

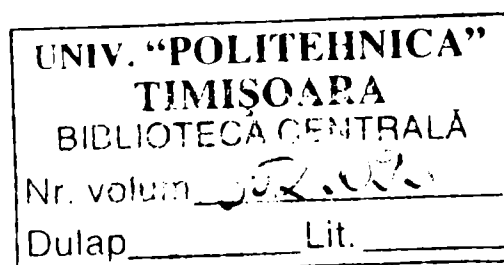
CONTRIBUȚII PRIVIND CORELAREA RAPORTULUI OPTIM ÎNTRE GRADUL DE CONFORT ȘI CONSUMUL ENERGETIC AL INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE ȘI CLIMATIZARE PENTRU CLĂDIRI CU FUNCȚIONALITĂȚI MULTIPLE

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

Ing. IOAN SILVIU DOBOȘI

Conducător științific: Prof.dr.ing. Retezan Adrian
Referenți științifici: Prof.dr.ing. Chiriac Florea
Prof.dr.ing. Mateescu Theodor
Prof.dr.ing. Sârbu Adrian

Ziua susținerii tezei: 28.03.2007



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

Gradul de confort și consumul energetic sunt două noțiuni și în același timp concepute în contradicție, în contextul preocupărilor actuale de îmbunătățire a performanțelor energetice ale clădirilor. Cu cât dorim mai mult confort cu atât consumăm mai multă energie. Cerințe economice impun un confort ridicat cu consum energetic minim. Acest deziderat poate fi atins prin găsirea și stabilirea unui raport optim între cele două concepte.

Această teză este rodul unei experiențe profesionale de 19 ani. Însăși tema abordată susținută de trei idei principale – confortul termic, performanța energetică a clădirilor și simularea numerică dinamică din punct de vedere energetic a clădirilor – a fost inspirată de proiectul de instalații de încălzire, ventilare, climatizare a sediului BRD Groupe Societe Generale din Timișoara pe care l-am coordonat și elaborat împreună cu colegii de la S.C. Dositimpex S.R.L. în anul 1996.

Pe parcursul elaborării tezei am fost preocupat permanent de transpunerea în practică a studiilor și cercetărilor efectuate în așa fel încât la final concluziile să ofere utilizarea în viața profesională cotidiană a tot ceea ce am întreținut.

Adresez deosebite mulțumiri și întreaga mea considerație conducătorului științific al tezei, domnului profesor doctor inginer Ioan Adrian Niculaie Retezan, pentru sprijinul și îndrumarea pe parcursul întregii perioade de elaborare a tezei.

Pentru disponibilitatea de a face parte din comisia de susținere a tezei, a timpului acordat analizei acesteia și a observațiilor și recomandărilor făcute îmi exprim gratitudinea domnului profesor doctor inginer Ioan Borza, prodecanul Facultății de Construcții de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara, președintele comisiei; domnului profesor doctor inginer Florea Chiriac, șeful Catedrei de Termodinamică de la Facultatea de Instalații, Universitatea Tehnică de Construcții București; domnului profesor doctor inginer Theodor Mateescu, prodecan al Facultății de Construcții și Instalații, Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași și domnului profesor doctor inginer Ioan Sârbu, șeful Catedrei de Instalații de la Facultatea de Construcții, Universitatea Politehnica din Timișoara.

Adresez sincere mulțumiri domnilor François Dessaud, Andre Bailly și Emmanuel Rutman pentru faptul că mi-au facilitat posibilitatea de a studia în cadrul *Centrului de Cercetare și Dezvoltare CIAT*, Franța problematica relației confort – consum energetic.

Aceleași mulțumiri domnului Jaap Hogeling, director al *ISSO -Dutch Building Services Institut* din Rotterdam și domnului Peter Van Dam și Wim Ploker de la *Vabi Software Delft* Olanda, care prin informațiile puse la dispoziție prin Normele CEN-EPB, cât și prin softul elaborat au dat consistență caracterului științific al tezei.

Dincolo de aspectul profesional le mulțumesc domnilor din Franța și Olanda, mai sus numiți, pentru prietenia câștigată, premisă importantă și pentru viitoare colaborări.

Mulțumesc domnului academician profesor doctor inginer Liviu Dumitrescu, președintele Asociației Inginerilor de Instalații din România pentru susținerea și colaborarea în cadrul Comitetului Tehnic Român al Concerted Action – Energy Performance of Building Directive, comitet care are menirea de a transpune în România Directiva 91/2002 a Consiliului Uniunii Europene.

