0

Nota: Factorul  $a_U$  se poate calcula cu relatia:  $a_U = \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{s_{U,0}}{\lambda_{U,0}} \right) / \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{s_U}{\lambda_U} \right)$

in care  $\alpha=10,8 W/m^2K$ ;  $\lambda_{U,0}=1 W/mK$ ;  $s_{U,0}=0,045 m$

Tabelul A.10

Factorul de difuzie  $a_{WL}$  functie de pas T, de diametrul exterior al tevii D si de valoarea caracteristica ptr. plansee de tip B

a)  $K_{WL}=0$

D (m)	0,022	0,02	0,018	0,016	0,014
T (m)	$a_{WL}$				
0,05	0,96	0,93	0,9	0,86	0,82
0,075	0,8	0,754	0,7	0,644	0,59
0,1	0,658	0,617	0,576	0,533	0,488
0,15	0,505	0,47	0,444	0,415	0,387
0,2	0,422	0,4	0,379	0,357	0,337
0,225	0,396	0,376	0,357	0,34	0,32
0,3	0,344	0,33	0,315	0,3	0,288
0,375	0,312	0,3	0,29	0,278	0,266
0,45	0,3	0,29	0,28	0,264	0,25

b)  $K_{WL}=0,1$

D (m)	0,022	0,02	0,018	0,016	0,014
T (m)	$a_{WL}$				
0,05	0,975	0,955	0,93	0,905	0,88
0,075	0,859	0,836	0,812	0,776	0,74
0,1	0,77	0,76	0,726	0,693	0,66
0,15	0,642	0,621	0,6	0,58	0,561
0,2	0,57	0,55	0,53	0,51	0,49
0,225	0,54	0,522	0,504	0,485	0,467
0,3	0,472	0,462	0,453	0,444	0,435
0,375	0,46	0,446	0,434	0,421	0,411
0,45	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41

c)  $K_{WL}=0,2$

D (m)	0,022	0,02	0,018	0,016	0,014
T (m)	$a_{WL}$				
0,05	0,985	0,97	0,955	0,937	0,92
0,075	0,902	0,893	0,885	0,865	0,845
0,1	0,855	0,843	0,832	0,821	0,81
0,15	0,775	0,765	0,755	0,745	0,735
0,2	0,71	0,703	0,695	0,688	0,68
0,225	0,685	0,678	0,67	0,663	0,655
0,3	0,615	0,608	0,6	0,592	0,585
0,375	0,58	0,573	0,565	0,558	0,55
0,45	0,57	0,565	0,56	0,555	0,55

d)  $K_{WL} = 0,3$

D (m)	0,022	0,02	0,018	0,016	0,014
T (m)	$a_{WL}$				
0,05	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95
0,075	0,94	0,935	0,93	0,925	0,92
0,1	0,92	0,915	0,91	0,905	0,9
0,15	0,855	0,855	0,855	0,855	0,855
0,2	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
0,225	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
0,3	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
0,375	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
0,45	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68

e)  $K_{WL} = 0,4$

D (m)	0,022	0,02	0,018	0,016	0,014
T (m)	$a_{WL}$				
0,05	0,995	0,99	0,985	0,978	0,97
0,075	0,96	0,962	0,963	0,964	0,965
0,1	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
0,15	0,895	0,895	0,895	0,895	0,895
0,2	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
0,225	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
0,3	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
0,375	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76
0,45	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75

f)  $K_{WL} \geq 0,5$  ( $K_{WL}$  nu mai depinde de D)

$K_{WL}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	$\infty$
T	$a_{WL}$						
0,05	0,995	0,998	1	1	1	1	1
0,075	0,979	0,984	0,99	0,995	0,998	1	1,01
0,1	0,963	0,972	0,98	0,988	0,995	1	1,02
0,15	0,924	0,945	0,96	0,974	0,99	1	1,04
0,2	0,894	0,921	0,943	0,961	0,98	1	1,06
0,225	0,88	0,908	0,934	0,955	0,975	1	1,07
0,3	0,83	0,87	0,91	0,94	0,97	1	1,09
0,375	0,815	0,86	0,9	0,93	0,97	1	1,1
0,45	0,81	0,86	0,9	0,93	0,97	1	1,1

$K_{WL} > 1$

$$a_{WL} = [a_{WL}]_{K_{WL}=\infty} - ([a_{WL}]_{K_{WL}=\infty} - [a_{WL}]_{K_{WL}=0}) \left[ \frac{[a_{WL}]_{K_{WL}=\infty} - 1}{[a_{WL}]_{K_{WL}=\infty} - [a_{WL}]_{K_{WL}=0}} \right]^{K_{WL}}$$

