

CONTRIBUȚII PRIVIND STUDIUL TEORETIC ȘI PRACTIC CORELAT CU MODELAREA PARAMETRIILOR DE CONFORT DIN CLĂDIRILE DE ÎNVĂȚĂMÂNT CLIMATIZATE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE CIVILĂ
de către

Ing. Dorhoi Sebastian

Conducător științific:
Referenți științifici:

Prof.univ.dr.ing. Ioan BORZA
Prof.univ.dr.ing. Gheorghe BADEA
Prof.univ.dr.ing. Theodor MATEESCU
Prof.univ.dr.ing. Ioan SÂRBU

Ziua susținerii tezei: 06.11.2012

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Catedrei de Instalații pentru Construcții al Universității „Politehnica” din Timișoara, în perioada 2005-2011. Teza tratează probleme legate de distribuția temperaturii și a umidității relative, precum și ceilalți parametri ambientali care intervin în calculul senzației de confort, senzației resimțită de ocupantul din încăpere. În cadrul tezei se prezintă aprecierea senzației de confort și a procentului de persoane nemulțumite, determinat atât analitic cât și estimativ, precum și citirea acestor doi indici de confort din nomograma originală realizată pe baza măsurătorilor experimentale.

Doresc să îmi exprim respectul și întreaga mea considerație pentru domnul prof.dr.ing. Ioan Borza, conducătorul științific al tezei mele de doctorat și cel care m-a îndrumat spre alegerea acestei teme de doctorat. Pentru acceptarea mea ca doctorand, pentru sprijinul și îndrumarea sa de înalt nivel științific, pentru sugestiile și indicațiile metodologice prețioase, atât în stagiile de pregătire și cercetare, cât și în faza finală de elaborare și redactare a tezei de doctorat, îmi exprim, pe această cale, cele mai sincere mulțumiri și întreaga mea considerație.

Mulțumiri deosebite se cuvin și domnului conf.dr.ing. Mihai Cinca, din cadrul Catedrei de Instalații pentru Construcții, al Universității „Politehnica” Timișoara, pentru coordonarea la partea experimentală și teoretică a prezentei lucrări, pentru profesionalismul domniei sale, simțul practic, sugestiile și ideile oferite, cu multă amabilitate, în problemele teoretice dar și practice, idei care mi-au fost de un real folos în elaborarea standului, măsurătorilor din această teză.

În egală măsură țin să mulțumesc domnului Ș.l.dr.ing. Iosif Anton, pentru exactitatea sugestiilor în realizarea nomogramei originale pe baza măsurătorilor experimentale, pentru promptitudinea, generozitatea și nivelul de cunoștințe ridicat în domeniul matematicii și hidraulicii. Îmi exprim întreaga considerație și grațitudine față de membrii comisiei, domnii prof.dr.ing. Gheorghe Badea, din cadrul Universității Tehnice Cluj-Napoca, prof.dr.ing. Theodor Mateescu, din cadrul Universității Tehnice „Gh. Asachi” Iași și prof.dr.ing. Ioan Sârbu din cadrul Universității „Politehnica” Timișoara, pentru disponibilitatea și amabilitatea cu care au acceptat să analizeze conținutul tezei. De asemenea, doresc să adresez mulțumirile cuvenite colegilor de departament, companiilor care au sponsorizat și au contribuit la realizarea standului, tuturor celor care, direct sau indirect, prin sugestiile oferite au contribuit la șlefuirea acestui demers științific și m-au susținut până la finalizarea ei

Dorhoi, Sebastian

Contribuții privind studiul teoretic și practic corelat cu modelarea parametrilor de confort din clădirile de învățământ climatizate

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5, Nr. 99, Editura Politehnica, 2012, 274 pagini, 167 figuri, 12 poze, 232 relații de calcul, 131 tabele.

ISSN: 1842-581X

ISBN: 978-606-554-552-6

Cuvinte cheie:

confort ambiental, distribuția temperaturii, distribuția umidității relative, senzația de confort, procentul de persoane nemulțumite, votul mediu previzibil

Rezumat,

Prezenta lucrare abordează o tematică studiată încă din anii '70 cu privire la confortul ambiental, studii aprofundate de profesorul Povl Ole Fanger în cadrul Universității Tehnice din Danemarca. Din păcate în sălile de învățământ parametrii de confort nu întotdeauna sunt îndepliniți, lucru ce duce la stare de disconfort și productivitate scăzută a ocupantului. Acești parametrii de confort se pot obține prin asigurarea ratei corespunzătoare de aer proaspăt, a umidității relative și a temperaturii operative.

Efectele produse de mediul ambiant asupra oamenilor se împart în trei categorii: simptome acute nespecifice, confort ambiental și productivitate.

Scopul prezentei lucrări este de a prezenta sistemele de încălzire cele mai frecvent folosite în sălile de învățământ și care dintre acestea poate oferi un confort termic mai ridicat pentru ocupați, precum și în care variantă se realizează cea mai omogenă distribuție atât a temperaturii, cât și a umidității relative.

CUPRINS

1. GENERALITĂȚI PRIVIND CONFORTUL AMBIENTAL	9
1.1. Generalități	9
1.1.1. Parametrii ambientali	10
1.1.2. Sistemul de încălzire, ventilare și condiționare a aerului (HVAC).....	10
1.1.3. Influența ambientului necorespunzător asupra omului SBS (Sick building syndrome)	11
1.2 Schimbul de căldură al omului cu mediul înconjurător	11
1.2.1. Sistemul de termoreglare al corpului uman.....	11
1.2.2. Ecuația de bilanț termic a corpului uman.....	12
1.2.3. Ecuația de bilanț termic a corpului uman ca un ansamblu de două zone	14
1.3. Mărimi specifice cedărilor de căldură ale organismului	14
1.3.1. Căldura sensibilă cedată de pe suprafața pielii	15
1.3.2. Cedarea căldurii latente de pe suprafața pielii	15
1.3.3. Cedarea totală de căldură de pe suprafața pielii	16
1.3.4. Cedarea de căldură sensibilă și latentă prin respirație	17
1.4. Coeficienții de transfer termic, metabolismul și izolația termică	17
1.4.1. Coeficientul de transfer prin radiație	17
1.4.2. Coeficientul de transfer termic convectiv	18
1.4.3. Coeficientul de transfer termic prin evaporare către stratul exterior ...	18
1.4.4. Suprafața corpului uman.....	19
1.4.5. Metabolismul.....	19
1.4.6. Izolația îmbrăcăminții și permeabilitatea la vapori	20
1.5. Indici ai mediului ambiant	21
1.5.1. Indici direcți.....	21
1.5.1.1. Temperatura termometrului uscat	21
1.5.1.2. Temperatura punctului de rouă	21
1.5.1.3. Temperatura termometrului umed.....	22
1.5.1.4. Umiditatea relativă a aerului.....	22
1.5.1.5. Mișcarea aerului.....	23
1.5.2. Indici indirecti	23
1.5.2.1. Temperatura medie radiantă.....	23
1.5.2.2. Temperatura efectivă.....	27
1.5.2.3. Temperatura operativă	27
1.5.2.4. Temperatura operativă umedă	28
1.5.2.5. Temperatura termometrului umed al corpului negru	28
1.5.2.6. Indicile influenței vântului	29
1.6. Confortul termic.....	30
1.6.1. Domeniul confortului termic	30
1.6.2. Percepția senzației de confort	32
1.7. Indicatori de confort PMV și PPD.....	33
1.7.1. Votul mediu previzibil PMV	33
1.7.2. Procentul previzibil de nemulțumiți PPD	35
1.7.3. Domeniul umidității relative.....	36
1.7.4. Conținutul de umiditate	38
1.7.5. Excedentul de umiditate interioară	38
1.8. Calitatea aerului.....	38
1.8.1. Debitul necesar de aer proaspăt.....	38
1.8.2. Conținutul de bioxid de carbon CO ₂	40

1.8.3.	Disconfortul produs de curentul de aer.....	42
1.8.4.	Disconfortul ecartului de temperatură pe verticală funcție de sistemul de încălzire	44
1.8.5.	Disconfortul datorită planșelor calde și reci	46
1.8.6.	Asimetria radiantă	46
2.	TRANSFERUL DE MASĂ	49
2.1.	Introducere	49
2.2.	Difuzia moleculară.....	50
2.2.1.	Principii	50
2.2.2.	Legea lui Fick	50
2.2.2.1.	Legea generală a lui Fick.....	50
2.2.2.2.	Legea lui Fick pentru amestecuri diluate.....	51
2.2.2.3.	Legea lui Fick pentru difuzia de masă prin solide sau fluide stagnante (mediu staționar)	52
2.2.2.4.	Legea lui Fick pentru gaze ideale cu gradient de temperatură neglijabil	53
2.2.3.	Coeficientul de difuzie	54
2.2.4.	Difuzia unui gaz printr-un al doilea gaz stagnat.....	55
2.3.	Transferul de masă convectiv.....	58
2.3.1	Coeficientul de transfer de masă	58
2.3.2	Analogie între caldura convectivă și transferul masic.....	59
2.3.3	Relația Lewis	60
2.4.	Transfer de caldură și masă simultan între suprafețe umede și aer.....	61
2.4.1.	Potențialul de entalpie	62
2.4.2.	Ecuatiile de bază pentru contactul direct dintre vaporii de apă și aer	64
2.4.3.	Transferul de masă	65
2.4.4.	Transferul de caldură pentru aer	65
2.4.5.	Transferul total de energie pentru aer.....	66
2.4.6.	Bilanțul energetic.....	66
2.4.7.	Transferul de caldură la apă	66
2.4.8.	Grosimea stratului de aer echivalent la difuzia vaporilor de apă.....	67
3.	SISTEME DE VENTILARE ȘI PROCESSE DE TRATARE A AERULUI	69
3.1.	Sisteme de ventilare.....	69
3.1.1.	Sistemul de ventilare scurtcircuitat.....	69
3.1.2.	Sistemul de ventilare prin diluție și recircularea aerului	70
3.1.3.	Sistemul de ventilare prin deplasare.....	71
3.1.4.	Sistemul de ventilare tip piston.....	72
3.2.	Eficiența ventilației	73
3.3.	Procese de tratare a aerului.....	74
3.3.1.	Amestecul aerului	74
3.3.2.	Încălzirea aerului	76
3.3.2.1.	Încăpăre cu bilanț termic negativ	76
3.3.2.2.	Încăpăre cu bilanț termic pozitiv	77
3.3.3.	Tratarea aerului cu abur	78
3.3.3.1	Procesul de umidificare izoterm	78
3.3.4.	Calculul debitului de apă necesar în procesul de umidificare.....	79
3.4.	Rezistența termică a elementelor de construcție	81
3.4.1.	Rezistența termică specifică unidirecțională	81

3.4.2.	Rezistența termică specifică corectată.....	81
3.4.3.	Efectul de condens pe suprafețele sau în elementele de construcție.....	82
3.4.4.	Factorul de temperatură minimă pe suprafața interioară	83
3.5.	Jetul de aer	85
3.5.1.	Mișcarea aerului	85
3.5.2.	Jetul de aer.....	85
3.5.3.	Jetul circular cu vârtej (swirl)	87
4.	STAND EXPERIMENTAL ȘI MĂSURĂRI	91
4.1.	Introducere	91
4.2.	Măsurarea temperaturilor	93
4.2.1.	Temperatura globului negru	93
4.2.2.	Principiul de măsurare	93
4.2.3.	Măsurarea temperaturii uscate a aerului cu termometru cu fir cald	95
4.2.4.	Măsurarea temperaturii suprafețelor cu termograful cu infraroșu IR.....	95
4.2.5.	Măsurarea umidității relative	97
4.2.6.	Măsurarea vitezei aerului	97
4.2.7.	Măsurarea conținutului de CO ₂	98
4.3.	Descrierea standului	98
4.3.1.	Generalități	98
4.3.2.	Creșterea temperaturii aerului în urma trecerii prin ventilator	101
4.3.3.	Evaluarea confortului de către ocupanți.....	103
4.4.	Studiu de caz.....	104
4.5.	Concluzii	118
5.	MODELAREA CAZURILOR STUDIATE, EXPERIMENTATE ȘI MĂSURATE	121
5.1.	Generalități	121
5.2.	Principiile și ecuațiile de bază ale modelelor zonale	123
5.3.	Transferul de masă și căldură între zone	124
5.3.1.	Calculul debitului masic	124
5.3.2.	Calculul fluxului de căldură	125
5.3.3.	Model cu discretizare a încăperii pe două zone	125
5.4.	Conservarea de masă, de energie și moment	126
5.4.1.	Conservarea de masă	126
5.4.2.	Conservarea de energie	127
5.4.3.	Conservarea de moment (conservarea cantității de mișcare).....	128
5.5.	Modelarea cazurilor studiate	129
5.5.1.	Descrierea principiului de modelare	129
5.5.2.	Fluxul de căldură convectiv pentru un nod de aer	130
5.5.3.	Cuplarea zonelor adiacente	130
5.5.4.	Fluxul termic radiant în nodul peretelui de referință considerat.....	131
5.5.5.	Calculul rezistenței termice	131
5.5.6.	Fluxul termic unitar	132
5.5.7.	Infiltrarea aerului și debitul de aer ventilat	132
5.5.8.	Umidificarea aerului din încăperea (zona i).....	133
6.	PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI METODE DE CALCUL	138
6.1.	Etape pentru determinarea lui PPD funcție de clo și PMV.....	138

6.1.1. Determinarea PPD funcție de PMV prin estimare.....	138
6.1.2. Determinarea PPD funcție de PMV analitic	138
6.1.3. Determinarea PPD funcție de clo și PMV	139
6.2. Determinarea rezistenței termice a îmbrăcăminții	140
6.3. Trasarea curbei clo-PMV pentru determinarea lui PPD pentru un regim măsurat	142
6.4. Exemplu de utilizare a diagramei.....	143
7. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE.....	147
7.1. Concluzii generale	147
7.2. Contribuții personale	148
7.2.1. Realizarea standului	148
7.2.2. Măsurarea înregistrarea automată și interpretarea tuturor parametrilor.....	149
7.2.3. Comparație între metoda analitică de obținere a lui PMV și PPD și nomograma realizată	151
7.2.4. Principalele contribuții ale autorului	151
7.3. Concluzii și direcții de cercetare	152
7.3.1. Concluzii	152
7.3.2. Direcții de cercetare	153
Notații, abrevieri, simboluri și listă de tabele și figuri.....	155
Notații, abrevieri și simboluri	155
Listă de tabele	164
Listă de figuri.....	166
ANEXA	169
Anexa A	169
Anexa B	261
Anexa C	267
BIBLIOGRAFIE	269

1. GENERALITĂȚI PRIVIND CONFORTUL AMBIENTAL

1.1. Generalități

1.1.1. Parametrii ambientali

Confortul ambiental pentru un spațiu este dat de lipsa senzației de cald sau rece, de calitatea aerului, de luminozitate, de nivelul de zgomot și de exigențele estetice ale persoanei [29,30,31,32].

Obiectivul cel mai important a unei clădiri este de a furniza condiții de calitate a aerului interior (**Indoor Air Quality - IAQ**) [26,61] pe toată perioada anului în vederea asigurării confortului ambinetal [2]. De-a lungul timpului oamenii au încercat să controleze parametrii climatici care produc stare de disconfort.

Factorii care definesc IAQ atât calculați, cât și percepuți de corpul uman sunt:

- Temperatura interioară t_i , [°C];
- Temperatura medie radiantă t_{mr} , [°C];
- Viteza relativă a aerului v_{ar} , [m/s];
- Umiditatea relativă ϕ , [%];
- Energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [met];
- Rezistența termică a îmbrăcăminții [clo] sau R_h [$m^2 \cdot K/W$].

Totodată trebuie să se țină cont și de factorii care pot să afecteze calitatea ambientului interior [9]. Acești factori sunt:

- Aerul exterior introdus (prin uși și ferestre și neetanșeități, precum și prin ventilație);
- Anvelopa clădirii (care asigură o rezistență la transferul termic și o izolare fonică);
- Utilajele din clădire ;
- Finisajele și mobilierul interior;
- Ocupanții și activitatea depusă de aceștia;
- Orientarea față de punctele cardinale;
- Orientarea față de direcția predominantă a curenților de aer;
- Înălțimea față de sursele exterioare de poluare (ex: față de nivelul străzii);
- Curățenia.

Ambientul interior este rezultatul unui sistem complex de procese: transfer de căldură, transfer de masă și schimb de debit. Între mediul interior și cel exterior există o interacțiune continuă, iar omul încearcă să realizeze starea de confort prin controlul parametrilor cu ajutorul instalațiilor de încălzire, ventilare, climatizare și a izolațiilor, conform schemei din în figura 1.1.

Unele surse de poluare, cum sunt oamenii sau activitățile acestora nu se pot evita.

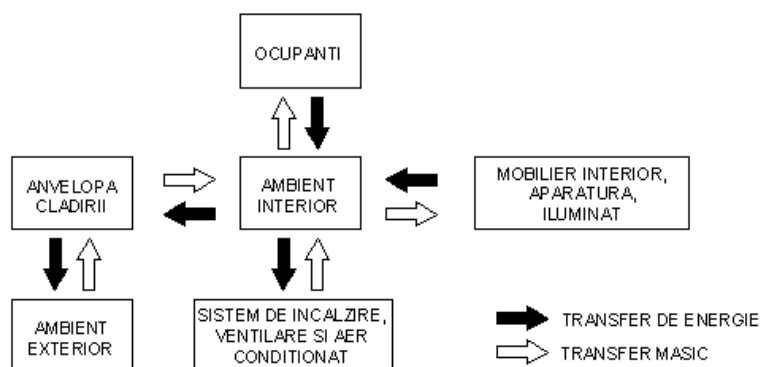


Figura 1.1 Interacțiunea dintre mediul interior ambiantal, transferul masic și de energie, [17]

Diluția aerului interior se face cu aerul proaspăt exterior introdus, dar dacă există posibilitatea se face și prin tratarea și recircularea aerului interior pentru economie de energie. Mediul exterior [35], se poate defini prin următorii parametri: temperatura aerului, umiditatea relativă, radiația solară, viteza vântului, direcția vântului, temperatura radiantă și factorii poluanți, parametrii exteriori [41] care pot acționa asupra parametrilor de confort interior.

1.1.2. Sistemul de încălzire, ventilare și condiționare a aerului (HEATING VENTILATION AND AIR CONDITION - HVAC)

Sistemele de ventilație au trei roluri pentru clădirile de învățământ:

- asigurarea debitului de aer proaspăt necesar respirației, în varianta în care clădirea este etanșă;
- asigurarea răcirii și încălzirii încăperilor pe perioada anului;
- reducerea sau eliminarea degajărilor de noxe, sau a vaporilor de apă prin diluție.

Sistemele de încălzire, ventilare și condiționarea aerului (HVAC) controlează parametrii interiori prin introducerea sau extragerea de căldură, sau prin introducerea sau extragerea de umiditate. Parametrii cei mai frecvenți ce definesc confortul termic sunt: temperatura aerului interior, umiditatea relativă, temperatura medie radiantă și viteza aerului. Evoluția psihologică de percepere a sistemului de ventilație în funcție de factorii poluanți este prezentată în tabelul 1.1.

Tabel 1.1 Evoluția psihologică de percepere a sistemului HVAC, [61]

Perioada	Evoluția percepției ventilației	Factorii poluanți
2025-2050	Element de estetică personală	Oameni + Clădire + Mediul exterior
2000-2025	Sănătate, Productivitate, Confort	
1975-2000	Confort + Sănătate	Oameni + Clădire
1935-1975	Confort	Oameni
1900-1935	Contagios	
1800-1900	Otrăvitor	

Sistemele HVAC sunt concepute pentru a menține echilibrul termic al corpului uman privind schimbul de căldură cu mediul ambiant prin procesul de convecție. Deși sistemele HVAC [60] pot menține parametrii interiori de confort, acest lucru nu înseamnă întotdeauna și o bună calitate a aerului interior. De exemplu în cazul în care umidificatorul nu funcționează corespunzător, umezeala ce rămâne în tubulatură poate să producă bacterii ce afectează sistemul respirator.

Mobilierul interior, aparatura și iluminatul contribuie la transferul masic și de căldură, dar pot să fie și factori poluanți.

Anvelopa clădirii formată din pereți, geamuri, uși, planșee, acoperiș contribuie la rândul lor la transferul masic și de căldură dintre exterior și interior. În funcție de nivelul de etanșare al clădirii pot să apară și curenți de aer datorită diferenței de presiune și de temperatură, care pot produce contaminarea aerului interior prin deplasarea acestuia între spațiile învecinate.

1.1.3. Influența ambientului necorespunzător asupra omului (Sick building syndrome SBS)

Caracteristicile clădirii și a mediului ambiant influențează semnificativ problemele respiratorii, simptomele alergice și de astm, sindrom de SBS și productivitatea muncii [65]. Sindromul SBS [29,66], se manifestă prin senzația de aer uscat (gât uscat, înroșirea pielii), iritarea ochilor (lăcrimarea ochilor), dureri de cap și lipsă de concentrare. Sindromul SBS este o senzație de disconfort a persoanelor, ce poate fi constatat și analizat prin interogarea ocupanților, nu prin examinarea clădirii.

Efectele produse de mediul ambiant asupra oamenilor [27,28] se împart în trei categorii: simptome acute nespecifice (SBS), confort ambiental și productivitate.

Confortul ambiental poate fi influențat de concentrația de noxe și de umiditatea relativă scăzută sau ridicată din încăpere, percepute ca factori ce pot influența starea de sănătate a persoanei.

Productivitatea [35,68] este direct proporțională cu IAQ, adică dacă se efectuează muncă de rutină trebuie determinat pentru ce parametri ai IAQ rezultă randamentul cel mai bun [50]. Spre deosebire de nas, parțial cavitatea bucală și gâtul, ochii nu au posibilitatea de reglare a temperaturii și umidității aerului inspirat, realizat prin vascularizarea mucoasei nazale și turbionarea aerului inspirat prin orificiile nazale. Totodată prin orificiile nazale se poate face și filtrarea aerului inspirat. Ochiul uman are o peliculă de apă formată din trei straturi, produsă de glandele lacrimale pentru protecția ochiului împotriva particulelor din aer.

Temperatura, viteza ridicată și umiditatea relativă scăzută din încăpere [36] specifice perioadei de iarnă favorizează evaporarea la nivelul suprafeței ochilor, producând o sensibilitate mărită a ochilor la particulele ce se găsesc în aer. Iritațiile la nivelul ochilor produc disconfort și conduc la scăderea productivității.

1.2. Schimbul de căldură al omului cu mediul înconjurător [74]

1.2.1. Sistemul de termoreglare al corpului uman

Termoreglarea organismului uman constă în păstrarea echilibrului între cantitatea de căldură produsă de organism în interior și cea cedată spre mediul ambiant, echilibru controlat de sistemul nervos [5].

Procesul de termoreglare poate să fie fizic sau chimic. Reglajul chimic constă în controlul proceselor de ardere internă pentru asigurarea atât a energiei necesare supraviețuirii, cât și a energiei cedate către mediul ambiant. Echilibrul termic al corpului uman este în relație directă cu condițiile termice de confort.

Reglajul fizic constă în controlul proceselor ce au loc între piele și mediul ambiant. Cedarea de căldură către mediul ambiant se face prin convecție, conducție, radiație, transpirație și prin vaporii de apă expirați. Dacă temperatura aerului ambiant este mai mică decât cea a organismului atunci crește degajarea de căldură a organismului prin convecție, radiație și conducție, dar scade prin transpirație și expirație. Dacă temperatura ambiantă este mai mare decât cea a corpului atunci cresc degajările prin transpirație și expirație și scad cele prin convecție, conducție și radiație.

În starea de repaos temperatura medie a corpului uman este de 36,7°C și prin sistemul de reglare a temperaturii corpului uman încearcă menținerea acestei temperaturi în cazul în care apar variații ale parametrilor interiori. La temperatură mai mică de 28°C a corpului uman intervine moartea, iar la temperatură mai mare de 46°C creierul uman poate fi deteriorat irecuperabil.

Schimbul de căldură dintre organism și mediu se realizează prin radiație (35%), convecție (35%) și evaporare (24%). Evaporarea se realizează prin transpirație și respirație. În tabelul 1.2 este prezentat detaliat schimbul de căldură din punct de vedere al puterii, cât și procentual.

Tabel 1.2. Schimbul de căldură al corpului uman, [29]

Schimb de căldură	[W]	[%] din pierderea globală de căldură
Convecție	42	35
Radiație	42	35
Transpirație	21	18
Respirație	7	6
Hrană rece	7	6
TOTAL	119	100

1.2.2. Ecuația de bilanț termic a corpului uman

Modelul fizic al transferului de căldură al corpului uman spre mediul ambiant este similar cu cel utilizat în studiul fenomenului considerat pentru corpurile fizice. Mărimile care intervin în ecuația de bilanț termic depind de parametrii mediului ambiant (temperatura aerului, umiditatea relativă, viteza aerului și temperatura medie radiantă), de temperatura corpului uman și gradul de acoperire al corpului uman (rezistența termică a îmbrăcăminții).

Ecuația de bilanț termic a fost studiată și dezvoltată de P.O. Fanger, [29] pentru o persoană (manechin), care se află în echilibru termic. Energia termică produsă prin metabolism de corpul uman ține cont de energia termică necesară pentru activitatea depusă, dar și energia termică pentru combaterea efectului de frisoane. Energia termică produsă de corpul uman prin metabolism în funcție de activitatea desfășurată și temperatura ambiantă se eliberează în proporție de 80% spre mediu, sub formă de căldură conform relației, [74]:

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

unde:

- M – energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [W/m²];
- W – lucrul mecanic produs de om, [W/m²];
- Q_{piele} – fluxul specific de căldură pierdut la suprafața pielii, [W/m²];
- Q_{resp} – fluxul specific de căldură pierdut prin respirație, [W/m²];
- C – fluxul specific de căldură pierdut de corpul uman prin convecție, [W/m²];
- R – fluxul specific de căldură pierdut de corpul uman prin radiație, [W/m²];
- C+R – cedarea de căldură sensibilă de pe suprafața pielii, [W/m²];
- E_{piele} – fluxul specific de căldură pierdut prin evaporare la suprafața pielii, [W/m²];
- C_{resp} – fluxul specific de căldură pierdut prin respirație, [W/m²];
- E_{resp} – fluxul de căldură pierdut prin respirație, [W/m²];
- S_{piele} – fluxul specific de căldură acumulat la nivelul pielii, [W/m²];
- S_{org} – fluxul specific de căldură acumulat în organism, [W/m²].

Ecuția de bilanț termic se determină cu ajutorul modelului prezentat în figura 1.2.

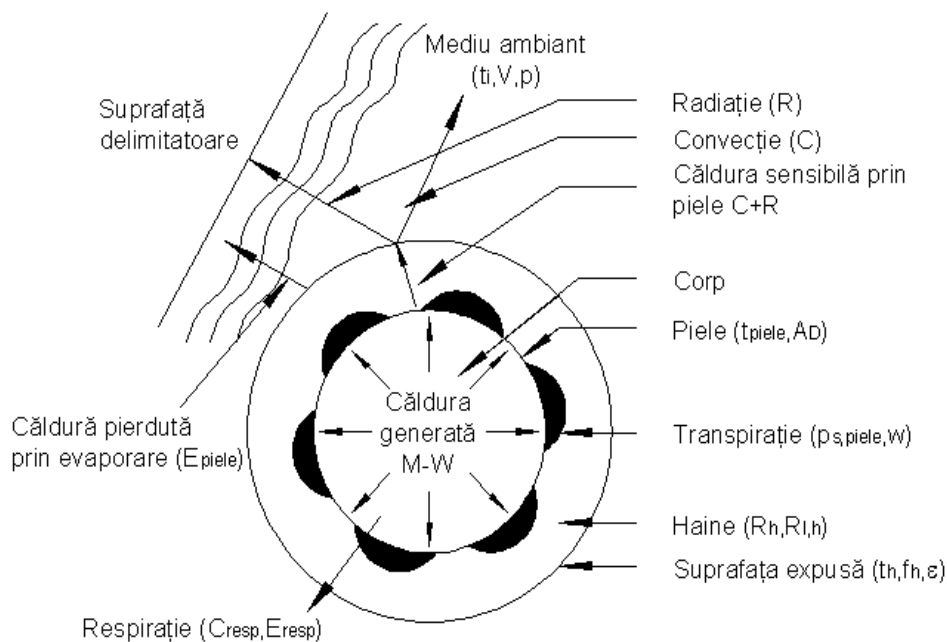


Figura 1.2 Modelul cilindric al interacțiunii termice între corpul uman și mediul înconjurător, [74]

1.2.3. Ecuția de bilanț termic a corpului uman ca un ansamblu de două zone

Cantitatea de căldură acumulată în organism, trebuie să echilibreze creșterea de energie internă. Corpul uman este compus din 2 zone termice: pielea și organismul. Fluxul specific de căldură pentru cele 2 zone funcție de capacitatea termică și variația temperaturii funcție de timp sunt definite de relațiile (1.2) și (1.3):

$$S_{org} = \frac{(1 - e_{org}) \cdot m \cdot c_{p,b} \cdot dt_{org}}{A_D \cdot d\tau} , \quad (1.2)$$

$$S_{piele} = \frac{e_{org} \cdot m \cdot c_{p,b} \cdot dt_{piele}}{A_D \cdot d\tau} , \quad (1.3)$$

unde:

- e_{org} – coeficient ce reprezintă raportul dintre masa pielii și masa corporală;
 m – masa persoanei, [kg];
 $c_{p,b}$ – căldura specifică a corpului uman = 3490 [J/kg·K];
 t_{org} – temperatura din organism, [°C];
 t_{piele} – temperatura din piele, [°C];
 τ – durata, [h];
 A_D – suprafața corpului după DuBois, [m²].

1.3. Mărimi specifice cedărilor de căldură ale organismului

1.3.1. Căldura sensibilă cedată de pe suprafața pielii

Căldura sensibilă transmisă de la suprafața pielii corpului uman trebuie să străbată îmbrăcămintea, iar apoi este transmisă mediului înconjurător. În prima etapă are loc transferul de căldură de la suprafața pielii prin straturile izolante ale îmbrăcăminții, iar în a doua etapă se cedează căldura de pe suprafața îmbrăcăminții la mediul ambiant. Atât căldura transmisă prin convecție, cât și cea prin radiație poate fi exprimată cu ajutorul relațiilor:

$$C = f_h \cdot \alpha_{ci} \cdot (t_h - t_i) \quad - \text{transmisă prin convecție} , \quad (1.4)$$

$$R = f_h \cdot \alpha_{ri} \cdot (t_h - t_{mr}) \quad - \text{transmisă prin radiație} , \quad (1.5)$$

$$f_h = 1 + 0,3 \cdot I_h \quad - \text{raport "duBois"}. \quad (1.6)$$

Din rezultate experimentale au rezultat următoarele relații pentru α_{ci} și α_{ri} :

- $\alpha_{ci} = 2,38 \cdot (t_h - t_i)^{0,25}$ pentru convecție liberă,
- $\alpha_{ci} = 12,1 \cdot v_{ar}$ pentru convecție forțată,
- $\alpha_{ri} \approx 4,0$ pentru radiație,

unde:

- f_h – raportul între suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului dezbrăcat S_h/A_D ;
 α_{ci} – coeficientul de convecție de la suprafața îmbrăcăminții la mediul înconjurător, [W/m²·K];
 α_{ri} – coeficientul de radiație de la suprafața îmbrăcăminții la suprafețele înconjurătoare, [W/m²·K];
 S_h – suprafața îmbrăcăminții, [m²];
 t_h – temperatura la suprafața îmbrăcăminții, [°C];
 t_i – temperatura aerului interior, [°C];
 t_{mr} – temperatura medie radiantă, [°C];
 I_h – rezistența termică a îmbrăcăminții, [clo];

v_{ar} – viteza relativă a aerului, [m/s].

Ținând cont de bilanțul termic al transferului de căldură de la suprafața pielii corpului uman la mediul înconjurător se poate arăta că aceeași căldură sensibilă (C+R) este transmisă și prin îmbrăcămintea persoanei considerate:

$$C + R = \frac{t_{piele} - t_h}{R_h} \quad (1.7)$$

Deoarece introducerea temperaturii la nivelul îmbrăcăminții t_h este greoaie, se poate scrie relația:

$$C + R = \frac{t_{piele} - t_o}{R_h + \frac{1}{f_h \cdot \alpha}} \quad (1.8)$$

$$\alpha = \alpha_r + \alpha_c \quad (1.9)$$

unde:

R_h – rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții persoanei considerate, [m²·K/W];

t_o – temperatura operativă, [°C];

α – coeficient de transfer de căldură, [W/m²·K].

1.3.2. Cedarea căldurii latente de pe suprafața pielii

Această căldură depinde de diferența de presiune parțială a vaporilor de apă de la nivelul pielii corpului uman și cea a aerului din mediul înconjurător.

$$E_{piele} = \frac{w \cdot (p_{s,piele} - p_a)}{R_{l,h} + \frac{1}{f_h \cdot \alpha_{lat}}} \quad (1.10)$$

unde:

w – factor al umidității pielii, adimensional [-];

$p_{s,piele}$ – presiunea de saturație la temperatura pielii t_{piele} , [kPa];

p_a – presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [kPa];

$R_{l,h}$ – rezistența termică a îmbrăcăminții la transferul de căldură latent, [(m²·kPa)/W];

α_{lat} – coeficient pentru transferul căldurii latente, [W/(m²·kPa)].

Cedarea de căldură maximă prin evaporare se produce în momentul în care suprafața pielii este complet umedă, adică $w=1$. Factorul de umiditate a pielii reprezintă raportul dintre cedarea de căldură prin evaporare și cedarea de căldură maxim posibilă prin evaporare E_{max} .

1.3.3. Cedarea totală de căldură de pe suprafața pielii

Pierderea de căldură, atât latentă cât și cea sensibilă prin piele se poate considera ca și unitate de măsură a confortului ambiental.

16 Generalități privind confortul ambiantal - 1

$$Q_{piele} = \frac{t_{piele} - t_o}{R_h + R_{a,h}} + \frac{w \cdot (p_{s,piele} - p_a)}{R_{l,h} + \frac{1}{LR \cdot \alpha_c \cdot f_h}} , \quad (1.11)$$

$$R_{a,h} = \frac{R_a}{f_h} , \quad (1.12)$$

$$LR = \frac{\alpha_{lat}}{\alpha_c} , \quad (1.13)$$

unde:

R_a – izolația limită, rezistența termică la limita suprafeței pielii, a corpului nud, [m²·K/W];

$R_{a,h}$ – Rezistența termică la limita îmbrăcămintii, [m²·K/W];

LR – „Raportul Lewis”, se poate considera pentru condiții interioare standard=16,4 [°C/kPa].

$$t_{com} = t_o + w \cdot i_m \cdot LR \cdot p_a - w \cdot i_m \cdot LR \cdot p_{tcom} , \quad (1.14)$$

$$i_m = \frac{R_h + R_{a,h}}{\frac{R_h}{i_h} + \frac{R_{a,h}}{i_a}} , \quad (1.15)$$

$$i_h \cdot LR = \frac{R_h}{R_{l,h}} , \quad (1.16)$$

$$i_a = \frac{\alpha_c}{\alpha_c + \alpha_r} , \quad (1.17)$$

unde:

t_{com} – temperatură complexă ce ține cont de interacțiunea dintre temperatura operativă și umiditatea mediului ambiant, [°C];

i_h – 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, [-];

p_{tcom} – presiunea vaporilor funcție de t_{com} , [kPa].

1.3.4. Cedarea de căldură sensibilă și latentă prin respirație

Prin respirație corpul uman cedează căldură, sub formă sensibilă și latentă spre mediul înconjurător. Acest transfer de căldură apare datorită faptului că omul inspiră aerul la parametri mediului înconjurător și îl expiră la parametri apropiați de saturație.

$$Q_{resp} = C_{resp} + E_{resp} \cdot \quad (1.18)$$

Căldura sensibilă și latentă schimbată cu mediul înconjurător poate fi exprimată cu ajutorul relațiilor:

$$C_{resp} = \frac{q_{resp} \cdot c_{pa} \cdot (t_{ex} - t_i)}{A_D} , \quad (1.19)$$

$$E_{resp} = \frac{q_{resp} \cdot h \cdot (x_{ex} - x_{ai})}{A_D} , \quad (1.20)$$

unde:

- q_{res} – debitul de aer respirat, [kg/s] ;
- c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·°C] ;
- t_{ex} – temperatura aerului expirat, [°C] ;
- h – entalpia aerului, [kJ/kg] ;
- x_{ex} – conținutul de umiditate a aerului expirat, [kg/kg] ;
- x_{ai} – conținutul de umiditate a aerului din mediul ambiant, [kg/kg].
- t_i – temperatura aerului interior, [°C].

Debitul de aer respirat poate fi determinat cu relația:

$$q_{resp} = k_{resp} \cdot M , \quad (1.21)$$

unde:

- k_{resp} – constantă pentru respirație = 2,58 [kg·m²/MJ] ;
- M - energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [W/m²] .

Aerul expirat este apropiat de starea de saturație având o temperatură aproximativ egală cu cea a corpului uman. În acest sens mărimile t_{ex} și diferența $x_{ex} - x_{ai}$ se vor calcula cu ecuațiile:

$$t_{ex} = 32,6 + 0,066 \cdot t_i + 32 \cdot x_{ai} . \quad (1.22)$$

$$x_{ex} - x_{ai} = 0,0277 + 0,000065 \cdot t_i - 0,80 \cdot x_{ai} . \quad (1.23)$$

Umiditatea absolută a aerului se va calcula cu relația:

$$x_{ai} = \frac{0,622}{p - p_a} , \quad (1.24)$$

unde:

- p – presiunea atmosferică (barometrică) = 101325 [Pa];
- p_a – presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [Pa].

1.4. Coeficienții de transfer termic, metabolismul și izolația termică

1.4.1. Coeficientul de transfer prin radiație

Coeficientul de transfer prin radiație se poate calcula cu relația:

$$\alpha_r = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot \frac{A_r}{A_D} \cdot \left(273,2 + \frac{t_h + t_{mr}}{2} \right)^3, \quad (1.25)$$

unde:

ε – coeficient de emisie al îmbrăcăminții sau a suprafeței corpului [-];

σ – constanta lui Stefan-Boltzman = $5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²K];

A_r – suprafața efectivă a radiației corpului, [m²];

t_h – temperatura la suprafața îmbrăcăminții, [°C].

α_r – coeficient de transfer termic prin radiație, [W/m²·K].

1.4.2. Coeficientul de transfer termic convectiv

Transferul de căldură prin convecție este produs de mișcarea aerului din spațiul ambiental sau de mișcarea corpurilor aflate acolo. În tabelul numărul 1.3 sunt prezentate ecuații pentru determinarea a_c în diverse condiții.

Tabel 1.3 Ecuațiile coeficientului de transfer termic convectiv, [74]

Ecuația	Limite	Condiții	Observații
$a_c = 8,3 \cdot v_{pers}^{0,6}$ $a_c = 3,1$	$0,2 < v_{pers} < 4,0$ $0 < v_{pers} < 0,2$	șezând și aer în mișcare	MITCHELL 1974
$a_c = 2,7$ $8,7 \cdot v_{pers}^{0,67}$ $a_c = 5,1$	$0,15 < v_{pers} < 1,5$ $0 < v_{pers} < 0,15$	culcat și aer în mișcare	COLIN și HOUDAS 1967
$a_c = 8,6 \cdot v_{pers}^{0,53}$	$0,5 < v_{pers} < 2,0$	mergând în aer aflat în regim staționar	v_{pers} la mers obișnuit NISHI și GAGGE 1970
$a_c = 5,7 \cdot (M - 0,85)^{0,39}$	$1,1 < M < 3,0$	activ în aer aflat în regim staționar	GAGGE 1976
$a_c = 6,5 \cdot v_{pers}^{0,39}$	$0,5 < v_{pers} < 2,0$	mergând săltat în aer aflat în regim staționar	v_{pers} la mers săltat NISHI și GAGGE 1970
$a_c = 14,8 \cdot v_{pers}^{0,69}$ $a_c = 4,0$	$0,15 < v_{pers} < 1,5$ $0 < v_{pers} < 0,15$	persoană stând în aer aflat în regim turbulent	SEPPENAN 1972

unde:

v_{pers} – viteza de deplasare a persoanei, [m/s].

Se poate evalua efectul global al radiației și convecției utilizând relația:

$$C + R = f_h \cdot \alpha \cdot (t_h - t_o), \quad (1.26)$$

unde:

t_o – temperatura operativă (temperatura resimțită), [°C].

1.4.3. Coeficientul de transfer termic prin evaporare către stratul de aer exterior

Pentru o persoană nudă sau îmbrăcată se poate determina valoarea coeficientului de transfer termic prin evaporare funcție de coeficientul de transfer

termic convectiv utilizând relația lui Lewis. Dacă presiunea atmosferică se consideră 101325 Pa, corecția se va face cu relația:

$$\alpha_{ec} = \alpha_l \cdot \left(\frac{101325}{p_t} \right)^{0,45}, \quad (1.27)$$

unde:

α_l – coeficientul de transfer termic prin evaporare, [W/m²·kPa];

α_{ec} – coeficientul de transfer termic prin evaporare, corectat, [W/m²·kPa];

p_t – presiunea atmosferică locală, [kPa].

1.4.4. Suprafața corpului uman

Pentru calculul suprafeței pielii umane se poate folosi relația:

$$A_D = 0,202 \cdot m^{0,425} \cdot l_{pers}^{0,725}, \quad (1.28)$$

unde:

A_D – suprafața corpului după DuBois, [m²];

m – masa persoanei, [kg];

l_{pers} – înălțimea persoanei, [m].

1.4.5. Metabolismul

Sistemul de reglare temperaturii corpului uman definește confortul ambiental prin schimbul de căldură cu mediul înconjurător prin radiație, convecție și transpirație. În urma activității umane (având unitate de măsură **met**-ul) corpul degajă căldură care este ajustată și dispersată continuu pentru a menține temperatura normală a corpului uman.

Transferul de căldură [40] către mediul ambiental se face preponderent prin suprafața pielii. Unitatea de măsură a transferului de căldură al corpului uman pe o suprafață de 1m² de piele se definește prin **met** (1met=58 [W/m²]), iar dacă se consideră suprafața corpului uman de 1,8 m² rezultă aproximativ 100 W. În tabelul numărul 1.4 se prezintă transferul de căldură pentru diferite activități conform [74].

Tabel 1.4 Transferul de căldură pentru diferite activități, [74]

Activitate	Transferul de căldură	
	[W/m ²]	[met]
Culcat	46	0,8
Așezat pe scaun, relaxat	58	1,0
Activitate sedentară (birou, săli de clasă, locuințe)	70	1,2
Stând în picioare activitate ușoară (cumpărături, laborator)	93	1,6
Stând în picioare activitate moderată (munci casnice, lucru cu utilaje)	116	2,0
Mers:		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

O valoare destul de exactă a căldurii metabolice produse de corpul omenesc [39] se poate determina în funcție de consumul de oxigen prin respirație și bioxidul de carbon produs.

Ecuția empirică pentru determinarea metabolismului dat de NISHI (1981):

$$M = \frac{21 \cdot (0,23 \cdot R_Q + 0,77) \cdot V_{O_2}}{A_D} \quad , \quad (1.29)$$

unde:

- R_Q – raport respirator; raport molar între V_{CO_2} expirat și V_{O_2} inspirat;
- V_{O_2} – debitul de oxigen consumat la 0°C, 101325 Pa, [ml/s];
- V_{CO_2} – debitul de bioxid de carbon consumat la 0°C, 101325 Pa, [ml/s];
- A_D – suprafața corpului după DuBois, [m²] .

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

1.4.6. Izolația îmbrăcăminții și permeabilitatea la vapori

Metoda cea mai precisă de determinare a izolației îmbrăcăminții constă în măsurarea pe un manechin încălzit, a parametrilor f_h , t_{piele} , t_h și t_o .

Eficiența îmbrăcăminții [69] se poate calcula cu relația:

$$f_h = \frac{t_h - t_o}{t_{piele} - t_o} \quad . \quad (1.30)$$

Izolația intrinsecă a îmbrăcăminții se determină cu relația:

$$R_{cl} = \frac{t_{piele} - t_o}{q_{man}} - \frac{1}{\alpha \cdot f_h} \quad , \quad (1.31)$$

unde:

- q_{man} – cedarea de căldură măsurată a manechinului, [W/m²].

Rezistența termică a îmbrăcăminții se exprimă fie în [m²·K/W] și are simbolul R , sau în [clo] și are simbolul I_h . Relația de conversie între cele două este:

$$R_h = 0,155 \cdot I_h \quad . \quad (1.32)$$

1.5. Indici ai mediului ambiant

Pentru descrierea parametrilor mediului înconjurător se definesc o serie de mărimi fizice. Prin combinarea a două sau mai multe mărimi se poate defini un indice al mediului ambiant. Acești indici se pot clasifica ca și valori obiective care se bazează pe mărimi măsurate, determinate fizic și valori subiective determinate pe baza măsurătorilor și relațiilor empirice determinate experimental. Pentru descrierea

condițiilor ambientale din punct de vedere al confortului termic se pot folosi două clase de indici.

- 1.5.1. Indici direcți
 - 1.5.1.1. Temperatura termometrului uscat
 - 1.5.1.2. Temperatura punctului de rouă
 - 1.5.1.3. Temperatura termometrului umed
 - 1.5.1.4. Umiditatea relativă al aerului
 - 1.5.1.5. Mișcarea aerului
- 1.5.2. Indici indirecti
 - 1.5.2.1. Temperatura medie radiantă
 - 1.5.2.2. Temperatura efectivă
 - 1.5.2.3. Temperatura operativă
 - 1.5.2.4. Temperatura operativă umedă
 - 1.5.2.5. Temperatura termometrului umed al corpului negru
 - 1.5.2.6. Indicele influenței vântului

Indicii de mediu se clasifică și în funcție de modul de exprimare: indici empirici care se bazează pe măsurări efectuate pe persoane și indici raționali care se bazează pe concepte teoretice.

- 1.5.1. Indici direcți
 - 1.5.1.1. Temperatura termometrului uscat (t_i).

Acesta este cel mai simplu indice pentru precizarea condițiilor de frig sau cald, temperatura uscată este asociată în majoritatea cazurilor cu temperatura aerului interior t_i și este temperatura măsurată de un termometru obișnuit expus unui debit de aer vehiculat. Temperatura termometrului uscat se măsoară cu termometrul protejat de radiație și umiditate. În tabelul 1.5 sunt prezentate, în funcție de categoria de clădire, temperatura interioară și viteza aerului ambiant.

Tabel 1.5 Temperatura interioară funcție de categoria de confort, [83]

Categoria de confort pentru iarna	Temperatura [°C]	Viteza [m/s]
A	22 ± 1	0,15
B	22 ± 2	0,18
C	22 ± 3	0,21

Pentru ca încăperea să se încadreze în categoria A trebuie ca temperatura interioară să fie de $22^\circ\text{C} \pm 1$ și viteza în zona de lucru până la 0,15 m/s. Conform studiilor de laborator efectuate, viteza în zona de lucru acceptată este situată între 0,05 și 0,29 m/s pentru acest domeniu de temperatură.

- 1.5.1.2. Temperatura punctului de rouă (t_{pro}).

Aceasta reprezintă temperatura la care un amestec de aer și vapori de apă este saturat cu vapori de apă.

22 Generalități privind confortul ambiental - 1

Temperatura punctului de rouă se poate determina cu relația:

$$t_{pro} = \frac{3928,5}{23,3693 - \ln p_a} - 231,667 \text{ [}^\circ\text{C]}, \text{ pentru } p_a \geq 610,7 \text{ [Pa]}, \quad (1.33)$$

și

$$t_{pro} = \frac{6150,6}{28,9165 - \ln p_a} - 273,33 \text{ [}^\circ\text{C]}, \text{ pentru } p_a < 610,7 \text{ [Pa]}. \quad (1.34)$$

1.5.1.3. Temperatura termometrului umed (t_{um}).

Este o temperatură, pentru orice stare a aerului umed, la care apa poate fi evaporată pentru a aduce amestecul la saturație la aceeași temperatură și presiune.

1.5.1.4. Umiditatea relativă a aerului (φ)

Umiditatea relativă reprezintă raportul dintre masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la o anumită presiune și masa maximă a vaporilor din acel volum la saturație (p_s), în aceleași condiții de temperatură (t).

$$\varphi = \frac{m_v}{m_s} \text{ [%]}, \quad (1.35)$$

unde:

- φ - umiditatea relativă, [%];
- m_v - masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la presiunea p și temperatura t , [kg];
- m_s - masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la presiunea de saturație p_s și temperatura t , [kg].

Umiditatea relativă se poate exprima și ca raportul dintre presiunea parțială a vaporilor de apă și presiunea de saturație a vaporilor de apă:

$$\varphi = \frac{p_a}{p_s} \text{ [%]}, \quad (1.36)$$

unde:

- p_a - presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [Pa];
- p_s - presiunea de saturație a vaporilor de apă, [Pa].

Presiunea parțială a vaporilor de apă dintr-un amestec de aer umed este presiunea pe care ar exercita-o vaporii de apă conținuți în acel amestec dacă ar ocupa singuri volumul pe care îl ocupă aerul umed la aceeași temperatură.

Determinarea presiunii de saturație a vaporilor de apă se poate face cu relațiile:

$$p_s = 3,61633 \cdot 10^{12} e^{\frac{-6150,6}{t+273,33}} \text{ [Pa]}, \text{ pentru } t \leq 0^\circ\text{C}, \quad (1.37)$$

și

$$p_s = 1,40974 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{-3928,5}{t+231,667}} \quad [\text{Pa}], \quad \text{pentru } t > 0^\circ\text{C}. \quad (1.38)$$

Presiunea parțială a vaporilor de apă se determină din relația:

$$p_a = \varphi \cdot p_s. \quad (1.39)$$

1.5.1.5. Mișcarea aerului [83]

Deplasarea aerului pe suprafața corpului uman influențează transferul de căldură convectiv atât de pe părțile cu îmbrăcăminte cât și de pe cele nude. Această deplasare a aerului pe părțile nude ale corpului determină și gradul de evaporare al umezelii de pe suprafața pielii. Dacă efectul de temperatură și mișcare [58] al aerului este prea mare [45,46,48] se va transmite prea multă căldură de la persoană, producând efectul de răcire sau senzația de „curent de aer”.

Contrar, o temperatură prea mare cu o mișcare scăzută a aerului produce senzația de cald, care este acceptabilă lângă o sursă de încălzire locală, dar nu este tolerată într-o încăpere.

Ecuția de bilanț termic este, de asemenea, funcție de mișcarea aerului [37,38]. Coeficientul de transfer convectiv al căldurii reprezintă o măsură calitativă a efectului mișcării aerului asupra schimbului de căldură convectiv.

Viteza aerului [43] este definită prin modulul și direcția sa. Viteza aerului mediată v_a variază în timp, iar aceste variații se vor înregistra. Un curent de aer poate fi definit prin viteza mediată v_a , determinat ca diferență între media de viteză într-un interval de timp și abaterea standard SD:

$$SD = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_{ai} - v_a)^2}, \quad (1.40)$$

unde:

SD – deviația standard;

v_{ai} – viteza instantanee la momentul i , [m/s];

v_a – viteza mediată a aerului, [m/s].

Intensitatea turbulenței TU exprimată în procente este raportul dintre abaterea standard și viteza mediată:

$$TU = \frac{SD}{v_a} \cdot 100. \quad (1.41)$$

Valoarea turbulenței în cazul în care nu se poate determina pentru ventilarea spațiului se poate considera 40%.

1.5.2. Indici indirecti [83]

1.5.2.1. Temperatura medie radiantă (t_{mr})

Temperatura medie radiantă este temperatura distribuită uniform pe suprafața unei anvelope negre imaginare cu care o persoană schimbă aceeași cantitate de căldură prin radiație ca și cu mediul considerat. Temperatura de radiație

medie este definită în raport cu corpul uman. Forma sferică a glob-termometrului poate oferi o aproximație rezonabilă a formei corpului pentru persoanele în poziție de șezut. Glob-termometru este un aparat de măsură, utilizat frecvent pentru determinarea unei valori aproximative a temperaturii de radiație medii, pornind de la cunoașterea valorilor simultane ale temperaturii de glob-termometru, t_{gl} , a temperaturii și vitezei aerului în jurul glob-termometrului.

Din măsurători efectuate în camere cu temperatura aerului interior și temperatura radiantă diferită în care erau persoane, s-a ajuns la concluzia că este preferat ca cele două temperaturi să fie cât mai apropiate. În cazul ideal degajările de căldură prin radiație sunt 30÷35% iar prin convecție de 30÷35%, aproape identice.

$$T_{mr}^4 = T_1^4 \cdot F_{p-1} + T_2^4 \cdot F_{p-2} + \dots + T_N^4 \cdot F_{p-N} \quad (1.42)$$

unde:

T_{mr} – temperatura medie radiantă, [K];

T_N – temperatura suprafeței delimitatoare N, [K];

F_{p-N} – coeficient unghiular între persoană și suprafața N, [-].

Coeficientul unghiular reprezintă raportul dintre fluxul termic primit de pe o suprafață și fluxul termic total emis de suprafața radiantă. Deoarece este dificilă determinarea coeficientului unghiular se folosesc nomogramele din figura 1.3 și figura 1.4.

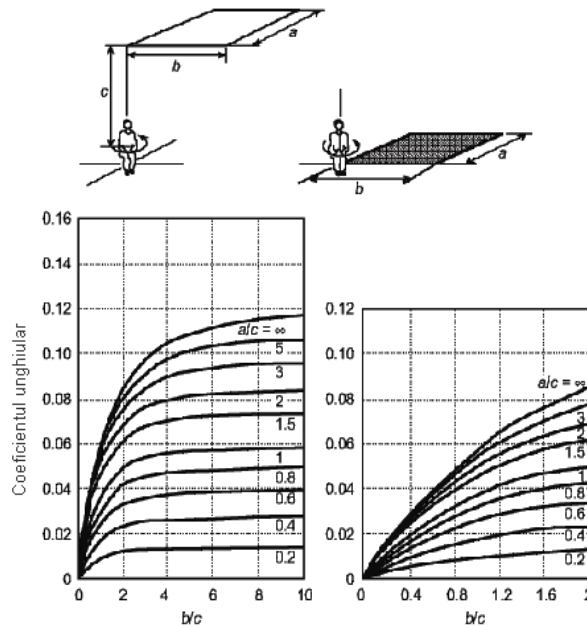


Figura 1.3 Valoarea medie a coeficientului unghiular între o persoană în poziția șezut și un dreptunghi orizontal, [83].

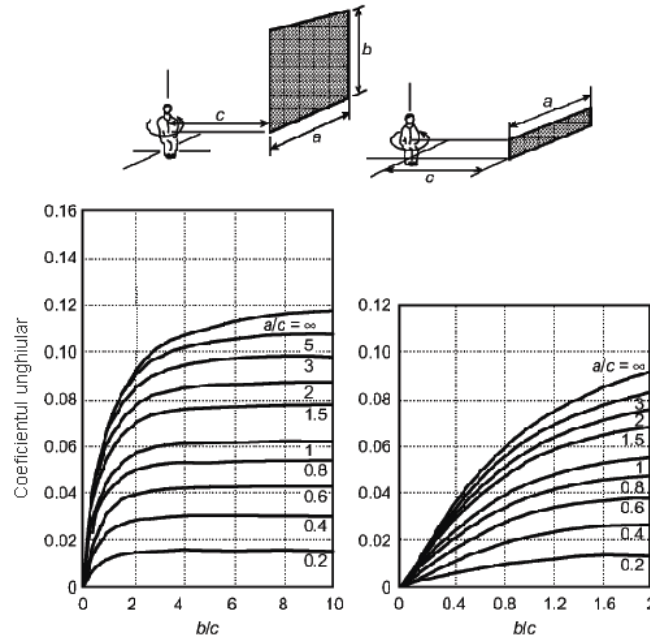


Figura 1.4 Valoarea medie a coeficientului unghiular între o persoană în poziția șezut și un dreptunghi vertical, [83].

Asimetria temperaturii de radiație este diferența dintre temperatura de radiație plană a două fețe opuse ale unui mic element plan. Temperatura de radiație medie poate fi asemenea calculată pornind de la valorile măsurate ale temperaturii pereților înconjurători și de la forma acestor pereți și a poziției lor în raport cu omul (calculul factorilor de formă geometrici).

Temperatura de radiație a unei suprafețe elementare t_{pr} se calculează cu ecuațiile (1.44) și (1.45), unde factorii de suprafață se determină conform figurilor 1.5 și 1.6.

Dacă diferențele de temperatură între suprafețele delimitatoare sunt relativ mici, ecuația (1.42) se poate simplifica dar nu este așa de precisă:

$$t_{mr} = t_1 \cdot F_{p-1} + t_2 \cdot F_{p-2} + \dots + t_N \cdot F_{p-N} \quad (1.43)$$

Temperatura 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 și spate).

Pentru o persoană în picioare, temperatura medie radiantă se poate calcula cu relația:

$$t_{mr} = \frac{0,08 \cdot [t_{pr}(sus) + t_{pr}(jos)] + 0,23 \cdot [t_{pr}(dreapta) + t_{pr}(stânga)]}{2 \cdot (0,08 + 0,23 + 0,35)} + \frac{0,35 \cdot [t_{pr}(fața) + t_{pr}(spate)]}{2 \cdot (0,08 + 0,23 + 0,35)} \quad (1.44)$$

Pentru o persoană șezând, temperatura medie radiantă se poate calcula cu relația:

$$t_{mr} = \frac{0,08 \cdot [t_{pr}(sus) + t_{pr}(jos)] + 0,22 \cdot [t_{pr}(dreapta) + t_{pr}(stânga)]}{2 \cdot (0,08 + 0,22 + 0,30)} + \frac{0,30 \cdot [t_{pr}(fața) + t_{pr}(spate)]}{2 \cdot (0,08 + 0,22 + 0,30)}, \quad (1.45)$$

$$x = \frac{a}{c}; \quad y = \frac{b}{c}$$

$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{x}{\sqrt{1+x^2}} \cdot \tan^{-1} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} + \frac{y}{\sqrt{1+y^2}} \cdot \tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{1+y^2}} \right), \quad (1.46)$$

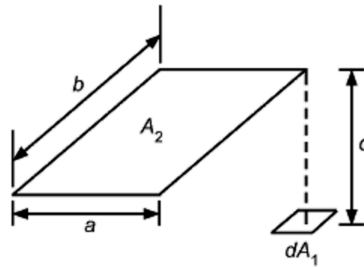


Figura 1.5 Coeficientul unghiular față de o suprafață elementară orizontală, [83].

$$x = \frac{a}{b}; \quad y = \frac{c}{b}$$

$$F_{d1-2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\tan^{-1} \frac{1}{y} - \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \cdot \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right), \quad (1.47)$$

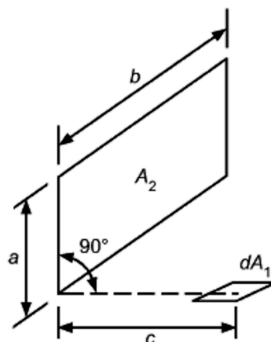


Figura 1.6 Coeficientul unghiular față de o suprafață elementară verticală, [83].

1.5.2.2. Temperatura efectivă (ET)

Acesta este cel mai utilizat indice al mediului ambiant, notat cu ET. Acest indice combină efectul temperaturii și umidității la aceeași viteză a aerului în incinta considerată. Acest indice este definit ca fiind temperatura unui mediu având o umiditate relativă de 50% în care se realizează aceeași pierdere de căldură ca și în incinta considerată:

$$ET = t_o + w \cdot i_m \cdot LR \cdot (p_a - 0,5 \cdot p_{s,ET}) \quad [74], \quad (1.48)$$

unde:

$p_{s,ET}$ – presiunea de saturație la ET, [kPa].

Temperatura efectivă este funcție de presiunea ambiantă p_a , presiunea de saturație la ET, umiditatea pielii w , indicele de permeabilitate i_m și temperatura operativă, care la rândul ei este compusă din temperatura ambiantă t_i și temperatura medie radiantă t_{mr} .

1.5.2.3. Temperatura operativă (t_o)

Reprezintă temperatura uniformă a unei incinte (temperatura aerului este aceeași cu temperatura pereților) în care un ocupant ar schimba aceeași cantitate de căldură prin radiație și convecție ca într-o ambianță neuniformă reală. Viteza aerului se consideră 0,075 m/s.

$$t_o = \frac{\alpha_r \cdot t_{mr} + \alpha_c \cdot t_i}{\alpha_r + \alpha_c} = \alpha \cdot t_{mr} + (1 - \alpha) \cdot t_i \quad (1.49)$$

Se face notația:

$$\alpha = \frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha_c} \quad (1.50)$$

Pentru perioada de iarnă dacă $v=0,05$ [m/s], $\alpha_c=3,4$ [W/m²·K], relația (1.35) devine:

$$t_o = 0,55 \cdot t_{mr} + 0,45 \cdot t_i \quad (1.51)$$

Se poate folosi și relația (1.52) pentru determinarea temperaturii operative funcție de temperatura medie radiantă și viteza aerului:

$$t_o = \frac{t_i \cdot \sqrt{10 \cdot v_a} + t_{mr}}{1 + \sqrt{10 \cdot v_a}} \quad (1.52)$$

unde:

v_a – viteza mediată a aerului, [m/s] ;

t_{mr} – temperatura medie radiantă, [°C].

1.5.2.4. Temperatura operativă umedă (t_{ou})

Este temperatura unui mediu ambiant aflat la o umiditate relativă de 100% în care o persoană pierde aceeași cantitate de căldură ca și în incinta considerată și se notează cu t_{ou} .

Legătura dintre cei doi indici mai sus menționați este prezentată în figura 1.7.

$$t_{ou} = t_o + w \cdot i_m \cdot LR \cdot (p_a - p_{s,ou}) \quad [74], \quad (1.53)$$

unde:

$p_{s,ou}$ – presiunea de saturație la t_{ou} , [kPa].

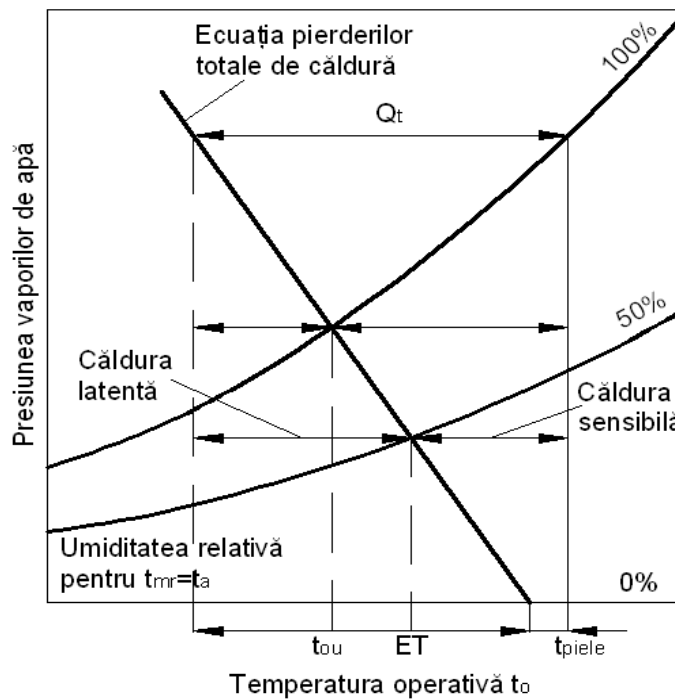


Figura 1.7 Ecuația pierderilor de căldură în funcție de ET (temperatura efectivă) și t_{ou} (temperatura operativă umedă), [74].

1.5.2.5. Temperatura termometrului umed a corpului negru (TTUN)

Acest indice combină efectul temperaturii uscate, temperaturii umede a aerului și a temperaturii corpului negru în cazul încăperilor neventilate. Acest indice se utilizează la transferul de căldură prin radiație. Se notează cu TTUN:

$$TTUN = 0,7 \cdot t_{um} + 0,2 \cdot t_g + 0,1 \cdot t_i \quad [74], \quad (1.54)$$

unde:

- t_{um} – temperatura termometrului umed, [°C];
 t_g – temperatura globului negru, [°C];
 t_i – temperatura aerului interior, [°C].

Pentru încăperile ventilate, temperatura termometrului umed se reduce cu un coeficient în funcție de viteza aerului. Temperatura corpului negru ține cont de temperatura medie radiantă a suprafețelor delimitatoare. Astfel, acest indice este influențat de patru mărimi și anume: temperatura uscată și umedă a aerului, viteza aerului și temperatura medie radiantă.

În figura 1.8 se prezintă valorile recomandate ale TTUN în funcție de căldura produsă de metabolism și timpul de expunere.

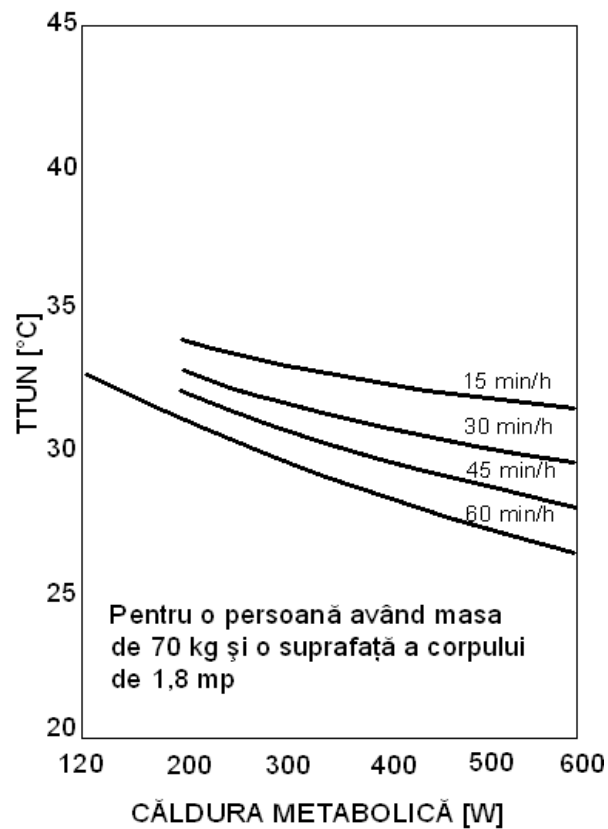


Figura 1.8 Valorile recomandate ale TTUN funcție de căldura metabolică, [74].

1.5.2.6. Indicele influenței vântului [74]

Acest indice descrie pierderile de căldură ale unei suprafețe cilindrice prin radiație și convecție având temperatura suprafeței de 33°C în funcție de temperatura mediului ambiant și viteza vântului.

$$HV = (10,45 + 10 \cdot \sqrt{v_v - v_v}) \cdot (33 - t_i) , \quad (1.55)$$

unde:

v_v – viteza vântului, [m/s];

IIV – indicele influenței vântului, [-].

Temperatura de 33°C reprezintă temperatura medie la suprafața corpului uman, pentru o persoană care desfășoară o activitate statică.

Utilizând acest indice se poate defini temperatura echivalentă pentru anumite condiții ale temperaturii și vitezei aerului și anume:

$$t_{ech} = -0,04544 \cdot IIV + 33. \quad (1.56)$$

În tabelul 1.6 se prezintă valorile temperaturii echivalente funcție de temperatura exterioară și viteza vântului.

Tabelul 1.6 Temperatura echivalentă, [74]

		Temperatura aerului [°C]										
v [km/h]	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
	Temperatura echivalentă [°C]											
calm	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
10	8	2	-3	-9	-14	-20	-25	-31	-37	-42	-48	-53
20	3	-3	-10	-16	-23	-29	-35	-42	-48	-55	-61	-68
30	-1	-6	-13	-20	-27	-34	-42	-49	-56	-63	-70	-77
40	-1	-8	-16	-23	-31	-38	-46	-53	-60	-68	-75	-83
50	-2	-10	-18	-25	-33	-41	-48	-56	-64	-71	-79	-87
60	-3	-11	-19	-27	-35	-42	-50	-58	-66	-74	-82	-90
70	-4	-12	-20	-28	-35	-43	-51	-59	-67	-75	-83	-91
Pericol mic în interval de 5 h IIV<1400					Pericol în creșterea îngheț într-un interval de 1 min. 1400<IIV<2000			Pericol mare îngheț într-un interval de 30 sec. IIV>2000				

1.6. Confortul termic

1.6.1. Domeniul confortului termic

Dacă sunt îndeplinite condițiile din punct de vedere tehnic al confortului ambiental [74] acest lucru nu înseamnă întotdeauna că ocupanții sunt mulțumiți cu ambientul. Indiferent de rezultatul valorilor măsurate, dacă ocupanții nu sunt mulțumiți înseamnă că este o problemă legată de ambient.

Ocupanții pot detecta, descrie sau indica o gamă largă de parametrii interiori care variază în timp, cum ar fi calitatea aerului pe o perioadă de un an într-o încăpere. Dar nu se poate lua percepția umană ca și referință deoarece fiecare persoană percepe parametrii interiori diferit.

Confortul termic este definit de organismul uman ca fiind starea în care nu există disconfort local (prea cald sau prea rece), ca de exemplu asimetria termică radiantă, curentul de aer, planșeele reci sau calde, sau diferența de temperatură pe verticală. În figura 1.9 se prezintă temperatura optimă în funcție de căldura cedată

prin metabolism și rezistența termică a îmbrăcămînții pentru umiditate relativă de 50% și viteza aerului mai mică de 0,1 m/s.

Zona hașurată reprezintă domeniul de temperatură pentru PMV (1.7.1.) $\pm 0,25$ la temperatura operativă optimă obținută prin intersecția dintre rezistența termică a îmbrăcămînții și căldura cedată prin metabolism.

Pentru perioada de iarnă într-o sală de clasă unde ocupanții stau în bănci, se consideră rezistență termică a îmbrăcămînții de 1 [clo] și căldura cedată prin metabolism de 1,2 [met] rezultând temperatura operativă de 22°C. Punctul cade în zona cu $\pm 2,0^\circ\text{C}$, conform figurii 1.9, însemnând că temperatura operativă poate să fie între 20-24°C echivalent pentru PMV $\pm 0,25$.

Organismul uman diferă de la persoană la persoană, totuși se poate considera un domeniu pentru umiditatea relativă în care se asigură senzația de confort (starea în care corpul uman se acomodează ușor la condițiile ambientale).

Valorile parametrilor de umiditate relativă și temperatură sunt cuprinse între 30% și 70%, respectiv 20°C și 26°C. În figura 1.10 se prezintă domeniul de confort pentru o activitate de 1,2 [met] (repaus sau în picioare) și rezistență termică a îmbrăcămînții [clo] de 0,8÷1,2 [clo] iarna și 0,6÷0,8 [clo] vara pentru viteza ambientală de 0,15÷0,25 m/s.

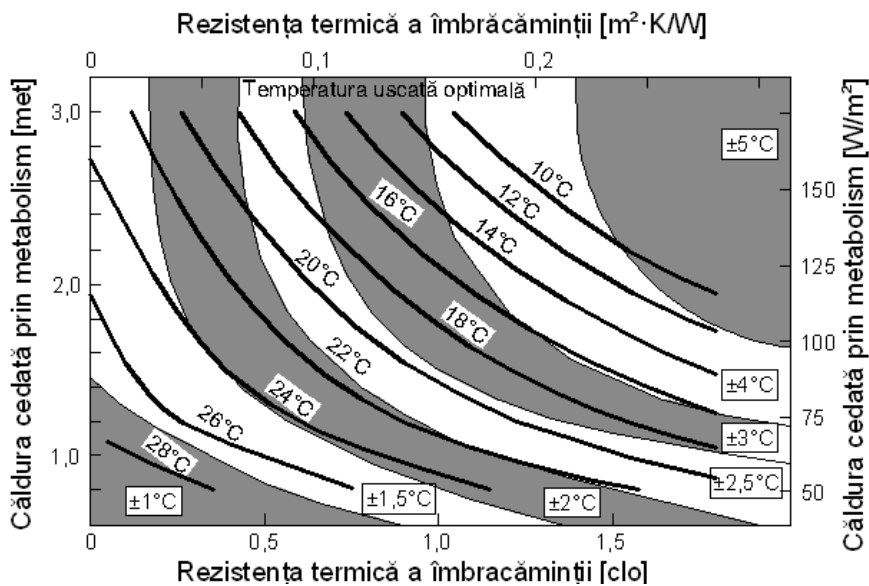


Figura 1.9 Temperatura operativă în funcție de activitatea desfășurată, [74].

În general în domeniul de temperatură 18°C și 24°C majoritatea persoanelor se vor afla în stare de confort. Dacă nu se ating aceste temperaturi corpul uman are capacitatea de a se adapta, dar la temperaturi sub 16°C pot să apară probleme de sănătate: reducerea rezistenței organismului la răceală și la infecții.

Totodată se vor mări pierderile de căldură prin respirație. Chiar și o mică scădere a temperaturii corpului va crește vâscozitatea și crește presiunea sângelui pentru toate categoriile de vârstă, efect care poate duce chiar și la infarct.

Pentru activitate sedentară în perioada de iarnă regimul de încălzire trebuie să respecte următoarele condiții (pentru spațiile cu activități):

- Temperatura operativă cuprinsă între 20°C și 24°C ($22^{\circ}\text{C}\pm 2^{\circ}\text{C}$);
- Diferența de temperatură pe verticală între nivelul călcâielor și al capului să nu fie mai mare de 3°C;
- Temperatura podelei trebuie să fie între 19°C și 26°C;
- Viteza mediată în încăperea să nu depășească 0,15m/s;
- Temperatura radiantă asimetrică de la ferestre sau alte suprafețe verticale reci să nu depășească diferența de 10°C față de un plan vertical mic situat la 0,6 metri deasupra podelei;
- Temperatura radiantă asimetrică de la un tavan cald (încălzit) trebuie să fie mai mică cu 5°C față de un plan vertical mic situat la 0,6 metri deasupra podelei.

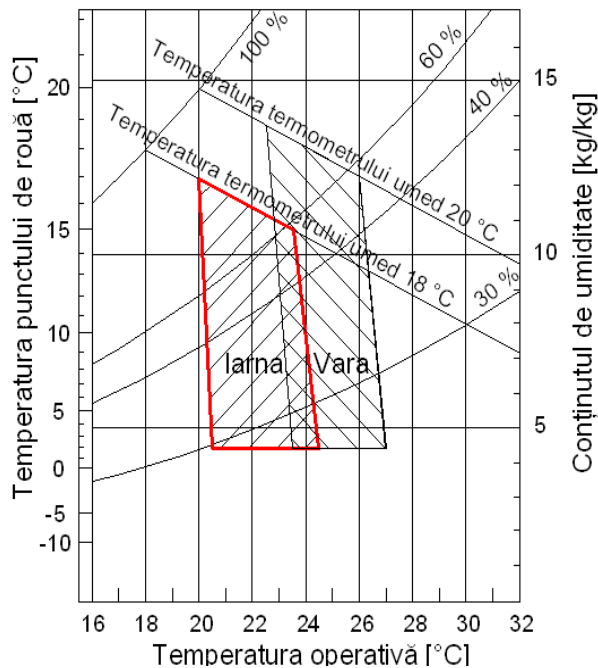


Figura 1.10 Zona de confort pentru activități sedentare pentru perioada de vară și iarnă, [74].

1.6.2. Percepția senzației de confort

De Dear [5] a explicat faptul cum pretențiile noastre față de mediul ambiant pot influența percepția cu privire la confort. Adaptarea, reacțiile și răspunsurile persoanelor pentru realizarea senzației de confort se pot împărți în 3 categorii:

➤ **Adaptarea comportamentală**

O variantă de adaptare este prin schimbarea vestimentației (îmbrăcarea sau dezbrăcarea vestimentației), mișcarea corpului sau crearea de curent de aer cu

ajutorul unor obiecte, deschiderea geamului, pornirea sau oprirea ventilatorului, reducerea aerului introdus.

➤ **Adaptarea fizică (a corpului uman)**

Corpul uman se poate adapta la un mediu ambiental neconfortabil (foarte cald sau foarte rece) prin schimbarea parametrilor interiori ai corpului, proces numit termoreglare. Acest proces implică dilatarea sau contractarea vaselor sanguine, frisoane sau transpirație.

➤ **Adaptarea psihică**

Perceperea psihică a confortului ambinetal este o adaptare subiectivă și individuală care nu ține cont de parametrii ce definesc starea de confort. Această percepție poate să fie influențată de senzații de confort anterioare și mai ales de așteptări are individul de la clădirea respectivă din punct de vedere al instalațiilor existente.

În figura 1.11 se prezintă modul de adaptare al ocupanților spațiului funcție de caracteristicile ambientale și cele individuale pentru realizarea confortului termic.

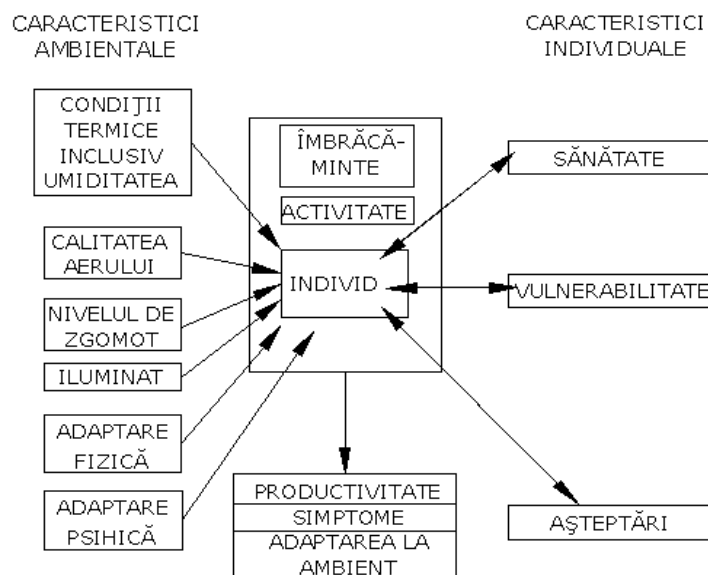


Figura 1.11 Modul de adaptare la confortul termic pentru ocupanți

1.7. Indicatorii de confort PMV și PPD

1.7.1. Votul mediu previzibil PMV

Senzația de confort [44,51] este starea rațională, în care o persoană se simte confortabil din punct de vedere termic. Având în vedere această definiție confortul termic trebuie analizat în funcție de starea psihică a persoanei și interacțiunea acesteia cu mediul ambiant.

Senzația de confort este influențată de o serie de parametri ai ambiantului care sunt variabili în timp și de aceea este dificil de a se stabili valori de confort care

să fie aplicabile în orice situație [52], dar s-au stabilit niște principii, criterii și valori pentru unii factori care se pot folosi pentru alegerea sistemului de încălzire și ventilare.

Indicele de PMV este valabil pentru un regim staționar, dar se poate folosi și într-un regim variabil dacă parametrii ce intervin în calcul acestuia variază lent în timp și se consideră valoarea lor medie ponderată pe o perioadă de cel puțin o oră.

Pielea, temperatura interioară, umiditatea pielii și procesele psihologice toate contribuie la starea de confort a persoanei. Persoanele care se simt neconfortabil își pierd interesul de a munci și au tendința de a lua pauze cât mai dese.

Senzația de confort termic se descrie conform unei scări definite de ASHRAE, care coincide cu valorile **PMV** (Votul mediu previzibil) [42] prezentat în tabelul 1.7:

Tabelul 1.7 Scara senzației de confort, [83].

+3 foarte cald	-1 puțin rece
+2 cald	-2 rece
+1 puțin cald	-3 foarte rece
0 neutru	

Cel mai des se folosește ecuația de confort a lui Fanger [3] prin metoda PMV, care poate fi folosită pentru definirea zonei de confort ținând cont de valori interioare măsurate. Acest indice combină influența temperaturii aerului, temperatura medie radiantă, viteza aerului și umiditatea relativă, rezistența termică a îmbrăcămînții și energia termică produsă prin metabolism de corpul uman. Relațiile 1.57÷1.60 sunt ecuațiile de confort conform [74].

$$PMV = [0,303 \cdot \exp(-0,036 \cdot M) + 0,028] \cdot \left\{ \begin{array}{l} (M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - \\ - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_i) - \\ - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_h \cdot [(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] - f_h \cdot \alpha_c \cdot (t_h - t_i) \end{array} \right\}, \quad (1.57)$$

$$t_h = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_h \cdot \left\{ 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_h \cdot [(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] + f_h \cdot \alpha_c \cdot (t_h - t_i) \right\}, \quad (1.58)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |t_h - t_i|^{0,25} & \text{dacă } 2,38 \cdot |t_h - t_i| \cdot 0,25 > 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 2,38 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{dacă } 2,38 \cdot |t_h - t_i| \cdot 0,25 < 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases}, \quad (1.59)$$

$$f_h = \begin{cases} 1,0 + 0,2 \cdot I_h & \text{dacă } I_h < 0,5 \cdot clo \\ 1,05 + 0,1 \cdot I_h & \text{dacă } I_h > 0,5 \cdot clo \end{cases}, \quad (1.60)$$

unde:

- M – energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [W/m²];
- W – lucrul mecanic produs de om, [W/m²];
- I_h – rezistența termică a îmbrăcămînții, [clo];
- f_h – raportul între suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului dezbrăcat S_h/A_D;
- t_i – temperatura aerului interior, [°C];
- t_{mr} – temperatura medie radiantă, [°C];
- v_{ar} – viteza relativă a aerului, [m/s];

- p_a – presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [Pa];
 α_c – coeficient de transfer termic prin convecție, [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$];
 t_h – temperatura la suprafața îmbrăcăminții, [$^{\circ}\text{C}$].

Așa cum s-a arătat o anumită stare a mediului ambiant poate să creeze sau nu o senzație de confort. Acest lucru depinde de răspunsul organismului uman la interacțiunea cu mediul ambiant. Cerințele persoanelor din zona de lucru [33,47,54] din punct de vedere al calității aerului este ca aerul să fie respirabil și în al doilea rând să fie perceput ca și aer proaspăt nu ca și aer stătut sau iritant.

Pentru a crea un confort termic pentru un grup de persoane, trebuie ca procentul de mulțumiți din grup să fie cât mai mare.

Conform literaturii de specialitate [49,62] se consideră că un spațiu prezintă confort termic în situația în care 80% dintre ocupanți consideră ambientul acceptabil.

1.7.2. Procentul previzibil de nemulțumiți PPD [74]

Procentul previzibil de nemulțumiți anticipează procentul celor susceptibili de a avea senzația de prea cald sau prea rece pe o scară de senzație cu șapte nivele. Deoarece percepția senzației de confort este subiectivă depinzând de gen, vârstă și activitate, un anumit procent dintre ocupanți vor fi mulțumiți, procent ce se poate calcula cu relația:

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp[-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)]. \quad (1.61)$$

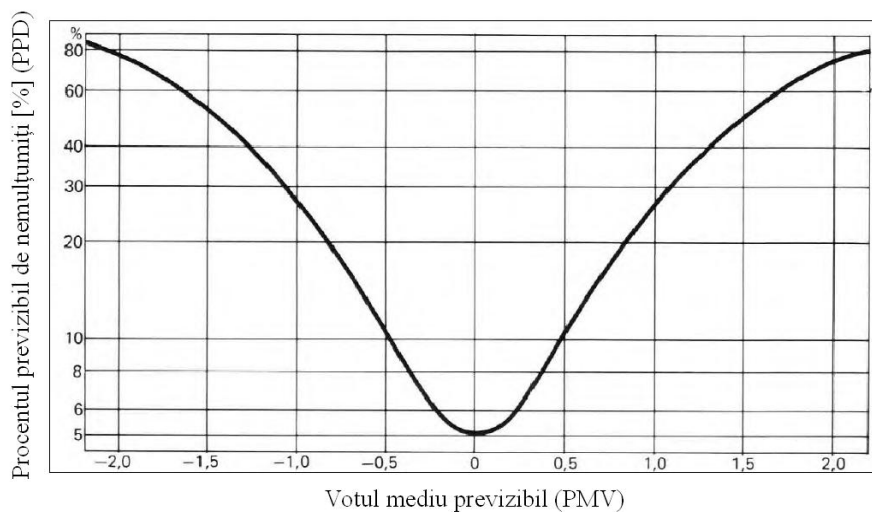


Figura 1.12 Procentul previzibil de nemulțumiți (PPD) în funcție de votul mediu previzibil (PMV), [74].

Gradul previzibil de nemulțumiți PPD este recomandat să fie sub 10%, iar domeniul optim ar fi: $-0,5 < PMV < +0,5$, adică pentru o valoare a lui PPD sub 10% conform figurii 1.12.

Având în vedere cele menționate mai sus, pentru a stabili dacă corpul uman se află în stare de confort termic, aceasta senzație trebuie analizată ținând cont atât

de criteriile obiective ce definesc mediul în care omul trăiește și își desfășoară activitatea, cât și de criteriile subiective ce țin cont de răspunsul persoanei la interacțiunea cu mediul ambient. Totodată estimarea persoanei depinde de starea sa de dispunere (emoții, nervozitate, oboseală, stres, sănătate), de vârsta și de ziua în care are loc estimarea.

O valoare de 10% a lui PPD corespunde unei valori de $\pm 0,5$, și chiar dacă $PMV=0$ un procent de 5% din ocupanți vor considera condițiile mediului ambiental inconfortabile.

Indicii PMV și PPD se referă la disconfortul produs de senzația de rece sau cald exercitat asupra întregului corp uman. Dar efectul de disconfort poate fi cauzat și de o răcire sau încălzire asupra unei părți din corpul uman, cauzând disconfort local ca de exemplu o diferență mare de temperatură pe verticală dintre nivelul capului și al călcâielor, o viteză prea mare sau o valoare mare a temperaturii radiante asimetrice.

1.7.3. Domeniul umidității relative

Controlul umidității relative din mediul înconjurător contribuie esențial la creșterea calității aerului interior. La o temperatură de confort, dacă umiditatea relativă scade sub domeniul precizat [8] se manifestă o senzație de rece, dar poate afecta și echipamentele electrice datorită descărcărilor statice.

La o umiditate relativă sub 40%, ocupanții simt senzația de uscat pe căile respiratorii (gură, nas și gât), iar la valori de peste 70% se va simți aer umed în respirație. Din condiții de sănătate umiditatea relativă trebuie menținută între 40% și 60%, zona hașurată în figura 1.13.

Desele cazuri de insuficiență respiratorie apărute iarna, sunt strâns legate de umiditatea relativă scăzută din încăperea. Din studiile efectuate [58] a rezultat faptul că s-a înregistrat o rată scăzută a bolilor respiratorii, pe timpul iernii la ocupanții spațiilor cu umiditate relativă medie față de spațiile cu umiditate relativă scăzută. Creșterea numărului de bacterii este favorizată când umiditatea relativă este sub 30% și peste 60%. În acest domeniu (30%÷60%), creșterea numărului de bacterii și microorganisme precum și a reacțiilor dintre acestea este mai redusă.

Virusii se răspândesc când umiditatea relativă este sub 50% și peste 70%.

Microorganismele ce se hrănesc cu resturi de piele se dezvoltă la umiditate relativă de peste 50%. Febra este favorizată când umiditatea relativă este sub 40% și peste 60%, astfel din condiții de sănătate, umiditatea relativă trebuie menținută între 40% și 60% pentru a nu favoriza dezvoltarea bacteriilor, virusilor, mușcăiului și a astmului.

Umiditatea relativă are un efect semnificativ asupra infecțiilor produse de aerul inspirat. La o umiditate relativă de 50%, rata de mortalitate a anumitor microorganisme crește, și vlaga virusilor care pot produce gripe este redusă. În afara acestei valori a umidității relative se amplifică efectul acestora. Umiditatea mare poate determina creșterea numărului de germeni patogeni sau alergeni.

La o umiditate relativă sub 40%, ocupanții simt senzația de uscat pe căile respiratorii gură, nas, gât și usturime la ochi. Un alt aspect ce apare datorită umidității relative scăzute din încăperea este antrenarea mult mai ușor a prafului, iar la valori de peste 70% se va simți în respirație aer umed și înăbușit. Un alt factor ce influențează confortul este rezistența termică a îmbrăcăminții ($[m^2 \cdot K/W]$ sau $[clo]$) și modul de activitate desfășurată.

Creșterea umidității relative într-un spațiu reduce acumularea sarcinilor electrostatice, dar această creștere este limitată de cerințele de umiditate.

Umiditatea relativă de 45% reduce sau elimină efectele electrostatice în multe spații, dar de exemplu fibrele din lână și materiale sintetice necesită o umiditate mai mare. O umiditate relativă de cel puțin 50% necesită legarea la împământare a instalației electrice.

Aerul absoarbe undele sonore, ceea ce conduce la reducerea nivelului de zgomot al sunetului. La o umiditate relativă de 15÷20% efectul de absorbție a sunetului este scăzut, dar se constată o creștere a absorbției nivelului de zgomot la o umiditate relativă de 40%. Peste 50%, efectul este neglijabil. Datorită legăturii dintre temperatură și umiditatea relativă, controlul exact al umidității se face prin corelarea cu controlul temperaturii.

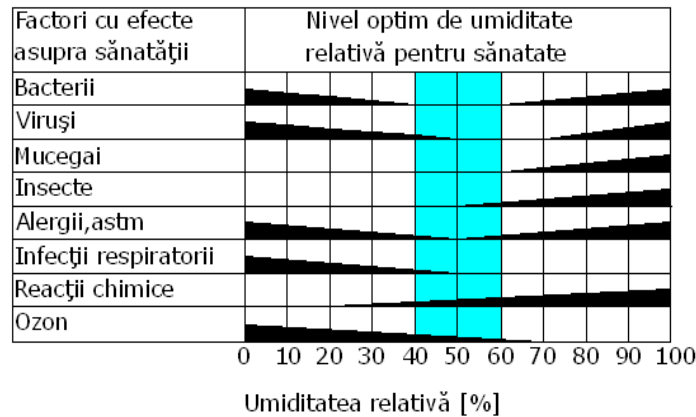


Figura 1.13 Umiditatea relativă optimă, condiție de sănătate, [95]

Umiditatea relativă este condiționată și de valoarea temperaturii de refulare. O creștere cu 10% a umidității relative este sesizată ca o creștere a temperaturii operative cu 0,3°C. Riscul efectului de curent resimțit este mai mic pentru persoanele care sunt mai călduroase și mai mare pentru cei friguroși față de starea neutră.

Valorile umidității relative în raport cu temperatura interioară pentru vară și iarnă, cu îmbrăcăminte normală pentru activitate și de repaos sunt prezentate în tabelul 1.8:

Tabelul 1.8 Valorile umidității relative funcție de temperatura interioară, [83]

Umiditate relativă [%]	Temperatură vara [°C]	Temperatură iarna [°C]
30	20,3 ÷ 24,5	23,4 ÷ 26,7
40	20,3 ÷ 24,2	23,0 ÷ 26,4
50	20,3 ÷ 23,6	22,8 ÷ 26,1
60	20,0 ÷ 23,4	22,5 ÷ 25,6

O atenție deosebită trebuie să se acorde și fenomenului de producere a condensului. În funcție de rezistența termică a elementului de construcție și de umiditatea relativă a aerului interior trebuie să se evite atingerea pe suprafața de construcție a punctului de rouă.

1.7.4. Conținutul de umiditate

Conținutul de umiditate reprezintă raportul dintre masa vaporilor de apă și masa aerului uscat dintr-un volum de aer:

$$x_{ai} = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_a - p_v} \quad , \quad (1.62)$$

iar umiditatea la saturație:

$$x_s = \frac{0,622 \cdot p_s}{(p - p_s)} \quad . \quad (1.63)$$

Aerul vehiculat are capacitatea de a transporta căldură, frig dat totodată, și vapori de apă. Astfel masa vaporilor de apă transportați se poate defini cu relația:

$$m_v = \frac{0,622}{p_a} \cdot m_a \cdot p_v \quad , \quad (1.64)$$

unde:

- x_{ai} – conținutul de umiditate a aerului din mediul ambiant, [kg/kg];
- x_s – conținutul de umiditate la saturație, [kg/kg];
- p_a – presiunea atmosferică (barometrică) = 101325, [Pa];
- p_s – presiunea de saturație a vaporilor de apă, [Pa];
- m_a – masa aerului uscat, [kg];
- m_v – masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la presiunea p și temperatura t , [kg].