Faptul că am ajuns aici se datorează cu prisosință colectivului Catedrei de Instalații a Facultății de Construcții Timișoara. Dascăli și prieteni au contribuit substanțial la formarea mea profesională. Se cuvine pentru aceasta să aduc mulțumirile mele.

Tuturor celor apropiați, prieteni și colegi, din firmele Dositimpex, Daro Proiect și Demark Construct, cu mențiune specială pentru dl. dr. ing. Ștefan Dună, dl. ec. Aurel Cenușe și dl. ing. Sorin Tănase pentru înțelegerea și liniștea pe care mi le-au acordat pe parcursul elaborării și finalizării acestei teze.

În mod special părinților mei, Gabrielei și Oanei le mulțumesc pentru răbdarea cu care au tratat disconfortul creat de mine în perioada în care am lipsit de acasă, studiind confortul.

Timișoara, martie 2007

Ioan Silviu Doboși

Avant mot

Le degré de confort et la consommation énergétique constituent deux notions en contradiction, dans le contexte des préoccupations actuelles d'amélioration des performances énergétiques des bâtiments. Plus nous désirons beaucoup de confort plus nous employons beaucoup d'énergie. Des exigences économiques imposent un haut confort avec un minimum de consommation. Ce but peut être atteint par la découverte et la réalisation d'un rapport optimal entre les deux concepts. Cet ouvrage-ci est la réalisation d'une expérience professionnelle pendant 19 ans. Même le thème choisi soutenu par trois idées principales – le confort thermique, la performance énergétique des bâtiments et la simulation numérique dynamique du point de vue énergétique des bâtiments – a été inspiré par le projet d'installations de chauffage, de ventilation, de climatisation du siège de BRD Groupe Société Générale de Timisoara que j'ai conduit et élaboré à côté de mes collègues de S.C. Dositimpex SRL. Pendant l'élaboration de l'ouvrage j'ai été en permanence préoccupé par la mise en pratique des études et des recherches effectuées de sorte que finalement les conclusions offrent l'utilisation dans la vie professionnelle quotidienne de tout ce que j'ai entrepris.

Je voudrais adresser mes spéciaux remerciements et toute ma considération pour Monsieur le Professeur docteur ingénieur Ioan Adrian Niculaie RETEZAN, pour son aide et son conseil pendant toute la période de l'élaboration de ma thèse.

Pour la disponibilité de faire partie de la commission de la soutenance de ma thèse, pour le temps accordé à l'analyse de celle-ci et pour les observations et les recommandations faites je voudrais exprimer ma gratitude au Monsieur le Professeur docteur ingénieur Ioan BORZA, le vice doyen de la Faculté de Constructions de l'Université „Politehnica” de Timisoara, le président de la commission, aussi au Monsieur le Professeur docteur ingénieur Florea CHIRIAC, le chef du Département de Thermodynamique de l'Université Technique de Constructions Bucarest, au Monsieur le Professeur docteur ingénieur Theodor MATEESCU, le vice doyen de la Faculté de Constructions et d'Installations, l'Université Technique „Gheorghe Asachi” de Iasi et au Monsieur le Professeur docteur ingénieur Ioan SARBU, le chef du Département d'Installations de Faculté de Constructions, l'Université „Politehnica” de Timisoara. Je voudrais adresser mes remerciements aux Messieurs François DESSAUD, André BAILLY et Emmanuel RUTMAN parce qu'ils m'ont offert la possibilité d'étudier, au *Centre de la Recherche et le Développement* CIAT France, la problématique de la relation confort – consommation énergétique.

Les mêmes remerciements pour Monsieur Jaap HOGELING, directeur ISSO – *Dutch Building Services Institut* de Rotterdam et pour Monsieur Peter Van DAM et Monsieur Wim PLOKER de *Vabi Software Delft* Pays - Bas, qui par les informations mises à ma disposition par le Règlement CEN-EPB, et aussi par le logiciel élaboré ont donné de la consistance au caractère scientifique de la thèse. Au-delà de l'aspect professionnel je voudrais remercier aux messieurs de la France et de Pays – Bas, au dessus nommés, pour l'amitié gagnée, base importante aussi pour les futures collaborations.

Je remercie au Monsieur Académicien Professeur docteur ingénieur Liviu DUMITRESCU, le président de l'Association des Ingénieurs d'Installations de la Roumanie pour l'appui et la collaboration dans le Comité Technique Roumain de *Concerted Action – Energy Performance of Building Directive*, le comité qui s'occupe de la mise en pratique en Roumanie la Directive 91/2002 du Conseil de L'Union Européenne.