**Tabelul A.11**  
Factorul de corectie ptr. contact  $a_k$  al planseelor de tip B

T (m)	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,225	0,3	0,375	0,45
$a_k$	1	0,99	0,98	0,95	0,92	0,9	0,82	0,72	0,6

**Tabelul A.12**  
Coeficientul  $B_G$  functie de  $K_{WL}$  si pasul T ptr. plansee de tip B

T (m)	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,225	0,3	0,375	0,45
$K_{WL}$	$B_G$								
0,1	92	86,7	79,4	64,8	50,8	45,8	27,5	9,9	0
0,2	93,1	88	81,3	67,5	54,2	49	31,8	15,8	2,4
0,3	94,2	89,5	83,3	70,2	57,6	52,5	36	21,3	7,0
0,4	95,4	90,7	85,2	72,9	60,8	56	40,2	25,7	11,9
0,5	96,6	92,1	87,2	75,6	64,1	59,3	44,4	30	16,6
0,6	97,8	93,7	89,2	78,3	67,3	62,6	48,6	34,1	21,1
0,7	98,7	95	91	81	70,6	66,3	52,8	38,5	25,5
0,8	99,3	96,3	93	83,7	74	69,7	57	42,8	29,6
0,9	99,8	97,7	95	86,3	77,2	73	61,2	47	33,6
1,0	100	98,5	96,5	89	80,7	76,6	65,4	51,4	37,3
1,1	100	99,3	97,8	91,5	84	80	69,4	55,6	40,9
1,2	100	99,6	98,5	93,8	87,2	83,3	73,2	59,8	44,3
1,3	100	99,8	99,3	95,8	90	86,3	76,6	63,8	47,5
1,4	100	100	99,8	97,5	92,5	89	80	67,3	50,5
1,5	100	100	100	98,6	94,8	91,7	83	71	53,4

**Tabelul A.13**  
Exponentul  $n_G$  functie de  $K_{WL}$  si de pasul T ptr. plansee de tip B

T (m)	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,225	0,3	0,375	0,45
$K_{WL}$	$n_G$								
0,1	0,0029	0,017	0,032	0,067	0,122	0,151	0,235	0,333	1
0,2	0,0024	0,015	0,027	0,055	0,097	0,12	0,184	0,288	0,725
0,3	0,0021	0,013	0,024	0,048	0,186	0,104	0,169	0,256	0,482
0,4	0,0018	0,012	0,022	0,044	0,08	0,095	0,156	0,228	0,38
0,5	0,0015	0,011	0,02	0,04	0,074	0,088	0,143	0,204	0,31
0,6	0,0012	0,0099	0,018	0,037	0,067	0,082	0,131	0,183	0,25
0,7	0,0009	0,0087	0,016	0,033	0,061	0,074	0,118	0,162	0,21
0,8	0,0006	0,0074	0,014	0,03	0,055	0,067	0,106	0,144	0,187
0,9	0,0003	0,0062	0,012	0,027	0,049	0,06	0,095	0,126	0,165
1,0	0	0,005	0,01	0,024	0,044	0,053	0,083	0,11	0,143
1,1	0	0,0038	0,008	0,021	0,038	0,046	0,072	0,096	0,121
1,2	0	0,0025	0,006	0,018	0,032	0,038	0,063	0,084	0,107
1,3	0	0,0012	0,004	0,015	0,027	0,034	0,054	0,073	0,093
1,4	0	0	0,002	0,012	0,022	0,029	0,047	0,063	0,08
1,5	0	0	0	0,009	0,02	0,025	0,04	0,055	0,07



Tabelul A.14

Valorile  $q_{G,max}$  functie de  $\theta_{F,max}$  si  $\theta_i$ 

$\theta_{F,max}$ (°C)	$\theta_i$ (°C)	$q_{G,max}$ (W/m <sup>2</sup> )	
29	20	100	zona ocupata
33	24	100	baie sau spatii similare
35	20	175	zona marginala

Tabelul A.15

Conductivitatea termica a materialelor utilizate in instalatia de incalzire prin pardoseala cu agent termic apa calda

Denumirea materialului	Conductivitatea termica $\lambda$ W/(mK)
teava din polipropilena (PP)	0,22
teava din polietilena (PER)	0,35
teava din otel	52
teava din cupru	390
invelis din policlorura de vinil (PVC)	0,15
difuzor aluminiu	200
difuzor otel	52
dala beton	1,2