1.7.5. Excedentul de umiditate interioară

Este raportul dintre debitul de umiditate produsă într-un spațiu și produsul dintre numărul de schimburi orare și volumul încăperii.

$$\Delta x = \rho_i - \rho_e = \frac{G}{n_s \cdot V} \quad , \quad (1.65)$$

unde:

- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- ρ_e – densitatea aerului exterior, [kg/m³];
- G – debitul de umiditate produs, [kg/h];
- n_s – numărul de schimburi orare, [h⁻¹];
- V – volumul încăperii, [m³].

1.8. Calitatea aerului și disconfortul termic

1.8.1. Debitul minim necesar de aer proaspăt [83]

Calitatea aerului poate fi exprimată prin procentul de nemulțumiți. În figura 1.14 se prezintă procentul de nemulțumire funcție de debitul de aer proaspăt pentru o persoană standard. Persoana standard considerată poluantă, este un adult într-o

stare medie sedentară de muncă, de birou, și care se simte în echilibru termic. Poluarea produsă de această persoană standard se numește "olf".

Calitatea aerului percepută poate fi exprimată în decipol (dp), unde 1 dp reprezintă calitatea aerului într-un spațiu cu o sursă de poluare de 1 olf și debit de aer proaspăt de 10 l/s.

În situația în care o persoană analizează calitatea aerului dintr-o încăpere [91], este important ca aerul perceput în acel moment să fie acceptabil imediat.

$$1dp = \frac{1}{10} = 0,1 \cdot \text{olf} / (\text{l/s}) , \quad (1.66)$$

$$PPD = 395 \cdot e^{(-1,83 \cdot q_0^{0,25})} , \quad \text{pentru } q_0 \geq 0,32 \text{ [l/s} \cdot \text{olf]} \quad (1.67)$$

$$PPD = 100 , \quad \text{pentru } q_0 \leq 0,32 \text{ [l/s} \cdot \text{olf]} \quad (1.68)$$

unde:

q_0 – debitul de aer proaspăt introdus, [l/s].

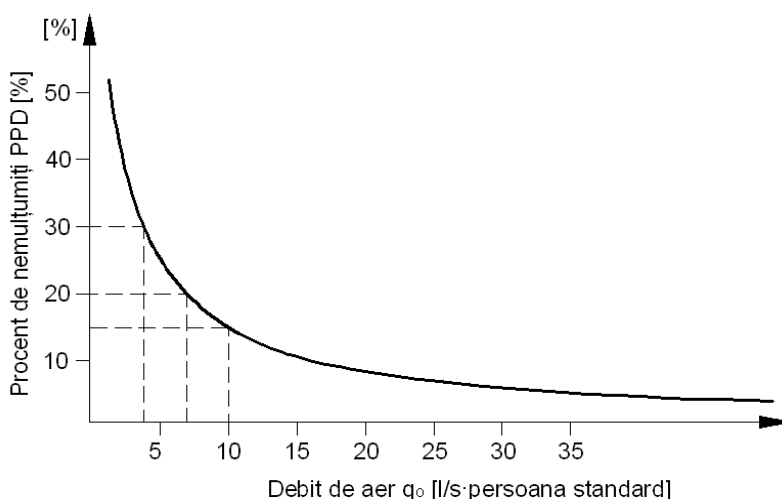


Figura 1.14 Procentul de nemulțumiri cauzat de o persoană standard (1 olf) la diferite debite de aer proaspăt, [83].

Procentul de aer proaspăt introdus poate fi determinat și din bilanțul de energie al debitului aerului recirculat, aerului exterior și al aerului refulat. Din acest bilanț de energie și de masă a debitelor de aer, procentul de aer proaspăt introdus se poate determina cu relația:

$$P_{pr} \% = 100 \cdot \frac{t_r - t_{ref}}{t_r - t_e} , \quad (1.69)$$

unde:

t_r - temperatura aerului recirculat, [°C];

t_{ref} - temperatura aerului refulat, [°C];

t_e - temperatura aerului exterior, [°C].

Temperatura aerului de refulare trebuie măsurată în tubulatura principală de distribuție.

1.8.2. Conținutul de bioxidul de carbon CO₂

Deoarece clădirile devin din ce în ce mai etanșe, infiltrațiile de aer proaspăt sunt scăzute, lucru ce duce la acumulări mari de CO₂ în sălile de clasă cu ocupanți.

Cantitatea de bioxid de carbon poate fi determinată știind numărul de ocupanți dintr-o încăpere. Persoanele produc bioxid de carbon în funcție de activitatea metabolică. În cantități mici, CO₂ este inofensiv și nu este perceput de oameni. În figura 1.15 se prezintă procentul de nemulțumiți funcție de conținutul de CO₂ peste nivelul din aerul exterior. Acest procent se poate calcula și analitic cu relația:

$$PPD = 395 \cdot e^{(-15,15 \cdot C_{CO_2} - 0,25)} \quad (1.70)$$

Bioxidul de carbon este transparent și nu are miros (incolor și inodor). Conținutul de CO₂ exterior se află în domeniul de 350÷400 ppm, acesta fiind mărit de conținutul de CO₂ degajat de ocupanți, dar nivelul nu trebuie să depășească 1500 ppm. În general se consideră concentrația interioară de CO₂ între 500÷1500 ppm, ca fiind acceptabilă.

Pentru un confort mediu al aerului interior, CIBSE [80] recomandă concentrația de CO₂ să nu depășească nivelul de 1000 ppm. Când o persoană de vârstă medie expiră, proporția de CO₂ este de 35000÷50000 ppm, ce corespunde cu 0,01 g/s sau 0,005 l/s.

Dacă concentrația de CO₂ depășește 35000 ppm, receptorii din sistemul central de respirație reacționează și produc efectul de sufocare. În urma cercetărilor efectuate în sălile de clasă, concentrația mare de CO₂ conduce la micșorarea duratei de concentrare și poate afecta capacitatea intelectuală și productivă. În situația în care CO₂ este produs într-un spațiu, se pot face modelări simple pentru determinarea efectului de ventilare pentru diferite debite de aer. Concentrația de CO₂ pentru o perioadă de timp poate fi calculată cu relația:

$$C_{CO_2} = \left(C_{eCO_2} + 10^6 \cdot \frac{Y}{q_0} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{n_s \tau}} \right) + C_{iCO_2} \cdot \frac{1}{e^{n_s \tau}} \quad (1.71)$$

unde:

C_{eCO_2} – concentrația exterioară de CO₂, [ppm];

C_{iCO_2} – concentrația inițială de CO₂, [ppm];

Y – debitul total de CO₂ degajat de la ocupanți, [l/s];

n_s – numărul de schimburi orare, [h⁻¹];

τ – durata, [h].

Pentru situația din laborator, sala are volumul 178 m³, iar debitul de aer proaspăt refulat și evacuat pentru regimurile de ventilare cu introducere 100% aer proaspăt și recirculat a fost de 1350 m³/h (375 l/s). Rezultă un număr de schimburi orare de $n_s = 7,58$ [h⁻¹]. Pentru regimul de încălzire cu corpuri statice și ventilare mecanică cu asigurarea ratei de aer proaspăt necesar ocupanților, debitul de aer introdus a fost de 400 m³/h (111 l/s), reprezentând $n_s = 2,25$ [h⁻¹]. Numărul de studenți a fost de 12, iar aerul proaspăt introdus are conținutul de CO₂ de 400 ppm, iar timpul de măsurare este de 3 ore. Sala înainte a fost aerisită având aceeași concentrație de CO₂ ca și aerul proaspăt introdus din exterior.

$$Y = N \cdot q_{CO_2} = 12 \cdot 0,005 = 0,06 [l/s],$$

$$C_{CO_2} = \left(400 + 10^6 \cdot \frac{0,06}{375} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{7,58 \cdot 3}} \right) + 400 \cdot \frac{1}{e^{7,58 \cdot 3}} = 560 [ppm].$$

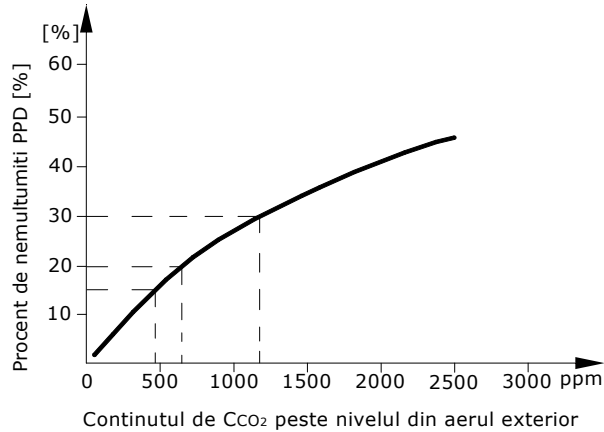


Figura 1.15 Procentul de nemulțumiți funcție de nivelul de CO₂ din spațiu, [83].

Exemplu: Pentru situația existentă, ocupanții și inclusiv clădirea în funcție de [81] sunt considerați surse poluante și se va determina cantitatea de poluare produsă. Cantitatea minimă de aer proaspăt necesară pentru diluția conținutului de bioxid de carbon produs de o persoană în limitele acceptabile este:

$$q_{CO_2} = \frac{N \cdot q_{CO_2,pers}}{(C_{iCO_2} - C_{eCO_2})},$$

unde:

N – numărul de persoane, [pers];

C_{iCO_2} – concentrația de CO₂ din aerul interior, [ppm];

C_{eCO_2} – concentrația de CO₂ din aerul exterior, valoare care trebuie să fie între 300÷500 [ppm];

$q_{CO_2,pers}$ – debitul de CO₂ pentru o persoană, $q_{CO_2,pers} = 18,6 [l/(h \cdot pers)] = 27 [m^3/(h \cdot pers)]$;

$$C_{iCO_2} - C_{eCO_2} = \frac{N \cdot q_{CO_2,pers}}{q_{CO_2}} = \frac{1 \cdot 0,31}{7,5 \cdot 60} = 0,000689 \cong 700 [ppm].$$

Pentru a se menține această diferență de concentrație între interior și exterior, dacă crește numărul de persoane trebuie mărit și debitul de aer proaspăt. Astfel pentru 12 persoane rezultă:

$$q_{CO_2} = \frac{12 \cdot 18,6 \cdot 1000}{700} = \frac{223200}{700} = 319 [m^3/h],$$

$$C_s = C_{eCO_2} - \frac{N \cdot q_{CO_2}}{N \cdot q_{CO_2}} = 500 - \frac{223200}{319} = 1200 [ppm].$$

Relația de mai sus indică faptul că aveam un ambient confortabil atunci când concentrația de CO₂ din aerul interior este cu cel mult 700 [ppm] mai mare decât cea din aerul proaspăt. Pentru săli de clasă conform [81] se consideră 0,3 [olf/m²], iar pentru activitate sedentară fără fumat 1 [olf/pers], de unde rezultă pentru laboratorul experimentat sursa de poluare:

$$o = 0,3 \cdot 47 + 12 \cdot 1 = 26,1 \text{ [olf]}.$$

Procentul de disconfort al persoanelor:

$$q_{olf} = \frac{q \cdot 1000}{3600 \cdot o} = \frac{375}{26,1} = 14,37 \text{ [l/(s \cdot olf)]} ,$$

$$PPD = 395 \cdot e^{(-1,83 \cdot q^{0,25})} = 395 \cdot e^{(-1,83 \cdot 14,37^{0,25})} = 11,2\% ,$$

unde:

q_{olf} – raportul dintre debitul de ventilare și sursa de poluare în olf, [l/(s·olf)] ;
 o – sursa de poluare, [olf].

Deoarece procentul de disconfort al persoanelor este sub 15% conform standard [78] încăperea în care s-au făcut măsurătorile se încadrează în categoria A de confort.

1.8.3. Disconfortul produs de curentul de aer

În figura 1.16 se poate determina intensitatea turbulenței în funcție de viteza mediată și temperatura aerului din încăpere.

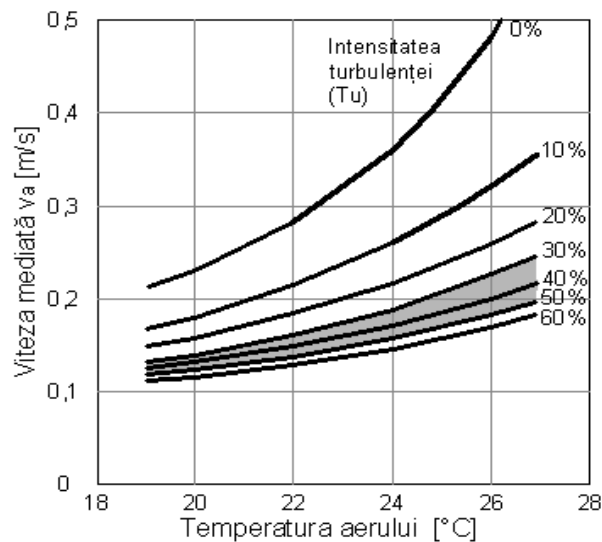


Figura 1.16 Determinarea turbulenței funcție de viteza mediată v_a și temperatura aerului interior t_i pentru disconfortul produs de curentul de aer DR=15%, [83].

Din studii a reieșit că o persoană care are senzația de confort neutră nu este deranjată de o viteză a aerului în jurul corpului până la 0,25 m/s. Când viteza din încăperea depășește 0,15 m/s temperatura medie radiantă trebuie mărită pentru a compensa efectul de răcire datorită mișcării aerului. În figura 1.17 se poate determina valoarea de mărire a temperaturii operative funcție de viteza aerului din încăperea. Valorile turbulenței în încăperi, în zone ferite de jeturile de aer, este în general între 30%÷50%.

Viteza relativă în jurul corpului crește odată cu activitatea depusă. Se poate estima și o corecție atunci când activitatea depășește 1 [met] cu relația:

$$v_c = v_a + 0,3 \cdot (M - 1), \quad (1.72)$$

unde:

v_c – viteza corectată, [m/s] ;

M – energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [met].

Partea posterioară a gâtului este mult mai sensibil la efectul de curent decât fața. Dacă jetul de aer este îndreptat direct pe această zonă atunci viteza maximă admisibilă trebuie redusă. Mișcarea aerului este mult mai bine tolerată dacă direcția de deplasare a aerului se schimbă în spațiu.

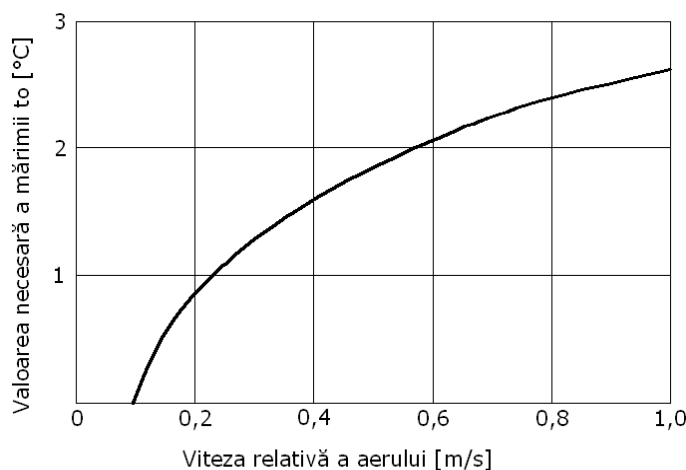


Figura 1.17 Corecția temperaturii operative funcție de viteza aerului, [1].

Disconfortul produs de curentul de aer este direct proporțional cu turbulența și poate fi calculat cu relația:

$$DR = (34 - t_i) \cdot (v_a - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot v_a \cdot T_u + 3,14) \quad [83], \quad (1.73)$$

pentru $v_a < 0,05 \text{ m/s}$: se consideră $v_a = 0,05 \text{ m/s}$;
 pentru $DR > 100\%$: se consideră $DR = 100\%$.

unde:

DR – disconfortul produs de curentul de aer, adică procentul ocupanților care este nemulțumit din cauza acestui curent de aer, [%];

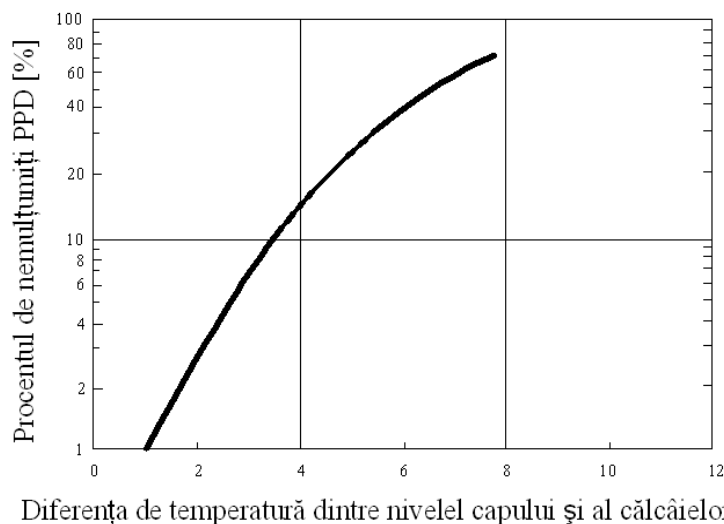
T_u – intensitatea locală a turbulenței, reprezentând raportul dintre abaterea standard a vitezei locale și valoarea medie a acestuia, [%].

1.8.4. Disconfortul produs de ecartul de temperatură pe verticală, funcție de sistemul de încălzire [68]

În general aerul se stratifică de la nivelul pardoselii până la nivelul tavanului, aerul cald datorită densității mai mici urcă la partea superioară a încăperii, iar aerul mai rece ocupă zona inferioară a încăperii. Cu cât componenta radiantă a sistemului de încălzire este mai mare cu atât temperatura va fi mai uniformă pe înălțimi.

Teoretic în cazul pardoselii radiante nu ar trebui să existe diferențe de temperatură pe nivele. Ca și o recomandare în spațiile unde degajarea de căldură este mai mare decât necesarul încăperii se recomandă ca diferența de temperatură dintre nivelul capului și cel al călcâielor să fie de cel mult de $2 \div 3^\circ\text{C}$.

În figura 1.18 se prezintă procentul de nemulțumiți în funcție de diferența de temperatură dintre nivelul călcâielor și cel al capului.



Diferența de temperatură dintre nivelele capului și al călcâielor [°C]

Figura 1.18 Procentul de nemulțumiți PPD în funcție de diferența de temperatură dintre nivelul călcâielor și al capului, [83].

În studiul efectuat de Wyon și Sandberg [68], pe 200 de persoane expuse pe perioadă de o oră la diferențe de temperatură pe verticală de: 0°C , 2°C și 4°C pe metru s-a observat că disconfortul termic nu a fost influențat de diferența de temperatură pe verticală, ci mai degrabă de sensibilitatea mărită a sistemului de termoreglare al corpului.

Ca și condiție, această diferență de temperatură trebuie să fie mai mică de 8°C . Diferența de temperatură între nivelul capului și cel al călcâielor poate genera disconfort definit prin procentul de nemulțumiți PPD cu relația:

$$PPD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta t_{a,v})} \quad (1.74)$$

unde:

$\Delta t_{a,v}$ – diferența de temperatură pe verticală între nivelul capului și cel al călcâielor, [°C].

Pentru diferite sisteme de încălzire se prezintă în figura 1.19 variația temperaturii pe verticală.

În varianta în care încălzirea se face cu aer cald refulat la partea inferioară a încăperii se observă un gradient de temperatură mult mai mic față de varianta refulării aerului cald la partea superioară, adică diluția cu aerul interior. Un sistem care produce gradient de temperatură mare se poate spune că nu a fost bine dimensionat.

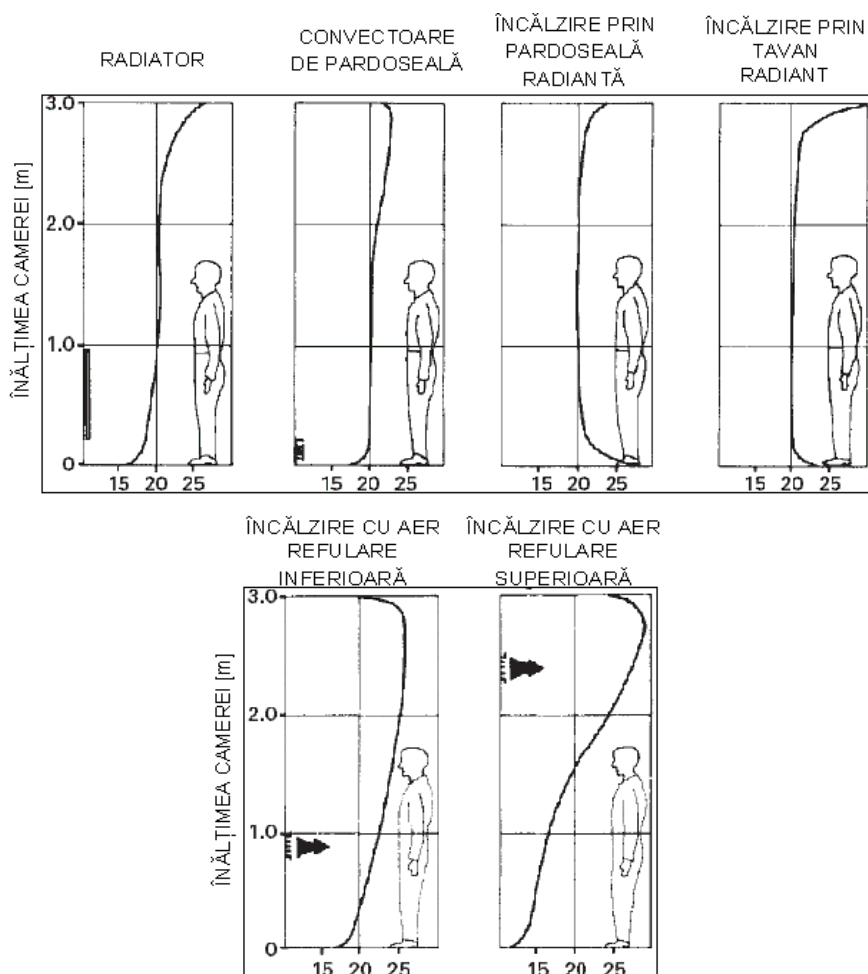


Figura 1.19 Variația temperaturii pe verticală considerând încăperile învecinate încălzite, [68].

1.8.5. Disconfortul datorită planșelor calde și reci

Planșeul în cazul în care este prea rece sau prea cald poate produce disconfort termic la nivelul gleznelor. O influență importantă asupra temperaturii

medii radiante o reprezintă temperatura pardoselii. Din măsurători efectuate de Olesen a reieșit că pentru activități sedentare temperatura de 25°C este optimă, iar pentru stat în picioare temperatura optimă este de 23°C.

În cazul în care pardoseala este rece, acest efect produce disconfort persoanelor situate în încăperea și aceștia au tendința de a mări temperatura interioară și implicit consumul de energie. Este recomandat ca temperatura suprafeței planșeului să fie între 19÷26°C.

În figura 1.20 se prezintă procentul de nemulțumiți PPD funcție de variația temperaturii pardoselii:

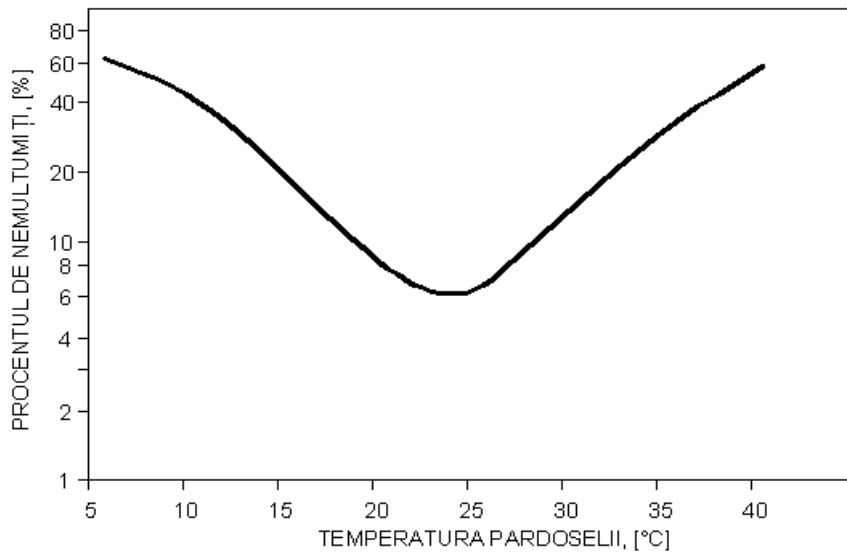


Figura 1.20 Procentul de nemulțumiți funcție de temperatura pardoselii, [83].

$$PPD = 100 - 94 \cdot e^{(-1,387 + 0,118 \cdot t_f - 0,0025 \cdot t_f^2)}, \quad (1.75)$$

unde:

t_f – temperatura pardoselii, [°C].

1.8.6. Asimetria radiantă [83]

Asimetria radiantă poate produce disconfort termic în trei cazuri:

- răcire locală: schimb radiant între suprafețele reci cum ar fi pereții sau geamurile cu un singur strat de sticlă sau două straturi;
- încălzire locală: radiație de la suprafețe calde cum ar fi panouri radiante sau corpurile de iluminat;
- radiații infraroșii solare ce pătrund prin sticla de la fereastră.

Temperatura radiantă asimetrică este definită ca diferența între temperaturile planurilor radiante opuse corpului uman. Este recomandat ca temperatura radiantă asimetrică să nu producă un procent mai mare de 5% de nemulțumire. Totodată, în direcție verticală temperatura radiantă asimetrică trebuie să fie sub 5°C pentru tavane calde, iar în plan orizontal pentru pereți reci sub 10°C.

Deoarece și corpurile radiante contribuie la încălzirea încăperii trebuie redusă temperatura interioară. Intensitatea radiației directe solare care străbate fereastra este absorbită de suprafața interioară a ferestrei producând mărirea temperaturii suprafeței. În urma deplasării aerului pe suprafața geamului, se mărește sarcina termică prin convecție și totodată temperatura medie radiantă. Un alt disconfort se produce pentru persoanele care stau lângă suprafețele vitrate și simt efectul radiației solare directe.

În figura 1.21 se prezintă procentul de nemulțumiți funcție de temperatura radiantă asimetrică. Relațiile de calcul ale procentului de nemulțumiți funcție de asimetria radiantă:

Tavan cald:

$$PPD = \frac{100}{1 + e^{(2,84 - 0,174 \cdot \Delta t_{pr})}} - 5,5 \quad \text{pentru } \Delta t_{pr} < 23^{\circ}\text{C} , \quad (1.76)$$

Pereți reci:

$$PPD = \frac{100}{1 + e^{(6,61 - 0,345 \cdot \Delta t_{pr})}} \quad \text{pentru } \Delta t_{pr} < 15^{\circ}\text{C} , \quad (1.77)$$

Tavan rece:

$$PPD = \frac{100}{1 + e^{(9,93 - 0,50 \cdot \Delta t_{pr})}} \quad \text{pentru } \Delta t_{pr} < 15^{\circ}\text{C} , \quad (1.78)$$

Perete cald:

$$PPD = \frac{100}{1 + e^{(3,72 - 0,052 \cdot \Delta t_{pr})}} - 3,5 \quad \text{pentru } \Delta t_{pr} < 35^{\circ}\text{C} , \quad (1.79)$$

unde:

Δt_{pr} – asimetria radiantă, [°C].

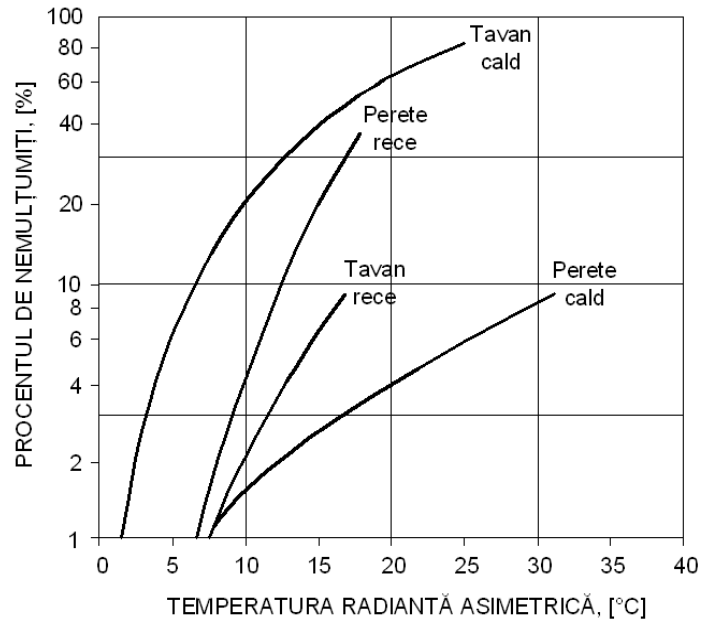


Figura 1.21 Procentul de nemulțumiți funcție de radiația asimetrică, [83].

2. TRANSFERUL DE MASĂ

2.1. Introducere

Dacă un sistem este alcătuit din unul sau mai multe componente în care concentrația acestor componente variază, există tendința de echilibrare prin transferul de masă din zonele cu concentrație mai ridicată către zonele cu concentrație mai scăzută.

Transferul de masă [63,73] se poate realiza fie prin difuzie moleculară, fie prin difuzie turbulentă (convecție).

Transferul de masă prin difuzie moleculară este similar cu transferul de căldură prin conducție termică și se datorează tendinței naturale de reducere a diferenței de concentrație dintr-un fluid prin mișcarea dezordonată a moleculelor sau a atomilor care alcătuiesc fluidul.

Transferul de masă prin difuzie turbulentă este similar cu transferul de căldură prin convecție termică și reprezintă transferul de masă de la o suprafață solidă către un fluid în mișcare. Fenomenul este dependent de proprietățile de transport ale fluidului și de caracteristicile hidrodinamice ale procesului.

Transferul de masă poate avea loc în lichide, corpuri solide, cât și în gaze. De exemplu, apa de pe o suprafață netedă a unui bazin se evaporă în aer realizând un transfer de masă dintre lichid și gaz în funcție de presiunea parțială a vaporilor din aer. Vaporii din aer se deplasează din zona cu conținut de umiditate ridicată spre zona unde conținutul de umiditate este scăzut (de la aerul umed spre aerul mai uscat).

În climatizare, vaporii de apă sunt adăugați sau eliminați în funcție de parametri doriti pentru aerul din interior, prin schimbul atât de căldură, cât și de masă. Vaporii de apă pot fi introduși în curentul de aer prin intermediul umidificatorului. Umidificarea poate fi cu abur sau cu apă pulverizată.

Dezumidificarea este tot un proces de transfer de masă deoarece vaporii de apă din curentul de aer sunt trecuți peste o suprafață rece (baterie de răcire) care realizează condensul acestora. În urma condensării se pierde din puterea de răcire a bateriei, iar prin condensarea vaporilor se reduce conținutul de umiditate din curentul de aer.

Într-un amestec de mai multe componente, concentrația unui component reprezintă raportul dintre masa acestuia și volumul total al amestecului. Astfel se poate defini concentrația de masă și concentrația molară:

$$\rho_A = \frac{m_A}{V} \text{ și } \rho_B = \frac{m_B}{V} \text{ ,} \quad (2.1)$$

$$C_A = \frac{\rho_A}{M_A} \text{ și } C_B = \frac{\rho_B}{M_B} \text{ ,} \quad (2.2)$$

unde:

ρ_A – densitatea aerului și a vaporilor de apă a componentei A, [kg/m³];

ρ_B – densitatea aerului și a vaporilor de apă a componentei B, [kg/m³];

V – volumul încăperii, [m³];

- C_A – Concentrația molară a componentei A, [mol/m³];
 C_B – Concentrația molară a componentei B, [mol/m³];
 M_A – Masa molară a componentei A, [kg/mol];
 M_B – Masa molară a componentei B, [kg/mol];
 m_A – masa componentei A, [kg];
 m_B – masa componentei B, [kg].

2.2. Difuzia moleculară

2.2.1. Principii

Majoritatea problemelor de transfer de masă pot fi analizate considerând difuzia unui gaz într-un al doilea gaz, a unui lichid în alt lichid, sau a unui solid în alt solid. Componenta difuză sau diluată se va nota cu B și celălalt component se va nota cu A. De exemplu, atunci când vapori de apă sunt difuzați în aer, vapori de apă vor fi componenta B, iar aerul uscat componenta A.

Mecanismul principal al difuziei de masă în condiții de temperatură și presiune obișnuite este difuzia moleculară, un rezultat al gradientului de densitate. În amestecul dintre două gaze, prezența unui gradient de concentrație produce deplasarea materiei prin difuzie moleculară; adică datorită mișcării aleatoare a moleculelor, gazul B difuzează prin amestecul de gaze A și B într-o direcție care reduce gradientul de concentrație al său.

Parrot a observat că dacă un amestec de gaze conține două sau mai multe componente, având concentrații diferite apare un proces natural care tinde să diminueze inegalitățile de compoziție. Acest transport de masă, independent de existența unei mișcări convective în sistem se numește difuzie moleculară.

Transferul de masă prin difuzie moleculară într-un amestec se datorează efectului a trei procese:

- difuzia obișnuită, produsă de diferențele de concentrații;
- difuzia termică, în care conform efectului Soret moleculele de masă mai mari tind să se deplaseze către regiuni cu temperatură mai coborâtă producând, o diferență de concentrație;
- difuzia de presiune, cauzată de diferența de presiune.

2.2.2. Legea lui Fick

2.2.2.1. Legea generală a lui Fick [73]

Transferul de masă se produce întotdeauna dinspre zona unde concentrația și presiunea sunt mai ridicate spre zona de concentrație și presiune mai scăzută așa cum indică și semnul minus din ecuația (2.3).

Ecuația de bază pentru difuzia moleculară unidirecțională, care definește fluxul molar J_B^* , în raport cu viteza medie molară reprezintă legea lui Fick, care arată că fluxul de substanță B care difuzează într-un sistem izobar și izoterm este proporțional cu gradientul de concentrație:

$$J_B^* = -C \cdot Dv \cdot \frac{d(C_B/C)}{dy} = -J_A^* \quad (2.3)$$

unde:

J_B^* – fluxul molar difuziv al componentei B, [mol/m²·s];

Dv – coeficientul de difuzie moleculară pentru masă, [mm²/s];

$\frac{dC_B}{dy}$ – gradientul concentrației molare în direcția y;

Y – direcția în care se desfășoară difuzia unidirecțională, [m].

În multe situații de difuzie de masă, componenta B este diluată, având o densitate mult mai mică decât densitatea amestecului.

$$J_B = q_{m,B} = -\rho \cdot Dv \frac{d(\rho_B / \rho)}{dy} = -J_A \quad (2.4)$$

unde:

ρ_A – concentrația de masă al componentei A, [kg/m³];

ρ_B – concentrația de masă al componentei B, [kg/m³];

$J_{B,r}$ – fluxul masic difuziv al componentei B, [kg /m²·s];

$q_{m,B}$ – fluxul masic difuziv al componentei B, [kg /m²·s];

ρ – densitatea aerului și a vaporilor de apă pentru amestecul format din componentele A și B, [kg/m³];

pentru $\rho_B \ll \rho$, atunci $\rho_A \approx \rho$,

$$\rho = \rho_A + \rho_B,$$

$$C = C_A + C_B.$$

2.2.2.2. Legea lui Fick pentru amestecuri diluate [73]

Exprimând concentrația componentei B dintr-un amestec a două componente A și B în funcție de raportul masic ρ_B/ρ sau raportul molar C_B/C , legea lui Fick se poate scrie ca și una generală fără restricții de stare izotermă și izobară conform relației lui Groot:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Fluxul} \\ \text{unitar} \end{array} \right) = - \left(\begin{array}{c} \text{densitatea} \\ \text{generală} \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} \text{coeficientul} \\ \text{de difuzie} \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} \text{gradientul de} \\ \text{concentrație} \end{array} \right) \quad [63].$$

Deoarece concentrația totală C este constantă în condiții izobare și izoterme, înlocuind în relația (2.3) fluxul molar difuziv se poate exprima cu relația:

$$J_B^* = -Dv \cdot \frac{dC_B}{dy} \quad (2.5)$$

Fluxul masic difuziv se poate scrie considerând ρ constant în condiții izobare și izoterme, iar înlocuind în relația (2.4):

$$J_B = -Dv \cdot \frac{d\rho_B}{dy} \quad (2.6)$$

Ecuția (2.6) poate fi folosită fără erori semnificative pentru difuzia vaporilor de apă prin aer, la presiunea atmosferică și o temperatură mai mică de 27°C. În acest caz $\rho_B < 0,02 \cdot \rho$, unde ρ_B este densitatea vaporilor de apă, iar ρ este densitatea aerului umed (amestecul dintre aer și vapori de apă). Valoarea erorii rezultate din relația lui J_B cauzată prin înlocuirea lui $\rho \cdot [d(\rho_B/\rho)/dy]$ cu $d\rho_B/dy$ este mai mică de 2%. La temperaturi sub 60°C unde $\rho_B < 0,10 \cdot \rho$, ecuația (2.6) mai poate fi folosită dacă valorile erorilor rezultate din relația J_B sunt sub 10%.

Factorul de proporționalitate Dv reprezintă difuzibilitatea de masă sau coeficientul de difuzie al componentei A care difuzează prin componenta B. Fluxul de masă m_B și fluxul molar m_B^* total sunt datorate vitezei medii a amestecului și a fluxului de difuzibilitate:

$$\dot{m}_B^* = C_B \cdot v^* - C \cdot Dv \cdot \frac{d(C_B/C)}{dy}, \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_B = \rho_B \cdot v_y - \rho \cdot Dv \cdot \frac{d(\rho_B/\rho)}{dy}, \quad (2.8)$$

$$v_{am} = \frac{\rho_A \cdot v_A + \rho_B \cdot v_B}{\rho}, \quad (2.9)$$

$$v^* = \frac{C_A \cdot v_A + C_B \cdot v_B}{C}, \quad (2.10)$$

unde:

- \dot{m}_B – fluxul de masă al componentei B, [kg/(s·m²)];
- \dot{m}_B^* – fluxul molar al componentei B, [mol/(s·m²)];
- v_{am} – viteza medie a masei amestecului, [m/s];
- v^* – viteza medie molară, [m/s];
- v_y – viteza în direcția y, [m/s].

Fiecare component din amestec are o viteză de difuzie proprie care complică problema determinării vitezei amestecului. Astfel se poate defini viteza medie masică v pentru amestecul a mai multor componente în funcție de densitățile masice și vitezele masice:

$$v_y = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot v_i}{\rho}, \quad (2.11)$$

unde:

- v_i – viteza componentei i, [m/s].

2.2.2.3. Legea lui Fick pentru difuzia de masă prin solide sau fluide stagnante (mediu staționar)

Legea lui Fick poate fi simplificată pentru cazuri de difuzie de masă diluată în solide, fluide stagnante, sau gaze stagnante. În aceste cazuri, $\rho_B \ll \rho$ și $v \approx 0$, ceea ce produce următorul rezultat aproximativ:

$$\dot{m}_B = J_B = -Dv \cdot \frac{d\rho_B}{dy} \quad (2.12)$$

2.2.2.4. Legea lui Fick pentru gaze ideale cu gradient de temperatură neglijabil [73]

Pentru difuzia de masă diluată, legea lui Fick poate fi scrisă în termeni de gradient de presiune parțială p_B în loc de gradient de concentrație. Când gazul B poate fi considerat ideal, relația devine:

$$p_B = \frac{\rho_B \cdot R_u \cdot T}{M_B} = C_B \cdot R_u \cdot T \quad (2.13)$$

$$M_B = \frac{\rho_B}{C_B} \quad (2.14)$$

$$C_B = \frac{n_B}{V} = \frac{p_B}{R_u \cdot T} \quad (2.15)$$

unde:

ρ_B – concentrația de masă a componentei B, [kg/m³];

n_B – numărul de moli al componentei B, [kmol];

p_B – presiunea parțială a componentei B, [Pa];

R_u – constanta gazului universal=8,314, [kJ/(mol·K)];

T – temperatura absolută, [K],

și când gradientul de temperatură este mic, ecuația (2.4) poate fi scrisă:

$$q_{m,B} = J_B = -\left(\frac{M_B \cdot Dv}{R_u \cdot T}\right) \frac{dp_B}{dy} \quad (2.16)$$

sau:

$$J_B^* = -\left(\frac{Dv}{R_u \cdot T}\right) \frac{dp_B}{dy} \quad (2.17)$$

Dacă $v_y \approx 0$, ecuația (2.12) poate fi scrisă astfel:

$$\dot{m}_B = J_B = -\left(\frac{M_B \cdot Dv}{R_u \cdot T}\right) \frac{dp_B}{dy} \quad (2.18)$$

sau:

$$\dot{m}_B^* = J_B^* = -\left(\frac{Dv}{R_u \cdot T}\right) \frac{dp_B}{dy} \quad (2.19)$$

Termenul de gradient al presiunii parțiale, pentru analiza transferului de masă, este foarte des folosit, lucru ce nu este chiar corect, deoarece formula presiunilor din ecuațiile (2.16) până la (2.19) se aplică numai în situația în care o componentă este diluată, iar fluidul se consideră un gaz ideal și gradientul de temperatură are un efect neglijabil. Formularea gradientului de concentrație

exprimat în ecuațiile de la (2.3) până la (2.12) este mai generală și poate fi aplicată la o gamă mai largă, cu privire la transferul de masă, incluzând cazuri când nici una din componente nu este diluată, variantă prezentată în ecuația (2.2) și (2.12). Gazele nu trebuie să fie ideale și nici gradientul de temperatură nu trebuie să fie neglijabil.

2.2.3. Coeficientul de difuzie [73]

Pentru un amestec binar, coeficientul de difuzie D_v este o funcție de temperatură, presiune și compoziția acestuia. Măsurările experimentale ale coeficientului D_v , pentru majoritatea amestecurilor binare, sunt limitate din punct de vedere al domeniului de aplicabilitate și al acurateții. Tabelul 2.1 oferă câteva valori experimentale cu privire la difuzia anumitor gaze în aer.

Tabelul 2.1 Difuzia de masă a gazelor în aer la 25°C și presiune de 0,98 bar

Denumire gaz	D_v [mm ² /s]
Amoniac	27,9
Benzen	8,8
Bioxid de carbon	16,5
Etanol	11,9
Hidrogen	41,3
Oxigen	20,6
Vapori de apă	25,5

În absența datelor, se vor folosi ecuațiile (2.3) sau (2.4) cu constante alese din domeniul valorilor obținute experimental. Pentru amestecuri de gaze binare la presiune joasă, D_v este invers proporțional cu presiunea și crește odată cu creșterea temperaturii. De Bird prezintă ecuația următoare, dezvoltată din teoria cinetică, pentru estimarea D_v la presiuni mai mici de 0,1 $p_{c_{\min}}$:

$$D_v = a \cdot \left(\frac{T_{ab}}{\sqrt{T_{c_A} \cdot T_{c_B}}} \right)^b \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \cdot \frac{(p_{c_A} \cdot p_{c_B})^{\frac{1}{3}} (T_{c_A} \cdot T_{c_B})^{\frac{5}{12}}}{p}, \quad (2.20)$$

unde:

- D_v – coeficientul de difuzie moleculară pentru masă, [mm²/s] ;
- a – constantă adimensională, [-];
- b – constantă adimensională, [-];
- T_{ab} – temperatura absolută al amestecului, [K] ;
- p – presiunea atmosferică (barometrică) = 101,325 [kPa];
- $p_{c_{\min}}$ – presiunea critică minimă, [kPa].

Indicele c_A și c_B se referă la temperatura de fierbere a celor două gaze A și B. În urma datelor experimentale au rezultat valorile următoare ale constantelor a și b :

- pentru perechi de gaze nepolare, $a = 0,1280$ și $b = 1,823$;
- pentru vapori de apă și un gaz nepolar, $a = 0,1697$ și $b = 2,334$.

În cazul gazelor nepolare, forțele intermoleculare sunt independente de orientarea relativă a moleculelor, depinzând doar de distanța de separare dintre ele. Aerul este

nepolar deoarece este compus aproape în întregime din gazele nepolare O_2 și N_2 (N_2 – 78% și O_2 aproximativ 21%).

Valorile obținute din ecuația (2.20) corespund cu datele experimentale, având o eroare până la 8% la presiunea atmosferică. Difuzivitatea masică D_V pentru amestecuri binare la presiune joasă se poate exprima și prin teoria cinetică (Reid):

$$D_V = 0,1881 \cdot \frac{T^{1,5}}{p \cdot (\sigma_{AB})^2 \cdot \Omega_{D,AB}} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \quad (2.21)$$

unde:

σ_{AB} – diametrul molecular caracteristic, [nm];

$\Omega_{D,AB}$ – funcția de temperatură, adimensional.

Dacă moleculele gazelor A și B sunt considerate sferice rigide având diametrele σ_A și σ_B , iar $\sigma_{AB} = (\sigma_A/2) + (\sigma_B/2)$, (diametre exprimate în nanometrii), atunci funcția adimensională $\Omega_{D,AB}$ este egală cu unu. Modele mai realiste pentru moleculele care au forțe de atracție și respingere intermoleculară între ele conduc la valori care sunt funcție de temperatură.

Coeficientul de difuzie a aerului umed a fost calculat pentru ecuația (2.20) folosind o funcție simplificată de câmp potențial intermolecular pentru vapori de apă și aer. Ecuația empirică care urmează este valabilă pentru difuzivitatea masică a vaporilor de apă în aer până la 1100°C (Sherwood și Pigford):

$$D_V = \frac{0,926}{p} \cdot \left(\frac{T^{2,5}}{T + 245} \right). \quad (2.22)$$

2.2.4. Difuzia unui gaz printr-un al doilea gaz stagnant [73]

În figura 2.1 se prezintă difuzia unui gaz printr-un al doilea gaz, stagnant. Vaporii de apă difuzează de pe suprafața lichidului în aerul înconjurător staționar. Se presupune că echilibrul local există prin amestecul celor două gaze, gazele fiind ideale. În această situație se poate aplica legea lui Gibbs-Dalton și se poate considera influența gradientului de temperatură neglijabilă. Vaporii de apă difuzează din cauza gradientului de concentrație, conform ecuației (2.18). În acest caz este o situație de gaz omogen, astfel că presiunea p a amestecului este constantă și se poate aplica legea lui Gibbs-Dalton:

$$p_A + p_B = p = \text{constant}, \quad (2.23)$$

sau:

$$\frac{p_A}{M_A} + \frac{p_B}{M_B} = \frac{p}{R_u \cdot T} = \text{constant}, \quad (2.24)$$

unde:

p_A – presiunea parțială a componentei A, [Pa].

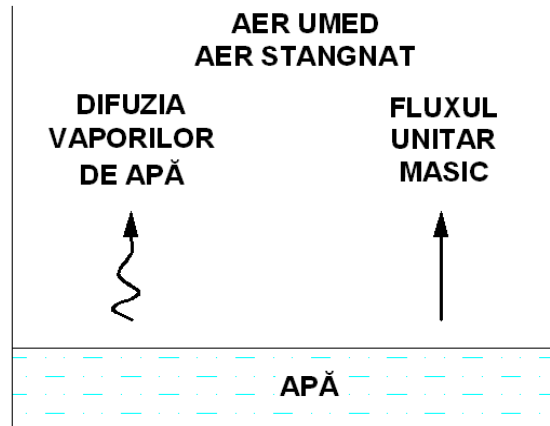


Figura 2.1 Difuzia vaporilor de apă prin aerul stagnant.

Gradientul de presiune parțială a vaporilor de apă cauzează un gradient de presiune parțială a aerului conform relației:

$$\frac{dp_A}{dy} = -\frac{dp_B}{dy} \quad , \quad (2.25)$$

sau:

$$\left(\frac{1}{M_A}\right) \frac{d\rho_A}{dy} = -\left(\frac{1}{M_B}\right) \frac{d\rho_B}{dy} \quad . \quad (2.26)$$

Zona delimitatoare dintre suprafața apei și cea a aerului se definește prin conceptul de *film*. În conceptul de film, se consideră că întreaga rezistență a procesului difuziv de la lichid la aer este concentrată într-un strat subțire (film) stagnant de grosime $\delta = y_L - y_0$ sau numit zonă limită.

Aerul difuzează mai departe vaporii de apă formați la nivelul zonei de limită. Deoarece vaporii de apă nu pot fi absorbiți în zona limită dintre aer și suprafața apei, o viteză v_y datorită diferenței de presiune a amestecului de gaz se poate defini, având direcția opusă față de suprafața lichidului. Fluxul de masă net al aerului de la suprafața lichidului este zero deoarece aerul din zona limită este stagnant:

$$\dot{m}_A = -Dv \cdot \frac{d\rho_A}{dy} + \rho_A \cdot v_y = 0 \quad , \quad (2.27)$$

unde:

\dot{m}_A – fluxul de masă a componentei A, [kg/(s·m²)].

Fluxul unitar masic datorită diferenței de presiune, transportă nu numai aer ci și vapori de apă cu viteza v_y în altă direcție față decât suprafața lichidului. Astfel fluxul de masă total al difuziei vaporilor de apă este:

$$\dot{m}_B = -Dv \cdot \frac{d\rho_B}{dy} + \rho_B \cdot v_y \quad (2.28)$$

Înlocuind viteza v_y din ecuația (2.27) și folosind ecuațiile (2.24) și (2.26) rezultă:

$$\dot{m}_B = \left(\frac{Dv \cdot M_B \cdot p}{\rho_A \cdot R_u \cdot T} \right) \frac{d\rho_A}{dy} \quad (2.29)$$

În urma integrării rezultă între intervalul 0 și L:

$$\dot{m}_B = \frac{Dv \cdot M_B \cdot p}{R_u \cdot T} \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{\rho_{AL}}{\rho_{A0}}\right)}{y_L - y_0} \right] \quad (2.30)$$

sau:

$$\dot{m}_B = -Dv \cdot P_{Am} \cdot \left(\frac{\rho_{BL} - \rho_{B0}}{y_L - y_0} \right) \quad (2.31)$$

$$P_{Am} = \frac{p}{\rho_{AL}} \cdot \rho_{AL} \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{\rho_{AL}}{\rho_{A0}}\right)}{\rho_{AL} - \rho_{A0}} \right] \quad (2.32)$$

unde:

P_{Am} – factorul de densitate, medie logaritmică, a aerului stagnat, [-].

Distribuția presiunii pentru acest tip de difuzie este ilustrată în figura 2.2:

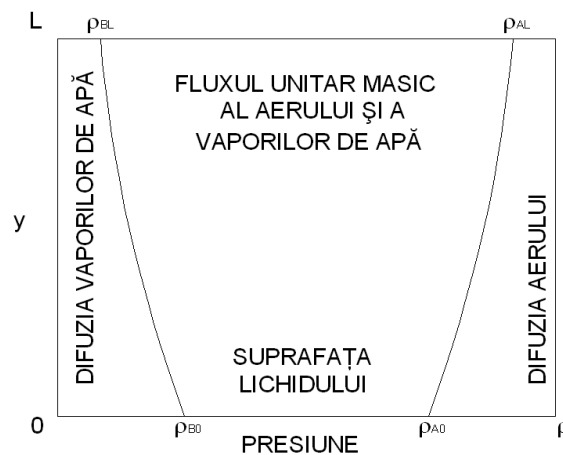


Figura 2.2 Profilul de presiune a difuziei vaporilor de apă printr-un mediu de aer stagnat.

Aerul stagnat se referă la fenomenul aerului de a nu se mișca deoarece la suprafața lichidului viteza este scăzută și este predominant fenomenul difuziei. Astfel termenul P_{Am} în ecuația (2.31) egalează aproximativ unitatea pentru amestecuri diluate ca vaporii de apă în aer în condiții apropiate atmosferice. Această condiție face posibilă simplificarea ecuației (2.31) și implică, pentru amestecuri diluate, curbele distribuției presiunii parțiale în figura 2.2 care sunt linii drepte.

2.3. Transferul de masă convectiv [73]

Transferul de masă convectiv (sau prin difuzie turbulentă) implică transportul de substanță între o substanță și un fluid în mișcare realizat prin mecanismele transferului de masă prin difuzie moleculară prin stratul de fluid stagnant și prin stratul de fluid în mișcare laminară. Mișcarea fluidului în regiunea adiacentă unei suprafețe de transfer de masă poate fi laminară sau turbulentă, în funcție de condițiile geometrice și de curgere. Dacă fluidul curge în regim turbulent, există o deplasare a unor particule de fluid transversal pe liniile de curent care accelerează transferul de substanță.

Rezistența care controlează intensitatea procesului de transfer de masă este rezistența de valoare maximă care se localizează în procesul de difuzie moleculară în stratul limită a fluidului stagnat sau laminar. Difuzia turbulentă are loc în sensul reducerii diferenței de concentrație.

2.3.1. Coeficientul de transfer de masă

Transferul de masă convectiv este similar cu transferul de căldură convectiv, unde condițiile geometrice și de limită sunt similare. Analogia e valabilă atât la curgerea laminară cât și la cea turbulentă și se aplică atât la problemele de curgere exterioare cât și la cele interioare.

Majoritatea problemelor de transfer masic convectiv pot fi rezolvate cu o formulare adecvată care face legătura între fluxul de transfer masic (spre sau de la suprafața lichidului) și diferența de concentrație peste stratul limită (film) ilustrat în figura 2.3. Această formulare conduce la definirea coeficientului de transfer masic convectiv, ca fiind:

$$C_M = \frac{\dot{m}_B}{\rho_{Bi} - \rho_{B\infty}} \quad , \quad (2.33)$$

unde:

C_M – coeficient de transfer masic, [m/s];

\dot{m}_B – fluxul masic al gazului B de la suprafață, [kg/(m²·s)];

ρ_{Bi} – densitatea gazului B la stratul limită (densitatea de saturație), [kg/m³];

$\rho_{B\infty}$ – densitatea componentei B în afara stratului limită, [kg/m³].

Dacă densitățile ρ_{Bi} și $\rho_{B\infty}$ sunt constante pe întreaga suprafață a stratului limită, fluxul de transfer masic de la suprafață poate fi exprimat astfel:

$$\dot{m}_B = C_M' (\rho_{Bi} - \rho_{B\infty}) = \frac{C_M'}{R \cdot T} (p_{Bi} - p_{B\infty}) \quad , \quad (2.34)$$

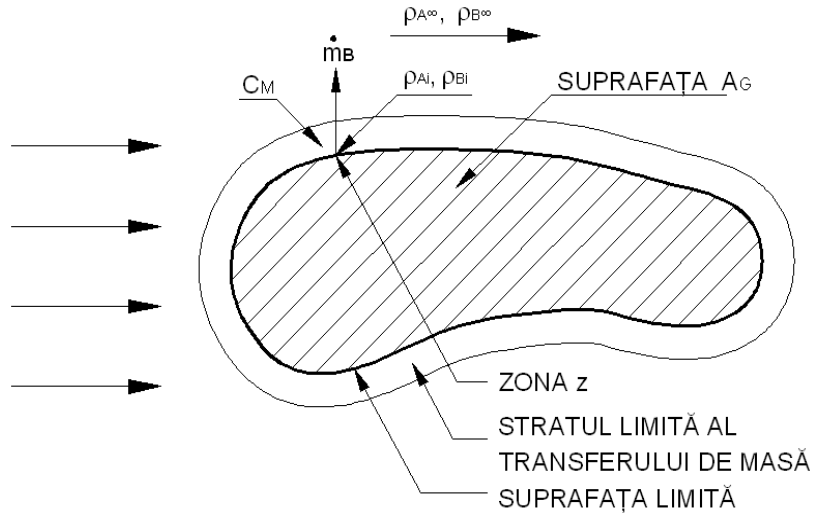


Figura 2.3 Transferul de masă convectiv într-un punct z atunci când suprafața este impermeabilă la gazul A_G .

$$C_M' = \frac{1}{A_G} \int_{A_G} C_M dA_G, \quad (2.35)$$

unde:

C_M' – este coeficientul de transfer masic mediu pe întreaga suprafață A_G , [m/s];
 A_G – suprafața gazului A, [m²].

2.3.2. Analogie între căldura convectivă și transferul masic

Majoritatea valorilor coeficientului de transfer masic convectiv C_M sunt determinate din expresiile coeficientului de transfer de căldură convectiv, a_c .

Transferul masic are loc la suprafața convectivă și unde componenta B este diluată, savanții Bird și DeWitt au găsit că numerele Nusselt și Sherwood pot fi definite și în felul următor:

$$Nu = f(x, y, z, Pr, Re) ; \quad (2.36)$$

$$Sh = f(x, y, z, Sc, Re) ; \quad (2.37)$$

$$Nu = \frac{a_c \cdot L}{\lambda} ; \quad (2.38)$$

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \text{ la curgere laminară ;} \quad (2.39)$$

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \text{ la curgere turbulentă ;} \quad (2.40)$$

$$Sh = \frac{C_M \cdot L}{D_V} ; \quad (2.41)$$

$$Sh = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Sc^{\frac{1}{3}} \text{ la curgere laminară ;} \quad (2.42)$$

$$Sh = 0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Sc^{\frac{1}{3}} \text{ la curgere turbulentă ;} \quad (2.43)$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot Dv} = \frac{\nu}{Dv} ; \quad (2.44)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \nu}{\lambda} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} ; \quad (2.45)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot \nu \cdot L}{\mu} , \quad (2.46)$$

unde:

- Nu – numărul Nusselt, adimensional, [-];
- Sh – numărul Sherwood, adimensional, [-];
- Sc – numărul Schmidt, adimensional, [-];
- Re – numărul Reynolds, adimensional, [-];
- Pr – numărul Prandtl, adimensional, [-];
- L – lungimea caracteristică, [m];
- c_p – căldură specifică la presiune constantă, [J/kg·K];
- μ – vâscozitate absolută (dinamică), [kg/(m·s)];
- λ – conductivitate termică a materialului, [W/(m·K)];
- ν – vâscozitatea cinematică a aerului, [m²/s].

Pr și Sc sunt numere adimensionale Prandtl și Schmidt. Restricția primară în analogie este că suprafețele formelor sunt aceleași și condițiile de temperatură de limită sunt similare cu condițiile distribuției densității de limită pentru componenta B când sunt exprimate în formă adimensională. Mai mulți factori primari împiedică analogia să fie perfectă. În câteva cazuri, numărul Nusselt a fost determinat pentru suprafețe netede. Multe relații ale numărului Nusselt sunt obținute pentru suprafețe cu temperaturi constante. Câteodată densitatea ρ_{Bi} nu este constantă pe întreaga suprafață din cauza condițiilor variabile de saturație și posibilitatea uscării suprafețelor.

2.3.3. Relația Lewis

Numărul Lewis este raportul dintre difuzivitatea moleculară a căldurii și a masei:

$$Le = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p \cdot Dv} = \frac{Sc}{Pr} = \frac{Dv'}{Dv} , \quad (2.47)$$

unde:

- Le – numărul Lewis = α/Dv , adimensional, [-];
- Dv' – coeficientul de difuzie moleculară pentru căldură = $\lambda/\rho \cdot c_{pa}$, [mm²/s].

Similitudinea între transferul de căldură și de masă, care rezultă din ecuațiile: 2.39, 2.40, 2.42 și 2.43 poate fi, de asemenea observată la relația dintre transferul de căldură și impuls. Chilton și Colburn au folosit această similitudine să se refere la factorul de fricțiune f cu ajutorul lui Nu, Pr și Re.

Numărul Chilton și Colburn pentru transferul de căldură:

$$j_H = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{(1-n)}} = St \cdot Pr^n = \frac{f}{2} , \quad (2.48)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} , \quad (2.49)$$

unde:

- j_H – factor de transfer de căldură Colburn = $Nu/(Re \cdot Pr^{1/3})$, adimensional, [-];
 St – numărul Stanton, adimensional, [-];
 f – factor de fricțiune, adimensional, [-].

Numărul Chilton și Colburn pentru transferul de masă:

$$j_D = \frac{Sh}{Re \cdot Sc^{(1-n)}} = St_m \cdot Sc^n , \quad (2.50)$$

$$St_m = \frac{Sh \cdot P_{Am}}{Re \cdot Sc} , \quad (2.51)$$

unde:

- j_D - factor de transfer de masă Colburn = $Sh/(Re \cdot Sc^{1/3})$, adimensional, [-];
 St_m - numărul Stanton de transfer de masă = $C_M \cdot P_{Am}/u_p$, adimensional, [-];
 N – coeficient adimensional, [-].

Pentru calcule, valoarea se consideră $n=2/3$. Valoarea α_D/Dv este numărul Lewis (Le), număr ce exprimă rata de propagare a energiei și a masei într-un sistem:

unde:

- α_D – difuzivitatea termică, [m^2/s].

Această valoare nu este influențată de variația temperaturii. Pentru amestecuri de aer și vapori de apă, raportul este (0,60/0,71) sau 0,845. Pentru amestecuri formate din vapori de apă și aer se poate folosi relația:

$$\frac{\alpha}{C_M \cdot \rho \cdot c_p} \approx 1 . \quad (2.52)$$

Relația Lewis este validă în curgerea turbulentă dacă raportul α_D/Dv este egal sau nu cu 1, pentru că difuzia turbionară în curgere turbulentă implică aceeași acțiune de amestecare pentru schimbul de căldură ca și pentru schimbul de masă.

Abateri de la relația Lewis apar datorită stratului laminar limită sau a unui substrat laminar și zona de tampon unde fenomenele de transport molecular sunt factori de control.

2.4. Transfer de căldură și masă simultan între suprafețe umede și aer [73]

O metodă simplificată folosită pentru a rezolva problema simultaneității transferului de căldură și masă a fost dezvoltată folosind relația Lewis, și a dat rezultate satisfăcătoare pentru majoritatea proceselor de aer condiționat.

2.4.1. Potențialul de entalpie

Concentrația de vapori de apă din aer este raportul de umiditate x_u , definit ca:

$$x_u = \frac{\rho_B}{\rho_A} \quad , \quad (2.53)$$

unde:

x_u – conținutul de umiditate, [kg/kg];

ρ_A, ρ_B – densitatea aerului și a vaporilor de apă ale componentelor A și B, [kg/m³].

Se consideră termenul „film” care reprezintă proprietățile zonei limită (film), iar termenul „∞” reprezintă proprietățile aerului stagnant. Coeficientul de transfer masic K_M este definit folosind x_u :

$$\dot{m}_B = K_M \cdot (x_{film} - x_\infty) \quad , \quad (2.54)$$

unde:

K_M – coeficientul de transfer de masă, [kg/(s·m²)].

Pentru amestecuri diluate, $\rho_{A1} \approx \rho_{A\infty}$, adică densitatea parțială masică a aerului uscat se schimbă doar cu un procentaj mic între suprafața de contact și zona de aer stagnant. Astfel:

$$\dot{m}_B = \frac{K_M}{\rho_{Am}} \cdot (\rho_{Bfilm} - \rho_\infty) \quad , \quad (2.55)$$

unde:

ρ_{Am} – densitatea medie a aerului uscat, [kg/m³].

Comparând ecuația (2.55) cu ecuația (2.33) rezultă:

$$C_M = \frac{K_M}{\rho_{Am}} \quad . \quad (2.56)$$

Căldura specifică umedă c_{pm} a fluxului de aer:

$$c_{pm} = (1 + x_\infty) \cdot c_p \quad , \quad (2.57)$$

sau:

$$c_{pm} = \frac{\rho}{\rho_{A\infty}} \cdot c_p \quad , \quad (2.58)$$

unde:

c_{pm} – căldura specifică a aerului umed la presiune constantă, [kJ/(kg·K)].

Înlocuind ecuațiile (2.56) și (2.58) în ecuația (2.52) rezultă:

$$\frac{h \cdot \rho_{Am}}{K_M \cdot \rho_{A\infty} \cdot c_{pm}} = 1 \approx \frac{h}{K_M \cdot c_{pm}}, \quad (2.59)$$

unde:

h – entalpia aerului, [kJ/kg];

se poate considera $\rho_{Am} \approx \rho_{A\infty}$, deoarece sunt schimbări reduse de densitate în aerul uscat.

Transferul de căldură dintre lichid și zona limită (film) a unei pelicule de apă situată pe o placă netedă este:

$$q'' = q''_A + m_B \cdot h_{fg} \dots, \quad (2.60)$$

unde:

h_{fg} – entalpia vaporizării, [kJ/kg];

q'' – fluxul de căldură pe unitatea de suprafață, [W/m²].

Folosind definițiile coeficienților de transfer de căldură și de masă rezultă:

$$q'' = h \cdot (t_{film} - t_{\infty}) + K_M \cdot (x_{film} - x_{\infty}) \cdot h_{fg}, \quad (2.61)$$

unde:

t_{film} – temperatura la zona limită (film), [°C];

t_{∞} – temperatura aerului stagnant, [°C].

Înlocuind ecuația (2.59) în ecuația (2.61) rezultă:

$$q'' = K_M \cdot [c_{pm} \cdot (t_{film} - t_{\infty}) + (x_{film} - x_{\infty}) \cdot h_{fg}]. \quad (2.62)$$

Entalpia aerului este aproximativ:

$$h = c_{pa} \cdot t + x_u \cdot h_s, \quad (2.63)$$

unde:

c_{pa} – căldură specifică a aerului, [kJ/(kg·K)];

h_s – entalpia vaporilor de apă, [kJ/kg].

Entalpia h_s poate fi exprimată cu legea gazului ideal astfel:

$$h_s = c_{ps} \cdot (t - t_0) + h_{fgo}, \quad (2.64)$$

unde:

c_{ps} – căldură specifică al vaporilor de apă, [kJ/(kg·K)];

h_{fgo} – entalpia vaporizării la temperatura 0°C, [kJ/kg].

Dacă se consideră $t_0 = 0^\circ\text{C}$ atunci entalpia aerului uscat este:

$$h = (c_{pa} + x_u \cdot c_{ps}) \cdot t + x_u \cdot h_{fgo} = c_{pm} \cdot t + x_u \cdot h_{fgo} \quad (2.65)$$

Dacă mici schimbări în căldura latentă de vaporizare a apei în relație cu temperatura sunt neglijate, când se compară ecuațiile (2.63) și (2.65), transferul total de căldură poate fi scris ca:

$$q'' = K_M \cdot (h_{film} - h_{\infty}) \quad (2.66)$$

2.4.2. Ecuațiile de bază pentru contactul direct dintre vaporii de apă și aer

Transferul de masă și căldură poate fi clasificat în funcție de modul de realizare al contactului dintre aer și apa folosită ca fluid de răcire sau încălzire: în contact direct sau contact indirect datorită separării printr-o suprafață de contact. În categoria contactului direct se încadrează umidificatoarele cu pulverizare de apă, care realizează atât umidificarea aerului, dar și încălzirea sau răcirea acestuia. În varianta de contact indirect se încadrează bateriile de răcire și de încălzire. În ambele cazuri fluxul de aer este în contact cu o suprafață de apă. Contactul direct implică contact direct cu fluidul de răcire (sau încălzire). În bateria de dezumidificare, contactul este direct între aerul ce conține vaporii de apă și condensul format pe suprafața bateriei, dar contactul este indirect între fluxul de aer și agentul din bateria de răcire. Aceste două cazuri sunt tratate separat deoarece în cazul bateriei cu contact direct aria suprafeței acestuia nu poate fi evaluată.

Pentru camerele de umidificare prin pulverizare, fiind situația de contact direct, camera de umidificare având secțiunea transversală A_{cs} și lungimea L prezentată în figura 2.4, debitul masic al aerului uscat raportat la secțiunea transversală este:

$$\frac{q}{A_{cs}} = G_a \quad (2.67)$$

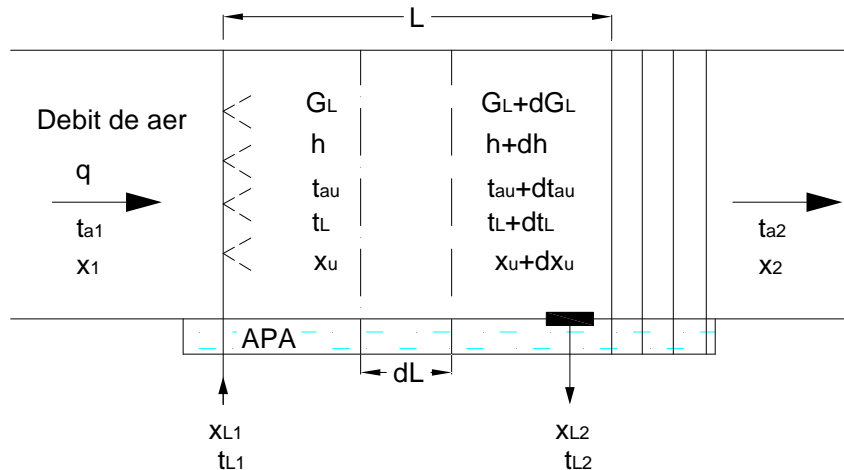


Figura 2.4 Cameră de pulverizare cu apă.

iar fluxul de masă corespunzător al apei care curge în paralel cu aerul este:

$$\frac{q_L}{A_{cs}} = G_L, \quad (2.68)$$

unde:

- q – debitul masic al aerului, [kg/s];
- G_a – fluxul de masă pentru aer, [kg/(s·m²)];
- q_L – debitul masic al lichidului, [kg/s];
- G_L – fluxul de masă pentru lichid, [kg/(s·m²)];
- A_{cs} – suprafața secțiunii transversale, [m²];
- t_{a1} – temperatura aerului înainte de umidificare, [°C];
- t_{a2} – temperatura aerului după umidificare, [°C];
- t_{au} – temperatura aerului în camera de umidificare, [°C];
- t_{L1} – temperatura apei la intrare în umidificator, [°C];
- t_{L2} – temperatura apei la ieșirea din umidificator, [°C];
- t_L – temperatura vaporilor de apă la diuza de umidificare, [°C].

Deoarece apa se evaporă sau condensează, G_L se schimbă cu o cantitate de dG_L pentru o lungime diferențială dL a camerei. Schimbări similare au loc și la nivelul temperaturii, raportului de umiditate și entalpie. Dacă a_H și a_M sunt ariile suprafețelor de transfer de căldură și transfer de masă pe unitatea de volum a camerei, respectiv, aria totală a suprafețelor pentru transferul de căldură și masă sunt definite astfel:

$$A_H = a_H \cdot A_{cs} \cdot l \quad \text{și} \quad A_M = a_M \cdot A_{cs} \cdot l, \quad (2.69)$$

unde:

- a_H – aria suprafeței de transfer de căldură, [m²];
- a_M – aria suprafeței de transfer de masă, [m²];
- L – lungimea zonei de umidificare, [m];
- A_H – aria suprafeței totale de transfer de căldură, [m²];
- A_M – aria suprafeței totale de transfer de masă, [m²].

Ecuatiile de bază pentru procesul ce are loc în lungimea diferențială dL se pot scrie pentru transferul de masă, transferul de căldură pentru aer și bilanțul energetic.

2.4.3. Transferul de masă

$$-dG_L = G_a \cdot dW = K_M \cdot a_M \cdot (x_{film} - x_u) dl. \quad (2.70)$$

Adică rata evaporării apei, creșterea umidității aerului și rata transferului de masă sunt toate egale.

2.4.4. Transferul de căldură pentru aer

$$G_a \cdot c_{pm} \cdot dt_a = h \cdot a_H \cdot (t_{film} - t_i) dl, \quad (2.71)$$

unde:

h - entalpia aerului, [kJ/kg];
 t_i - temperatura aerului interior, [°C].

2.4.5. Transferul total de energie pentru aer

$$G_a \cdot (c_{pm} \cdot dt_{film} + h_{fgo} \cdot dx_u) = [K_M \cdot a_M \cdot (x_{film} - x_u) \cdot h_{fg} + h_a \cdot a_H \cdot (t_{film} - t_i)] dl, \quad (2.72)$$

unde:

a_M - aria suprafeței de transfer de masă, [m²].

Presupunând că $a_H = a_M$ și $Le = 1$ și neglijând variații mici în h_{fg} , ecuația (2.72) devine:

$$G_a dh = K_M \cdot a_M \cdot (h_{film} - h) dl. \quad (2.73)$$

Ariile suprafețelor de transfer de căldură și masă a camerei de pulverizare se presupun a fi identice ($a_H = a_M$).

2.4.6. Bilanțul energetic

$$G_a dh = \pm G_L \cdot c_L dt_L, \quad (2.74)$$

unde:

c_L - căldura specifică a lichidului, [kJ/(kg·K)].

Semnul minus se referă la curgerea paralelă a aerului și a apei; semnul plus se referă la situația de „contracurent” (curgerea apei în direcția opusă curgerii aerului).

Debitul apei se schimbă între partea de intrare și ieșire a camerei de pulverizare datorită transferului de masă. Pentru ca balanța energetică să fie cât mai exactă, termenul ($c_L \cdot t_L dGL$) ar trebui adăugat la partea dreaptă a ecuației (2.74). Schimbarea procentuală al lui GL este relativ mică în aplicațiile obișnuite ale bateriilor de aer, astfel încât poate fi ignorată.

2.4.7. Transferul de căldură la apă

$$\pm G_L \cdot c_L dt_L = h_L \cdot a_H \cdot (t_L - t_{film}) dl. \quad (2.75)$$

Ecuțiile de la (2.70) la (2.75) sunt relații de bază pentru procese de transfer de căldură și masă ale echipamentelor de aer condiționat în contact direct.

Pentru a ușura folosirea acestor relații în aplicațiile de climatizare, alte trei ecuații pot fi obținute din cele de mai sus. Combinând ecuațiile (2.73), (2.74) și (2.75) rezultă:

$$\frac{h - h_{film}}{t_L - t_{film}} = -\frac{h_L \cdot a_H}{K_M \cdot a_M} = -\frac{h_L}{K_M}. \quad (2.76)$$

Raționamentul fizic conduce la concluzia că acest raport este proporțional cu raportul dintre rezistența stratului limită de gaz ($1/K_M$) și rezistența stratului limită de lichid ($1/h_L$). Combinând ecuațiile (2.71), (2.73) și (2.59) rezultă:

$$\frac{dh}{dt_{au}} = \frac{h - h_{film}}{t_{au} - t_{film}} . \quad (2.77)$$

Similar, combinând ecuațiile (2.70), (2.71) și (2.59) rezultă:

$$\frac{dx_u}{dt_{au}} = \frac{x_u - x_{film}}{t_{au} - t_{film}} . \quad (2.78)$$

2.4.8. Grosimea stratului de aer echivalent la difuzia vaporilor de apă

Grosimea stratului de aer echivalent, indică grosimea stratului de aer stagnant care are aceeași rezistență a vaporilor de apă ca și cea a stratului de material considerat, pentru a nu permite difuzia apei prin elementul de construcție.

$$s_d = f_v \cdot d , \quad (2.79)$$

unde:

- s_d – grosimea stratului de aer echivalent, [m];
- f_v – factor de rezistență la vaporii de apă, [-];
- d – grosimea a unui strat de material, [m].

Prin măsurarea temperaturii pe suprafața elementului delimitator cu ajutorul termografului se poate stabili presiunea de saturație a elementului de construcție.

Analitic se va determina presiunea de saturație și presiunea parțială a vaporilor de apă din aer, dar se va determina și prin citire pentru a se compara cele două rezultate.

Gradul de saturație reprezintă raportul dintre conținutul de umiditate a aerului umed și conținutul maxim de umiditate de saturație, la aceeași temperatură și presiune:

$$\mu = \frac{x_u}{x_s} . \quad (2.80)$$

O altă mărime ce acționează asupra vaporilor conținuți în elementul delimitator o reprezintă presiunea de sucțiune p_{sc} , definită ca diferență între presiunea aerului ambiental și presiunea datorită forțelor de capilaritate.

$$p_{sc} = p_a - p_w , \quad (2.81)$$

$$p_{sc} = -\rho_w \cdot Rv_{H_2O} \cdot T \cdot \ln \varphi , \quad (2.82)$$

unde:

- p_w – presiunea apei în pori, [Pa];
- ρ_w – densitatea apei în stare lichidă, [kg/m³];
- Rv_{H_2O} – constanta de gaz a vaporilor de apă, [J/(kg·K)].

Funcția acumulării de umiditate a unui material de construcție este exprimată fie prin conținut de umiditate funcție de presiunea de sucțiune, fie prin conținut de umiditate relativă.

Pentru deplasarea umidității în interiorul elementelor de construcție trebuie să se ia în considerare o climă mai severă de iarnă. Pentru Timișoara conform [87] și [88] se consideră temperatura exterioară de -15°C .

Pentru evitarea acumulării umidității în elementele de construcție (în special pereți și planșee superioare) este indicat ca la calculul termotehnic să se ia în considerare o temperatură minimă exterioară cât mai joasă. Umiditatea care se acumulează în elementele de construcție, reduce mult efectul de izolare termică prin mărirea fluxului termic între zonele cu temperaturi mai ridicate (interioare) și zonele cu temperaturi coborâte (exterioare) în timpul iernii. Acest lucru conduce la consumuri energetice mari pentru a menține caracteristicile mediului ambiant în spațiile de lucru.

3. SISTEME DE VENTILARE ȘI PROCESSE DE TRATARE A AERULUI

3.1. Sisteme de ventilare

Sistemele de ventilare și climatizare [85] sunt astfel concepute încât aerul refulat de acestea în încăpere să absoarbă degajările de căldură și umiditate din aerul interior și să-l aducă la parametrii de confort interior doriți.

Deoarece degajările de căldură și umiditate variază în timp, este nevoie să se realizeze un reglaj calitativ astfel încât să fie menținuți parametrii de confort doriți. Acest lucru se poate realiza prin variația debitului refulat sau prin variația temperaturii de refulare. Aerul refulat în încăpere este transportat prin intermediul tubulaturilor care trebuie curățate periodic.

O atenție sporită trebuie acordată în corelarea componentelor sistemului cu diagrama h-x și interacțiunea acestora pentru diferite regimuri de funcționare.

Totuși există o flexibilitate considerabilă în selectarea temperaturii și cantității de aer necesar pentru asigurarea necesarului de încălzire. Diferența dintre temperatura aerului refulat și cel al încăperii este notată în literatura de specialitate cu ΔT . Relația dintre ΔT și cantitatea de aer este una lineară și invers proporțională. Refularea aerului cu temperatură mai scăzută decât temperatura ambiantă se recomandă acolo unde degajările de căldură sunt ridicate.

Ventilatorul din centrala de tratare a aerului contribuie la creșterea temperaturii de refulare a aerului prin degajările de căldură produse prin încălzirea motorului de acționare și degajări de căldură rezultate din frecarea părților mobile. Degajările de căldură pentru sistemele de ventilare în regim de medie presiune este de aproximativ 1°C la un kilopascal presiune statică.

Controlul umidității într-un spațiu poate afecta calitatea aerului și poate deveni factor important în selectarea debitului de aer refulat.

Sistemele de ventilație se clasifică în funcție de capacitatea lor de a introduce și a evacua aerul viciat dintr-o încăpere ventilată astfel:

- sistem de ventilare scurtcircuitat;
- sistem de ventilare prin diluție cu introducere și evacuare laterală;
- sistem de ventilare prin diluție cu introducere centrală și evacuare marginală;
- sistem de ventilare prin deplasare;
- sistem de ventilare tip piston.

3.1.1. Sistemul de ventilare scurtcircuitat

În acest caz aerul refulat prin gura de introducere este aspirat în mare parte prin gura de aspirație înainte ca aceasta să ajungă în zona de lucru, producând efectul de scurtcircuit prezentat în figura 3.1. Această modalitate de ventilare trebuie evitată pe cât posibil deoarece eficiența acesteia este scăzută.

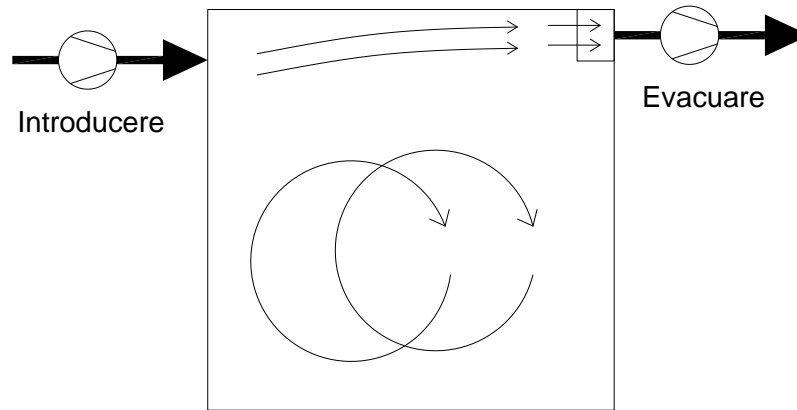


Figura 3.1 Sistemul de ventilare scurtcircuitat

La sistemele unde debitul de refulare și aspirație poate varia, scăderea debitului duce la scăderea direct proporțională a vitezei. Astfel se reduce bătaia jetului de aer și efectul de diluție este diminuat. Efectul de scurtcircuit produce stagnarea aerului în zona de lucru ce duce la nemulțumirea ocupanților și a apariției sindromului SBS [28].

3.1.2. Sistemul de ventilare prin diluție și recircularea aerului

Sistemele de ventilare prin diluție sunt cele mai des folosite, cu refularea aerului la partea superioară a încăperii și evacuarea aerului tot la partea superioară. În figurile 3.2 și 3.3 se prezintă diferite variante de refulare și aspirație ale aerului.

Un dezavantaj care poate să apară este fenomenul de scurtcircuit între refulare și aspirație. Ventilarea prin diluție eficientă se obține atunci când aerul este distribuit uniform în încăpere. Ventilarea prin diluție poate produce stratificare în limite reduse sau chiar deloc funcție de reglarea sistemului.

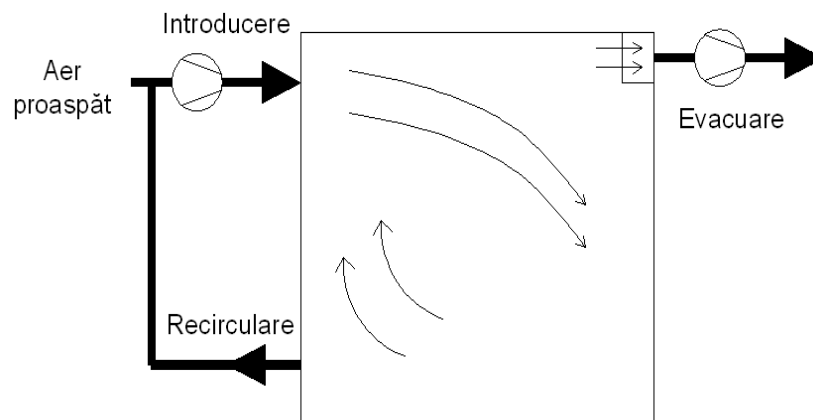


Figura 3.2 Sistemul de ventilare prin diluție cu introducere și evacuare laterală și recircularea aerului interior

Dacă ventilarea prin diluție este perfectă atunci concentrația de poluanți este uniformă în încăpere. Principiul de ventilare prin diluție a aerului se folosește pentru ventilarea, răcirea, încălzire și unde se dorește o uniformizare a temperaturii și a concentrației de noxe în încăpere.

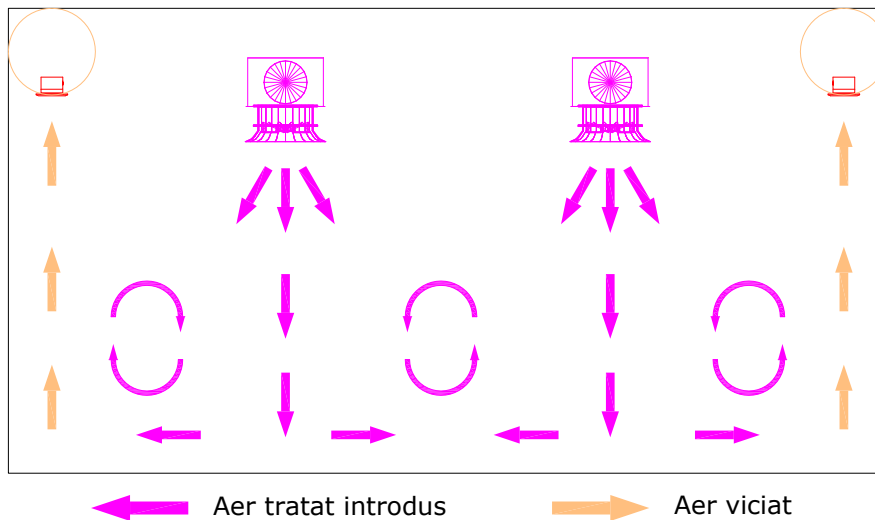


Figura 3.3 Sistemul de ventilare prin diluție cu introducere centrală și evacuare marginală

3.1.3 Sistemul de ventilare prin deplasare

Sistemul de ventilare prin deplasare se bazează pe principiul de transfer a căldurii a aerului viciat din zona pardoselii către tavan, de unde este evacuat prin sistemul de aspirație prin fenomenul de flotabilitate. Prin acest sistem calitatea aerului în zona de lucru este mai bună decât în cazul ventilării prin diluție. Nu se urmărește realizarea diluției în încăpere.

Aerul tratat este refulat la partea inferioară a încăperii cu viteză scăzută. Ventilarea prin deplasare se bazează pe diferența de temperatură și densitate dintre aerul viciat de la partea superioară a încăperii și aerul refulat la partea inferioară.

Aerul refulat vara are temperatură mai scăzută decât în zona de lucru, iar aerul evacuat la nivelul tavanului este mai cald decât în zona de lucru. Activitățile din încăpere, oamenii și utilajele creează curenți convectivi de la zona pardoselii către tavan.

În figura 3.4 se prezintă schema de principiu a sistemului de ventilare prin deplasare.

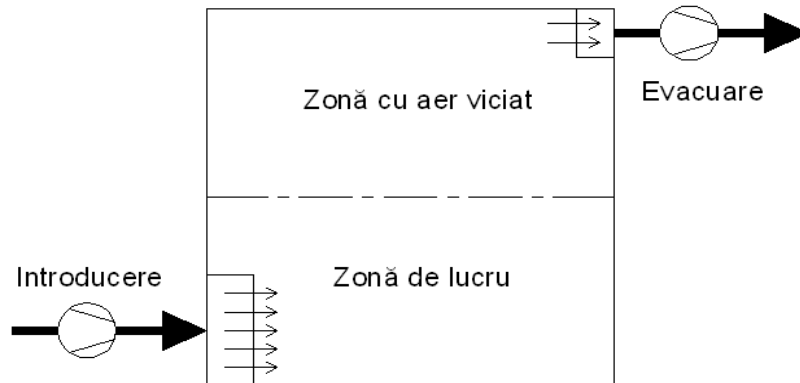


Figura 3.4 Sistem de ventilare prin deplasare

3.1.4 Sistemul de ventilare tip piston

Principiul de funcționare este cel al pistonului, aerul refulat se deplasează prin încăpere ca și un piston și este distribuit uniform în toată încăperea, într-o singură direcție. Sistemul piston poate fi privit ca și o variantă îmbunătățită a ventilării prin deplasare, aerul care străbate încăperea are o turbulență scăzută.

Acest sistem este folosit cel mai des la camerele curate, teatre, spitale unde se dorește un nivel ridicat al calității aerului. Refularea și aspirația poate să fie orizontală sau verticală. În figura 3.5 este reprezentat sistemul piston cu refulare și aspirație orizontală. La sistemul piston cu refulare verticală și orizontală pentru a menține un debit uniform, viteza trebuie să fie cuprinsă între $0,35 \text{ m/s} \div 0,40 \text{ m/s}$.

Principiul de ventilare tip piston nu este recomandat pentru spațiile unde se dorește confort, deoarece vitezele din spațiul climatizat sunt ridicate.

Acest sistem nu este recomandat pentru spațiile unde se dorește o mișcare laminară în încăpere, deoarece pentru aceste sisteme viteza trebuie să nu depășească $0,2 \dots 0,25 \text{ m/s}$.

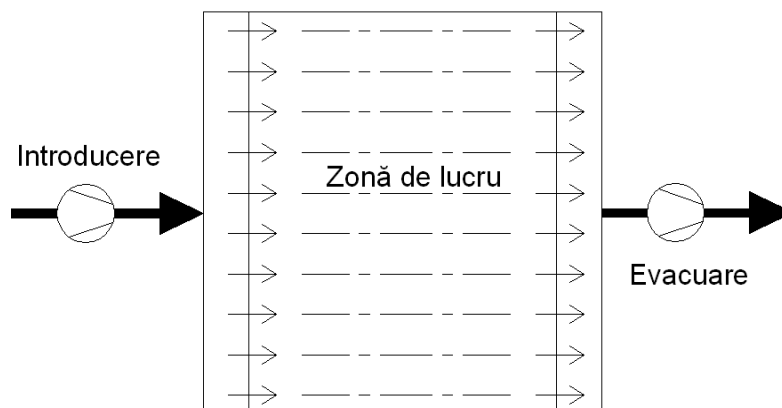


Figura 3.5 Sistem de ventilare tip piston

3.2. Eficiența ventilației [83]

Dacă în urma calculelor reiese un anumit debit sau schimb orar pentru asigurarea calității aerului interior, este posibil ca în realitate să nu se asigure parametrii doriți. Nu toate zonele din încăperea o să fie uniform ventilate, neasigurându-se aceeași calitate a aerului în întreaga încăperea. Ocupanții percep calitatea aerului din zona de lucru mai degrabă decât din colțurile încăperii. În cazul în care distribuția poluanților și calitatea aerului nu este uniformă, se poate presupune că nici debitul de aer nu este uniform în încăperea. Acest fenomen se numește neomogenitate, și este unitatea de măsură pentru eficiența ventilației.

Dacă calitatea aerului în zona de lucru este mai bună decât în aerul evacuat atunci eficiența este mai mare sau egală cu 1 și se poate reduce debitul de aer proaspăt introdus.

Eficiența ventilației [53,79] definește relațiile dintre concentrația de noxe a aerului refulat, a celui evacuat și a celui din zona de lucru conform relației:

$$\varepsilon_v = \frac{C_e - C_i}{C_{zl} - C_i} \quad (3.1)$$

unde:

C_e – concentrația de poluanți în aerul evacuat, [ppm];

C_i – concentrația de poluanți în aerul refulat, [ppm];

C_{zl} – concentrația de poluanți în aerul din zona de lucru, [ppm].

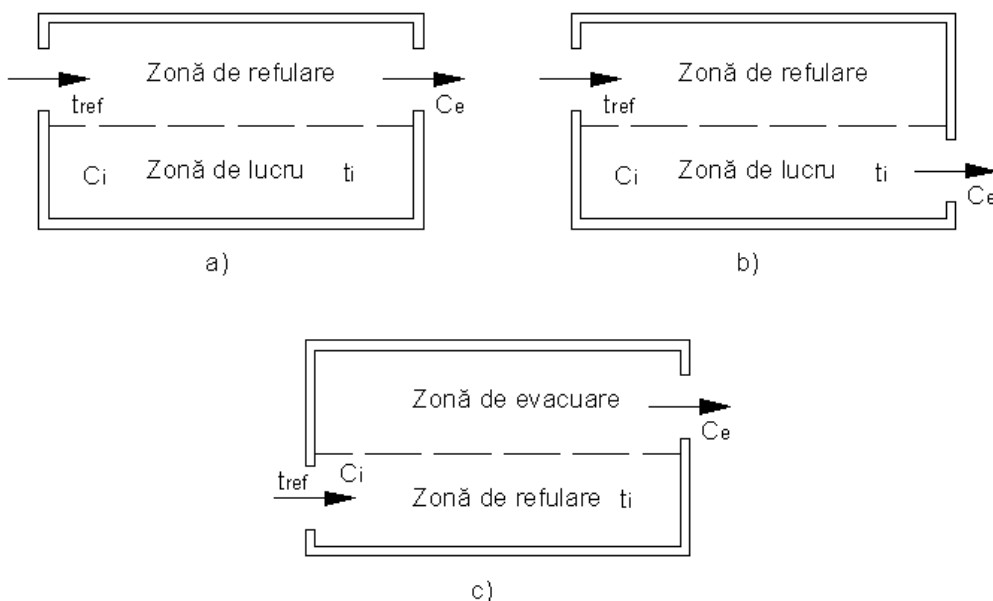


Figura 3.6 Variante de introducere, evacuare în ventilație:

- a) ventilare prin diluție cu refularea pe sus și evacuarea pe sus; b) ventilare prin diluție cu refularea pe sus și evacuarea pe jos; c) ventilare prin deplasare cu refularea pe jos și evacuarea pe sus.