Pour le fait que j'ai réussi arriver à ce moment de ma vie professionnelle je suis bon gré au collectif du Département d'Installations de la Faculté de Constructions de Timisoara. Des professeurs et des amis ont contribué tous à ma formation professionnelle. Il convient d'en remercier.

À tous les amis et collègues, faisant partie des Sociétés Dositimpex, Daro Proiect et Demark Construct, avec la mention spéciale pour Monsieur docteur ingénieur Stefan DUNĂ, Monsieur économiste Aurel CENUȘE et pour Monsieur ingénieur Sorin TĂNASE, pour la bienveillance et la quiétude qu'ils m'ont accordé pendant l'élaboration et la finalisation de cet ouvrage.

Spécialement à mes parents, à ma femme Gabriela et à ma fille Oana, je voudrais leur remercier pour la patience dont ils ont traité le discomfort créée par moi pendant le temps quand j'ai manqué de chez nous, en vue d'étudier le confort.

Timisoara, Mars 2007

Ioan-Silviu DOBOȘI

Foreword

The comfort range and the energetic consumption are two notions and in the same time two concepts in contradiction, in the context of present preoccupations of improving the energetic performances of buildings. The more comfort we want, the more energy we consume. Economic requests impose a high comfort with a minimum energetic consume. This desideratum may be reached by finding and establishing an optimal proportion between these two concepts.

This thesis is the result of a professional experience of 19 years. The theme itself sustained by three main ideas – thermal comfort, buildings energetic performance and dynamic numeric simulation from energetic point of view of buildings / was inspired by the project of air-conditioning, ventilation and heating installations project of BRD Groupe Societe Generale headquarter from Timișoara, project which I coordinated and elaborated together with the colleagues from S.C. Dosetimpex S.R.L in year 1996.

For the length of the thesis elaboration I was permanently preoccupied by practical transposition of studies and researches done in such a way as the final conclusions to offer the use in professional daily use of all I did.

I would like to address my special gratitude and my entire respect to the scientific coordinator of the thesis, to Professor Engineer Ioan Adrian Niculaie Retezan PhD, for the support and guidance in the entire period of thesis elaboration.

For the availability of being part from the doctoral dissertation commission, for the time granted in thesis analyzes and for the observations and recommendations done I express my gratitude to Professor Engineer Ioan Borza PhD, the Vice-Dean of Construction Faculty from "Politehnica" University from Timișoara, the president of the commission; to Professor Engineer Florea Chiriac PhD, chief of Thermodynamics Department from Installation Faculty, Technical University of Construction Bucharest; Professor Engineer Theodor Mateescu PhD, vice-dean of Installation and Construction Faculty, Technical University Gh. Asachi Iași and Professor Engineer Ioan Sârbu PhD, chief of Installation Department from Construction Faculty, "Politehnica" University from Timișoara.

I would like to thank to Mister Francois Dessaud, Andre Bailly and Emmanuel Rutman for facilitating my study within CIAT Development and Research Centre, France, study of relation comfort – energetic consumption.

Also I would like to thank to Mister Jaap Hogeling, director of ISSO – Dutch Building Services Institute from Rotterdam and to Mister Peter van Dam and Mister Wim Plocker from VABI Software Delft Holland, who, by the information made available (Norms CEN-EPB) and by the soft elaborated gave consistence to the scientific character of my thesis.

Beyond the professional aspect, I would like to thank to the gentlemen from France and Holland for their friendship, important premise for future cooperation.

I thank to Professor Academician Engineer Liviu Dumitrescu PhD, the president of Romanian Installation Engineers Association from Romania for the support and cooperation within the Technical Committee of Concerted Action – Energy Performance of Building Directive, committee who has as designation the transposition of Directive 91/2002 of European Union Council in Romanian.

The fact that I reached to this point is due to the collective of Installation Department from Construction Faculty from Timișoara. Teachers and friends substantially contributed to my professional formation. For this I present my gratitude.

I thank to all the closed ones, friends and colleagues from Dosetimpex, Daro Proiect and Demark Construct companies, with special mentioning of Mr. Eng. Stefan Duna PhD, Mr. Ec. Aurel Cenuse and Mr. Eng. Sorin Tănase for the understanding they showed and the peace they assured for me so that I could be able to elaborate and finalize this thesis.

Special thanks for my parents, I thank to Gabriela and Oana for the patience with which they dealt with the discomfort created by my absence from home while I was studying the comfort.

Timișoara, March 2007

Ioan Silviu Doboși

Ioan Silviu Doboși

Contribuții privind corelarea raportului optim între gradul de confort și consumul energetic al instalațiilor de încălzire și climatizare pentru clădiri cu funcționalități multiple

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5 Nr. 11 Editura Politehnica, 2007, 206 pagini, 40 grafice, 72 figuri, 42 tabele, 177 relații.

ISSN: 1842-581X

ISBN: 978-973-625-448-2

Cuvinte cheie:

Ambianțe interioare, confort termic, performanță energetică, modelare numerică.

Rezumat,

Teza de doctorat este structurată în jurul a trei idei principale:

- confortul termic creat de instalațiile de încălzire, ventilare, climatizare;
- performanța energetică a clădirilor;
- simularea numerică dinamică a clădirilor.

Urmărind acest fir călăuzitor scopul tezei este de a stabili relația optimă între confort și consum energetic printr-un studiu teoretic și practic, evidențiindu-se condițiile de confort, parametrii ce definesc performanța energetică a clădirilor, măsurătorile *in situ* și calculele efectuate pe un modul reprezentând o încăpere birou și de asemenea simularea dinamică a acestui modul pentru anul climatic de referință 1995, din Timișoara.

Cuprins

Capitolul 1. Premise și considerații inițiale	12
1.1 Generalități	12
1.1.1 Noțiuni introductive	12
1.1.2 Oportunitatea și obiectivele tezei – necesitate și actualitate	13
1.1.3 Scurtă prezentare a conținutului tezei	14
Capitolul 2. Confort și elemente de confort global	17
2.1 Introducere	17
2.2 Conceptul de confort și de sănătate a clădirilor, legătura între acestea, necesitate și importanță	17
2.2.1 Confortul termic	17
2.2.2 Calitatea aerului interior și sănătatea	18
2.2.3 Ambianțe termice – Considerații fiziologice	19
2.2.3.1 Fiziologia ambianțelor termice	19
2.2.3.1.1 Termogeneza	19
2.2.3.1.2 Termoliza	19
2.2.3.1.3 Măsurarea ambianțelor termice	20
2.2.3.2 Ambianțele calde	20
2.2.3.2.1 Constrângerea ambianței calde	20
2.2.3.3 Ambianțele reci	21
2.2.3.3.1 Mijloace de luptă împotriva frigului	19
2.2.4 Mărimi fizice fundamentale – Factorii confortului termic	22
2.2.4.1 Temperatura mediului ambiant	22
2.2.4.2 Temperatura medie de radiație	25
2.2.4.3 Umiditatea aerului	26
2.2.4.4 Viteza de mișcare a aerului	26
2.2.5 Mărimi fizice derivate – Indicatori ai confortului termic	27
2.2.5.1 Temperatura umedă naturală (θ_{nw})	27
2.2.5.2 Temperatura globului negru (θ_g)	27
2.2.5.3 Temperatura umedă și a globului negru (WBGT)	27
2.2.5.4 Temperatura umedă a globului negru (θ_{wg})	27
2.2.5.5 Temperatura rezultantă	28
2.2.5.6 Temperatura efectivă (ET*)	29
2.2.5.7 Temperatura echivalentă (θ_{echiv})	30
2.2.5.8 Temperatura operativă umedă (θ_{oh})	31
2.2.5.9 Indicele de confort termic (B)	31
2.3 Ecuația de confort termic	33
2.3.1 Ergonomia ambianțelor termice - Principii de evaluare	35
2.3.1.1 Parametri principali	35
2.3.1.2 Ecuația bilanțului termic al corpului uman	36
2.3.1.3 Termoreglarea corpului uman	36
2.3.1.3.1 Condiții calde	37
2.3.1.3.2 Condiții moderate	37
2.3.1.3.3 Condiții reci	38
2.3.1.4 Indicatori termici	38
2.3.1.5 Producția de căldură metabolică	38