În figura 3.6 se prezintă spațiul divizat în două zone care pot să fie după cum urmează: zona de refulare, zonă de evacuare și zona de lucru. În cazul ventilării prin diluție cu refularea pe sus și evacuarea pe sus prezentată în figura 3.6.a, zona de refulare este situată la partea superioară, iar evacuarea este , marginală tot la partea superioară. În figura 3.6.b refularea este la partea superioară a încăperii, iar evacuarea în zona de lucru, situată la partea inferioară a încăperii. La ventilarea prin deplasare (figura 3.6.c) zona de evacuare este la partea superioară, iar refularea în zona de lucru la partea inferioară. Situația optimă este aceea în care aerul introdus și cel din încăperea se amestecă formând un singur fluid.

În tabelul 3.1 se prezintă eficiența ventilației în funcție de temperatura de refulare și temperatura interioară.

Tabel 3.1 Eficiența de ventilare funcție de sistemul de ventilare

Sistemul de ventilare	Diferența de temperatură între refulare și temperatura interioară ($t_{ref} - t_i$) [°C]	Eficiența ventilației, ε_v
Ventilare prin diluție cu refularea sus și evacuare pe sus (fig. 3.6.a)	< 0	0,9 ÷ 1,0
	0 ÷ 2	0,9
	2 ÷ 5	0,8
	> 5	0,4 ÷ 0,7
Ventilare prin amestec refulare sus și evacuare jos (fig. 3.6.b)	< -5	0,9
	(-5) ÷ 0	0,9 ÷ 1,0
	> 0	1
Ventilare prin deplasare (fig. 3.6.c)	< 0	1,2 ÷ 1,4
	0 ÷ 2	0,7 ÷ 0,9
	> 2	0,2 ÷ 0,7

Debitul de aer necesar pentru situația de confort se poate calcula cu ecuația:

$$q_o = 10 \cdot \frac{C_c}{C_{c,i} - C_i} \cdot \frac{1}{\varepsilon_v} \quad (3.2)$$

unde:

q_o – debitul de aer proaspăt necesar pentru situația de confort, [l/s];

C_c – sursa de poluare, [olf];

$C_{c,i}$ – este nivelul dorit al IAQ, [decipol];

ε_v – eficiența ventilației, adimensional, [-].

3.3. Procese de tratare a aerului

3.3.1. Amestecul aerului

Din motive economice se preferă să se realizeze recircularea aerului, dar cu respectarea condițiilor minime de calitate a aerului. Astfel se realizează amestecul [16] dintre debitul de aer q_1 și debitul de aer q_2 . Debitul de aer q_1 și q_2 au următoarele caracteristici:

$$q_1 \begin{cases} t_1 & [^{\circ}\text{C}] \\ x_1 & [\text{g}/\text{kg}] \\ h_1 & [\text{kJ}/\text{kg}] \\ \varphi_1 & [\%] \end{cases} \quad q_2 \begin{cases} t_2 & [^{\circ}\text{C}] \\ x_2 & [\text{g}/\text{kg}] \\ h_2 & [\text{kJ}/\text{kg}] \\ \varphi_2 & [\%] \end{cases} ,$$

unde:

- t_1 – temperatura aerului în punctul 1, [$^{\circ}\text{C}$];
- t_2 – temperatura aerului în punctul 2, [$^{\circ}\text{C}$];
- x_1 – conținutul de umiditate a aerului în punctul 1, [kg/kg];
- x_2 – conținutul de umiditate a aerului în punctul 2, [kg/kg];
- h_1 – entalpia aerului în punctul 1, [kJ/kg];
- h_2 – entalpia aerului în punctul 2, [kJ/kg];
- φ_1 – umiditatea relativă în punctul 1, [%];
- φ_2 – umiditatea relativă în punctul 2, [%].

Pentru acest amestec se poate scrie bilanțul termic:

$$\begin{aligned} q_1 \cdot h_1 + q_2 \cdot h_2 &= q \cdot h_M, \\ q &= q_1 + q_2, \end{aligned} \quad (3.3)$$

unde:

- q – debitul de aer total [m^3/s];
- q_1 – debitul de aer în punctul 1, [m^3/s];
- q_2 – debitul de aer în punctul 2, [m^3/s];
- q_M – debitul de aer amestecat $q_1 + q_2$, [m^3/s];
- h_M – entalpia aerului amestecat, [kJ/kg].

Bilanțul de umiditate:

$$q_1 \cdot x_1 + q_2 \cdot x_2 = q_M \cdot x_M . \quad (3.4)$$

Conținutul de umiditate și entalpie al amestecului:

$$h_M = \frac{q_1 \cdot h_1 + q_2 \cdot h_2}{q} \quad \text{și} \quad x_M = \frac{q_1 \cdot x_1 + q_2 \cdot x_2}{q} . \quad (3.5)$$

În figura 3.7.a punctul de amestec M se găsește deasupra curbei de saturație $\varphi=100\%$, iar în figura 3.7.b punctul de amestec M se găsește în zona de ceață însemnând că o parte din vapori vor condensa și se va ajunge în punctul M_1 la intersecția dintre dreapta de entalpie h_M și entalpia de $\varphi=100\%$. Din considerentul că punctul M_1 se află la intersecția dintre dreapta de entalpie h_M și curba de saturație $\varphi=100\%$ și că amestecul nu mai condensează, se poate considera că starea aerului de amestec se află în punctul M_1 .

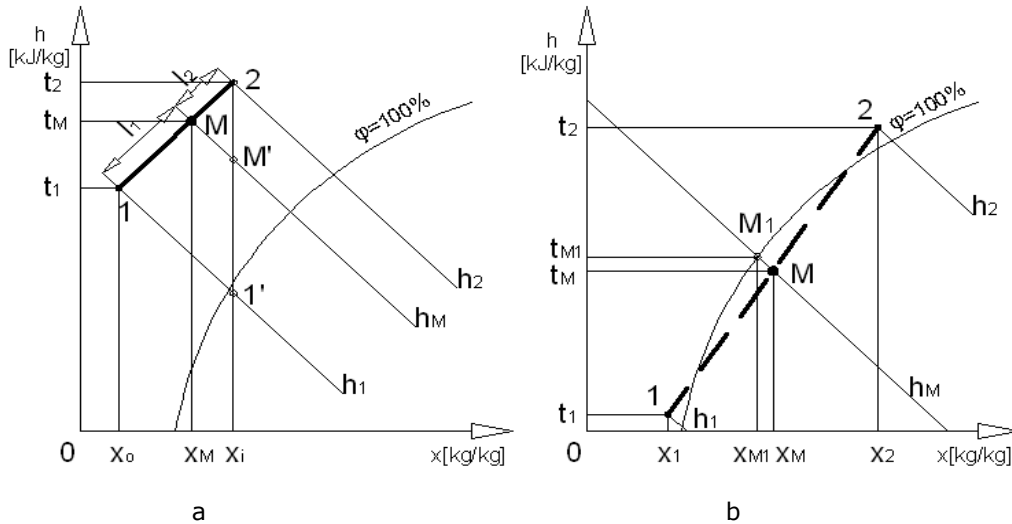


Figura 3.7 Amestecul a două volume de aer:

a – amestec în zona de nesaturație; b – amestec în zona de saturație (ceață)

Atât aerul proaspăt cât și cel recirculat trebuie să fie bine amestecate și să respecte procentul de amestec pentru a maximiza transferul termic dintre debitul de aer și bateria de încălzire și de a uniformiza temperatura aerului. Situațiile în care apare stratificarea aerului, unde nu se realizează diluția totală trebuie evitate, în special în planul vertical.

Deoarece nu întotdeauna se poate realiza un amestecul complet de aer din cauza sistemului de introducere și evacuare, pot apare diferite temperaturi și umidități relative pe nivele .

Camera de amestec are rolul de a realiza amestecul într-o secțiune liberă sau tubulatură, a aerului proaspăt cu cel recirculat în vederea funcționării sistemului așa cum a fost gândit.

În cazul în care jetul de aer nu este suficient de bine omogenizat, poate rezulta stratificarea ce afectează în mod negativ performanțele sistemului. Unele probleme de stratificare sunt asociate cu disconfortul interior, înghețarea bateriei de încălzire, consumul de energie în exces pentru încălzirea aerului la parametrii doriți și neasigurarea debitului de aer proaspăt din exterior în zona ocupată. Debitul de aer proaspăt și recirculat se poate regla în camera de amestec cu ajutorul clapetelor de reglaj.

3.3.2. Încălzirea aerului

3.3.2.1. Încăpere cu bilanț termic negativ ($Q_{deg} < Q_{nec}$)

În această situație degajările de căldură interioare sunt mai mici decât necesarul de încălzire al spațiului. Aerul din starea 1 având parametrii t_1 , x_1 , h_1 , φ_1 în urma procesului de încălzire cu bateria de încălzire, ajunge în starea 2, mărindu-și temperatura t_2 , entalpia h_2 și își micșorează umiditatea relativă φ_2 . În urma procesului de încălzire [16] se păstrează constantă valoarea conținutului de umiditate. Procesul de încălzire prezentat în figura 3.8 este un proces izobar, adică

la x constant, în condițiile în care crește entalpia și raportul de termoumiditate ε tinde la $+\infty$.

Puterea de încălzire a bateriei se poate determina conform relației (3.6) și (3.7):

$$Q = q \cdot (h_2 - h_1) \quad , \quad (3.6)$$

$$Q = q \cdot \rho_i \cdot c_{pa} \cdot |t_2 - t_1| \quad , \quad (3.7)$$

unde:

h_2 – entalpia aerului după încălzire, [kJ/kg];

h_1 – entalpia aerului înainte de încălzire, [kJ/kg];

t_2 – temperatura aerului după încălzire, [°C];

t_1 – temperatura aerului înainte de încălzire, [°C];

ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];

c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·K];

t_{BI} – temperatura bateriei de încălzire, [°C].

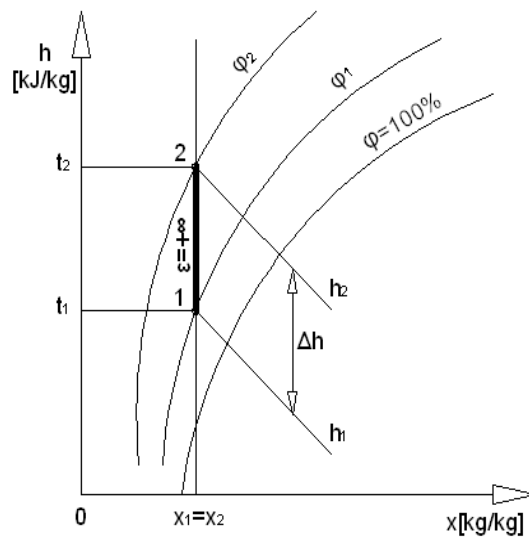
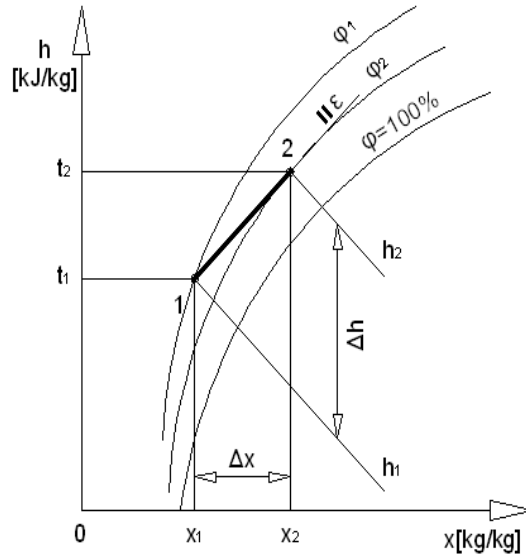


Figura 3.8 Încălzirea aerului când $Q_{deg} < Q_{nec}$

Temperatura finală a aerului t_2 nu ajunge să fie egală cu temperatura medie a suprafeței schimbătorului de căldură t_{BI} ($t_2 < t_{BI}$).

3.3.2.2. Încăpere cu bilanț termic pozitiv ($Q_{deg} > Q_{nec}$)

Refularea aerului se face cu o temperatură inferioară temperaturii aerului interior. Temperatura minimă de refulare $t_2 \geq 15^\circ\text{C}$.

Figura 3.9 Încălzirea aerului când $Q_{deg} > Q_{nec}$

3.3.3. Tratarea aerului cu abur

3.3.3.1 Procesul de umidificare izoterm

Mărirea conținutului de umiditate [16] se poate realiza prin injectarea aburului saturat direct în curentul de aer. Aburul saturat de joasă presiune este produs de generatorul de abur (umidificator) funcționând pe principiul electrozilor de încălzire imersați într-un bazin de apă. Aburul saturat rezultat este apoi transportat la duza de abur, situată în tubulatura de introducere și este preluată de curentul de aer.

În figura 3.10 este prezentată schimbarea de stare a aerului în urma amestecului cu aburul saturat, procesul poate fi considerat izoterm ($t = \text{constant}$). Din starea 1 aerul primește umiditate și căldură și prin creșterea umidității Δx și a entalpiei Δh până se ajunge în starea finală 2.

$$h_2 = h_1 + \Delta x \cdot h_{vap} \quad (3.8)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = h_{vap} \cdot \Delta x \quad (3.9)$$

Direcția procesului ε va fi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{\Delta x \cdot h_{vap}}{\Delta x} = h_{vap} \quad (3.10)$$

unde:

h_{vap} – este entalpia vaporilor de apă la temperatura aburului, [kJ/kg].

Dacă debitul de aer injectat este mare, se poate ajunge în starea 3, stare de saturație ($\varphi=100\%$). Dacă se continuă injectarea după atingerea saturației, se produce ceață, iar o parte din abur condensează, cedând căldura de evaporare

aerului. În urma condensării aerul își va mări temperatura, procesul decurgând pe curba de saturație. O importanță ridicată trebuie acordată întreținerii umidificatorului.

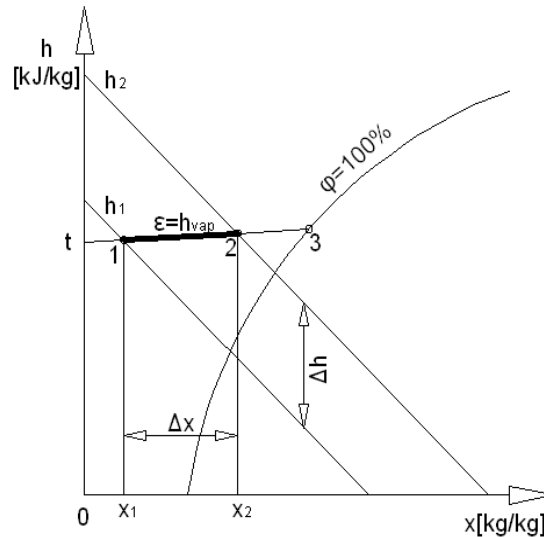


Fig. 3.10 Umidificarea aerului cu abur saturat la temperatură constantă

Umiditatea relativă a aerului refulat pentru perioada de iarnă [21], în urma procesului de încălzire, are o valoare scăzută 5÷10% după ce aerul străbate bateria de încălzire ajungând la temperatura de refulare proiectată.

Umidificatorul poate fi instalat ca parte componentă a centralei de tratare a aerului sau pe diverse tronsoane de tubulatură în funcție de zona care trebuie să fie deservită. Localizarea corectă a umidificatorului previne stratificarea aerului umidificat în sistem.

Umidificatorul cu aburi echipat cu higrostat, pentru controlul punctului de rouă și senzor ambiental poate realiza un control precis al umidității din încăpere.

Dacă umiditatea este controlată de senzorul de temperatură și umiditate montat pe recirculare este nevoie și de un higrostat montat pe tubulatura de refulare pentru a preveni formarea condensului pe tubulatură. Umidificatoarele cu abur contribuie la creșterea temperaturii aerului prin căldura sensibilă degajată de aburul injectat în curentul de aer.

Cantitatea de abur produsă de umidificator nu trebuie să depășească umiditatea impusă din încăpere cu mai mult de 10%.

Un alt considerent este distanța de absorbție, reprezentând distanța necesară pentru ca aburul să fie absorbit în fluxul de aer. Această distanță poate varia între 450 mm și 1500 mm și trebuie să fie prevăzută ori în centrala de aer, ori în tronsonul de tubulatură unde sunt montate duzele de injectare a aburului.

3.3.4. Calculul debitului de apă necesar în procesul de umidificare [77]

Cantitatea de abur necesară umidificării spațiului depinde de tipul ventilării folosite: ventilare naturală sau ventilare mecanică (cu un debit fix de aer exterior

introdus sau amestec de aer exterior și recirculat). Alte surse care generează creșterea sau scăderea cantității de umezeală trebuie de asemenea luate în calcul.

Sarcina de umidificare G_u poate fi calculată cu formulele următoare:

Ventilare naturală:

$$G_u = \rho_i \cdot V \cdot n_s \cdot (x_{ai} - x_e) - G_i + G_e \quad (3.11)$$

Ventilare mecanică cu 100% debit de aer exterior:

$$G_u = 3,6 \cdot \rho_i \cdot q_e \cdot (x_{ai} - x_e) - G_i + G_e \quad (3.12)$$

Ventilare mecanică cu aer recirculat (se realizează amestecul dintre aerul exterior și aerul recirculat):

$$G_u = 3,6 \cdot \rho_i \cdot q_m \cdot (x_{ai} - x_e) \cdot \left(\frac{t_i - t_M}{t_i - t_e} \right) - G_i + G_e \quad (3.13)$$

unde:

G_u – cantitatea de abur necesar umidificării, [kg/h];

V – volumul încăperii, [m³];

n_s – numărul de schimburi orare, [h⁻¹];

q_e – debitul aerului exterior, [l/s];

x_{ai} – conținutul de umiditate a aerului din mediul ambiant, [kg_{apă}/kg_{aer}];

x_e – conținutul de a umiditate a aerului exterior, [kg_{apă}/kg_{aer}];

t_M – temperatura aerului amestecat, [°C];

G_i – cantitatea degajărilor interioare de apă, [kg/h];

G_e – cantitatea de apă eliminată din încăperea, [kg/h].

Condițiile necesare alegerii umidității interioare ale spațiului sunt date de gradul de ocupare sau activitatea desfășurată. În varianta în care se dorește asigurarea unei temperaturi de amestec constantă prin variația raportului dintre aerul exterior și cel recirculat, trebuie să se țină cont în alegerea cantității de abur necesară umidificării, pentru a se evita formarea condensului.

Determinarea cantității de abur necesară umidificării [77] în situația în care se face recircularea aerului este dată de ecuația (3.13) pentru diferite temperaturi ale aerului exterior. Trebuie de asemenea luat în considerare consumul energetic al umidificatorului (în special pentru cele electrice) când se calculează consumul total de energie, mai ales când se face recircularea aerului, reducându-se cantitatea de abur ce trebuie introdus în fluxul de aer.

Materialele higroscopice care au un conținut de umiditate mai scăzut decât cel al spațiului umidificat, absorb umezeala din spațiu și această cantitate trebuie adăugată la cantitatea de abur totală pentru umidificarea spațiului. Pierderea vaporilor de apă prin difuzie prin anvelopa spațiului spre exterior sau spre zonele cu o presiune parțială a vaporilor de apă mai scăzută trebuie, de asemenea, luată în considerare. În mod normal prin difuzie pierderile de umiditate sunt mici, dar dacă există spații libere între spațiul umidificat sau camerele adiacente în care umiditatea este mai scăzută, pierderile prin difuzie pot fi mari.

3.4. Rezistența termică a elementelor de construcție [87]

3.4.1. Rezistența termică specifică unidirecțională

Rezistența termică specifică unidirecțională a unui element de construcție alcătuit din unul sau mai multe straturi de materiale omogene, fără punți termice și din straturi de aer neventilate, dispuse perpendicular pe direcția fluxului termic, se calculează cu relația:

$$R = R_i + \sum R_j + R_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} , \quad (3.14)$$

unde:

- R – rezistența termică specifică unidirecțională a elementului de construcție, [m²·K/W];
- R_i – rezistența la transfer termic superficială la nivelul suprafeței interioare, [m²·K/W];
- R_e – rezistența la transfer termic superficială la nivelul suprafeței exterioare, [m²·K/W];
- α_i – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele interioare ale elementelor de construcții, α_i=8 [W/m²·K];
- α_e – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele exterioare ale elementelor de construcții, α_e=23 [W/m²·K];
- δ – grosimea stratului elementului de construcție, [m];
- λ – coeficient de conductivitate termică al materialului, [W/m·K].

3.4.2. Rezistența termică specifică corectată

Rezistența termică corectată R', se determină la elementele de construcție cu alcătuire neomogenă, ținând cont de influența punților termice asupra valorii rezistenței termice unidirecționale. Rezistența termică specifică corectată R' respectiv, coeficientul de transfer termic corectat U', se calculează cu relația:

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \frac{\sum (\psi \cdot l_p)}{A_{cn}} + \frac{\sum \chi_t}{A_{cn}} , \quad (3.15)$$

unde:

- R' – rezistența termică corectată, [m²·K/W] ;
- U' – coeficientul de transfer termic corectat, [W/m²·K] ;
- ψ – coeficient de transmisie liniară a unei punți termice, [W/m·K] ;
- χ_t – coeficient de transmisie termică punctuală a unei punți termice, [W/K] ;
- l_p – lungimea punții termice liniare similare a suprafeței A_{cn}, [m] ;
- A_{cn} – suprafața elementului de construcție, [m²].

Rezistența termică corectată se mai poate exprima cu relația:

$$R' = r_c \cdot R , \quad (3.16)$$

unde:

r_c – coeficient de reducere al rezistenței termice specifice unidirecționale R , adimensional.

Coeficientul de reducere al rezistenței termice corectate se poate determina cu relația:

$$r = \frac{1}{1 + \frac{R \cdot (\sum (\psi \cdot l_p) + \sum \chi_t)}{A_{cn}}} \quad (3.17)$$

3.4.3. Efectul de condens pe suprafețele sau în elementele de construcție [90]

Nivelul maxim al umidității relative până la care se poate realiza umidificarea la o clădire pe timp de iarnă, depinde de caracteristicile anvelopei clădirii. Condensul apărut pe suprafețele interioare poate deteriora finisajele, determina apariția mușgaiului și a igrasiei și poate reduce vizibilitatea prin ferestrele clădirii.

Condensul se formează pe o suprafață interioară atunci când temperatura acestuia este sub temperatura punctului de rouă al aerului aflat în contact cu suprafața. Umiditatea relativă maximă care poate fi atinsă fără să apară condensul, depinde de caracteristicile anvelopei clădirii și de parametrii interiori și exteriori.

În majoritatea clădirilor, ferestrele prezintă cea mai scăzută temperatură și poate fi considerată temperatura de referință pentru stabilirea apariției condensului.

Determinarea temperaturii la care apare condensul se face experimental, pentru o mai bună precizie. Wilson și Brown au corelat caracteristicile ferestrelor cu indicele de temperatură, definit ca:

$$f_{RSI} = \frac{(t_{SI} - t_e)}{t_i - t_e} \quad (3.18)$$

unde:

f_{RSI} – indicele de temperatură, adimensional, [-];

t_{SI} – temperatura suprafeței interioare, [°C];

t_i – temperatura aerului interior, [°C];

t_e – temperatura aerului exterior, [°C].

Indicele de temperatură se calculează la rezistență superficială pe suprafața interioară impusă. Valoarea minimă a rezistenței superficiale este prezentată în tabelul 3.2.

$$f_{RSI} = \frac{(\frac{1}{R} - R_{SI})}{R} \quad (3.19)$$

unde:

R – rezistența termică specifică unidirecțională a elementului de construcție, [m²·K/W];

R_{SI} – rezistența termică superficială a elementului de construcție, [m²·K/W].

Tabel 3.2 Rezistența termică superficială

Denumire	Rezistența termică [m ² K/W]
Rezistența superficială exterioară R _{SE}	0,04
Rezistența termică superficială interioară R _{SI}	
Pe geamuri și rame	0,13
Toate celelalte suprafețe interioare	0,25

Cu cât această valoare este mai mare cu atât posibilitatea de a apare condensul la o temperatură mai ridicată a suprafeței elementului delimitator este mai ridicată și această valoare se poate considera valoare critică de referință.

3.4.4. Factorul de temperatură minimă pe suprafața interioară [90]

$$f_{RS\text{Imin}} = \frac{t_{S\text{Imin}} - t_e}{t_i - t_e} , \quad (3.20)$$

unde:

t_{Simin} – temperatura minimă pe suprafața interioară, [°C].

Fenomenul care poate să apară în urma umidificării interioare este fenomenul de condens [82] pe suprafețele limitatoare. Figura 3.11 arată relația între indicele de temperatură, temperatura exterioară și umiditatea relativă interioară la care apare condensul.

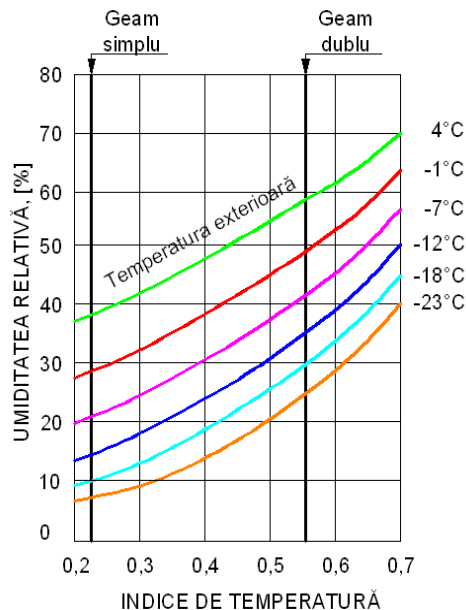


Figura 3.11 Limitarea umidității relative interioare funcție de indicele de temperatură pentru prevenirea condensului, [77]

Condensul apare atunci când temperatura suprafeței interioare a peretelui este apropiată de temperatura punctului de rouă și se formează picături de apă.

Dar formarea condensului este influențată și de umiditatea relativă interioară.

Umiditățile relative pentru diferite temperaturi exterioare intersectează liniile verticale reprezentând indicii de temperatură.

În tabelul 3.3 sunt prezentate umiditățile relative minime funcție de temperatura exterioară pentru cazul cu geam simplu și geam dublu.

Rezultatele pușinelor teste efectuate asupra ferestrelor arată că indicele de temperatură la partea inferioară la fereastra dublă cu barieră termică se află între 0,55 și 0,57, cu convecție naturală pe partea interioară. Ferestrele duble clasice au un indice la joncțiunea dintre sticlă și toc care se situează între 0,33 și 0,48 [77].

Dacă se montează corpurile de încălzire sub ferestre, indexul minim al unei ferestre duble cu trei straturi poate avea valori ale indicelui de temperatură cuprinse între 0,6 și 0,7.

Tabel 3.3 Umiditatea relativă interioară maximă pentru a nu se forma condensul pe suprafața geamului pentru $t_i=23^\circ\text{C}$ și convecție naturală, [77]

Temperatura exterioară t_e [°C]	Umiditatea relativă interioară [%]	
	Geam simplu	Geam dublu
5	41	60
0	31	52
-5	23	45
-10	17	39
-20	12	33
-25	9	28
-30	6	24

Prin procesul de difuzie, vaporii de apă pătrund în interiorul spațiului prin anvelopă, dar totodată și prin ventilarea spațiului. Dacă vaporii intră în contact cu suprafețele interioare cu temperatura mai scăzută decât temperatura punctului de rouă, se va forma condensul. Acest condens poate să apară atât pe suprafețele interioare cât și în structura anvelopei. Astfel pentru stabilirea umidității relative interioare trebuie să se țină cont de capacitatea anvelopei de a face față umezelii din interior.

Diferența dintre presiunea parțială a vaporilor de apă interiori și exteriori Δp_e se determină cu relația:

$$\Delta p_e = \frac{G}{n_s \cdot V} \cdot R_v \cdot \frac{(t_i + 274,15 + t_e + 274,15)}{2}, \quad (3.21)$$

unde:

Δp_e – diferența dintre presiunea parțială a vaporilor de apă interiori și exteriori, [Pa];

G – debitul de producere al umidității interioare, [kg/h];

n_s – numărul de schimburi orare, [h^{-1}];

V – volumul încăperii, [m^3];

R_v – constanta gazului pentru apă = 462 [$\text{Pa} \cdot \text{m}^3 / \text{K} \cdot \text{kg}$].

Pentru a se evita apariția mucegaiului pe elementele de închidere ale încăperii se impune să nu se depășească umiditatea relativă de 80% în decursul a câtorva zile. Astfel și presiunea de saturație limită va deveni:

$$p_{s\lim} = \frac{p_a}{0,8}, \quad (3.22)$$

unde:

p_a – presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [Pa].

Se trasează și distribuția temperaturii prin structura elementului de construcție [82,89,90] exterior pentru perete, geam și stâlp. Încăperea studiată și experimentată în cadrul tezei are un singur perete exterior restul sunt interiori.

3.5. Jetul de aer [16]

3.5.1. Mișcarea aerului

Dacă temperatura de refulare este egală cu temperatura din încăperea atunci jetul [15] se numește *izoterm*, iar dacă temperatura de refulare diferă de cea a aerului interior poartă denumirea de jet *neizoterm*. Diferența dintre temperatura de refulare și cea a mediului ambiental generează forțe de flotabilitate în jet ce afectează atât traiectoria, bătaia și distanța la care jetul se separă de planul tavanului în cazul refulării laterale superioare sau de planul pardoselii pentru refularea inferioară.

Numărul mare de factori ce intervin la un sistem de ventilare și care se influențează reciproc fac greoaie studiarea mișcării aerului într-o încăperea. Prima ipoteză simplificatoare care se aduce la studiul mișcării aerului admite că jetul de aer refulat sau aspirat nu este influențat de suprafețele delimitatoare ale încăperii.

Dacă se ia în considerare această ipoteză atunci se poate considera mișcarea aerului determinat de gurile de refulare sau aspirație ca fiind o mișcare liberă într-un spațiu nelimitat.

Experimental s-a determinat dacă suprafața deschiderii de refulare este mai mică în comparație cu dimensiunile spațiului normal pe axa jetului de aer, aceasta poate fi considerată liberă atâta timp cât respectă condiția:

$$X \leq 1,5 \cdot \sqrt{A_c}, \quad (3.23)$$

unde:

X – distanța de la planul gurii de refulare, [m];

A_c – aria secțiunii transversale a încăperii, [m²].

3.5.2. Jetul de aer

Forma jetului de aer depinde de tipul de curgere a aerului prin gura de refulare. Tipul de curgere este dat de valoarea numărului Reynolds în funcție de care curgerea jetului de aer poate fi laminară sau turbulentă. În ventilație gurile de refulare sunt gândite pentru a crea un jet turbulent, acesta își păstrează conturul conic realizând o împrăștiere a aerului la distanțe mari față de planul gurii de refulare. În figura 3.12 se prezintă structura unui jet turbulent.

Curentul de aer are tendința de a-și păstra consistența inițială după ce părăsește planul gurii de refulare și formează în mijlocul jetului, un miez în care viteza rămâne aproape egală cu viteza din planul gurii de refulare (v_0).

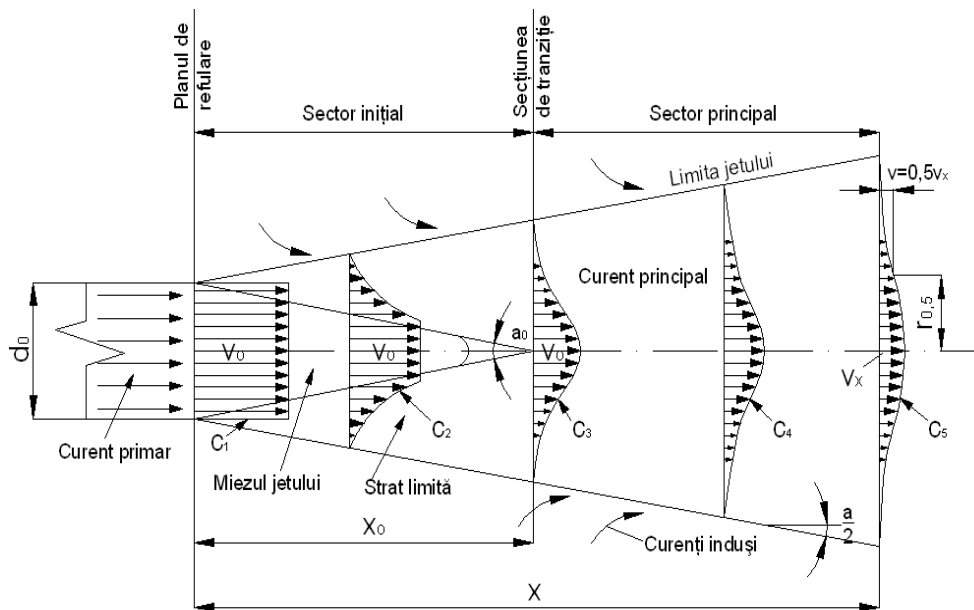


Figura 3.12 Structura jetului circular turbulent, liber.

La marginea miezului se formează turbioane care se propagă spre interior antrenând particulele din aerul ambiental și îngustând miezul. O secțiune longitudinală prin miezul jetului are forma unei parabole alungite, care poate fi înlocuită prin două drepte care se intersectează în axa jetului. Capătul jetului se definește ca fiind punctul în care viteza în axul jetului are o valoare la care curentul de aer nu mai poate fi simțit.

Jetul de aer se împarte în următoarele patru zone:

Zona 1: zonă care se întinde pe toată lungimea miezului și unde viteza în axul jetului, v_0 rămâne constantă și este aproximativ egală pe lungimea x_0 cu viteza din planul gurii de refulare v_0 .

Zona 2: este o regiune de tranziție, având lungimea de obicei mai mare decât cea din zona 1, iar viteza în axul jetului scade lent odată cu distanța față de gura de refulare.

$$v_x = v_0 \cdot \sqrt{K \cdot \frac{l_0}{X}}, \quad (3.24)$$

unde:

v_x – viteza aerului la distanța x , [m/s];

K – constantă a gurii de refulare, adimensional, [-];

l_0 – lățimea jetului în gura de refulare fără strângere, [m];

x_0 – distanța de la gura de introducere până unde se menține viteza v_0 , [m];

X – distanța de la planul gurii de refulare, [m].

Zona 3: este zona unde datorită lungimii mari și caracterului stabil prezintă interes în ventilație. Față de zona 2, aici viteza în axul jetului față de gura de refulare scade mai repede, iar jetul este bine conturat și turbulența are un caracter

uniform. În această zonă jetul are formă rotundă indiferent de forma gurii de refulare.

$$v_x = v_o \cdot K \cdot \frac{\sqrt{A_o}}{x}, \quad (3.25)$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4}, \quad (3.26)$$

unde:

A_o – aria efectivă a gurii de refulare, [m²];

d_o – diametrul secțiunii gurii de refulare, [m].

Zona 4: zona finală, unde viteza în axul jetului scade foarte repede, iar jetul se dispersează în mișcarea generală din încăperea. Turbioanele în această zonă sunt reduse, iar mișcarea lor este oprită de vâscozitatea aerului din încăperea.

Un jet de aer cald având viteza de 1,5 m/s are eficiența cu cel puțin 20% mai mare decât un jet de aer cu viteza de 0,5 m/s. Jeturile verticale calde pentru tavane înalte au valoarea de eficiență a ventilației de la 0,8 până la 1 în cazul în care anemostatul are posibilitatea de a regla jetul de aer să fie elicoidal, permițând astfel anularea efectului de stratificare.

3.5.3. Jetul circular cu vârtej (swirl) [53], [1]

Prin adăugarea unui vârtej la un jet circular înainte de a părăsi gura de refulare, este posibil să se realizeze o mai bună și rapidă răspândire a jetului în zona ambientală dar și o scădere mai rapidă a vitezei. Aceste tipuri de jeturi sunt folosite în cazurile în care se dorește să nu apară stratificarea în încăperea. Sub o anumită valoare critică a coeficientului de vârtej, este posibil ca jetul să se lipească de suprafața alăturată din același plan cu deschiderea (gura de refulare). Aceste guri de refulare [71,72] se pot folosi pentru debite mari de aer, fără riscul de a se produce curent în zona ocupată. În figura 3.13 se prezintă situația refulării aerului cald atunci când lamelele de dirijare ale anemostatului sunt la un unghi de 90°.

Scăderea vitezei axiale pentru jetul circular este dată de relația:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{k_v}{\frac{X}{d_o}}, \quad (3.27)$$

unde :

k_v - constanta de bătaie a jetului care depinde de geometria paletelor de dirijare a gurii, densitatea aerului interior și debitul de aer refulat [1], [-].

Din măsurătorile experimentale ale lui Tollmien k_v a rezultat 7,32, iar din ale lui Goertler 5,75, dar Rajaratnam recomandă valoarea de 6,3.

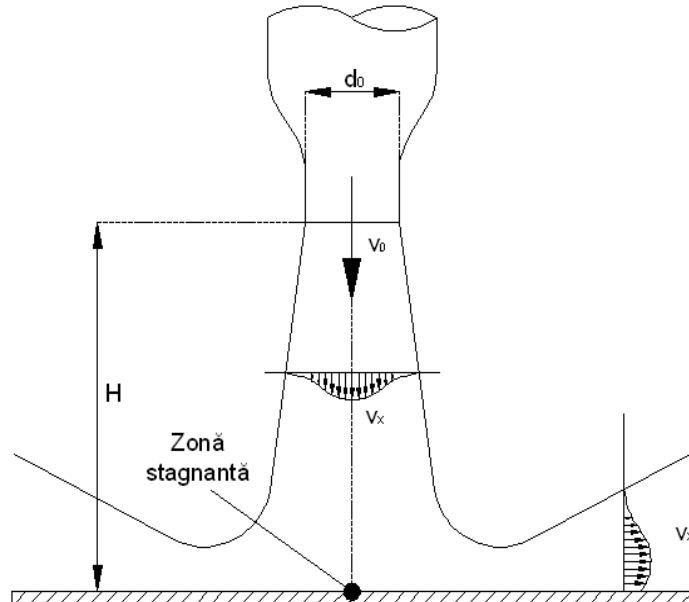


Figura 3.13 Structura jetului circular la refularea verticală pe perioada de iarnă.

Coeficientul de vârtej se poate exprima cu ecuația:

$$S_w = \frac{T_n}{r_o \cdot M_{ax}} \quad (3.28)$$

unde:

S_w – coeficientul de vârtej, adimensional, [-];

T_n – momentul tangențial, [kg·m²/s];

r_o – raza deschiderii gurii de refulare, [m];

M_{ax} – momentul axial, [kg·m²/s].

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{\infty} \rho_i \cdot v_{ax} \cdot v_{tan} \cdot r^2 dr \quad (3.29)$$

unde:

v_{ax} – componenta axială a vitezei la raza r față de axul central, [m/s];

v_{tan} – componenta tangențială a vitezei la raza r față de axul central, [m/s];

r – raza jetului față de axul central la o distanță X, [m].

$$M_{ax} = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{\infty} \rho_i \cdot v_{ax}^2 \cdot r dr + 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{\infty} p \cdot r dr \quad (3.30)$$

Deoarece în ecuația (3.30) presiunea variază cu poziția jetului cu vârtej, ecuația se va simplifica prin eliminarea componentei cu presiune devenind:

$$M_{ax} = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{\infty} \rho_i \cdot v_{ax}^2 \cdot r dr . \quad (3.31)$$

Astfel coeficientul de vârtej S_w devine:

$$S_w = \frac{T_n}{r_o \cdot M_{ax}} . \quad (3.32)$$

Din datele experimentale ale lui Chigier și Chervinsky, a reieșit că profilul de viteză în direcția axială poate fi aproximată prin:

$$\frac{v_x}{v_m} = e^{-k_s \cdot \Lambda} , \quad (3.33)$$

$$\Lambda = \frac{r}{X} , \quad (3.34)$$

unde:

Λ – este raportul dintre raza jetului și distanța față de origine a razei jetului, [-];

k_s – constantă a cărei valoare depinde de numărul Swirl, [-].

Valoarea lui k_s se determină conform figurii 3.14a. Originea virtuală a jetului cu vârtej este situată la o distanță de $2,3 \cdot d_o$ în spatele gurii de refulare. Scăderea vitezei axiale este dată de relația (3.35):

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{C_u}{\frac{X}{d_o}} , \quad (3.35)$$

unde:

C_u – coeficient care depinde de coeficientul de vârtej, adimensional, [-].

Această ecuație este aceeași ca cea pentru un jet circular cu excepția faptului că coeficientul C_u este în funcție de coeficientul de vârtej. În figura 3.14b se prezintă determinarea coeficientului C_u .

Scăderea vitezei unghiulare este dată de relația:

$$\frac{v_{ux}}{z_o} = \frac{C_w}{\frac{X}{d_o}} , \quad (3.36)$$

unde:

v_{ux} – viteza unghiulară la distanța X față de planul gurii de refulare, [m/s];

v_o – viteza unghiulară inițială în gura de refulare, [m/s];

C_w – coeficient funcție de coeficientul de vârtej, [-].

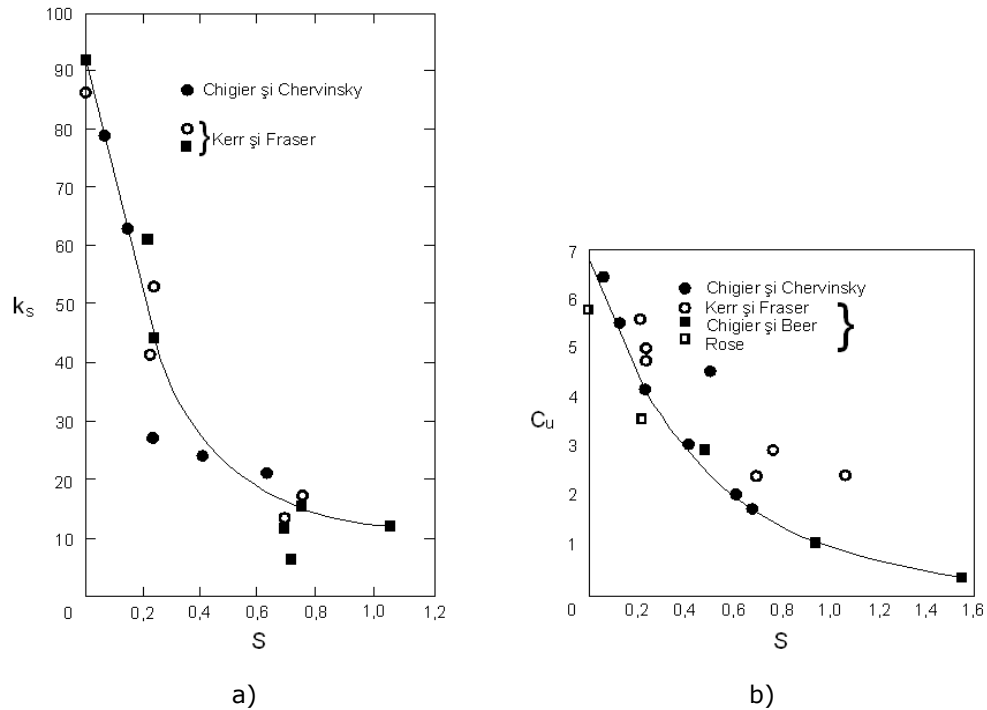


Figura 3.14 Determinarea coeficienților de vârtej:

- a) Determinarea coeficientului k_s funcție de coeficientul de vârtej S_w ;
 b) Determinarea coeficientului C_u funcție de coeficientul de vârtej S_w .

Deoarece nu s-au realizat studii aprofundate pentru determinarea coeficientului C_w , din măsurătorile efectuate de Rajaratnam, se poate considera valoarea acestuia cuprinsă între 4 și 10,4. Raportul debitului de antrenare este puternic influențat de efectul de vârtej produs și se exprimată prin:

$$\frac{q_x}{q_{ref}} = (0,32 + 0,8 \cdot S_w) \cdot \frac{X}{d_o}, \quad (3.37)$$

unde:

q_x – debitul de aer la distanța X , [l/s] ;

q_{ref} – debitul aerului refulat de gura de refulare, [l/s].

4. STAND EXPERIMENTAL ȘI MĂSURĂRI

4.1 Introducere.

Perioada în care am făcut experimentările și măsurătorile în laboratorul din cadrul facultății, a fost din luna ianuarie până în luna aprilie (2010). La începerea măsurărilor s-au înregistrat data, ora și punctele în care s-au făcut măsurătorile precum și temperatura și umiditatea relativă impusă.

Ca și condiții de referință s-au considerat următoarele valori:

- Presiunea interioară 101325 Pa;
- Temperatura de referință 0°C;
- Umiditatea relativă de 0%.

Temperatura interioară din condiții de confort se consideră între 20÷25°C. S-au studiat cazurile în care temperatura interioară va fi de la 18°C până la 27°C.

Modelarea spațiului ambiental interior a fost condiționată de parametri interiori ai aerului și de durata de măsurare:

- temperatura interioară echivalentă, [°C];
- umiditatea relativă interioară echivalentă, [%];
- viteza aerului din încăpere, [m/s].

Presiunea și conținutul de umiditate din încăpere variază lent, în schimb temperatura și umiditatea relativă pot să varieze brusc în situația în care nu este reglat sistemul de ventilare.

Ca și durate de măsurare recomandate [83] sunt patru variante:

- prelevare într-un interval de 15 minute – intervalul este scurt și se notează temperatura, presiunea atmosferică și umiditatea relativă;
- prelevare într-un interval de 1 oră – se citește presiunea atmosferică o singură dată în decursul măsurărilor și se măsoară temperatura pe o durată de o oră și la sfârșit se va face o medie, iar umiditatea relativă se măsoară preferabil la mijlocul intervalului de măsurare;
- prelevare într-un interval de 12 ore – se citește temperatura și umiditatea relativă din oră în oră, iar rezultatele se obțin prin media acestora;
- prelevare într-un interval de peste 12 ore – se fac citirile temperaturii, presiunii și umidității relative la începutul măsurărilor și se face o înregistrare continuă, dacă nu se poate, se fac măsurări continue într-un interval de 6 ore pentru a se obține o valoare medie cât mai precisă. Aceeași metodă de măsurare se aplică și umidității relative.

În urma acestor măsurători s-au determinat temperatura interioară și umiditatea relativă în cele patru colțuri ale zonei ocupate, iar în mijlocul camerei temperatura interioară, umiditatea relativă, viteza ambientală și temperatura globului negru.

Pentru determinarea condițiilor exterioare trebuie să fie măsuțați următorii parametri:

- temperatura exterioară, [°C];
- umiditatea relativă a aerului pentru determinarea presiunii parțiale a vaporilor de apă, [%];
- presiunea atmosferică, [Pa];

- viteza vântului, [m/s].

Durata unei măsurători a fost cuprinsă între 1 oră și 3 ore funcție de regimul impus. Punctele de măsurare au fost poziționate pe patru planuri paralele: la 10 cm (nivelul gleznelor), la 60 cm (nivelul șoldurilor), 110 cm (nivelul capului în poziția sezând) și 180 cm (nivelul capului în poziția de stat în picioare) [18,78,81,83]. În unele cazuri s-au făcut măsurători doar pe trei planuri.

Am măsurat parametrii aerului interior pentru sala de laborator experimentat [6,7,13,14] în cele patru colțuri ale zonei ocupate și în mijlocul încăperii pentru următoarele variante [20]:

- încălzirea cu corpuri statice, când nu sunt persoane în încăpere;
- încălzirea cu corpuri statice, când sunt persoane în încăpere;
- încălzirea cu corpuri statice, când sunt persoane în încăpere și se asigură debitul de aer proaspăt pentru ocupanți (400 m³/h);
- încălzirea cu aer cald prin recircularea aerului și umidificarea pe diferite trepte de umiditate, iar în încăpere nu sunt persoane;
- încălzirea cu aer cald prin recircularea aerului și umidificarea pe diferite trepte de umiditate, iar în încăpere sunt persoane;
- încălzirea cu aer cald pentru 100% aer proaspăt, iar în încăpere nu sunt persoane;
- încălzirea cu aer cald pentru 100% aer proaspăt, iar în încăpere sunt persoane;
- încălzirea se face cu corpuri statice și aer cald pentru 100% aer proaspăt, iar în încăpere sunt persoane;
- încălzirea se face cu corpuri statice și aer cald prin recircularea aerului, iar în încăpere sunt persoane.

Ocupanții au fost chestionați din oră în oră în legătură cu parametrii de confort din încăpere. Parametri de confort conform [74,77,79] sunt de 23°C și 1,2 met pentru perioada de iarnă, iar în tabelul 4.1 sunt exemplificate cazuri din standard [83]. Un studiu făcut de Wyon [69] în 1996 a arătat că un climat unde se poate schimba temperatura cu 3°C satisface în proporție de 99% ocupanții.

Pentru ca să se simtă disconfortul termic, diferența de temperatură față de valoarea de referință trebuie să fie de cel puțin 4°C. Rezistența termică a îmbrăcăminții trebuie să aibă aceeași valoare pe toată perioada măsurătorii.

Tabel 4.1 Exemplu de valori obținute pentru PMV și PPD, [83]

Nr. crt.	t_i	t_{mr}	v_{ia}	ϕ_i	Activitate	Rezistența îmbrăcăminții	PMV	PPD
	[°C]	[°C]	[m/s]	[%]	[met]	[clo]	[-]	[%]
1	22	22	0,10	60	1,2	0,5	-0,75	17
2	27	27	0,10	60	1,2	0,5	0,77	17
3	27	27	0,30	60	1,2	0,5	0,44	9
4	23,5	25,5	0,10	60	1,2	0,5	-0,01	5
5	23,5	25,5	0,30	60	1,2	0,5	-0,55	11
6	19	19	0,10	40	1,2	1,0	-0,60	13
7	23,5	23,5	0,10	40	1,2	1,0	0,50	10
8	23,5	23,5	0,30	40	1,2	1,0	0,12	5
9	23	21	0,10	40	1,2	1,0	0,05	5
10	23	21	0,30	40	1,2	1,0	-0,16	6

4.2 Măsurarea temperaturilor [84]

4.2.1. Temperatura globului negru [75]

Cantitatea netă a căldurii de radiație pierdută sau recepționată de către corpul uman este suma algebrică a tuturor fluxurilor radiante schimbate între părțile expuse ale acestuia și diferitele surse de căldură din jurul său. Ca și domeniu de măsurare temperatura trebuie să fie cuprinsă între 10÷40°C.

Metoda de determinare a temperaturii de radiație medie implică măsurarea temperaturii cu glob-termometru (t_g), a temperaturii aerului interior (t_i) și a vitezei aerului (v_{ia}) la nivelul glob-termometrului.

Glob-termometrul este format dintr-o sferă neagră, în centrul căreia este poziționat un senzor de temperatură. Teoretic diametrul sferei poate fi de orice dimensiune, dar cu cât diametrul sferei este mai mic, cu atâta influența temperaturii și al vitezei aerului au o influență mai mare, reducând exactitatea măsurării temperaturii medii de radiație.

4.2.2. Principiul de măsurare

Glob-termometrul se poziționează în spațiul unde se dorește determinarea temperaturii medii de radiație t_{mr} sau T_{mr} [75]. Sfera tinde spre o stare de echilibru termic sub influența schimburilor datorate radiațiilor ce provin de la diferitele surse de căldură din încăperea și de influența schimburilor de căldură prin convecție. Atunci când temperatura sferei este în stare de echilibru se poate determina temperatura medie radiantă.

Senzorul de temperatură situat în interiorul sferei permite măsurarea temperaturii medii a acesteia.

Bilanțul schimburilor de căldură între sferă și ambient este dat de relația:

$$Q_r + Q_c = 0, \quad (4.1)$$

$$Q_r = \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot (T_{mr}^4 - T_g^4), \quad (4.2)$$

$$Q_c = h_{cg} \cdot (T_i - T_g), \quad (4.3)$$

$$\alpha_{cg} = 1,4 \cdot \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{\frac{1}{4}} \text{ pentru convecție naturală,} \quad (4.4)$$

$$\alpha_{cg} = 6,3 \cdot \frac{v_{as}^{0,6}}{D^{0,4}} \text{ pentru convecție forțată,} \quad (4.5)$$

unde:

- Q_r – este schimbul de căldură prin radiație între pereții incintei și sferă, [W/m²];
- Q_c – este schimbul de căldură prin convecție între aerul spațiului și sferă, [W/m²];
- ε_g – este emisivitatea globului negru, adimensional, [-];
- σ – constanta Ștefan- Boltzmann = 5,67·10⁸ [W/(m²·K⁴)];
- α_{cg} – coeficientul de transfer termic prin convecție la nivelul sferei, [W/m²·K];
- T_{mr} – temperatura medie radiantă, [K];
- T_g – temperatura de glob-termometru, [K];
- D – diametrul globului negru, [m].

Pentru măsurători s-a folosit un glob negru cu diametrul $D = 0,1$ m și emisivitatea de $\varepsilon_g = 0,95$.

Pentru convecție naturală, se obține:

$$t_{mr} = \left[(t_g + 273)^4 + \frac{0,25 \cdot 10^8}{\varepsilon_g} \cdot \left(\frac{|t_g - t_i|}{D} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (t_g - t_i) \right]^{\frac{1}{4}} - 273, \quad (4.6)$$

Pentru convecție forțată, se obține:

$$t_{mr} = \left[(t_g + 273)^4 + \frac{1,1 \cdot 10^8 \cdot v_{as}^{0,6}}{\varepsilon_g \cdot D^{0,4}} \cdot (t_g - t_i) \right]^{\frac{1}{4}} - 273, \quad (4.7)$$

unde:

D – este diametrul sferei, [m] ;

t_g – temperatura globului negru, [°C] ;

v_{as} – este viteza medie a aerului la nivelul sferei, [m/s].

Timpul de răspuns al unui glob-termometru este de aproximativ 20 minute până la 30 minute, în funcție de caracteristicile fizice ale sferei și condițiile de ambianță termică. Utilizarea unui glob-termometru pentru evaluarea temperaturii de radiație medie este o aproximare datorită diferenței de formă între o persoană și o sferă. În special radiația ce provine de la tavan sau de la pardoseală este supraestimată de către sferă, față de cea primită de o persoană în poziție ortostatică sau șezând. Metodologia de măsurare este prezentată în standard [84].

În figura 4.1 este prezentată influența vitezei asupra temperaturii interioare măsurate.

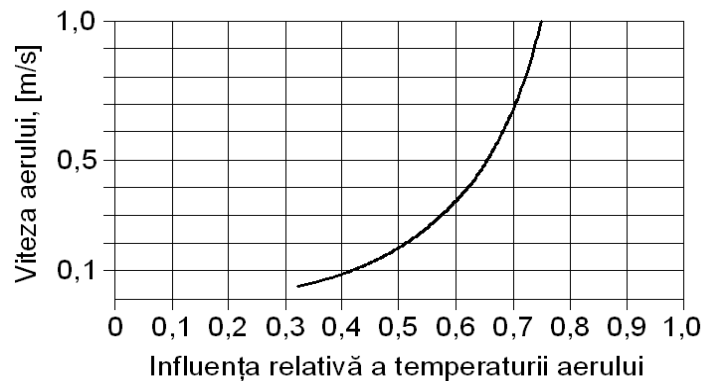


Figura 4.1 Influența relativă a temperaturii aerului t_i și temperaturii medii radiante t_{mr} , asupra temperaturii sferei pentru diferite viteze ale aerului, [84].

Temperatura măsurată poate fi exprimată cu relația 4.8, unde X_{ta} este influența relativă a temperaturii aerului t_i .

$$t_g = X_{ta} \cdot t_i + (1 - X_{ta}) \cdot t_{mr}. \quad (4.8)$$

Dacă viteza aerului se consideră 0,2 m/s, conform diagramei din figura 4.1 se determină valoarea influenței relative a temperaturii aerului interior la temperatura de globtermometru $t_g = 0,5 \cdot t_i + 0,5 \cdot t_{mr}$.

4.2.3. Măsurarea temperaturii uscate a aerului cu termometru cu fir cald [75]

Atunci când curentul de aer străbate suprafața receptoare a unui termometru sau termo-cuplă, suprafața elementului are o temperatură mai mare decât temperatura curentului de aer [75]. Diferența dintre temperatura reală a curentului de aer și cea a suprafeței receptoare este dată de temperatura echivalentă, dată de relația:

$$t_{ech} = \frac{v_{ac}^2}{2 \cdot J \cdot c_{pa}} \quad (4.9)$$

unde:

- t_{ech} – temperatura echivalentă a curentului de aer, [°C];
- v_{ac} – viteza curentului de aer, [m/s];
- J – echivalentul mecanic produs de căldură, [(N·m)/kJ];
- c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/(kg·K)].

În termeni tehnici temperatura curentului de aer este numită și factorul de recuperare, care variază între 0,3 K și 0,4 K pentru termometre fără carcasă de protecție în jurul suprafeței receptoare, și 0,5 K pentru cele carcasate aerodinamic.

Pentru o măsurare precisă a temperaturii, fiecare senzor de temperatură trebuie să fie calibrat (pentru a determina factorul de recuperare al fiecăruia). Cu toate acestea, pentru majoritatea aplicațiilor cu viteze ale aerului sub 10 m/s, factorul de recuperare poate fi neglijat.

4.2.4. Măsurarea temperaturii suprafețelor cu termograful cu infraroșu IR [94]

Termograful cu infraroșu IR [75], cunoscut sub numele de senzor de temperatură la distanță, permite măsurare temperaturii de pe o suprafață fără a intra în contact cu aceasta.

Fluxul radiant al punctului care urmează a fi măsurat este focalizat de către un sistemul optic cu un detector de infraroșu care generează un semnal de ieșire proporțional cu radiația incidentă și a cărei valoare poate fi citită pe unitatea de afișaj.

Termografele cu infraroșu IR sunt de obicei clasificate în funcție de detectorul utilizat: termic sau cu fotoni.

La detectoare termice, o variație a proprietăților electrice ale detectorului este cauzată de efectul de încălzire datorită undelor de radiație incidente. La detectoare cu foton, o variație a proprietăților electrice ale detectorului este cauzată de absorbția pe suprafața detectorului a fotonilor incidenti. Deoarece aceste detectoare nu au nevoie de o creștere a temperaturii pentru ca să fie active, timpul de răspuns este mult mai scurt decât la detectoarele termice.

Un termograf cu infraroșu IR măsoară doar nivelul de putere al radiațiilor incidente pe detectorul acestuia, radiația măsurată este o combinație între radiația termică emisă de termometru și radiațiile mediului înconjurător, reflectate de suprafețele înconjurătoare. Pentru o măsurare exactă a temperaturii, este necesară cunoașterea lungimi de undă a emisivității termografului, precum și temperatura efectivă a zonelor de radiație termică din jurul termografului.

Termografierea în infraroșu [94] constă în obținerea și analizarea informațiilor obținute de la un sistem de termografiere. Sistemul de termografiere în infraroșu constă din o camera de termografiere în infraroșu și o unitate de afișaj.

Aparatul de termografiere în infraroșu scanează o suprafață și percepe radiațiile emise de aceasta precum și cele reflectate de suprafață.

Aparatul termografic lucrează între domeniile de 3-5 μ sau 8-12 μ .

Sensibilitatea aparatului și contrastul termic depind de alegerea benzii spectrale, potrivite pentru o anumită aplicație în funcție de următorii parametri:

- emisivitatea spectrală a materialelor;
- puterea termică disipată de obiect (radiația termică proprie);
- contrastul termic;
- transmisia atmosferică;
- detectorul de radiații;
- radiațiile parazite ale sistemului de măsură.

Puterea radiației emise pe unitatea de suprafață a unui obiect cu emisivitatea egală cu aceea a unui obiect negru este dată de legea lui Planck:

$$R_{\Delta\lambda} = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \frac{dR(\zeta, T_0)}{d\zeta} d\zeta = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha_p \cdot c^2 \cdot \zeta^{-5}}{e^{\left(\frac{\alpha_p \cdot c}{\zeta \cdot \sigma \cdot T}\right)} - 1} d\zeta = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \frac{C_1 \cdot \zeta^{-5}}{e^{\left(\frac{C_2}{\zeta \cdot T}\right)} - 1} d\zeta, \quad (4.10)$$

unde:

$R_{\Delta\lambda}$ – puterea radiației emise pe unitatea de suprafață, [W/m²];

σ – constanta Ștefan - Boltzmann = 1,38·10⁻²³, [J/K];

ζ – lungimea de undă, [m];

α_p – constanta lui Planck, $\alpha_p = 6,626196 \cdot 10^{-34}$ [J·s];

μ_m – submultiplu al unității pentru lungime, $\mu = 10^{-6}$ [m];

c – viteza luminii în vid = 2,9979·10⁸, [m/s];

C_2 – constantă = 1,4388·10⁻² [m·K].

Emisivitatea pentru materialele cele mai des întâlnite în construcții au următoarele valori:

Beton	3 ÷ 5,5 μ ;
țiglă roșie	2,5 ÷ 3,5 μ ;
sticlă	3,8 ÷ 5,5 μ .

Valoarea coeficientului C_1 poate fi:

$$C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^2], \text{ pentru radiații nepolarizate;}$$

$$C_1 = 0,5925 \cdot 10^{-16} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^2], \text{ pentru radiații polarizate.}$$

În funcție de puterea radiației emisiei pentru cele trei domenii se poate determina temperatura pe suprafață, prezentată în tabelul 4.2.

Tabel 4.2 Valoarea temperaturii funcție de puterea radiației emise, [94]

Puterea radiației emise pe unitatea de suprafață, [W/m ²]						
R3-5	$5,97 \cdot 10^{-4}$	$2,86 \cdot 10^{-3}$	$9,51 \cdot 10^{-3}$	$2,46 \cdot 10^{-2}$	$5,32 \cdot 10^{-2}$	2,05
R8-12	$1,22 \cdot 10^{-2}$	$2,47 \cdot 10^{-2}$	$4,22 \cdot 10^{-2}$	$6,46 \cdot 10^{-2}$	$9,14 \cdot 10^{-2}$	0,5
R8-12/R3-5	20,6	8,7	4,5	22	1,7	0,25
T [K]	300	350	400	450	500	1000
t [°C]	27	77	127	177	227	727

4.2.5. Măsurarea umidității relative [75, 84]

Umiditatea relativă este măsurată funcție de vaporii de apă ca și procent, în raport cu temperatura aerului. Temperatura punctului de rouă, care oferă o valoare reală a cantității vaporilor de apă din aer, este temperatura la care vaporii din aer trebuie să fie răciți până la starea de saturație pentru a se forma picături de apă. Sensorii de măsurare a umidității [75] relative tip capacitiv sau de impedanță, sunt formați dintr-un material care absoarbe umezeala și care își schimbă proprietățile sale dielectrice și își schimbă rezistivitatea sau impedanța.

Acești senzori de obicei conțin circuite integrate care realizează corecția temperaturii și modificarea semnalului pe care îl transmit la stația de achiziție.

Măsurătorile pentru umiditate se bazează pe fenomenul de evaporare a unei cantități de apă, evaporare realizată de umidificatorul cu abur și apoi aburul este introdus în încăperea prin intermediul sistemului de ventilație. Odată cu măsurarea umidității se va studia și fenomenul de condens pe suprafețele interioare.

Nu se ține seama de următoarele fenomene fizice aplicate structurilor delimitatoare, cum ar fi:

- conductivitatea termică funcție de conținutul de umiditate, se pleacă de la ipoteza că apa s-a evaporat;
- conductivitatea termică nu ține seama de conținutul de umiditate;
- degajarea și absorbția de căldură latentă;
- sucțiunea capilară și transferul umidității în stare lichidă în interiorul materialelor;
- mișcarea aerului prin crăpături sau prin interiorul materialelor;
- capacitatea higroscopică a materialelor.

4.2.6. Măsurarea vitezei aerului [75,84]

Viteza aerului trebuie luată în considerare pentru determinarea schimburilor de căldură prin convecție și evaporare la nivelul omului. În general este dificil de realizat o măsurare precisă a vitezei în diferite spații, deoarece în mod obișnuit fluxul de aer este turbulent, adică viteza aerului fluctuează aleator și își schimbă adesea direcția.

Deși studiile arată că o persoană este în mod diferit sensibilă la un curent de aer din față, din spate, lateral, de sus sau de jos, utilizarea vitezei unidirecționale este justificată pentru că viteza aerului își schimbă direcția și unghiul într-un spațiu relativ mic.

Viteza aerului v_{ia} poate fi determinată prin utilizarea unei sonde unidirecționale. Deși se recomandă măsurarea vitezei într-un spațiu să fie tridimensională, în cazul măsurătorilor s-a considerat curentul de aer unidirecțional. Astfel pentru măsurători s-a folosit un anemometru cu fir cald poziționat în centrul spațiului.

Sonda a fost poziționată în încăpere unde viteza aerului care traversează suprafața senzorului încălzit electric, tinde să răcească senzorul în proporție cu viteza fluxului de aer. Avantajele principale ale anemometrului cu fir cald sunt domeniul larg de măsurare și capacitatea de a sesiza viteze extrem de mici.

4.2.7. Măsurarea conținutului de CO₂ [75,84]

Măsurarea conținutului de CO₂ s-a făcut în ppm (părți pe milion) la nivelul de 0,1 m față de pardoseală cu ajutorul unei sonde de măsură a nivelului de CO₂, deoarece din cauza densității mai ridicate a CO₂ decât al aerului, acesta se depune la nivelul pardoselii. Cantitatea de bioxid de carbon este un alt element care se referă la confortul termic, dar care are influență asupra productivității muncii. Persoanele produc bioxid de carbon în funcție de activitatea metabolică.

Din măsurători nivelul de CO₂ nu a depășit valoarea de 1000 ppm pentru regimurile de încălzire cu aer cald, valoare ce nu depășește valorile prescrise în literatura de specialitate [80].

4.3 Descrierea standului

4.3.1. Generalități

Laboratorul unde am efectuat măsurătorile trebuie să îndeplinească cerințele minime de exploatare, astfel zona ocupată trebuie să fie situată la cel puțin 0,6 m față de pereții încăperii și față de echipamente de încălzire, iar înălțimea încăperii să fie de cel puțin 1,8 m.

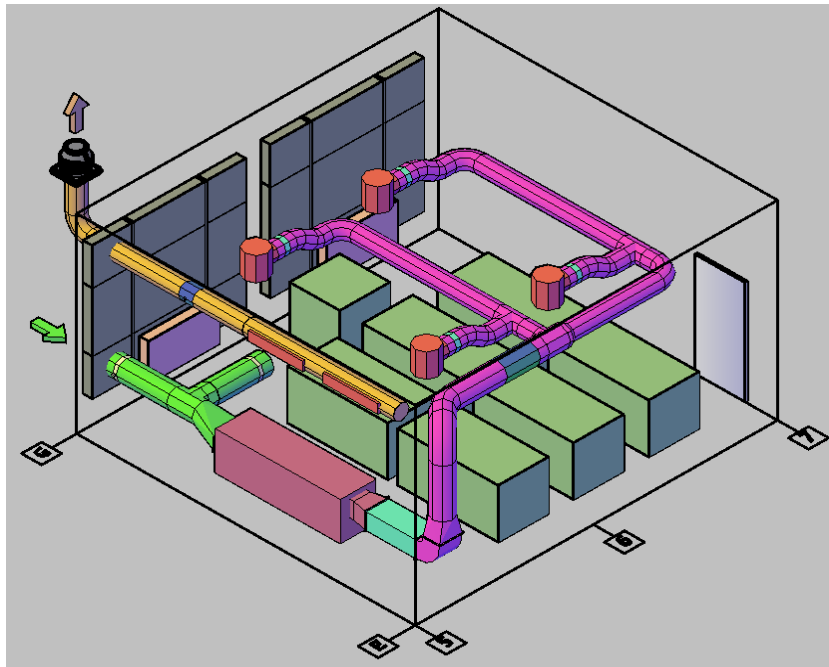


Figura 4.2 Vizualizare 3D a sistemului de ventilație (evacuare și refulare) și cel cu corpuri statice

În cazul în care variația temperaturii în timpul măsurărilor nu depășește mai mult de 1°C într-un interval de o oră, senzația de confort nu va fi influențată, iar ambientul poate fi considerat staționar. În încăperea au staționat 12 studenți.

Centrala de tratare a aerului folosită are posibilitatea de a introduce atât aer proaspăt cât și aer recirculat în încăperea, fiind considerat un sistem cu o singură zonă de ventilare (parametrii aerului refulat sunt identici pentru toată încăperea). Aerul tratat este introdus în laborator prin intermediul a 4 anemostate care generează mișcare circulară cu vârtej [1], cu ajutorul lamelelor reglabile, reducând stratificarea.

În figurile 4.2 și 4.3 se prezintă standul experimental compus din sistemul de încălzire cu aer cald și cel cu corpuri statice. Centrala de tratare a aerului conține un filtru tip sac, baterie de încălzire, ventilator și umidificator cu abur care poate regla în încăperea valoarea umidității relative de la 20% până la 50%, calculat funcție de diagrama h-x.

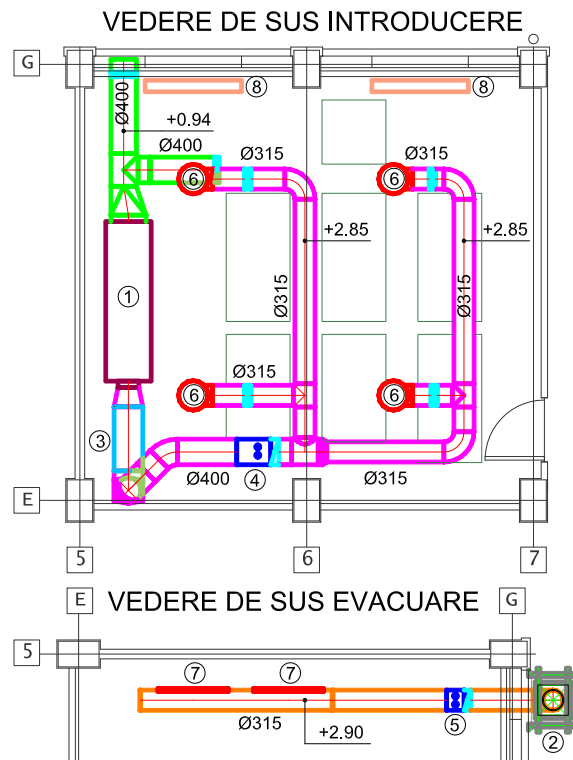


Figura 4.3 Vedere de sus a standului experimental

Legendă: 1 - Centrala de tratare a aerului cu introducere de aer proaspăt și recirculat, având debitul total de 1350 m³/h, sau debit de aer proaspăt de 400 m³/h; 2 - Ventilator de evacuare, având debitul de 1350 m³/h, sau 400 m³/h; 3 - Umidificator de abur cu electrozi imersați, producând o cantitate de abur de până la 10 kg/h; 4 - Clapetă de reglaj a debitului introdus; 5 - Clapetă de reglaj a debitului evacuat; 6 - Gură de introducere cu jet circular și vârtej tip swirl, având posibilitatea de reglare a jetului cu lamelele reglabile la diferite unghiuri; 7 - grilă cu montaj pe tubulatură; 8 - corpuri statice(radiatoare).

Aerul recirculat este luat din cameră și amestecat cu cel proaspăt, înainte de unitatea de tratare a aerului. Evacuare aerului viciat se realizează cu un ventilator de acoperiș racordat la o tubulatură circulară care are 2 grile de aspirație montate pe tubulatură. Sistemul de ventilare este „în egală presiune” (debitul de aer introdus este egal cu cel evacuat).

În desen la partea inferioară a geamurilor sunt cele 2 corpuri statice (radiatoare) nefiind echipate cu sistem de reglare a temperaturii agentului termic. În figura 4.3 se prezintă schematic elementele componente ale centralei de tratare a aerului și a sistemului de alimentare cu agent termic.

Sistemul prezentat în figura 4.4 oferă o mai bună distribuție a aerului pe suprafața bateriei de încălzire și o mai bună încălzire a debitului de aer. Ventilatorul degajă și el o anumită cantitate de căldură ce contribuie la încălzirea aerului, lucru ce trebuie luat în considerare atunci când se calculează temperatura aerului refulat dorit.

În urma calculelor conform [87,88] a rezultat un necesar de încălzire pentru încăperea de 2,65 kW la o temperatura exterioară de -15°C , asigurat de centrala de tratare al aerului, ce corespunde unui debit de $1350\text{ m}^3/\text{h}$, la o temperatură de refulare de $25,9^{\circ}\text{C}$ și o putere termică a bateriei de încălzire de 18 kW. Temperatura agentului termic trebuie să fie la un ecart de $6,45^{\circ}\text{C}$ și debitul de agent vehiculat de pompă este de $2,5\text{ m}^3/\text{h}$. Pentru cazul când centrala de aer furnizează $400\text{ m}^3/\text{h}$ aer proaspăt, temperatura de refulare a acesteia este setată la temperatura camerei.

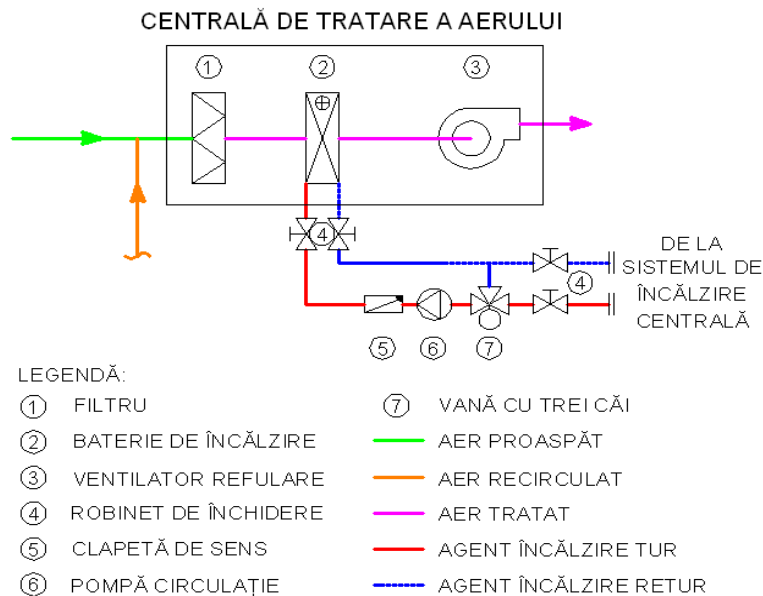


Figura 4.4 Centrală de tratare a aerului cu baterie de încălzire înaintea ventilatorului și reglajul calitativ a agentului termic (vană cu trei căi)

Bateria de încălzire este alimentată cu agent termic de la sistemul centralizat de alimentare cu căldură al clădirii și încălzește aerul care o traversează. Pe circuitul care alimentează, cu agent termic, bateria de încălzire, a fost montat un modul de reglare calitativă a temperaturii (vană cu trei căi și pompă). Acesta, în funcție de temperatura care se setează în încăperea și temperatura exterioară,

reglează temperatura pe turul și returul bateriei de încălzire. Temperatura turului și a returului a fost monitorizată pe calculator prin intermediul a 2 senzori de imersie.

Umidificatorul cu abur [77] are un senzor de umiditate interioară care monitorizează tot timpul conținutul de umiditate al aerului și în funcție de aceste valori pornește sau oprește umidificatorul. Ca o măsură de protecție: în cazul în care în tubulatură higrostatul simte că aerul depășește o anumită umiditate, oprește alimentarea cu abur al umidificatorului. Această valoare se impune să nu fie mai mare de 60 % deoarece poate favoriza creșterea de bacterii în tubulatură datorită umidității crescute. Pe partea de admisie a aerului proaspăt și recirculat s-a montat o cameră de amestec cu 2 clapete de reglaj tip IRIS cu care se poate realiza o reglare precisă a debitului de aer proaspăt și recirculat. Clapetele au 2 ștuțuri cu ajutorul cărora se poate măsura debitul de aer. Camera de amestec prin schimbarea raportului dintre aerul proaspăt și cel recirculat poate modifica conținutul de umiditate al aerului amestecat care intră în centrala de aer.

4.3.2. Creșterea temperaturii aerului în urma trecerii prin ventilator [76]

În anumite aplicații, se dorește calculul temperaturii datorită trecerii debitului de aer prin ventilator. Pentru sistemele cu mici fluctuații de presiune (<2,5 kPa), creșterea temperaturii poate fi determinată cu relația:

$$\Delta t = \frac{\Delta P_v \cdot C_p}{\rho_i \cdot c_{pa} \cdot \frac{\eta}{100}} \quad (4.11)$$

unde:

- Δt – diferența de temperatură înainte și după ventilator, [°C];
- ΔP_v – creșterea presiunii după ventilator, [Pa];
- C_p – factor de conversie, =1000 [Pa/kPa];
- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·K];
- η – randamentul total al ventilatorului, [%].

În cazul în care motorul de acționare nu este în fluxul de aer, randamentul total al acestuia se referă doar la randamentul ventilatorului, iar în cazul în care motorul este în fluxul de aer, randamentul sistemului este compus din cel a motorului de acționare și cel al ventilatorului. Una din cele mai comune proceduri pentru determinarea caracteristicilor de funcționare [76] a unui ventilator este urmărirea acestuia în domeniul dintre punctele 1 și 5 conform figurii 4.5. În punctul 1 refularea este complet obturată creând cea mai mare pierdere de presiune, iar în punctul 5 nu există pierderi de presiune, ventilatorul nefiind conectat la rețeaua de distribuție (ventilatorul „merge în gol”). Între punctul 1 și 5 clapeta de închidere este reglată la diferite poziții pentru a introduce diferite pierderi de presiune și rezultând diferite debite de aer.

Deoarece centrala de tratare al aerului are debitul de 2700 m³/h, cu ajutorul convertizorului de frecvență [4] se va reduce debitul de aer al acesteia la 1350 m³/h și la 400 m³/h. Încăperea are o suprafața de 47 m² și volumul de 178 m³, rezultând un număr de schimburi orare de $n_s = 7,5$ [h⁻¹] (1350 m³/h) pentru sistemele de încălzire cu aer cald pentru 100% aer proaspăt și aer recirculat, iar pentru regimul de încălzire cu radiatoare (corpuri statice) debitul de aer introdus a fost de $n_s = 2,25$ [h⁻¹] (400 m³/h).

Sistemul este în egală presiune, adică debitul de aer evacuat din încăpere este identic cu cel introdus de centrala de aer.

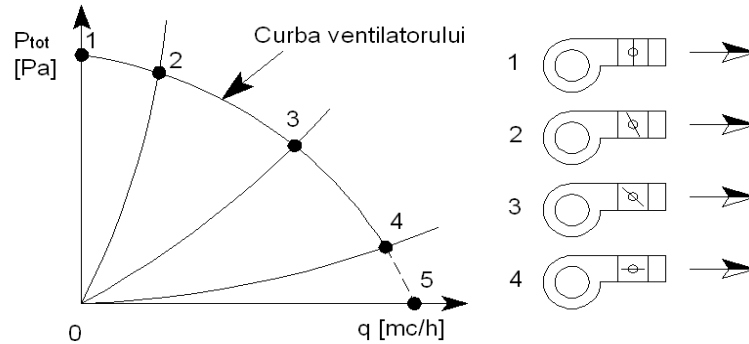


Figura 4.5 Variația debitului funcție de curba caracteristică a rețelei, [76].

În centrul camerei este amplasat termometrul cu glob negru pentru măsurarea temperaturii medii radiante și anemometrul cu fir cald pentru măsurarea mișcării aerului în încăpere. Temperaturile interioare și umiditățile relative au fost măsurate în punctele de la 1 la 5 (în cele 4 colțuri și în mijlocul camerei) funcție de regimul de măsurare impus pe trei sau patru nivele, prezentate în figura 4.6, iar temperatura exterioară, umiditatea relativă, viteza aerului, temperatura globului negru (necesar pentru determinarea temperaturii medii radiante) și nivelul de CO₂ într-un singur punct de măsurare [19,20].

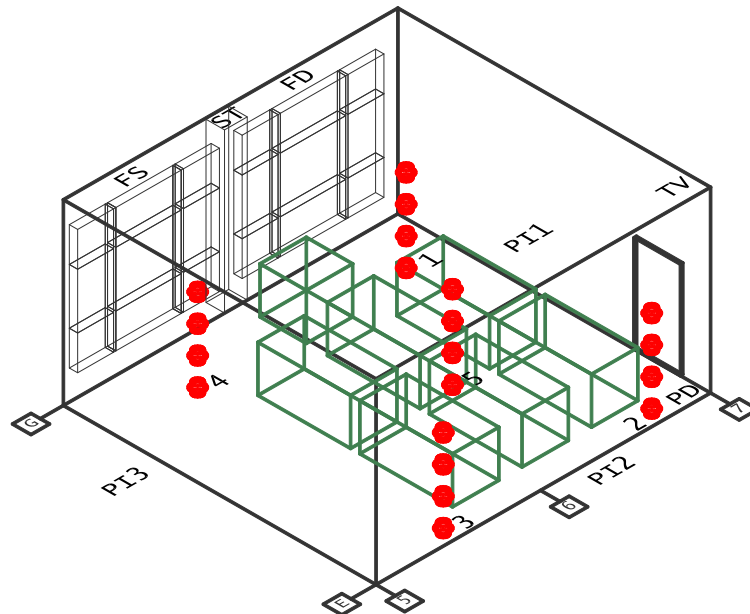


Figura 4.6 Poziționarea senzorilor în cele 5 puncte și pe cele patru nivele

Conform normativului I5 [86] debitul de aer proaspăt pentru o persoană este de 30 m³/h-pers. În laborator au fost 12 persoane rezultând un grad de

ocupare de 0,25 pers/m². Astfel debitul de aer proaspăt rezultat este de 360 m³/h, iar prin rotunjire rezultă un debit total de 400 m³/h. Pentru perioada de iarnă pentru economie de energie se recomandă utilizarea pe cât posibil a recirculării aerului. În cazul de față s-a mers pe 40% aer proaspăt și 60% aer recirculat.

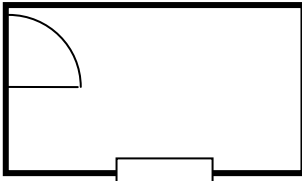
4.3.3. Evaluarea confortului de către ocupanți

Procedura de intrare: se intră în sala de curs (spațiul tampon), se stă o durată de 10 minute, după care se intră în laborator și se stă în funcție de regim de la 1 oră la 3 ore. Din oră în oră se iese, se stă afară 2 minute și se intră din nou pentru a se descrie calitatea aerului interior din laborator. Pentru evaluarea senzației de confort s-a folosit formularul prezentat în tabelul 4.3.

Ținuta vestimentară tipică folosită de ocupanți este compusă din:

- lenjerie de corp;
- cămașă groasă cu mâneci lungi;
- pantaloni groși;
- pulovăr cu mâneci lungi;
- șosete lungi;
- pantofi;
- Total $I_{clo}=1\text{ clo}$.

Tabel 4.3 Anexă E ASHRAE, [78] - Evaluarea senzației termice a ambientului

EVALUAREA SENZAȚIEI TERMICE A AMBIENTULUI	Numărul supraveghetorului:
RUBRICILE GOALE VOR FI COMPLETATE DE OCUPANT	Numele supraveghetorului:
1. Numele ocupantului:	11. Amplasarea ocupantului în spațiu (Se va pune "X" în zona  în care sunteți situat.)
2. Data:	
3. Timpul:	
4. Temperatura exterioară aproximativă: °C	
5. Cerul (Dacă este cazul): <input type="checkbox"/> Senin <input type="checkbox"/> Variat (Soare și Nori) <input type="checkbox"/> Înnorat	
6. Anotimpul: <input type="checkbox"/> Iarnă <input type="checkbox"/> Primăvară <input type="checkbox"/> Vară <input type="checkbox"/> Toamnă	Completat doar de supraveghetor: Rezistența termică a îmbrăcăminții: Total $I_{cl} =$ [clo]
7. Îmbrăcămintea ocupantului: Bifați lângă articolele de îmbrăcăminte din tabelul 1 de mai jos pe care le purtați în prezent. Dacă purtați articole de îmbrăcăminte care nu sunt enumerate în tabel, vă rugăm să-l introduceți în spațiul de mai jos. Articol:	Productia de energie metabolică (met) 1. 0,8 met 2. 1,0 met 3. 1,2 met 4. 1,2 met 5. 1,6 met 6. 2,0 met 7. 3,0 met
8. Activitate: 1. <input type="checkbox"/> Repaus, culcat 2. <input type="checkbox"/> Repaus, așezat 3. <input type="checkbox"/> Activitate ușoară (birou, școală) 4. <input type="checkbox"/> Activitate ușoară, relaxat în picioare 5. <input type="checkbox"/> Activitate ușoară, în picioare (cumpărături, laborator) 6. <input type="checkbox"/> Activitate medie, în picioare (activitate menajeră) 7. <input type="checkbox"/> Activitate ridicată (efort fizic ridicat)	

104 Stand experimental și măsurări - 4

9. Echipamente (Echipamente care cedează sau absorb căldură din încăpere):		Aportul total de căldură cedată / Absorbită:
Echipament (calculator,copiator,ventilator,etc.)	Cantitate	
Confortul termic general (senzația de confort cea mai apropiată): 1. <input type="checkbox"/> Foarte cald 2. <input type="checkbox"/> Cald 3. <input type="checkbox"/> Puțin cald 4. <input type="checkbox"/> Neutru 5. <input type="checkbox"/> Puțin rece 6. <input type="checkbox"/> Rece 7. <input type="checkbox"/> Foarte rece		Scara senzației de confort: 1.+3 2.+2 3.+1 4. 0 5.-1 6.-2 7.-3
Date generale cu privire la mediul ambiant:		Descrierea încăperii:
		Cameră / Tipul clădirii:
		Umiditatea relativă exterioară: [%]
		Temperatura termostatului: [°C]
		Umiditatea relativă setată: [%]
		Numărul total de ocupanți:
Tabel 1. Ansamblul de îmbrăcăminte:		
Descriere:		
Pantaloni, cămașă cu mâneci scurte		
Pantaloni, cămașă cu mâneci lungi		
Pantaloni, cămașă cu mâneci lungi, costum sacou		
Pantaloni, cămașă cu mâneci lungi, costum sacou, vestă, tricou		
Pantaloni, cămașă subtire cu mânecă lungă și bluză cu mânecă lungă, tricou		
Pantaloni, cămașă subtire cu mânecă lungă, bluză cu mânecă lungă, tricou și costum sacou, jupon		
Rochie până la genunchi, cămașă cu mânecă scurtă, sandale		
Rochie până la genunchi, cămașă cu mâneci lungi, izmene		
Rochie până la genunchi, cămașă cu mâneci lungi, combinezon, bluză cu mânecă lungă		
Rochie până la gleznă, cămașă cu mâneci lungi, costum sacou		
Pantaloni scurți, cămașă cu mânecă scurtă		
Șalopetă, tricou		
Pantaloni tip șalopetă, cămașă cu mânecă lungă, tricou		
Îmbrăcăminte ski (geacă și pantaloni), bluză cu mânecă lungă și izmene cu protecție termică		
Pantaloni de training, rolling		

4.4. Studiu de caz

Pentru exemplificare s-au comparat patru regimuri de încălzire [25] VMP1CO24-20, VMRECCO24-20, CSCO27 și SCVM2CO23-20 din cele 46 de regimuri, centralizate în tabelul 4.4.

Tabel 4.4 Centralizator pentru regimurile măsurate

Nr. crt.	Regim	t_i [°C]	φ_i [%]	Tabel
1	VMP1FO18-50	18	50	A1.1, A1.2
2	VMP1FO20-20	20	20	A2.1, A2.2
3	VMP1FO20-30	20	30	A3.1, A3.2
4	VMP1FO20-40	20	40	A4.1, A4.2
5	VMP1FO20-50	20	50	A5.1, A5.2
6	VMRECFO20-20	20	20	A6.1, A6.2
7	VMRECFO20-30	20	30	A7.1, A7.2
8	VMRECFO20-40	20	40	A8.1, A8.2
9	VMRECFO20-50	20	50	A9.1, A9.2
10	VMP1CO22-20	22	20	A10.1, A10.2
11	VMP1CO22-30	22	30	A11.1, A11.2
12	VMP1CO22-40	22	40	A12.1, A12.2
13	VMP1FO22-20	22	20	A13.1, A13.2
14	VMP1FO22-30	22	30	A14.1, A14.2
15	VMP1FO22-40	22	40	A15.1, A15.2
16	VMP1FO22-50	22	50	A16.1, A16.2
17	VMRECFO22-20	22	20	A17.1, A17.2
18	VMRECFO22-30	22	30	A18.1, A18.2
19	VMRECFO22-40	22	40	A19.1, A19.2
20	VMRECFO22-50	22	50	A20.1, A20.2
21	VMRECFO23-20	23	20	A21.1, A21.2
22	VMP1CO24-20	24	20	A22.1, A22.2
23	VMP1CO24-30	24	30	A23.1, A23.2
24	VMP1CO24-40	24	40	A24.1, A24.2
25	VMP1CO24-50	24	50	A25.1, A25.2
26	VMRECCO24-20	24	20	A26.1, A26.2
27	VMRECCO24-30	24	30	A27.1, A27.2
28	VMRECCO24-40	24	40	A28.1, A28.2
29	VMRECCO24-50	24	50	A29.1, A29.2
30	VMP1FO24-20	24	20	A30.1, A30.2
31	VMP1FO24-30	24	30	A31.1, A31.2
32	VMP1FO24-40	24	40	A32.1, A32.2
33	VMP1FO24-50	24	50	A33.1, A33.2
34	VMRECFO24-20	24	20	A34.1, A34.2
35	VMRECFO24-30	24	30	A35.1, A35.2
36	VMRECFO24-40	24	40	A36.1, A36.2
37	VMRECFO24-50	24	50	A37.1, A37.2
38	VMP1CO25-50	25	50	A38.1, A38.2
39	CSCO27-20	27	20	A39.1, A39.2
40	CSFO26-20	26	20	A40.1, A40.2
41	SCVMP2FO23-20	23	20	A41.1, A41.2
42	SCVMP2FO23-30	23	30	A42.1, A42.2
43	SCVMP2FO23-40	23	40	A43.1, A43.2
44	SCVMP2FO24-50	24	50	A44.1, A44.2
45	SCVMP2CO23-20	23	20	A45.1, A45.2
46	SCVMP2CO23-30	23	30	A46.1, A46.2

Interpretarea regimului măsurat VMP1CO24-20:

(VM P1 CO 24-20) = (VM P1 CO t_i - ϕ_i)

VM – Ventilare mecanică;

CS – Corpuri statice (radiatoare);

P1 – Aer proaspăt 100% (1350 m³/h);

P2 – Aer proaspăt 100% (400 m³/h);

REC – Aer recirculat (40% aer proaspăt, 60% aer recirculat);

CO – Cu oameni;

FO – Fără oameni;

t_i – temperatura aerului interior, [°C];

ϕ_i – umiditatea relativă al mediului ambiental, [%].

La cele patru regimuri comparate s-a menținut umiditatea relativă sub 25%, pentru a fi relevantă comparația dintre sistemele de încălzire cu aer cald cu cel de încălzire cu corpuri statice. În realitate la încălzirea cu corpuri statice umiditatea relativă interioară este sub 25%, funcție de numărul de ocupanți. Pentru restul regimurilor s-a schimbat temperatura interioară, umiditatea relativă, iar măsurătorile s-au făcut atât cu laboratorul ocupat, cât și cu laboratorul gol. Pentru cazurile de încălzire cu aer cald VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20, în figurile 4.7 și 4.8 sunt prezentate distribuția temperaturilor interioare și variația temperaturii medie radiante, iar în tabele 4.5 și 4.6 sunt centralizate aceste valori.