2.3.1.6	Îmbrăcămintea	39
2.3.2	Ambianțe termice moderate - Determinarea indicilor PMV și PPD și specificările condițiilor de confort termic	39
2.3.2.1	Opțiune medie previzibilă (PMV)	39
2.3.2.1.1	Determinare	39
2.3.2.2	Procentaj previzibil de insatisfacție (PPD)	41
2.3.2.3	Disconfortul produs de curentul de aer	42
2.3.2.4	Ambianțe termice acceptabile pentru confort	43
2.3.3	Evaluarea influenței ambianțelor termice cu ajutorul scărilor de judecată subiective	43
2.4	Limitele temperaturii adaptive. O nouă abordare pentru estimarea performanței clădirii cu referire la climatul termic interior	44
2.4.1	Introducere	44
2.4.2	Confortul termic adaptiv	45
2.4.3	Limitele temperaturii depinzând de temperatura exterioară	45
2.4.4	Noul indicator de performanță: limitele temperaturii adaptive (ATG)	45
2.4.5	Clasificarea climatului termic interior	49
2.4.6	Evaluarea calculelor simulării temperaturii	50
2.4.7	Evaluarea în situații practice	51
2.5	Concluzii parțiale	52
	Capitolul 3. Performanța energetică a clădirilor	53
3.1	Introducere	53
3.2	Schema procedurilor de calcul	53
3.2.1	Bilanțul energetic al clădirii și al sistemelor	53
3.2.2	Principala structură a procedurii de calculare	55
3.2.3	Bilanțul energetic la nivelul clădirii	55
3.2.4	Metode de calcul ale consumului de energie pentru clădiri. Caracteristici principale	57
3.3	Definirea conturului clădirii și a zonelor de calcul	58
3.3.1	Conturul clădirii	58
3.3.2	Definirea zonelor termice ale clădirii	58
3.3.2.1	Calculul monozonă pentru încălzire/răcire	59
3.3.2.2	Calculul multizonă, fără cuplaj termic dintre zone	60
3.3.2.3	Calculul multizonă, considerând cuplajul termic dintre zone	60
3.4	Metoda dinamică de simulare detaliată orară pentru calculul necesarului de energie a spațiilor încălzite sau răcite	60
3.4.1	Introducere	60
3.4.2	Proceduri	61
3.5	Ipoteze de bază	62
3.6	Pași multipli	63
3.7	Determinarea perioadei sezonului de încălzire și de răcire	64
3.7.1	Calculul factorului de utilizare al aporturilor de căldură pentru instalații de încălzire	64
3.7.2	Necesarul de energie pentru încălzirea unei clădiri	66
3.7.3	Calculul factorului de utilizare a pierderilor de căldură (frig) pentru instalațiile de răcire	66
3.7.4	Necesarul de energie pentru răcirea unei clădiri	68
3.8	Regimuri de utilizare a clădirilor și influența acestora asupra performanței energetice	69

3.8.1 Clasificarea clădirilor în funcție de regimul lor de ocupare	69
3.8.2 Clasificarea tipurilor de funcționare ale instalațiilor de încălzire	70
3.8.3 Clasificarea clădirilor funcție de inerția termică inclusiv modul de stabilire a valorii acesteia	70
3.8.4 Corelații între regimul de ocupare al clădirii și inerția termică a acesteia	71
3.9 Cerințe de performanță și niveluri de performanță termică, energetică și de permeabilitate la aer, pentru elementele anvelopei clădirilor și pentru ansamblul acestora	71
3.9.1 Rezistența termică, necesară din considerente de confort higrotermic	71
3.9.2 Rezistența termică corectată minimă, admisibilă, stabilită pentru clădirile noi, pe criteriile de economie de energie în exploatarea clădirilor.	73
3.9.3 Temperaturi superficiale normate	75
3.9.4 Evaluarea pierderilor termice cauzate de permeabilitatea la aer a anvelopei clădirii	78
3.9.5 Determinarea ratei de ventilare a unui spațiu ocupat, cu condiția de menținere a confortului fiziologic	79
3.10 Datele de intrare pentru calculul necesarului de energie al spațiilor încălzite/răcite	80
3.10.1 Originea și tipul datelor de intrare	80
3.10.2 Datele pentru calculul necesarului de căldură/frig	80
3.10.3 Date de calcul pentru aporturile de căldură	80
3.10.4 Caracteristici dinamice	81
3.10.5 Date climatice	81
3.10.6 Coeficienții de transfer de căldură de suprafață	81
3.10.7 Definierea regimului de încălzire/răcire. Încălzire/răcire cu intermitență	81
3.10.8 Distribuția radiației solare	83
3.10.9 Ventilația aerului și infiltrarea aerului	83
3.10.9.1 Infiltrarea	83
3.10.9.2 Ventilația	84
3.10.9.3 Sarcină internă	84
3.11 Raport de calcul	84
3.11.1 Date de intrare	84
3.11.2 Rezultatele calculelor	84
3.12 Concluzii parțiale	85

Capitolul 4. Modelare numerică a stării termice și aerulice a încăperilor din clădiri