Distribuția temperaturilor pe nivele

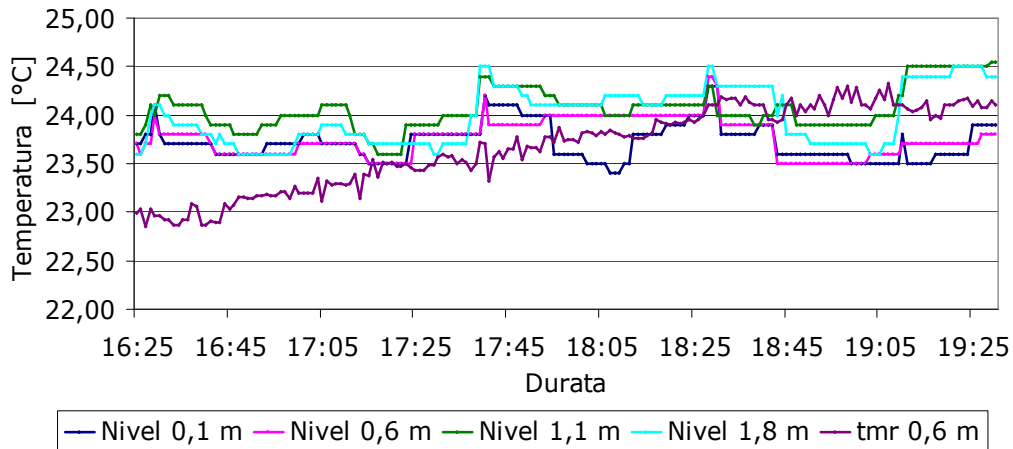


Figura 4.7 (A23.1) Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20

Tabel 4.5 Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul VMP1CO24-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]			
			16:25	17:25	18:25	19:25
VMP1CO24-20	t_i [°C]	0,1	23,70	23,80	24,00	23,90
		0,6	23,70	23,80	24,00	23,70
		1,1	23,80	23,90	24,10	24,50
		1,8	23,60	23,70	24,20	24,50
	t_{mr} [°C]	0,6	23,00	23,43	23,93	24,09

Pentru cele două regimuri de încălzire cu aer cald temperatura interioară a fost setată la 24°C de către termostatul montat pe modulul de reglaj calitativ al agentului termic. Totodată higrostatul din interior a fost setat la 25%, pentru a menține această umiditate relativă dacă este nevoie prin intermediul umidificatorului cu abur. Pentru a nu se produce stratificarea aerului, unghiul paletelor de dirijare al anemostatelor a fost setat la 60° față de nivelul orizontal.

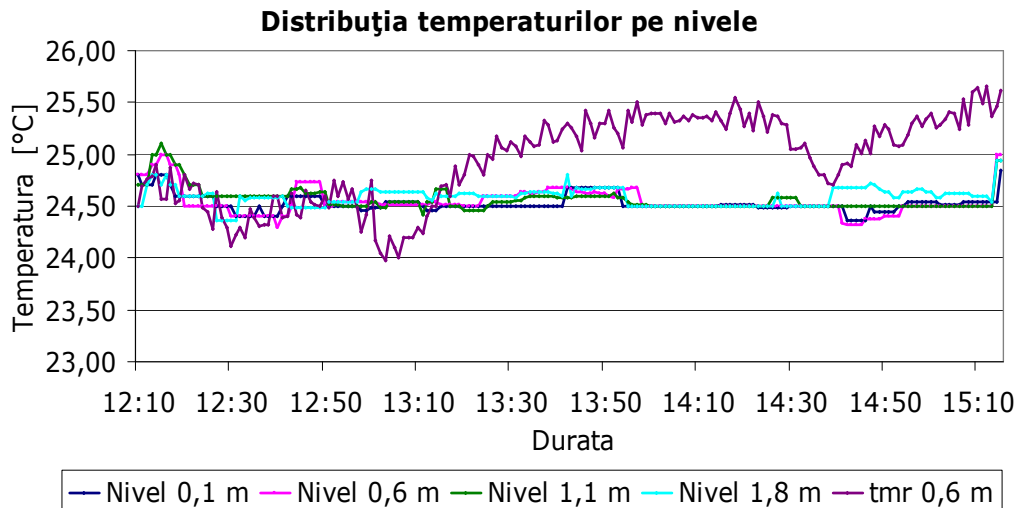


Figura 4.8 (A26.1) Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20

Tabel 4.6 Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul VMRECCO24-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]			
			12:10	13:10	14:10	15:10
VMRECCO24-20	t_i [°C]	0,1	24,80	24,54	24,50	24,54
		0,6	24,80	24,52	24,50	24,50
		1,1	24,70	24,54	24,50	24,50
		1,8	24,50	24,64	24,50	24,60
	t_{mr} [°C]	0,6	24,50	24,30	25,36	25,64

Temperatura medie radiantă pentru cele două regimuri a fost calculată cu relația 4.7 pentru regimurile VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 și cu relația 4.6 pentru regimurile CSCO27-20 și SCVMP2CO25-20. Viteza interioară în cazul ventilării mecanice influențează temperatura medie radiantă.

Distribuția temperaturilor interioare și variația temperaturii medii radiante pentru încălzirea prin corpuri statice CSCO27-20 și SCVMP2CO25-20 sunt prezentate în figura 4.9 și 4.10 și valorile centralizate în tabele 4.7 și 4.8. Perioada de măsurare a regimurilor fost de trei ore în afară de regimul CSCO27-20 unde durata a fost de 2 ore.

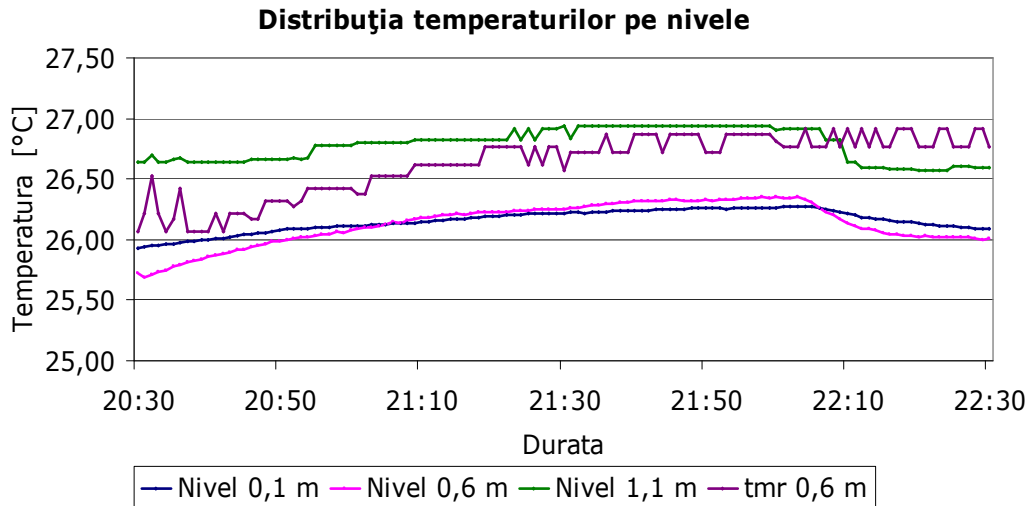


Figura 4.9 (A39.1) Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul CSCO27-20

Tabel 4.7 Temperatura interioară și medie randiantă pentru regimul CSCO27-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]		
			20:30	21:30	22:30
CSCO27-20	t_i [°C]	0,1	25,93	26,22	26,09
		0,6	25,72	26,25	26,00
		1,1	26,64	26,94	26,60
	t_{mr} [°C]	0,6	26,07	26,57	26,77

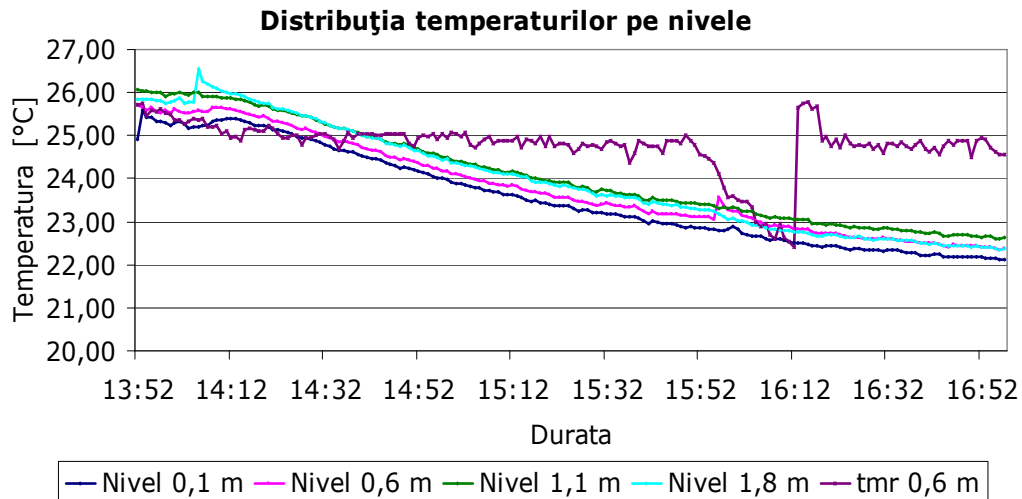


Figura 4.10 (A45.1) Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20

Valorile temperaturilor pe nivele și al umidității relative s-au obținut prin efectuarea mediei aritmetice a celor cinci valori citite de senzorii amplasați pe același nivel.

Tabel 4.8 Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul SCVMP2CO25-20

Regim	Temperatură	Nivel	Durata [h]			
	[°C]		13:52	14:52	15:52	16:52
SCVMP2CO23-20	t_i	0,1	24,93	24,18	22,85	22,19
		0,6	25,71	24,37	23,10	22,42
		1,1	26,06	24,68	23,40	22,64
		1,8	25,86	24,65	23,26	22,42
	t_{mr}	0,6	25,72	24,94	24,56	24,96

În tabelul 4.9 sunt prezentate valorile mediate a temperaturilor pe nivele ale celor patru regimuri și diferența de temperatură pe verticală în modul.

Se observă că pentru varianta VMRECCO24-20 nu apare aproape deloc stratificarea. Diferența este mai mare pentru varianta de ventilare mecanică VMP1CO24-20. Pentru sistemul de încălzire cu corpuri statice CSCO27-20 și SCVMP2CO23-20 stratificarea este mai pronunțată.

În graficele de distribuție a temperaturii din figurile 4.7, 4.8, 4.9 și 4.10 se observă că în cazul VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 curbele au o fluctuație mai mare a temperaturii, comparativ cu sistemele de încălzire SCVMP2CO23-20 și CSCO27-20, care au o curbă lină.

Tabel 4.9: Valorile temperaturilor pe cele patru nivele și diferența de temperatură pe verticală

t [°C]	VMP1CO24-20	VMRECCO24-20	SCVMP2CO23-20	CSCO27-20
Nivel 0,1	23,72	24,53	23,57	26,16
Nivel 0,6	23,77	24,55	23,82	26,13
Nivel 1,1	24,07	24,57	24,10	26,78
Nivel 1,8	23,99	24,59	23,99	-
$\Delta t_{0,1 \div 1,1}$	0,35	0,04	0,53	0,62
$\Delta t_{0,1 \div 1,8}$	0,27	0,06	0,42	-

Pentru încălzirea cu aer cald VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 în figura 4.11 și 4.12 sunt prezentate distribuțiile umidității relative, iar în tabele 4.10 și 4.11 sunt centralizate aceste valori. În cazul VMRECCO24-20 se observă vârfurile pentru curba de umiditate relativă de 1,8 m. Acest fenomen se datorează intrării în funcțiune a umidificatorului.

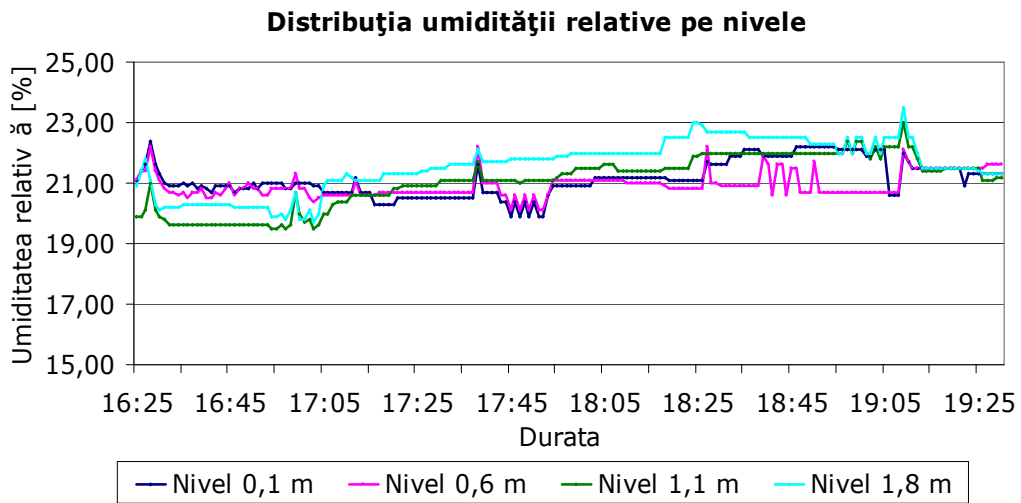


Figura 4.11 (A23.2) Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20

Tabel 4.10 Umiditatea relativă pentru regimul VMP1CO24-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]			
			16:25	17:25	18:25	19:25
VMP1CO24-20	Φ_i [%]	0,1	21,10	20,50	21,10	21,30
		0,6	21,10	20,70	20,80	21,50
		1,1	19,90	20,90	21,90	21,50
		1,8	20,90	21,30	23,00	21,40

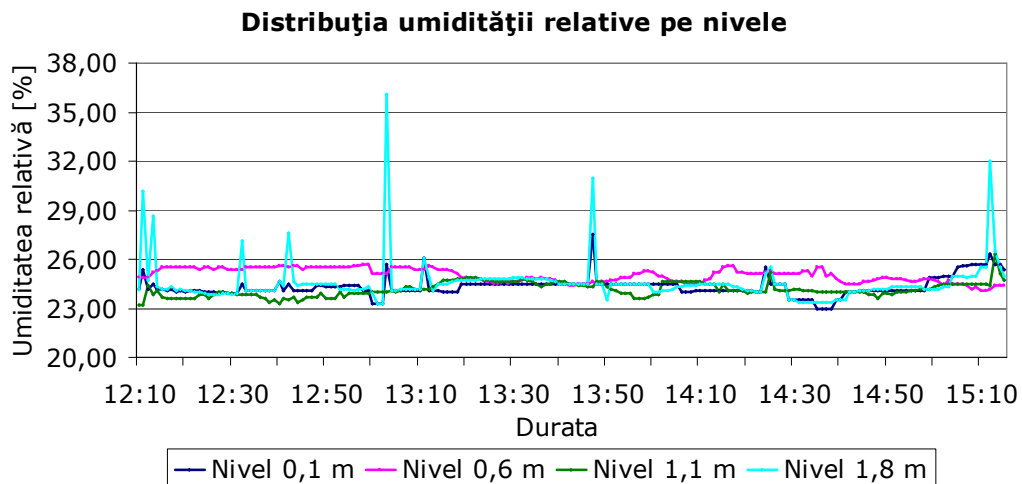


Figura 4.12 (A26.2) Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20

Tabel 4.11 Umiditatea relativă pentru regimul VMRECCO24-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]			
			12:10	13:10	14:10	15:10
VMRECCO24-20	φ_i [%]	0,1	24,20	24,10	24,10	25,70
		0,6	24,90	25,40	24,50	24,10
		1,1	23,20	24,20	24,60	24,50
		1,8	24,20	24,20	24,50	25,50

Pentru încălzirea cu corpuri statice CSCO27-20 și SCVMP2CO23-20 în figura 4.13 și 4.14 sunt prezentate distribuțiile umidității relative, iar în tabele 4.12 și 4.13 sunt centralizate aceste valori. În figura 4.14 se observă de asemenea la curba de 1.8 m vârfuri ale umidității relative create de intrarea în funcțiune a umidificatorului.

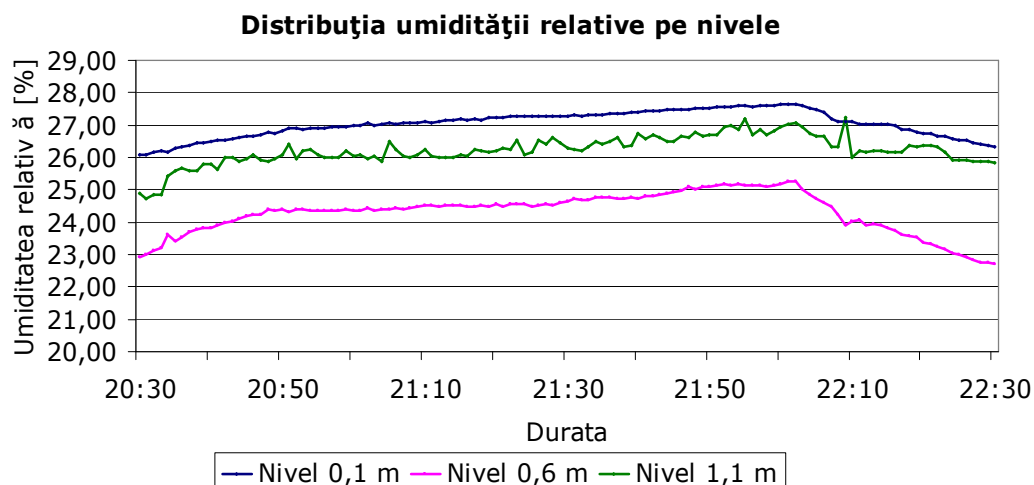


Figura 4.13 (A39.2) Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul CSCO27-20

Tabel 4.12 Umiditatea relativă pentru regimul CSCO27-20

Regim	Parametrii	Nivel [m]	Durata [h]		
			20:30	21:30	22:30
CSCO27-20	φ_i [%]	0,1	26,08	27,26	26,32
		0,6	22,90	24,66	22,72
		1,1	24,88	26,28	25,84

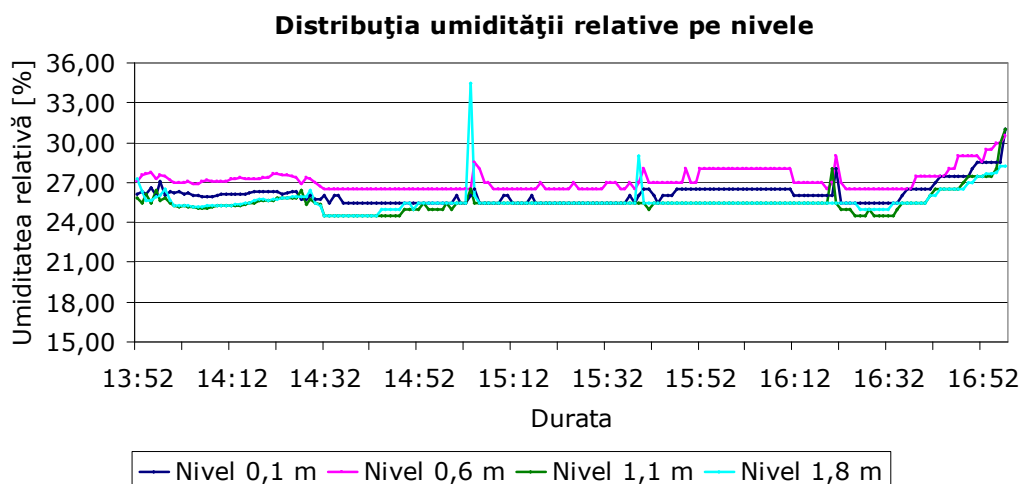


Figura 4.14 (A45.2) Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20

Tabel 4.13 Umiditatea relativă pentru regimul SCVMP2CO23-20

Regim	Temperatură	Nivel	Durata [h]			
	[°C]		13:52	14:52	15:52	16:52
SCVMP2CO23-20	Φ_i	0,1	26,10	25,50	26,50	28,50
		0,6	27,10	26,50	28,00	28,50
		1,1	25,80	25,00	25,50	27,50
		1,8	27,30	25,50	25,50	27,50

În tabelul 4.14 sunt prezente valorile mediate pe nivel pentru cele patru regimuri și diferența de umiditate relativă pe verticală în modul.

Tabel 4.14: Valorile umidității relative în cele patru planuri și diferența pe verticală

Φ [%]	VMP1CO24-20	VMRECCO24-20	SCVMP2CO23-20	CSCO27-20
Nivel 0,1	21,14	24,33	26,12	27,04
Nivel 0,6	20,93	25,02	27,18	24,30
Nivel 1,1	21,08	24,15	25,52	26,23
Nivel 1,8	21,58	24,57	25,64	-
Δt 0,1÷1,1	0,06	0,18	0,6	0,81
Δt 0,1÷1,8	0,14	0,24	0,48	-

Se observă că pentru regimurile de încălzire cu aer cald VMRECCO24-20 și VMP1CO24-20 diferența de umiditate pe verticală este mică, iar la sistemele de încălzire cu corpuri statice CSCO27-20 și SCVMP2CO23-20 diferența pe verticală este mai pronunțată.

Un alt aspect care a fost studiat este reglarea calitativă a agentului termic tur-retur funcție de temperatura exterioară prezentată în figurile 4.15, 4.16 și 4.17.

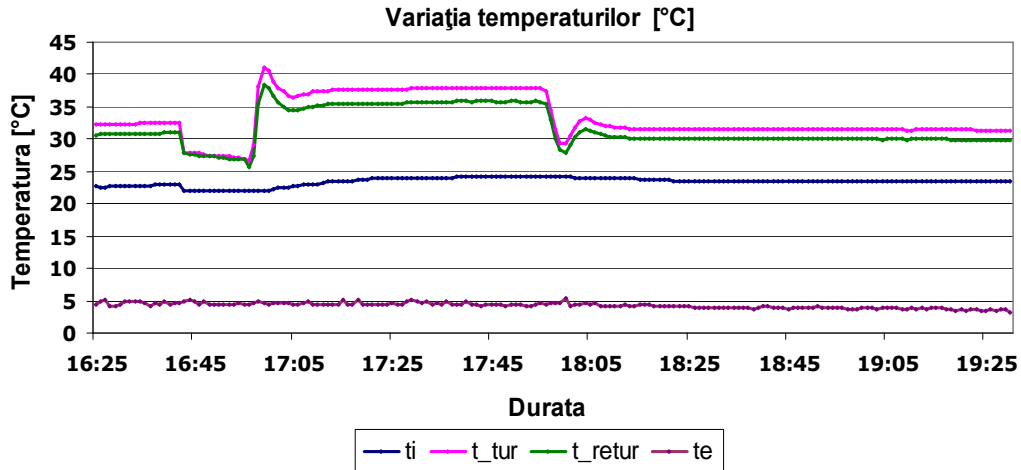


Figura 4.15 Variația temperaturii interioare funcție de temperatură exterioară și a agentului termic pentru regimul VMP1CO24-20

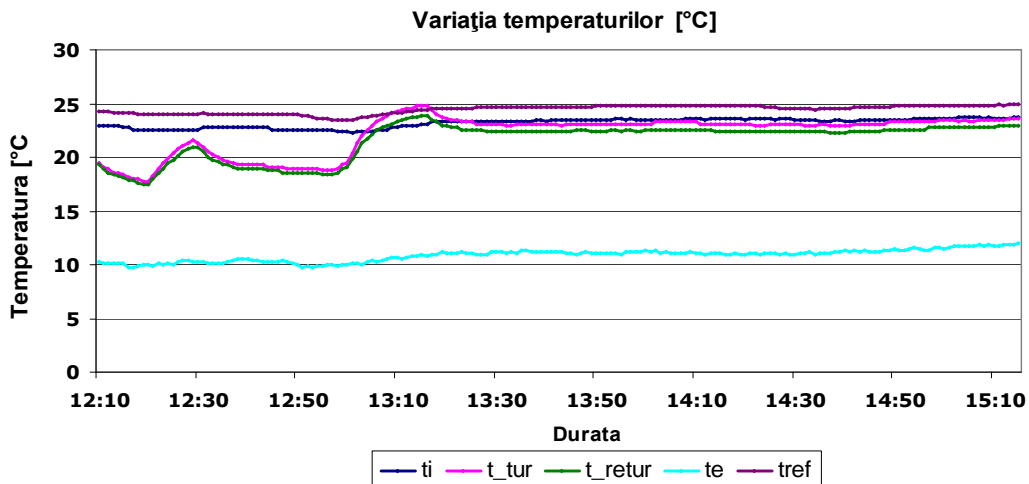


Figura 4.16 Variația temperaturii interioare și de refulare funcție de temperatura exterioară și a agentului termic pentru regimul VMRECCO24-20

La regimurile VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 variația temperaturii agentului termic nu a influențat în proporții mari curba temperaturilor interioare prezentate în figura 4.15 și 4.16, aceasta și-a păstrat liniaritatea. Fluctuațiile de temperatură ale agentului termic s-au datorat fluctuațiilor agentului termic, deoarece agentul termic de încălzire a bateriei de încălzire din centrala de tratare a aerului a fost furnizat de la sistemul de încălzire centrală al facultății. Temperaturile pentru cele două regimuri menționate sunt centralizate în tabelul 4.15.

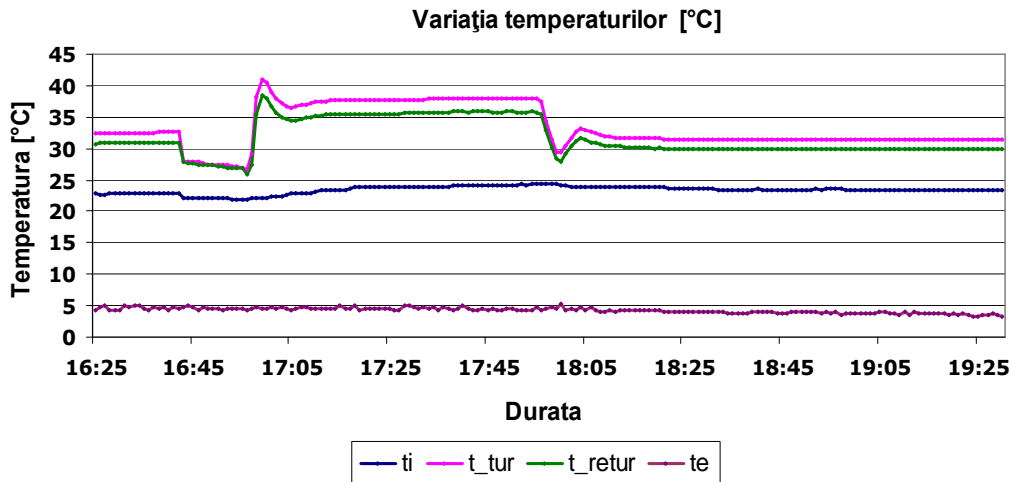


Figura 4.17 Variația temperaturii interioare și de refulare funcție de temperatura exterioară și a agentului termic pentru regimul SCVMP2CO23-20

Deși au existat fluctuații ale agentului termic, la regimul SCVMP2CO23-20 unde încălzirea s-a realizat cu corpuri statice și s-a asigurat rația de aer proaspăt pentru ocupanți de către centrala de aer, se observă că la sfârșitul regimului temperatura interioară variază direct proporțional cu temperatura agentului termic tur-retur.

În figura 4.10 temperatura interioară scade treptat, deoarece alimentarea cu agent termic a clădirii a fost întreruptă, această scădere a temperaturii agentului se observă și în figura 4.17. Temperatura interioară, în figura 4.17, nu are aceeași cădere ca și în figura 4.10 din cauza preciziei senzorului.

Tabel 4.15 Temperatura interioară funcție de temperatura agentului de încălzire și temperatura exterioară

Regim	Durata [h]	Temperatură [°C]				
		t _i	t _{tur}	t _{retur}	t _e	t _{ref}
VMP1CO24-20	16:25	22,8	32,4	30,6	4,34	-
	17:25	23,9	37,6	35,5	4,57	-
	18:25	23,6	31,5	30	4,05	-
	19:25	23,4	31,4	29,9	3,39	-
VMRECCO24-20	12:10	23	19,5	19,3	10,33	24,31
	13:10	22,8	24,3	23,4	10,66	24,11
	14:10	23,6	23,3	22,5	11,12	24,8
	15:10	23,6	23,5	22,8	11,77	24,85
SCVMP2CO23-20	13:52	26	36,4	33,5	13,07	-
	14:52	25,1	30	28,1	12,14	-
	15:52	24,8	30,9	28,9	11,07	-
	16:52	22,6	33,6	29,8	10,18	-

În tabelul 4.15 la regimul VMRECCO24-20 se observă că temperatura de refulare este cu 1 ± 2 °C peste temperatura interioară, neaducând un aport semnificativ la încălzirea sălii.

Pentru regimul CSCO27-20 nu s-a realizat monitorizarea agentului pe durata a trei ore, ci doar la începutul și la sfârșitul măsurărilor s-au citit temperaturile de pe tur și retur, rezultând valoarea medie de 50°C și 40°C retur.

În figurile 4.18, 4.19, 4.20, 4.21 sunt prezentate imaginile termografice și distribuțiile pe verticală a temperaturilor pe fațada exterioră formată din: fereastră stânga (FS), stâlp (ST) și fereastră dreapta (FD). În grafice sunt trecute valorile minime, maxime și valoarea medie pe verticală.

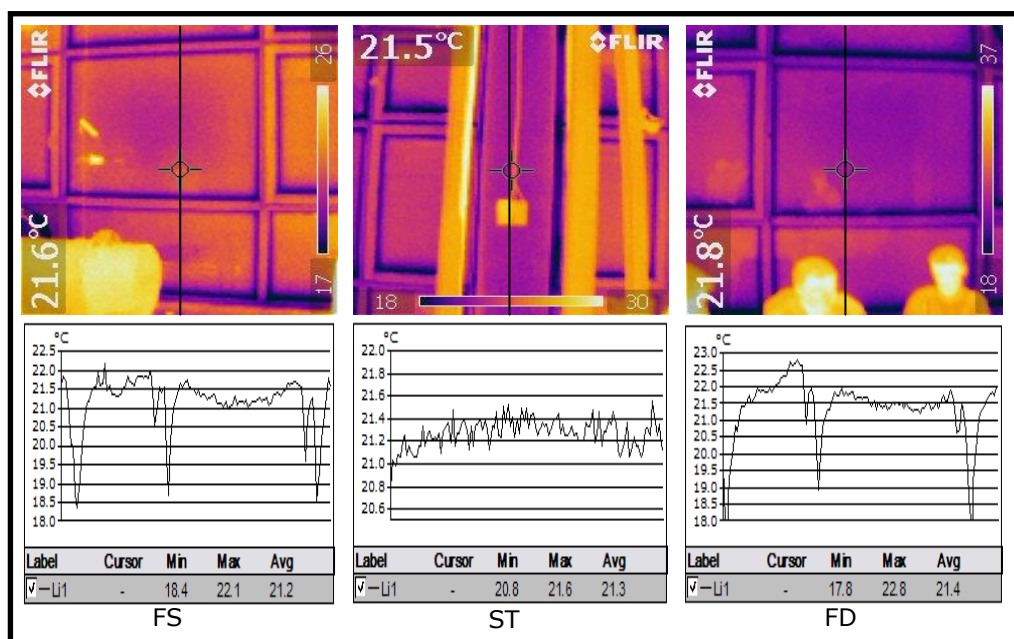


Fig. 4.18 Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioră pentru regimul VMP1CO24-20

Un alt aspect privind senzația de confort din interior este asimetria radiantă ce apare datorită radiației suprafețelor reci, descris în subcapitolul 1.11.6. Diferența de temperatură pe plan orizontal dintre două suprafețe orizontale nu trebuie să fie peste 10°C, pentru ca procentul de nemulțumiți să nu depășească 5%.

Temperatura pe restul suprafețelor delimitatoare ale încăperii au fost măsurate cu termograful pentru a se determina această diferență. Valorile temperaturilor suprafețelor sunt centralizate în tabelul 4.16, precum și diferența temperaturilor dintre suprafețele opuse. Pentru cele patru regimuri în plan orizontal diferența de temperatură în modul nu a depășit 5 °C, iar pentru cel vertical de 10 °C, procentul de nemulțumiți nedepășind 5% din cauza asimetriei radiante.

Pentru cazul VMP1CO24-20, unde temperatura pe fereastră stângă a fost cea mai scăzută 21,6 °C, nu a apărut condens. Fenomenul de condens pe geam ar fi apărut la o temperatură pe suprafață de -0,5 °C, conform tabel 4.16.

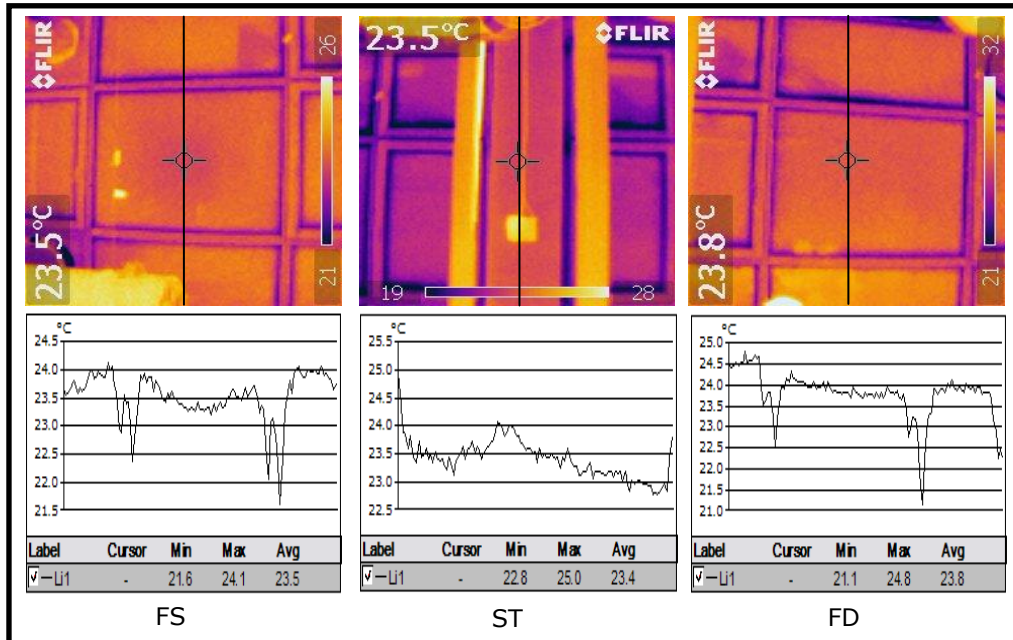


Fig. 4.19 Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul VMRECCO24-20

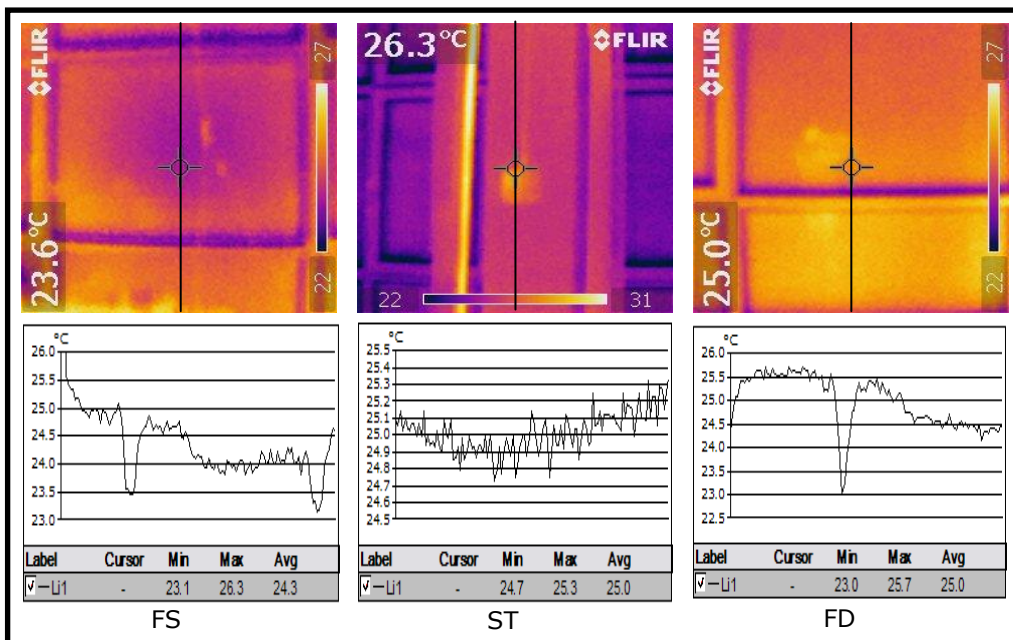


Fig. 4.20 Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul CSCO27-20

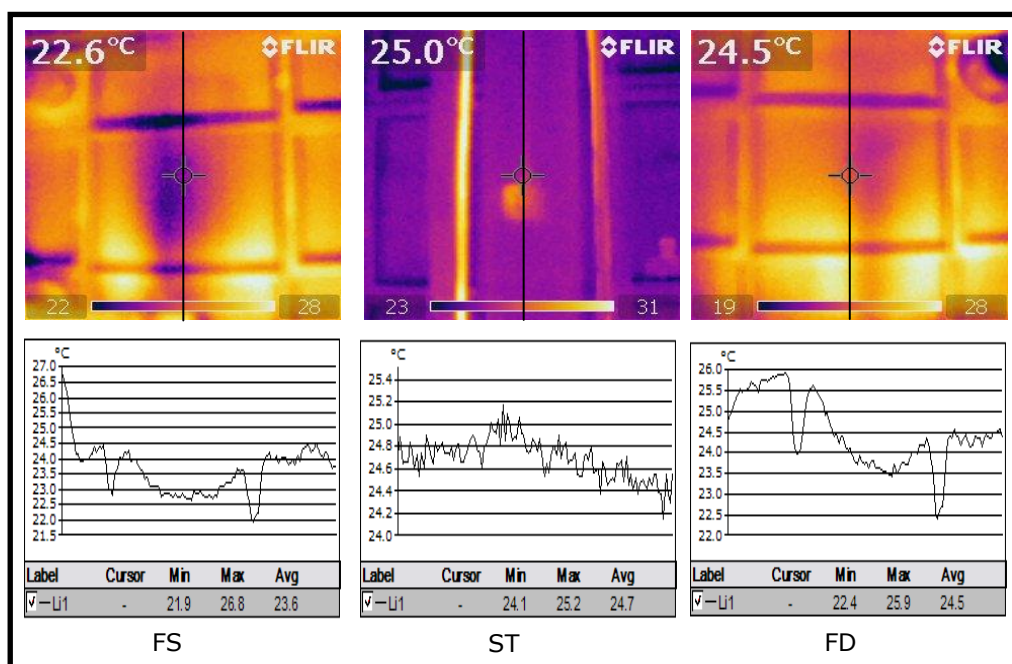


Fig. 4.21 Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul SCVMP2CO23-20

Tabel 4.16 Valorile medii ale temperaturii de pe suprafețelele încăperii

Temperaturi [°C]	VMP1CO24-20	VMRECCO24-20	SCVMP2CO23-20	CSCO27-20
t_{FS}	21,2	23,5	23,6	24,3
t_{FD}	21,4	23,8	24,5	25,0
t_{ST}	21,3	23,4	24,7	25,0
t_{PI1}	25,2	26,7	26,5	26,6
t_{PI2}	24,9	25,8	26,7	26,5
t_{PI3}	25,2	26,0	26,4	26,8
t_{PD}	26,0	27,1	27,0	26,8
t_{TV}	25,3	25,4	27,1	27,1
$\Delta(t_{FS}-t_{PI2})$	3,7	2,3	3,1	2,2
$\Delta(t_{ST}-t_{PI2})$	3,6	2,4	2	1,5
$\Delta(t_{FD}-t_{PI2})$	3,5	2	2,2	1,5
$\Delta(t_{PI1}-t_{PI3})$	0	0,7	0,1	0,2
$\Delta(t_{PD}-t_{TV})$	0,7	1,7	0,1	0,3

unde:

- PI1, PI2 – Perete interior rigips;
- PI3 – Perete interior cărămidă;
- PD – Pardoseală gresie;
- TV – Tavan beton cu tencuială.

În tabelul 4.17 sunt centralizați parametrii mășurați și cei calculați pentru determinarea lui PMV și PPD, dar totodată și parametrii exteriori ai aerului.

Tabel 4.17 Valorile mărimilor măsurate și calculate pentru cele patru sisteme de încălzire

Temperaturi	VMP1CO24-20	VMRECCO24-20	SCVMP2CO23-20	CSCO27-20
t_i [°C]	23,93	24,5	25,35	27,54
φ_i [%]	19,82	21,64	22,61	25,48
t_{mr} [°C]	23,67	24,94	24,78	26,63
v_{ar} [m/s]	0,058	0,16	0,08	0,06
t_e [°C]	4,26	10,87	11,55	0,91
φ_e [%]	56	46,2	56,79	91,8
CO ₂ [ppm]	547	653	965	-
t_{tur} , t_{retur} [°C]	23,75	24,44	25	-
t_{agent} [°C]	34/32	22/21,5	32/30	50/40
$t_{condens}$ [°C]	-0,5	1,2	2,41	6,05
Debit de aer [m ³ /h]	1350	1350	400	-
t_o [°C]	23,8	24,72	25,06	27,08
PMV	0,4	0,4	0,6	1,1
PPD	8,3	8,3	12,5	30,5

4.5. Concluzii

Analizând imaginile termografice se poate observa că, în cazul sistemului de încălzire VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20, temperaturile suprafețelor ferestrelor și a coloanei sunt aproape la fel, comparativ cu sistemul de încălzire SCVMP2CO23-20 și CSCO27-20, deoarece în cazul în care radiatoarele nu au fost echilibrate, radiatorul de la fereastra din stanga degajă mai puțină căldură, iar temperatura pe fereastra din stânga a fost mai mică decât pe fereastra din dreapta.

Senzația de confort termic în cazul sistemelor de încălzire VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 este nesatisfăcătoare, deoarece temperatura interioară este ridicată din cauza reglării dificile a temperaturii radiatoarelor care sunt echipate cu robinete simple de reglaj în loc să fie echipate cu capuri termostate.

În tabelul 4.17 se observă că nivelul de CO₂ nu a depășit 1000 ppm, fiind mai scăzut pentru cazurile VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 datorită numărului mare de schimburi de aer n_s [h⁻¹]. Pentru cazul SCVMP2CO23-20 nivelul de CO₂ este mai ridicat deoarece debitul de aer introdus a fost doar pentru acoperirea ratei de aer proaspăt necesar pentru ocupanți.

Pentru toate cele patru regimuri de încălzire viteza aerului din interior nu a depășit 0,2 m/s, viteză recomandată pentru săli de clasă [86]. În nici un caz din cele patru, diferența de temperatură pe verticală nu a depășit 1°C pe oră, pentru a se resimți efectul de disconfort datorită efectului de stratificare.

În tabelul 4.18 sunt centralizate rezultatele formularelor din tabelul 4.3 completate de ocupanți privind senzația de confort. Aceste valori au fost comparate cu valorile rezultate din calculul analitic al relațiilor de la 1.57 la 1.60 pentru PMV și relația 1.61 pentru PPD [23]. În figura 4.22 este reprezentat grafic poziția punctului reprezentând senzația de confort pe curba PMV-PPD. Pentru încălzirea cu aer cald mecanică ocupanții se aflau în zona neutră, iar pentru încălzirea cu corpuri statice (radiatoare) în afara acesteia.

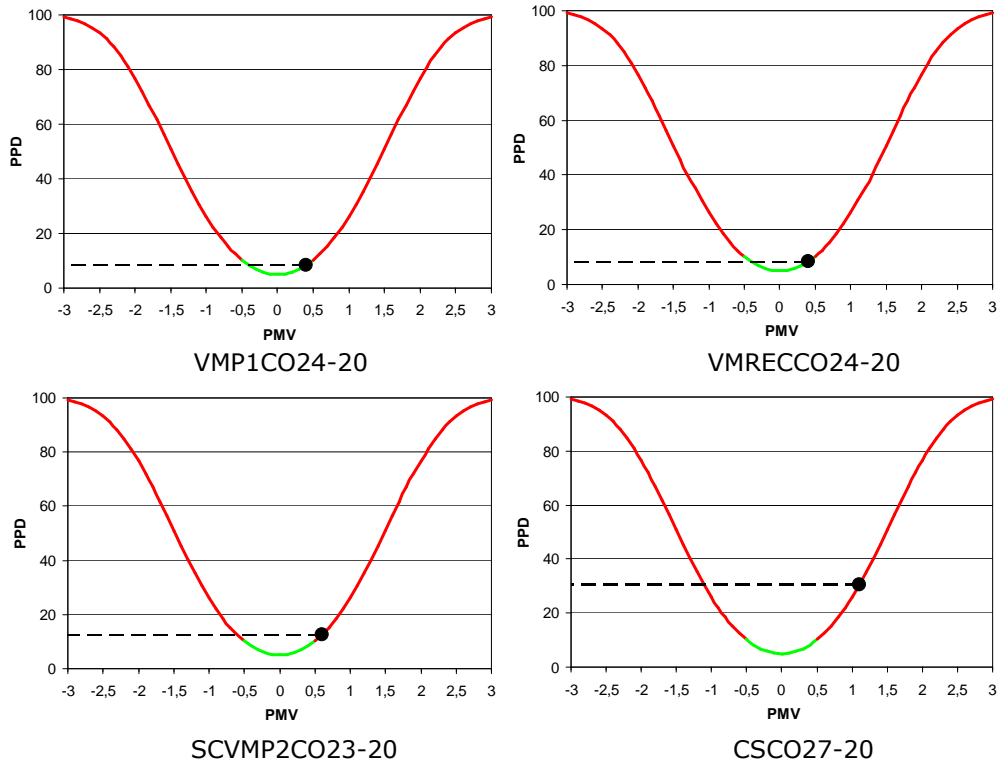


Fig. 4.22 Poziția punctului (senzației de confort) pentru cele patru sisteme de încălzire calculat analitic

În tabelul 4.18 sunt centralizate valorile senzației de confort rezultate din evaluările completate de ocupați.

Tabel 4.18 Centralizator al senzației de confort care reiese din evaluări

Ocupant	VMP1CO24-20		VMRECCO24-20		CSCO27-20		SCVMP2CO23-20	
1	Masculin	Neutru	Masculin	Neutru	Masculin	Cald	Masculin	Puțin cald
2	Masculin	Cald	Masculin	Neutru	Masculin	Puțin cald	Masculin	Foarte cald
3	Masculin	Neutru	Masculin	Neutru	Feminin	Puțin cald	Masculin	Puțin cald
4	Masculin	Neutru	Masculin	Neutru	Feminin	Puțin cald	Masculin	Puțin cald
5	Feminin	Neutru	Masculin	Neutru	Masculin	Puțin cald	Masculin	Foarte cald
6	Masculin	Neutru	Masculin	Neutru	Masculin	Cald	Masculin	Puțin cald
7	Feminin	Cald	Masculin	Neutru	Masculin	Cald	Feminin	Cald
8	Masculin	Cald	Feminin	Neutru	Masculin	Puțin cald	Masculin	Puțin cald
9	Masculin	Cald	Masculin	Neutru	Feminin	Puțin cald	Feminin	Cald
10	Masculin	Cald	Masculin	Neutru	Feminin	Puțin cald	Feminin	Cald
11	Feminin	Cald	-	-	Masculin	Puțin cald	Masculin	Puțin cald
12	Masculin	Neutru	-	-	Masculin	Cald	Masculin	Puțin cald

Temperatura operativă pentru toate cele patru cazuri a fost apropiată de valoarea temperaturii interioare. Temperatura operativă pentru cazurile VMP1CO24-20 și VMRECCO24-20 a fost în domeniul de confort, dar pentru cazurile SCVMP2CO23-20 și CSCO27-20 temperatura operativă a fost în afara acestuia, conform figurii 1.10.

În tabelul 4.19 sunt prezentate valorile centralizate în urma celor două metode de determinare: analitică și estimativă. În cazul analitic funcție de PMV și PPD se determină senzația de confort. Comparația se face pe baza scării senzației de confort, nefiind diferențe foarte mari între cele două metode [22,24].

Tabel 4.19 Centralizator PMV, PPD și senzația de confort termic

Valori	VMP1CO24-20		VMRECCO24-20		CSCO27-20		SCVMP2CO23-20	
	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD
Calculate	0,4	8,3	0,4	8,3	0,6	12,5	1,1	30,5
	[-]	[%]	[-]	[%]	[-]	[%]	[-]	[%]
	Neutru		Neutru		Neutru/Puțin cald		Puțin cald	
Estimate	Puțin cald		Neutru		Puțin cald		Puțin cald/Cald	

5. MODELAREA CAZURILOR STUDIATE, EXPERIMENTATE ȘI MĂSURATE

5.1. Generalități

Circulația aerului în interiorul unui spațiu [59] este influențată de geometria interioară a spațiului, de mobilier, de corpurile de încălzire, de sistemul de ventilare, de neetanșeitățile ușilor și ferestrelor, de eventuale goluri în elementele de închidere precum și de numărul de persoane care își desfășoară activitatea în acel spațiu. Aerul poate ajunge în interior prin ventilare mecanică și tubulatura aferentă, prin infiltrație prin neetanșeitățile ferestrelor și ușilor, sau prin golurile de ventilație.

Mișcarea aerului în încăpere este în funcție de viteza de intrare în încăpere (energie cinetică). Această mișcare a aerului poate fi influențată de direcția vântului pe anvelopa clădirii sau de modificarea debitului sistemului de ventilare mecanică și de efectul de portanță (plutire): aerul cald are densitate mai mică și urcă sus, iar cel rece are densitate mai mare și coboară. Astfel temperatura interioară se va modifica în funcție de temperatura de refulare realizată de sistemul HVAC.

Modelarea parametrelor interioare [13] constă în reprezentarea unui obiect sau fenomen din realitate utilizând ipoteze simplificatoare [64,70]. Modelarea parametrilor ambiențiali [17] se compune din trei etape:

- construcția modelului fizic;
- construcția modelului matematic;
- construcția modelului numeric.

La construcția modelului fizic se iau în considerare fenomenele fizice care intervin în modelare, dar acestea sunt simplificate, reducându-se numărul de variabile care nu prezintă interes în procesul de modelare. Ca și ipoteză simplificatoare se poate considera viteza din încăperea care este tridimensională ca fiind viteză unidirecțională.

Modelul matematic reprezintă soluția analitică a fenomenului fizic, care în funcție de complexitate poate să fie soluționat prin ecuații matematice simple sau complexe. Cu cât complexitatea modelului matematic este mai mare cu atât precizia modelării este mai ridicată și mai aproape de realitate.

Modelul numeric se rezumă la atribuirea de valori variabilelor din modelul matematic, pentru rezolvarea ecuațiilor care definesc fenomenele fizice. În funcție de gradul de complexitate al modelului matematic, acesta se poate soluționa cu metode numerice speciale (metoda diferențelor finite) sau prin reducerea modelului complex la un model simplificat, dar care să-l aproximeze în bună măsură.

Simularea permite compararea rezultatelor obținute din procesul de modelare cu cele obținute experimental. Prin compararea acestora se poate modifica modelul pentru a se obține un grad de precizie mai ridicat, prin schimbarea valorilor variabilelor introduse sau a fenomenului din modelul fizic.

Modelarea cu ajutorul calculatorului (Computational Fluid Dynamics - CFD) este o metodă folosită frecvent pentru simularea debitului de aer interior, dar este foarte important să se compare rezultatele obținute prin simulări cu valori măsurate experimental.

Pentru realizarea unei simulări din punct de vedere al proceselor termodinamice (schimb de masă) dintr-un spațiu, datorită complexității geometrice a acestuia se recomandă să se realizeze o discretizare spațială. Astfel modelele se împart în două categorii:

- modelul monozonal – este cel mai simplu model în descrierea unei clădiri, considerând clădirea o anvelopă în care se tratează direct schimburile de căldură și de masă dintre interior și exterior. Modelul consideră că întreg volumul interior posedă caracteristici uniforme, considerând temperatura interioară omogenă și neluând în calcul mișcarea aerului interior. Acest tip de model este simplu, introducându-se ca și variabile ale anvelopei clădirii următoarele: conductivitatea, capacitatea termică, permeabilitatea, sistemul de climatizare sau încălzire, debite de aer, puterea disponibilă, sistemul de automatizare. Modelul permite estimarea consumului energetic pentru clădire și instalațiile aferente în regim dinamic, dar acest model nu permite efectuarea studiului confortului termic și nu se poate adapta cazurilor în care există ecarturi mari de temperatură între elementele delimitatoare ale clădirii sau unde există puternice fenomene convective locale;

- modelul multizonal – în acest model fiecare încăpere reprezintă o zonă termică și permite modelarea temperaturilor interioare pentru toate încăperile dintr-o clădire; de asemenea permite cuplarea transferului de căldură cu transferul de masă (mișcarea aerului în clădire).

Modelele multizonale pot fi clasificate în trei categorii de modele:

- modele energetice care determină temperatura în fiecare zonă și permit estimarea puterii necesare pentru încălzirea clădirii; debitele de aer infiltrate sau schimbate între zone (încăperi) pot fi integrate în calcul la nivel de parametri;
- modele aerulice unde variabila principală este presiunea; sunt necesare date precise despre permeabilitatea pereților, sistemul de ventilare, geometria orificiilor, temperatura din fiecare zonă; se determină debitele de aer care intră și care ies din fiecare zonă;
- modele de umiditate permit luarea în calcul a surselor de vapori de apă, transportul datorat aerului și absorbția la nivelul materialelor solide.

Pentru cazul de față s-a studiat modelul de termo-umiditate și analiza confortului interior din perspectiva temperaturii aerului și a umidității relative.

În figura 5.1 se prezintă circulația curenților de aer datorită diferenței de densitate, model pentru care se cunoaște geometria încăperii și intensitatea mișcării aerului din încăpere, indusă de stagnarea termică (blocaj) de deasupra unui corp de încălzire.

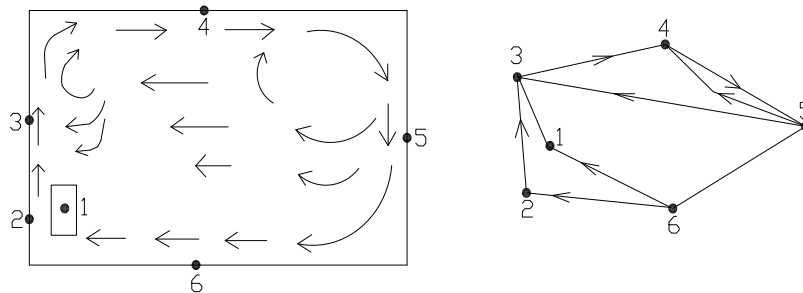


Fig. 5.1 Schemă termoconvectivă cu 6 zone în cazul unei încăperi prevăzute cu un corp de încălzire static (radiator), [64].

În literatura de specialitate există numeroase modele zonale similare celui prezentat în figura 5.1. Din păcate, extrapolarea acestor modele pentru alte configurații de curgere a aerului în interiorul încăperilor este foarte dificilă.

Stratificarea poate fi reprezentată prin împărțirea încăperii în mai multe zone; decuparea zonelor depinde de mișcarea aerului în fiecare încăpere (prezența jeturilor de aer de la gurile de introducere ale sistemului de ventilare/climatizare, de stagnările termice (blocaje) dezvoltate deasupra corpurilor de încălzire). Aceste zone nu sunt delimitate fizic, au aceeași temperatură și viteză. Aerul poate circula între aceste zone.

Stratificarea termică dintr-o încăpere reprezintă un parametru determinant în evaluarea confortului termic. Modelele de tip zonal reprezintă practic un nivel intermediar de simulare a comportamentului termic al clădirilor și instalațiilor aferente, între modelele monozonă/multizonă și modelele CFD, bazându-se pe împărțirea fiecărei încăperi în mai multe zone.

Modelele zonale s-au dezvoltat inițial pentru simularea fenomenelor termoaeraulice din interiorul încăperilor încălzite, construcția acestora plecând de la observații și măsurări experimentale.

În cadrul acestui model se scriu ecuații de bilanț energetic pentru diferitele noduri de calcul ceea ce permite determinarea valorilor de temperatură pe baza caracteristicilor încăperii și a corpului de încălzire (radiator).

Din acest motiv, s-au introdus noi formulări, cu scopul de a se obține modele zonale, ce permit o descriere generalizată a mișcării aerului din încăperi, aplicabilă pentru un domeniu mult mai larg de configurații (de exemplu studiul eficacității sistemului de ventilare/climatizare dintr-o încăpere). Aceste metode se bazează pe calculul câmpului de presiune dintr-o încăpere ceea ce conduce la predicții privind câmpul dinamic interior. În cadrul acestor modele zonale, încăperea este divizată în mai multe volume de control (denumite de asemenea și celule de calcul) în care temperatura și densitatea aerului sunt presupuse a fi omogene, în timp ce presiunea variază conform legii hidrostatiei. Modelul fizic se bazează pe aplicarea ecuațiilor de conservare pentru masă și energie pentru fiecare celulă (aerul fiind considerat un gaz perfect). Transferul de masă dintre volumele de control este determinat de multe ori cu ajutorul expresiilor caracteristice curgerii în canale (conducte), debitul masic la interfața comună dintre două celule depinzând de diferența de presiune dintre cele două noduri de calcul. Pe baza calculului debitelor masice schimbate între celule se determină apoi și transferul de căldură între acestea.

5.2. Principiile și ecuațiile de bază ale modelelor zonale

Așa cum s-a menționat, modelele zonale constau în împărțirea unei încăperi (sau grup de încăperi) în mai multe sub-volume paralelipipedice cu generatoare verticală sau orizontală (celule) în care mărimile de stare ale aerului (temperatură și densitate) sunt considerate uniforme. Pot exista celule de calcul unde viteza aerului este redusă (celule standard) și celule de calcul unde există o curgere motoare (jet, stagnare termică, etc.), considerate drept celule speciale.

Modelul zonal folosit a fost modelul de ambianță, compus din ecuații de bilanț (masă, energie) scrise pentru fiecare zonă de calcul (forma acestora este similară ecuațiilor din cadrul modelelor monozonă/multizonă), precum și din ecuația de stare a fluidului (legea gazelor perfecte). De asemenea, profilele de presiune din sub-volume (zone) sunt calculate prin aproximare având în vedere ipoteza simplificatoare valabilă pentru viteze reduse și curgeri paralele. Pentru ecuațiile de

bilanț este necesar să se determine transferul de masă și de energie între două zone adiacente, subiect tratat în cele ce urmează.

Circulația aerului într-o încăpere poate influența schimbul de căldură cu celelalte încăperi și totodată și circulația aerului în acestea. Măsurătorile din încăpere sunt cele mai realiste și relevante informații cu privire la IAQ. Deoarece introducerea aerului se face cu ajutorul anemostatelor cu palete, ce introduc jetul de aer cu o mișcare elicoidală, măsurarea parametrilor interiori trebuie făcută în mai multe locații. Pentru a obține rezultate viabile, atât temperatura cât și debitul de aer de la sistemele HVAC precum și temperatura din încăpere trebuie să fie menținute neschimbate. Acest lucru este greu de realizat deoarece parametrii exteriori variază în timp, având ca efect variația în timp a temperaturii și umidității relative din încăpere.

5.3. Transferul de masă și căldură între zone [64]

5.3.1. Calculul debitului masic

Plecând de la teorema lui Bernoulli generalizată, se poate scrie debitul masic de aer cu densitatea ρ_a în funcție de diferența de presiune Δp între două puncte în cazul unei conducte cilindrice de secțiune S :

$$q_a = C_n \cdot \rho_a \cdot \Delta p_z^{n_r} \cdot S_c, \quad (5.1)$$

unde:

- q_a – debitul masic al aerului, [kg/s];
- C_n – coeficient empiric funcție de natura curgerii, [m/s·Pa^{n_r}];
- ρ_a – densitatea aerului atât pentru zona i cât și pentru zona j, [kg/m³];
- n_r – exponent determinat funcție de regimul de curgere (se condiferă 0,5 pentru curgere turbulentă și 1 pentru curgere laminară), [-];
- S_c – secțiunea cilindrului, [m²].

Practic, ecuațiile caracteristice transferului de masă între zone sunt extrapolate pentru calculul debitului schimbat între două celule adiacente standard din cadrul modelelor zonale (acolo unde nu există viteze mari de circulație ale aerului). În aceste condiții, calculul debitului masic de aer (kg/s) între două celule adiacente i și j se face pe baza următoarei ecuații:

$$q_f = \int_s C_n \cdot \rho_a \cdot \Delta p_z^{n_r} ds, \quad (5.2)$$

unde:

- ρ_a – densitatea aerului atât pentru zona i cât și pentru zona j, [kg/m³];
- Δp_z – diferența de presiune la frontiera celor două zone, [kg/m·s²].

Diferența de presiune statică Δp_z se poate exprima astfel:

$$\Delta p_z = (p_i - \rho_{ai} \cdot g \cdot z_i) - (p_j - \rho_{aj} \cdot g \cdot z_j), \quad (5.3)$$

unde:

- p_i – presiunea aerului din zona i , [Pa];
- p_j – presiunea aerului din zona j , [Pa];
- ρ_{ai} – densitatea aerului din zona i , [kg/m³];
- ρ_{aj} – densitatea aerului din zona j , [kg/m³];
- z_i – înălțimea centrului zonei i , [m];
- z_j – înălțimea centrului zonei j , [m];
- g – accelerația gravitațională, [m/s²].

5.3.2. Calculul fluxului de căldură

Fluxul de căldură schimbat între două zone este direct legat de debitul de aer transferat între cele două zone, conform relației clasice:

$$Q_{i,j} = q_f \cdot c_{pa} \cdot t_{ac} \quad (5.4)$$

unde:

- $Q_{i,j}$ – fluxul de căldură schimbat între două zone i și j , [kJ/h];
- q_f – debitul de aer care traversează frontiera dintre cele două celule de calcul, [kg/s];
- c_{pa} – căldura specifică a aerului, [J/kg °C];
- t_{ac} – temperatura aerului din celula din care intră aerul, [°C].

5.3.3. Model cu discretizare a încăperii pe două zone

Modelarea fenomenelor fizice cu privire la curgerea fluidelor prin intermediul metodologiei CFD se bazează în întregime pe legile fundamentale care descriu curgerea unui fluid:

- conservarea masei;
- conservarea cantității de mișcare;
- conservarea energiei.

Aceste ecuații scrise pentru un volum elementar în coordonate carteziene, în cazul unui fluid considerat monofazic, newtonian, supus câmpului gravitațional, incompresibil și cu vâscozitate constantă sunt prezentate mai jos. Se precizează că nivelul de ipoteze simplificatoare menționat este demersul cel mai utilizat în descrierea mișcării aerului în interiorul clădirilor.

Modelul se bazează pe divizarea încăperii pe zone de calcul izoterme. Modelul introduce descrieri specifice pentru celulele de calcul speciale, care conțin surse liniare și punctuale de încălzire, straturi limită termice, guri de refulare și guri de evacuare.

Încăperea este divizată în cinci zone orizontale situate la diferite înălțimi conform figurii 5.2. Se precizează că în cadrul modelului studiat, pentru corpurile statice sensul mișcării aerului în zonele termice este presupus ascendent, iar în cazul ventilării mecanice aerul este introdus la partea superioară a încăperii și dirijat spre podeaua încăperii, în timp ce pentru straturile adiacente și delimitatoare, curgerea poate să fie ascendentă pentru straturi calde sau descendentă pentru straturi reci.

În urma măsurătorilor experimentate și modelate [11,70] a vitezei, temperaturii, și a concentrației gazului traser (gaz colorat introdus în încăperea) s-a demonstrat că eficiența ventilării începe de la un schimb de aer mai mare decât

$n_s=3$ [h^{-1}], spre un optim de $n_s=6...7$ [h^{-1}] pentru varianta de introducere a aerului la partea superioară a încăperii și evacuarea la partea inferioară. Totodată din măsurători a rezultat că randamentul schimbului de aer se apropie de valoarea maximă la un nivel al ratei de ventilare de peste $n_s=8$ [h^{-1}]. S-a demonstrat astfel că schemele de ventilare prin amestec, utilizate curent la acest fel de configurații de încăperi, au o eficiență scăzută, pentru un nivel al schimbului de aer, folosit în momentul de față și chiar recomandat de literatura de specialitate, de $n_s=4...6$ [h^{-1}].

Deoarece încăperea nu a fost etanșă s-a ținut cont de o infiltrație standard de $n_s=0,2$ [h^{-1}]. Pe baza rezultatelor obținute [34] pentru regimul de iarnă viteza aerului pentru săli cu ședere de lungă durată trebuie să fie cuprinsă între 0,15 m/s și 0,20 m/s pentru regimurile de încălzire cu corpuri statice, cât și pentru cele cu ventilare mecanică.

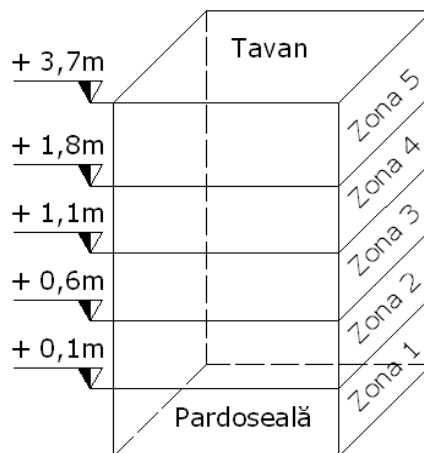


Figura 5.2 Împărțirea volumului încăperii pe zone de modelare

Pentru fiecare zonă trebuie studiat conservarea de masă, de energie și de moment. Modelarea cu CFD se rezumă la soluționarea ecuațiilor diferențiale, care trebuie rezolvate simultan.

5.4. Conservarea de masă, de energie și moment [92]

5.4.1. Conservarea de masă

Debitul de aer care părăsește zona în cauză este direct proporțional cu viteza din zona respectivă. Aerul „tratat” intră în zonă la partea superioară a încăperii și se diluează în toate zonele din încăperea, iar aerul „viciat” se evacuează tot prin zona superioară. Acest bilanț al masei de aer ce intră și iese trebuie făcut pentru fiecare zonă, iar numărul de ecuații este egal cu numărul de zone. Ecuațiile de conservare a masei implică cunoașterea atât a vitezei din zonă, cât și a vitezei din vecinătăți. În figura 5.3 se prezintă conservarea de masă între elementele vecine, în prima etapă transferul de masă de la zona 5 la 4, depinzând de conținutul de umiditate din zona 4, iar transferul de masă de la zona 4 la 3 depinzând de conținutul de umiditate al zonei 3. Același principiu se respectă și pentru zonele 3, 2 și 1.

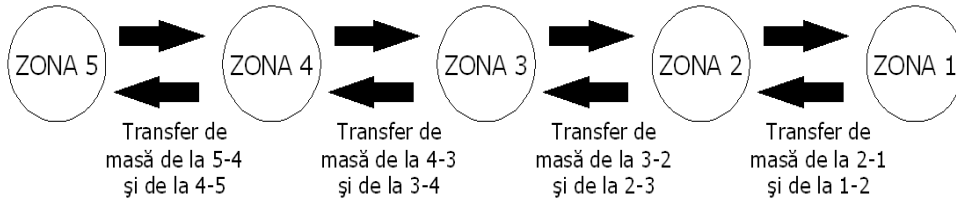


Figura 5.3 Conservarea de masă între elementele vecine

$$\frac{\partial x_{ai}}{\partial x_i} = 0 \quad , \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial x_{ai}}{\partial \tau} = \frac{q_{inf}}{\rho_i \cdot V} \cdot (x_{inf} - x_{ai}) + \frac{q_{vent}}{\rho_i \cdot V} \cdot (x_{vent} - x_{ai}) + \frac{\sum G_i}{\rho_i \cdot V} \quad , \quad (5.6)$$

unde:

- q_{inf} – debitul de aer infiltrat, [kg/h];
- V – volumul încăperii, [m³];
- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- x_{ai} – conținutul de umiditate a aerului din mediul ambiant, [kg/kg];
- x_{inf} – conținutul de umiditate a aerului infiltrat, [kg/kg];
- x_{vent} – conținutul de umiditate a aerului ventilat, [kg/kg];
- x_i – coordonate carteziene, [m];
- G_i – cantitatea degajărilor interioare de apă, [kg/h];
- q_{vent} – debitul de aer ventilat, [kg/h];
- τ – durata, [h].

5.4.2. Conservarea de energie

Bilanțul energetic, pentru o zonă ține cont de viteză dar și de temperatură, iar ecuațiile de conservare a energie vor include ca și parametrii viteza și temperatura. În figura 5.3 se prezintă transferul de energie între elementele vecine.

În prima etapă transferul de energie de la zona 5 la 4, depinzând de densitatea aerului zonei 4, iar transferul de energie de la zona 4 la 3 depinzând de densitatea aerului zonei 3. Același principiu se respectă și pentru zonele 3, 2 și 1.

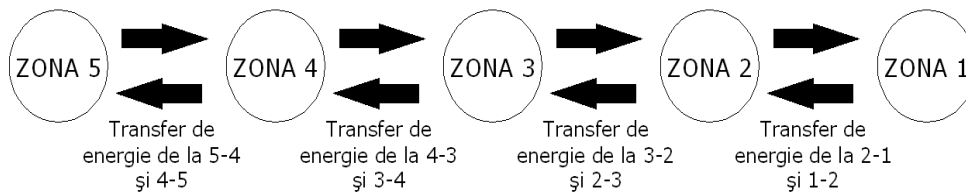


Figura 5.4 Conservarea de energie între elementele vecine

$$\frac{\partial t_z}{\partial \tau} = \frac{Ua_H}{C_{ap}} (t_i - t_z) + \frac{q_{vent} \cdot c_{pa}}{C_{ap}} (t_{vent} - t_z) + \frac{q_{inf} \cdot c_{pa}}{C_{ap}} (t_{inf} - t_z) + \sum Q_{deg} \quad , \quad (5.7)$$

unde:

- U – coeficient global de transfer a căldurii, [kJ/h·m²·°C];
- a_H – aria suprafeței de transfer de căldură, [m²];
- C_{ap} – capacitanța termică a structurii (clădirii), [kJ/K];
- C_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·K];
- t_i – temperatura aerului interior, [°C];
- t_{inf} – temperatura aerului infiltrat, [°C];
- t_{vent} – temperatura aerului ventilat, [°C];
- t_z – temperatura aerului din zona în cauză, [°C];
- Q_{deg} – degajările de căldură din încăperea, [kJ/h];
- τ – durata, [h].

5.4.3. Conservarea de moment (conservarea cantității de mișcare) [64]

Aceasta reprezintă a doua lege a lui Newton, forța este produsul dintre masă și accelerație, lege ce se aplică la fiecare zonă. Aerul ce părăsește zona cu o anumită viteză și moment produce pătrunderea aerului din zonele adiacente în zona respectivă. Toate aceste schimburi de momente trebuie să fie echilibrate cu forțele ce acționează pe anvelopa zonei. Se va ține cont și de forțele exercitate de presiunea aerului la zonele marginale ale zonei.

Ecuția bilanțului de moment pentru fiecare zonă ține cont de viteză, temperatură și presiune. Ecuțiile de conservare a momentului sunt cunoscute ca ecuațiile Navier – Stokes.

Toate ecuațiile de conservare a masei, energiei și a momentului depind de viteză, temperatură și presiune, toate ecuațiile trebuie rezolvate simultan.

$$\frac{\partial v_i}{\partial \tau} + v_j \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_i} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \cdot \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] - \beta \cdot g_i \cdot \theta, \quad (5.8)$$

unde:

- g_i – accelerația gravitațională în direcția x_i, [m/s²];
- v_i – viteza instantă a componentei în direcția x_i, [m/s];
- v_j – viteza instantă a componentei în direcția y_i, [m/s];
- x_i, y_i – coordonate carteziene, [m];
- δP – diferența de presiune instantă, [Pa];
- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- ν – vâscozitatea cinematică a aerului, [m²/s];
- θ – diferența de temperatură instantă, [°C];
- β – coeficientul volumetric de dilatare, [1/°C].

Ecuțiile (5.5÷5.8) prezentate mai sus sunt caracteristice curgerii laminare. În realitate, curgerile fluidelor sunt mișcări haotice, nestaționare cunoscute sub denumirea de turbulențe. Cele mai mari turbulențe sunt determinate de condițiile la limită ale curgerii, dimensiunea lor fiind apropiată ca ordin de mărime de domeniul în care se dezvoltă curgerea. De altfel, schimburile de căldură, de cantitate de mișcare sau de masă au loc prin aceste evoluții turbionare neregulate.

Pentru cazurile studiate încăperea a fost împărțită în 5 zone conform figurii 5.2, iar schema sinoptică care s-a luat în considerare este prezentată în figura 5.5.,

Schema ține cont de variația temperaturii exterioare, structura clădirii și de sistemul de ventilație.

Totodată s-au ținut cont de degajările de căldură de la ocupanți, cât și de la aparaturile interioare și iluminatul artificial. Degajările de umiditate ce au provenit de la ocupanți și umidificator au fost luate în calcul. În urma măsurătorilor s-au determinat temperaturile pe suprafețele delimitatoare ale încăperii cu ajutorul termografului, aceste temperaturi au fost de asemenea introduse în softul de simulare. Transferul de căldură dinspre interior spre exterior de asemenea s-a calculat ținând cont de rezistența termică a elementului, rezistența termică calculată prin introducerea elementelor componente ale acesteia.

5.5. Modelarea cazurilor studiate [93]

5.5.1. Descrierea principiului de modelare

Parametrii interiori ai aerului măsurați, temperatura și umiditatea relativă a aerului introdus au fost introduși în softul de modelare pentru determinarea variației temperaturii și umidității relative pentru cele 4 zone unde s-au efectuat și măsurările ale acestora. Durata de modelare funcție de regim a fost de la 2 la 3 ore așa cum se văd și în figurile 5.8÷5.15.

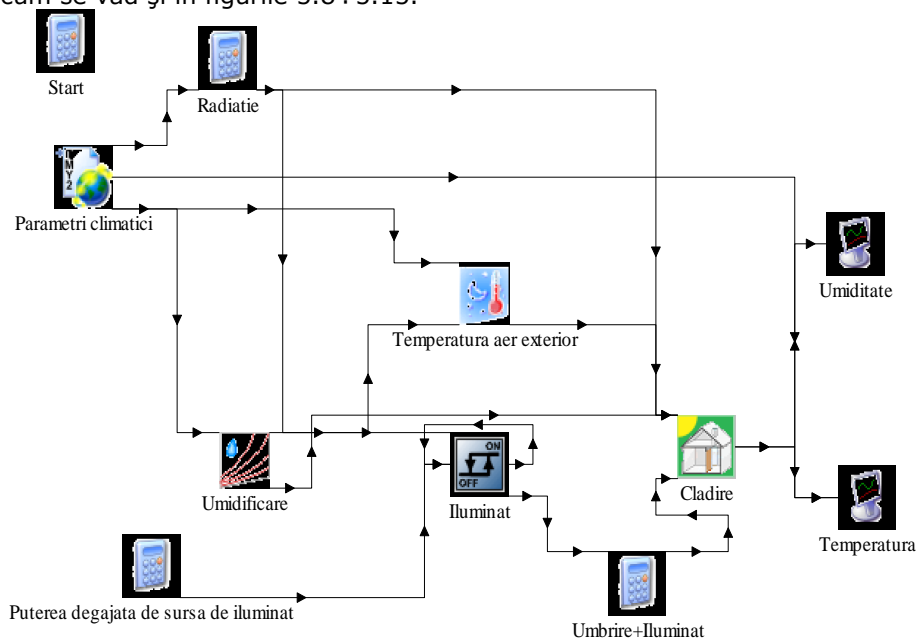


Figura 5.5 Schema sinoptică a modelului multizonal folosit pentru modelare

După cum se observă și în figura 5.5 schema sinoptică a softului de modelare ține cont de parametrii exteriori. În cazul aferent acești parametri climatici care s-au luat în calcul au fost pentru localitatea Timișoara.

Pentru modelul de multizonă s-a folosit modelul matematic tip 56 a programului de modelare TRNSYS 16.1 [92], care ține cont de echipamente de încălzire și răcire.

Modelul ține cont de transferul termic prin fereastră, modul în care radiațiile solare și radiațiile interne sunt distribuite în fiecare zonă și degajările de umiditate.

Modelul tip 56 este un model de non-echilibru geometric cu un nod aerian

pentru fiecare zonă, care reprezintă capacitatea termică a volumului de aer din zonă, capacități care sunt în strânsă legătură cu nodul de aer (mobilier de exemplu). Astfel, capacitatea de nod este o variabilă separată în plus față de volumul zonei, prezentat în figura 5.6.

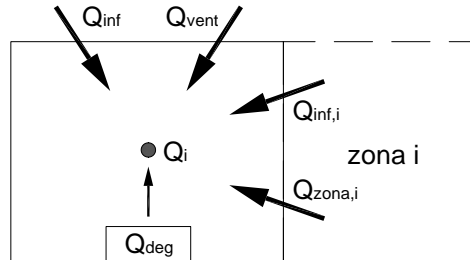


Figura 5.6 Fluxul de căldură convectiv pentru nodul de aer „i”.

5.5.2. Fluxul de căldură convectiv pentru un nod de aer

$$Q_i = Q_{inf,i} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{deg} + Q_{zona,i} \quad (5.9)$$

unde:

- Q_i – fluxul de căldură convectiv al unui nod de aer, [kJ/h];
- $Q_{inf,i}$ – fluxul de căldură al aerului infiltrat de zona i sau zona limită, [kJ/h];
- Q_{inf} – fluxul de căldură al aerului infiltrat exterior, [kJ/h];
- Q_{vent} – fluxul de căldură al aerului ventilat de centrala de aer, [kJ/h];
- Q_{deg} – degașările convective interioare de la oameni și echipamente, [kJ/h];
- $Q_{zona,i}$ – degașările convective de la zonele limită i (delimitatoare), [kJ/h].

$$Q_{inf 2} = V_z \cdot \rho_i \cdot c_{pa} \cdot (t_i - t_e) \quad (5.10)$$

$$Q_{vent} = V_z \cdot \rho_i \cdot c_{pa} \cdot (t_{ref} - t_i) \quad (5.11)$$

$$Q_{lim} = V_z \cdot \rho_i \cdot c_{pa} \cdot (t_{zona,i} - t_i) \quad (5.12)$$

unde:

- V_z – volumul zonei, [m³];
- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·K];
- t_e – temperatura aerului exterior, [°C];
- t_i – temperatura aerului interior, [°C];
- t_{ref} – temperatura de refulare, [°C];
- $t_{zona,i}$ – temperatura zonei limită, [°C].

5.5.3. Cuplarea zonelor adiacente

Prin cuplarea a mai multe zone se realizează definirea unui flux de masă al aerului de la o zonă la cealaltă zonă, considerată ca un flux de căldură de la un nod sau la celălalt nod de aer. Cuplarea zonelor adiacente nu înseamnă în mod automat întoarcerea debitului de aer din zona j în zona adiacentă i, cum s-ar produce într-un schimb de aer interzonal. Pentru a se realiza întoarcerea debitului de aer din zona j în zona i, trebuia ca zona j să fie definită ca adiacentă zonei i. Prin definirea acestor cuplări programul poate să genereze fluxul de masă pentru modelul simulat. Acest

transfer de masă este prezentat în figura 5.3, iar pentru fluxul de energie în figura 5.4, fiind valabil același principiu.

5.5.4. Fluxul termic radiant în nodul peretelui de referință considerat

Fluxul termic considerat în nodul peretelui de referință din figura 5.7 se poate defini cu ecuația:

$$Q_{rp} = Q_{rad} + Q_{sol} + Q_{pri} + Q_{prad} \quad (5.13)$$

unde:

- Q_{rp} – fluxul termic radiant în nodul peretelui de referință considerat, [kJ/h] ;
- Q_{rad} – fluxul termic radiant primit de la pereții încăperii, [kJ/h];
- Q_{sol} – fluxul termic ce traversează suprafața geamului și este absorbit de suprafața pereților, [kJ/h] ;
- Q_{pri} – fluxul termic de radiație schimbat între peretele de referință și ceilalți pereți, [kJ/h] ;
- Q_{prad} – Fluxul termic primit de peretele de referință considerat, [kJ/h].

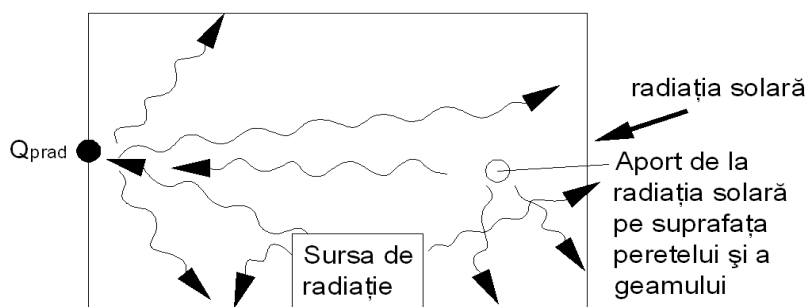


Figura 5.7 Fluxul termic de la energia solară și surse radiante într-o încăpere radiantă pe peretele opus concentrat într-un nod de temperatură.

5.5.5. Calculul rezistenței termice [87]

Rezistența termică a elementului de construcție se determină cu relația:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \quad (5.14)$$

unde:

- R – Rezistența termică a elementului de construcție, [m²·K/W];
- α_e – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele exterioare ale elementelor de construcții, [W/m²·K];
- α_i – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele interioare ale elementelor de construcții, [W/m²·K];
- δ – grosimea straturilor luate în considerare, [m];
- λ – conductivitatea termică a materialului din care este alcătuit stratul respectiv, [W/m·K].

În programul de simulare valoarea lui $\alpha_i = 7,6$ [W/m²·K], iar pentru $\alpha_e = 25$ [W/m²·K] funcție de care au fost calculate rezistențele termice ale elementelor delimitatoare ale încăperii. Totodată în modelare geamurile au fost considerate geamuri duble.

5.5.6. Fluxul termic unitar

Fluxul termic unitar total la suprafața peretelui într-un nod este dat de ecuația:

$$q_{ft} = q_{fc} + q_{fr} + q_{rs} + q_{sup} \quad (5.15)$$

$$q_{fc} = \alpha_e \cdot (t_i - t_{se}) \quad (5.16)$$

$$q_{fr} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (t_{se}^4 - t_{fs}^4) \quad (5.17)$$

$$T_{fs} = (1 - f_s) \cdot t_i + f_s \cdot t_{fs} \quad (5.18)$$

unde:

- t_{se} – temperatura pe suprafața exterioară a peretelui, [°C];
- t_{fs} – temperatura exterioară ce ține cont de radiația difuză, [°C];
- α_e – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele exterioare ale elementelor de construcții, [W/m²·K];
- constanta lui Stefan- Boltzmann, [W/m²·K⁴];
- ε_i – emisivitatea suprafeței exterioare a undelor lungi, [-];
- f_s – factor ce ține cont de umbrirea suprafeței exterioare atât pentru suprafețe verticale, cât și pentru suprafețe orizontale, [-];
- q_{ft} – fluxul termic radiant și convectiv combinat la suprafață, [W/m²];
- q_{fc} – fluxul termic convectiv la suprafață, [W/m²];
- q_{fr} – fluxul termic radiant la suprafață, [W/m²];
- q_{rs} – fluxul termic radiant absorbit de suprafața interioară de la radiația solară și surse radiante interioare, [W/m²];
- q_{sup} – fluxul de energie termic de la suprafețe radiante, [W/m²].

5.5.7. Infiltrarea aerului și debitul de aer ventilat

Infiltrarea aerului și debitul de aer ventilat sunt exprimați în termeni de schimburi orare în încăpere. Debitul de aer vehiculat este produsul dintre volumul încăperii, densitatea aerului și numărul de schimburi orare.

Fluxul termic pentru încăpere atât pentru infiltrare, cât și pentru ventilare se pot determina cu relațiile:

$$Q_{inf,i} = q_{inf} \cdot c_{pa} \cdot (t_i - t_{inf}) \quad (5.19)$$

$$Q_{vent,i} = q_{vent} \cdot c_{pa} \cdot (t_{ref} - t_i) \quad (5.20)$$

unde:

- q_{inf} – debitul de aer infiltrat, [kg/h];
- q_{vent} – debitul de aer ventilat, [kg/h];
- t_{ref} – temperatura de refulare, [°C].

5.5.8. Umidificarea aerului din încăperea (zona i)

La ecuația diferențială pentru calculul umidității unei zone s-a adăugat un termen, care ia în considerare schimbul de umiditate între nodul considerat și rezervorul de umidificare.

$$M_{aer} \cdot \frac{d\varphi_i}{d\tau} = q_{inf} \cdot (\varphi_a - \varphi_{z,i}) + q_{vent} \cdot (\varphi_{vent} - \varphi_{z,i}) + G_i + G_{dif} \cdot (\varphi_j - \varphi_{z,i}) + \beta_{surf} \cdot (\varphi_{surf} - \varphi_{z,i}) \quad (5.21)$$

unde:

- z_i – umiditatea relativă a zonei i, [%];
- i – umiditatea relativă a mediului ambiant, [%];
- vent – umiditatea relativă a aerului refulat, [%];
- j – umiditatea relativă a zonei adiacente j, [%];
- surf – umiditatea relativă la suprafața rezervorului, [%];
- G_i – cantitatea degajărilor interioare de apă, [kg/h];
- M_{aer} – Cantitatea de aer în zona studiată, [kg];
- G_{dif} – debitul masic al vaporilor de apă care intră în zona i prin difuzie, [kg/h];
- surf – coeficient de transfer între încăperea și vaporii din rezervor, [kg/h].

În figurile de la 5.8 până la 5.15 se prezintă graficele distribuției pe nivele atât a temperaturii, cât și a umidității relative pentru cele 4 cazuri măsurate din capitolului 4. Măsurătorile s-au făcut pentru un regim de curgere asimilat ca laminar.