4.1 Introducere	86
4.2 Ecuațiile de conservare, structura unui sistem de ecuații cu derivate parțiale (EDP) și principalele metode de discretizare	86
4.2.1 Modelarea unui fluid newtonian	86
4.2.1.1 Derivată substanțială	86
4.2.1.2 Ecuația de conservare a masei – Ecuația de continuitate	87
4.2.1.3 Ecuația de conservare a cantității de mișcare – ecuațiile Navier-Stokes	88
4.2.1.4 Ecuația de conservare a energiei – ecuația Fourier-Kirchhoff	89
4.2.1.5 Legile de stare	90

4.2.1.6 Forma conservativă a legilor de conservare	91
4.2.2 Alcătuirea ecuațiilor cu derivate parțiale (EDP)	92
4.2.2.1 Ecuația cu derivate parțiale de tip eliptic	92
4.2.2.2 Ecuația cu derivate parțiale de tip parabolic	93
4.2.2.3 Ecuația cu derivate parțiale de tip hiperbolic	94
4.2.2.4 Legătura cu ecuațiile de conservare	95
4.2.3 Integrarea numerică a ecuațiilor de conservare	96
4.2.3.1 Discretizarea spațială și temporală	96
4.2.3.2 Diferențe finite	96
4.2.3.3 Elemente finite	97
4.2.3.4 Volume finite	98
4.3 Modelarea comportamentului termo-aerulic a unui local climatizat	99
4.3.1 Diferite sisteme de modelare	99
4.3.1.1 Modele nodale	100
4.3.1.2 Modele de câmp: CFD (Computational Fluid Dynamics)	100
4.3.1.3 Modele zonale	101
4.3.2 Descrierea unui local climatizat printr-un model zonal	101
4.3.2.1 Structura generală a modelului	101
4.3.2.2 Calculul debitelor între zone	102
4.3.2.2.1 Cazul zonelor curențe	102
4.3.2.2.2 Cazul zonelor cu scurgere specifică	104
4.3.2.3 Calculul fluxurilor convective la pereți	105
4.3.2.4 Modele de confort	106
4.4 Concluzii parțiale	108
Capitolul 5. Studii de caz	109
5.1 Introducere	109
5.2 Etapa I – Măsurări în condiții reale ale parametrilor de confort măsurabili ai unui modul cu destinația încăpere birouri	110
5.2.1 Descrierea modului	111
5.2.2 Conceperea și descrierea programului de lucru	111
5.2.2.1 Aparatura utilizată pentru măsurări	113
5.2.2.2 Incertitudini de măsură	116
5.2.2.3 Sistemul de achiziții de date	117
5.2.2.4 Prelucrarea rezultatelor	119
5.3 Etapa II – simulare numerică dinamică zonală a aceluiași modul încăpere birou cu ajutorul softului Confort – CIAT	130
5.3.1 Programul de calcul Confort – CIAT	130
5.3.2 Simulare numerică	132
5.4 Termografiere în infraroșu	145
5.5 Etapa III – Simulare numerică dinamică nodală a aceluiași modul încăpere birou cu ajutorul softului VABI	151
5.5.1 Programul de simulare computerizată Multi Zonal VA114 pentru prevederea performanțelor energetice ale clădirilor	151
5.5.1.1 Aspecte de modelare	151
5.5.1.2 Noi aspecte de modelare	155
5.5.2 Metoda de calcul dinamică orară detaliată a consumului de energie pentru instalațiile de încălzire/răcire	156
5.6 Concluzii parțiale	169

Capitolul 6. Concluzii finale, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare	172
6.1 Concluzii finale	172
6.2 Contribuții personale	176
6.3 Direcții viitoare de cercetare	176
Bibliografie	177
Anexa 1. Definiții utilizate	192
Anexa 2. Simboluri și unități de măsură	199

Capitolul 1

Premise și considerații inițiale

1.1. Generalități

1.1.1. Noțiuni introductive

Problematika ambianțelor interioare este o temă predilectă de interdisciplinaritate avută în vedere de proiectanți (arhitecți, ingineri de structuri, inginerii de instalații) și medici. Calitatea ambianțelor interioare include noțiunile de confort termic, confortul acustic, confortul prin iluminat precum și calitatea aerului. Cele patru noțiuni au devenit criterii determinante în ceea ce privește controlul ambianțelor interioare, cu consecvență în concepția clădirilor, cât și în concepția instalațiilor interioare.

Un alt aspect important în concepția unei clădiri îl constituie aspectul energetic. Acesta este abordat atât prin energia înglobată în fabricarea elementelor de construcție ce alcătuiesc clădirea, cât și energia consumată în exploatarea instalațiilor interioare, în mod semnificativ al instalațiilor de încălzire, ventilare și climatizare.

Prin prisma celor două aspecte, al ambianțelor interioare cât și al consumului energetic, teza își propune un demers al analizei aspectelor de confort termic relaționat cu performanța energetică a clădirii pentru stabilirea unui raport optim între acestea.

Procesul premergător integrării României în Uniunea Europeană a determinat în plan tehnic adaptarea standardelor și normelor românești la standardele și normele europene. Prin problematica dezbătută în teză pe tema confortului am în vedere SR EN 7730, SR EN 27226 și NP 008/97.

Cel care a pus bazele studierii confortului termic atât pe plan European cât și pe plan mondial a fost profesorul danez Ole Fanger. În baza cercetărilor efectuate în Danemarca și SUA, și a normelor elaborate, profesorul Ole Fanger a impus școala daneză ca reper în problematica confortului termic. Ecuația confortului termic în medii ambientale moderate constituie baza tuturor evaluărilor din punct de vedere termic a ambianțelor interioare.

În ceea ce privește performanța energetică a clădirilor Directiva 91/2002 a Consiliului Europei împreună cu pachetul de norme europene ce însoțesc această directivă au constituit pentru România suportul elaborării Legii 372/2005 și a Noii Metodologii privind:

- evaluarea caracteristicilor termo-tehnice ale elementelor care alcătuiesc anvelopa clădirii;
- calculul energiei consumate în clădiri de instalațiile de încălzire, răcire, ventilare, preparare apă caldă de consum, iluminat;
- elaborarea certificatului de performanță energetică și a auditului pentru clădiri.

Preocupările în România privind performanța energetică a clădirilor s-au concretizat din anul 2000, când a fost lansat programul de reabilitare termică a fondului construit existent, categoria clădiri rezidențiale prin OG 29/2000 și apoi legea 325/2002. Acest cadru legislativ a creat premisele cadrului normativ prin care s-au revizuit și elaborat Normativele C107/1,2,3 – 97 și NP 047 NP 48 și NP 49 din 2000.

Experiența acumulată în elaborarea certificatului de performanță energetică și a auditului energetic pentru clădiri conform NP47/48/49 – 2000, prin care s-au evidențiat consumurile energetice ale clădirii utilizând instalațiile de încălzire și preparare apă caldă menajeră, a facilitat adaptarea în scurt timp a introducerii Noii Metodologii, care lărgeste cadrul de abordare al performanței energetice prin introducerea clădirilor noi pe lângă cele existente și a clădirilor nerezidențiale pe lângă cele rezidențiale.

De asemenea, calculul energiei consumate în clădiri, pe lângă instalațiile de încălzire și preparare a apei calde de consum se va face și pentru instalațiile de ventilație/climatizare și instalațiile de iluminat.

1.1.2. Oportunitatea și obiectivele tezei – necesitate și actualitate

Cele amintite până acum constituie premisele abordării temei tezei de doctorat. În anul 1996, împreună cu colegii din SC Doseimpex SRL am coordonat și proiectat instalațiile de încălzire, ventilare, climatizare de la sediul sucursalei BRD Groupe Societe Generale din Timișoara. Arhitectura și destinația încăperilor au impus o tratare multi-zonă a clădirii, cu soluții diferite de abordare din punctul de vedere al instalațiilor de încălzire, ventilare, climatizare. Astfel există holul de primire conceput ca un spațiu aglomerat, amplu, deschis între parter și mezanin, prevăzut cu un luminator din 24 de piramide de sticlă, hol care a determinat alegerea unui sistem de încălzire prin pardoseală, o instalație de climatizare și o instalație de ventilație. O altă parte semnificativă a clădirii are destinație de spații de birouri. Acestea sunt concepute fie numai cu instalații de încălzire/răcire cu ventiloconvectoare, ventilarea asigurându-se în mod natural, fie cu instalație încălzire/răcire cu ventiloconvectoare completată cu instalație de ventilație. Casa scării este prevăzută doar cu o instalație de încălzire cu radiatoare. Grupurile sanitare de pe fiecare nivel sunt ventilate în depresiune. O altă zonă importantă ca abordare este etajul VII, prevăzut cu o sală de conferințe, pentru care au fost alese un sistem de climatizare și un sistem de ventilație. În elaborarea proiectului obiectivele majore au fost compatibilizarea prin complementaritate a tuturor tipurilor de instalații, în așa fel încât acestea să asigure un optim între confortul termic și consumul energetic al clădirii.