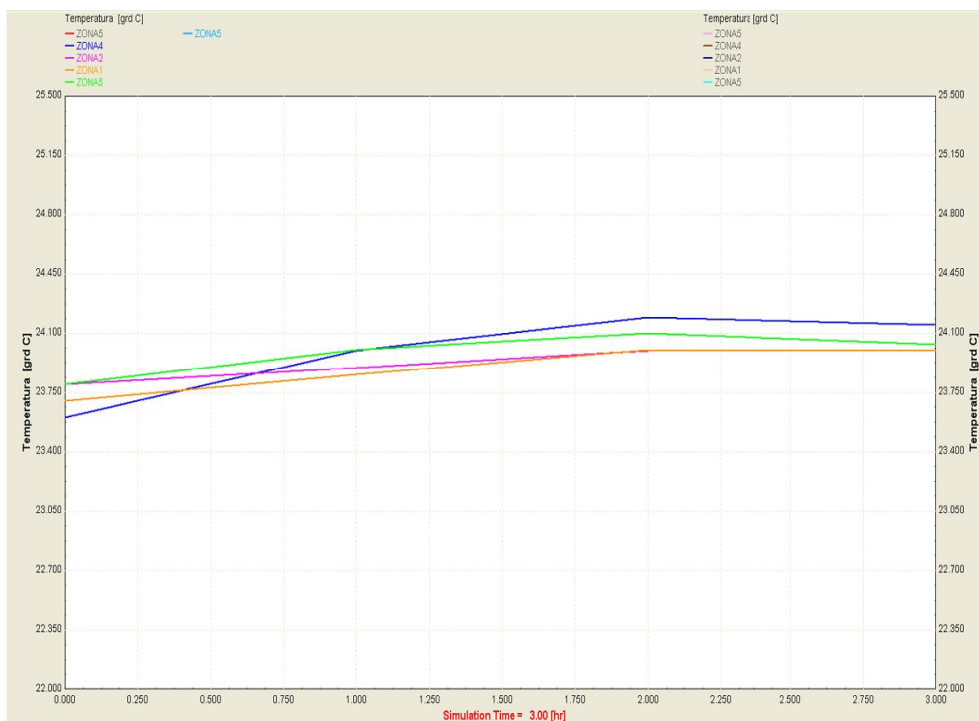


Figura 5.8 Distribuția temperaturii pentru regimul VMP1CO24-20

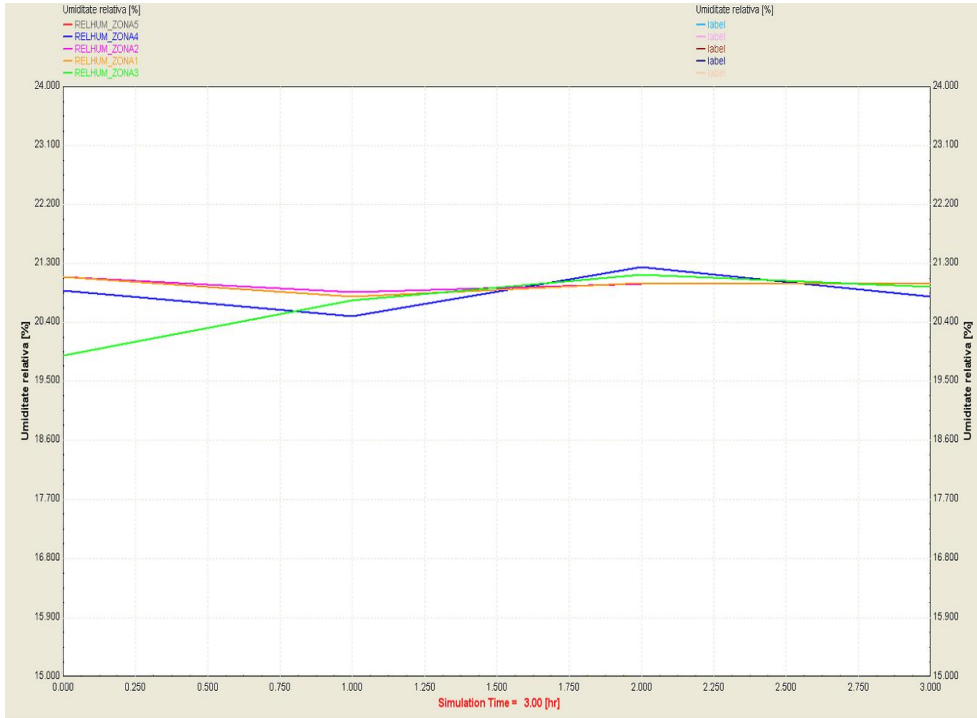


Figura 5.9 Distribuția umidității relative pentru regimul VMP1CO24-20

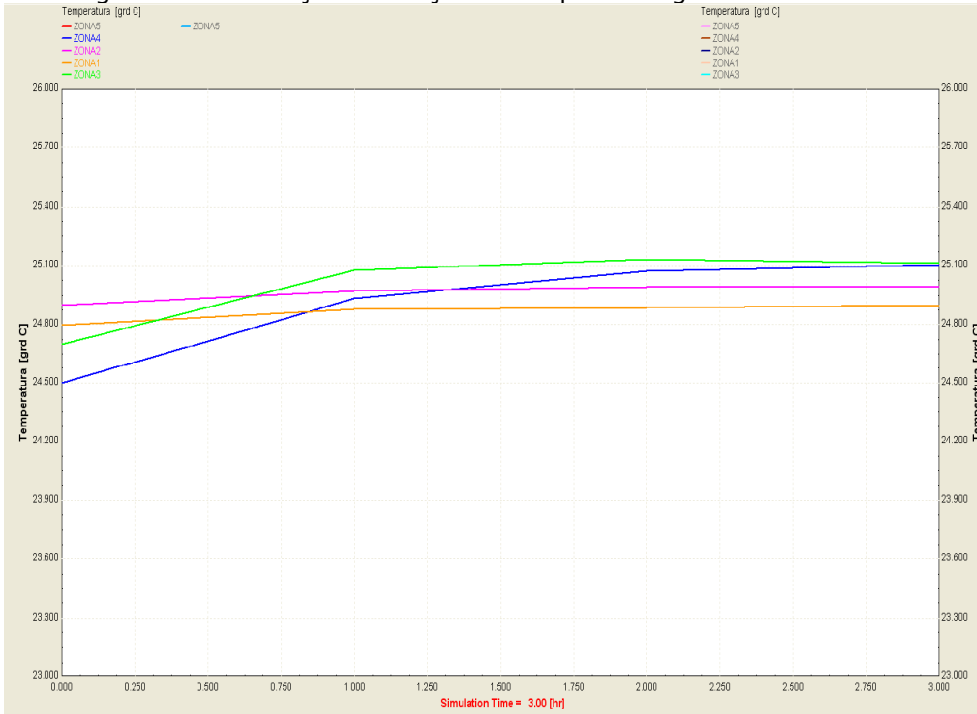


Figura 5.10 Distribuția temperaturii pentru regimul VMRECCO24-20

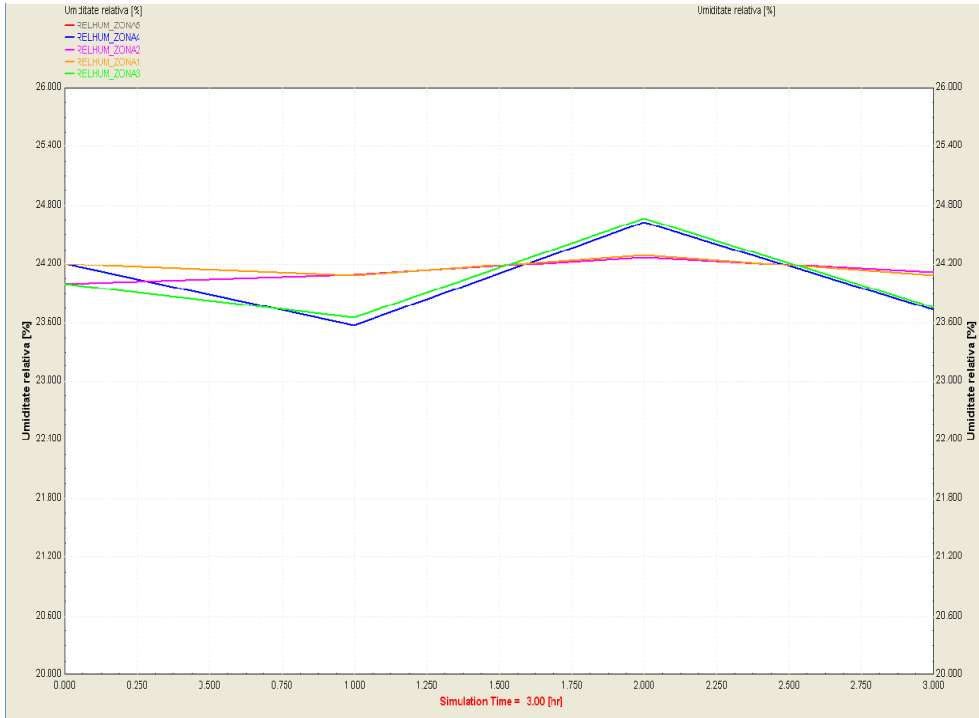


Figura 5.11 Distribuția umidității relative pentru regimul VMRECCO24-20



Figura 5.12 Distribuția temperaturii pentru regimul CSCO27-20

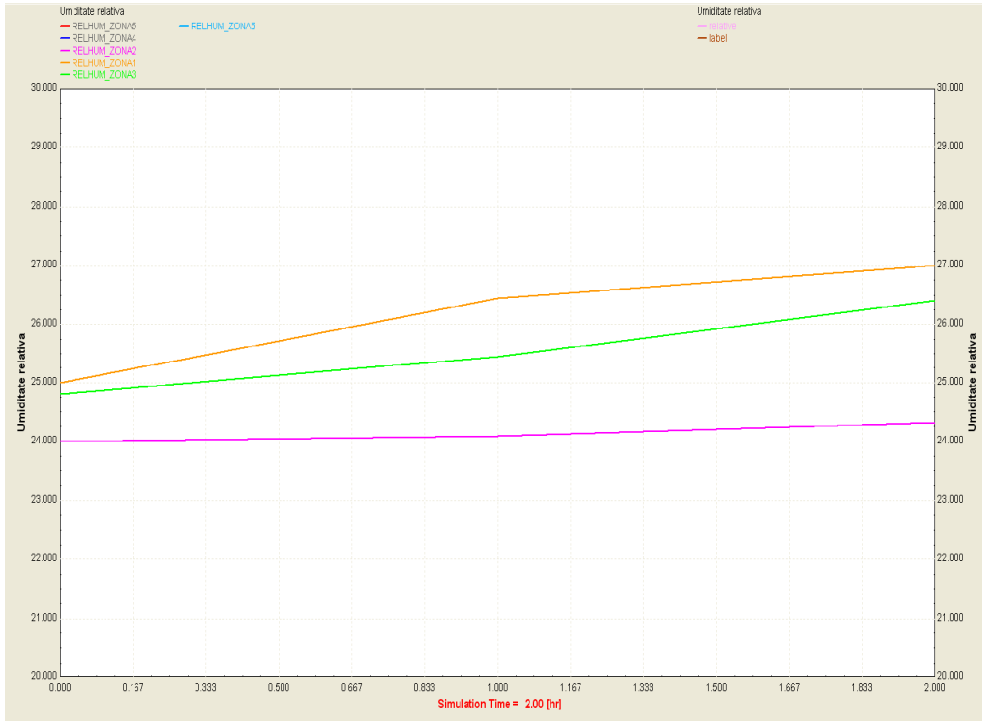


Figura 5.13 Distribuția umidității relative pentru regimul CSC027-20

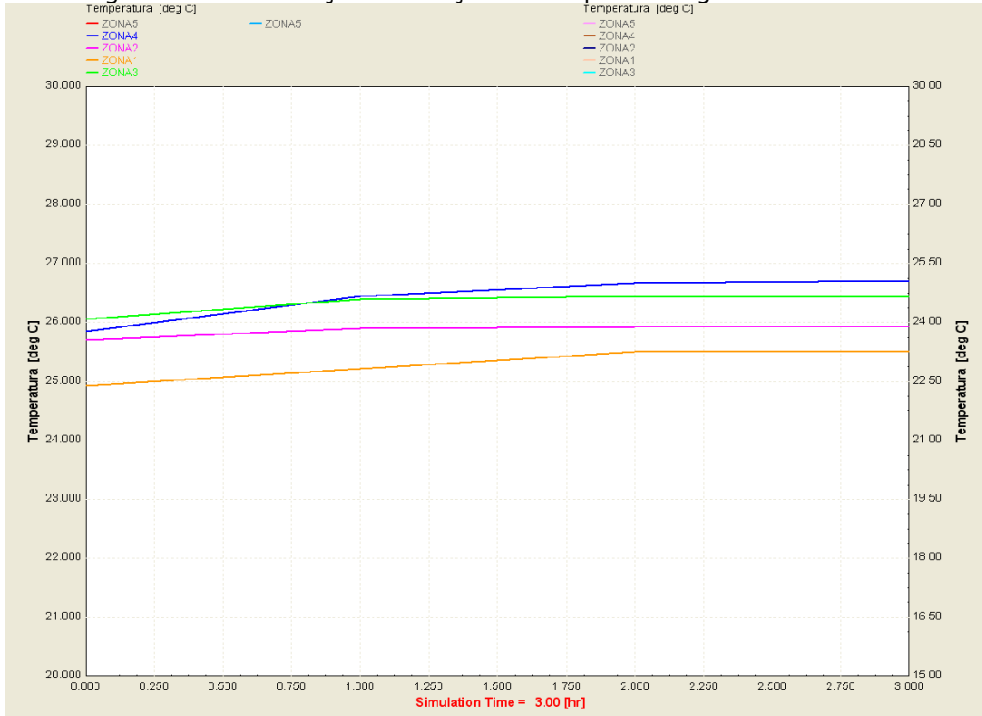


Figura 5.14 Distribuția temperaturii pentru regimul SCVMP2CO23-20

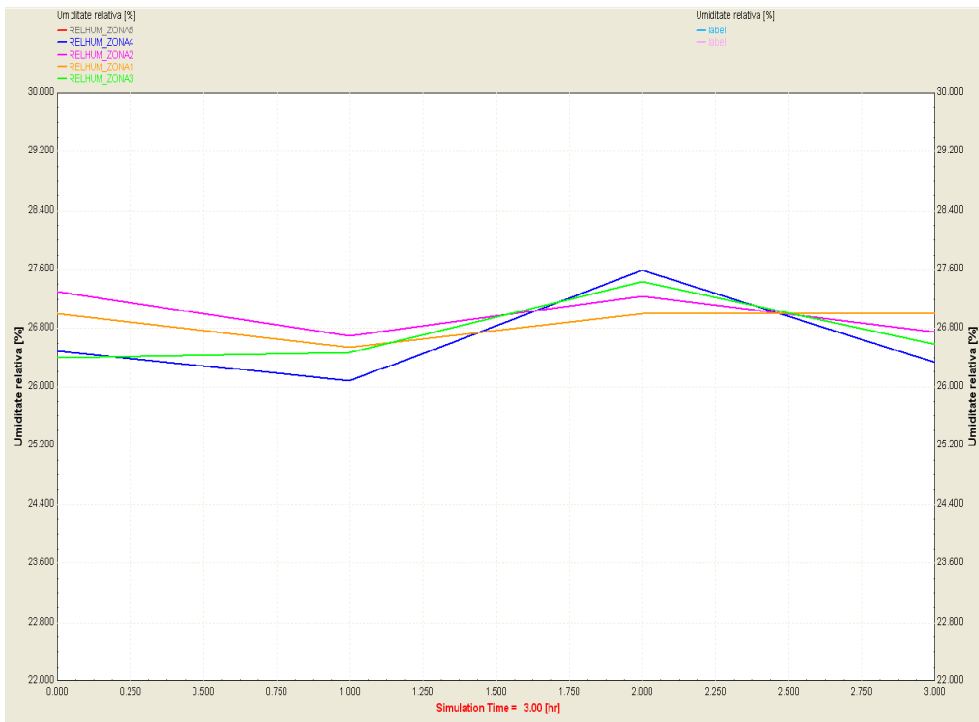


Figura 5.15 Distribuția umidității relative pentru regimul SCVMP2CO23-20

6. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI METODE DE CALCUL

6.1. Etape pentru determinarea lui PPD funcție de clo și PMV (descriere etape)

Valoarea lui PPD se poate calcula sau determina funcție de PMV conform standardelor [78,83], prin metoda analitică sau prin estimare. O altă metodă restrictivă în funcție de valorile măsurate în cadrul standului experimental pentru obținerea valorilor lui PMV și a lui PPD funcție de [clo] și temperatura interioară.

6.1.1. Determinarea PPD funcție de PMV prin estimare

În cadrul standardului [78], anexa Appendix E este un formular conceput pentru evaluarea senzației de confort de către ocupanți prin valorile din tabelul 4.4. În această anexă este luată în considerare rezistența termică a îmbrăcăminții, genul persoanei și activitatea depusă.

În funcție de valoarea percepută de ocupant cu privire la senzația de confort prezentat în tabelul 1.7, se determină din figura 6.1 valoarea lui PPD.

Această metodă este rapidă, dar este limitată din punct de vedere al preciziei.

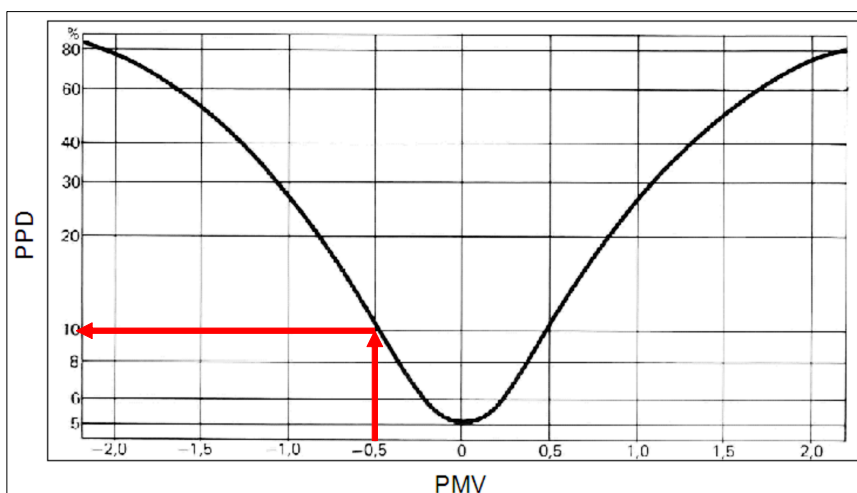


Figura 6.1 Determinarea PPD funcție de PMV din grafic, [74].

6.1.2. Determinarea PPD funcție de PMV analitic

Pentru determinarea PMV analitic trebuie să se cunoască toți parametrii, atât cei mășurați cât și cei calculați, care intervin în calculul ecuațiilor de la 1.57 la 1.60, definiți în subcapitolul 1.10.1. Valoarea lui PMV se obține în urma iterațiilor

succesive, iar valoarea lui PPD se determină pe baza ecuației 1.61 definită în subcapitolul 1.10.2.

6.1.3. Determinarea PPD funcție de I_h [clo] și PMV [nomogramă originală]

Construirea nomogramei pentru determinarea PPD se face în funcție de valorile rezistenței termice [clo] și PMV. Pentru obținerea unui punct al unui regim în nomograma clo-PMV, în funcție de valoarea lui clo calculat la o anumită valoare și prin iterații folosind ecuațiile analitice de la 1.57 la 1.60 s-au determinat valorile lui PMV și PPD. Valorile parametrilor înlocuiți în formula analitică a lui PMV, sunt valorile medii pe întreaga durată a măsurătorii, iar activitatea depusă se consideră de asemenea constantă pe toată durata.

Curbele din figura 6.2 sunt construite pentru regimurile măsurate în laborator, pentru care au fost impuse temperatura și umiditatea relativă. În urma măsurării parametrilor interiori ai aerului ($t_i, \phi_i, t_{g_i}, v_{ia}$), ai activității depuse (met) și prin incrementarea rezistenței îmbrăcăminții (clo) cu pas de 0,1 în domeniul de la 0,2 la 2, s-au calculat valorile lui PMV prin iterații succesive și astfel au fost poziționate toate punctele rezultate în nomogramă. Pe baza acestor puncte obținute s-a construit curba pentru regimul respectiv. Totodată s-au trasat dreptele orizontale constante PMV-PPD.

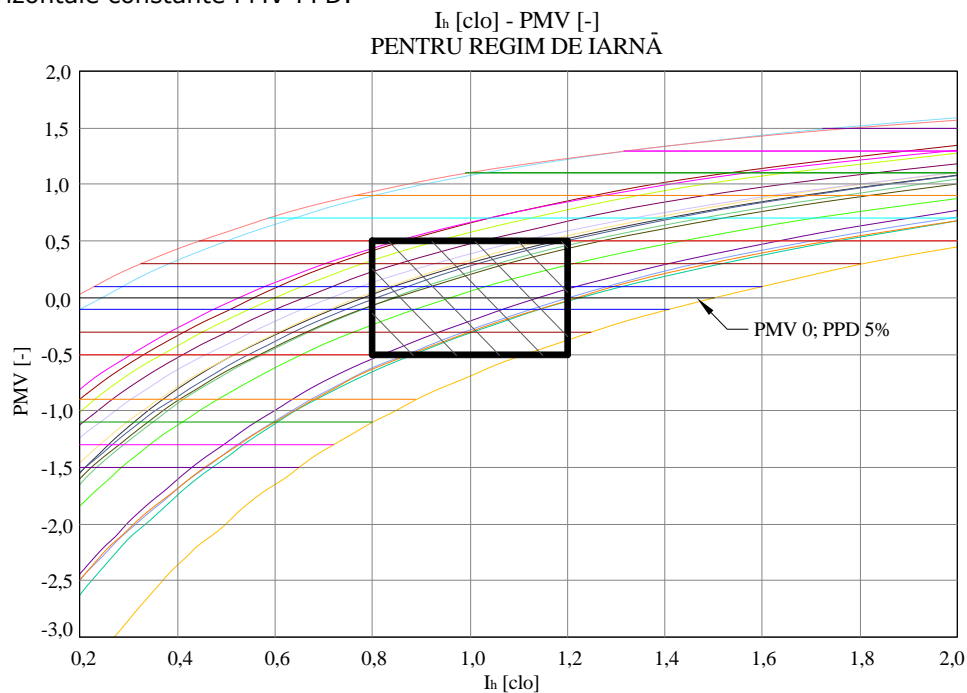


Figura 6.2 (Anexa B) Determinarea grafică a lui PPD funcție de I_h [clo] și PMV

În tabelul 6.1 și 6.2 se prezintă legenda pe culori a curbelor respectiv dreptelor din figura 6.2 și totodată valorile și parametrii acestora.

Pentru valoarea lui PMV impusă s-a calculat media aritmetică a rezistenței îmbrăcăminții [clo] la toate regimurile, rezultând clo mediu. În funcție de valoarea

lui PMV și $[\text{clo}]$ mediat s-au trasat punctele în nomogramă, iar prin unirea acestora a rezultat curba mediată.

Tabelul 6.1 Valorile parametrice ale curbelor din figura 6.2

	t_i [°C]	t_{mr} [°C]	v_{ia} [m/s]	ϕ_i [%]
—	27,44	26,37	0,05	25,72
—	26,02	25,78	0,09	33,20
—	24,94	24,63	0,10	34,52
—	24,72	24,03	0,11	49,11
—	24,50	24,36	0,14	40,87
—	24,15	24,33	0,13	30,78
—	24,00	24,00	0,11	21,00
—	23,53	23,53	0,14	34,66
—	22,80	22,49	0,08	40,23
—	23,07	22,30	0,08	30,78
—	22,38	22,04	0,10	47,46
—	Curba mediată			
—	23,38	23,10	0,11	34,34
—	22,65	21,90	0,07	18,36
—	20,51	20,19	0,09	50,45
—	20,87	20,62	0,14	32,08
—	20,68	20,62	0,14	41,38
—	21,23	21,20	0,18	21,33
—	18,12	18,07	0,06	49,57

Tabelul 6.2 Valoarea lui PPD pentru valori stabilite ale lui PMV din figura 6.2

	PMV [-]	PPD[%]	PMV [-]	PPD[%]
—	0	5		
—	-0,1	5,21	0,1	5,21
—	-0,3	6,87	0,3	6,87
—	-0,5	10,23	0,5	10,23
—	-0,7	15,31	0,7	15,31
—	-0,9	22,10	0,9	22,10
—	-1,1	30,51	1,1	30,51
—	-1,3	40,27	1,3	40,27
—	-1,5	50,90	1,5	50,90

6.2. Determinarea rezistenței termice a îmbrăcămînții

Conform [83], rezistențele termice pentru îmbrăcăminte atât pentru genul feminin, cât și pentru cel masculin sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3 Izolația termică a articolelor de îmbrăcăminte, [78]

Descrierea îmbrăcăminții	I _h [clo]	Descrierea îmbrăcăminții	I _h [clo]
Lenjerie de corp		Sacou cu două rânduri de nasturi (gros)	0,48
Sutien	0,01	Pantaloni și șalopetă	
Lenjerie intimă	0,03	Pantaloni scurți	0,06
Maieu	0,04	Pantaloni scurți până la genunchi	0,08
Tricou	0,08	Pantaloni drepți (subțiri)	0,15
Combinezon	0,14	Pantaloni drepți (groși)	0,24
Jupon	0,15	Pantaloni de training	0,28
Izmene	0,16	Pantaloni - șalopetă /Pantaloni de lucru	0,30
Bluză subțire	0,20	Șalopetă	0,49
Încălțăminte		Rochii și fuste	
Șosete până la gleznă	0,02	Fustă (subțire)	0,14
Ciorap de nylon	0,02	Fustă (groasă)	0,23
Sandale/păpuci	0,02	Bluză fără mâneci decoltată (subțire)	0,23
Pantofi	0,02	Bluză fără mâneci decoltată (groasă), de exemplu vestă	0,27
Șlapi	0,03	Rochie tip cămașă cu mânecă scurtă (subțire)	0,33
Șosete scurte subțiri	0,03	Rochie tip cămașă cu mânecă scurtă (groasă)	0,47
Șosete scurte groase	0,06	Jerseu și pulover	
Cizme/ghete	0,10	Jerseu fără mânecă (subțire)	0,13
Tricouri și bluze		Jerseu fără mânecă (groasă)	0,22
Vestă fără mâneci	0,13	Pulover subțire	0,25
Tricou cu mânecă scurtă sport	0,17	Pulover gros	0,36
Cămașă subțire cu mânecă scurtă	0,19	Pijamale, cămăși de noapte și robe	
Cămașă subțire cu mânecă lungă	0,25	Rochie scurtă fără mâneci (subțire)	0,18
Cămașă groasă cu mânecă lungă	0,34	Rochie lungă fără mâneci (subțire)	0,20
Bluză cu mânecă lungă	0,34	Halat cu mânecă scurtă de spital	0,31
Sacouri și veste		Halat cu mânecă scurtă (subțire)	0,34
Vestă fără mâneci (subțire)	0,10	Pijama cu mânecă scurtă (subțire)	0,42
Vestă fără mâneci (groasă)	0,17	Rochie lungă cu mâneca lungă (groasă)	0,46
Sacou cu un singur rând de nasturi (subțire)	0,36	Rochie scurtă cu mâneca lungă (groasă)	0,48
Sacou cu un singur rând de nasturi (gros)	0,42	Pijama cu mânecă lungă (groasă)	0,57
Sacou cu două rânduri de nasturi (subțire)	0,44	Halat lung cu mâneca lungă (gros)	0,69

Astfel conform tabelului 6.3 prin însumarea articolelor de îmbrăcăminte se obține rezistența termică a articolelor purtate de ocupant. Nu s-a ținut cont de rezistența termică a scaunului.

6.3. Trasarea curbei clo-PMV pentru determinarea lui PPD pentru un regim măsurat

Pentru construirea unei curbe, dintre cele prezentate în figura 6.2, s-au făcut următorii pași:

- Pentru regimul de măsurare se determină valorile parametrilor t_i , t_{mr} , v_{ia} , ϕ_i , se calculează rezistența termică a îmbrăcămintii (clo) și se estimează activitatea depusă de ocupanți. Aceste valori sunt prezentate în tabelul 6.4.
- Cu acești parametri cunoscuți, prin metoda analitică se determină valorile lui PMV și PPD prin incrementarea lui clo prezentat în tabelul 6.5.

Cunoscând clo și PMV se construiește curba clo-PMV din figura 6.3, prin unirea punctelor din tabelul 6.5.

Tabel 6.4 Parametrii introduși pentru regimul de măsurare studiat

Parametri introduși	Valori introduse
Rezistența termică [clo]	1,00
Temperatura aerului interior [°C]	18,12
Temperatura medie radiantă [°C]	18,07
Activitatea depusă [met]	1,20
Viteza aerului interior [m/s]	0,06
Umiditatea relativă [%]	49,57

Tabel 6.5 Valorile lui PMV și PPD determinate prin metoda analitică, atunci când valoarea lui clo este incrementată

Nr. crt.	I_h [clo]	PMV [-]	PPD [%]	Nr. crt.	I_h [clo]	PMV [-]	PPD [%]
1	0,27	-3	99,1	19	0,76	-1,2	35,2
2	0,29	-2,9	98,6	20	0,8	-1,1	30,5
3	0,31	-2,8	97,8	21	0,85	-1	26,1
4	0,33	-2,7	96,7	22	0,89	-0,9	22,1
5	0,35	-2,6	95,3	23	0,94	-0,8	18,5
6	0,37	-2,5	93,4	24	1	-0,7	15,3
7	0,39	-2,4	91,1	25	1,05	-0,6	12,5
8	0,42	-2,3	88,3	26	1,11	-0,5	10,2
9	0,44	-2,2	84,9	27	1,18	-0,4	8,3
10	0,47	-2,1	81,1	28	1,25	-0,3	6,9
11	0,5	-2	76,8	29	1,32	-0,2	5,8
12	0,52	-1,9	72,1	30	1,41	-0,1	5,2
13	0,55	-1,8	67	31	1,5	0	5
14	0,58	-1,7	61,8	32	1,6	0,1	5,2
15	0,62	-1,6	56,3	33	1,7	0,2	5,8
16	0,65	-1,5	50,9	34	1,8	0,3	6,9
17	0,68	-1,4	45,5	35	1,93	0,4	8,3
18	0,72	-1,3	40,3	36	1,93	0,4	8,3

Pentru trasarea curbelor din celelalte regimuri măsurate s-a procedat idem cu metodologia prezentată în subcapitolul 6.3.

Domeniul uzual a rezistenței termice a îmbrăcăminții (clo) pentru perioada de iarnă este cuprins între 0,8 și 1,2, iar pentru ca ocupantul din încăperea să se afle în zona de stare neutră conform [74], PMV trebuie să fie cuprins între -0,5 și +0,5. În figura 6.2 se prezintă hașurat această zonă.

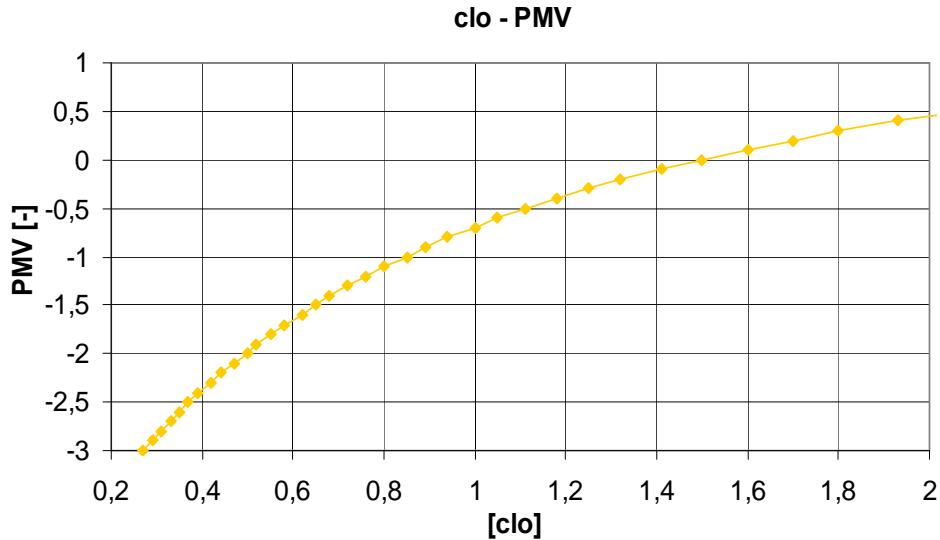


Figura 6.3 Trasarea curbei [clo] și PMV pentru determinarea lui PPD

După ce se calculează rezistența termică a îmbrăcăminții (clo) și dacă parametrii citiți ai aerului interior se încadrează în domeniile curbelor din figura 6.2, se poziționează punctul în nomogramă. Punctul poziționat este în funcție de temperatura interioară a acestuia, în situația în care parametrii sunt similari cu cei ai curbelor din nomogramă, iar prin iterație se determină distanța față de curbele între care se încadrează. Odată punctul poziționat se identifică dreapta de PMV orizontală față de care punctul este mai apropiat. Se măsoară distanța punctului față de respectiva dreaptă de PMV prin citire și se măsoară distanța dintre cele două drepte de PMV între care se situează punctul. Astfel prin interpolare liniară se determină valoarea lui PMV și implicit PPD. După citirea punctului din diagramă a valorii lui PPD acesta se va compara cu valoarea rezultată din metoda analitică de calcul al lui PMV-PPD menționat la subcapitolul 6.1.2.

6.4. Exemplu de utilizare al diagramei

Parametri interiori ai aerului mășurați sunt:

$t_i = 23 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $t_g = 22,45 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $v_{ia} = 0,1 \text{ m/s}$;
 $\phi_i = 30 \text{ \%}$.

Temperatura medie radiantă pentru convecție forțată se determină conform relației (4.8):

$$t_{mr} = [(t_g + 273)^4 + 2,5 \cdot 10^8 \cdot v_{ia}^{0,6} \cdot (t_g - t_i)]^{\frac{1}{4}} - 273 = 22,05 \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (6.1)$$

Rezistența termică a ținutei ocupantului, pentru exemplul dat, este calculată în tabelul 6.6. Poziția punctului rezultat este prezentat în figura 6.4.

Tabelul 6.6 Rezistențele termice totale ale articolelor de îmbrăcăminte purtate de ocupanți pentru exemplul dat

Gen Nr. crt.	Masculin		Feminin	
	Denumire	I _h [clo]	Denumire	I _h [clo]
1	Lenjerie intimă	0,03	Sutien	0,01
2	Șosete scurte groase	0,06	Lenjerie intimă	0,03
3	Ghete	0,10	Ciorapi de nylon	0,02
4	Pantaloni drepți groși (blugi)	0,24	Cizme	0,1
5	Tricou subțire cu mânecă scurtă	0,25	Pantaloni drepți groși (blugi)	0,24
6	Pulovăr gros	0,36	Bluză cu mânecă lungă	0,34
			Pulovăr subțire	0,25
Total		1,04		0,99

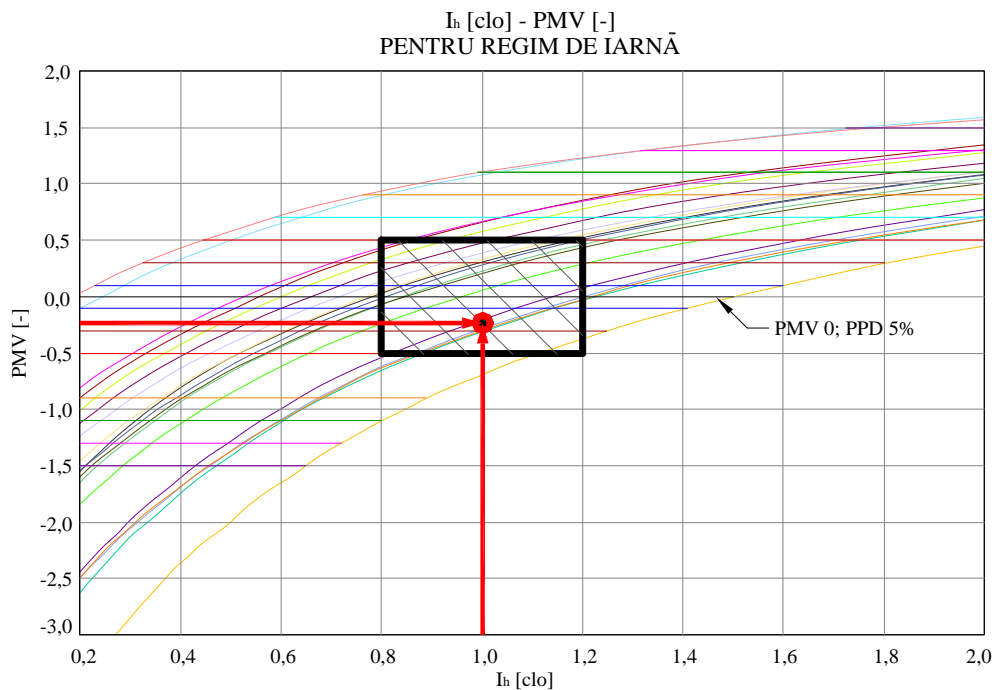


Figura 6.4 Determinarea grafică a lui PPD funcție de clo și PMV pentru punctul din exemplu

În figura 6.5 se prezintă la scară mărită poziția punctului, fiind situat între curbele rezultate din măsurători, notate cu 3 și 4. Prin citire se determină distanța de la punctul respectiv până la dreapta de PMV constant, în cazul de față dreapta PMV cu valoarea de 0,3 și PPD 6,87% și se citește distanța dintre cele două drepte PMV între care este situat punctul. Prin metoda de trei simplă se determină valoarea lui PMV pentru punctul dat din exemplu.

$$\Delta PMV = 0,3 - 0,1 = 0,2$$

$$\begin{array}{l} 6 \text{ mm} \dots\dots\dots 0,2 \\ 5,5 \text{ mm} \dots\dots\dots x \end{array}$$

$$x = \frac{5,5 \cdot 0,2}{6} = 0,1834$$

Astfel PMV_x rezultă:

$$PMV_x = 0,3 - 0,1834 = 0,117$$

$$\Delta PPD = 6,87 - 5,21 = 1,66$$

$$\begin{array}{l} 6 \text{ mm} \dots\dots\dots 1,66 \\ 5,5 \text{ mm} \dots\dots\dots x \end{array}$$

$$x = \frac{5,5 \cdot 1,66}{6} = 1,521$$

Astfel PPD_x rezultă:

$$PPD_x = 6,87 - 1,521 = 5,34$$

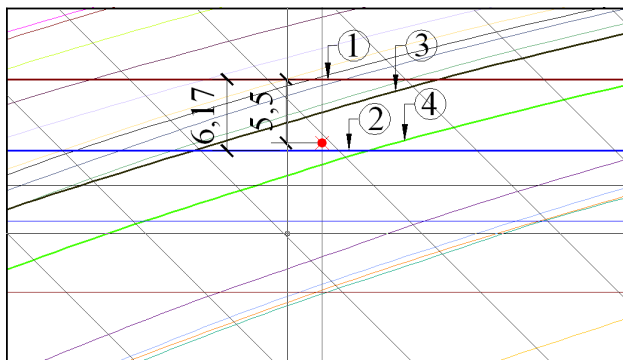


Figura 6.5 Detaliu pentru punctul măsurat în exemplul de mai sus

Legendă:

- 1 – dreapta orizontală PMV 0,1; PPD 5,21% ;
- 2 – dreapta orizontală PMV 0,3; PPD 6,87% ;
- 3 – curba 23,07 °C; 22,30 °C; 0,08 m/s; 30,78 % ;
- 4 – curba 22,65 °C; 21,90 °C; 0,07 m/s; 18,36 % .

Pentru varianta analitică, unde s-au introdus aceiași parametri ai aerului interior, în urma a șapte iterații au rezultat valorile lui PMV și PPD conform tabelului

6.7. În tabelul 6.8 se prezintă centralizat valorile citite și calculate ale lui PMV și PPD rezultate în urma celor două metode și eroarea rezultată. În figura 6.6 se prezintă poziția punctului pe curba PMV-PPD.

Se observă că valoarea procentuală a erorii al lui PPD în urma citirii din diagramă este de 2,43 %, valoare ce se încadrează în valorile admisibile.

Tabel 6.7 Parametrii introduși în programul de calcul analitic

Parametri introduși	Valori introduse
Rezistența termică [clo]	1,00
Temperatura aerului interior [°C]	23,00
Temperatura medie radiantă [°C]	22,05
Activitatea depusă [met]	1,20
Viteza aerului interior [m/s]	0,10
Umiditatea relativă [%]	30,00
Parametri rezultați	Valori rezultate
Temperatura operativă [°C]	22,525
PMV [-]	0,1
PPD [%]	5,21

Valoarea erorii între cele două metode se calculează cu relația (6.2):

$$\varepsilon = \frac{PPD_{(citire)} - PPD_{(calcul)}}{PPD_{(maxim)}} \cdot 100 = \frac{5,34 - 5,21}{5,34} \cdot 100 = 2,43 \% \quad (6.2)$$

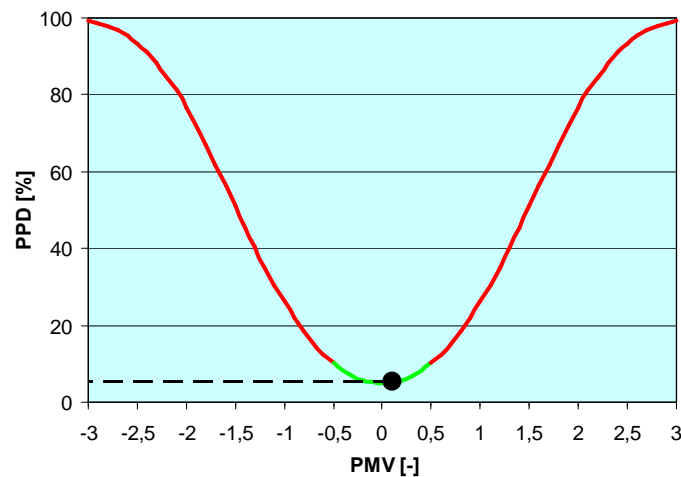


Figura 6.6 Punctul din exemplu pe curba PMV-PPD rezultat din calculul analitic

Tabel 6.8 Centralizator PMV și PPD pentru cele două metode

Citire		Calcul		Eroare ε PPD	
PMV [-]	PPD [%]	PMV [-]	PPD [%]	Diferență	[%]
0,117	5,34	0,1	5,21	0,13	2,50

7. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1. Concluzii generale

Cercetările efectuate în teză au avut ca obiect studiul parametrilor și a senzației de confort din spațiile de învățământ, autorul propunându-și să soluționeze probleme legate de confortul ambiental prin optimizarea funcționării instalației de încălzire cu aer cald și cu convertizor de frecvență și modul de reglaj calitativ, cât și cu radiatoare (corpuri statice). În cazul de față, spațiul folosit pentru măsurători a fost laboratorul din cadrul Facultății de Construcții, dar totodată pe acesta s-a efectuat și modelarea valorilor măsurate.

Asigurarea condițiilor de confort și de calitate a aerului în ambianțe artificiale concentrează eforturile a multor cercetători pe plan mondial [55,57]. Aceasta, pe de o parte pentru că o ambianță de calitate oferă condiții optime de muncă cu eficiență și productivitate mare [66,67], dar și regenerarea a capacității de muncă prin odihnă și recreare, iar pe de altă parte reprezintă factorul principal în bilanțul energetic al clădirilor. În lucrare au fost evidențiați factorii ce contribuie la realizarea confortului termic, calității a aerului și ponderea lor în confortul global.

Deși există încă puncte slabe sau divergente în cunoașterea efectelor microclimei asupra activității umane, un lucru este unanim recunoscut și anume obligativitatea respectării "performanțelor măsurabile": temperatură, umiditate relativă, viteza curenților de aer, nivelul de zgomot, puritatea aerului etc., adică parametrii de confort.

Cercetările efectuate sunt axate pe stabilirea condițiilor necesare ce răspund, optimal sau acceptabil, realizării calității termice a unei ambianțe, având în vedere implicațiile energetice în raport cu efectele fiziologice asupra organismului uman cu referire directă asupra eficienței acestuia.

Legătura dintre microclimatul dintr-o încăpere și instalația de încălzire care îl deservește este menținută printr-un reglaj adecvat, reglaj care depinde atât de sursa de căldură (sistemul de termoficare a clădirii), de sistemul de reglaj calitativ format din pompă și vană cu trei căi legată pe bateria de încălzire a centralei de aer, cât și de inerția termică a clădirii.

Măsurătorile s-au efectuat din luna ianuarie până în luna aprilie 2010, constând în determinarea temperaturii interioare și umidității relative a aerului (măsurate pe 4 nivele și în cinci puncte de măsură pe nivel), temperatura globului negru, viteza aerului din încăpere, viteza aerului în tubulatură și anemostat, temperatura pe suprafețele delimitatoare ale elementelor de construcție, precum și temperatura și umiditatea relativă exterioară.

Funcție de parametrii ce intervin în calculul senzației de confort măsurată (temperatura interioară, umiditatea relativă interioară, viteza din încăpere și temperatura globului negru), s-au determinat indicatorii senzației termice, adică procentul mediu previzibil (PMV) și procentul de persoane nemulțumite (PPD).

În urma experimentărilor din laborator s-a observat că dacă printr-un radiator se scade debitul de agent termic cu 10%, atunci fluxul de căldură cedat scade cu 2%, la o temperatură de funcționare constantă.

Conceptul de funcționare cu debit variabil necesită controlul debitului de aer refulat în încăperea prin intermediul convertizorului de frecvență, pentru a se introduce debitul de aer rezultat în urma calculelor.

Problema principală pentru reglarea temperaturii aerului refulat în cazul scăderii temperaturii exterioare s-a soluționat cu ajutorul sistemului de reglaj calitativ format dintr-o pompă și vană cu trei căi cu servomotor, care modifică temperatura agentului termic secundar, care intră în bateria de încălzire a centralei de aer, prin amestecul turului cu cel al returului.

Pentru studiul distribuției temperaturii și umidității relative din încăperea am folosit ecuațiile fundamentale aplicabile acestor fenomene cum ar fi: transferul de masă, transferul de energie și transferul de moment corelate cu modelul spațial multizonal.

În lucrare am exemplificat o analiză comparativă a patru tipuri diferite de sisteme de încălzire, care pun în evidență distribuția temperaturii și umidității relative precum și starea de confort a ocupanților, determinat atât analitic cât și grafic cu metoda proprie. În cazurile măsurate, domeniul temperaturii interioare a fost de la 18 °C până la 27 °C, iar viteza în încăperea nu a depășit 0,2 m/s, viteză recomandată în spațiile ocupate de persoane. Valorile lui PMV au fost cuprinse între -0,5 și + 1,1, iar ale lui PPD între 8,3 % și 30,5 %.

Sistemul de încălzire cu aer cald, asigură o bună uniformizare a temperaturii, umidității și a vitezei din încăperea și nu s-au generat gradienti importanți de temperatură, atât pe verticală cât și pe orizontală.

Rezultatele obținute cu standul realizat au demonstrat o concordanță între studiile teoretice, modelate și cele experimentale la regimurile de funcționare.

Datorită creșterii prețurilor energiei termice, utilizatorii sunt din ce în ce mai interesați de reducerea consumului acestuia. În același scop al reducerii de căldură se simte nevoia apariției într-un timp scurt a unei hotărâri guvernamentale privind reducerea temperaturii interioare pentru clădirile publice în perioadele de nefolosire, alături de reducerea sarcinii de încălzire pe timp de noapte.

Economia de energie electrică la sistemele de ventilație realizată prin introducerea convertizoarelor de frecvență poate duce în final la reducerea cu 15% a consumului de energie electrică. Se justifică pe deplin studiarea și experimentarea optimizării regimurilor de funcționare a instalațiilor de încălzire cu aer cald, întrucât se folosesc din ce în ce mai des în spațiile publice.

7.2. Contribuții personale

7.2.1. Realizarea standului

Încăperea unde s-au realizat măsurătorile are o suprafață de 47 m² și volumul de 178 m³, rezultând un număr de schimburi orare de $n_s=7,5$ [h⁻¹] (1350 m³/h) pentru sistemele de încălzire cu aer cald pentru 100% aer proaspăt și aer recirculat, iar pentru regimul de încălzire cu radiatoare (corpuri statice) debitul de aer introdus a fost de $n_s=2,25$ [h⁻¹] (400 m³/h). În încăperea au staționat 12 studenți.

Centrala de aer folosită are posibilitatea de a introduce atât aer proaspăt cât și aer recirculat în încăperea, fiind considerat un sistem cu o singură zonă de ventilare (parametrii aerului refulat sunt identici pentru toată încăperea). Aerul

tratat este introdus în laboratorul experimentat prin intermediul a 4 anemostate care generează mișcare circulară cu vârtej, cu ajutorul lamelelor reglabile reducând stratificarea.

Bateria de încălzire este alimentată cu agent termic de la sistemul centralizat de alimentare cu căldură al clădirii și încălzește aerul care o traversează. Pe circuitul care alimentează cu agent termic bateria de încălzire, a fost montat un modul de reglare calitativă a temperaturii (vană cu trei că și servomotor). Acesta, în funcție de temperatura care se setează în încăperea și temperatura exterioară, reglează temperatura pe turul și returul bateriei de încălzire. Temperatura turului și al returului a fost monitorizată pe calculator prin intermediul a 2 senzori de imersie.

Umidificatorul cu abur are un senzor de umiditate interioară care monitorizează tot timpul conținutul de umiditate al aerului și în funcție de aceste valori pornește sau oprește umidificatorul. Ca o măsură de protecție în cazul în care în tubulatură higrostatul simte că aerul depășește o anumită umiditate, oprește alimentarea cu abur a umidificatorului. Această valoare se impune să nu fie mai mare de 60% deoarece poate favoriza creșterea de bacterii în tubulatură datorită umidității ridicate.

Pe partea de admisie a aerului proaspăt și recirculat s-a montat o cameră de amestec cu 2 clapete de reglaj tip IRIS cu care se poate realiza o reglare precisă a debitului de aer proaspăt și recirculat. Clapetele au 2 ștuțuri cu ajutorul cărora se poate măsura debitul de aer.

Camera de amestec prin schimbarea raportului dintre aerul proaspăt și cel recirculat poate modifica conținutul de umiditate a aerului amestecat, care intră în centrala de aer. Evacuare aerului viciat se realizează cu un ventilator de acoperiș racordat la o tubulatură circulară care are 2 grile de aspirație montate pe tubulatură. Sistemul de ventilare este „în egală presiune” (debitul refulat este egal cu cel evacuat).

Funcție de regimul de ventilație debitul de aer poate fi reglat cu ajutorul convertizorului de frecvență la 400 m³/h sau la 1350 m³/h, prin variația tensiunii de alimentare a ventilatorului din centrala de tratare a aerului.

Pentru dimensionarea tubulaturii și a vitezei în zona de lucru s-au folosit standardele [78,81,83], și documentațiile de proiectare în vigoare [86,87,88].

7.2.2. Măsurarea și interpretarea tuturor parametrilor

Pentru a nu se modifica parametrii mășurați, destinația încăperii și a structurilor delimitatoare nu trebuie să se modifice pe parcursul măsurătorilor.

Temperatura interioară și umiditatea relativă ambientală [75,84]

Temperatura interioară ambientală și umiditatea relativă au fost măsurate pe patru nivele conform standardelor [78,81,83], în cinci puncte pe fiecare nivel: patru puncte în fiecare colț al zonei de lucru și într-un punct în centrul încăperii, pentru fiecare nivel de măsurare.

Senzorii folosiți au fost senzori capacitivi, formați dintr-un material care absoarbe umezeala, care își schimbă proprietățile sale dielectrice și își schimbă rezistivitatea sau impedanța. Pentru mai multe regimuri de măsurători s-au folosit și termocuple a căror precizie nu este așa de ridicată ca și în cazul senzorilor capacitivi, aceștia măsurând doar temperatura interioară.

Umiditatea relativă a fost măsurată funcție de vapori de apă ca și procent, în raport cu temperatura a aerului.

Temperatura globului negru pentru determinarea temperaturii medii radiante [75,84]

Pentru determinarea temperaturii medii radiante s-a măsurat în primă etapă temperatura globului negru, poziționat în centrul camerei. Ca și domeniu de măsurare a globului negru, temperatura trebuie să fie între $10 \div 40$ °C.

Totodată în afară de temperatura globului negru (glob-termometrului) (t_g), s-a măsurat și temperatura interioară a aerului (t_i) și a vitezei (v_{ia}) la nivelul glob-termometrului. Teoretic diametrul sferei poate fi de orice dimensiune, dar cu cât diametrul sferei este mai mic, cu atâta influența temperaturii și a vitezei aerului au o influență mai mare, reducând exactitatea măsurării temperaturii medii de radiație.

Sfera tinde spre o stare de echilibru termic sub influența schimburilor datorate radiațiilor ce provin de la diferitele surse de căldură din încăperea și de influența schimburilor de căldură prin convecție.

Temperatura suprafeței măsurate cu termograful cu infraroșu [93]

Temperaturile pe suprafețele delimitatoare ale încăperii au fost măsurate cu ajutorul termografului cu infraroșu. Aparatul de termografiere în infraroșu scanează o suprafață și percepe radiațiile emise de aceasta precum și cele reflectate de suprafață. Temperaturile suprafețelor care au prezentat cel mai mare interes au fost cele ale suprafețelor exterioare, deoarece la un conținut de umiditate interior și o anumită temperatură scăzută pe suprafața elementului exterior, în special geam poate să apară fenomenul de condens. În urma măsurărilor pentru regimurile de încălzire cu corpuri statice și corpuri statice cu ventilație mecanică, temperatura pe geamul din stânga a avut o temperatură mult mai redusă decât geamul din dreapta al încăperii.

Totodată măsurarea temperaturilor cu termograful oferă posibilitatea de a urmări distribuția temperaturii în încăperea și mai ales a uniformizării acesteia pe suprafețele delimitatoare astfel încât să nu apară diferențe de temperatură atât pe verticală, cât și pe orizontală.

Viteza aerului [75,84]

Viteza aerului trebuie luată în considerare pentru determinarea schimburilor de căldură prin convecție și evaporare la nivelul omului. Viteza aerului v_{ia} a fost determinată prin utilizarea unei sonde unidirecționale. Deși se recomandă măsurarea vitezei într-un spațiu să fie tridimensională, în cazul măsurărilor s-a considerat curentul de aer unidirecțional. Astfel pentru măsurători s-a folosit un anemometru cu fir cald poziționat în centrul spațiului. Sonda a fost poziționată în centrul încăperii, unde viteza aerului care traversează suprafața senzorului încălzit electric, tinde să răcească senzorul în proporție cu viteza fluxului de aer. Valoarea vitezei aerului măsurat în încăperea a fost utilizată atât la determinarea temperaturii medii radiante cât și la determinarea valorilor lui PMV și PPD.

Măsurarea conținutului de CO₂ [75,84]

Măsurarea conținutului de CO₂ s-a realizat în ppm (părți pe milion) la nivelul de 0,1 m față de pardoseală cu ajutorul unei sonde de măsură a nivelului de CO₂, deoarece din cauza densității mai ridicate a lui CO₂ decât a aerului, acesta se depune la nivelul pardoselii. Cantitatea de bioxid de carbon este un alt element care

se referă la confortul termic, dar care are influență asupra productivității muncii. Persoanele produc bioxid de carbon în funcție de activitatea metabolică.

Din măsurători nivelul de CO₂ nu a depășit valoarea de 1000 ppm pentru regimurile de încălzire cu aer cald, valoare ce nu depășește valorile prescrise în literatura de specialitate [80].

7.2.3. Comparație între metoda analitică de obținere a lui PMV și PPD și nomograma realizată

Atât pentru calculul lui PPD cu metoda analitică, cât și cu nomograma realizată este nevoie să se determine următorii parametri interiori cu ajutorul măsurătorilor: temperatura interioară t_i , umiditatea relativă ϕ_i , temperatura globului negru t_g , viteza aerului din încăperea v_{ia} , activitatea depusă (met) și rezistența îmbrăcăminții (clo).

Valoarea lui PPD pentru varianta analitică se obține prin realizarea iterațiilor succesive conform ecuațiilor de la 1.57 la 1.60. Nomograma a fost realizată pentru muncă sedentară și rezistență termică a îmbrăcăminții de 1 clo, iar dacă parametrii mășurați în încăperea sunt asemănători cu cei ai curbelor din nomogramă nu este nevoie să se facă iterații pentru determinarea lui PMV și apoi a lui PPD ca pentru metoda analitică, ci prin interpolare se poate obține direct valoarea lui PPD.

Domeniul uzual al lui clo pentru perioada de iarnă considerat este cuprins între 0,8 și 1,2, iar pentru ca ocupantul din încăperea să se afle în zona de stare neutră conform [83], PMV trebuie să fie cuprins între -0,5 și +0,5. În figura 6.2 se prezintă hașurat această zonă de confort.

Pentru realizarea nomogramei s-a folosit domeniul de temperatură de la 18 °C la 27 °C, iar umiditatea relativă a fost menținută cu ajutorul umidificatorului de abur funcție de regim de la 20 % la 50 %. Pentru menținerea temperaturii interioare s-a folosit modulul de reglare calitativ al temperaturii agentului termic.

Automatizarea modulului include termostat de cameră și senzor exterior, iar acesta funcție de acești doi parametri selectează curba de temperatură al agentului termic.

Curbele din nomogramă au fost realizate conform paragrafului 6.3, unde curbele au fost realizate conform regimurilor măsurate. După poziționarea punctului în nomogramă se măsoară distanța de la acesta la drepte de PMV-PPD, iar prin metoda de trei simplă se determină valoarea lui PPD.

Pentru folosirea nomogramei se va folosi anexa 2. Deși nomograma este limitată ca și domeniu de utilizare, ea reprezintă o metodă rapidă de determinare a lui PPD, fără a fi nevoie de iterații succesive și un soft de calcul al iterațiilor.

Utilizarea diagramei reduce semnificativ timpul de lucru și volumul de calcul analitic, mai ales dacă nu se dispune de programe de calcul.

7.2.4. Principalele contribuții ale autorului

Principalele contribuții ale autorului sunt următoarele:

- proiectarea, realizarea și verificarea experimentală a unui stand de laborator experimental de ventilație, pe baza căruia s-au studiat diverse regimuri ambientale (46 regimuri);
- verificarea experimentală a distribuției temperaturii și umidității relative în încăperea funcție de regimul considerat (46 regimuri);
- măsurarea parametrilor ce intervin în determinarea senzației termice cu ajutorul senzorilor care au fost cuplați la stațiile de achiziții și

- ulterior prelucrate pentru determinarea nomogramei proprii (PMV-PPD);
- realizarea unei nomograme de calcul proprie pentru cazurile măsurate, a cărui rezultate obținute în urma citirii se apropie de valorile obținute prin cele două metode menționate anterior, dar a cărei utilizare este mai precisă deoarece nu necesită iterații succesive cum se face pentru metoda analitică și nici rezultatul nu este subiectiv ca pentru metoda estimativă, realizate prin chestionări individuale, a cărei percepție poate să fie diferită de la o persoană la altă persoană aflată în încăpere;
- stabilirea unui zone de confort, conform nomogramei originale funcție de rezistența termică a îmbrăcămînții și de activitatea depusă;
- modelarea și simularea numerică, utilizând programul de calcul TRNSYS, a distribuției temperaturii și umidității relative pe nivele de înălțime pentru regimurile măsurate;
- studierea unei bibliografii recente cuprinzând 26 de referințe din ultimii 5 ani;
- elaborarea a 8 articole științifice, din care un articol în jurnal cotate ISI și 2 articole WSEAS cotate SCOPUS, iar restul la conferințe naționale și internaționale.

7.3. Concluzii și direcții de cercetare

7.3.1. Concluzii

Teza de doctorat a avut ca obiect studiul senzației de confort și realizarea unei nomograme de determinare analitică a valorilor lui PPD pentru clădirile de învățământ. Subiectul abordat este de actualitate, necesitând studii și cercetări din domeniul bazelor termotehnicii, instalațiilor de încălzire, ventilare și climatizare, precum și a fiziologiei umane.

Principalele probleme tratate și rezolvate în cadrul tezei sunt:

- studierea parametrilor și a indicatorilor de confort termic prin măsurători experimentale în cadrul clădirii facultății, în condițiile reale pentru o sală de laborator;
- alegerea laboratorului experimental pentru care s-au stabilit condițiile de confort prin măsurări și simulări numerice;
- funcție de parametrii măsurăți au fost simulate numeric distribuția temperaturilor și a umidității relative pe nivele de înălțimi;
- studiul comparativ al rezultatelor obținute prin măsurări respectiv modelare numerică și stabilirea unor erori rezultate privind determinarea clasică a valorii procentului de persoane nemulțumite (PPD) și cea rezultată din citirea din nomograma proprie realizată.

Au fost prezentate și abordate în detaliu noțiuni și concepte legate de confortul termic. Temperatura interioară a aerului, temperatura medie radiantă, viteza aerului, umiditatea relativă, activitatea depusă precum și rezistența îmbrăcămînții sunt cei 6 parametrii cei mai deși folosiți, care caracterizează confortul termic.

Baza matematică în simularea numerică o reprezintă ecuațiile de conservare ale masei, a energiei și a momentului. Spațiul interior pentru a putea fi modelat a

fost împărțit în noduri și zone, care interacționează între ele, realizându-se schimb de energie, masă și moment. Programul utilizat pentru modelare a fost TRNSYS 16.

O concluzie deosebit de importantă desprinsă din analizele făcute este reducerea stratificării pentru cazurile de încălzire utilizând ventilarea, prin introducerea aerului cu ajutorul anemostatelor cu vârtej, cu jet vertical. Cel mai bun rezultat din punct de vedere al încălzirii s-a obținut la sistemul de încălzire cu aer cald prin recirculare, deoarece stratificarea în acest caz a fost aproape neglijabilă.

În urma comparației valorilor măsurate experimental cu cele rezultate din modelare se observă diferențe în evoluția temperaturii și umidității relative în încăpere dar nu semnificative. La ultimul regim SCVM2CO25-20 s-a întrerupt alimentarea cu agent termic atât a corpurilor statice cât și a bateriei de încălzire a centralei de aer și din diagrama de temperatură 4.10 se observă scăderea treptată a temperaturii pe cele patru nivele. În graficul 5.14 s-a modelat cum ar fi trebuit să evolueze temperatura interioară dacă ar fi funcționat în condiții normale de regim de încălzire.

Conform măsurătorilor experimentale [72] s-a observat că pentru viteze în afara limitelor de $0,1 \div 0,15$ m/s, în sezonul rece, indicii de confort, PMV, se situează în afara intervalului $[-0,5 \div 0,5]$. În situația noastră viteza din încăpere nu a depășit în nici un regim valoarea de 0,2 m/s, fiind conform standardelor [78,81,83,12] și nu a fost sesizat de ocupanți efectului de curent.

Având în vedere factorii care influențează mecanismul schimbului de căldură și care pot fi realizați și controlați de sistemele de încălzire-ventilare și pe baza rezultatelor proprii obținute în teza de doctorat, propun un criteriu de apreciere a confortului termic având următoarele componente:

- temperatura interioară : $20 \div 24$ [°C];
- umiditatea relativă : $20 \div 50$ [%];
- gradient vertical de temperatură: $\leq 0,6 \div 0,8$ [°C/m];
- viteză medie a aerului iarna: $< 0,2$ [m/s];
- temperatura pardoselii: $20 \div 26$ [°C];
- diferența de temperatură pe verticală între nivelul gleznelor și al capului: < 3 [°C];
- asimetria de radiație orizontală: < 4 [°C];
- asimetria de radiație pe verticală: < 5 [°C].

7.3.2. Direcții de cercetare

Studiul nomogramei pentru săli din învățământ cu un număr mai mare de ocupanți, pentru diferite sisteme de ventilare, modalități de încălzire, precum și studiul aferent sezonului cald. Se vor mai realiza măsurători pentru sezonul rece în vederea completării nomogramei, pentru a nu fi restrictivă cum este în situația de față.

Analiza câmpului de temperatură, umiditate relativă și viteză pentru un număr mai mare de senzori și de ocupanți.

Influența diferitelor grosimi de izolație atât exterioară cât și interioară a structurilor de construcție delimitatoare, asupra senzației de confort termic al ocupanților din încăpere;

Modelarea fenomenelor termo-dinamice pentru un ansamblu de încăperi adiacente dintr-o clădire de învățământ cu diferite sisteme de încălzire și ventilare, dar și cu regimuri de temperatură diferite.

Utilizarea pe viitor a diagramei proprii de determinare PPD funcție de PMV-clo, analizând câmpul de temperatură, umiditate relativă și viteză pentru un număr

mai mare de senzori în buclele de automatizare a instalațiilor de încălzire cu aer cald sau cu radiatoare (corpuri statice) pentru diversele încăperi din clădirile publice cu diverse destinații (școli, spitale, grădinițe, mall-uri, etc.).

Realizarea și monitorizarea parametrilor pentru centrale de tratare a aerului atât pe introducere cât și pe evacuare, atunci când acestea sunt prevăzute cu un schimbător de căldură în contracurent sau rotativ și convertizor de frecvență pentru variația turației ventilatoarelor și studiul eficienței schimbătorului de căldură;

Recomandarea introducerii unui program național de termoizolare a clădirilor de învățământ cu sprijinul statului, pentru îmbunătățirea confortului interior și reducerea consumului de energie termică pentru încălzirea spațiilor.

Valorificarea cercetărilor întreprinse pe problematica abordată s-a făcut prin publicarea a 9 lucrări științifice în domeniul tezei de doctorat, multe dintre ele având conținutul unor capitole sau subcapitole dezvoltate în teză, prin aplicarea unor rezultate în 2 contracte de cercetare, iar în continuare pun la dispoziția proiectării și cercetării concluziile și nomograma proprie dezvoltată pe baza măsurărilor elaborate în această teză.

Doctorandul apreciază că în următorii ani optimizarea instalațiilor de încălzire cu aer cald a sălilor de clasă în scopul micșorării pierderilor de căldură și a consumului de energie atât electrică cât și termică se va realiza prin introducerea sistemelor de gestiune optimală a instalațiilor de ventilare, care să coordoneze automat elementele principale componente ale sistemului de ventilare, putându-se valorifica în acest sens rezultatele teoretice și practice ale tezei.

NOTAȚII, ABREVIERI, SIMBOLURI ȘI LISTE DE TABELE ȘI FIGURI

Notații, abrevieri și simboluri

Notații

- CO – Cu oameni;
- CS – Corpuri statice (radiatoare);
- FO – Fără oameni;
- P1 – Aer proaspăt 100% (1350 m³/h);
- P2 – Aer proaspăt 100% (400 m³/h);
- REC – Aer recirculat (40% aer poaspăt, 60% aer recirculat);
- VM – Ventilare mecanică;

Abrevieri și simboluri

- α – coeficient de transfer de căldură, [W/(m²·K)];
- α_c – coeficient de transfer termic prin convecție, [W/m²·K];
- α_{conv} – coeficient de transfer convectiv la suprafața exterioară, [kJ/h·m²·K];
- α_{ci} – coeficientul de convecție de la suprafața îmbrăcămînții la mediul înconjurător, [W/m²·K];
- α_{cg} – coeficientul de transfer termic prin convecție la nivelul sferei, [W/m²·K];
- α_D – difuzivitatea termică, [m²/s];
- α_e – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele exterioare ale elementelor de construcții, [W/m²·K] sau [kJ/h·m²·K];
- α_{ec} – coeficientul de transfer termic prin evaporare, corectat, [W/m²·kPa];
- α_i – coeficient de transfer termic prin convecție, pentru suprafețele interioare ale elementelor de construcții, [W/m²·K];
- α_l – coeficientul de transfer termic prin evaporare, [W/m²·kPa];
- α_{lat} – coeficient pentru transferul căldurii latente, [W/(m²·kPa)];
- α_p – constanta lui Planck, $h_p = 6,626196 \cdot 10^{-34}$ [J·s];
- α_r – coeficient de transfer termic prin radiație, [W/m²·K];
- α_{ri} – coeficientul de radiație de la suprafața îmbrăcămînții la suprafețele înconjurătoare, [W/m²·K];
- β – coeficientul volumetric de dilatare, [1/°C];
- β_{surf} – coeficient de transfer între încăpere și vaporii din rezervor, [kg/h];
- δ – grosimea stratului elementului de construcție, [m];
- δP – diferența de presiune instantă, [Pa];
- Δ_{pe} – diferența dintre presiunea parțială a vaporilor de apă interioari și exteriori, [Pa];
- ΔP_v – creșterea presiunii după ventilator, [Pa];
- Δp_z – diferența de presiune la frontiera celor două zone, [kg/m·s²];
- $\Delta t_{a,v}$ – diferența de temperatură pe verticală între nivelul capului și cel al călcâielor [°C];
- Δt_{pr} – asimetria radiantă, [°C];
- Δt – diferența de temperatură înainte și după ventilator, [°C];

- ε – coeficient de emisie al îmbrăcăminții sau a suprafeței corpului, [-];
- ε_l – emisivitatea suprafeței exterioare a undelor lungi, [-];
- ε_g – este emisivitatea globului negru, adimensional, [-];
- ε_v – eficiența ventilației, adimensional, [-];
- ζ – lungimea de undă, [m];
- η – randamentul total al ventilatorului, [%];
- θ – diferența de temperatură instantă, [°C];
- λ – conductivitate termică, [W/(m·K)];
- Λ – este raportul dintre raza jetului și distanța față de origine a razei jetului, [-];
- μ – vâscozitate absolută (dinamică), [kg/(m·s)];
- μ_m – submultiplu al unității pentru lungime, $\mu=10^{-6}$ m, [$\mu\cdot$ m];
- ν – vâscozitatea cinematică a aerului, [m²/s];
- ρ – densitatea aerului și a vaporilor de apă pentru amestecul format din componentele A și B, [kg/m³];
- ρ_a – densitatea aerului atât pentru zona i cât și pentru zona j, [kg/m³];
- ρ_{ai} – densitatea aerului din zona i, [kg/m³];
- ρ_e – densitatea aerului exterior, [kg/m³];
- ρ_i – densitatea aerului interior, [kg/m³];
- ρ_j – densitatea aerului din zona j, [kg/m³];
- ρ_w – densitatea apei în stare lichidă, [kg/m³];
- ρ_A – densitatea aerului și a vaporilor de apă a componentei A, [kg/m³];
- ρ_{Am} – densitatea medie a aerului uscat, [kg/m³];
- ρ_B – densitatea aerului și a vaporilor de apă a componentei B, [kg/m³];
- ρ_{Bi} – densitatea gazului B la stratul limită (densitatea de saturație), [kg/m³];
- $\rho_{B\infty}$ – densitatea componentei B în afara stratului limită, [kg/m³];
- σ – constanta lui Stefan-Boltzmann = $5,67\cdot 10^{-8}$ [W/m²·K⁴]= $1,38\cdot 10^{-23}$ [J/K];
- σ_{AB} – diametrul molecular caracteristic, [nm];
- τ – durata, [h];
- φ_i – umiditatea relativă al mediului ambiental, [%];
- φ_j – umiditatea relativă al zonei adiacente j, [%];
- φ_{surf} – umiditatea relativă suprafața rezervorului, [%];
- φ_{vent} – umiditatea relativă al aerului refulat, [%];
- $\varphi_{z,i}$ – umiditatea relativă al zonei i, [%];
- Ψ – coeficient de transmisie liniară a unei punți termice, [W/m·K];
- $\Omega_{D,AB}$ – funcția de temperatură, adimensional, [-];
- IIV – indicele influenței vântului [-];
- a – constantă adimensională [-];
- a_H – aria suprafeței de transfer de căldură, [m²];
- a_M – aria suprafeței de transfer de masă, [m²];
- A_c – aria secțiunii transversale a încăperii, [m²];
- A_{cn} – suprafața elementului de construcție, [m²];
- A_{cs} – suprafața secțiunii transversale, [m²];
- A_D – suprafața corpului după DuBois, [m²];
- A_G – suprafața gazului A, [m²];
- A_H – aria suprafeței totale de transfer de căldură, [m²];
- A_M – aria suprafeței totale de transfer de masă, [m²];
- A_o – aria efectivă a gurii de refulare, [m²];
- A_r – suprafața efectivă a radiației corpului, [m²];
- b – constantă adimensională, [-];
- c – viteza luminii în vid = $2,9979\cdot 10^8$, [m/s];
- c_L – căldură specifică a lichidului, [kJ/(kg·K)];

- c_p – căldură specifică la presiune constantă, [kJ/(kg·K)] sau [J/kg·K];
 $c_{p,b}$ – căldura specifică a corpului uman = 3490 [J/kg·K];
 c_{pa} – căldura specifică a aerului, [kJ/kg·°C] sau [J/kg·°C];
 c_{pm} – căldura specifică a aerului umed la presiune constantă, kJ/(kg·K);
 c_{ps} – căldură specifică al vaporilor de apă, [kJ/(kg·K)];
 C – fluxul specific de căldură pierdut de corpul uman prin convecție, [W/m²];
 $C+R$ – cedarea de căldură sensibilă de pe suprafața pielii, [W/m²];
 C_2 – constantă = $1,4388 \cdot 10^{-2}$ [m·K];
 C_{ap} – Capacitanța termică a structurii (clădirii), [kJ/K];
 C_e – concentrația de poluanți în aerul evacuat, [ppm];
 C_i – concentrația de poluanți în aerul refulat, [ppm];
 C_{iCO_2} – concentrația de CO₂ din aerul interior, [ppm];
 C_{eCO_2} – concentrația de CO₂ din aerul exterior, [ppm];
 C_n – coeficient empiric funcție de natura curgerii [m/s·Pa^{nr}];
 C_p – factor de conversie, =1000 [Pa/kPa];
 C_{resp} – fluxul specific de căldură pierdut prin respirație, [W/m²];
 C_u – coeficient care depinde de coeficientul de vârtej, adimensional, [-];
 C_w – coeficient funcție de coeficientul de vârtej, [-];
 C_{z1} – concentrația de poluanți în aerul din zona de lucru, [ppm];
 C_A – concentrația molară a componentei A, [mol/m³];
 C_B – concentrația molară a componentei B, [mol/m³];
 C_M – coeficient de transfer de masă, [m/s];
 C_M' – este coeficientul de transfer masic mediu pe întreaga suprafață A_G [m/s];
 d – grosimea unui strat de material, [m];
 d_o – diametrul secțiunii gurii de refulare, [m];
 D – diametrul globului negru [m];
 DR – disconfortul produs de curentul de aer, adică procentul ocupanților care este nemulțumit din cauza acestui curent de aer, [%];
 D_v – coeficientul de difuzie moleculară pentru masă, [mm²/s] sau [m²/s];
 D_v' – coeficientul de difuzie moleculară pentru căldură = $\lambda/\rho \cdot c_{pa}$, [mm²/s] sau [m²/s];
 e_{org} – coeficient ce reprezintă raportul dintre masa pielii și masa corporală, [-];
 E_{piele} – fluxul specific de căldură pierdut la suprafața pieii, [W/m²];
 E_{resp} – fluxul de căldură pierdut prin respirație, [W/m²];
 F – factor de fricțiune, adimensional, [-];
 f – raportul între suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului dezbrăcat S_r/A_D , [-];
 f_{RST} – indicele de temperatură, adimensional, [-];
 f_s – factor ce ține cont de umbrirea suprafeței exterioare atât pentru suprafețe verticale cât și pentru suprafețe orizontale, [-];
 f_v – factor de rezistență la vaporii de apă, [-];
 F_{p-N} – coeficient unghiular între persoană și suprafața N, [-];
 g – accelerația gravitațională, [m/s²];
 g_i – accelerația gravitațională în direcția x_i , [m/s²];
 G – debitul de umiditate produs, [kg/h];
 G_a – fluxul de masă pentru aer, [kg/(s·m²)];
 G_{dif} – debitul masic al vaporilor de apă care intră în zona i prin difuzie, [kg/h];
 G_e – cantitatea de apă eliminată din încăperea, [kg/h];
 G_i – cantitatea degajărilor interioare de apă, [kg/h];
 G_L – fluxul de masă pentru lichid, [kg/(s·m²)];
 G_u – cantitatea de abur necesar umidificării, [kg/h];

- h – entalpia aerului, [kJ/kg];
 h_a – entalpia aerului inspirat, [kJ/kg];
 h_{fg} – entalpia vaporizării, [kJ/kg];
 h_{fgo} – entalpia vaporizării la temperatura 0°C, [kJ/kg];
 h_{film} – entalpia aerului la stratul limită (film), [kJ/kg];
 h_M – entalpia aerului amestecat, [kJ/kg];
 h_s – entalpia vaporilor de apă, [kJ/kg];
 h_{vap} – este entalpia vaporilor de apă la temperatura aburului, [kJ/kg];
 H – rata de producere de energie internă pe unitatea de volum, [W/m³];
 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, [-];
 i_h – 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_h – rezistența termică a îmbrăcăminții, [clo];
 j_D – factor de transfer de masă Colburn = $Sh/(Re \cdot Sc^{1/3})$, adimensional, [-];
 j_H – factor de transfer de căldură Colburn = $Nu/(Re \cdot Pr^{1/3})$, adimensional, [-];
 J – echivalentul mecanic produs de căldură, [(N·m)/kJ];
 J_B^* – fluxul molar difuziv al componentei B, [mol/m²·s];
 J_B – fluxul masic difuziv al componentei B, [kg/(m²·s)];
 K_v – constanta de bătaie a jetului care depinde de geometria paletelor de dirijare a gurii, densitatea aerului și debitul de aer refulat, [-];
 K_{resp} – constantă pentru respirație = 2,58 [kg·m²/MJ];
 K_s – constantă a cărei valoare depinde de numărul Swirl, [-];
 K – constantă a gurii de refulare, adimensional, [-];
 K_M – coeficientul de transfer de masă, [kg/(s·m²)];
 l – lungimea caracteristică, [m];
 l_o – lățimea jetului în gura de refulare fără strangulare, [m];
 l_p – lungimea punții termice liniare similare al suprafeței A, [m];
 l_{pers} – înălțimea persoanei, [m];
 L – lungimea zonei de umidificare, [m];
 L_e – numărul Lewis = α/D_v , adimensional, [-];
 LR – „Raportul Lewis”, se poate considera pentru condiții interioare standard = 16,4 [°C/kPa];
 m – masa persoanei, [kg];
 m_v – masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la presiunea p și temperatura t , [kg];
 m_a – masa aerului uscat, [kg];
 m_s – masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer la presiunea de saturație p_s și temperatura t , [kg];
 m_A – masa componentei A, [kg];
 m_B – masa componentei B, [kg];
 \dot{m}_B – fluxul de masă al componentei B, [kg/(s·m²)];
 \dot{m}_B^* – fluxul molar al componentei B, [mol/(s·m²)];
 \dot{m}_A – fluxul de masă al componentei A, [kg/(s·m²)];

-
- m_{A^*} – fluxul molar al componentei A, [mol/(s·m²)];
- M – energia termică produsă prin metabolism de corpul uman, [W/m²] sau [met];
- M_A – masa molară a componentei A, [kg/mol];
- M_B – masa molară a componentei B, [kg/mol];
- M_{ax} – momentul axial, [kg·m²/s];
- M_{aer} – cantitatea de aer în zona studiată, [kg];
- n – coeficient adimensional, [-];
- n_B – numărul de moli al componentului B, [kmol];
- n_r – exponent determinat funcție de regimul de curgere (se condiferă 0,5 pentru curgere turbulentă și 1 pentru curgere laminară), [-];
- n_s – numărul de schimburi orare, [h⁻¹];
- N – numărul de persoane, [pers];
- Nu – numărul Nusselt, adimensional, [-];
- o – sursa de poluare, [olf];
- p_a – presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul înconjurător, [kPa] sau [Pa];
- p – presiunea atmosferică (barometrică) = 101325 Pa sau 101,325 kPa;
- p_s – presiunea de saturație a vaporilor de apă, [Pa];
- $p_{s,pielle}$ – presiunea de saturație la temperatura pielii t_{pielle} , [kPa];
- p_t – presiunea atmosferică locală, [kPa];
- p_{tcom} – presiunea vaporilor funcție de t_{com} , [kPa];
- $p_{s,ET}$ – presiunea de saturație la ET, [kPa];
- $p_{s,ou}$ – presiunea de saturație la t_{ou} , [kPa];
- p_A – presiunea parțială a componentului A, [Pa];
- p_B – presiunea parțială a componentului B, [Pa];
- p_w – presiunea apei în pori, [Pa];
- p_i – presiunea aerului din zona i, [Pa];
- p_j – presiunea aerului din zona j, [Pa];
- P_{Am} – factorul de densitate, medie logaritmică, a aerului stagnat, [-];
- Pr – numărul Prandtl, adimensional, [-];
- q – debitul de aer total [m³/s] sau [kg/s];
- q_1 – debitul de aer 1, [m³/s];
- q_2 – debitul de aer 2, [m³/s];
- q_L – debitul masic al lichidului, [kg/s];
- q_a – debitul masic al aerului, [kg/s];
- q_M – debitul de aer amestecat, [m³/s];
- q_e – debitul aerului exterior, [l/s];
- q_x – debitul de aer la distanța x, [l/s];
- q_{ref} – debitul aerului refulat de gura de refulare, [l/s];
- q_f – debitul de aer care traversează frontiera dintre cele două celule de calcul [kg/s];
- q_{ft} – fluxul termic radiant și convectiv combinate la suprafață, [W/m²];
- q_{fc} – fluxul termic convectiv la suprafață, [W/m²];
- q_{fr} – fluxul termic radiant la suprafață, [W/m²];
- q_{inf} – debitul de aer infiltrat, [kg/h];
- q_{vent} – debitul de aer ventilat, [kg/h];
- q_o – debitul de aer proaspăt introdus, [l/s];
- q'' – fluxul de căldură pe unitatea de suprafață, [W/m²];
- q_{rs} – fluxul termic radiant absorbit de suprafața interioară de la radiația solară și

	surse radiante interioare, $[W/m^2]$;
q_{sup}	- flux de energie termic de la suprafețe radiante, $[W/m^2]$;
q_{man}	- cedarea de căldură măsurată a manechinului $[W/m^2]$;
q_{resp}	- debitul de aer respirat, $[kg/s]$;
q_{CO_2pers}	- debitul de CO_2 pentru o persoană, $[m^3/(h \cdot pers)]$;
$q_{m,B}$	- fluxul masic difuziv al componentei B, $[kg/m^2 \cdot s]$;
q_{olf}	- raportul dintre debitul de ventilare și sursa de poluare în olf, $[l/(s \cdot olf)]$;
Q_{piele}	- fluxul specific de căldură pierdut la suprafața pielii corpului uman, $[W/m^2]$;
Q_{resp}	- fluxul specific de căldură pierdut prin respirație, $[W/m^2]$;
Q_i	- fluxul de căldură convectiv al unui nod de aer, $[kJ/h]$;
$Q_{inf,i}$	- fluxul de căldură al aerului infiltrat de zona i sau zona limită, $[kJ/h]$;
Q_{inf}	- fluxul de căldură al aerului infiltrat exterior, $[kJ/h]$;
Q_{vent}	- fluxul de căldură a aerului ventilat de centrala de aer, $[kJ/h]$;
$Q_{i,j}$	- fluxul de căldură schimbat între două zone i și j, $[kJ/h]$;
Q_{deg}	- degajările convective interioare de la oameni și echipamente, $[kJ/h]$;
$Q_{zona,i}$	- degajările convective de la zonele limită i (delimitatoare), $[kJ/h]$;
Q_{rp}	- fluxul termic radiant în nodul peretelui de referință considerat, $[kJ/h]$;
Q_{sol}	- fluxul termic ce traversează suprafața geamului și este absorbit de suprafața pereților, $[kJ/h]$;
Q_{prt}	- fluxul termic de radiație schimbat între peretele de referință și ceilalți pereți, $[kJ/h]$;
Q_{prad}	- fluxul termic primit de peretele de referință considerat, $[kJ/h]$;
Q_{deg}	- degajările de căldură din încăperea, $[kJ/h]$;
Q_{rad}	- fluxul termic radiant primit de la pereții încăperii, $[kJ/h]$;
Q_r	- este schimbul de căldură prin radiație între pereții incintei și sferă, $[W/m^2]$;
Q_c	- este schimbul de căldură prin convecție între aerul spațiului și sferă, $[W/m^2]$;
r	- raza jetului față de axul central la o distanță X, $[m]$;
r_c	- coeficient de reducere al rezistenței termice specifice unidirecționale R, adimensional, $[-]$;
r_o	- raza deschiderii gurii de refulare, $[m]$;
R	- fluxul specific de căldură pierdut de corpul uman prin radiație, $[W/m^2]$;
R_h	- rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții persoanei considerate, $[m^2 \cdot K/W]$;
$R_{l,h}$	- rezistența termică a îmbrăcăminții la transferul de căldură latent, $[(m^2 \cdot kPa)/W]$;
R_{cl}	- rezistența termică intrinsecă a îmbrăcăminții, $[m^2 \cdot K/W]$;
R_a	- izolația limită, rezistența termică la limita suprafeței pielii, al corpului nud, $[m^2 \cdot K/W]$;
$R_{a,h}$	- rezistența termică la limita îmbrăcăminții, $[m^2 \cdot K/W]$;
R	- rezistența termică specifică unidirecțională a elementului de construcție, $[m^2 \cdot K/W]$ sau $[m^2 \cdot ^\circ C/W]$;
R_i	- rezistența la transfer termic superficial la nivelul suprafeței interioare, $[m^2 \cdot K/W]$;
R_e	- rezistența la transfer termic superficial la nivelul suprafeței exterioare, $[m^2 \cdot K/W]$;
R'	- rezistența termică corectată, $[W/m^2 \cdot K]$;
R_u	- constanta gazului universal=8,314, $[kJ/(mol \cdot K)]$;
U'	- coeficientul de transfer termic corectat, $[W/m^2 \cdot K]$;

U	- coeficient global de transfer a căldurii, [kJ/h·m ² ·°C];
R _{SI}	- rezistența termică superficială a elementului de construcție, [m ² ·K/W];
R _{Δλ}	- puterea radiației emise pe unitatea de suprafață, [W/m ²];
R _Q	- raport respirator; raport molar între V _{CO₂} expirat și V _{O₂} inspirat, [-];
Re	- numărul Reynolds, adimensional, [-];
R _v	- constanta gazului pentru apă = 462 [Pa·m ³ /K·kg];
RV _{H₂O}	- constanta de gaz a vaporilor de apă, [J/(kg·K)];
S _d	- grosimea stratului de aer echivalent, [m];
S _h	- suprafața îmbrăcăminții, [m ²];
S _c	- secțiunea cilindrului, [m ²];
SD	- deviația standard, [-];
S _{piele}	- fluxul specific de căldură acumulat la nivelul pielii, [W/m ²];
S _{org}	- fluxul specific de căldură acumulat în organism, [W/m ²];
S _h	- numărul Sherwood, adimensional, [-];
S _c	- numărul Schmidt, adimensional, [-];
S _t	- numărul Stanton, adimensional, [-];
S _{tm}	- numărul Stanton de transfer de masă = h _M ·P _{Am} /u _p , adimensional, [-];
S _w	- coeficientul de vârtej, adimensional, [-];
t	- temperatura aerului, [°C];
t ₁	- temperatura aerului în punctul 1, [°C];
t ₂	- temperatura aerului în punctul 2, [°C];
t _{a1}	- temperatura aerului înainte de umidificare, [°C];
t _{a2}	- temperatura aerului după umidificare, [°C];
t _{ac}	- temperatura aerului din celula din care intră aerul [°C];
t _{au}	- temperatura aerului în camera de umidificare, [°C];
t _{BI}	- temperatura bateriei de încălzire, [°C];
t _{com}	- temperatură complexă ce ține cont de interacțiunea dintre temperatura operativă și umiditatea mediului ambiant, [°C];
t _e	- temperatura aerului exterior, [°C];
t _{ech}	- temperatura echivalentă a curentului de aer, [°C];
t _{ex}	- temperatura aerului expirat, [°C];
t _f	- temperatura pardoselii, [°C];
t _{film}	- temperatura la zona limită (film), [°C];
t _{fs}	- temperatura exterioară ce ține cont radiația difuză, [°C];
t _g	- temperatura globului negru, [°C];
t _h	- temperatura la suprafața îmbrăcăminții, [°C];
t _i	- temperatura aerului interior, [°C];
t _{inf}	- temperatura aerului infiltrat, [°C];
t _L	- temperatura vaporilor de apă la diuza de umidificare, [°C];
t _{L1}	- temperatura apei la intrare în umidificator, [°C];
t _{L2}	- temperatura apei la ieșirea din umidificator, [°C];
t _{mr}	- temperatura medie radiantă, [°C];
t _M	- temperatura aerului amestecat, [°C];
t _o	- temperatura operativă, [°C];
t _{org}	- temperatura din organism, [°C];
t _{piele}	- temperatura din piele, [°C];
t _{pro}	- temperatura punctului de rouă, [°C];
t _{ref}	- temperature de refulare, [°C];
t _R	- temperatura aerului recirculat, [°C];
t _{ref}	- temperatura aerului refulat, [°C];
t _{se}	- temperatura pe suprafața exterioară a peretului, [°C];

t_{SI}	- temperatura suprafeței interioare, [°C];
$t_{S\text{imin}}$	- temperatura minimă pe suprafața interioară, [°C];
t_{um}	- temperatura termometrului umed, [°C];
t_{vent}	- temperatura aerului ventilat, [°C];
t_z	- temperatura aerului din zona în cauză, [°C];
$t_{z\text{ona,I}}$	- temperatura zonei limită, [°C];
t_{∞}	- temperatura aerului stagnat, [°C];
T	- temperatura absolută, [K];
T_{ab}	- temperatura absolută al amestecului, [K];
T_g	- temperatura de glob-termometru, [K];
T_{mr}	- temperatura medie radiantă [K];
T_n	- momentul tangențial, [kg·m ² /s];
T_u	- intensitatea locală a turbulenței, reprezentând raportul dintre abaterea standard a vitezei locale și valoarea medie a acestuia, [%];
T_N	- temperatura suprafeței delimitatoare N, [K];
V_a	- viteza mediată al aerului, [m/s];
V_{ac}	- viteza curentului de aer, [m/s];
V_{ai}	- viteza instantanee la momentul i, [m/s];
V_{am}	- viteza medie a masei amestecului, [m/s];
V_{ar}	- viteza relativă a aerului, [m/s];
V_{as}	- este viteza medie a aerului la nivelul sferei, [m/s];
V_{ax}	- componenta axială a vitezei la raza r față de axul central, [m/s];
V_c	- viteza corectată, [m/s];
V_i	- viteza instantă a componentei în direcția x_i , [m/s];
V_j	- viteza instantă a componentei în direcția y_i , [m/s];
V_{ia}	- viteza aerului interior, [m/s];
V_o	- viteza unghiulară inițială în gura de refulare, [m/s];
V_{pers}	- viteza de deplasare a persoanei, [m/s];
V_{tan}	- componenta tangențială a vitezei la raza r față de axul central, [m/s];
V_{ux}	- viteza unghiulară la distanța x față de planul gurii de refulare, [m/s];
V_v	- viteza vântului, [m/s];
V_x	- viteza aerului la distanța x, [m/s];
V_y	- viteza în direcția y, [m/s];
v^*	- viteza medie molară, [m/s];
V	- volumul încăperii, [m ³];
V_{CO_2}	- debitul de bioxid de carbon consumat la 0°C, 101325 Pa, [ml/s];
V_{O_2}	- debitul de oxigen consumat la 0°C, 101325 Pa, [ml/s];
V_z	- volumul zonei, [m ³];
w	- factor al umidității pielii, adimensional, [-];
W	- lucrul mecanic produs de om, [W/m ²];
X_{ai}	- conținutul de umiditate a aerului din mediul ambiant, [kg/kg];
X_e	- conținutul de a umiditate a aerului exterior, [kg _{apă} /kg _{aer}];
X_{ex}	- conținutul de umiditate a aerului expirat, [kg/kg];
X_i	- coordonate carteziene, [m];
X_{inf}	- conținutul de umiditate al aerului infiltrat, [kg/kg];
X_o	- distanța de la gura de introducere până unde se menține viteza v_o [m];
X_s	- conținutul de umiditate la saturație, [kg/kg];
X_u	- conținutul de umiditate, [kg/kg];
X_{vent}	- conținutul de umiditate a aerului ventilat, [kg/kg];
X	- distanța de la planul gurii de refulare, [m];
X_t	- coeficient de transmisie termică punctuală a unei punți termice, [W/K];

- y – direcția în care se desfășoară difuzia unidirecțională, [m];
- y_i – coordonate carteziene, [m];
- Y – debitul total de CO₂ degajat de la ocupanți, [l/s];
- z_i – înălțimea centrului zonei i, [m];
- z_j – înălțimea centrului zonei j, [m].

Listă de tabele

Tabel 1.1	Evoluția psihologică de percepere a sistemului de ventilație	10
Tabel 1.2	Schimbul de căldură al corpului uman.....	12
Tabel 1.3	Ecuțiile coeficientului de transfer termic convectiv	18
Tabel 1.4	Transferul de căldură pentru diferite activități	19
Tabel 1.5	Temperatura interioară funcție de categoria de confort	21
Tabel 1.6	Temperatura echivalentă	30
Tabel 1.7	Scara senzației de confort	34
Tabel 1.8	Valorile umidității relative funcție de temperatura interioară	37
Tabel 2.1	Difuzia de masă a gazelor în aer la 25°C și presiune de 0,98 bar	54
Tabel 3.1	Eficiența de ventilare funcție de sistemul de ventilare	74
Tabel 3.2	Rezistența termică superficială	83
Tabel 3.3	Umiditatea relativă interioară maximă pentru a nu se forma condensul pe suprafața geamului pentru $t_i=23^\circ\text{C}$ și convecție naturală	84
Tabel 4.1	Exemplu de valori obținute pentru PMV și PPD	92
Tabel 4.2	Valoarea temperaturii funcție de puterea radiației emise	97
Tabel 4.3	Anexă E ASHRAE - Evaluarea senzației termice a ambientului.....	103
Tabel 4.4	Centralizator regimuri de măsură	105
Tabel 4.5	Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul VMP1CO24-20	106
Tabel 4.6	Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul VMRECCO24-20	107
Tabel 4.7	Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul CSCO27-20	108
Tabel 4.8	Temperatura interioară și medie radiantă pentru regimul SCVMP2CO23-20	108
Tabel 4.9	Valorile temperaturilor pe cele patru nivele și diferența de temperatură pe verticală.....	109
Tabel 4.10	Umiditatea relativă pentru regimul VMP1CO24-20	110
Tabel 4.11	Umiditatea relativă pentru regimul VMRECCO24-20	111
Tabel 4.12	Umiditatea relativă pentru regimul CSCO27-20	111
Tabel 4.13	Umiditatea relativă pentru regimul SCVMP2CO23-20	112
Tabel 4.14	Valorile umidității relative în cele patru planuri și diferența pe verticală	112
Tabel 4.15	Temperatura interioară funcție de temperatura agentului de încălzire și temperatura exterioară	114
Tabel 4.16	Valorile medii ale temperaturii de pe suprafețele încăperii	117
Tabel 4.17	Valorile mărimilor măsurate și calculate pentru cele patru sisteme de încălzire.....	118
Tabel 4.18	Centralizator al senzației de confort care reiese din evaluări	119
Tabel 4.19	Centralizator PMV, PPD și senzația de confort termic.....	120
Tabel 6.1	Valorile parametrice ale curbelor din figura 6.2	140
Tabel 6.2	Valoarea lui PPD pentru valori stabilite ale lui PMV din figura 6.2	140
Tabel 6.3	Izolația termică a articolele de îmbrăcăminte	141
Tabel 6.4	Parametrii introduși pentru regimul de măsurare studiat	142
Tabel 6.5	Valorile lui PMV și PPD determinate prin metoda analitică, atunci când valoarea lui clo este incrementată.....	142

Tabel 6.6	Rezistențele termice totale al articolelor de îmbrăcăminte purtate de ocupanți pentru exemplul dat.....	144
Tabel 6.7	Parametrii introduși în programul de calcul analitic	146
Tabel 6.8	Centralizator PMV și PPD pentru cele două metode	146

Listă de figuri

Figura 1.1	Interacțiunea dintre mediul interior ambiental, transferul masic și de energie	10
Figura 1.2	Modelul cilindric al interacțiunii termice între corpul uman și mediul înconjurător	13
Figura 1.3	Valoarea medie a coeficientului unghiular între o persoană în poziție așezat și un dreptunghi orizontal.....	24
Figura 1.4	Valoarea medie a coeficientului unghiular între o persoană în poziție așezat și un dreptunghi vertical	25
Figura 1.5	Coeficientul unghiular față de o suprafață elementară orizontală....	26
Figura 1.6	Coeficientul unghiular față de o suprafață elementară verticală	26
Figura 1.7	Ecuția pierderilor de căldură în funcție de ET și T_{OU}	28
Figura 1.8	Valorile recomandate ale TTUN funcție de căldura metabolică.....	29
Figura 1.9	Temperatura operativă în funcție de activitatea desfășurată.....	31
Figura 1.10	Zona de confort pentru activități sedentare pentru perioada de vară și iarnă	32
Figura 1.11	Modul de adaptare la confortul termic pentru ocupanți	33
Figura 1.12	Procentul previzibil de nemulțumiți (PPD) în funcție de votul mediu previzibil (PMV)	35
Figura 1.13	Umiditatea relativă optimă, condiție de sănătate	37
Figura 1.14	Procentul de nemulțumiți cauzat de o persoană standard (1 olf) la diferite debite de aer proaspăt	39
Figura 1.15	Procentul de nemulțumiți funcție de nivelul de CO_2 din spațiu.....	41
Figura 1.16	Determinarea turbulenței funcție de viteza mediată v_a și temperatura aerului t_a pentru $DR=15\%$	42
Figura 1.17	Corecția temperaturii operative funcție de viteza aerului.....	43
Figura 1.18	Procentul de nemulțumiți PPD în funcție de diferența de temperatură dintre nivelul călcâielor și al capului.....	44
Figura 1.19	Variația temperaturii pe verticală considerând încăperile învecinate încălzite	45
Figura 1.20	Procentul de nemulțumiți funcție de temperatura pardoselii	46
Figura 1.21	Procentul de nemulțumiți funcție de radiația asimetrică	48
Figura 2.1	Difuzia vaporilor de apă prin aerul stagnant.....	56
Figura 2.2	Profilul de presiune al difuziei vaporilor de apă printr-un mediu de aer stagnant	57
Figura 2.3	Transferul de masă convectiv într-un punct x atunci când suprafața este impermeabilă la gazul A_G	59
Figura 2.4	Cameră de pulverizare cu apă.....	64
Figura 3.1	Sistemul de ventilare scurcircuitat	70
Figura 3.2	Sistemul de ventilare prin diluție cu introducere și evacuare laterală și recircularea aerului interior	70
Figura 3.3	Sistemul de ventilare prin diluție cu introducere centrală și evacuare marginală	71
Figura 3.4	Sistem de ventilare prin deplasare.....	72
Figura 3.5	Sistem de ventilare tip piston	72
Figura 3.6	Variante de introducere evacuare în ventilație	73
Figura 3.7	Amestecul a două volume de aer.....	76
Figura 3.8	Încălzirea aerului când $Q_{deg} < Q_{nec}$	77
Figura 3.9	Încălzirea aerului când $Q_{deg} > Q_{nec}$	78
Figura 3.10	Umidificarea aerului cu abur saturat la temperatură constantă	79

Figura 3.11	Limitarea umidității relative interioare funcție de indicele de temperatură pentru prevenirea condensului.....	83
Figura 3.12	Structura jetului circular turbulent, liber.....	86
Figura 3.13	Structura jetului circular la refularea verticală pe perioada de iarnă.....	88
Figura 3.14	Determinarea coeficienților de vârtej.....	90
Figura 4.1	Influența relativă a temperaturii aerului t_i și temperaturii medii radiante t_{mr} asupra temperaturii sferei pentru diferite viteze ale aerului interior.....	94
Figura 4.2	Vizualizare 3D a sistemului a sistemului de ventilație (evacuare și refulare) și cel cu corpuri statice.....	98
Figura 4.3	Vedere de sus a standului experimental.....	99
Figura 4.4	Centrală de tratare a aerului cu baterie de încălzire înaintea ventilatorului și reglajul calitativ al agentului termic (vană cu trei căi).....	100
Figura 4.5	Variația debitului funcție de curba caracteristică a rețelei.....	102
Figura 4.6	Poziționarea senzorilor în cele 5 puncte și pe cele patru nivele.....	102
Figura 4.7	Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20... ..	106
Figura 4.8	Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20.....	107
Figura 4.9	Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul CSCO27-20.....	108
Figura 4.10	Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20.....	108
Figura 4.11	Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20.....	110
Figura 4.12	Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20.....	110
Figura 4.13	Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul CSCO27-20.....	111
Figura 4.14	Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20.....	112
Figura 4.15	Variația temperaturii interioare funcție de temperatura exterioară și a agentului termic pentru regimul VMP1CO24-20.....	113
Figura 4.16	Variația temperaturii interioare și de refulare funcție de temperatura exterioară și a agentului termic pentru regimul VMRECCO24-20.....	113
Figura 4.17	Variația temperaturii interioare și de refulare funcție de temperatura exterioară și a agentului termic pentru regimul SCVMP2CO23-20.....	114
Figura 4.18	Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul VMP1CO24-20.....	115
Figura 4.19	Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul VMRECCO24-20.....	116
Figura 4.20	Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul CSCO27-20.....	116
Figura 4.21	Poze termografice și graficul distribuției temperaturii pe verticală pe fațada exterioară pentru regimul SCVMP2CO23-20.....	117
Figura 4.22	Poziția punctului (senzației de confort) pentru cele patru sisteme de încălzire calculat analitic.....	119
Figura 5.1	Schemă termoconvectivă cu 6 zone în cazul unei încăperi prevăzute cu un corp de încălzire static.....	122

Figura 5.2	Împărțirea volumului încăperii pe zone de modelare	126
Figura 5.3	Conservarea de masă între elementele vecine.....	127
Figura 5.4	Conservarea de energie între elementele vecine	127
Figura 5.5	Schema sinoptică a modelului multizonal folosit pentru modelare .	129
Figura 5.6	Fluxul de căldură convectiv pentru nodul de aer „i”	130
Figura 5.7	Fluxul termic de la energia solară și surse radiante într-o încăpere radiantă pe peretele opus concentrat într-un nod de temperatură.....	131
Figura 5.8	Distribuția temperaturii pentru regimul VMP1CO24-20	133
Figura 5.9	Distribuția umidității relative pentru regimul VMP1CO24-20	134
Figura 5.10	Distribuția temperaturii pentru regimul VMRECCO24-20	134
Figura 5.11	Distribuția umidității relative pentru regimul VMRECCO24-20	135
Figura 5.12	Distribuția temperaturii pentru regimul CSCO27-20	135
Figura 5.13	Distribuția umidității relative pentru regimul CSCO27-20	136
Figura 5.14	Distribuția temperaturii pentru regimul SCVMP2CO23-20.....	136
Figura 5.15	Distribuția umidității relative pentru regimul SCVMP2CO23-20	137
Figura 6.1	Determinarea PPD funcție de PMV din grafic	138
Figura 6.2	Determinarea grafică a lui PPD funcție de clo și PMV	139
Figura 6.3	Trasarea curbei clo și PMV pentru determinarea lui PPD.....	143
Figura 6.4	Determinarea grafică a lui PPD funcție de clo și PMV pentru punctul din exemplu	144
Figura 6.5	Detaliu pentru punctul dat în exemplul de mai sus.....	145
Figura 6.6	Punctul din exemplu pe curba PMV-PPD rezultat din calculul analitic	146

ANEXA A - MĂSURĂTORI

Tabel A1.1 – Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO18-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:00	18,30	18,56	19,30	19,20	17,14
2	18:10	18,26	18,26	19,00	18,80	16,70
3	18:20	18,48	18,20	18,80	18,70	16,40
4	18:30	18,38	18,50	18,70	18,60	15,93
5	18:40	18,50	18,48	18,20	18,60	16,45
6	18:50	18,38	18,26	18,30	18,40	17,57
7	19:00	18,44	18,00	18,20	18,40	18,00
8	19:10	18,22	18,00	18,00	18,40	18,35
9	19:20	18,16	18,70	18,90	18,80	18,60
10	19:30	18,26	18,60	18,80	18,80	18,69
11	19:40	18,42	18,50	18,50	18,80	18,70
12	19:50	18,25	18,60	18,40	18,90	18,70
13	20:00	18,43	18,70	18,40	18,80	18,76
14	20:10	18,80	18,80	18,80	18,70	18,90
15	20:20	18,92	19,00	19,10	18,80	18,76
16	20:30	18,82	19,10	19,00	18,80	18,80
17	20:40	18,88	19,20	19,20	18,90	18,83
18	20:50	18,90	19,10	19,20	18,80	18,95
19	21:00	18,40	18,80	18,80	18,80	18,80
20	21:05	18,40	18,60	18,70	18,80	18,74

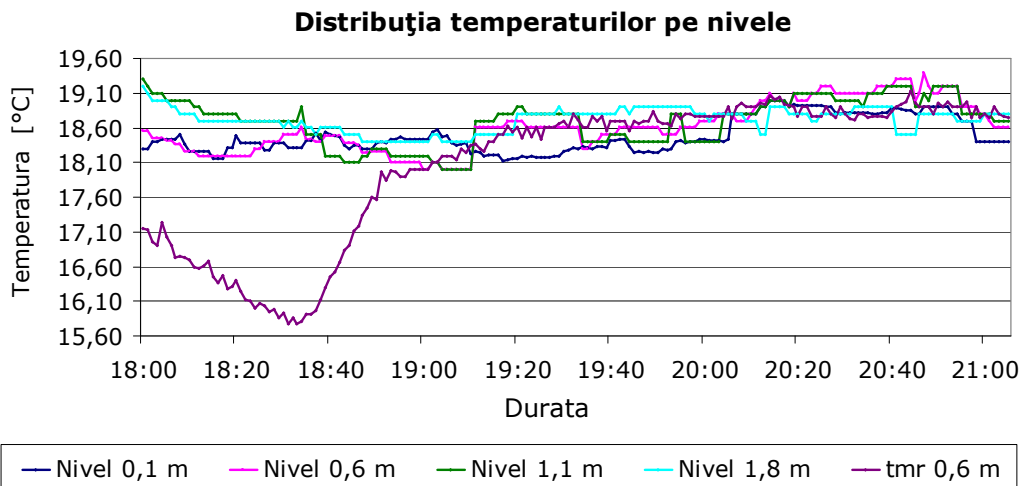


Figura A1.1 - Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO18-50

Tabel A1.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO18-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:00	49,30	49,70	49,90	50,40
2	18:10	49,60	49,00	50,50	50,70
3	18:20	50,00	50,00	50,60	50,80
4	18:30	49,90	49,10	49,20	50,80
5	18:40	49,90	49,90	49,90	49,50
6	18:50	48,70	48,70	48,70	49,60
7	19:00	49,90	50,70	50,60	49,70
8	19:10	50,10	51,30	50,90	48,50
9	19:20	51,20	52,20	51,40	51,00
10	19:30	52,20	52,10	52,00	51,00
11	19:40	51,60	51,80	51,90	51,00
12	19:50	50,10	50,00	50,40	49,70
13	20:00	52,26	51,80	52,20	50,80
14	20:10	51,80	51,80	51,80	50,70
15	20:20	51,60	51,70	51,30	50,60
16	20:30	51,00	51,80	51,80	51,00
17	20:40	52,10	52,20	51,80	50,60
18	20:50	51,60	51,70	51,40	50,50
19	21:00	50,90	51,00	50,90	50,60
20	21:05	51,70	51,80	51,50	51,00

Distribuția umidității relative pe nivele

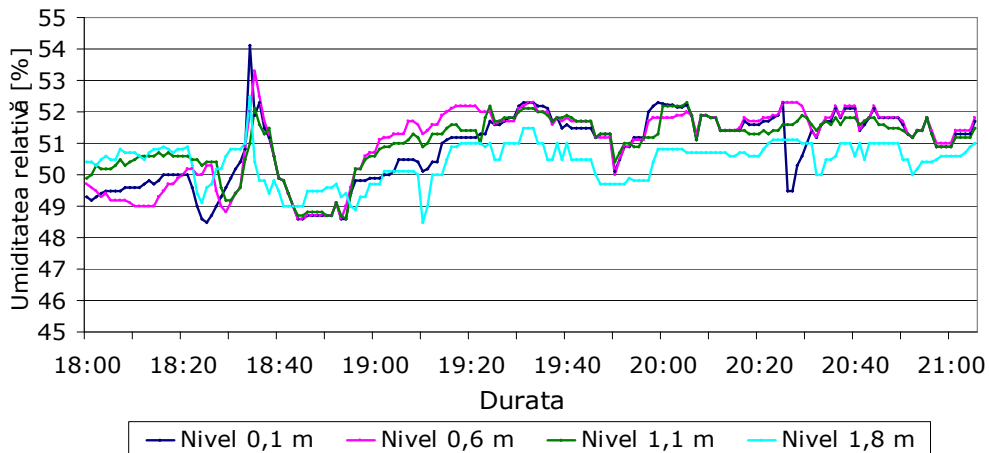


Figura A1.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO18-50

Tabel A2.1- Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO20-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:40	20,90	20,94	20,90	20,94	19,84
2	15:50	20,60	20,54	20,60	20,44	19,89
3	16:00	20,40	20,34	20,30	20,24	19,84
4	16:10	20,40	20,44	20,20	20,24	19,72
5	16:20	20,50	20,62	20,46	20,50	19,78
6	16:30	20,42	20,64	20,46	20,44	19,99
7	16:40	20,44	20,66	20,44	20,44	20,16
8	16:50	20,54	20,50	20,44	20,56	20,09
9	17:00	20,66	20,66	20,62	20,68	20,04
10	17:10	20,68	20,72	20,62	20,68	20,10
11	17:20	20,58	20,70	20,72	20,58	20,19
12	17:30	20,72	20,70	20,72	20,62	20,09
13	17:40	20,62	20,56	20,48	20,62	19,99
14	17:50	20,62	20,68	20,56	20,74	20,06
15	18:00	20,56	20,58	20,36	20,70	20,00
16	18:10	20,54	20,54	20,32	20,70	19,87
17	18:20	20,54	20,60	20,66	20,70	20,20
18	18:30	20,56	20,58	20,66	20,70	19,95
19	18:40	20,66	20,58	20,66	20,80	20,09
20	18:45	20,68	20,66	20,74	20,80	19,91

Distribuția temperaturilor pe nivele

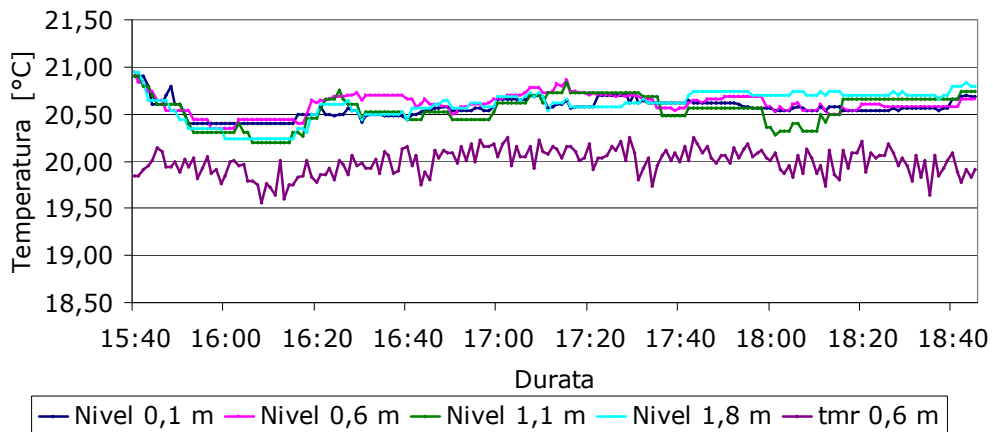


Figura A2.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO20-20

Tabel A2.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO20-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:40	20,20	20,80	20,20	21,00
2	15:50	20,00	20,70	20,20	21,00
3	16:00	20,00	21,00	20,40	21,10
4	16:10	19,90	20,90	20,40	21,00
5	16:20	19,60	20,76	19,96	20,24
6	16:30	19,26	19,20	19,30	19,20
7	16:40	19,06	18,98	18,98	18,96
8	16:50	19,04	18,76	18,76	18,94
9	17:00	18,62	18,48	18,20	18,44
10	17:10	18,80	18,56	18,46	18,44
11	17:20	18,80	18,56	18,54	18,40
12	17:30	18,84	18,76	18,62	18,60
13	17:40	18,94	18,90	18,50	18,62
14	17:50	18,92	18,90	18,44	18,56
15	18:00	19,04	18,78	18,66	18,84
16	18:10	18,92	18,40	18,50	18,66
17	18:20	18,84	18,42	18,74	18,68
18	18:30	18,84	18,36	18,66	18,62
19	18:40	18,76	18,32	18,66	18,58
20	18:45	18,64	18,22	18,48	18,48

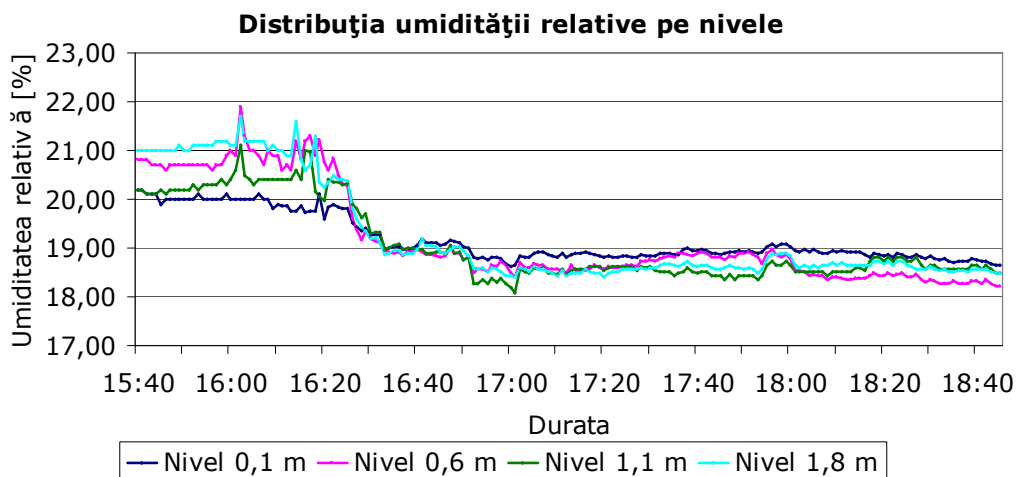


Figura A2.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO20-20

Tabel A3.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO20-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	13:00	21,40	21,40	21,30	21,30	19,46
2	13:10	21,30	21,20	21,00	21,00	17,30
3	13:20	21,00	21,00	21,00	21,00	21,00
4	13:30	21,00	21,00	20,90	20,90	19,07
5	13:40	21,00	20,86	21,00	20,80	19,70
6	13:50	20,98	20,86	20,98	20,92	22,00
7	14:00	20,88	20,86	21,00	20,90	21,62
8	14:10	20,88	21,00	20,98	20,92	19,46
9	14:20	20,98	21,00	21,00	20,88	18,67
10	14:30	20,98	21,10	21,10	20,84	15,98
11	14:40	21,00	21,10	21,10	20,80	15,16
12	14:50	20,90	21,06	21,08	20,88	17,54
13	15:00	20,92	21,06	21,10	20,88	17,54
14	15:10	21,02	21,06	21,10	20,82	16,34
15	15:20	21,00	21,02	21,02	20,82	17,11
16	15:30	20,92	21,02	21,02	20,86	17,90
17	15:40	20,90	21,06	21,08	20,98	19,51
18	15:50	21,02	21,06	21,10	20,98	19,51
19	16:00	21,00	21,06	21,00	20,98	19,52
20	16:05	21,00	21,06	21,00	20,98	19,52

Distribuția temperaturilor pe nivele

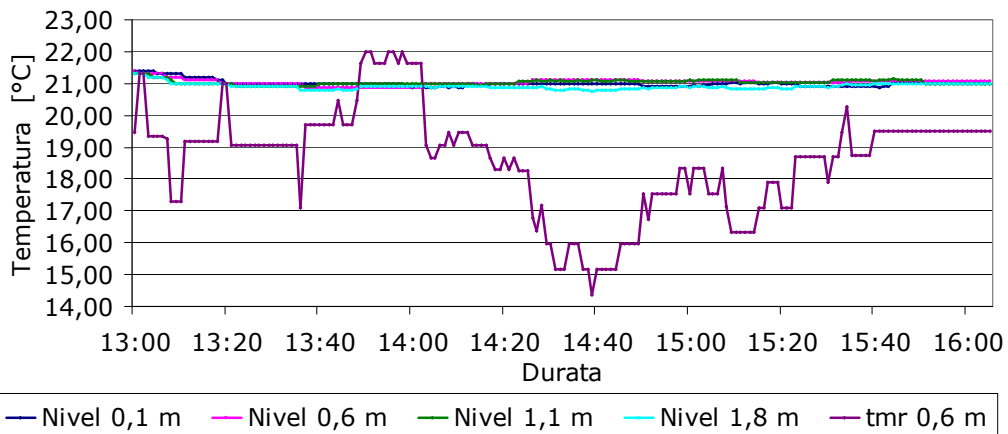


Figura A3.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO20-30

Tabel A3.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO20-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	13:00	30,00	32,10	30,10	29,70
2	13:10	30,20	32,20	30,40	29,90
3	13:20	30,20	32,20	30,60	30,00
4	13:30	30,40	32,30	30,50	30,00
5	13:40	31,02	31,24	30,76	31,16
6	13:50	31,44	31,32	31,40	31,74
7	14:00	30,84	30,42	30,52	30,92
8	14:10	31,12	30,74	30,94	31,18
9	14:20	32,12	31,74	31,60	31,92
10	14:30	32,02	31,90	31,82	32,22
11	14:40	32,28	32,24	31,96	32,18
12	14:50	30,86	30,96	31,08	31,04
13	15:00	32,32	32,32	31,96	32,06
14	15:10	33,02	32,06	32,36	32,70
15	15:20	32,64	32,28	32,18	32,36
16	15:30	32,10	31,92	31,64	31,96
17	15:40	32,18	31,60	31,86	31,96
18	15:50	32,70	32,20	32,26	32,30
19	16:00	32,30	31,92	32,02	31,92
20	16:05	32,68	32,42	32,16	32,40

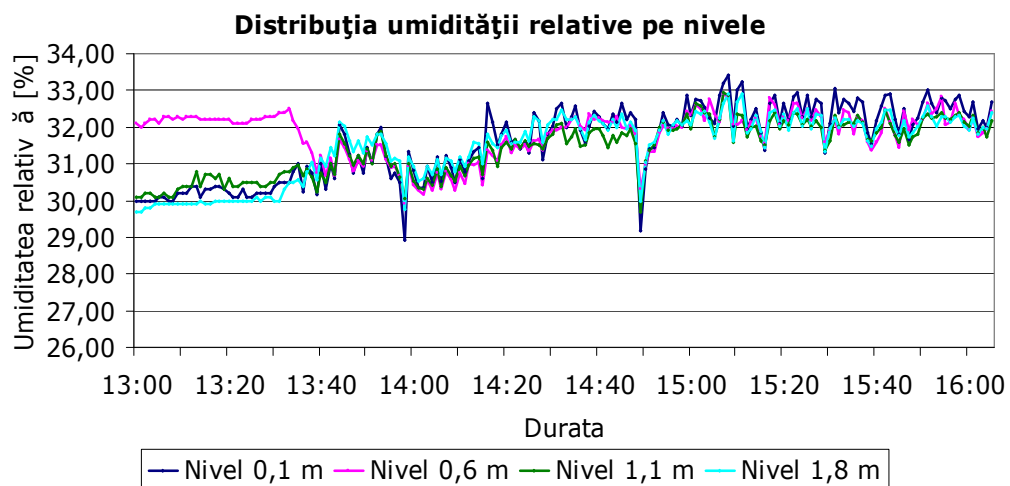


Figura A3.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO20-30

Tabel A4.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO20-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	17:30	21,70	21,80	21,40	21,60	20,76
2	17:40	21,50	21,50	21,20	21,10	20,89
3	17:50	21,10	21,10	21,10	21,10	20,91
4	18:00	21,00	21,00	21,00	21,00	20,73
5	18:10	21,10	21,00	21,10	21,00	20,89
6	18:20	21,20	21,10	21,10	21,00	20,89
7	18:30	21,20	21,10	21,10	21,10	20,95
8	18:40	21,20	21,10	21,10	21,10	20,88
9	18:50	21,20	21,10	21,10	21,10	21,10
10	19:00	21,20	21,10	21,10	21,10	20,93
11	19:10	21,20	21,10	21,10	21,10	21,00
12	19:20	21,20	21,10	21,00	21,10	20,78
13	19:30	21,10	21,00	21,00	21,00	20,89
14	19:40	21,10	21,10	21,10	21,10	20,95
15	19:50	21,20	21,20	21,10	21,20	20,75
16	20:00	21,20	21,20	21,10	21,20	20,86
17	20:10	21,20	21,20	21,30	21,20	20,90
18	20:20	21,20	21,20	21,40	21,30	20,81
19	20:30	21,20	21,30	21,40	21,30	20,73
20	20:35	21,20	21,30	21,40	21,30	20,82

Distribuția temperaturilor pe nivele

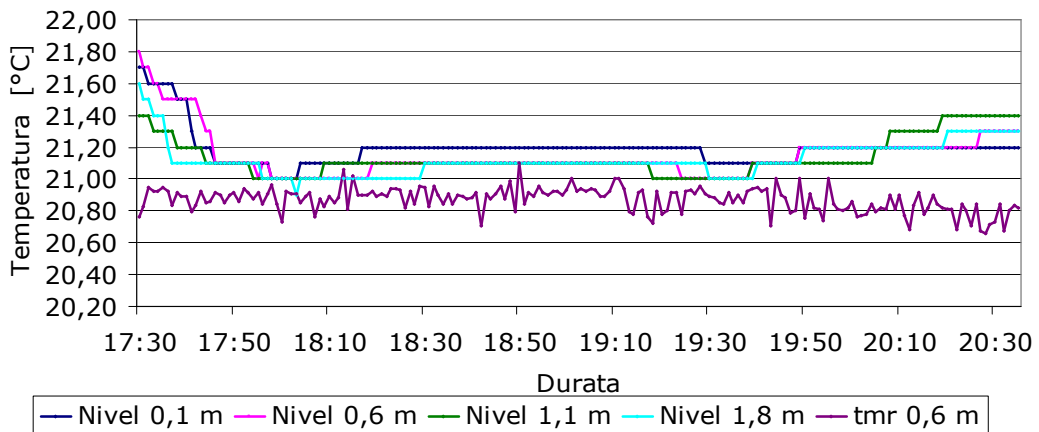


Figura A4.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO20-40

Tabel A4.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO20-40

Nr.crt	Durata	Φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	17:30	39,20	41,20	40,00	38,20
2	17:40	39,70	41,50	40,20	38,70
3	17:50	39,80	41,60	40,00	38,60
4	18:00	39,10	41,00	39,40	38,10
5	18:10	41,28	41,66	41,10	40,54
6	18:20	41,06	41,48	41,28	41,28
7	18:30	41,10	41,42	41,22	41,28
8	18:40	41,24	41,58	41,48	41,82
9	18:50	40,96	41,36	41,26	41,54
10	19:00	40,92	41,68	41,38	41,50
11	19:10	40,66	41,52	41,32	41,10
12	19:20	41,14	41,46	41,56	41,68
13	19:30	41,12	41,12	41,18	41,36
14	19:40	42,10	42,04	42,10	42,56
15	19:50	41,54	41,56	41,62	41,80
16	20:00	41,68	41,64	41,64	42,02
17	20:10	41,08	41,14	41,04	41,54
18	20:20	42,10	41,36	41,26	41,96
19	20:30	42,10	41,84	41,74	42,42
20	20:35	41,88	41,48	41,38	41,94

Distribuția umidității relative pe nivele

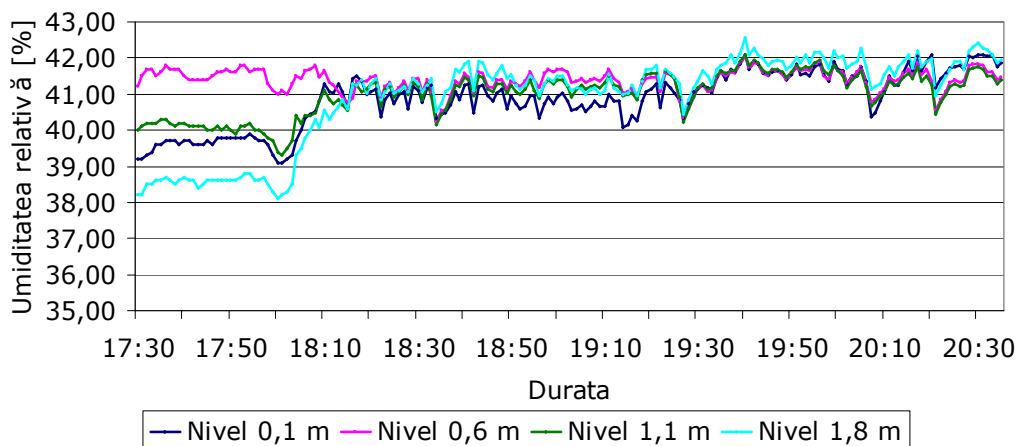


Figura A4.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO20-40

Tabel A5.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO20-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	12:50	20,80	21,10	21,10	21,00	19,86
2	13:00	20,50	20,70	20,60	20,60	20,13
3	13:10	20,40	20,50	20,30	20,30	20,11
4	13:20	20,40	20,30	20,20	20,20	20,34
5	13:30	20,50	20,30	20,40	20,40	20,39
6	13:40	20,50	20,50	20,50	20,50	20,34
7	13:50	20,50	20,54	20,50	20,50	20,16
8	14:00	20,50	20,52	20,50	20,50	20,31
9	14:10	20,50	20,52	20,50	20,50	20,36
10	14:20	20,50	20,50	20,50	20,50	20,44
11	14:30	20,50	20,56	20,50	20,50	20,22
12	14:40	20,50	20,52	20,50	20,50	20,57
13	14:50	20,50	20,56	20,50	20,50	20,20
14	15:00	20,50	20,52	20,50	20,50	20,28
15	15:10	20,50	20,60	20,50	20,50	20,14
16	15:20	20,50	20,54	20,50	20,50	20,19
17	15:30	20,50	20,54	20,50	20,50	20,10
18	15:40	20,40	20,42	20,40	20,50	20,23
19	15:50	20,40	20,42	20,30	20,50	20,21
20	15:55	20,40	20,42	20,30	20,50	20,23

Distribuția temperaturilor pe nivele

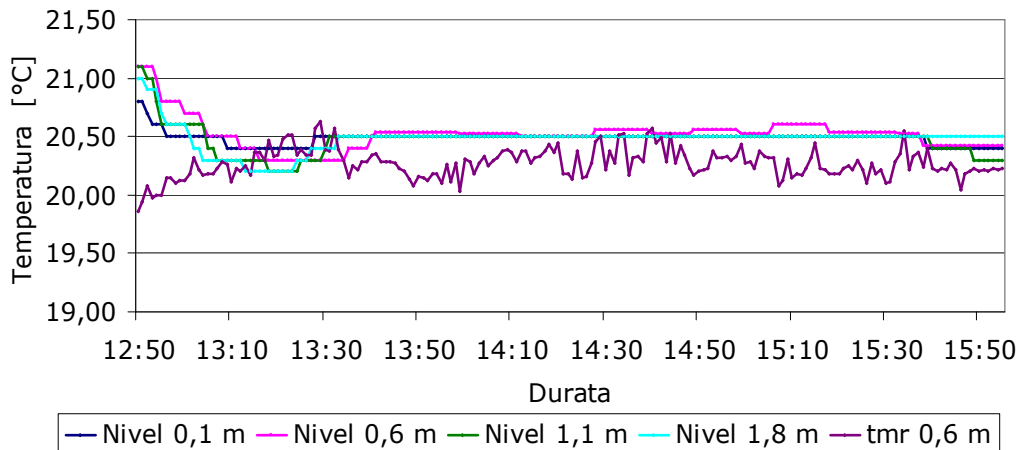


Figura A5.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO20-50

Tabel A5.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO20-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	12:50	48,80	49,30	48,20	47,20
2	13:00	50,00	50,40	49,40	48,30
3	13:10	51,40	51,80	51,10	49,70
4	13:20	51,80	52,20	51,40	49,80
5	13:30	51,44	52,14	51,56	50,94
6	13:40	50,96	51,42	51,08	51,62
7	13:50	52,26	52,32	52,28	52,62
8	14:00	52,34	52,44	52,26	52,44
9	14:10	51,34	51,34	51,26	51,64
10	14:20	49,78	50,02	50,18	50,42
11	14:30	52,46	52,62	52,18	52,58
12	14:40	51,70	52,08	51,42	52,04
13	14:50	51,88	52,70	51,90	52,26
14	15:00	51,32	51,96	51,24	52,06
15	15:10	52,16	52,62	51,88	51,82
16	15:20	52,42	52,80	52,30	52,60
17	15:30	52,38	52,64	52,16	52,44
18	15:40	51,84	51,98	52,12	52,42
19	15:50	52,90	53,02	52,88	52,96
20	15:55	52,72	52,90	52,80	52,84

Distribuția umidității relative pe nivele

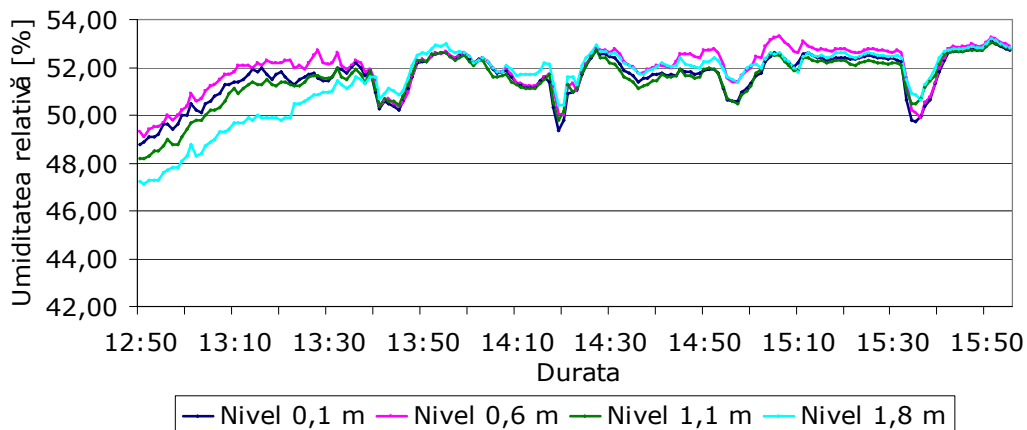


Figura A5.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO20-50

Tabel A6.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO20-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:20	21,79	21,92	21,92	-	22,11
2	15:30	21,70	21,74	21,70	-	21,49
3	15:40	21,68	21,65	21,58	-	21,25
4	15:50	21,64	21,60	21,46	-	21,22
5	16:00	21,54	21,54	21,34	-	21,42
6	16:10	21,54	21,53	21,34	-	21,31
7	16:20	21,50	21,48	21,34	-	21,35
8	16:30	21,51	21,45	21,22	-	21,33
9	16:40	21,39	21,38	21,20	-	21,17
10	16:50	21,33	21,30	21,20	-	21,16
11	17:00	21,33	21,24	21,08	-	21,01
12	17:10	21,22	21,21	21,08	-	21,05
13	17:20	21,18	21,16	21,08	-	20,84

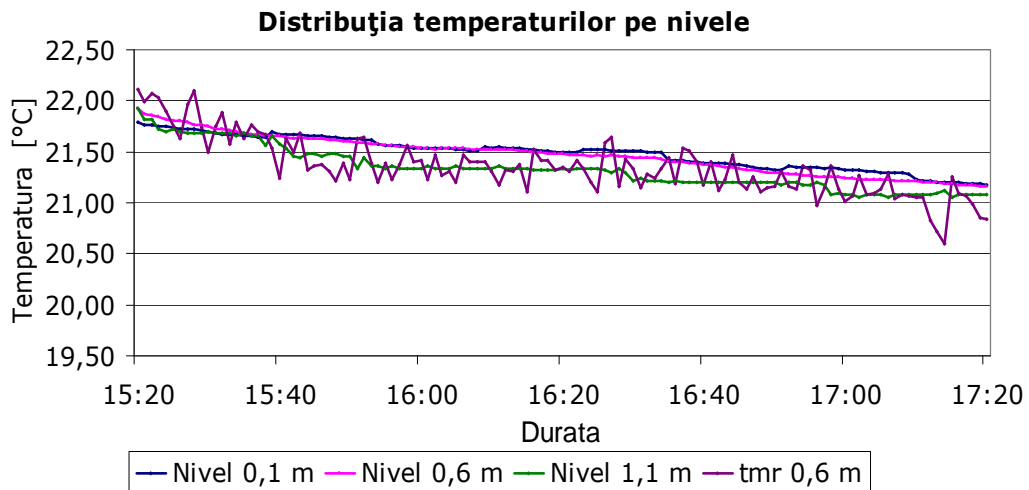


Figura A6.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO20-20

Tabel A6.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO20-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:20	25,22	24,78	24,86	-
2	15:30	25,14	24,78	24,78	-
3	15:40	25,36	24,94	24,82	-
4	15:50	25,36	24,92	24,80	-
5	16:00	25,26	24,94	24,80	-
6	16:10	25,24	24,90	24,80	-
7	16:20	25,32	24,80	24,80	-
8	16:30	25,32	24,82	25,02	-
9	16:40	25,34	24,84	24,82	-
10	16:50	25,36	24,96	24,84	-
11	17:00	25,36	25,06	25,16	-
12	17:10	25,50	25,10	25,16	-
13	17:20	25,60	25,24	25,28	-

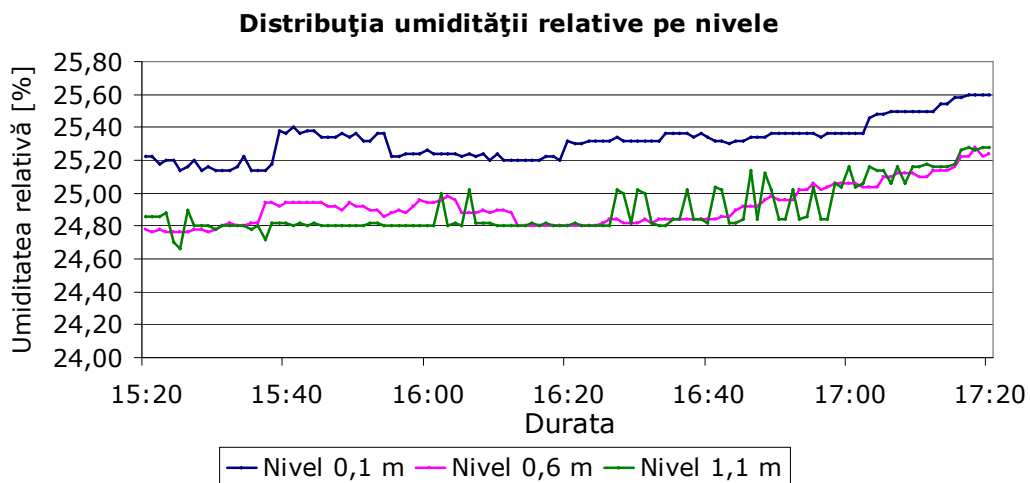


Figura A6.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO20-20

Tabel A7.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO20-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	19:20	20,69	20,49	20,56	-	20,88
2	19:30	20,68	20,47	20,46	-	20,76
3	19:40	20,69	20,44	20,42	-	20,51
4	19:50	20,67	20,41	20,38	-	20,50
5	20:00	20,63	20,34	20,30	-	20,60
6	20:10	20,61	20,31	20,32	-	20,37
7	20:20	20,63	20,37	20,44	-	20,32
8	20:30	20,64	20,42	20,44	-	20,32
9	20:40	20,65	20,41	20,48	-	20,34
10	20:50	20,65	20,41	20,46	-	20,33
11	21:00	20,64	20,41	20,50	-	20,39
12	21:10	20,59	20,28	20,30	-	20,60
13	21:20	20,57	20,27	20,34	-	20,32

Distribuția temperaturilor pe nivele

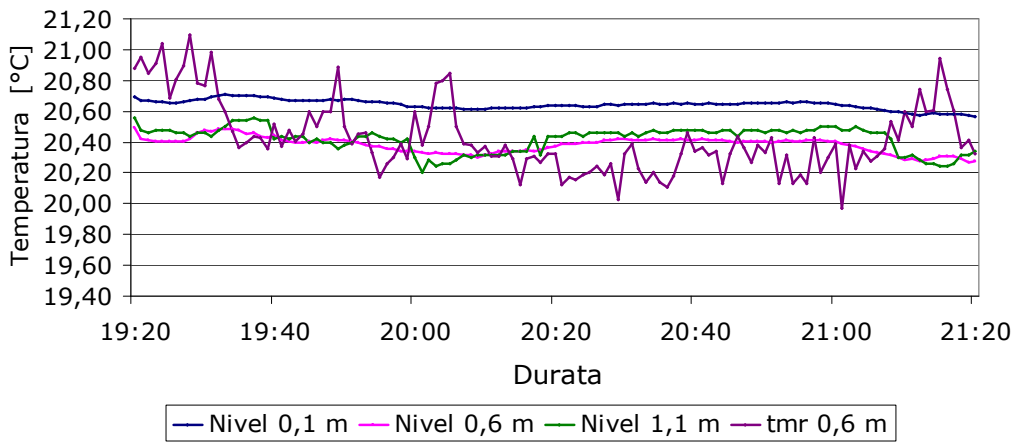


Figura A7.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO20-30

Tabel A7.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO20-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	19:20	28,84	26,90	28,84	-
2	19:30	33,40	35,94	34,92	-
3	19:40	32,52	32,60	34,02	-
4	19:50	34,46	34,56	36,34	-
5	20:00	32,34	32,56	33,74	-
6	20:10	33,24	32,90	34,46	-
7	20:20	33,56	33,68	34,84	-
8	20:30	34,30	34,68	35,62	-
9	20:40	34,72	34,96	36,18	-
10	20:50	35,60	36,88	37,50	-
11	21:00	35,46	35,64	37,18	-
12	21:10	33,06	32,50	33,94	-
13	21:20	34,88	34,06	37,02	-

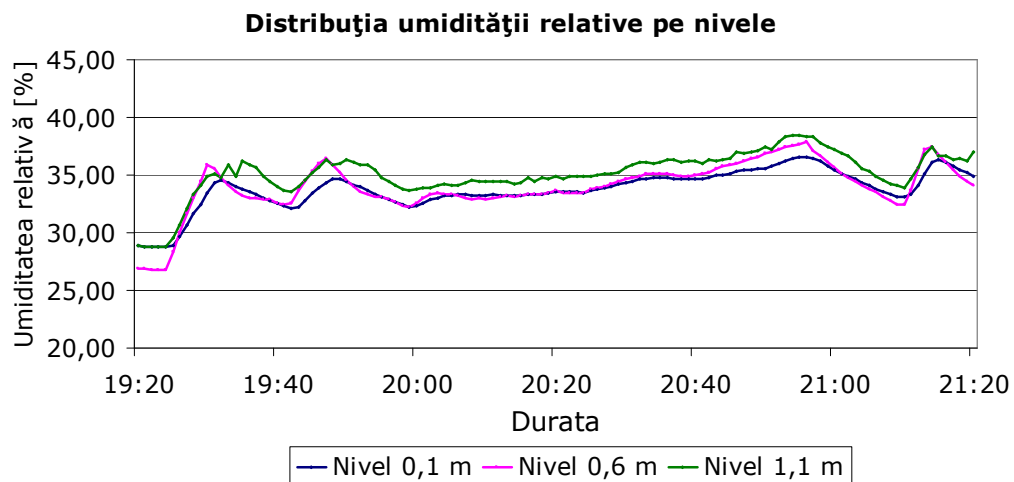


Figura 4.13 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO20-30

Tabel A8.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO20-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	22:00	20,71	20,85	21,16	-	20,34
2	22:10	20,66	20,66	21,06	-	20,36
3	22:20	20,60	20,57	20,74	-	20,31
4	22:30	20,56	20,51	20,60	-	20,23
5	22:40	20,51	20,45	20,62	-	19,89
6	22:50	20,49	20,43	20,62	-	20,18
7	23:00	20,47	20,41	20,60	-	20,14
8	23:10	20,43	20,34	20,52	-	20,49
9	23:20	20,33	20,14	20,24	-	20,58
10	23:30	20,21	20,03	20,00	-	20,61
11	23:40	20,13	19,94	19,98	-	20,44
12	23:50	20,07	19,85	19,96	-	20,38
13	00:00	20,02	19,81	19,84	-	20,34

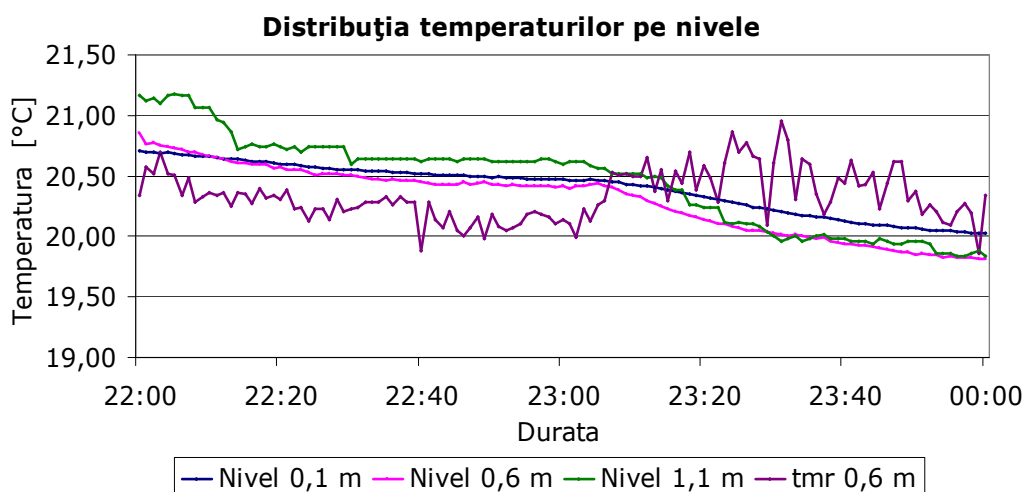


Figura A8.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO20-40

Tabel A8.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO20-40

Nr.crt	Durata	Φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	22:00	40,36	41,66	41,38	-
2	22:10	38,46	38,54	38,50	-
3	22:20	37,08	37,26	37,94	-
4	22:30	37,32	37,58	38,22	-
5	22:40	36,98	37,28	37,92	-
6	22:50	37,42	37,82	38,22	-
7	23:00	37,06	37,10	37,72	-
8	23:10	37,22	37,86	38,34	-
9	23:20	36,92	37,50	38,18	-
10	23:30	37,20	38,36	38,76	-
11	23:40	37,42	38,34	39,08	-
12	23:50	37,30	37,94	38,78	-
13	00:00	37,64	38,66	39,48	-

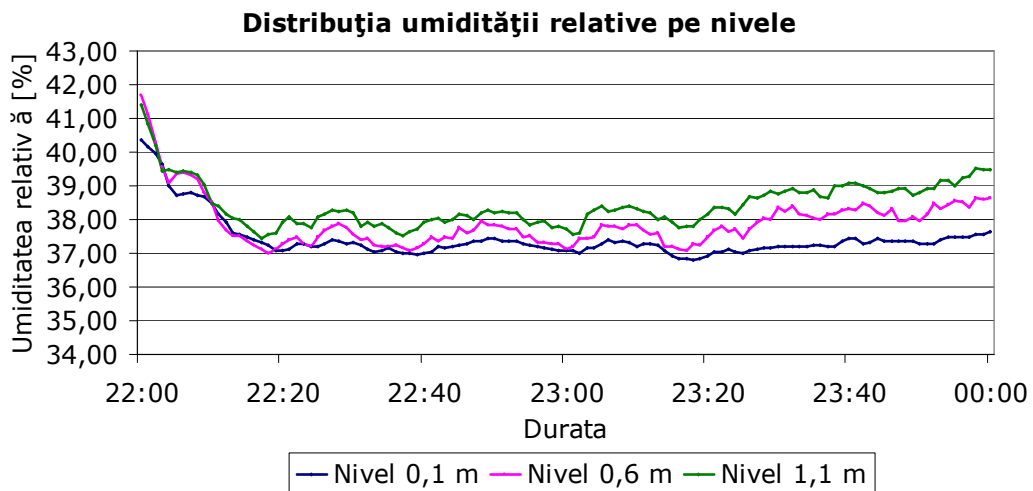


Figura A8.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO20-40

Tabel A9.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO20-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:30	21,40	20,20	20,40	20,90	20,13
2	18:39	20,80	20,60	20,80	20,80	20,20
3	18:50	20,50	20,50	20,70	20,50	19,94
4	19:00	20,20	20,30	20,70	20,20	20,04
5	19:10	20,60	20,70	20,60	20,60	20,28
6	19:20	20,50	20,50	20,50	20,50	20,04
7	19:30	20,40	20,40	20,40	20,30	20,27
8	19:40	20,40	20,40	20,40	20,30	20,15
9	19:50	20,80	20,90	20,90	20,90	20,13
10	20:00	20,70	20,80	20,80	20,70	20,19
11	20:10	20,70	20,80	20,80	20,70	20,12
12	20:20	21,00	21,00	21,00	21,00	19,95
13	20:30	20,50	20,50	20,50	20,50	20,02
14	20:40	20,50	20,50	20,50	20,50	20,15
15	20:50	20,20	20,30	20,30	20,20	19,94
16	21:00	20,70	20,80	20,70	20,80	20,02
17	21:10	20,50	20,50	20,50	20,50	20,04
18	21:20	20,30	20,20	20,30	20,20	19,89
19	21:30	20,30	20,20	20,30	20,20	19,86
20	21:35	20,30	20,20	20,30	20,20	20,04

Distribuția temperaturilor pe nivele

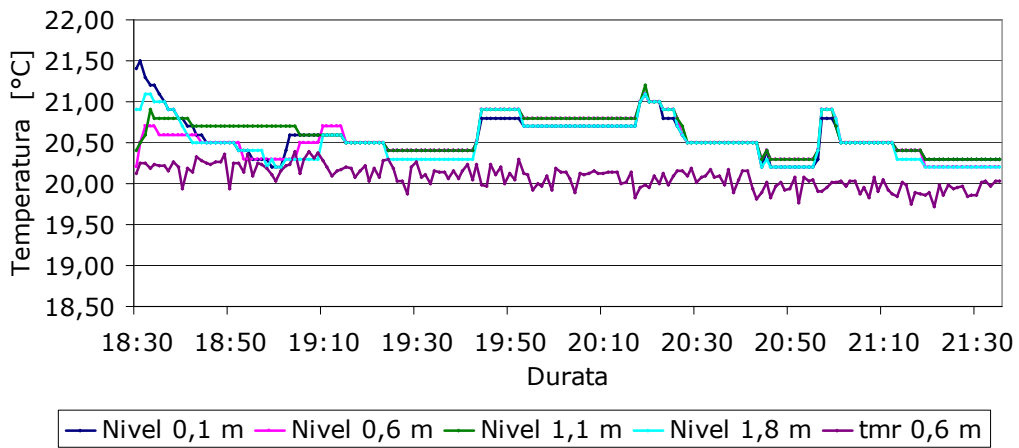


Figura A9.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO20-50

Tabel A9.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO20-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:30	45,30	48,50	47,90	45,60
2	18:39	45,20	47,30	46,70	46,40
3	18:50	47,20	47,70	47,30	49,00
4	19:00	47,90	48,20	47,60	49,40
5	19:10	47,46	47,46	46,66	47,30
6	19:20	47,56	47,46	46,96	47,40
7	19:30	48,10	47,66	47,52	47,66
8	19:40	48,40	48,16	47,74	47,76
9	19:50	47,40	47,02	46,74	46,86
10	20:00	48,20	48,12	47,74	47,76
11	20:10	48,30	48,36	38,14	47,96
12	20:20	48,80	48,72	38,50	47,76
13	20:30	49,96	49,92	39,90	49,16
14	20:40	51,26	51,32	40,98	50,30
15	20:50	51,36	51,42	41,18	50,60
16	21:00	49,56	49,62	39,70	49,00
17	21:10	49,96	50,22	40,18	49,30
18	21:20	49,90	50,32	40,14	49,50
19	21:30	49,80	49,92	39,84	49,20
20	21:35	49,00	49,50	49,50	49,50

Distribuția umidității relative pe nivele

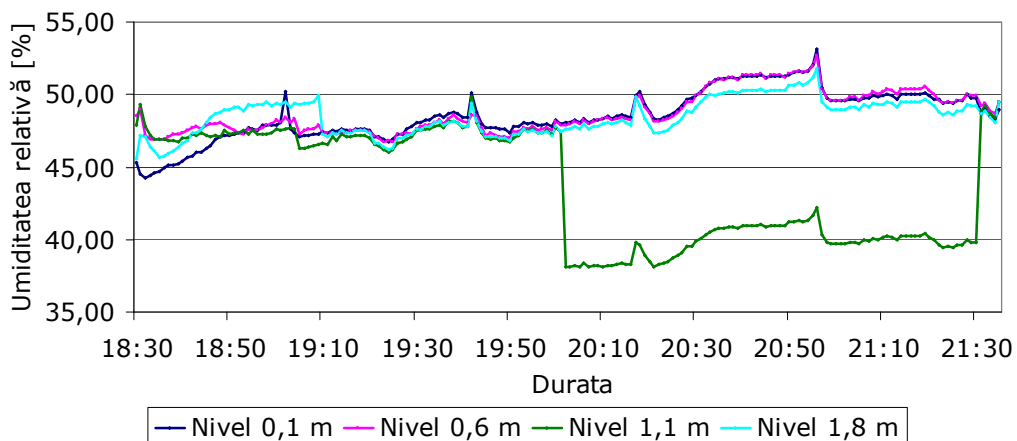


Figura A9.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO20-50

Tabel A10.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO22-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:15	22,30	22,00	22,40	22,30	22,02
2	16:25	22,34	22,44	22,48	22,50	21,91
3	16:35	22,24	22,34	22,38	22,52	21,95
4	16:45	22,28	22,32	22,40	22,54	22,01
5	16:55	22,46	22,54	22,48	22,50	22,03
6	17:05	22,28	22,40	22,30	22,48	22,35
7	17:15	22,40	22,50	22,50	22,50	22,54
8	17:25	22,50	22,40	22,48	22,54	22,53
9	17:35	22,46	22,46	22,50	22,54	22,51
10	17:45	22,38	22,38	22,52	22,50	22,62
11	17:55	22,30	22,50	22,50	22,52	22,60
12	18:05	22,24	22,46	22,44	22,58	22,42
13	18:15	22,34	22,24	22,60	22,72	22,47
14	18:25	22,18	22,24	22,52	22,50	22,70
15	18:35	22,12	22,38	22,50	22,52	22,70
16	18:45	22,14	22,44	22,48	22,48	22,70
17	18:55	22,26	22,44	22,34	22,48	22,30
18	19:05	22,28	22,54	22,44	22,74	21,86
19	19:15	22,28	22,42	22,46	22,66	22,32
20	19:20	22,28	22,22	22,40	22,66	22,50

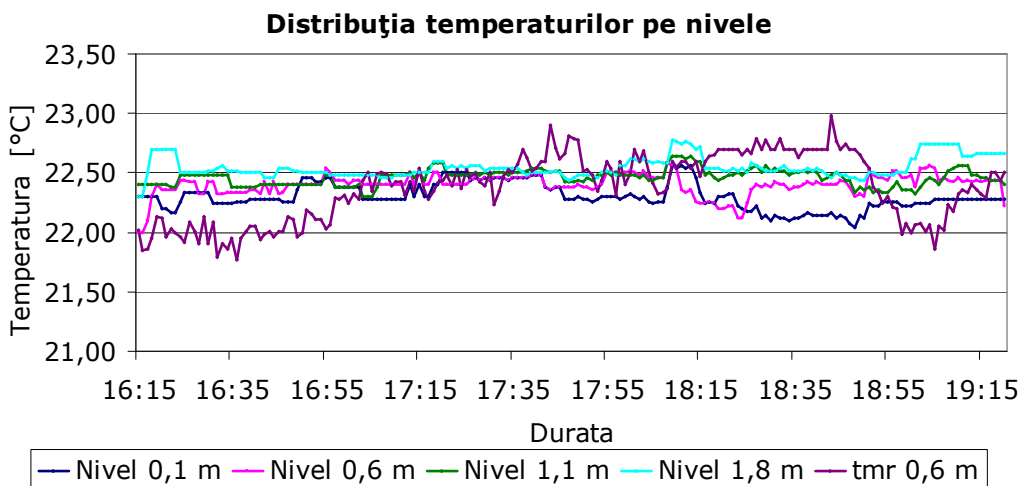


Figura A10.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO22-20

Tabel A10.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO22-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:15	21,20	21,20	20,20	19,70
2	16:25	21,20	20,90	20,00	19,60
3	16:35	21,10	20,80	20,10	19,40
4	16:45	20,90	20,40	19,70	19,60
5	16:55	20,60	20,44	20,20	20,20
6	17:05	20,70	20,58	20,26	20,30
7	17:15	20,40	20,04	20,06	20,50
8	17:25	20,50	20,24	20,42	20,70
9	17:35	20,26	20,32	20,96	20,58
10	17:45	20,18	20,46	20,90	20,66
11	17:55	19,70	20,06	20,70	20,56
12	18:05	19,62	20,20	20,88	20,38
13	18:15	19,46	20,14	20,66	20,32
14	18:25	19,42	20,10	20,36	20,36
15	18:35	19,66	20,22	20,38	20,64
16	18:45	19,60	20,36	20,68	20,78
17	18:55	19,44	20,20	20,42	20,62
18	19:05	18,96	19,96	20,42	20,68
19	19:15	19,06	20,14	20,50	20,88
20	19:20	19,10	20,22	20,42	20,90

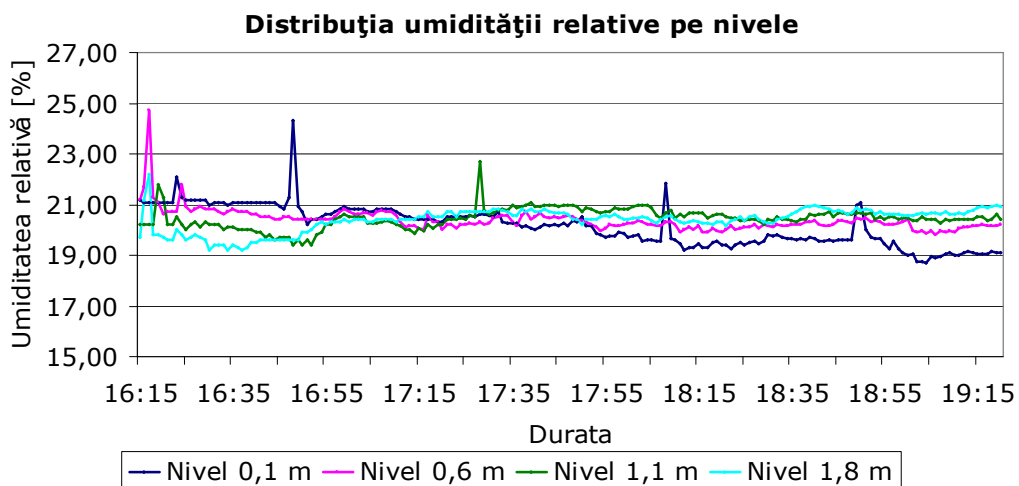


Figura A10.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO22-20

Tabel A11.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO22-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:45	22,94	22,20	22,40	22,74	21,66
2	16:55	22,64	22,70	22,70	22,80	21,96
3	17:05	22,34	22,50	22,60	22,64	21,99
4	17:15	22,34	22,50	22,58	22,68	22,07
5	17:25	22,64	22,60	22,60	22,68	22,02
6	17:35	22,54	22,60	22,52	22,62	22,27
7	17:45	22,54	22,50	22,48	22,76	22,26
8	17:55	23,04	23,00	22,72	23,04	22,30
9	18:05	22,54	22,60	22,52	22,84	21,59
10	18:15	22,44	22,50	22,50	22,84	21,31
11	18:25	22,44	22,30	22,28	22,64	21,93
12	18:35	22,24	22,10	22,20	22,44	22,09
13	18:45	22,24	22,00	22,22	22,44	21,99
14	18:55	22,34	22,20	22,50	22,64	22,11
15	19:05	21,94	22,00	22,32	22,54	21,82
16	19:15	21,84	21,90	22,16	22,24	22,05
17	19:25	21,84	22,10	22,18	22,24	21,86
18	19:35	22,34	22,20	22,28	22,54	21,91
19	19:45	22,54	22,40	22,50	22,74	21,96
20	19:50	22,54	22,50	22,50	22,84	21,77

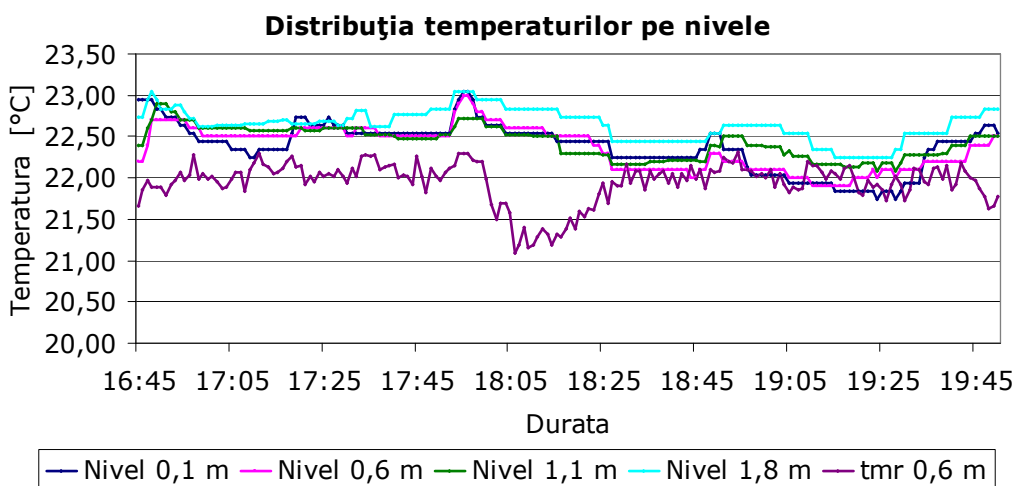


Figura A11.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO22-30

Tabel A11.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO22-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:45	31,80	33,80	32,90	32,30
2	16:55	32,30	32,30	31,80	32,10
3	17:05	32,80	33,00	31,70	32,90
4	17:15	33,00	32,90	32,10	33,10
5	17:25	31,78	32,10	31,90	32,60
6	17:35	32,16	32,40	32,40	31,98
7	17:45	32,38	32,40	32,24	32,34
8	17:55	31,66	32,22	32,16	32,44
9	18:05	31,56	31,96	31,80	32,44
10	18:15	31,66	32,06	32,00	32,54
11	18:25	31,78	31,76	31,08	31,64
12	18:35	32,04	32,24	31,36	32,12
13	18:45	32,40	32,60	31,84	32,66
14	18:55	32,48	32,90	32,48	32,58
15	19:05	32,58	32,80	32,68	33,08
16	19:15	32,36	32,88	32,52	33,12
17	19:25	32,22	32,96	32,70	32,74
18	19:35	31,54	32,42	32,36	32,30
19	19:45	31,66	31,98	31,62	32,26
20	19:50	31,84	32,22	31,76	32,40

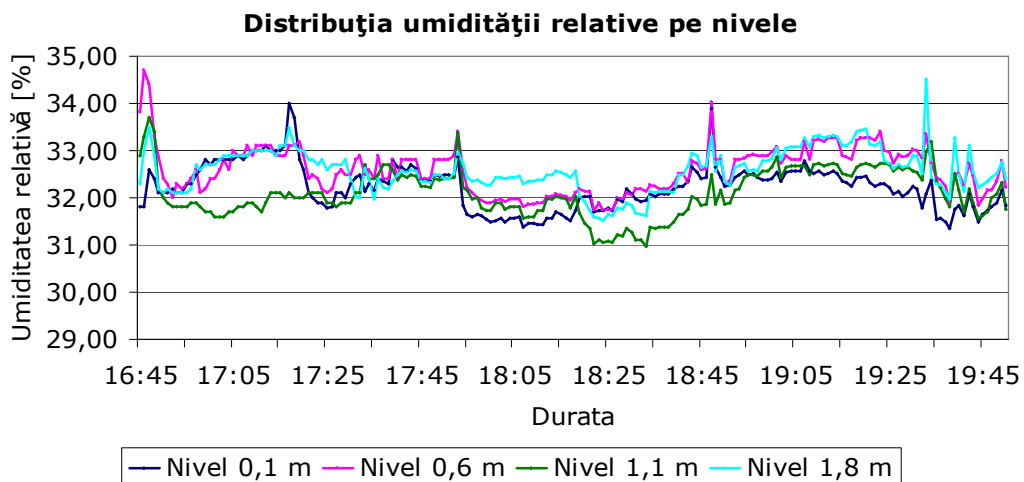


Figura A11.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO22-30

Tabel A12.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO22-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:55	23,96	23,70	23,20	23,08	22,63
2	17:05	23,36	23,32	23,50	23,38	22,88
3	17:15	23,20	23,30	23,28	23,28	23,21
4	17:25	23,00	23,40	23,18	23,34	23,14
5	17:35	23,14	23,34	23,20	23,44	23,01
6	17:45	23,04	23,22	23,42	23,56	23,03
7	17:55	23,04	23,22	23,36	23,62	23,00
8	18:05	23,08	23,30	23,26	23,48	22,75
9	18:15	22,98	23,10	23,18	23,34	22,77
10	18:25	22,92	23,00	23,20	23,22	23,31
11	18:35	22,84	23,00	23,40	23,46	23,16
12	18:45	23,18	23,50	23,62	23,62	23,23
13	18:55	22,84	23,00	23,32	23,28	23,19
14	19:05	22,70	22,80	23,26	23,10	23,11
15	19:15	22,70	22,80	23,20	23,12	23,09
16	19:25	22,90	23,10	23,06	23,38	23,20
17	19:35	23,16	23,30	23,12	23,40	23,23
18	19:45	23,16	23,10	23,34	23,24	23,22
19	19:55	23,16	22,90	23,32	23,32	23,34
20	20:00	23,16	22,90	23,34	23,32	23,16

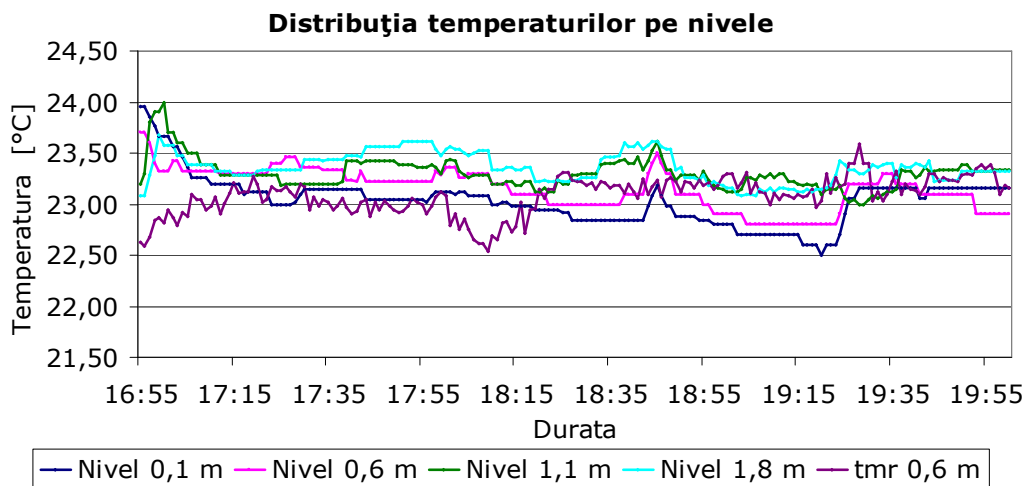


Figura A12.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO22-40

Tabel A12.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO22-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:55	39,30	41,30	42,60	41,90
2	17:05	40,00	41,70	40,90	41,60
3	17:15	41,40	41,80	41,40	42,50
4	17:25	41,60	42,30	41,70	42,80
5	17:35	42,00	41,90	41,70	41,90
6	17:45	41,70	42,20	42,32	42,74
7	17:55	42,80	43,30	43,24	43,70
8	18:05	42,08	42,28	43,12	43,22
9	18:15	41,88	41,88	42,00	41,98
10	18:25	42,78	43,08	43,12	42,68
11	18:35	42,62	42,92	43,02	42,68
12	18:45	41,08	41,68	41,64	41,42
13	18:55	42,94	43,44	43,12	43,20
14	19:05	43,36	43,66	43,22	43,56
15	19:15	43,80	44,00	43,62	43,82
16	19:25	44,66	44,60	43,24	43,96
17	19:35	43,38	43,48	44,26	43,92
18	19:45	42,72	42,72	43,06	43,12
19	19:55	41,50	41,90	41,96	42,22
20	20:00	41,42	41,72	41,60	42,18

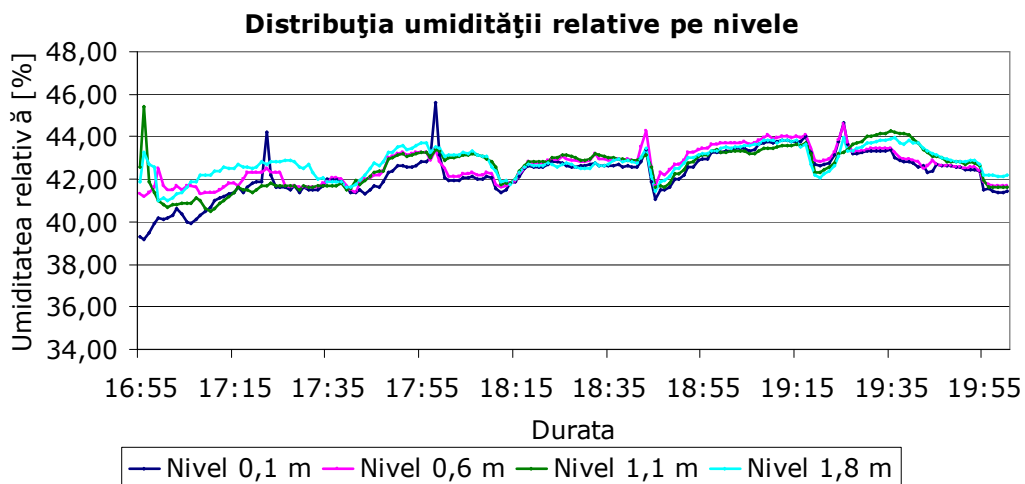


Figura A12.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO22-40

Tabel A13.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO22-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	10:20	21,80	22,40	22,50	22,50	21,80
2	10:30	21,60	22,10	22,30	22,40	21,65
3	10:40	21,70	21,90	22,30	22,30	21,72
4	10:50	21,70	22,00	22,30	22,30	21,67
5	11:00	21,70	22,00	22,20	22,30	21,74
6	11:10	21,92	22,08	22,24	22,30	22,05
7	11:20	21,88	22,10	22,22	22,30	21,99
8	11:30	21,88	22,02	22,18	22,30	21,98
9	11:40	21,88	22,02	22,06	22,10	21,87
10	11:50	21,92	22,14	22,10	22,10	21,94
11	12:00	21,96	22,04	22,02	22,12	21,64
12	12:10	22,06	22,12	22,06	22,10	21,76
13	12:20	21,96	22,12	22,06	22,16	21,87
14	12:30	22,00	22,04	21,98	22,08	21,89
15	12:40	22,04	22,04	22,10	22,20	21,93
16	12:50	22,08	22,02	22,12	22,20	21,91
17	13:00	22,18	22,02	22,16	22,20	22,09
18	13:10	22,22	22,30	22,44	22,40	21,92
19	13:20	22,32	22,40	22,44	22,60	21,89
20	13:25	22,32	22,50	22,54	22,60	22,05

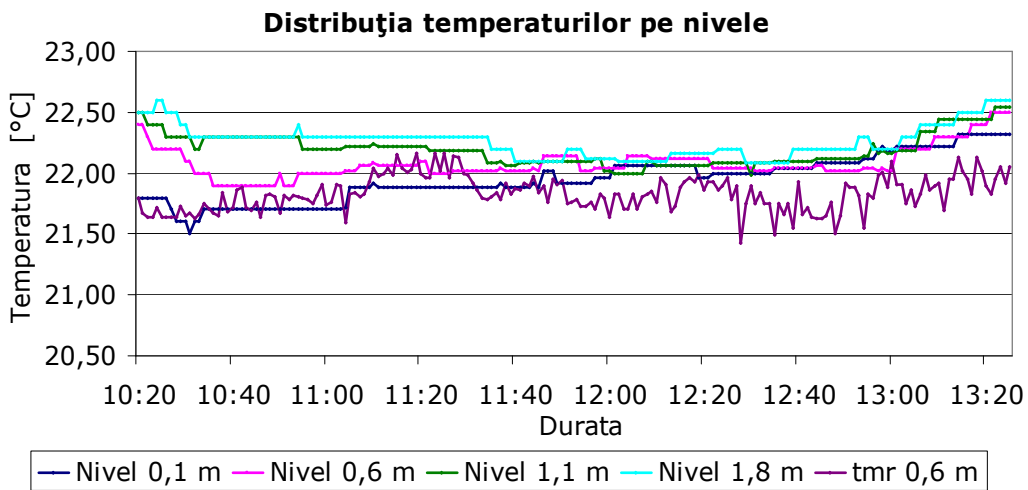


Figura A13.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO22-20

Tabel A13.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO22-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	10:20	16,10	16,90	17,26	16,10
2	10:30	16,00	16,70	16,96	15,90
3	10:40	16,10	16,60	16,56	15,80
4	10:50	15,80	16,78	16,76	15,80
5	11:00	15,90	17,04	16,50	16,50
6	11:10	17,06	17,46	17,50	16,56
7	11:20	17,68	17,96	18,18	18,34
8	11:30	17,66	17,92	18,22	18,48
9	11:40	17,66	18,06	18,18	17,92
10	11:50	17,38	17,66	17,82	17,78
11	12:00	17,82	17,98	18,00	18,16
12	12:10	18,00	18,16	18,06	18,38
13	12:20	17,96	17,86	18,20	18,16
14	12:30	17,96	17,98	18,22	18,36
15	12:40	17,90	17,86	18,24	18,34
16	12:50	18,12	17,90	18,46	18,56
17	13:00	17,98	17,68	18,24	18,44
18	13:10	17,98	17,68	18,16	18,36
19	13:20	17,98	17,58	18,16	18,36
20	13:25	18,08	17,68	18,26	18,46

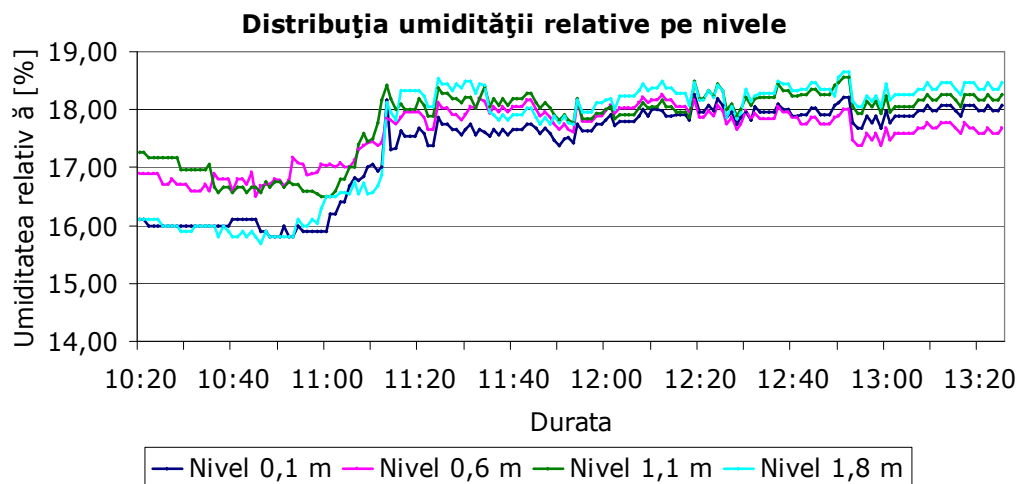


Figura A13.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO22-20

Tabel A14.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO22-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	17:40	23,20	23,40	23,60	23,60	22,82
2	17:50	22,60	23,00	23,00	23,30	22,73
3	18:00	22,40	22,70	22,80	23,00	22,68
4	18:10	22,30	22,80	22,80	23,10	22,69
5	18:20	22,80	22,90	23,00	23,40	22,87
6	18:30	23,12	22,90	22,90	23,40	22,78
7	18:40	23,12	23,20	23,20	23,40	23,04
8	18:50	23,30	23,20	23,10	23,40	22,88
9	19:00	23,30	23,00	23,00	23,30	23,04
10	19:10	23,20	23,10	23,10	23,20	23,03
11	19:20	23,32	23,10	23,20	23,20	22,93
12	19:30	23,42	23,20	23,20	23,20	22,95
13	19:40	23,44	23,30	23,10	23,30	22,92
14	19:50	23,20	23,10	23,20	23,30	22,96
15	20:00	23,20	23,00	23,20	23,20	22,97
16	20:10	23,30	23,00	23,10	23,20	22,85
17	20:20	23,30	23,10	23,20	23,50	22,89
18	20:30	23,32	23,20	23,20	23,50	23,13
19	20:40	23,64	23,30	23,50	23,50	23,09
20	20:45	23,62	23,50	23,50	23,50	23,17

Distribuția temperaturilor pe nivele

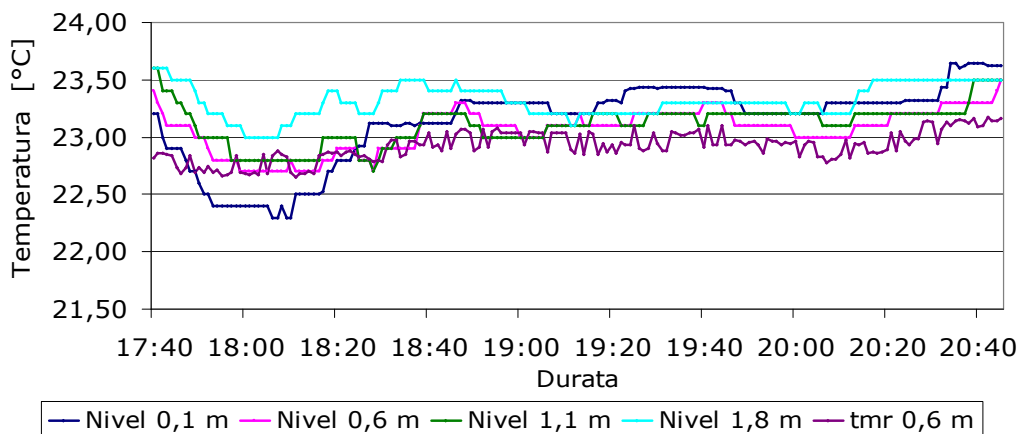


Figura A14.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO22-30

Tabel A14.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO22-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	17:40	31,70	33,30	30,80	30,50
2	17:50	31,60	32,70	30,70	30,50
3	18:00	32,50	33,80	31,70	31,00
4	18:10	32,90	33,90	31,70	31,40
5	18:20	32,44	32,62	32,40	32,44
6	18:30	31,86	32,42	32,34	33,02
7	18:40	32,60	33,06	32,98	33,68
8	18:50	32,72	33,16	33,30	33,20
9	19:00	32,88	33,32	32,98	33,24
10	19:10	32,02	32,58	32,92	33,36
11	19:20	32,52	32,72	32,92	33,06
12	19:30	32,76	32,86	32,94	33,12
13	19:40	32,76	32,64	33,06	33,24
14	19:50	31,86	32,22	32,32	32,78
15	20:00	33,04	32,84	33,10	33,26
16	20:10	33,14	33,06	33,22	33,18
17	20:20	33,54	33,26	33,32	33,28
18	20:30	32,02	31,94	33,00	32,56
19	20:40	32,76	32,86	33,36	33,26
20	20:45	32,96	33,06	33,52	33,42

Distribuția umidității relative pe nivele

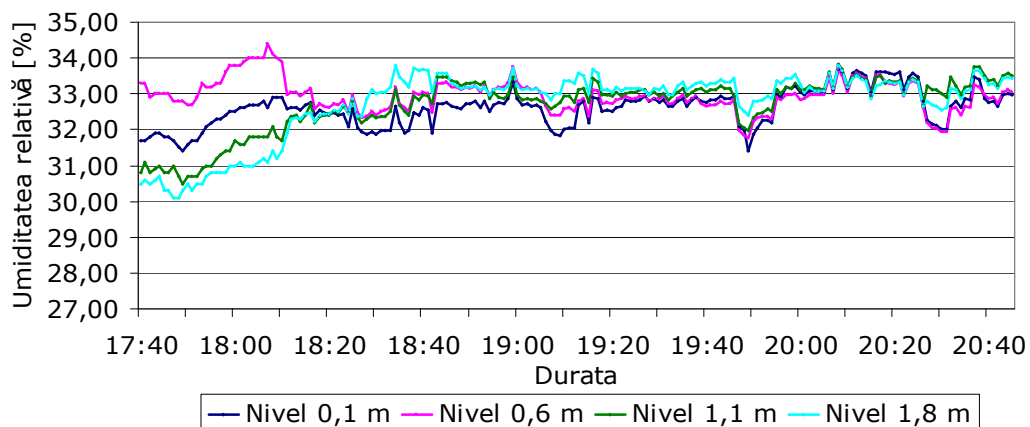


Figura A14.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO22-30

Tabel A15.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO22-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	13:00	22,40	22,90	23,00	23,20	22,26
2	13:10	22,20	22,70	22,60	22,90	22,35
3	13:20	22,00	22,40	22,60	22,80	22,36
4	13:30	22,00	22,40	22,50	22,70	22,37
5	13:40	22,20	22,30	22,30	22,60	22,52
6	13:50	22,70	22,56	22,70	22,90	22,47
7	14:00	22,80	22,70	22,70	22,90	22,62
8	14:10	22,60	22,70	22,70	22,90	22,80
9	14:20	22,60	22,80	22,70	22,90	22,66
10	14:30	22,92	22,70	22,60	22,90	22,73
11	14:40	22,92	22,90	23,10	23,00	22,74
12	14:50	22,90	23,00	23,00	23,10	22,80
13	15:00	22,70	23,00	22,80	22,96	22,66
14	15:10	22,82	22,90	22,90	22,94	22,72
15	15:20	22,92	23,00	22,90	23,00	22,74
16	15:30	22,90	23,00	23,00	22,92	22,80
17	15:40	22,90	23,00	23,00	22,90	22,63
18	15:50	22,80	23,00	23,00	23,02	22,80
19	16:00	22,82	23,10	23,20	23,02	22,90
20	16:05	22,90	23,20	23,20	23,02	22,80

Distribuția temperaturilor pe nivele

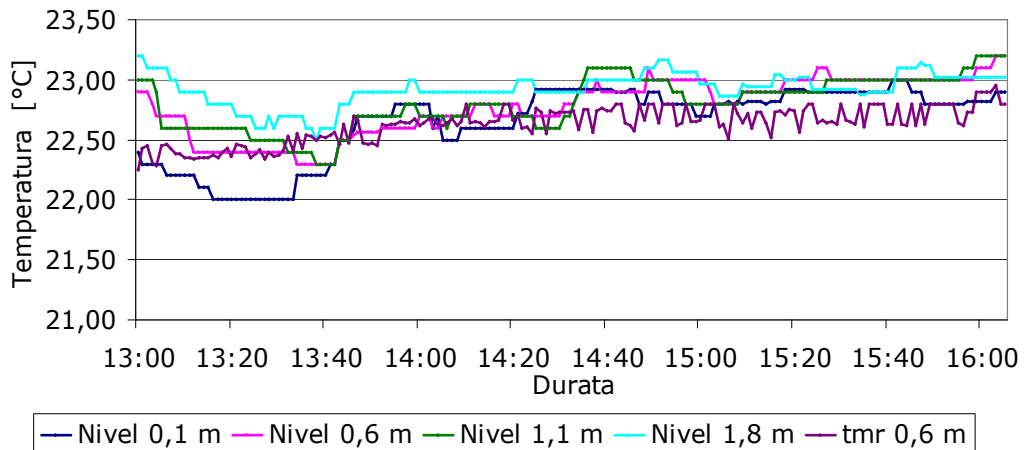


Figura A15.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO22-40

Tabel A15.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO22-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	13:00	39,30	40,50	38,00	36,60
2	13:10	39,60	40,40	38,40	36,90
3	13:20	40,20	41,40	38,90	37,20
4	13:30	40,40	41,40	39,30	37,70
5	13:40	41,00	41,50	40,80	39,40
6	13:50	41,50	42,20	42,40	41,40
7	14:00	41,50	42,00	42,20	41,90
8	14:10	42,00	41,70	42,20	42,20
9	14:20	42,60	42,30	42,80	42,40
10	14:30	41,60	41,30	41,70	42,10
11	14:40	42,90	42,20	42,60	43,20
12	14:50	42,90	42,20	42,70	42,60
13	15:00	42,30	42,10	42,70	42,00
14	15:10	40,40	40,80	41,60	41,90
15	15:20	42,10	41,90	42,00	42,20
16	15:30	42,10	42,04	42,46	42,16
17	15:40	42,30	41,84	42,16	42,56
18	15:50	41,30	41,04	41,36	42,06
19	16:00	42,50	42,44	42,56	43,06
20	16:05	42,50	42,44	42,56	43,06

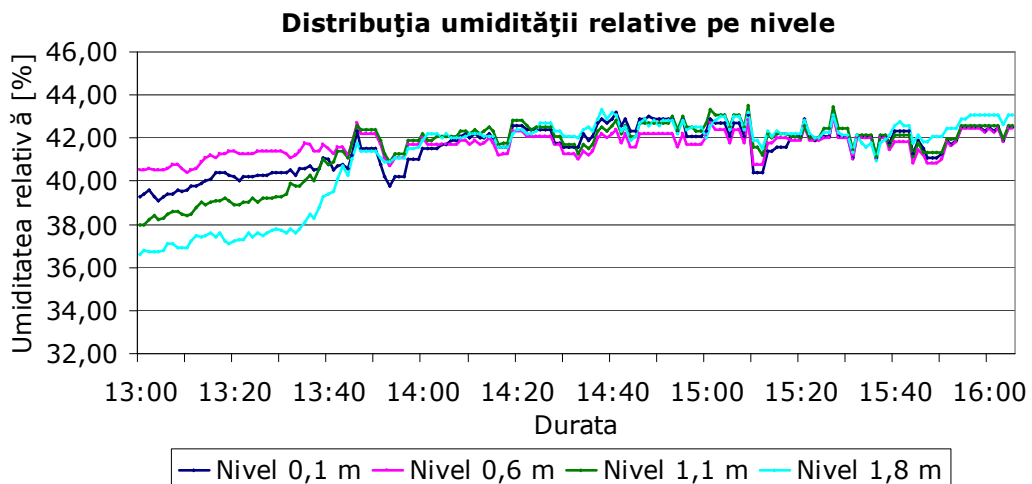


Figura A15.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO22-40

Tabel A16.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO22-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:00	22,90	23,10	23,10	23,50	22,06
2	18:10	22,40	22,80	22,70	23,20	21,88
3	18:20	22,20	22,50	22,70	22,90	21,69
4	18:30	22,10	22,40	22,50	22,90	21,91
5	18:40	22,20	22,50	22,60	22,90	21,60
6	18:50	22,60	22,60	22,90	22,80	21,82
7	19:00	22,70	22,80	23,00	22,80	21,85
8	19:10	22,90	22,90	23,00	22,90	21,85
9	19:20	23,00	23,00	23,00	23,00	21,82
10	19:30	23,00	23,10	22,90	22,90	21,85
11	19:40	22,90	22,90	22,90	22,90	21,71
12	19:50	23,00	22,90	22,90	23,00	21,88
13	20:00	23,00	23,00	23,10	22,90	21,88
14	20:10	23,10	23,20	23,10	23,00	21,86
15	20:20	23,20	23,20	23,20	23,00	21,77
16	20:30	23,20	23,10	23,20	23,00	21,81
17	20:40	23,40	23,20	23,30	23,30	21,68
18	20:50	23,30	23,10	23,40	23,40	22,05
19	21:00	23,40	23,40	23,30	23,40	21,94
20	21:05	23,40	23,40	23,30	23,40	21,79

Distribuția temperaturilor pe nivele

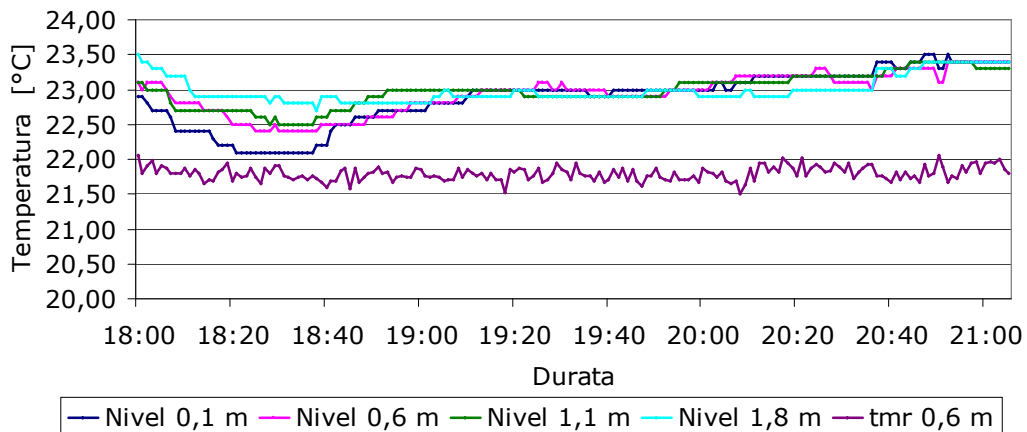


Figura A16.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO22-50

Tabel A16.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO22-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:00	45,40	46,70	44,90	43,70
2	18:10	46,00	47,00	45,20	44,10
3	18:20	47,00	48,00	46,20	44,80
4	18:30	47,10	47,90	46,30	45,00
5	18:40	46,60	47,20	46,40	46,30
6	18:50	46,44	46,98	46,64	46,78
7	19:00	46,66	46,70	46,26	46,50
8	19:10	47,90	47,44	47,20	47,64
9	19:20	48,10	47,64	48,62	49,10
10	19:30	47,10	46,44	47,32	47,90
11	19:40	47,40	46,54	46,92	47,70
12	19:50	44,94	44,48	44,60	46,34
13	20:00	46,26	45,70	46,02	46,50
14	20:10	46,84	46,48	46,84	47,24
15	20:20	44,34	43,98	44,42	44,58
16	20:30	46,76	45,90	46,30	46,50
17	20:40	46,64	45,88	46,58	46,68
18	20:50	46,36	46,16	46,62	46,60
19	21:00	46,30	46,10	46,56	46,54
20	21:05	46,74	47,14	47,40	47,38

Distribuția umidității relative pe nivele

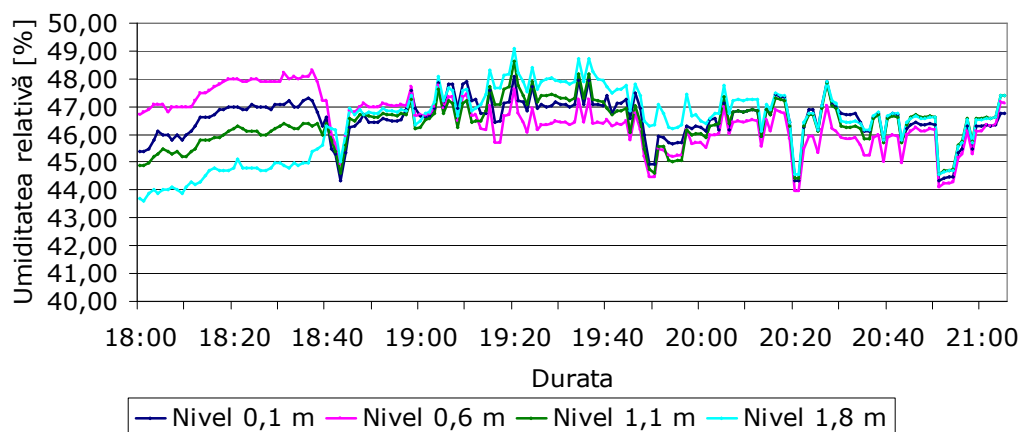


Figura A16.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO22-50

Tabel A17.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO22-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:35	21,94	22,43	22,76	-	21,42
2	16:45	22,01	22,45	22,76	-	21,45
3	16:55	22,05	22,45	22,46	-	21,66
4	17:05	22,05	22,35	22,36	-	21,65
5	17:15	22,03	22,28	22,34	-	21,48
6	17:25	22,04	22,31	22,34	-	21,43
7	17:35	22,04	22,28	22,34	-	21,42
8	17:45	22,03	22,29	22,34	-	21,56
9	17:55	22,04	22,26	22,34	-	21,62
10	18:05	22,03	22,24	22,34	-	21,52
11	18:15	22,02	22,23	22,34	-	21,42
12	18:25	22,02	22,23	22,34	-	21,48
13	18:35	22,01	17,50	22,34	-	21,55

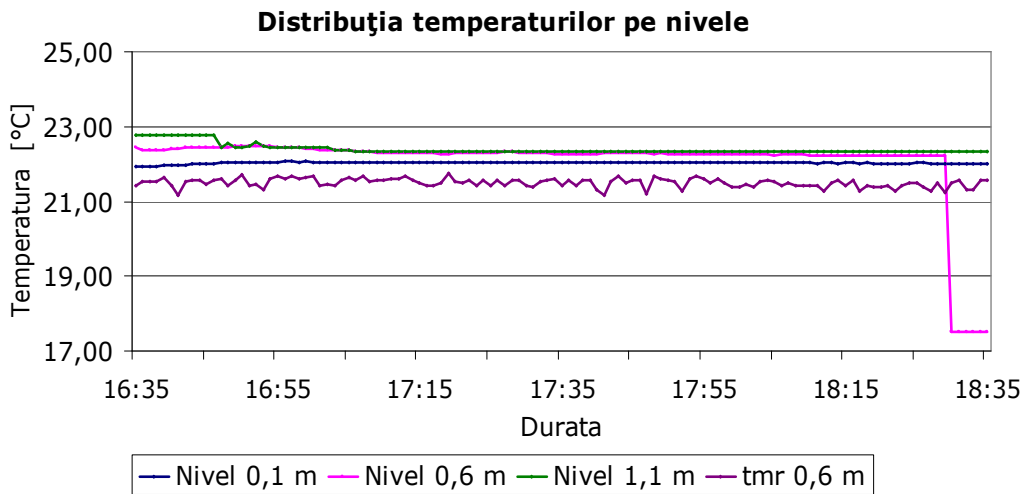


Figura A17.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO22-20

Tabel A17.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO22-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:35	23,80	24,46	24,46	-
2	16:45	23,52	24,16	24,20	-
3	16:55	23,02	23,80	23,82	-
4	17:05	22,80	23,60	23,56	-
5	17:15	22,38	23,36	23,32	-
6	17:25	22,38	23,24	23,20	-
7	17:35	21,96	23,14	22,86	-
8	17:45	21,80	22,98	22,62	-
9	17:55	21,58	22,88	22,62	-
10	18:05	21,40	22,72	22,46	-
11	18:15	21,26	22,50	22,32	-
12	18:25	21,00	22,32	22,08	-
13	18:35	20,80	17,36	22,04	-

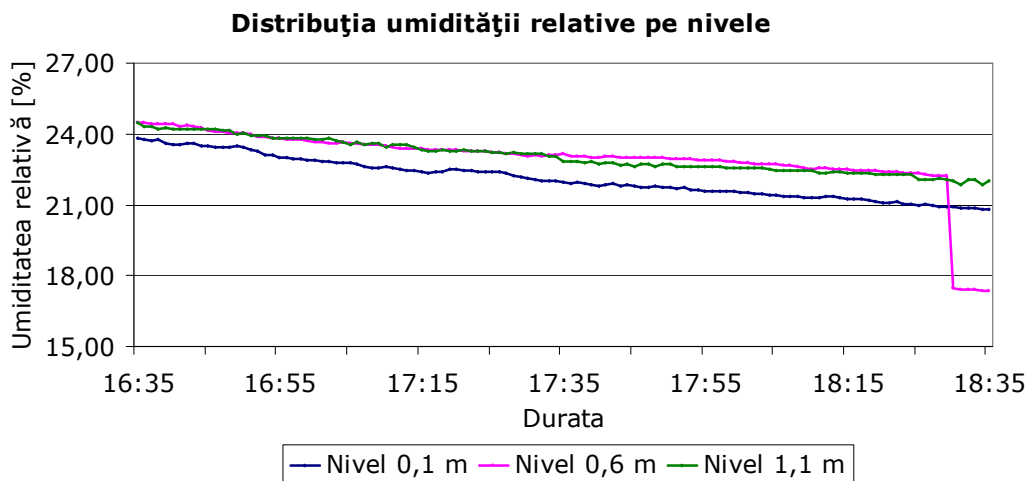


Figura A17.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO22-20

Tabel A18.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO22-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	19:20	22,30	22,24	22,90	-	22,08
2	19:30	22,34	22,20	22,68	-	22,02
3	19:40	22,34	22,18	22,68	-	22,18
4	19:50	22,36	22,17	22,68	-	22,05
5	20:00	22,36	22,18	22,58	-	21,92
6	20:10	22,36	22,17	22,58	-	22,12
7	20:20	22,37	22,19	22,70	-	22,08
8	20:30	22,39	22,26	22,70	-	22,08
9	20:40	22,43	22,29	22,70	-	21,97
10	20:50	22,44	22,28	22,70	-	22,17
11	21:00	22,44	22,26	22,70	-	22,17
12	21:10	22,44	22,24	22,70	-	22,24
13	21:20	22,43	22,23	22,70	-	22,15

Distribuția temperaturilor pe nivele

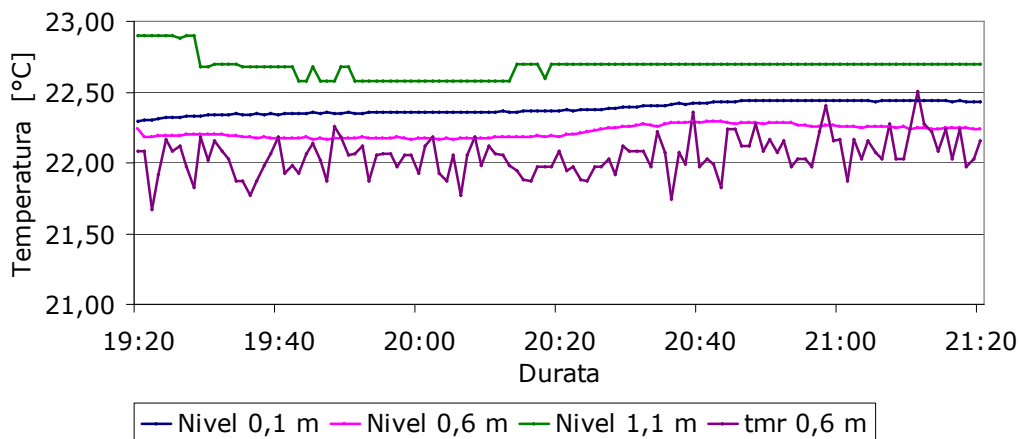


Figura A18.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO22-30

Tabel A18.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO22-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	19:20	30,22	30,72	30,32	-
2	19:30	30,04	30,54	30,42	-
3	19:40	30,10	30,58	30,62	-
4	19:50	30,30	30,44	30,66	-
5	20:00	30,42	30,60	30,88	-
6	20:10	30,34	30,34	30,38	-
7	20:20	30,46	30,56	30,80	-
8	20:30	30,64	30,86	30,96	-
9	20:40	30,68	30,40	30,56	-
10	20:50	30,74	30,56	30,98	-
11	21:00	30,60	30,24	30,66	-
12	21:10	30,78	30,62	30,98	-
13	21:20	30,78	30,78	30,96	-

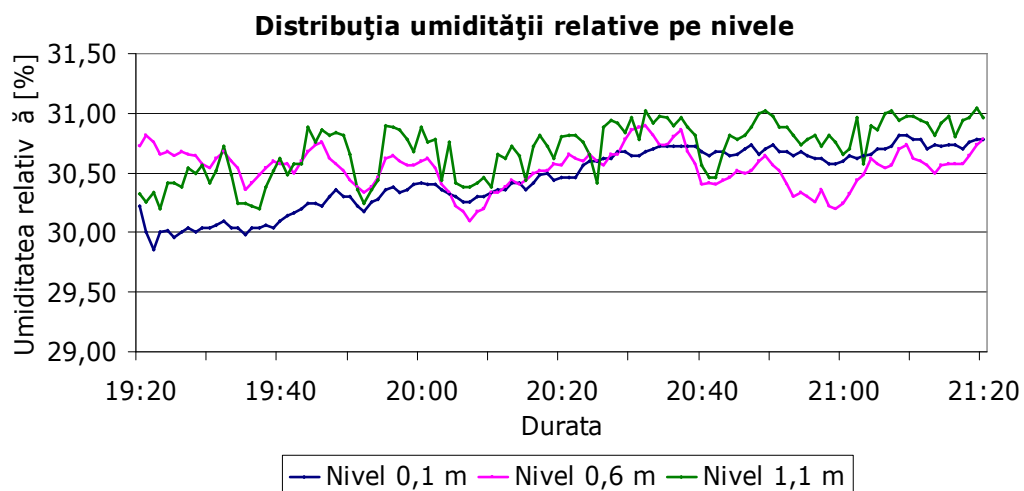


Figura A18.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO22-30

Tabel A19.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO22-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	19:45	22,04	22,52	22,68	-	22,06
2	19:55	22,01	22,43	22,48	-	22,04
3	20:05	21,96	22,32	22,46	-	21,96
4	20:15	21,90	22,21	22,24	-	21,82
5	20:25	21,85	22,17	22,22	-	21,74
6	20:35	21,82	22,13	22,02	-	21,70
7	20:45	21,80	22,13	22,02	-	21,76
8	20:55	21,82	22,21	22,12	-	21,73
9	21:05	21,81	22,16	22,12	-	21,74
10	21:15	21,80	22,13	22,02	-	21,73
11	21:25	21,79	22,11	22,00	-	21,60
12	21:35	21,75	22,05	22,00	-	21,62
13	21:45	21,74	22,05	22,00	-	21,66

Distribuția temperaturilor pe nivele

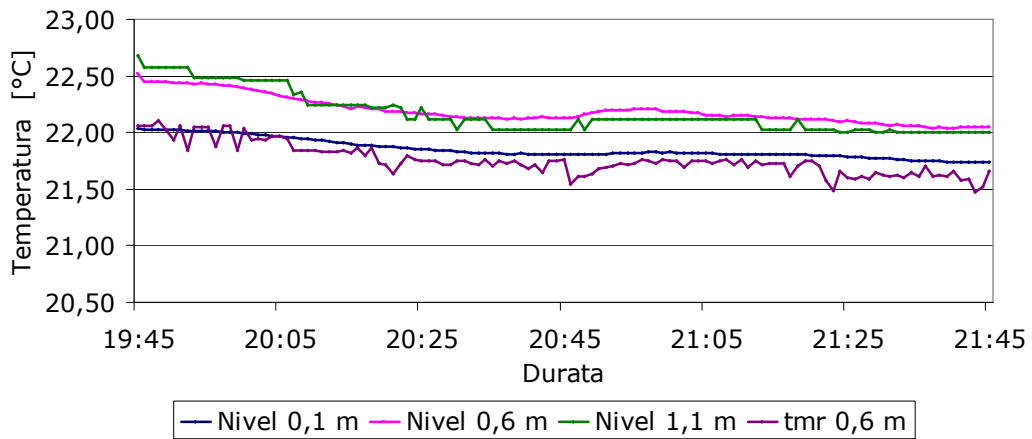


Figura A19.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO22-40

Tabel A19.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO22-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	19:45	39,16	39,22	39,70	-
2	19:55	39,14	39,34	40,22	-
3	20:05	38,74	39,06	39,96	-
4	20:15	38,28	38,62	39,40	-
5	20:25	38,26	38,82	39,54	-
6	20:35	38,32	38,80	39,64	-
7	20:45	38,82	39,94	40,16	-
8	20:55	39,76	41,40	41,56	-
9	21:05	39,78	41,20	41,54	-
10	21:15	39,74	41,38	41,58	-
11	21:25	39,76	41,18	41,60	-
12	21:35	39,66	41,28	41,42	-
13	21:45	39,34	40,66	41,14	-

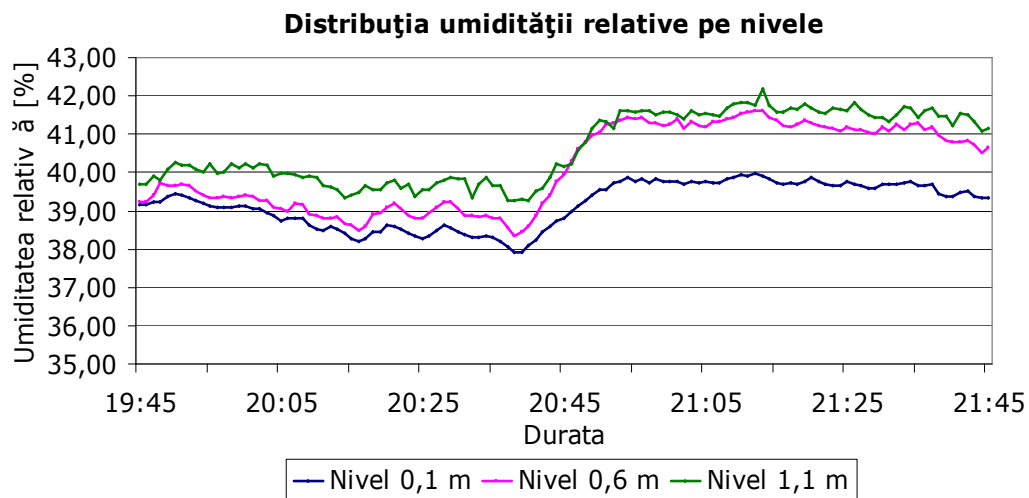


Figura A19.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO22-40

Tabel A20.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO22-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:15	22,60	22,30	22,50	22,20	22,10
2	15:25	22,20	22,10	22,00	21,90	22,00
3	15:35	22,08	21,80	21,90	21,70	22,00
4	15:45	21,78	21,60	21,80	21,70	22,00
5	15:55	22,08	22,14	22,03	22,27	22,00
6	16:05	22,32	22,38	22,25	22,37	22,10
7	16:15	22,42	22,38	22,28	22,50	22,10
8	16:25	22,20	22,34	22,18	22,60	22,10
9	16:35	22,20	22,34	22,18	22,38	22,26
10	16:45	22,14	22,24	22,29	22,41	22,05
11	16:55	22,10	22,30	22,23	22,35	22,10
12	17:05	22,04	22,10	22,13	22,15	22,49
13	17:15	22,12	22,10	22,16	22,04	22,55
14	17:25	22,10	22,34	22,11	21,99	22,44
15	17:35	21,82	22,18	22,04	22,24	22,61
16	17:45	22,06	22,32	22,27	22,43	22,31
17	17:55	22,32	22,42	22,48	22,50	22,63
18	18:05	22,46	22,66	22,64	22,74	22,48
19	18:15	22,36	22,46	22,62	22,70	22,62
20	18:20	22,44	22,54	22,68	22,74	22,02

Distribuția temperaturilor pe nivele

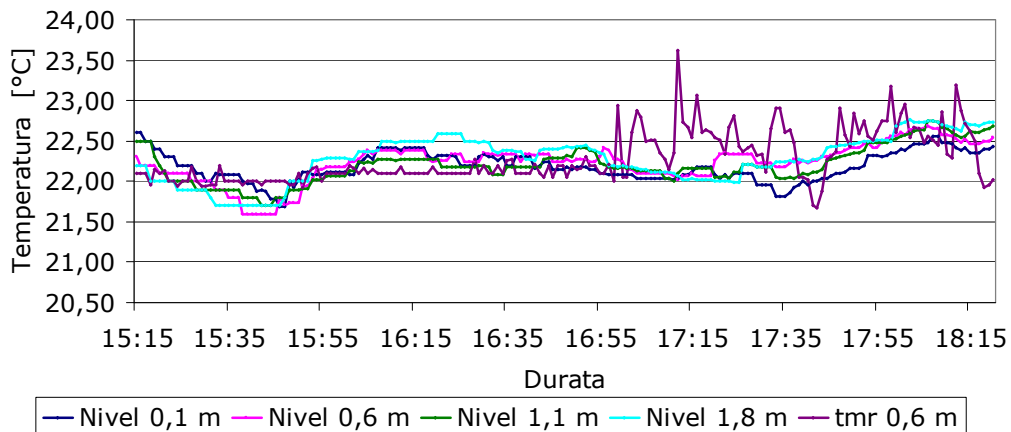


Figura A20.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO22-50

Tabel A20.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO22-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:15	47,30	49,50	47,50	45,70
2	15:25	47,90	49,50	47,70	45,70
3	15:35	48,00	49,20	47,90	46,20
4	15:45	49,10	49,90	48,10	46,10
5	15:55	50,48	51,72	51,46	51,24
6	16:05	51,10	51,68	51,48	51,64
7	16:15	51,34	52,32	52,08	52,24
8	16:25	51,44	51,14	51,60	51,80
9	16:35	53,32	52,32	52,16	52,66
10	16:45	52,04	50,64	52,40	52,70
11	16:55	52,78	51,26	53,00	53,30
12	17:05	50,66	49,46	50,70	51,20
13	17:15	50,92	50,28	51,00	51,60
14	17:25	51,52	50,78	51,50	52,60
15	17:35	51,52	50,58	52,12	52,82
16	17:45	51,56	50,82	52,14	52,84
17	17:55	52,34	51,50	53,34	54,04
18	18:05	50,54	49,80	50,98	51,88
19	18:15	52,24	51,50	52,24	53,34
20	18:20	52,54	51,70	52,38	53,48

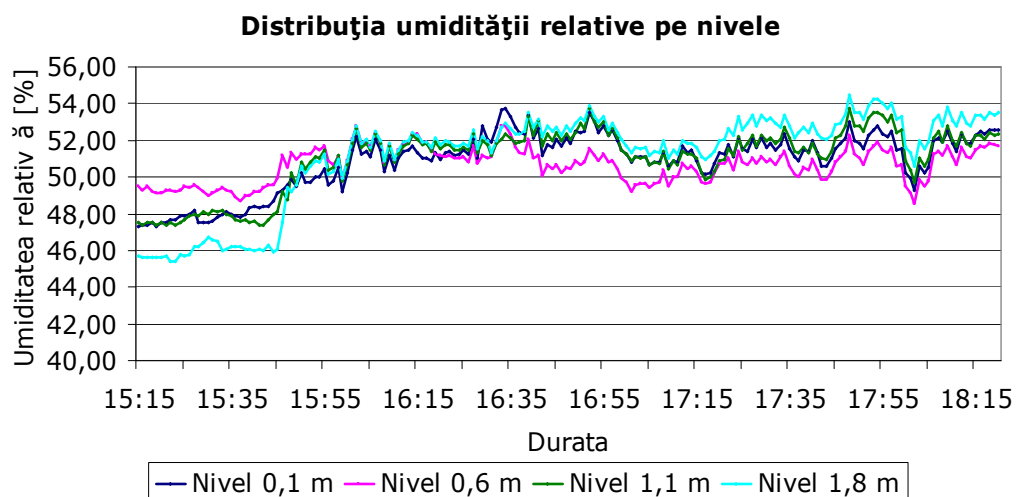


Figura A20.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO22-50

Tabel A21.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO23-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:10	23,60	23,10	23,40	23,20	22,31
2	15:20	23,40	23,30	23,30	23,10	22,92
3	15:30	23,10	23,20	23,30	23,00	23,02
4	15:40	23,10	23,20	23,30	22,90	23,09
5	15:50	23,40	23,20	23,30	23,30	23,00
6	16:00	23,50	23,30	23,50	23,40	23,13
7	16:10	23,50	23,30	23,40	23,40	23,02
8	16:20	23,50	23,40	23,30	23,40	23,15
9	16:30	23,30	23,30	23,30	23,40	23,00
10	16:40	23,30	23,30	23,30	23,30	23,02
11	16:50	23,30	23,40	23,40	23,30	23,01
12	17:00	23,30	23,30	23,40	23,40	23,20
13	17:10	23,50	23,30	23,50	23,50	23,02
14	17:20	23,30	23,20	23,40	23,30	22,87
15	17:30	23,20	23,20	23,10	23,20	23,06
16	17:40	23,10	23,30	23,10	23,20	22,95
17	17:50	23,20	23,20	23,30	23,20	22,95
18	18:00	23,10	23,10	23,10	23,20	22,91
19	18:10	22,80	23,10	23,00	23,10	22,74
20	18:15	22,70	23,10	23,00	23,20	22,85

Distribuția temperaturilor pe nivele

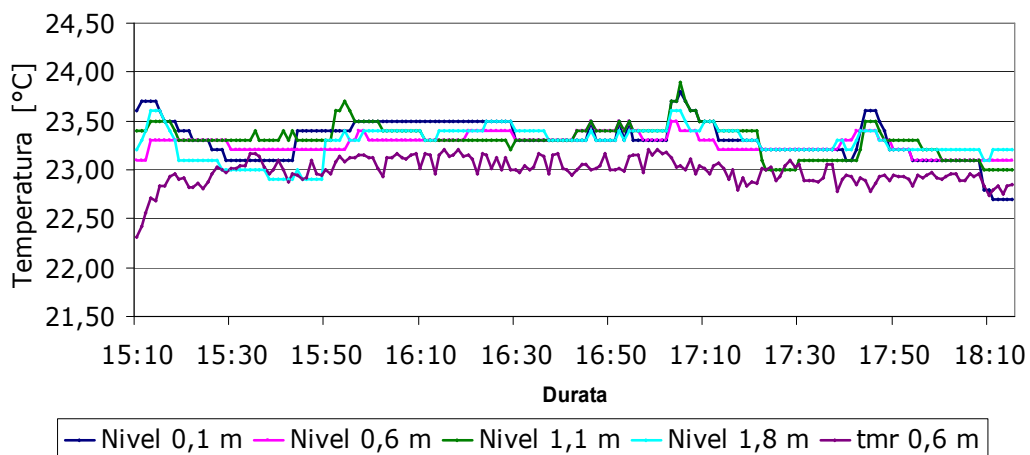


Figura A21.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO23-20

Tabel A21.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO23-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:10	26,10	26,46	26,12	25,80
2	15:20	26,20	26,46	25,92	26,00
3	15:30	26,50	26,00	26,12	26,20
4	15:40	26,50	26,20	26,22	26,30
5	15:50	26,20	26,50	26,12	26,30
6	16:00	26,00	26,00	25,92	26,30
7	16:10	26,00	25,90	26,02	26,50
8	16:20	26,00	26,10	26,02	26,80
9	16:30	26,10	26,10	26,02	26,80
10	16:40	25,80	26,20	25,92	26,50
11	16:50	25,80	26,10	26,02	27,00
12	17:00	25,90	26,00	26,12	27,30
13	17:10	25,40	25,80	25,62	26,70
14	17:20	25,58	26,18	25,62	26,88
15	17:30	25,72	25,88	25,62	26,62
16	17:40	25,52	25,98	25,62	26,42
17	17:50	25,92	25,98	25,62	27,12
18	18:00	26,04	25,98	25,66	26,64
19	18:10	26,24	26,08	25,76	27,14
20	18:15	26,74	26,28	26,06	27,14

Distribuția umidității relative pe nivele

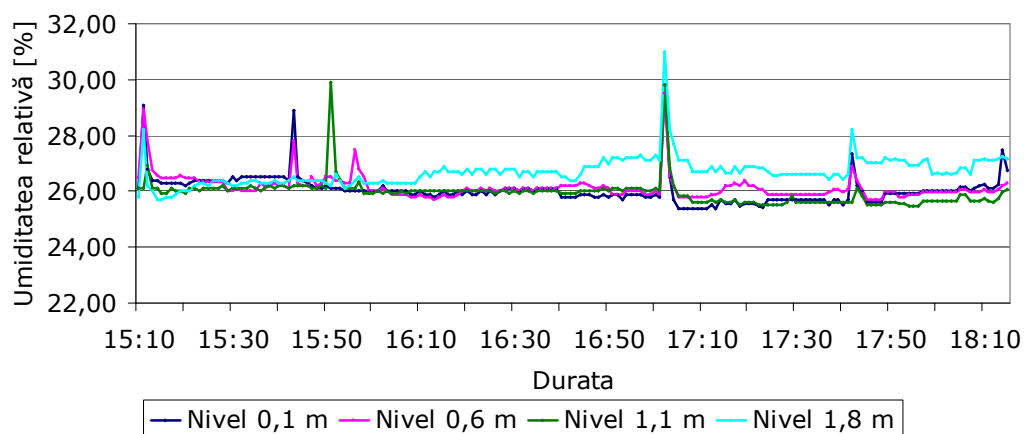


Figura A21.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO23-20

Tabel A22.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO24-20

Nr.crt	Durata	t_i [°C]				t_{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:25	23,70	23,70	23,80	23,60	22,99
2	16:35	23,70	23,80	24,10	23,90	22,93
3	16:45	23,60	23,60	23,90	23,70	23,03
4	16:55	23,70	23,60	23,90	23,60	23,17
5	17:05	23,70	23,70	24,10	23,90	23,11
6	17:15	23,50	23,50	23,70	23,70	23,38
7	17:25	23,80	23,80	23,90	23,70	23,43
8	17:35	23,80	23,80	24,00	23,70	23,53
9	17:45	24,10	23,90	24,30	24,30	23,65
10	17:55	23,60	24,00	24,20	24,10	23,72
11	18:05	23,50	24,00	24,10	24,10	23,83
12	18:15	23,80	24,00	24,10	24,10	23,80
13	18:25	24,00	24,00	24,10	24,20	23,93
14	18:35	23,80	23,90	24,00	24,30	24,10
15	18:45	23,60	23,50	24,10	23,80	24,10
16	18:55	23,60	23,50	23,90	23,70	24,16
17	19:05	23,50	23,60	24,00	23,60	24,25
18	19:15	23,50	23,70	24,50	24,40	24,15
19	19:25	23,90	23,70	24,50	24,50	24,09
20	19:30	23,90	23,80	24,54	24,40	24,10

Distribuția temperaturilor pe nivele

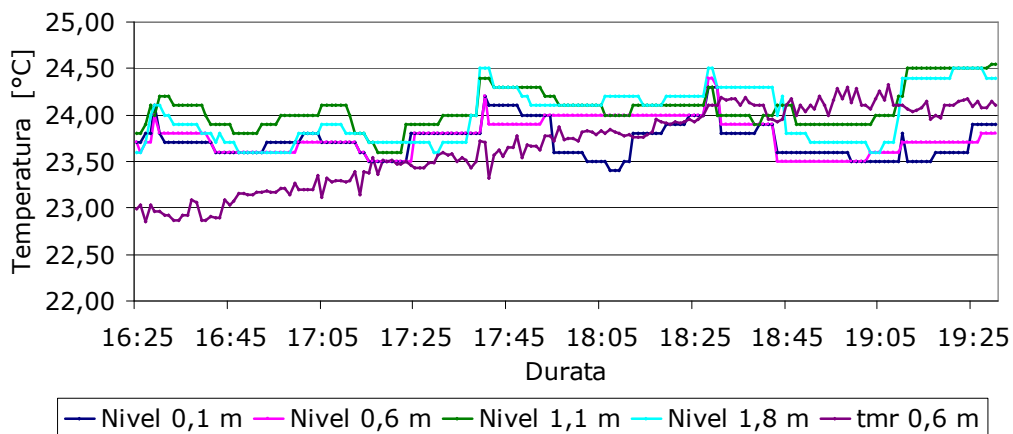


Figura A22.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20

Tabel A22.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO24-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:25	21,10	21,10	19,90	20,90
2	16:35	21,00	20,70	19,60	20,30
3	16:45	20,90	21,00	19,60	20,30
4	16:55	21,00	20,80	19,50	19,90
5	17:05	20,70	20,60	20,00	20,90
6	17:15	20,70	20,60	20,60	21,10
7	17:25	20,50	20,70	20,90	21,30
8	17:35	20,50	20,70	21,10	21,60
9	17:45	19,90	20,10	21,10	21,80
10	17:55	20,90	21,10	21,20	21,90
11	18:05	21,20	21,10	21,60	22,00
12	18:15	21,20	21,00	21,40	22,00
13	18:25	21,10	20,80	21,90	23,00
14	18:35	22,10	20,90	22,00	22,70
15	18:45	21,90	21,50	22,00	22,50
16	18:55	22,10	20,70	22,00	22,00
17	19:05	22,10	20,70	22,20	22,50
18	19:15	21,50	21,50	21,40	21,50
19	19:25	21,30	21,50	21,50	21,40
20	19:30	21,30	21,60	21,20	21,30

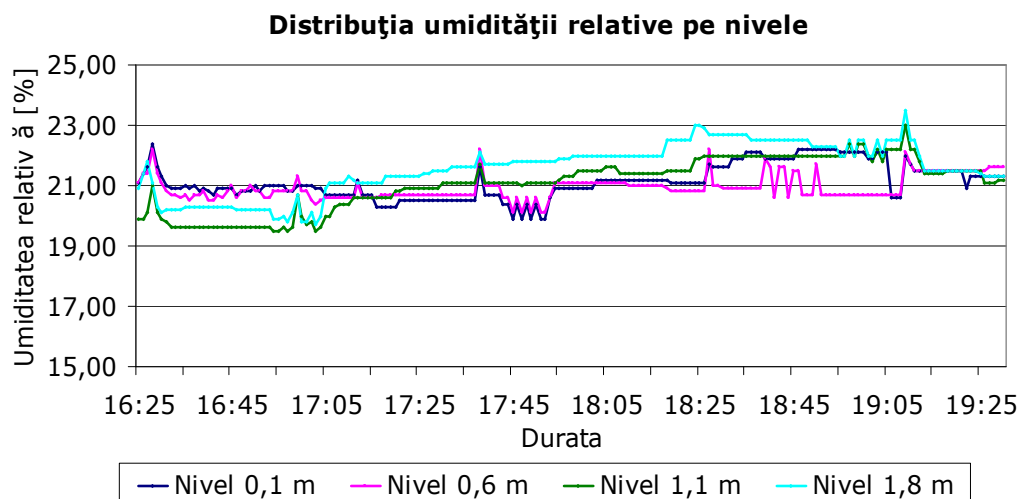


Figura A22.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-20

Tabel A23.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO24-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:35	23,70	23,80	23,90	23,80	23,44
2	16:45	23,90	24,10	24,60	24,10	23,46
3	16:55	23,80	23,90	24,20	23,90	23,56
4	17:05	23,80	23,80	24,20	23,80	23,86
5	17:15	24,00	24,10	24,20	24,00	24,10
6	17:25	24,00	24,00	24,60	24,10	24,08
7	17:35	24,00	24,10	24,20	24,20	23,89
8	17:45	24,00	24,10	24,20	24,20	23,91
9	17:55	24,30	24,40	24,40	24,50	23,45
10	18:05	24,30	24,20	24,20	24,20	23,95
11	18:15	24,20	24,10	24,20	24,20	23,98
12	18:25	24,10	24,20	24,00	24,20	24,20
13	18:35	24,40	24,40	24,50	24,50	24,40
14	18:45	23,90	24,20	24,20	24,10	24,35
15	18:55	23,80	23,80	24,20	23,90	24,30
16	19:05	23,60	23,80	24,00	23,80	24,37
17	19:15	23,80	24,10	24,90	25,00	24,47
18	19:25	23,80	24,10	25,00	24,50	24,48
19	19:35	23,90	24,30	25,10	24,30	24,39
20	19:40	24,00	24,30	25,10	19,40	24,40

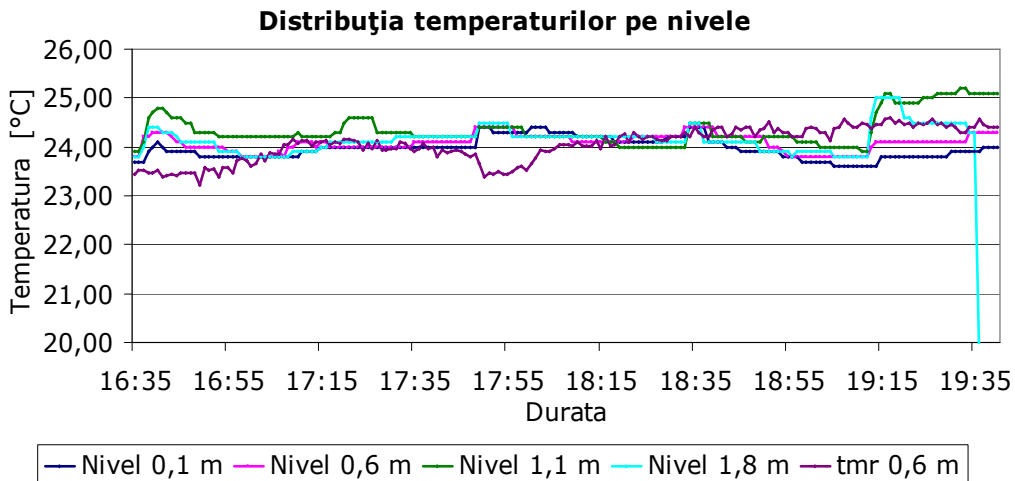


Figura A23.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-30

Tabel A23.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO24-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:35	34,90	35,74	33,90	33,10
2	16:45	34,50	35,34	32,90	32,80
3	16:55	34,30	35,34	33,20	33,40
4	17:05	34,80	35,74	34,00	33,60
5	17:15	34,80	35,08	33,70	33,30
6	17:25	34,70	34,48	34,00	34,00
7	17:35	34,30	34,38	34,40	34,00
8	17:45	34,50	34,34	34,40	34,00
9	17:55	33,10	33,44	32,60	33,60
10	18:05	33,40	33,34	33,60	33,80
11	18:15	33,80	34,24	34,30	34,10
12	18:25	34,30	34,14	34,30	34,10
13	18:35	33,90	33,84	34,10	34,00
14	18:45	34,80	34,84	35,10	35,20
15	18:55	34,80	34,94	35,10	35,20
16	19:05	34,80	34,84	34,80	35,00
17	19:15	34,60	33,70	33,80	34,70
18	19:25	34,60	33,60	32,80	35,00
19	19:35	34,60	34,22	33,60	35,00
20	19:40	34,50	33,72	34,10	27,80

Distribuția umidității relative pe nivele

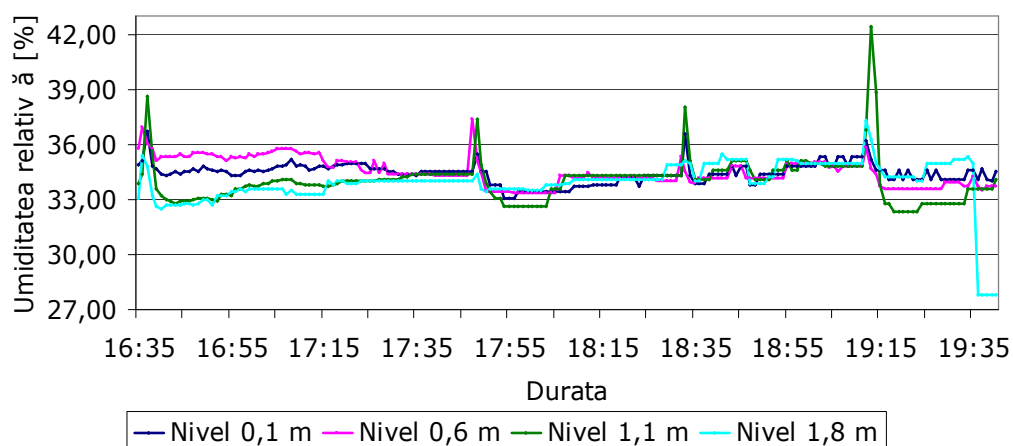


Figura A23.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-30

Tabel A24.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO24-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:10	24,60	24,50	24,40	24,60	24,00
2	16:20	24,40	24,80	24,90	24,60	24,39
3	16:30	24,20	24,70	24,70	24,50	24,40
4	16:40	24,20	24,40	24,50	24,40	24,79
5	16:50	24,50	24,60	24,80	24,60	24,72
6	17:00	24,60	24,50	24,50	24,50	24,60
7	17:10	24,60	24,50	24,50	24,50	24,60
8	17:20	24,90	25,00	25,00	25,00	24,70
9	17:30	24,90	25,00	25,00	24,60	25,22
10	17:40	24,50	24,60	24,60	24,60	24,69
11	17:50	24,50	24,60	24,60	24,60	24,65
12	18:00	24,50	24,70	24,70	24,70	25,06
13	18:10	24,90	24,90	25,00	24,50	24,75
14	18:20	24,30	24,50	24,60	24,50	24,79
15	18:30	24,30	24,20	24,60	24,10	24,82
16	18:40	24,10	24,20	24,00	24,10	24,79
17	18:50	24,50	24,86	24,70	25,00	25,38
18	19:00	24,30	24,96	24,90	25,00	25,50
19	19:10	24,30	24,96	24,90	24,50	25,22
20	19:15	24,30	24,96	24,90	24,50	25,43

Distribuția temperaturilor pe nivele

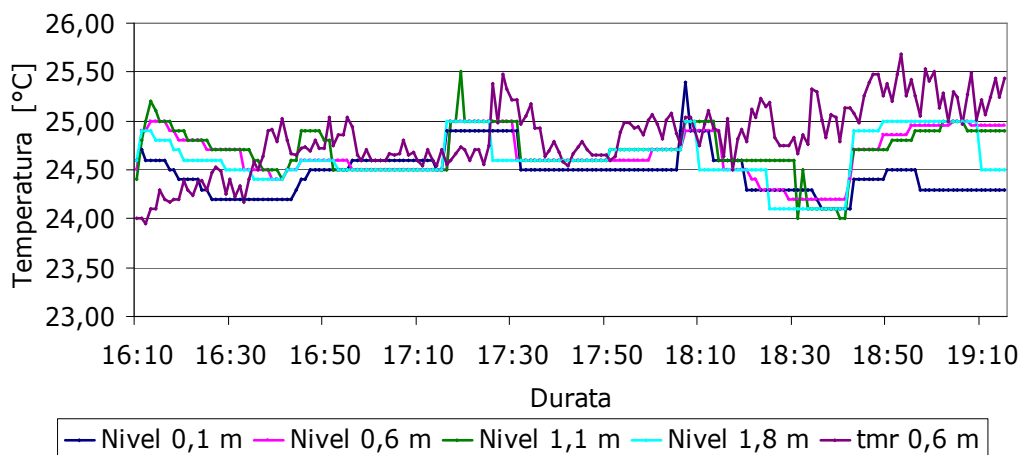


Figura A24.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-40

Tabel A24.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO24-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:10	42,00	44,50	41,00	41,70
2	16:20	40,90	41,20	40,20	40,80
3	16:30	40,70	41,40	40,30	40,70
4	16:40	40,80	41,40	40,70	40,50
5	16:50	41,00	41,40	41,30	41,50
6	17:00	40,80	41,80	41,40	41,50
7	17:10	40,90	41,80	41,40	41,60
8	17:20	40,50	41,20	40,80	41,80
9	17:30	40,50	41,20	40,50	41,80
10	17:40	40,60	41,30	41,40	41,70
11	17:50	40,70	41,30	41,40	41,70
12	18:00	40,50	41,00	41,60	41,90
13	18:10	39,80	40,40	40,20	41,90
14	18:20	40,40	41,60	40,40	41,90
15	18:30	40,80	41,50	40,90	41,60
16	18:40	40,80	41,70	41,50	41,00
17	18:50	40,40	40,00	40,80	41,80
18	19:00	40,00	40,90	40,80	42,10
19	19:10	40,00	40,30	40,80	41,70
20	19:15	39,70	40,30	40,80	41,70

Distribuția umidității relative pe nivele

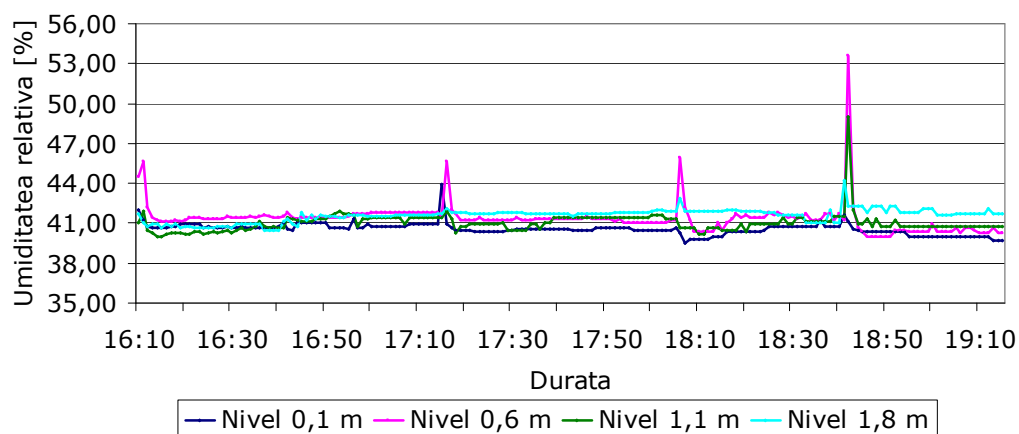


Figura A24.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-40

Tabel A25.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO24-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	14:45	24,10	24,30	24,10	24,40	24,19
2	14:55	23,90	24,40	24,30	24,30	23,95
3	15:05	23,90	24,30	24,30	24,10	24,06
4	15:15	24,00	24,30	24,20	24,10	24,19
5	15:25	24,20	24,50	24,50	24,50	24,00
6	15:35	24,20	24,50	24,50	24,50	24,13
7	15:45	24,30	24,50	24,50	24,50	23,91
8	15:55	24,50	24,70	24,50	24,50	24,07
9	16:05	24,50	24,50	24,50	24,50	24,03
10	16:15	24,50	24,50	24,10	24,10	23,95
11	16:25	24,50	24,50	24,10	24,10	24,10
12	16:35	24,50	24,60	24,50	24,50	23,88
13	16:45	24,00	24,32	24,20	24,10	24,24
14	16:55	24,00	24,30	24,10	24,10	24,23
15	17:05	24,10	24,10	24,20	24,20	24,32
16	17:15	24,10	24,10	24,10	24,20	24,19
17	17:25	24,20	24,40	24,50	24,50	24,23
18	17:35	24,20	24,50	24,60	24,10	24,14
19	17:45	24,50	24,70	24,80	24,20	24,14
20	17:50	24,50	24,70	24,80	24,20	24,19

Distribuția temperaturilor pe nivele

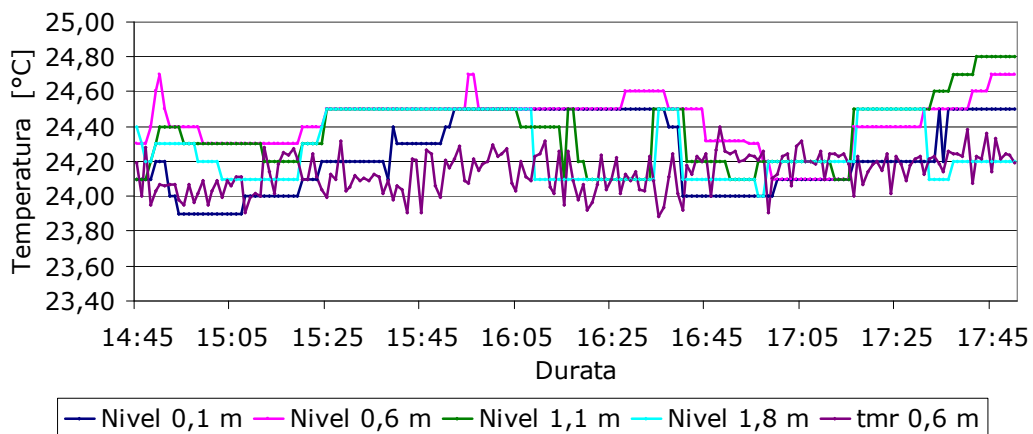


Figura A25.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO24-50

Tabel A25.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO24-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	14:45	51,50	51,80	50,80	48,60
2	14:55	52,00	51,70	50,70	48,70
3	15:05	51,90	52,10	51,20	48,90
4	15:15	52,00	52,30	51,30	49,20
5	15:25	51,50	51,30	50,20	51,40
6	15:35	51,60	52,20	51,00	52,80
7	15:45	51,60	52,20	51,50	53,10
8	15:55	49,70	50,40	49,80	52,10
9	16:05	50,40	51,40	50,70	52,30
10	16:15	51,10	51,70	51,10	53,00
11	16:25	51,10	51,70	50,90	52,60
12	16:35	50,10	50,50	50,60	52,20
13	16:45	51,80	52,40	52,00	52,70
14	16:55	52,20	52,60	52,20	51,80
15	17:05	52,40	53,00	52,60	51,20
16	17:15	52,40	53,20	53,20	52,30
17	17:25	52,20	52,80	52,20	51,80
18	17:35	52,20	52,80	52,20	52,00
19	17:45	50,80	51,40	50,80	50,30
20	17:50	51,20	51,80	51,20	51,00

Distribuția umidității relative pe nivele

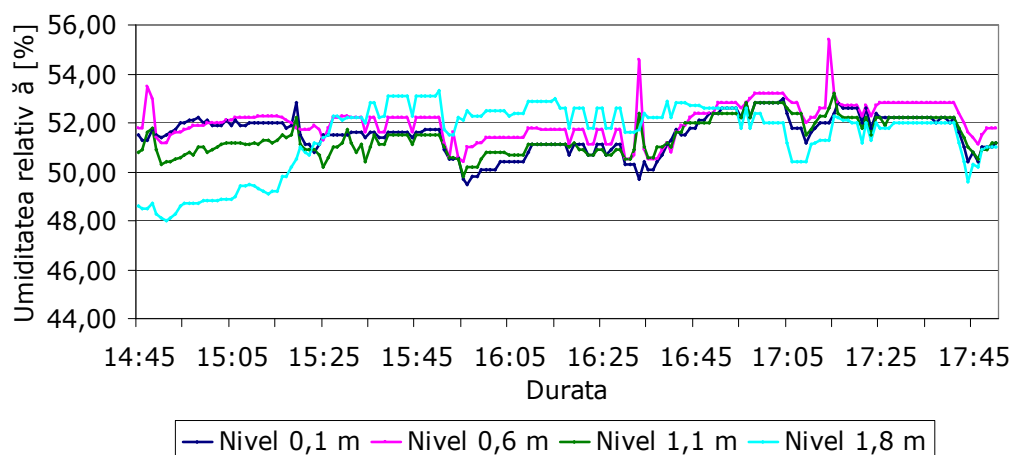


Figura A25.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO24-50

Tabel A26.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECCO24-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	12:10	24,80	24,80	24,70	24,50	24,50
2	12:20	24,60	24,50	24,80	24,60	24,80
3	12:30	24,50	24,40	24,60	24,36	24,12
4	12:40	24,40	24,30	24,60	24,58	24,60
5	12:50	24,50	24,50	24,64	24,48	24,60
6	13:00	24,48	24,54	24,54	24,66	24,75
7	13:10	24,54	24,52	24,54	24,64	24,30
8	13:20	24,50	24,50	24,46	24,62	24,80
9	13:30	24,50	24,60	24,54	24,60	25,12
10	13:40	24,50	24,68	24,58	24,62	25,13
11	13:50	24,68	24,62	24,60	24,68	25,30
12	14:00	24,50	24,50	24,50	24,50	25,40
13	14:10	24,50	24,50	24,50	24,50	25,36
14	14:20	24,52	24,50	24,50	24,50	25,26
15	14:30	24,50	24,50	24,58	24,50	25,06
16	14:40	24,50	24,50	24,50	24,68	24,80
17	14:50	24,44	24,40	24,50	24,64	25,29
18	15:00	24,54	24,50	24,50	24,64	25,39
19	15:10	24,54	24,50	24,50	24,60	25,64
20	15:15	24,84	25,00	24,94	24,94	25,61

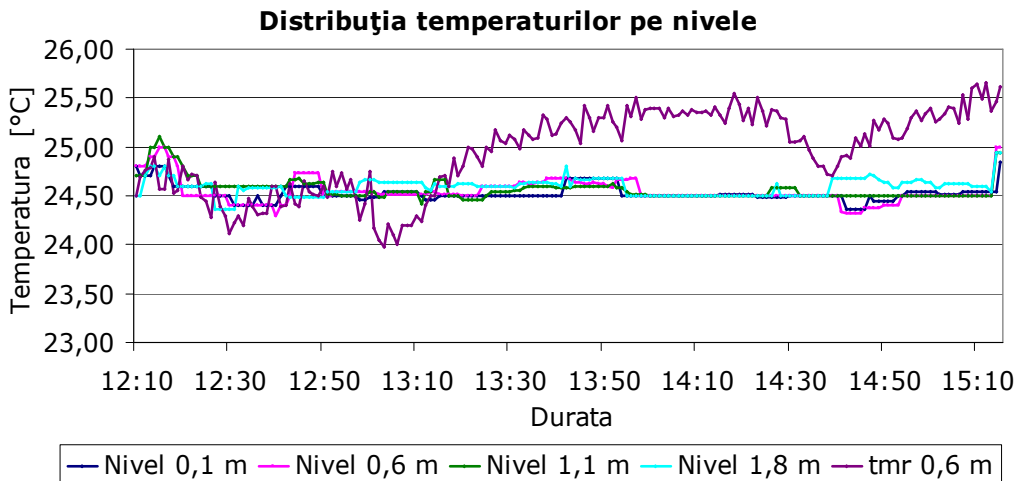


Figura A26.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20

Tabel A26.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECCO24-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	12:10	24,20	24,90	23,20	24,20
2	12:20	24,00	25,50	23,60	24,10
3	12:30	23,90	25,40	23,90	23,80
4	12:40	24,60	25,60	23,30	24,60
5	12:50	24,30	25,50	23,60	24,50
6	13:00	23,30	25,10	24,00	23,90
7	13:10	24,10	25,40	24,20	24,20
8	13:20	24,50	24,90	24,90	24,70
9	13:30	24,50	24,60	24,60	24,90
10	13:40	24,50	24,50	24,60	24,50
11	13:50	24,50	24,60	24,30	23,50
12	14:00	24,50	25,20	23,80	24,00
13	14:10	24,10	24,50	24,60	24,50
14	14:20	24,10	25,10	23,90	24,10
15	14:30	23,50	25,10	24,20	23,50
16	14:40	23,50	24,60	24,00	23,50
17	14:50	24,10	24,90	23,90	24,20
18	15:00	24,90	24,70	24,30	24,20
19	15:10	25,70	24,10	24,50	25,50
20	15:15	25,40	24,40	24,70	25,00

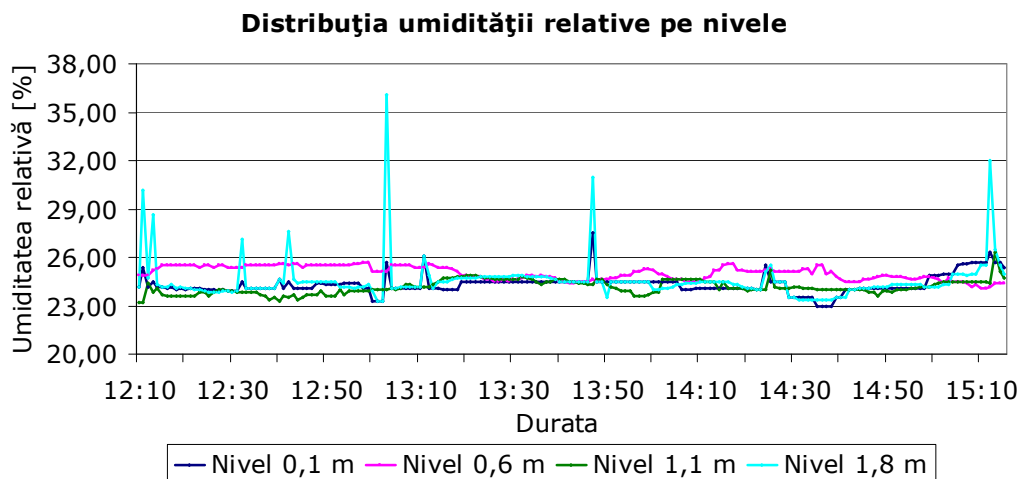


Figura A26.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-20

Tabel A27.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECCO24-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	12:20	23,90	24,20	24,20	24,10	24,66
2	12:30	24,30	24,38	24,62	24,44	24,55
3	12:40	24,32	24,42	24,54	24,56	24,87
4	12:50	24,30	24,48	24,52	24,52	25,17
5	13:00	24,52	24,52	24,60	24,48	24,70
6	13:10	24,50	24,50	24,50	24,50	24,58
7	13:20	24,46	24,50	24,50	24,52	24,72
8	13:30	24,46	24,50	24,54	24,52	24,56
9	13:40	24,50	24,50	24,50	24,50	24,55
10	13:50	24,26	24,44	24,42	24,62	24,36
11	14:00	24,40	24,48	24,32	24,66	24,27
12	14:10	24,48	24,52	24,40	24,66	24,41
13	14:20	24,48	24,56	24,36	24,56	24,61
14	14:30	24,48	24,44	24,46	24,54	24,82
15	14:40	24,44	24,52	24,36	24,56	24,57
16	14:50	24,42	24,42	24,34	24,54	24,63
17	15:00	24,32	24,52	24,50	24,58	24,76
18	15:10	24,32	24,50	24,50	24,56	24,67
19	15:20	24,36	24,50	24,50	24,68	25,00
20	15:25	24,34	24,50	24,50	24,68	24,80

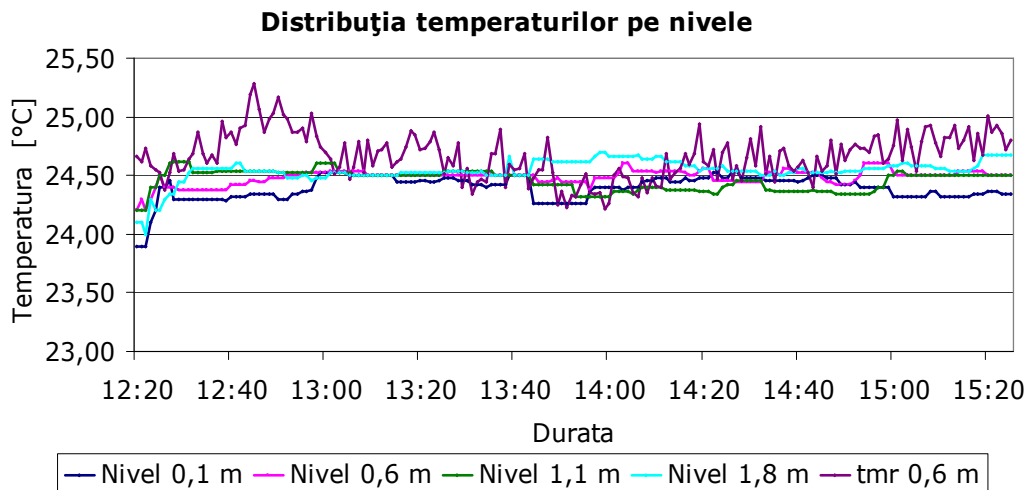


Figura A27.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-30

Tabel A27.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECCO24-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	12:20	30,80	32,20	30,20	29,80
2	12:30	31,00	32,80	30,50	29,80
3	12:40	31,30	32,70	30,60	30,40
4	12:50	31,20	32,70	30,80	30,50
5	13:00	30,90	32,30	30,20	29,60
6	13:10	30,50	31,50	30,00	29,50
7	13:20	30,50	31,50	30,40	30,00
8	13:30	30,50	31,50	30,30	30,00
9	13:40	30,00	31,00	29,50	29,30
10	13:50	30,00	32,00	30,00	30,00
11	14:00	30,70	32,00	31,00	30,50
12	14:10	30,90	32,50	30,80	31,30
13	14:20	30,80	33,50	31,20	31,00
14	14:30	31,00	32,50	31,10	30,40
15	14:40	31,90	32,80	31,50	30,50
16	14:50	31,60	33,20	31,00	30,50
17	15:00	32,40	34,00	32,00	31,10
18	15:10	30,90	32,40	30,60	30,50
19	15:20	31,10	32,30	30,60	31,90
20	15:25	31,00	32,50	30,80	32,00

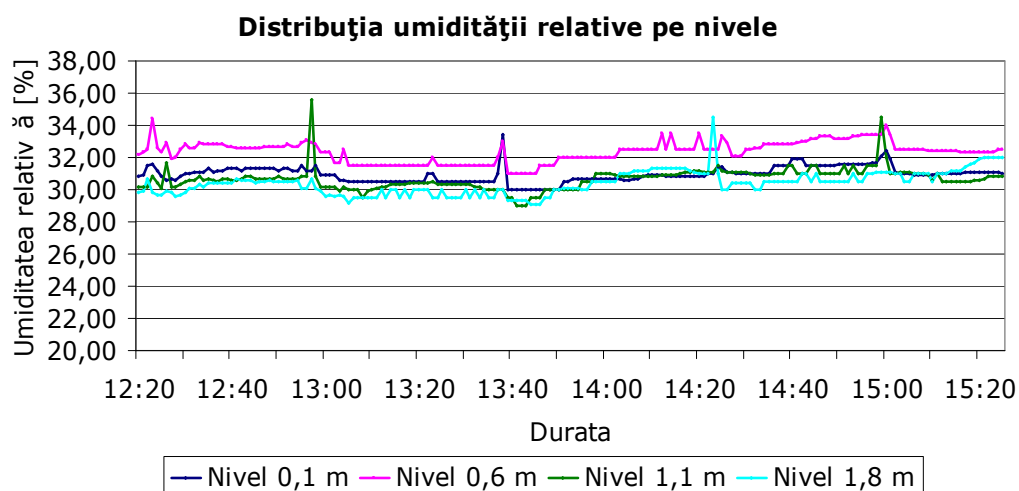


Figura A27.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-30

Tabel A28.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECCO24-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:30	24,10	24,10	24,00	23,94	23,60
2	18:40	24,30	24,50	24,34	24,38	24,10
3	18:50	24,30	24,30	24,34	24,42	24,10
4	19:00	24,20	24,30	24,44	24,52	24,37
5	19:10	24,40	24,40	24,44	24,56	24,24
6	19:20	24,50	24,50	24,50	24,58	24,29
7	19:30	24,50	24,50	24,52	24,52	24,30
8	19:40	24,26	24,50	24,52	24,48	24,60
9	19:50	24,20	24,48	24,50	24,56	24,24
10	20:00	24,34	24,10	24,50	24,56	24,41
11	20:10	24,00	24,06	24,42	24,58	24,62
12	20:20	24,08	24,06	24,50	24,52	24,67
13	20:30	24,40	24,50	24,50	24,50	24,69
14	20:40	24,10	24,44	24,50	24,52	24,95
15	20:50	24,28	24,38	24,46	24,52	24,57
16	21:00	24,18	24,42	24,46	24,56	24,81
17	21:10	24,50	24,50	24,52	24,68	25,03
18	21:20	25,00	24,90	24,50	24,90	24,96
19	21:30	25,00	25,00	25,00	25,00	24,96
20	21:35	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00

Distribuția temperaturilor pe nivele

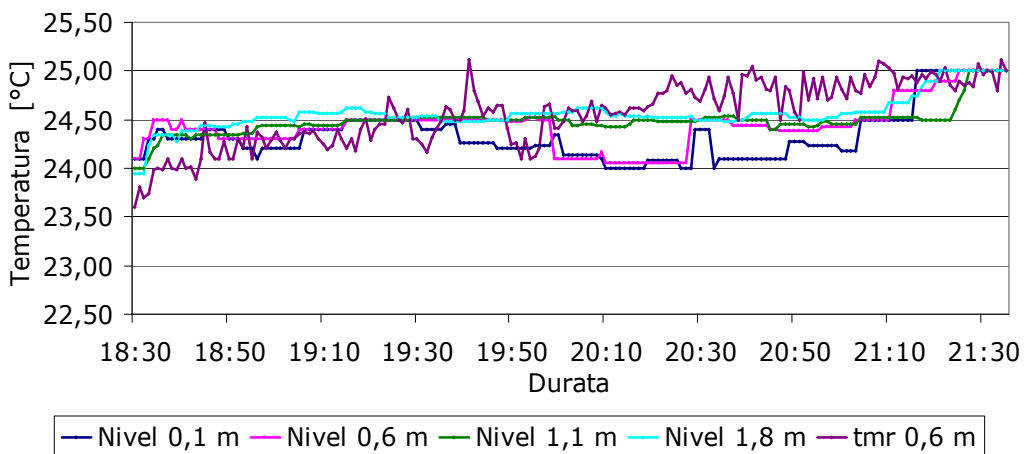


Figura A28.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-40

Tabel A28.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECCO24-40

Nr.crt	Durata	ϕ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:30	41,20	42,80	41,30	40,00
2	18:40	41,20	42,00	40,80	39,40
3	18:50	41,40	41,90	40,70	39,20
4	19:00	41,50	42,50	41,10	40,10
5	19:10	40,60	41,80	40,10	39,50
6	19:20	40,80	41,10	40,30	39,50
7	19:30	40,80	41,00	40,20	39,40
8	19:40	41,70	40,50	40,20	39,50
9	19:50	40,70	40,00	40,00	39,70
10	20:00	40,40	40,30	40,30	39,90
11	20:10	40,50	40,40	40,00	39,50
12	20:20	40,60	40,80	40,20	39,70
13	20:30	41,90	40,00	39,50	39,90
14	20:40	41,10	41,00	39,70	40,80
15	20:50	40,80	41,90	40,20	39,70
16	21:00	42,40	43,80	43,00	41,00
17	21:10	41,50	43,20	42,50	40,50
18	21:20	41,40	42,40	42,50	40,50
19	21:30	40,80	42,70	42,00	40,50
20	21:35	41,00	43,50	42,00	41,00

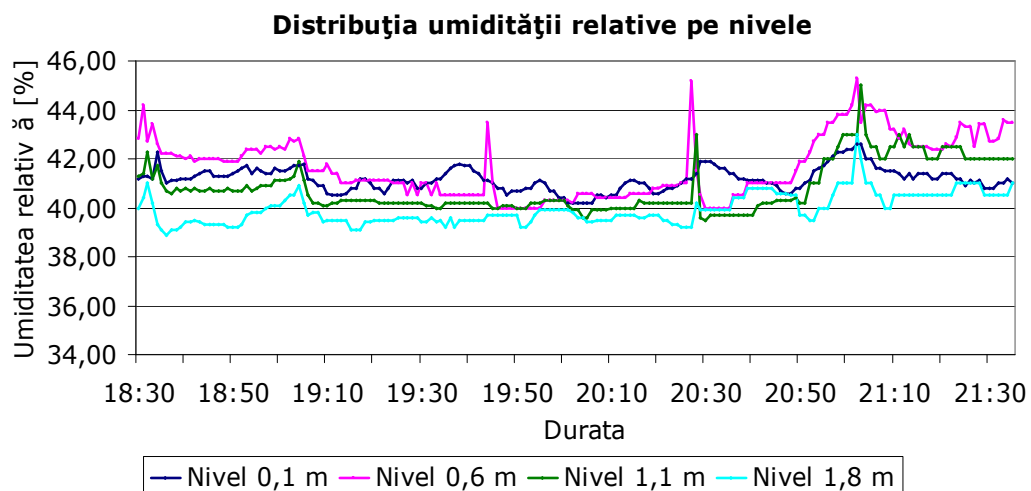


Figura A28.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-40

Tabel A29.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECCO24-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:30	25,60	25,50	25,70	25,90	25,53
2	18:40	25,84	25,94	26,10	26,00	25,90
3	18:50	25,74	25,94	26,00	25,98	25,77
4	19:00	25,74	25,94	26,00	26,10	25,95
5	19:10	26,04	25,94	26,10	26,16	26,50
6	19:20	26,04	25,94	26,10	26,06	26,52
7	19:30	26,04	26,04	26,00	26,08	26,44
8	19:40	26,04	26,04	26,00	26,02	26,73
9	19:50	26,04	26,14	26,00	26,08	26,83
10	20:00	26,04	26,14	26,10	26,14	25,90
11	20:10	26,04	26,04	26,10	26,10	26,02
12	20:20	26,04	26,04	26,10	26,18	26,53
13	20:30	26,04	26,04	26,10	26,22	26,51
14	20:40	26,04	26,04	26,10	26,14	26,20
15	20:50	26,04	26,04	26,10	26,16	26,29
16	21:00	26,04	26,04	26,22	26,16	26,37
17	21:10	26,18	26,20	26,22	26,36	26,48
18	21:20	26,18	26,30	26,28	26,36	26,36
19	21:30	26,22	26,34	26,34	26,38	26,57
20	21:35	26,22	26,34	26,36	26,38	26,71

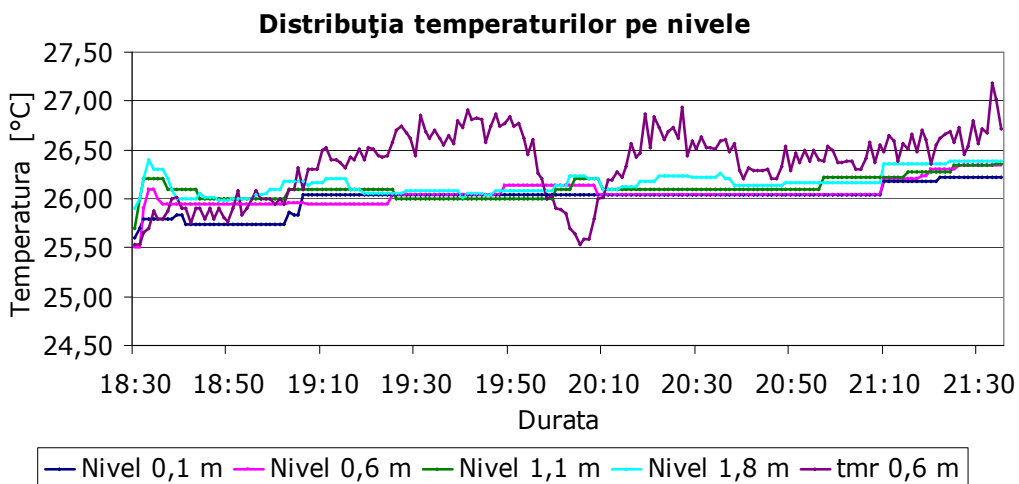


Figura A29.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECCO24-50

Tabel A29.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECCO24-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:30	49,20	49,10	49,40	50,00
2	18:40	48,40	47,40	48,60	49,30
3	18:50	48,00	47,40	48,80	49,90
4	19:00	48,10	47,60	49,60	50,20
5	19:10	47,70	47,60	50,00	49,80
6	19:20	48,30	47,50	49,70	49,80
7	19:30	49,05	47,60	49,66	49,50
8	19:40	49,00	48,00	49,66	49,40
9	19:50	49,30	48,50	49,30	49,50
10	20:00	48,70	48,80	49,20	49,40
11	20:10	49,10	48,80	48,90	49,00
12	20:20	48,60	48,70	48,90	48,30
13	20:30	49,00	48,40	48,70	48,50
14	20:40	49,10	48,50	49,15	48,90
15	20:50	48,80	49,00	48,90	49,10
16	21:00	48,95	49,50	48,40	49,00
17	21:10	49,40	49,40	49,20	48,40
18	21:20	49,00	48,90	48,65	49,10
19	21:30	49,30	49,20	50,20	50,00
20	21:35	50,10	50,10	50,20	50,30

Distribuția umidității relative pe nivele

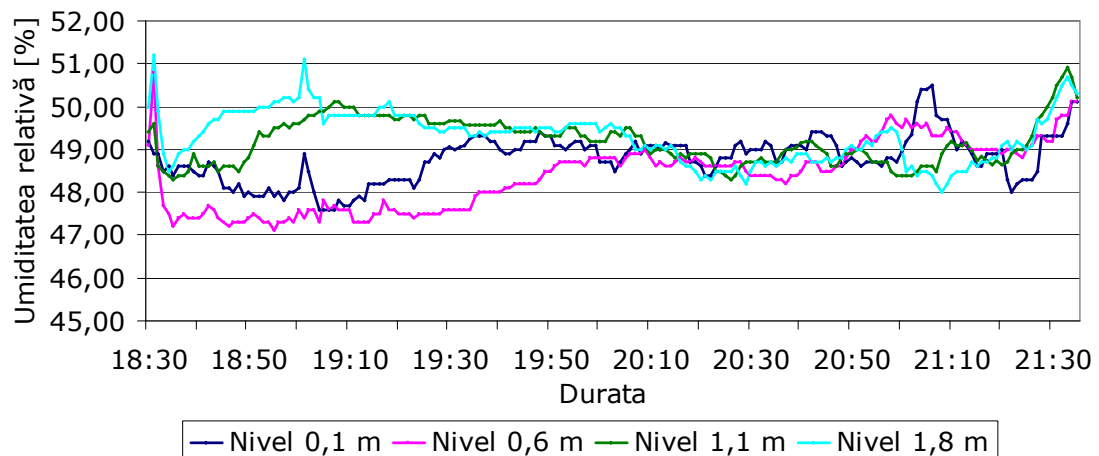


Figura A29.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECCO24-50

Tabel A30.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO24-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:00	24,34	24,66	24,44	24,40	23,45
2	15:10	24,24	24,36	24,38	24,40	23,52
3	15:20	24,20	24,28	24,34	24,40	23,38
4	15:30	24,14	24,30	24,16	24,40	23,58
5	15:40	24,12	24,26	24,26	24,40	22,42
6	15:50	24,32	24,46	24,38	24,50	23,77
7	16:00	24,34	24,38	24,32	24,40	23,69
8	16:10	24,20	24,28	24,32	24,30	23,64
9	16:20	24,36	24,38	24,38	24,50	23,74
10	16:30	24,30	24,32	24,44	24,40	23,81
11	16:40	24,20	24,32	24,44	24,40	23,71
12	16:50	24,22	24,50	24,32	24,50	23,82
13	17:00	24,24	24,40	24,44	24,50	23,79
14	17:10	24,46	24,30	24,46	24,40	23,75
15	17:20	24,24	24,32	24,44	24,50	23,54
16	17:30	24,24	24,44	24,48	24,40	23,67
17	17:40	24,36	24,46	24,44	24,50	23,55
18	17:50	24,44	24,46	24,46	24,50	23,34
19	18:00	24,44	24,46	24,58	24,60	23,59
20	18:05	24,44	24,46	24,68	24,60	23,55

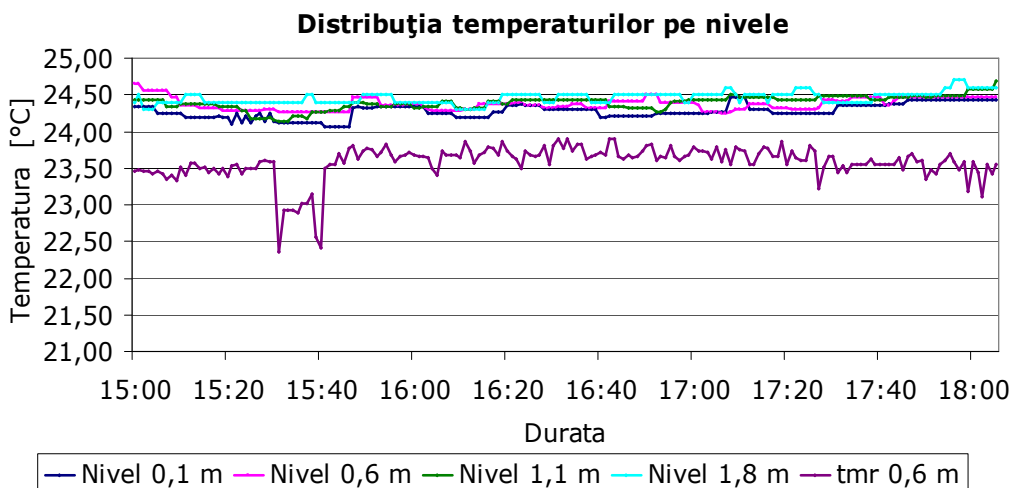


Figura A30.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO24-20

Tabel A30.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO24-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:00	19,60	21,30	19,80	20,60
2	15:10	19,40	21,20	19,50	20,70
3	15:20	19,30	21,20	19,50	20,70
4	15:30	19,30	21,20	19,50	20,40
5	15:40	20,20	21,70	21,90	21,70
6	15:50	21,00	22,60	21,80	22,40
7	16:00	21,10	22,50	21,80	22,60
8	16:10	21,20	22,20	22,20	22,50
9	16:20	21,30	21,90	23,30	23,80
10	16:30	21,90	22,40	22,70	23,40
11	16:40	22,10	22,50	22,60	23,40
12	16:50	22,00	22,70	22,40	23,40
13	17:00	21,90	23,30	23,30	23,80
14	17:10	22,00	23,50	23,40	23,00
15	17:20	21,90	23,70	23,50	23,30
16	17:30	22,00	23,70	23,40	22,80
17	17:40	21,90	24,00	23,70	23,80
18	17:50	22,10	24,10	23,30	23,30
19	18:00	22,10	24,10	23,10	23,40
20	18:05	22,10	24,10	23,20	23,30

Distribuția umidității relative pe nivele

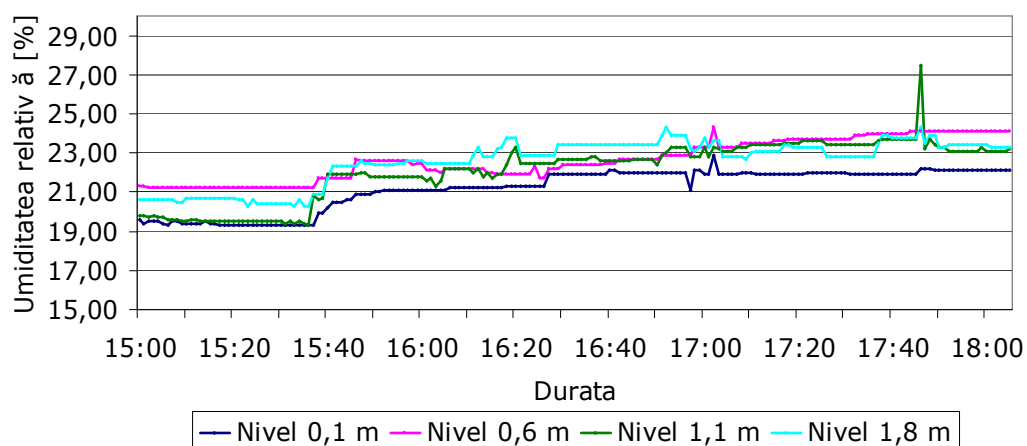


Figura A30.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO24-20

Tabel A31.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO24-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:00	24,00	24,50	24,30	24,30	24,08
2	18:10	23,84	24,00	23,94	24,00	24,00
3	18:20	23,86	23,90	23,98	23,96	23,90
4	18:30	23,98	23,96	24,08	23,98	24,10
5	18:40	23,92	24,06	24,34	24,12	23,97
6	18:50	24,04	24,24	24,30	24,02	24,07
7	19:00	24,00	24,22	24,36	24,14	23,90
8	19:10	24,14	24,22	24,28	24,48	23,90
9	19:20	24,22	24,36	24,20	24,50	23,90
10	19:30	24,28	24,16	24,22	24,40	23,90
11	19:40	24,46	24,54	24,40	24,40	23,75
12	19:50	24,28	24,50	24,32	24,40	23,77
13	20:00	24,26	24,30	24,30	24,20	23,80
14	20:10	24,04	23,98	24,44	24,60	23,90
15	20:20	24,30	24,32	24,42	24,40	23,90
16	20:30	24,22	24,34	24,60	24,38	23,90
17	20:40	24,22	24,60	24,40	24,50	23,90
18	20:50	24,42	24,72	24,70	24,50	23,90
19	21:00	24,52	24,62	24,80	24,60	23,90
20	21:05	24,54	24,62	24,80	24,70	23,83

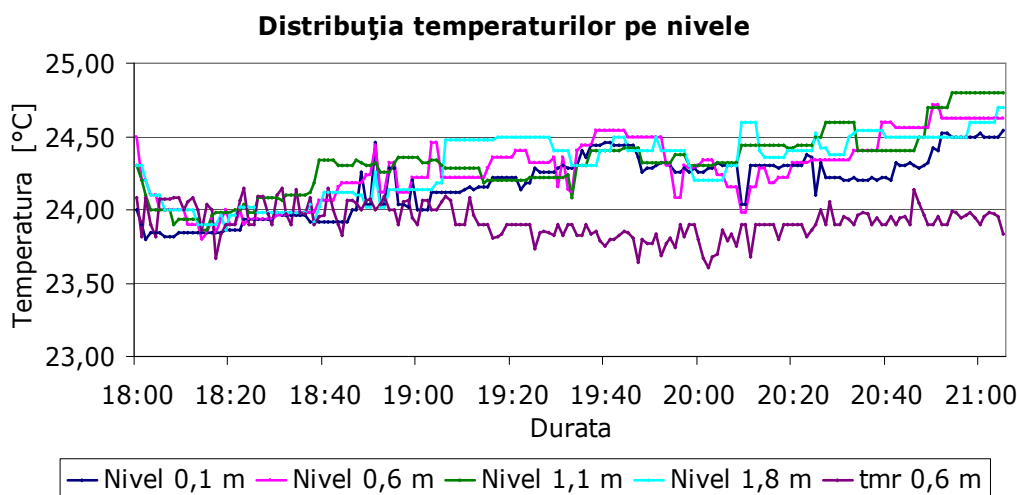


Figura A31.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO24-30

Tabel A31.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO24-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:00	30,60	32,70	30,70	31,10
2	18:10	31,00	32,60	30,90	31,30
3	18:20	31,10	32,60	31,10	31,90
4	18:30	31,30	32,80	31,40	32,10
5	18:40	31,50	32,80	32,10	32,40
6	18:50	31,70	32,10	33,10	32,30
7	19:00	32,50	32,70	33,20	32,90
8	19:10	32,20	31,60	33,10	32,80
9	19:20	32,00	33,00	33,20	33,90
10	19:30	32,20	32,50	32,90	33,10
11	19:40	32,20	32,00	32,70	33,20
12	19:50	32,00	32,30	32,90	33,60
13	20:00	31,90	32,20	33,20	33,40
14	20:10	32,00	32,20	33,50	33,20
15	20:20	32,00	32,10	33,40	33,30
16	20:30	32,10	31,70	33,20	33,00
17	20:40	32,20	31,70	32,70	32,50
18	20:50	31,50	31,20	34,00	33,10
19	21:00	32,00	31,60	33,50	32,30
20	21:05	33,00	32,20	33,50	32,30

Distribuția umidității relative pe nivele

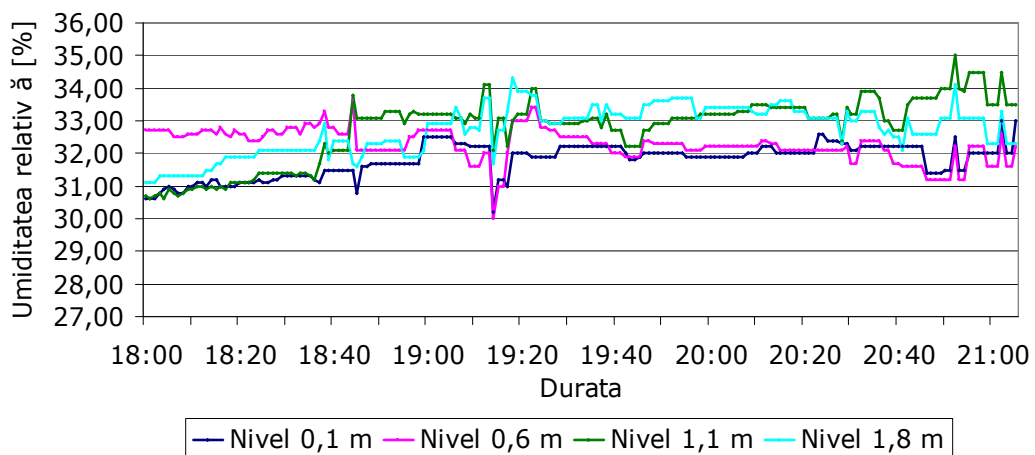


Figura A31.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO24-30

Tabel A32.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO24-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	13:10	24,80	24,70	24,80	24,80	23,42
2	13:20	24,60	24,60	24,80	24,80	23,57
3	13:30	24,40	24,60	24,60	24,80	23,73
4	13:40	24,40	24,50	24,60	24,80	23,57
5	13:50	24,40	24,50	24,60	24,90	23,80
6	14:00	24,50	24,40	24,30	24,70	24,07
7	14:10	24,40	24,40	24,30	24,70	24,11
8	14:20	24,28	24,50	24,50	24,60	23,95
9	14:30	24,30	24,30	24,60	24,50	24,07
10	14:40	24,40	24,40	24,40	24,56	24,20
11	14:50	24,50	24,52	24,40	24,56	24,07
12	15:00	24,50	24,54	24,38	24,54	23,92
13	15:10	24,40	24,40	24,48	24,54	23,97
14	15:20	24,40	24,50	24,56	24,54	24,00
15	15:30	24,30	24,44	24,48	24,46	23,98
16	15:40	24,40	24,50	24,60	24,52	24,02
17	15:50	24,40	24,58	24,50	24,64	24,14
18	16:00	24,42	24,46	24,60	24,50	24,27
19	16:10	24,60	24,56	24,60	24,80	24,10
20	16:15	24,60	24,60	24,60	24,80	24,07

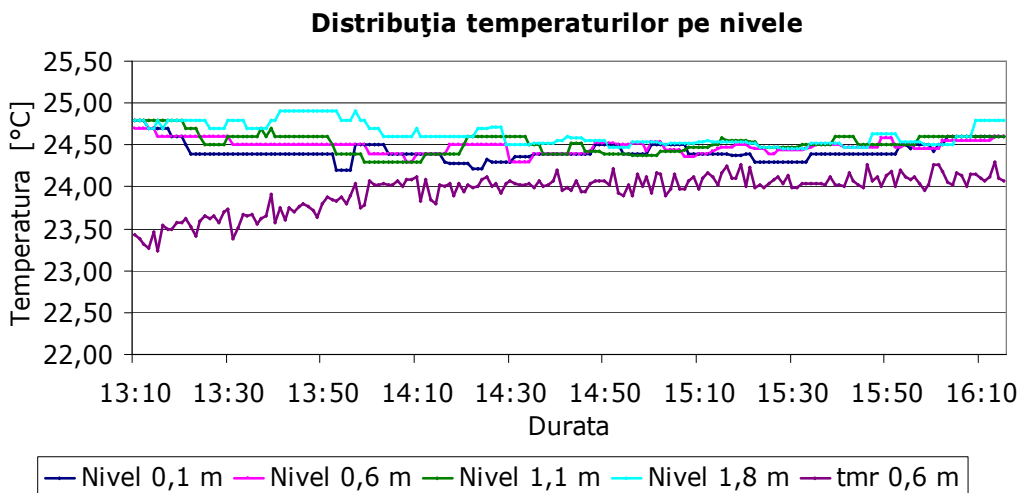


Figura A32.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO24-40

Tabel A32.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO24-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	13:10	41,90	43,70	42,30	41,00
2	13:20	42,00	43,80	42,60	41,40
3	13:30	42,20	43,60	41,50	40,50
4	13:40	42,40	43,10	43,10	41,60
5	13:50	42,60	43,60	41,90	42,10
6	14:00	43,10	42,50	42,50	42,10
7	14:10	43,70	42,60	43,20	42,40
8	14:20	43,50	42,70	43,10	42,90
9	14:30	42,30	42,50	43,00	42,80
10	14:40	43,30	42,10	42,10	42,60
11	14:50	42,60	42,80	42,70	43,20
12	15:00	43,00	42,40	42,60	42,50
13	15:10	43,20	42,60	42,40	43,50
14	15:20	42,40	42,30	42,40	43,80
15	15:30	43,60	42,40	42,40	42,50
16	15:40	43,20	41,80	42,30	42,90
17	15:50	43,90	43,00	42,30	43,00
18	16:00	42,90	41,90	42,90	44,20
19	16:10	43,90	43,00	44,00	45,60
20	16:15	43,30	42,00	43,00	44,60

Distribuția umidității relative pe nivele

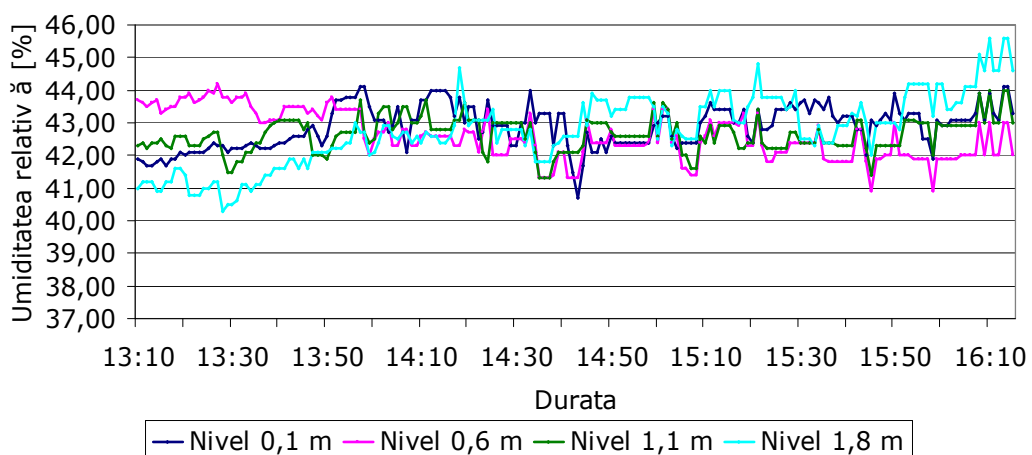


Figura A32.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO24-40

Tabel A33.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1FO24-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	17:25	24,20	24,70	25,30	24,90	23,59
2	17:35	24,00	24,60	24,80	24,80	23,61
3	17:45	24,10	24,50	24,80	24,50	23,64
4	17:55	24,20	24,50	24,90	24,70	23,59
5	18:05	24,20	24,40	24,90	24,80	23,74
6	18:15	24,00	24,40	24,60	24,50	23,64
7	18:25	24,20	24,30	24,40	24,70	23,75
8	18:35	24,20	24,40	24,50	24,70	23,75
9	18:45	24,30	24,50	24,60	24,50	23,84
10	18:55	24,40	24,50	24,40	24,50	23,76
11	19:05	24,50	24,50	24,30	24,50	23,74
12	19:15	24,60	24,40	24,50	24,50	23,94
13	19:25	24,60	24,50	24,50	25,00	23,91
14	19:35	24,60	24,60	24,60	24,60	23,84
15	19:45	24,60	24,50	24,50	24,50	24,04
16	19:55	24,60	24,40	24,60	24,60	24,01
17	20:05	24,70	24,50	24,80	24,40	23,94
18	20:15	24,50	24,50	24,50	24,60	23,97
19	20:25	24,60	24,60	24,70	24,60	23,94
20	20:30	24,60	24,60	24,70	24,60	23,99

Distribuția temperaturilor pe nivele

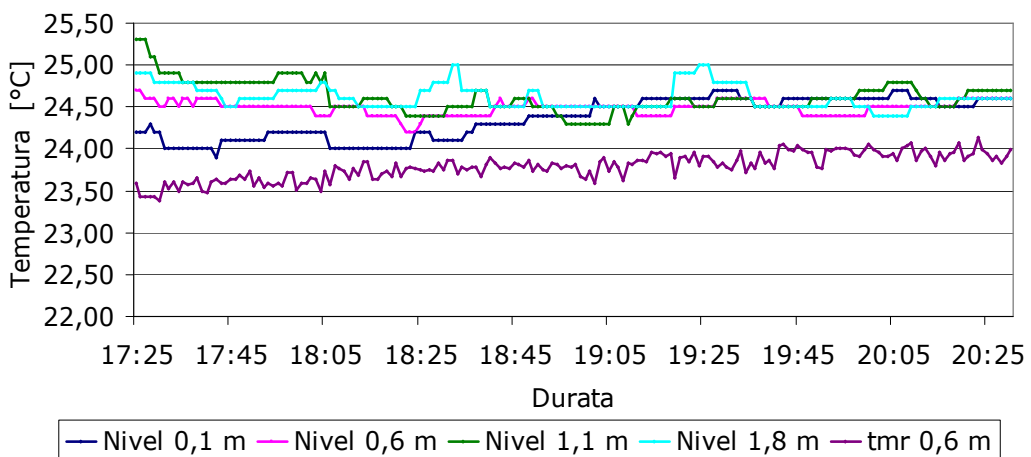


Figura A33.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1FO24-50

Tabel A33.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1FO24-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	17:25	48,60	47,00	46,50	47,90
2	17:35	49,70	47,90	48,60	48,40
3	17:45	50,70	47,90	48,60	48,50
4	17:55	50,20	47,00	47,70	49,20
5	18:05	51,60	49,50	47,70	48,60
6	18:15	50,70	49,00	47,40	49,30
7	18:25	49,30	48,80	48,50	49,80
8	18:35	50,50	49,80	49,00	49,40
9	18:45	50,50	49,90	49,10	49,70
10	18:55	50,60	49,90	48,90	49,90
11	19:05	50,50	50,10	49,10	49,40
12	19:15	50,60	50,30	49,10	49,30
13	19:25	50,20	49,60	48,30	48,70
14	19:35	50,60	50,20	48,70	48,70
15	19:45	50,90	50,20	48,80	48,80
16	19:55	50,70	49,90	48,80	49,70
17	20:05	50,50	49,70	48,70	49,80
18	20:15	50,20	49,90	49,10	49,50
19	20:25	50,20	49,50	49,10	49,70
20	20:30	49,70	49,50	48,90	48,70

Distribuția umidității relative pe nivele

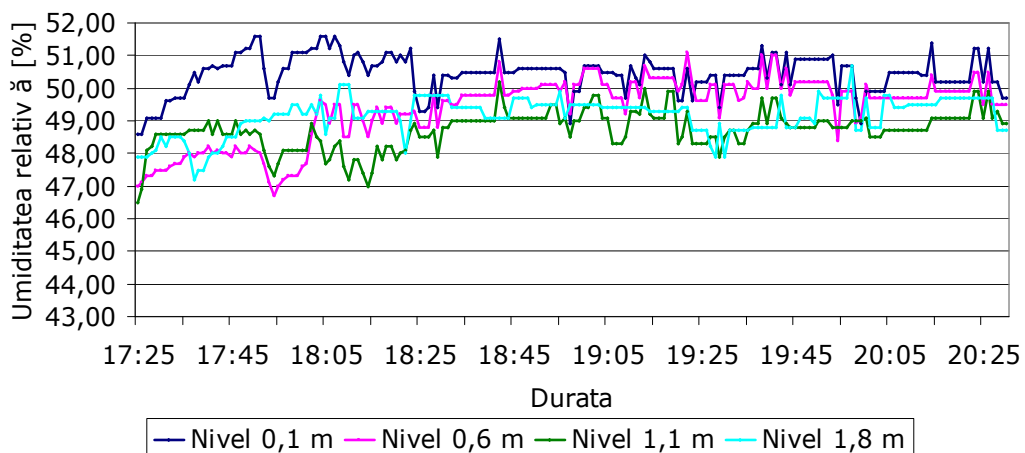


Figura A33.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1FO24-50

Tabel A34.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO24-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:20	24,00	24,00	24,00	24,20	23,66
2	16:30	23,90	23,90	24,10	24,10	23,49
3	16:40	23,80	23,70	24,00	24,10	23,63
4	16:50	23,70	23,90	23,80	24,10	23,67
5	17:00	23,70	24,00	23,90	24,00	23,72
6	17:10	23,70	24,00	23,70	24,20	23,73
7	17:20	23,40	23,60	23,70	24,20	23,69
8	17:30	23,30	23,38	23,76	24,10	23,83
9	17:40	23,60	23,70	23,74	24,00	23,82
10	17:50	23,80	23,80	23,64	24,10	23,77
11	18:00	23,90	23,80	23,88	24,00	23,86
12	18:10	23,70	23,76	23,78	24,00	23,79
13	18:20	23,50	23,86	23,76	24,10	23,91
14	18:30	23,50	23,86	23,78	24,10	23,87
15	18:40	23,60	23,86	23,98	24,00	23,79
16	18:50	23,60	23,92	24,00	24,10	24,04
17	19:00	23,80	24,00	24,04	24,00	23,70
18	19:10	23,90	24,00	23,98	24,10	23,78
19	19:20	23,90	24,14	24,04	24,50	24,01
20	19:26	23,90	24,22	24,04	24,50	23,97

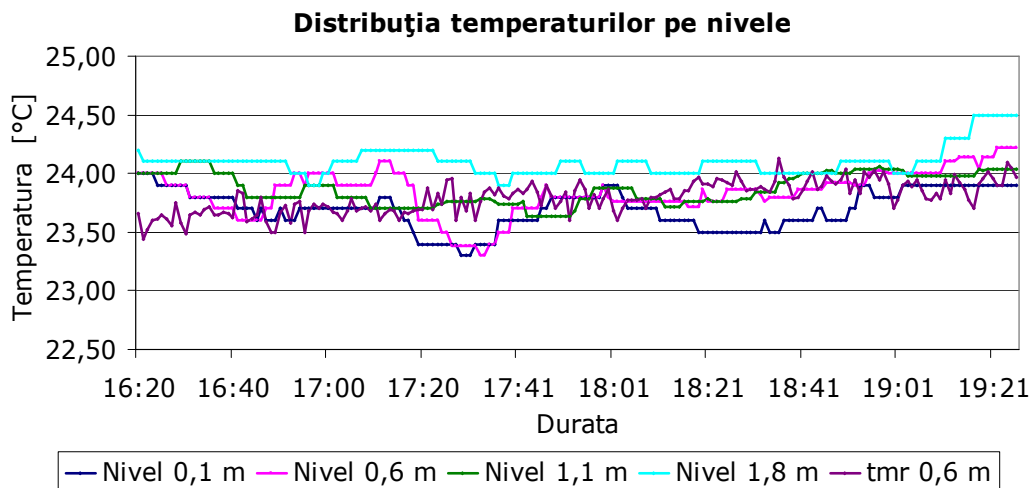


Figura A34.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO24-20

Tabel A34.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO24-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:20	21,50	23,00	21,50	22,50
2	16:30	21,50	22,80	21,60	22,90
3	16:40	21,50	22,80	21,80	22,70
4	16:50	21,50	22,80	22,20	23,10
5	17:00	22,00	22,80	22,40	23,60
6	17:10	22,10	23,50	22,70	24,30
7	17:20	22,60	24,30	23,00	24,40
8	17:30	23,90	24,30	23,60	24,00
9	17:40	23,70	24,20	23,60	24,50
10	17:50	23,90	24,10	24,00	24,50
11	18:00	24,10	23,90	24,00	24,60
12	18:10	24,20	24,20	23,90	24,20
13	18:20	24,30	24,30	23,90	24,40
14	18:30	24,20	24,20	24,10	24,50
15	18:40	24,20	24,00	24,10	24,60
16	18:50	24,20	24,10	24,10	24,70
17	19:00	24,30	24,20	24,20	24,60
18	19:10	24,30	24,00	23,90	24,60
19	19:20	24,40	24,30	23,90	24,80
20	19:26	24,40	24,30	23,90	24,80

Distribuția umidității relative pe nivele

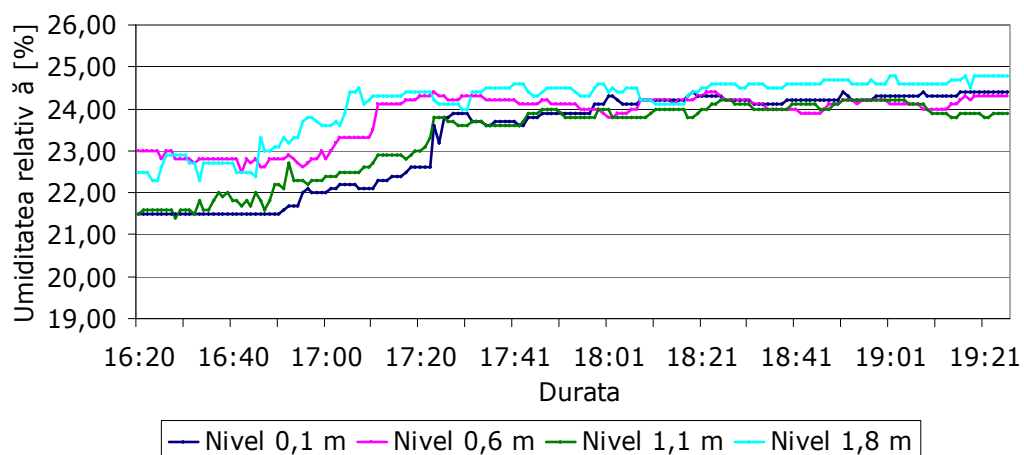


Figura A34.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO24-20

Tabel A35.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO24-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	13:00	24,42	24,24	24,74	24,62	24,56
2	13:10	24,12	24,24	24,34	24,54	24,30
3	13:20	24,02	24,14	24,34	24,48	24,38
4	13:30	24,02	24,22	24,34	24,48	24,40
5	13:40	24,02	24,24	24,34	24,42	24,52
6	13:50	24,12	24,18	24,34	24,42	24,49
7	14:00	24,32	24,24	24,54	24,56	24,53
8	14:10	24,32	24,24	24,54	24,52	24,62
9	14:20	24,12	24,24	24,64	24,62	24,69
10	14:30	24,12	24,34	24,54	24,64	24,63
11	14:40	24,12	24,36	24,54	24,64	24,60
12	14:50	24,22	24,36	24,44	24,60	24,61
13	15:00	24,22	24,24	24,34	24,66	24,70
14	15:10	24,02	24,10	24,54	24,66	24,60
15	15:20	23,98	24,14	24,34	24,36	24,60
16	15:30	24,04	24,14	24,54	24,58	24,57
17	15:40	24,10	24,34	24,54	24,64	24,59
18	15:50	24,14	24,44	24,64	24,62	24,49
19	16:00	24,28	24,34	24,64	24,60	24,50
20	16:05	24,28	24,34	24,64	24,60	24,49

Distribuția temperaturilor pe nivele

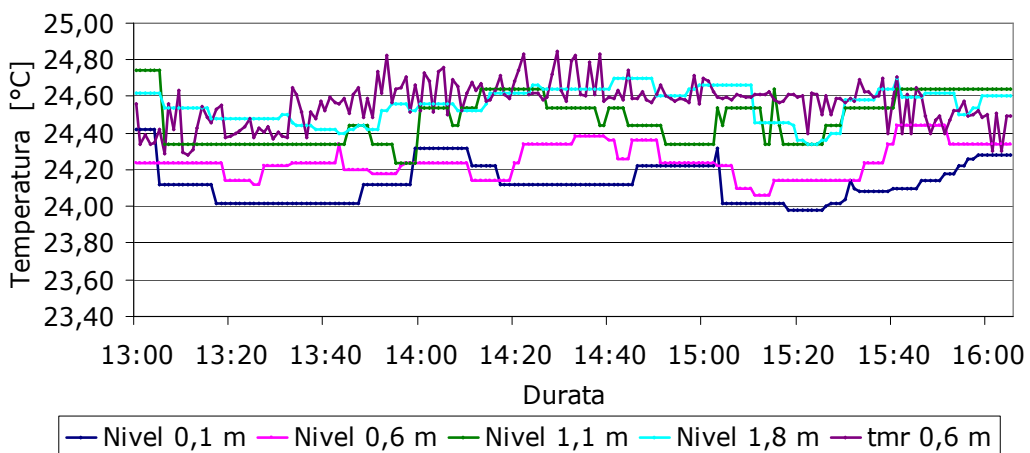


Figura A35.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO24-30

Tabel A35.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO24-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	13:00	30,90	32,10	30,40	30,90
2	13:10	31,00	32,20	31,20	31,70
3	13:20	31,60	32,40	31,50	31,70
4	13:30	32,00	32,80	31,60	31,70
5	13:40	32,30	32,20	31,70	31,70
6	13:50	31,90	32,30	31,70	31,70
7	14:00	32,30	32,30	31,70	32,00
8	14:10	31,70	32,00	31,70	31,50
9	14:20	32,00	31,90	32,00	31,60
10	14:30	31,80	31,90	31,70	31,80
11	14:40	32,00	31,90	31,90	31,50
12	14:50	32,00	32,40	32,70	31,70
13	15:00	32,40	32,20	32,70	32,10
14	15:10	32,00	32,20	32,50	32,20
15	15:20	32,30	32,50	32,70	32,40
16	15:30	31,90	32,80	32,90	32,20
17	15:40	32,20	33,40	32,50	32,40
18	15:50	32,20	32,80	31,30	32,20
19	16:00	32,20	33,90	32,50	32,20
20	16:05	32,30	33,50	32,50	32,20

Distribuția umidității relative pe nivele

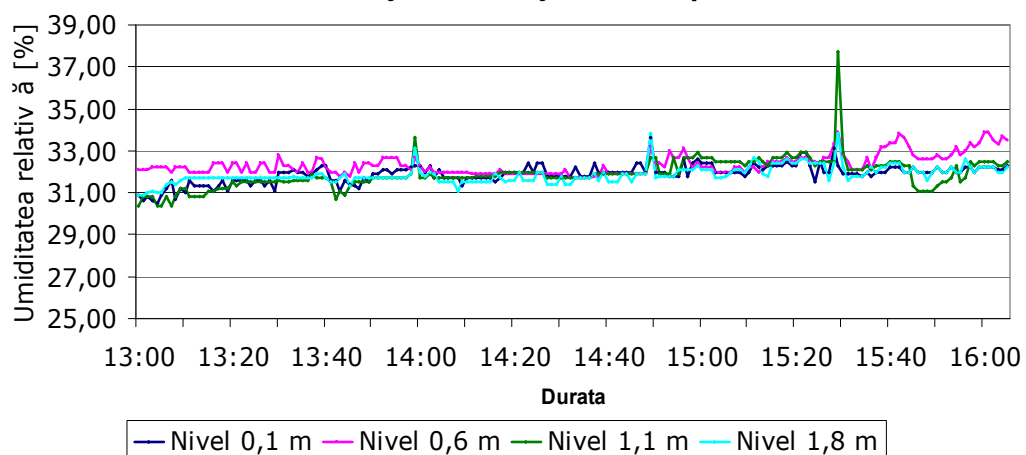


Figura A35.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO24-30

Tabel A36.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO24-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:15	24,80	24,70	25,00	25,00	23,98
2	18:25	24,60	24,80	24,80	24,80	24,02
3	18:35	24,60	24,40	24,60	24,70	23,90
4	18:45	24,50	24,40	24,60	24,60	24,13
5	18:55	24,30	24,50	24,60	24,60	23,94
6	19:05	24,20	24,60	24,70	24,64	24,26
7	19:15	24,40	24,50	24,48	24,52	24,07
8	19:25	24,40	24,30	24,66	24,50	24,13
9	19:35	24,30	24,30	24,54	24,50	24,07
10	19:45	24,30	24,50	24,52	24,56	24,20
11	19:55	24,40	24,60	24,50	24,54	23,93
12	20:05	24,40	24,70	24,52	24,52	24,17
13	20:15	24,40	24,60	24,48	24,70	24,09
14	20:25	24,50	24,50	24,42	24,54	24,24
15	20:35	24,60	24,30	24,54	24,50	24,24
16	20:45	24,60	24,50	24,52	24,50	24,14
17	20:55	24,50	24,60	24,54	24,58	24,17
18	21:05	24,40	24,70	24,50	24,86	24,11
19	21:15	24,50	24,70	24,50	24,92	24,23
20	21:20	24,50	24,70	24,50	24,92	24,06

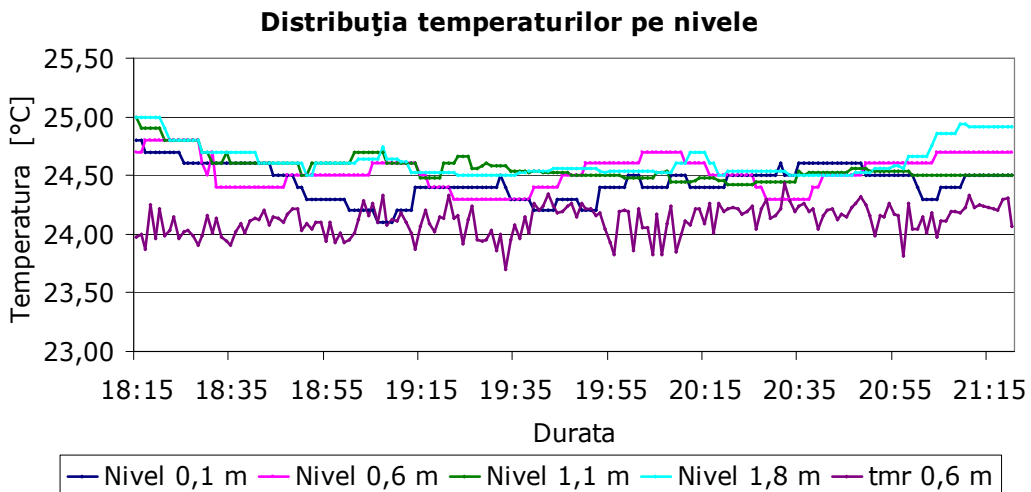


Figura A36.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO24-40

Tabel A36.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO24-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:15	41,40	42,60	42,20	42,10
2	18:25	42,50	43,30	42,80	42,70
3	18:35	43,20	43,00	42,70	42,70
4	18:45	42,80	43,20	42,60	42,50
5	18:55	43,90	43,00	43,40	43,00
6	19:05	42,90	43,30	42,40	42,30
7	19:15	42,80	42,70	42,20	42,40
8	19:25	42,70	42,70	42,90	43,40
9	19:35	43,10	43,20	43,70	43,60
10	19:45	43,60	43,10	42,60	42,30
11	19:55	43,00	43,20	42,60	42,40
12	20:05	43,20	43,00	42,10	43,30
13	20:15	43,80	43,40	42,60	42,60
14	20:25	42,80	42,40	42,60	42,40
15	20:35	42,80	42,40	43,50	43,80
16	20:45	42,60	42,80	43,40	43,10
17	20:55	43,80	43,00	42,70	43,20
18	21:05	43,80	43,10	42,70	42,70
19	21:15	43,80	43,10	42,70	42,80
20	21:20	43,80	43,10	43,70	43,80

Distribuția umidității relative pe nivele

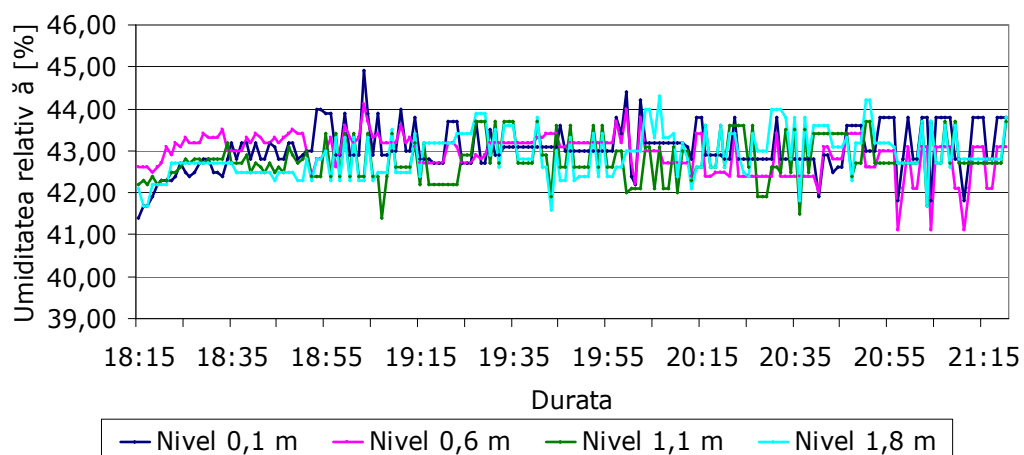


Figura A36.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO24-40

Tabel A37.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMRECFO24-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	17:00	24,40	24,90	24,80	24,80	24,14
2	17:10	24,40	24,60	24,60	24,60	24,00
3	17:20	24,30	24,50	24,50	24,60	24,39
4	17:30	24,50	24,50	24,50	24,50	23,85
5	17:40	24,52	24,40	24,50	24,56	24,37
6	17:50	24,48	24,56	24,64	24,52	24,27
7	18:00	24,46	24,52	24,56	24,62	24,27
8	18:10	24,50	24,52	24,78	24,68	24,10
9	18:20	24,40	24,46	24,46	24,48	24,33
10	18:30	24,50	24,56	24,54	24,68	23,98
11	18:40	24,50	24,48	24,58	24,62	24,32
12	18:50	24,58	24,52	24,54	24,50	24,34
13	19:00	24,66	24,58	24,60	24,62	23,99
14	19:10	24,48	24,60	24,66	24,68	24,48
15	19:20	24,48	24,62	24,62	24,66	24,33
16	19:30	24,64	24,60	24,66	24,72	24,25
17	19:40	24,62	24,68	24,70	24,64	24,39
18	19:50	24,76	24,74	24,72	24,70	24,48
19	20:00	24,96	24,92	24,96	25,00	24,26
20	20:05	24,96	25,02	24,96	25,00	24,38

Distribuția temperaturilor pe nivele

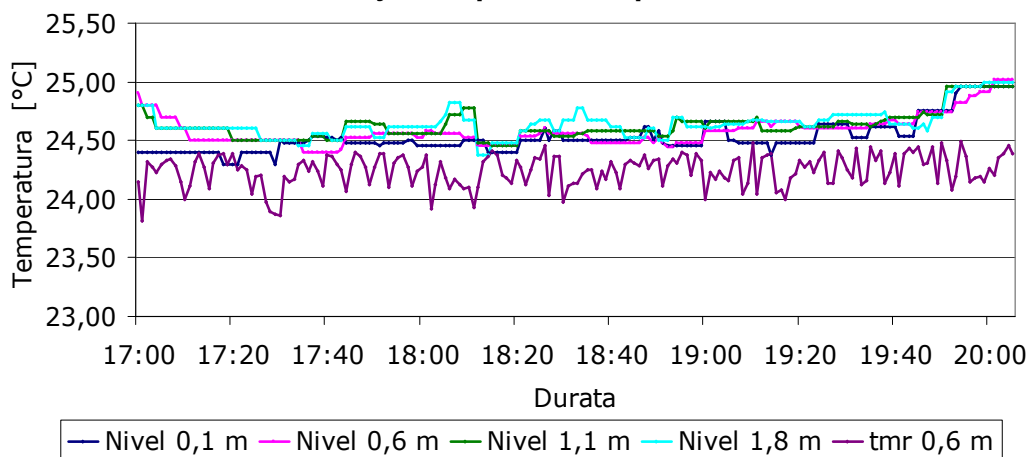


Figura A37.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMRECFO24-50

Tabel A37.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMRECFO24-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	17:00	49,40	50,30	49,60	48,70
2	17:10	49,30	50,20	49,90	49,60
3	17:20	49,60	50,80	49,90	49,50
4	17:30	50,00	51,00	50,30	50,20
5	17:40	51,86	51,80	52,20	51,10
6	17:50	49,06	51,50	52,00	52,40
7	18:00	51,06	52,30	52,60	53,30
8	18:10	50,06	51,80	53,60	53,80
9	18:20	50,06	51,40	52,30	52,20
10	18:30	50,46	51,60	51,70	51,90
11	18:40	51,06	52,40	53,50	51,60
12	18:50	49,46	52,40	53,40	52,80
13	19:00	51,46	53,80	54,20	52,70
14	19:10	49,86	51,60	53,80	53,10
15	19:20	48,66	52,40	53,80	52,98
16	19:30	50,26	52,50	53,40	53,46
17	19:40	50,26	52,50	52,90	53,00
18	19:50	50,26	51,80	51,90	52,00
19	20:00	50,26	51,80	53,10	52,50
20	20:05	49,26	51,40	53,10	52,50

Distribuția umidității relative pe nivele

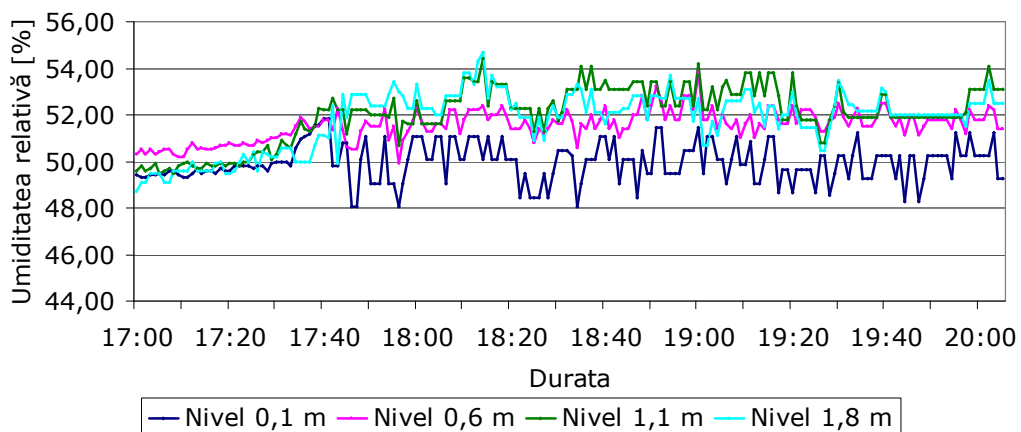


Figura 4.13 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMRECFO24-50

Tabel A38.1 - Temperatura interioară pentru regimul VMP1CO25-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	16:40	25,30	25,20	24,90	24,90	24,82
2	16:50	25,30	25,30	24,80	25,10	25,08
3	17:00	25,20	25,10	24,70	25,30	24,90
4	17:10	25,20	25,10	24,60	25,10	25,33
5	17:20	25,40	25,30	25,20	25,30	24,97
6	17:30	25,20	25,30	25,00	25,10	25,07
7	17:40	24,90	25,00	25,00	25,10	24,97
8	17:50	24,70	24,90	24,50	24,90	25,30
9	18:00	24,70	24,90	25,00	24,90	25,12
10	18:10	24,50	24,90	24,90	24,70	24,77
11	18:20	24,40	24,90	24,60	24,80	24,40
12	18:30	24,40	24,90	24,50	24,80	24,51
13	18:40	25,20	25,30	25,10	25,10	24,97
14	18:50	25,40	25,40	25,50	25,30	25,50
15	19:00	25,00	25,10	25,00	25,20	25,68
16	19:10	25,30	25,40	25,30	25,30	25,79
17	19:20	25,50	25,50	25,40	25,40	25,77
18	19:30	25,50	25,50	25,40	25,50	25,86
19	19:40	25,60	25,70	25,40	25,60	25,67
20	19:45	25,60	25,70	25,40	25,60	25,81

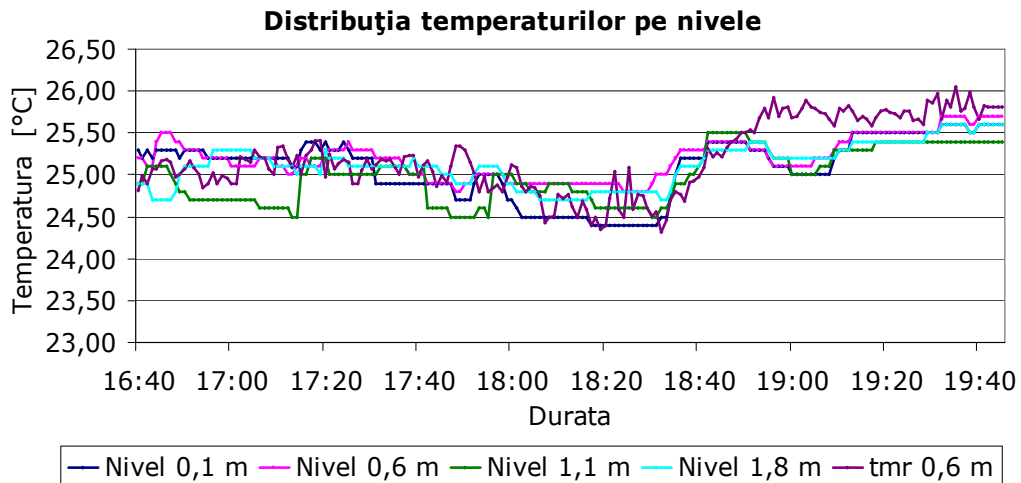


Figura A38.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul VMP1CO25-50

Tabel A38.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul VMP1CO25-50

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	16:40	48,26	48,90	49,04	50,12
2	16:50	49,06	48,00	48,20	49,22
3	17:00	48,86	47,90	49,30	49,32
4	17:10	49,76	48,80	50,10	50,02
5	17:20	49,06	49,46	49,10	49,40
6	17:30	49,06	49,86	48,90	49,56
7	17:40	50,26	50,36	50,38	50,82
8	17:50	50,66	50,86	51,38	51,26
9	18:00	49,56	49,56	49,94	50,88
10	18:10	51,06	51,36	51,64	51,78
11	18:20	51,66	51,86	51,90	52,04
12	18:30	52,16	51,86	52,22	52,14
13	18:40	50,26	50,60	51,18	50,92
14	18:50	50,96	51,20	51,66	51,52
15	19:00	51,66	51,90	52,14	51,82
16	19:10	50,46	50,40	50,84	51,08
17	19:20	50,76	51,00	50,86	51,18
18	19:30	51,06	51,20	51,44	51,78
19	19:40	50,36	50,80	50,60	51,12
20	19:45	49,86	50,00	49,84	50,48

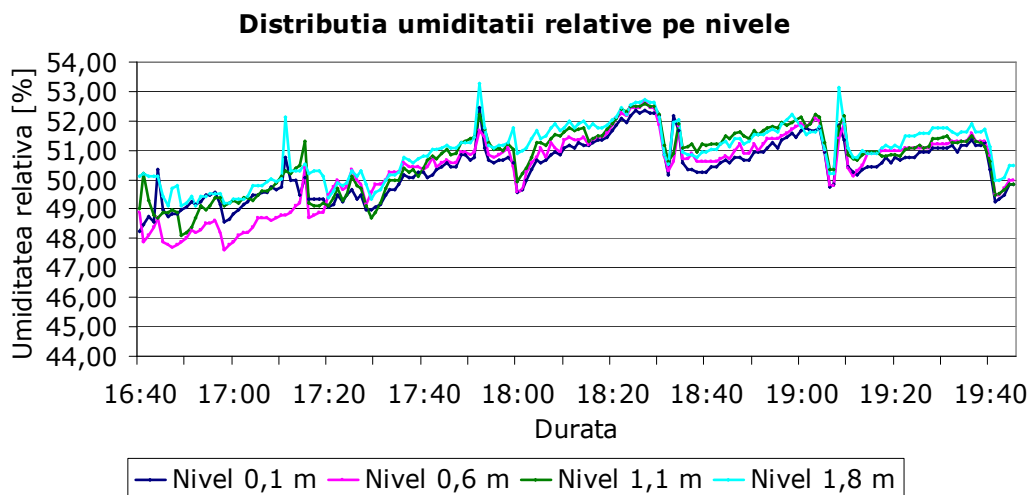


Figura A38.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul VMP1CO25-50

Tabel A39.1 - Temperatura interioară pentru regimul CSCO27-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	20:30	25,93	25,72	26,64	-	26,07
2	20:40	26,00	25,86	26,64	-	26,07
3	20:50	26,08	25,99	26,66	-	26,32
4	21:00	26,11	26,08	26,78	-	26,42
5	21:10	26,14	26,18	26,82	-	26,62
6	21:20	26,19	26,23	26,82	-	26,77
7	21:30	26,22	26,25	26,94	-	26,57
8	21:40	26,24	26,32	26,94	-	26,87
9	21:50	26,26	26,33	26,94	-	26,72
10	22:00	26,27	26,35	26,90	-	26,82
11	22:10	26,22	26,14	26,64	-	26,92
12	22:20	26,13	26,02	26,58	-	26,77
13	22:30	26,09	26,00	26,60	-	26,77

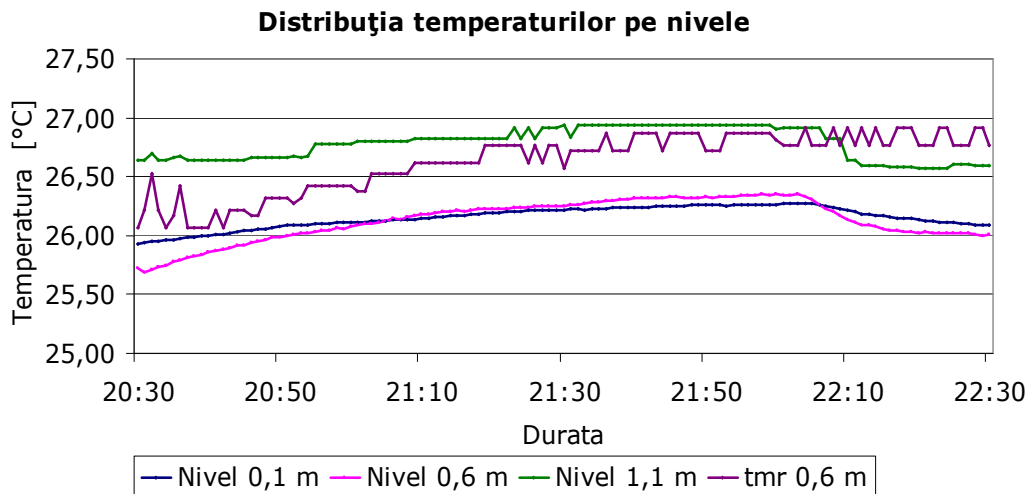


Figura A39.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul CSCO27-20

Tabel A39.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul CSC027-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	20:30	26,08	22,90	24,88	-
2	20:40	26,50	23,84	25,78	-
3	20:50	26,82	24,38	26,10	-
4	21:00	27,00	24,36	26,06	-
5	21:10	27,10	24,52	26,26	-
6	21:20	27,22	24,56	26,22	-
7	21:30	27,26	24,66	26,28	-
8	21:40	27,38	24,74	26,72	-
9	21:50	27,52	25,10	26,68	-
10	22:00	27,66	25,16	26,94	-
11	22:10	27,10	24,04	26,02	-
12	22:20	26,76	23,38	26,36	-
13	22:30	26,32	22,72	25,84	-

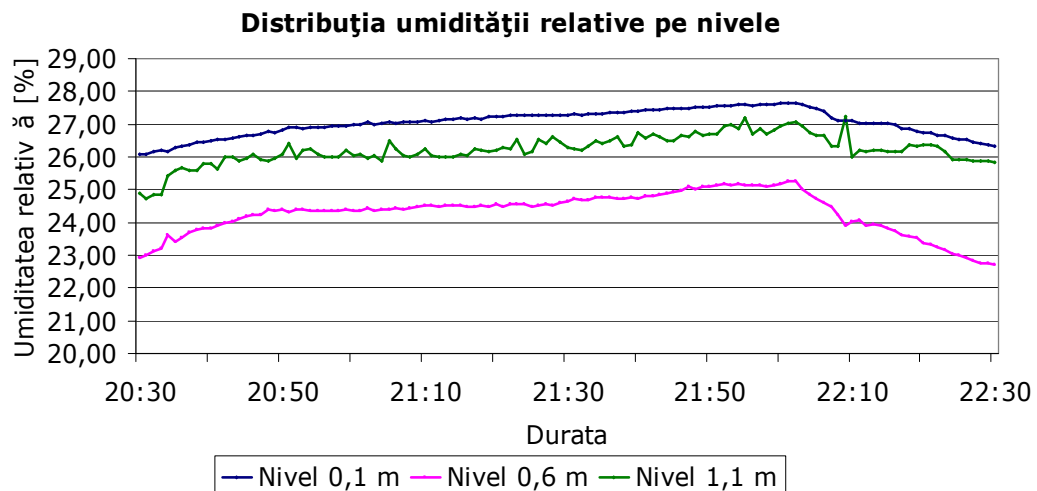


Figura A39.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul CSC027-20

Tabel A40.1 - Temperatura interioară pentru regimul CSFO26-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:30	25,62	25,27	25,98	-	25,07
2	15:40	25,64	25,18	25,80	-	25,02
3	15:50	25,62	25,20	25,70	-	25,17
4	16:00	25,65	25,25	25,70	-	25,17
5	16:10	25,67	25,27	25,72	-	25,12
6	16:20	25,67	25,29	25,72	-	25,27
7	16:30	25,68	25,27	25,62	-	25,27
8	16:40	25,67	25,26	25,62	-	25,12
9	16:50	25,68	25,27	25,60	-	25,17
10	17:00	25,69	25,29	25,60	-	25,17
11	17:10	25,69	25,29	25,62	-	25,27
12	17:20	25,69	25,31	25,62	-	25,12
13	17:30	25,69	25,31	25,62	-	25,12

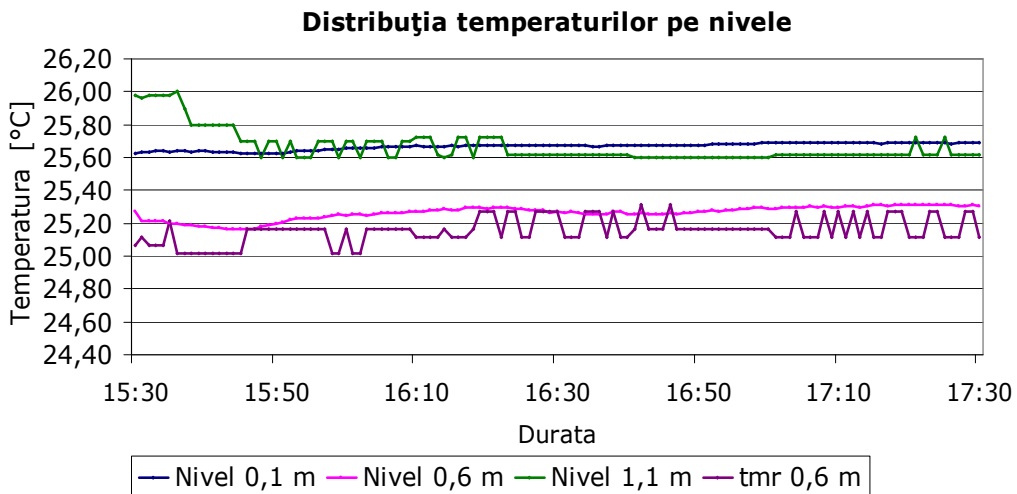


Figura A40.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul CSFO26-20

Tabel A40.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul CSFO26-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:30	22,60	18,04	20,48	-
2	15:40	22,42	17,80	20,22	-
3	15:50	22,40	17,72	20,08	-
4	16:00	22,34	17,48	20,06	-
5	16:10	22,22	17,32	20,02	-
6	16:20	22,12	17,18	20,00	-
7	16:30	22,10	17,12	19,98	-
8	16:40	22,08	17,18	19,96	-
9	16:50	22,06	17,14	20,02	-
10	17:00	22,04	17,08	19,94	-
11	17:10	22,04	17,08	19,94	-
12	17:20	22,06	17,06	19,92	-
13	17:30	22,10	17,10	19,92	-

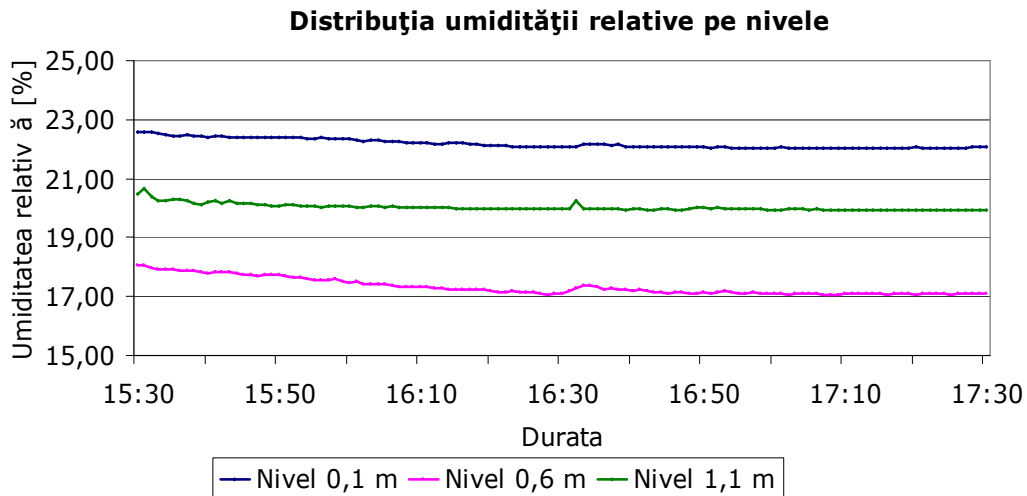


Figura A40.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul CSFO26-20

Tabel A41.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2FO23-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	15:48	23,22	23,40	23,32	23,32	22,85
2	15:58	23,29	23,45	23,33	23,53	22,61
3	16:08	22,99	23,24	23,16	23,19	22,92
4	16:18	22,98	23,17	23,08	23,11	22,84
5	16:28	22,91	23,08	23,00	22,98	22,95
6	16:38	22,89	23,05	22,97	22,94	23,10
7	16:48	22,87	23,07	22,95	22,93	22,64
8	16:58	22,81	23,02	22,93	22,88	22,45
9	17:08	22,90	23,09	22,98	22,92	22,63
10	17:18	22,87	23,04	22,94	22,92	22,43
11	17:28	22,88	23,06	23,08	22,80	22,52
12	17:38	22,72	22,67	22,60	22,53	22,56
13	17:48	22,56	22,55	22,59	22,34	22,51
14	17:58	22,63	22,55	22,50	22,34	22,51
15	18:08	22,72	22,63	22,66	22,36	22,53
16	18:18	22,61	22,53	22,53	22,30	22,61
17	18:28	22,58	22,55	22,53	22,27	22,49
18	18:38	22,50	22,42	22,41	22,20	22,62
19	18:48	22,52	22,45	22,39	22,18	22,56
20	18:53	22,56	22,48	22,48	22,24	22,25

Distribuția temperaturilor pe nivele

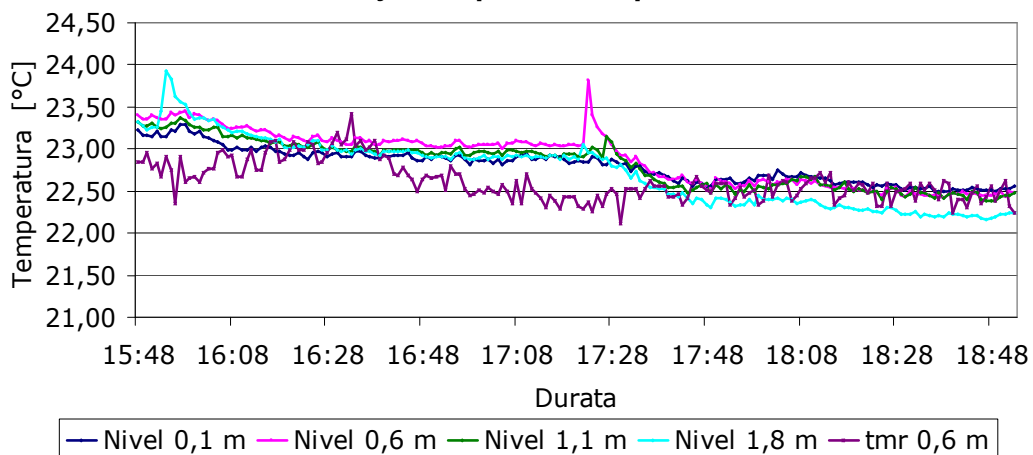


Figura A41.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-20

Tabel A41.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2FO23-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	15:48	24,80	26,00	24,70	24,80
2	15:58	24,30	25,30	23,20	23,70
3	16:08	24,40	25,60	23,70	24,20
4	16:18	24,80	25,80	23,80	24,20
5	16:28	24,90	25,80	24,30	24,50
6	16:38	23,00	24,50	23,00	23,00
7	16:48	24,00	25,50	23,00	24,00
8	16:58	24,00	25,50	24,00	24,00
9	17:08	24,50	26,00	24,00	24,00
10	17:18	24,00	25,50	23,00	24,00
11	17:28	24,50	26,00	24,00	24,00
12	17:38	25,50	26,50	24,00	24,00
13	17:48	25,50	26,50	24,00	25,50
14	17:58	26,00	26,50	26,50	25,60
15	18:08	25,50	26,50	24,00	24,50
16	18:18	25,50	26,50	24,00	25,50
17	18:28	25,50	26,50	24,50	25,50
18	18:38	26,50	27,00	25,50	25,50
19	18:48	26,00	26,00	25,00	24,00
20	18:53	26,00	26,50	24,00	25,00

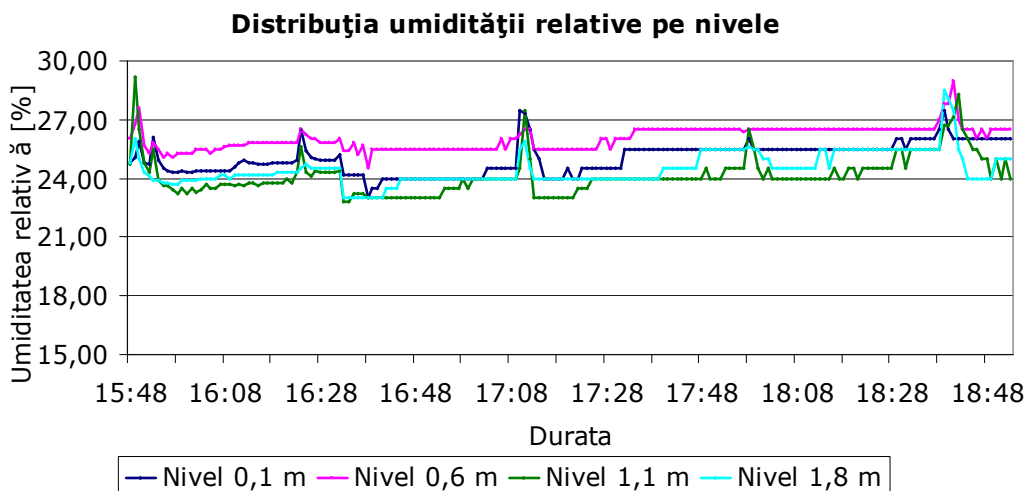


Figura A41.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-20

Tabel A42.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2FO23-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	12:48	24,33	24,55	24,26	24,32	24,19
2	12:58	24,11	24,34	24,05	23,81	24,50
3	13:08	24,35	24,43	24,28	24,56	24,59
4	13:18	24,48	24,53	24,40	24,60	24,43
5	13:28	24,35	24,39	24,30	24,46	24,26
6	13:38	24,11	24,19	24,06	24,52	23,96
7	13:48	23,82	23,87	23,75	24,20	23,62
8	13:58	23,72	23,75	23,60	24,08	23,48
9	14:08	23,71	23,70	23,66	24,10	23,29
10	14:18	24,08	23,97	23,98	24,06	23,25
11	14:28	23,79	23,65	23,77	23,75	23,09

Distribuția temperaturilor pe nivele

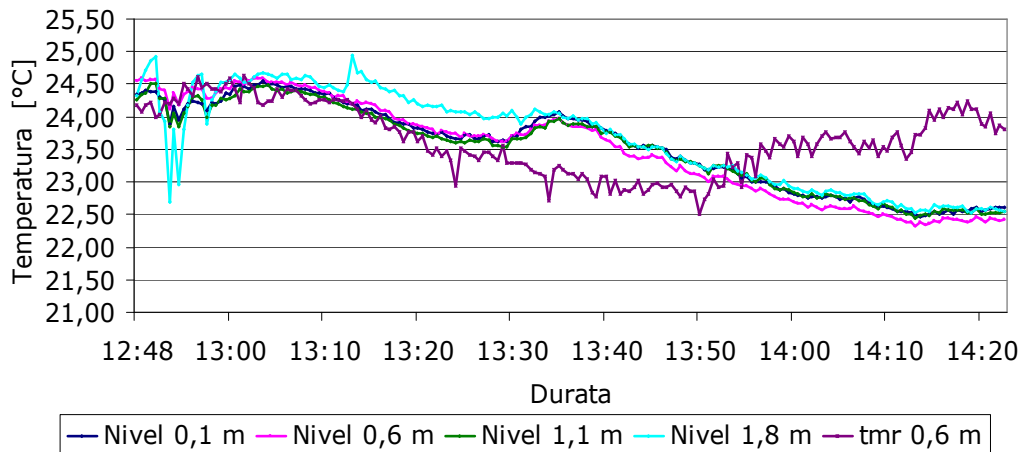


Figura A42.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-30

Tabel A42.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2FO23-30

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	12:48	32,40	35,50	33,90	32,80
2	12:58	32,70	35,50	33,70	32,90
3	13:08	32,60	35,70	34,10	32,50
4	13:18	32,10	36,00	34,00	32,90
5	13:28	34,10	35,40	33,60	32,70
6	13:38	34,50	34,50	33,00	32,00
7	13:48	34,50	35,50	33,50	32,50
8	13:58	34,50	35,50	33,50	33,50
9	14:08	34,50	35,50	34,00	33,50
10	14:18	35,00	35,50	34,50	33,00
11	14:28	35,50	36,00	34,50	34,00

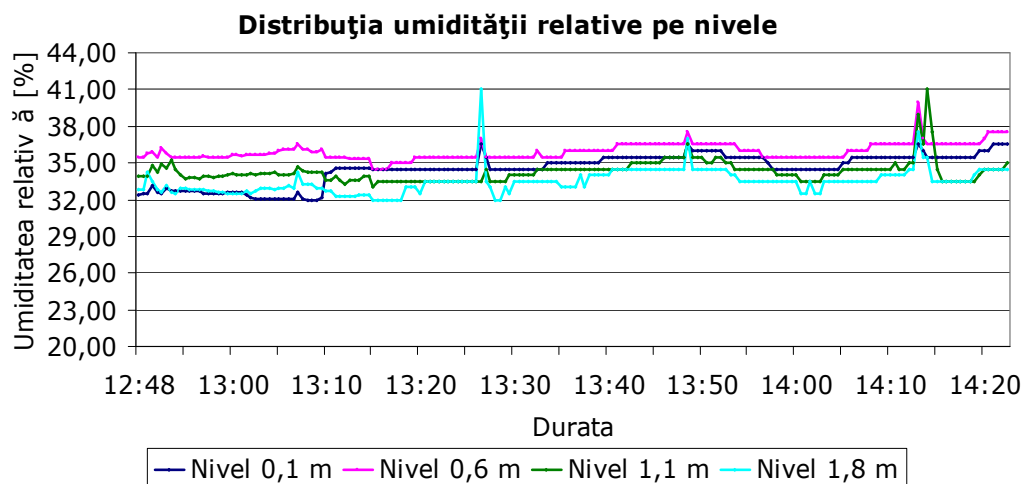


Figura A42.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-30

Tabel A43.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2FO23-40

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	14:20	25,73	25,89	25,66	25,15	25,15
2	14:30	26,13	26,18	25,99	25,27	24,99
3	14:40	26,10	26,01	25,81	25,98	25,09
4	14:50	25,78	25,66	25,64	25,49	24,86
5	15:00	25,48	25,42	25,34	25,26	24,93
6	15:10	25,17	25,06	25,08	25,17	24,81
7	15:20	24,92	24,86	24,78	24,86	24,87
8	15:30	24,55	24,41	24,60	24,48	24,81
9	15:40	24,33	24,21	24,43	24,28	24,67
10	15:50	24,07	23,93	24,08	24,01	24,57
11	16:00	23,92	23,78	24,01	23,88	24,57
12	16:10	23,84	23,72	23,91	23,75	24,32
13	16:20	23,58	23,42	23,60	23,42	24,36
14	16:30	23,19	23,06	23,16	22,68	24,12
15	16:40	23,26	23,16	23,29	23,18	24,34
16	16:50	23,25	23,08	23,28	23,08	24,12
17	17:00	23,17	23,07	23,29	23,12	24,03
18	17:10	22,83	22,77	22,87	22,40	24,40
19	17:20	22,82	22,67	22,81	22,38	24,09
20	17:25	22,82	22,60	22,87	22,34	24,38

Distribuția temperaturilor pe nivele

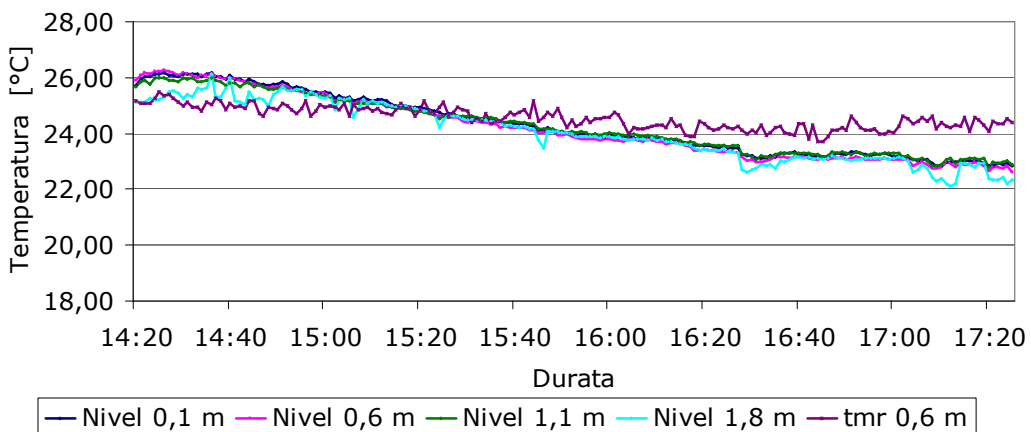


Figura A43.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-40

Tabel A43.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2FO23-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	14:20	43,00	44,20	42,20	41,20
2	14:30	42,90	43,50	41,80	40,50
3	14:40	43,10	44,00	42,50	41,10
4	14:50	42,90	44,00	42,40	40,90
5	15:00	43,00	44,00	42,00	40,50
6	15:10	43,00	44,00	43,00	41,00
7	15:20	43,00	44,50	43,00	41,50
8	15:30	43,50	45,50	46,00	42,00
9	15:40	43,00	44,00	42,00	41,00
10	15:50	43,50	44,00	42,50	41,50
11	16:00	43,50	44,00	43,00	41,50
12	16:10	43,50	44,00	43,00	41,00
13	16:20	44,00	44,50	43,50	41,50
14	16:30	43,00	44,00	43,00	41,00
15	16:40	42,50	43,00	42,00	40,50
16	16:50	42,00	43,00	41,00	40,00
17	17:00	42,00	44,00	42,00	41,00
18	17:10	42,00	44,00	42,00	41,50
19	17:20	42,00	44,00	42,50	41,50
20	17:25	42,00	44,00	42,50	41,50

Distribuția umidității relative pe nivele

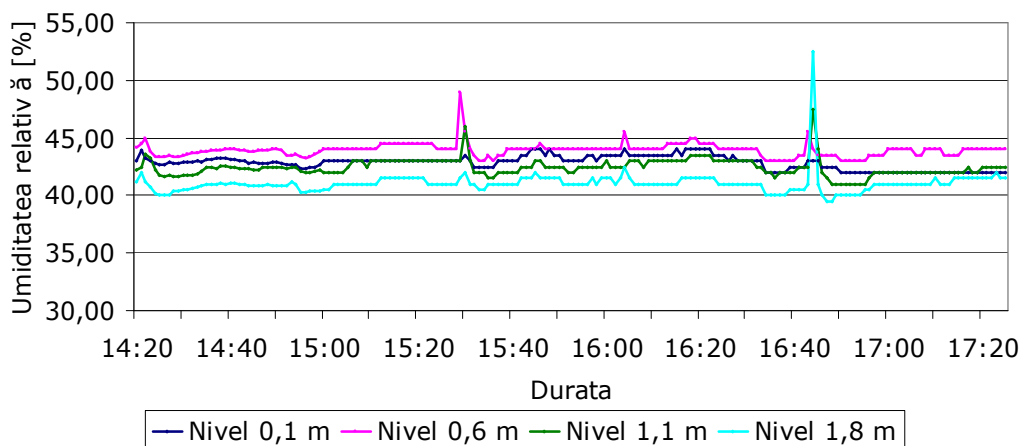


Figura A43.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2FO23-40

Tabel A44.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2FO24-50

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	18:17	24,31	25,04	25,04	24,91	24,59
2	18:27	25,36	25,35	25,19	26,04	24,40
3	18:37	25,35	25,27	25,28	25,40	24,50
4	18:47	25,20	25,27	25,20	25,19	24,18
5	18:57	25,10	25,02	25,07	24,77	24,39
6	19:07	24,73	24,96	24,70	24,13	24,28
7	19:17	24,41	24,55	24,45	23,74	24,21
8	19:27	24,43	24,46	24,25	23,48	24,12
9	19:37	24,36	24,74	24,24	23,25	24,09
10	19:47	24,33	24,58	24,21	22,99	23,90
11	19:57	24,15	24,37	24,00	22,79	23,92
12	20:07	23,99	24,02	23,87	22,61	23,70
13	20:17	24,06	24,31	23,97	22,35	23,71
14	20:27	23,93	24,07	23,72	22,22	23,40
15	20:37	23,95	24,14	23,82	22,26	23,65
16	20:47	23,91	24,10	23,78	22,10	23,51
17	20:57	23,80	23,98	23,64	22,08	23,37
18	21:07	23,84	24,03	23,73	21,95	23,70
19	21:17	24,00	24,05	23,86	22,01	23,64
20	21:22	23,89	23,88	23,65	21,88	23,70

Distribuția temperaturilor pe nivele

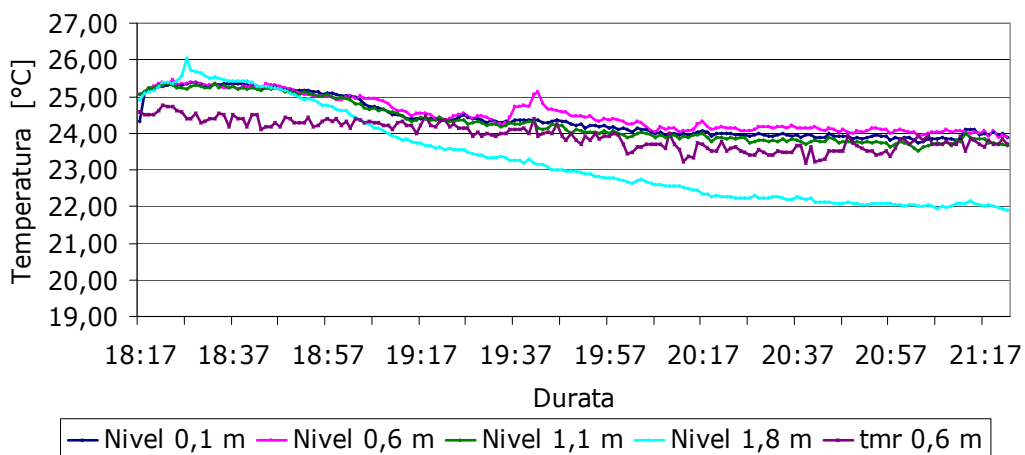


Figura A44.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2FO24-50

Tabel A44.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2FO23-40

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	18:17	52,30	53,70	53,30	50,60
2	18:27	51,70	52,50	51,10	48,60
3	18:37	52,10	52,80	51,70	49,20
4	18:47	52,10	53,00	51,80	49,60
5	18:57	52,30	52,80	51,30	49,20
6	19:07	52,00	52,50	51,50	48,50
7	19:17	52,00	52,50	51,50	49,50
8	19:27	51,00	52,00	51,00	48,50
9	19:37	51,50	52,00	51,00	48,50
10	19:47	52,00	52,50	51,50	49,50
11	19:57	52,50	53,00	51,50	49,50
12	20:07	52,50	53,00	52,00	50,00
13	20:17	52,50	52,50	51,50	49,00
14	20:27	52,50	53,50	52,00	49,50
15	20:37	52,50	53,50	52,00	49,50
16	20:47	52,50	53,50	52,00	49,50
17	20:57	51,00	51,50	50,50	48,50
18	21:07	52,00	53,00	52,00	50,00
19	21:17	51,50	53,00	52,00	50,50
20	21:22	52,00	53,00	52,00	50,50

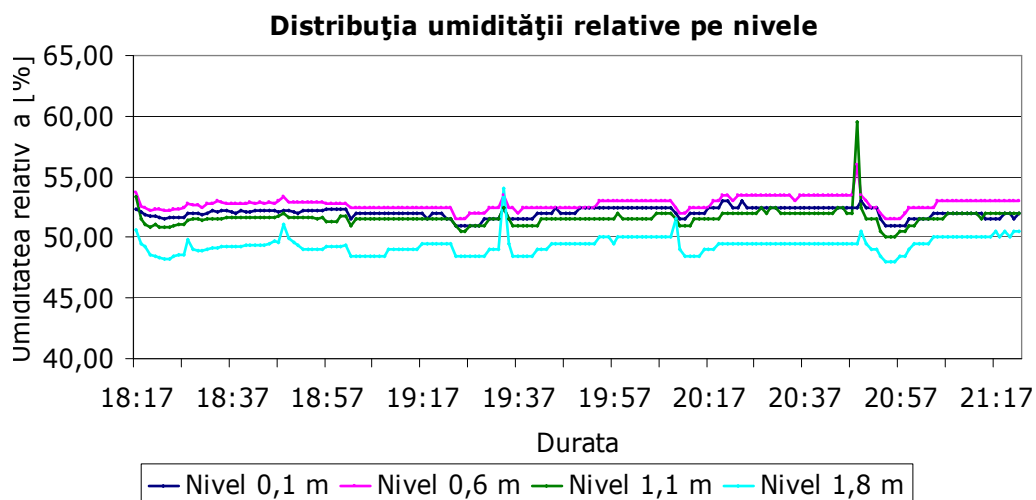


Figura A44.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2FO24-50

Tabel A45.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2CO23-20

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	13:52	24,93	25,71	26,06	25,86	25,72
2	14:02	25,27	25,53	25,96	25,76	25,25
3	14:12	25,40	25,61	25,88	25,98	24,96
4	14:22	25,13	25,32	25,58	25,61	25,04
5	14:32	24,79	24,99	25,26	25,28	25,03
6	14:42	24,46	24,66	24,98	24,95	25,04
7	14:52	24,18	24,37	24,68	24,65	24,94
8	15:02	23,85	24,04	24,37	24,32	25,07
9	15:12	23,62	23,85	24,17	24,11	24,89
10	15:22	23,38	23,57	23,92	23,83	24,83
11	15:32	23,18	23,44	23,74	23,60	24,84
12	15:42	23,01	23,24	23,55	23,48	24,77
13	15:52	22,85	23,10	23,40	23,26	24,56
14	16:02	22,69	23,11	23,24	22,99	23,45
15	16:12	22,51	22,82	23,05	22,75	22,40
16	16:22	22,42	22,70	22,91	22,66	24,71
17	16:32	22,33	22,61	22,85	22,60	24,83
18	16:42	22,23	22,52	22,75	22,51	24,71
19	16:52	22,19	22,42	22,64	22,42	24,96
20	16:57	22,12	22,37	22,62	22,36	24,56

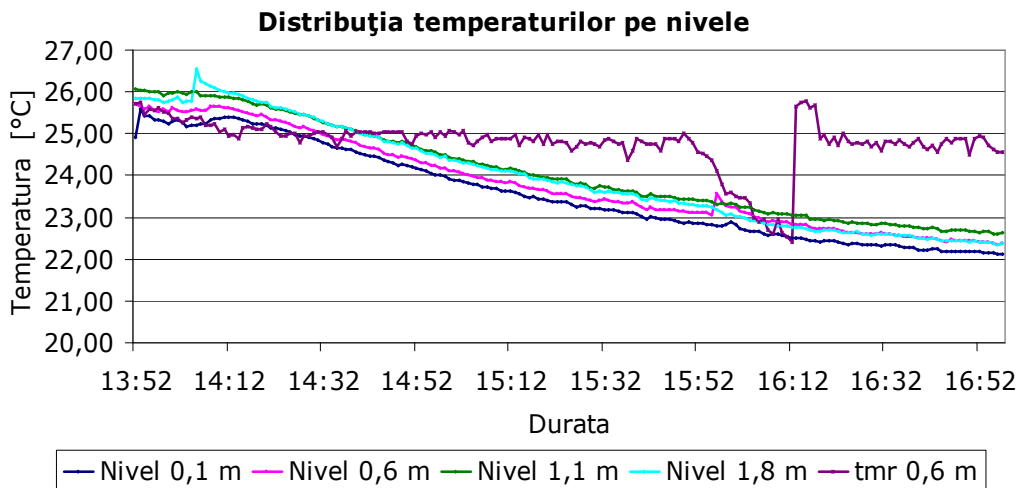


Figura A45.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20

Tabel A45.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2CO23-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	13:52	26,10	27,10	25,80	27,30
2	14:02	26,10	27,00	25,30	25,30
3	14:12	26,10	27,30	25,30	25,30
4	14:22	26,30	27,70	25,80	25,70
5	14:32	26,00	26,50	24,50	24,50
6	14:42	25,50	26,50	24,50	24,50
7	14:52	25,50	26,50	25,00	25,50
8	15:02	25,50	26,50	25,50	25,50
9	15:12	25,50	26,50	25,50	25,50
10	15:22	25,50	26,50	25,50	25,50
11	15:32	25,50	27,00	25,50	25,50
12	15:42	26,00	27,00	25,50	25,50
13	15:52	26,50	28,00	25,50	25,50
14	16:02	26,50	28,00	25,50	25,50
15	16:12	26,00	27,00	25,50	25,50
16	16:22	25,50	27,00	25,00	25,50
17	16:32	25,50	26,50	24,50	25,00
18	16:42	27,00	27,50	26,50	26,00
19	16:52	28,50	28,50	27,50	27,50
20	16:57	31,00	30,50	31,00	28,20

Distribuția umidității relative pe nivele

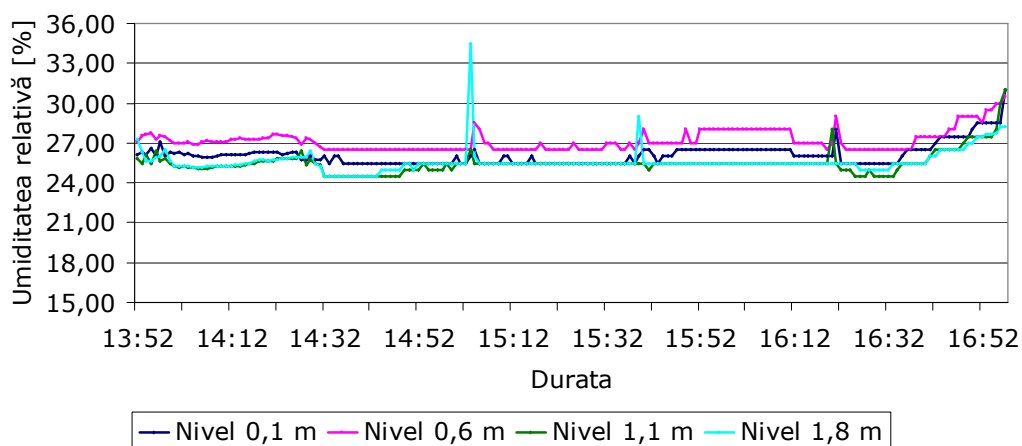


Figura A45.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-20

Tabel A46.1 - Temperatura interioară pentru regimul SCVMP2CO23-30

Nr.crt	Durata	t _i [°C]				t _{mr} [°C]
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8	Nivel 0,6
1	14:10	26,26	26,50	26,82	-	26,27
2	14:20	26,28	26,60	26,82	-	26,19
3	14:30	26,30	26,50	26,84	-	26,20
4	14:40	26,32	26,50	26,92	-	26,06
5	14:50	26,38	26,50	26,78	-	26,13
6	15:00	26,34	26,56	26,76	-	26,16
7	15:10	26,38	26,56	26,78	-	26,24
8	15:20	26,40	26,60	26,78	-	26,11
9	15:30	26,38	26,60	26,82	-	26,13
10	15:40	26,32	26,50	26,88	-	25,93
11	15:50	26,36	26,50	26,86	-	26,03
12	16:00	26,40	26,50	26,82	-	25,63
13	16:10	26,40	26,50	26,74	-	25,81

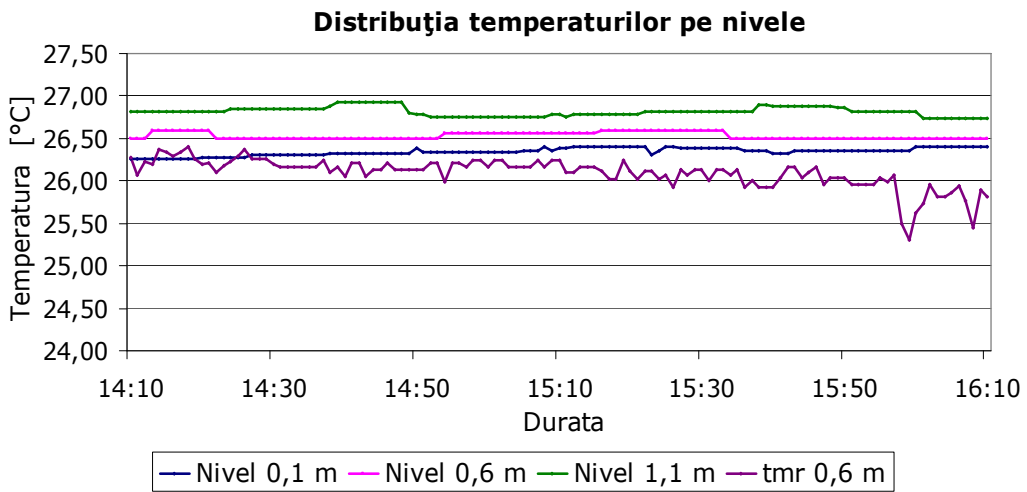


Figura A46.1 Distribuția temperaturii pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-30

Tabel A46.2 - Umiditatea relativă interioară pentru regimul SCVMP2CO23-20

Nr.crt	Durata	φ_i [%]			
		Nivel 0,1	Nivel 0,6	Nivel 1,1	Nivel 1,8
1	14:10	31,40	32,00	31,00	-
2	14:20	31,20	32,00	30,90	-
3	14:30	31,20	31,20	30,40	-
4	14:40	30,80	31,20	30,40	-
5	14:50	32,70	32,00	31,00	-
6	15:00	32,30	32,00	30,80	-
7	15:10	31,30	32,00	31,00	-
8	15:20	31,30	32,00	30,50	-
9	15:30	31,30	32,00	30,50	-
10	15:40	30,80	32,00	30,40	-
11	15:50	30,80	31,00	30,00	-
12	16:00	29,80	30,50	30,00	-
13	16:10	32,00	31,80	31,30	-

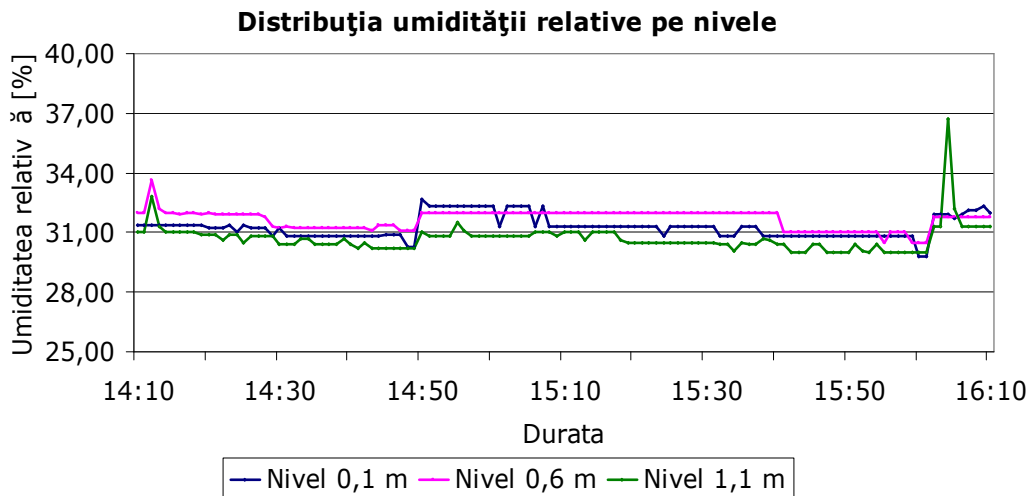


Figura A46.2 Distribuția umidității relative pe nivele pentru regimul SCVMP2CO23-30

ANEXA B – POZE STAND



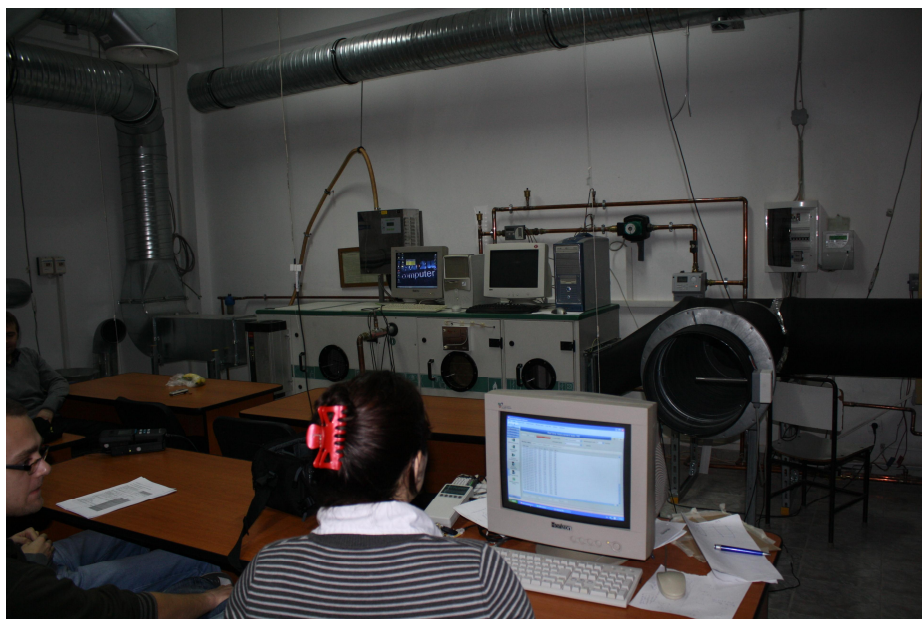
Poză B1 – Sala de laborator cu standul experimentat



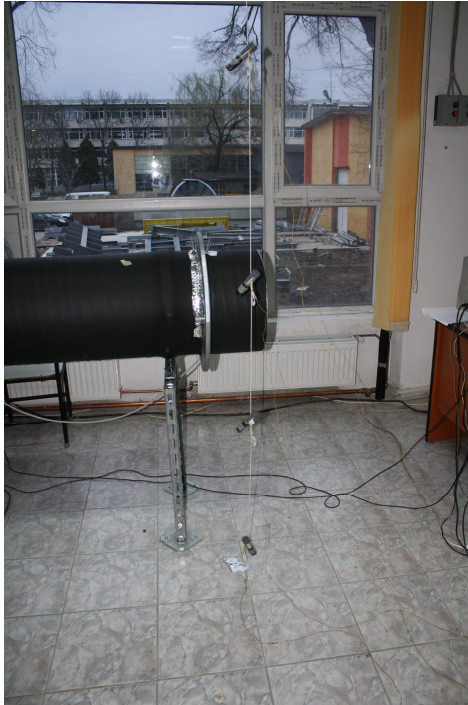
Poză B2 – Sala de laborator cu studenți înainte de măsurători



Poză B3 – Sala de laborator cu studenți înainte de măsurători



Poză B4 – Sala de laborator cu calculatorul care achiziționează datele



Poză B5 – Poziționarea termocuplelor și loggerelor pe verticală



Poză B6 – Poziționarea termocuplelor și loggerelor pe verticală



Poză B7 – Stația de achiziție pentru termocuple



Poză B8 – Logger pentru măsurare temperatură și umiditate relativă



Poză B9 – Termocuplă pentru măsurare temperatură



Poză B10 – Tubulatură de aspirație cu grila de evacuare



Poză B11 – Gura de introducere cu vârtej vedere laterală



Poză B12 – Gura de introducere cu vârtej vedere de jos

ANEXA C – NOMOGRAMĂ

I_h [clo] - PMV [-]
PENTRU REGIM DE IARNĂ

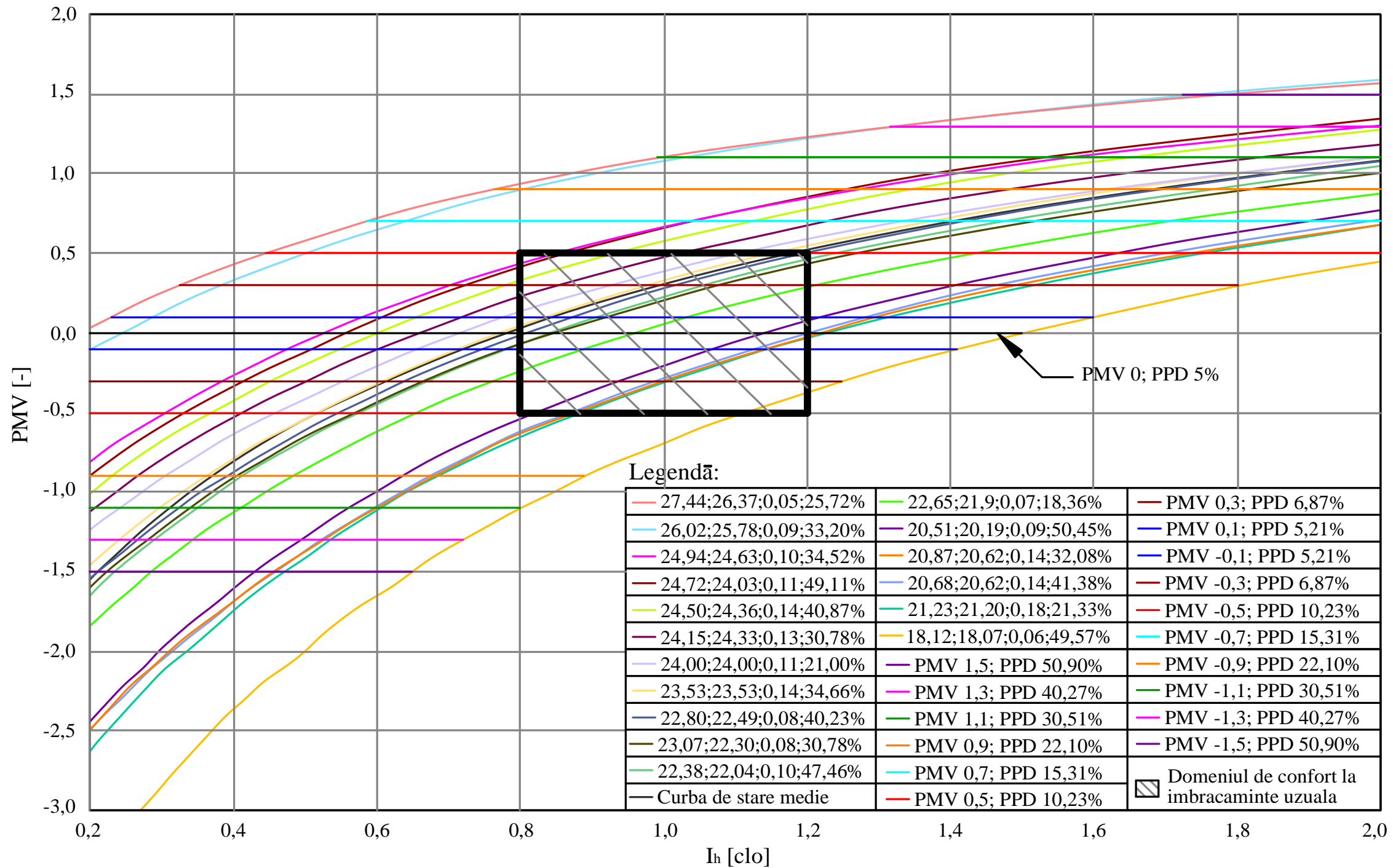


Figura C1 - Determinarea grafică a lui PPD funcție de [clo] și PMV [-]

10. BIBLIOGRAFIE

- [1] AWBI, H.B., „Ventilation of Buildings”, Department of Construction Management and Engineering, E&FN SPON, London and New York, 1998, ISBN: 0-419-15690-9, pg. 99-112.
- [2] Benton, C.C., Bauman, F.S., Fountain, M.E., „A field measurement system for the study of thermal comfort”, *Ashrae Transaction*, vol. 96(1), 1990, pg. 623-633.
- [3] Berglund, L., „Mathematical models for predicting the thermal comfort response of building occupants”, *Ashrae Transaction*, vol 84, 1978.
- [4] Borza, I., „Contribuții privind optimizarea regimurilor de funcționare din instalațiile de încălzire centrală prin utilizarea acționărilor electrice reglabile”, Teză de doctorat, Universitatea „Politehnica” Timișoara, 1997.
- [5] Brager, G.S., de Dear, R.J., „Thermal adaptation in the built environment: a literature review”, *Energy and buildings*, vol. 27, 1998, pg. 83-96.
- [6] Buratti, C., P. Ricciardi, Adaptive analysis of thermal comfort in university classrooms: Correlation between experimental data and mathematical models, *Building and Environment* 44, 2009, pg. 674-687.
- [7] Buratti, C., Ricciardi, P., „Thermal – hygrometry comfort in university classroom: Experimental results in north and central Italy universities conducted with new methodologies based on the adaptive model, *Research in Building Physics and Building Engineering*” – Fazio, Ge, Rao & Desmarais (eds) , Taylor & Francis Group, 2006, London, ISBN: 0-415-41675-2, pg. 765 – 773.
- [8] Burnett, D.J., Thielmann, F., Booth, J., „Determining the critical relative humidity for moisture-induced phase transition”, *Elsevier – International Journal of Pharmaceutics*, vol. 287, 2004, doi:10.1016/j.ijpharm.2004.09.009, pg.123-133.
- [9] Cinca, M., „Principii fiziologice și confortul termic”, Conferința națională cu participare internațională „Instalații pentru construcții și confortul ambiental”, ediția a 10-a, 2001, pg. 19-26, Timișoara.
- [10] Charles, K.E., „Fanger’s thermal comfort and draught models”, *IRC Research Report RR*, vol. 162, Octombrie, 2003, Ottawa, Canada.
- [11] Cehlin, M., „Visualization of Airflow, Temperature and Concentration Indoors – Whole field measuring methods and CFD”, Teză de doctorat, mai 2006, Suedia.
- [12] Chen, Q, Glicksman, L., „Application Of Computational Fluid Dynamics For Indoor Air Quality Studies”, *Indoor Air Quality Handbook*, Editura McGraw-Hill, 2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 59.1-59.22.
- [13] Conceição, E.Z.E., Lúcio, M.M.J.R., „Thermal study of school buildings in winter conditions”, *Building and Environment*, vol. 43, 2008, ISSN: 0360-1323, pg. 782-792.
- [14] Corgnati, S.P., Ansaldi, R., Filippi, M., „Thermal comfort in Italian classrooms under free running conditions during mid seasons: Assessment through objective and subjective approaches”, *Building and Environment* 44, 2009, ISSN: 0360-1323, pg. 785-792.

- [15] Cristea, A, Niculescu, N., „Ventilarea și condiționarea aerului”, Editura tehnică București, 1971, volumul 2, pg. 48-72.
- [16] Cristea, A., „Ventilarea și condiționarea aerului”, Editura tehnică București, 1968, volumul 1, pg. 193-263.
- [17] Demokritou, P., „Modeling IAQ and Building Dynamics”, Indoor Air Quality Handbook, Editura McGraw-Hill, 2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 57.1-57.20.
- [18] Doboși, I.S., „Contribuții privind corelarea raportului optim între gradul de confort și consumul energetic al instalațiilor de încălzire și climatizare pentru clădiri cu funcționalități multiple”, Universitatea „Politehnica” Timișoara, Teză de doctorat, 2007.
- [19] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M., „Loading strategy for measuring relative humidity and temperature gradient for winter season in ventilated classrooms”, The 6th WSEAS International Conference on ENERGY, ENVIRONMENT, ECOSYSTEMS and SUSTAINABLE DEVELOPMENT (EEESD'10), 21-23 Octombrie, Timișoara, 2010, pg. 57-62.
- [20] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M. Bancea, O., „Temperature distribution and thermal sensation in classrooms heated with two heating systems in winter time”, The 5th WSEAS International Conference on ENERGY PLANNING, ENERGY SAVING, ENVIRONMENTAL EDUCATION (EPESE '11), iulie 1-3, Iași, 2011, pp. 88-93.
- [21] Dorhoi, S., Bancea, O., „Umidificarea aerului refulat pentru realizarea condițiilor confortului în perioada de iarnă”, Instalații pentru Construcții și Confortul ambiental, Conferință cu participare internațională AIIR, Timișoara, 2008, ISBN 1842-9491, pg.416-422.
- [22] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M., „Comparison between analytical calculation and experimental evaluation of environmental comfort for classrooms with mixed ventilation for winter season”, 16th Building Services, Mechanical and Building Industry Days conference and exhibition, 14 – 15 Octombrie, 2010, Debrecen, Ungaria, pg. 42-50.
- [23] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M., „Calculul analitic și cel statistic de evaluare a parametrilor de confort pentru săli de clasă cu ventilare mecanică mixtă în perioada de iarnă”, a 45 Conferință națională de Instalații, 13-15 Octombrie 2010, Sinaia, pg. 164-173.
- [24] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M., „Comparison between analytical calculation and experimental evaluation of environmental comfort for classrooms heated with mixed ventilation and radiators for winter season”, International scientific conference CIBv - CIVIL ENGINEERING & INSTALLATIONS BRAȘOV, Brașov 12-13 noiembrie 2010, vol. 2, pg. 113-121.
- [25] Dorhoi, S., Borza, I., Cinca, M., „Thermal sensation in wintertime for faculty classrooms. Distribution of air parameters for two type of heating systems”, 2012, Metalurgia International, 2012, vol. XVII(2012), No. 11, pg. 58-66, ISSN: 1582-2214 .
- [26] Ed Bas, „Indoor Air Quality – A guide for Facility managers”, Second edition, editura Marcel Dekker, Inc, ISBN: 088173327X.
- [27] Fang, L., Clausen, G. , Fanger, P.O., „Impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality during immediate and longer whole-body exposures”, Indoor Air, vol. 8, Issue 4, 1998, pg. 276-284.
- [28] Fang, L., Wyon, D.P., Clausen, G., Fanger, P.O., „Impact of indoor air temperature and humidity in an office on perceived air quality, SBS symptoms and performance”, 2004, Vol. 14 suplimentul 7, pg. 74-81.

- [29] Fanger, P.O., "Technical comfort", 1982, Technical review no.2,ISSN: 0007-2621.
- [30] Fanger, P.O., „Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering“, McGrawHill, 1970, ISBN: 0-07-019915-9.
- [31] Fanger, P.O., „Thermal comfort“, Robert E. Krieger Publishing Company, 1982, Malabar, Florida, Statele Unite ale Americii.
- [32] Fanger, P.O., „Thermal comfort, Copenhagen“, Danish Technical Press, 1970.
- [33] Fanger, P.O., Langkilde, G., „Interindividual differences in ambient temperatures preferred by seated persons“, Ashrae Transaction, vol. 81, 1975, pg. 140-147.
- [34] Fisk, W.J., „Estimates Of Potential Nationwide Productivity and Health Benefits From Better Indoor Environments: An Update“, Indoor Air Quality Handbook, Editura McGraw-Hill,2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 4.1-4.36.
- [35] Fordham, M., „ Comfort and extreme climates“, the 27th Windsor Conference: Comfort and Energy use in Buildings: Getting them right, Windsor 2006.
- [36] Gavhed, D., Klasson, L., „Perceived problems and discomfort at low air humidity among office workers“, Environmental Ergonomics, The Ergonomics of Human Comfort, Health and Performance in the Thermal Environment , 2005, Vol. 3, pg. 225-230.
- [37] Hagstrom, K., Hakkola, O., Moilanen, T., „Room average velocity equation – a tool to improve design of thermal comfort conditions“, Indoor Air 2002 – 9th International conference on indoor air quality and climate, 2002, pg. 760-764, ISBN: 0-9721832-0-5.
- [38] Hanzawa, H., Melikov, A., Fanger, P.O., „Airflow characteristics in the occupied zone of ventilated spaces“, Ashrae Transaction, vol. 93(1), 1987, pg. 524 – 539.
- [39] Havenith, G., Holmer, I & Parsons, K., „Personal factors in thermal comfort assessment: clothing properties and metabolic heat production“, Energy and Buildings, vol. 34(6), 2002, pg. 581-591.
- [40] Holman, J.P., „Heat Transfer“, International Student Edition, 1986, ISBN 0-07-029620-0.
- [41] Humphreys, M.A., „Outdoor temperatures and comfort indoors“, Building Research and Practice, vol. 6(2), 1978, 92-105.
- [42] Humphreys, M.A., Nicol, J.F., „The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in everyday thermal environments“, Energy and Buildings, vol. 34(6), 2002, pg. 667-684.
- [43] Konz, S., Al-Wahab, S., Gough, H., „The effect of air velocity on thermal comfort“, Proceedings on the Human factors society, 1983.
- [44] Kwok, A.G., „Thermal Comfort Concepts And Guidelines“, Indoor Air Quality Handbook, Editura McGraw-Hill,2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 15.3-15.15.
- [45] McIntyre, D.A., „Preferred air speeds for comfort in warm conditions“, Ashrae Transactions, vol. 84(2), 1978, 264-277.
- [46] McIntyre, D.A., „The effect of air movement on thermal comfort and sensation“, Indoor Climate, 1979, pg. 541-560.
- [47] Nevins, R.G., Springer, F.H., Feyerherm, A.M., „A temperature-humidity chart for thermal comfort of seated persons“, Ashrae Transactions, vol. 72(1), pg. 283-291.
- [48] Nielsen, P.V., „Flow in air conditioned rooms“, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, 1974, Copenhagen, Denmark.

- [49] Olesen, B.W., „International standards for the indoor environment”, *International Journal of Indoor Environment and Health*, 2004, Vol. 14 suplimentul 7, pg. 18-26.
- [50] Olesen, B.W., „Indoor environment- health-comfort and productivity”, *Clima 2005 Lausanne*, 8th. REHVA World Congress, Oct. 9-12, 2005, Switzerland.
- [51] Oseland, N., „Predicted and reported thermal sensation in climate chambers, offices and homes”, *Energy and Buildings*, Elsevier, vol. 23, 1995, pg. 105-115.
- [52] Orosa, J.A., „Research on General Thermal comfort Models”, *European Journal of Science Research*, vol 27, No.2, 2009, pg. 217-227, ISSN 1450-216X.
- [53] Persily, A., „Measuring ventilation performance”, *Indoor Air Quality Handbook*, Editura McGraw-Hill, 2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 52.1-52.11.
- [54] Parsons, K., „Human Thermal Environments”, Secon Edition, 2006, ISBN 0-415-23793-9.
- [55] Potkanowicz, E.S., Caine, N., Otterstetter, R., Glickmann, E.L., „Thermal sensation of old vs young males at 12,18 and 27 °C for 120 min”, *Elsevier Environmental Ergonomics*, vol. 3, pg. 147-150.
- [56] Predin, A., Bilus, I., Klasinc, R., „Swirl Flow Intensity And Direction Measuring”, 2009, ISSN: 1816-7950.
- [57] Reinikainen, L.M., Jaakkola, J.J. and Seppanen, O., „The effect of air humidification on symptoms and perception of indoor air quality in office workers: a six-period cross-over trial”, *Arch. Environ. Health*, 1992, vol. 47: pg. 8-15.
- [58] Rohles, F., Woods, J., Nevins, R., „The effects of air movement and temperature on the thermal sensation of sedentary man”, *Ashrae Transaction*, vol. 80(1), 1974, pg. 101-119.
- [59] Rutten, P.G.S., Wisse, J.A., Chen, Q. „The measurement and simulation of indoor air flow”, decembrie 1998, ISBN 90 6814 085 X.
- [60] Seppänen, O.A., Fisk, W.J., „Summary of human responses to ventilation”, *Indoor Air*, 2004, vol. 14 Suppl. 7, ISSN: 1600-0668, pg. 365-405.
- [61] Spengler, J.D., Chen, Q.Y., Dilwali, K.M., „Indoor Air Quality Factors In Designing A Healthy Building”, *Indoor Air Quality Handbook*, Editura McGraw-Hill, 2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 5.1-5.29.
- [62] Stanton, N., Brookhuis, K., Hedge, A., Salas, E., Henrick, H.W., „Handbook of human factors and ergonomics methods”, CRC Press, 2005, ISBN 0415287006, 9780415287005.
- [63] Ștefănescu, D., Leca, A, Luca, L, Badea, A., Marinescu, M., „Transfer de căldură și masă – Teorie și aplicații”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983, pg 395 – 424.
- [64] Teodosiu, C, „Modelarea și simularea sistemelor în domeniul instalațiilor pentru construcții”, 2007, Matrix, ISBN 978-973-755-187-0.
- [65] Wargocki, P., Wyon, D.P., Baik, Y.K., Clausen, G., Fanger, P.O., „Perceived air quality, Sick Building Syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads”, *Indoor Air*, vol. 9, 1999, pg. 165-179.
- [66] Wyon, D.P., „Thermal Effects on Performance”, *Indoor Air Quality Handbook*, Editura McGraw-Hill, 2000, ISBN 0-07-445549-4, pg. 16.1-16.16.
- [67] Wyon, D.P., „The effects of indoor air quality on performance and productivity”, 2004, Vol. 14 suplimentul 7, pg. 92-101.

- [68] Wyon, D., Sandberg, M., „Discomfort due to vertical thermal gradients”, *Indoor Air*, 6, 1996, doi: 10.1111/j.1600-0668.1996.t01-3-00006.x, pg.48-54.
- [69] Yaglou, C.P., Messer, A., „The importance of clothing in air conditioning”, *Journal of the American Medical Association*, vol. 117, 1941.
- [70] Zgavarogea, M., „Studiul privind microclimatul încăperilor. Modelarea fenomenelor termo-aeraulice”, Teză de doctorat, București, 1998.
- [71] Zhang, T., Lee, K.S., Chen, Q., „A simplified approach to describe complex diffusers in displacement ventilation for CFD simulation”, *Indoor air*, vol. 19(3), 2009, pg. 255-267.
- [72] Zhou, L., Haghghat, F., „Simplified method for modeling swirl diffusers”, *The 6th International conference on Indoor air quality, Ventilation & Energy Conservation in Building IAQVEC*, 28-31 oct., Sendai, Japan, 2007.
- [73] *** ASHRAE Handbook, „Mass Transfer”, Chapter 6, Fundamentals, SI Edition, 2009, ISBN 978-1-61583-170-8, pg. 6.1-6.14.
- [74] *** ASHRAE Handbook, „Thermal comfort”, Chapter 9, Fundamentals, SI Edition, 2009, ISBN 978-1-61583-170-8, pg. 9.1-9.30.
- [75] *** ASHRAE Handbook, „Measurement and Instruments”, Chapter 36, Fundamentals, SI Edition, 2009, ISBN 978-1-61583-170-8, pg. 36.1-36.36.
- [76] *** ASHRAE Handbook, „Fans”, Chapter 20, Systems and equipment, SI Edition, 2008, ISBN 1933742348, pg. 20.1-20.10.
- [77] *** ASHRAE Handbook, „Humidifiers”, Chapter 21, Systems and equipment, SI Edition, 2008, ISBN 1933742348, pg. 21.1-21.8.
- [78] *** ASHRAE Standard 55 (2003), „Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy”, ASHRAE third edition, Atlanta, 2003.
- [79] CEN/TC 156 - PR EN 13779 (2006) – Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems, European committee for standardization (CEN), Brussels, 2006.
- [80] *** CIBSE, „Environmental design”, Guide A, 1999, ISBN 0 900953 96 9.
- [81] *** CR 1752 (1998) – „Ventilation for buildings – Design criteria for indoor environment”, European committee for standardization (CEN), Brussels, 1998.
- [82] *** EN 15251 (2007), „Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics”, European committee for standardization, (CEN), Brussels, 2007.
- [83] *** EN ISO 7730 (2005), „Ergonomics of the thermal environment. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria”, third edition, European committee for standardization (CEN), Geneva, 2005.
- [84] *** ISO 7726 Standard (2004), „Ergonomia ambianțelor termice. Aparate de măsurat mărimile fizice”, Asociația de standardizare din România (ASRO), București, 2004.
- [85] *** Manulaul de Instalații, „Instalații de ventilare și climatizare”, Artecno, București, 2002, ISBN: 973-85936-0-3.
- [86] *** Normativ I5 (2010) – „Normativ pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare”, indicativ I5 – 2010, ICECON, București.
- [87] *** SR 1907-1 (1997), „Instalații de încălzire. Necesarul de căldură. Prescripții de calcul”, Institutul Român de standardizare (IRS), București, 1997.

- [88] *** SR 1907-2 (1997), „Instalații de încălzire. Necesarul de căldură. Temperaturi interioare convenționale de calcul”, Institutul Român de standardizare (IRS), București, 1997.
- [89] *** SR EN 15026 (2007) – „Performanța higrotermică a componentelor și elementelor clădirilor. Evaluarea transferului de umiditate prin simulare numerică”, Asociația de standardizare din România (ASRO), București, 2007.
- [90] *** SR EN ISO 13788 (2005) – „Performanța higrotermică a componentelor și elementelor de construcție. Temperatura superficială interioară pentru evitarea umidității superficiale critice și condensul interior. Metode de calcul.”, Asociația de standardizare din România (ASRO), București, 2005.
- [91] *** SR ISO 8756 (1996) – „Calitatea aerului. Prelucrarea datelor de temperatură, presiune și umiditate”, Asociația de standardizare din România (ASRO), București, 1996.
- [92] *** Trnsys, “Trnsys 16 documentation”, Trnsys version 16.01.003, vol. 05, Transsolar Energietechnik GmbH, 2007, pg. 5.255-5.256.
- [93] *** Trnsys, “Trnsys 16 documentation”, Trnsys version 16.01.003, vol. 06, Transsolar Energietechnik GmbH, 2007, pg. 6.116-5.118, pg. 6.145-5.146.
- [94] *** MP-037, „Metodologie privind determinarile termografice în construcții”, Monitorul oficial, 2004.
- [95] http://www.kilttox.co.uk/images/guides/humidty_HEALTH_LINE_-_small.jpg.