Întrebările generate prin elaborarea acestui proiect cât și problemele de exploatare a instalațiilor de încălzire, ventilare-climatizare într-o clădire de birouri de acest gen au stabilit următoarele obiective și direcții de cercetare ale tezei:

1. modul de evaluare a confortului termic;
2. măsurări *in situ* în condiții reale ale parametrilor măsurabili: temperatura aerului, temperatura superficială a suprafețelor interioare a elementelor de construcție delimitatoare, viteza aerului, umiditatea relativă, temperatura exterioară a aerului, temperaturile de ducere și întoarcere ale agenților de încălzire/răcire;

3. prelucrarea mărimilor măsurate cu ajutorul unui program de calcul pentru a evidenția temperatura operativă, temperatura medie de radiație, indicatorii globali de confort termic;
4. simularea numerică pentru evaluarea confortului termic al unui modul spațiu birou;
5. simulare numerică pentru evaluarea consumului energetic la vârf și al consumului energetic anual al aceluiași modul spațiu birou;
6. compararea și evaluarea rezultatelor măsurate cu rezultatele simulate;
7. evidențierea valorilor parametrilor de confort într-un raport optim cu consumul energetic;
8. stabilirea unui algoritm de determinare a optimului confort termic – consum energetic prin intermediul măsurărilor și a simulărilor efectuate;
9. utilizarea calculului energetice în elaborarea certificatului de performanță energetică a clădirilor.

1.1.3. Scurtă prezentare a conținutului tezei

În contextul celor amintite am structurat teza în șase capitole:

Capitolul 1 Premise și considerații inițiale - în care se evidențiază contextul abordării problemelor de evaluare a ambianțelor interioare și a performanțelor energetice pe plan național și pe plan mondial. De asemenea sunt prezentate obiectivele și oportunitatea tezei.

Capitolul 2 Confort și elemente de confort global. În acest capitol sunt definite confortul termic și sănătatea clădirilor ca parte organică a integrării omului în mediul înconjurător.

Sunt abordate considerațiile fiziologice ale ambianțelor termice: termogeneza și termoliza. Sunt descrise amănunțit mărimile fizice fundamentale și mărimile fizice derivate.

Plecând de la parametrii de bază ai ambianțelor termice (temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea aerului și viteza aerului, producerea căldurii metabolice și izolația îmbrăcămintei) cu ajutorul ecuației de bilanț termic al corpului uman sunt descrise ergonomia ambianțelor termice calde, a ambianțelor termice reci și a ambianțelor termice moderate.

Prin intermediul ecuației de confort termic elaborată de Ole Fanger, sunt definiți indicatorii globali de confort termic PMV - votul mediu previzibil și PPD – procentul previzibil de insatisfacție.

Sunt introduse ca elemente importante în aprecierea confortului termic pentru o clădire, noțiunea de confort termic adaptiv și noul indicator de performanță ATG - limitele temperaturii adaptive. Sunt prezentate sintetic categoriile de confort pentru clădiri de birouri caracterizate prin parametrii specifici de temperatură operativă și indicatori globali de confort termic (PMV și PPD).

Capitolul 3 Performanța energetică a clădirilor. 1 ianuarie 2007 a constituit momentul de obligativitate a aplicării noii strategii energetice a Uniunii Europene. Această strategie cuprinde și problematica Performanței Energetice a Clădirilor, legiferată prin Directiva CE 91/2002 și susținută de normele elaborate de CEN pe acest subiect.

România, ca țară membră a Uniunii Europene și-a armonizat legislația elaborându-se Legea 372/2005 privind Performanța Energetică a clădirilor și Noua

Metodologie care reglementează în detaliu modalitatea de calcul a energiei consumate în clădiri, calcul care stă la baza întocmirii Certificatului de Performanță Energetică a clădirilor și apoi la întocmirea Auditului energetic al clădirilor.

Deoarece teza studiază comportamentul din punctul de vedere al confortului termic și al performanței energetice a clădirilor de birouri mi-am propus în acest capitol să prezint metodele de calcul a consumului de energie pentru sistemele de încălzire și răcire categoria clădiri, birouri, noi și existente.

Atât normele europene cât și metodologia românească prezintă ca metode de calcul:

- metoda de calcul lunară cvasi – staționară;
- metoda de calcul orară dinamică – simplificată;
- metoda de simulare orară dinamică – detaliată.

Metoda de simulare orară dinamică detaliată nu este explicată, ci doar amintită în metodologia românească, fapt ce m-a determinat să elaborez un algoritm în acest sens, având ca suport și softul Vabi al Societății Olandeze pentru Calcule Computerizate asupra Clădirii și a Sistemelor de Instalații din Clădiri.

Capitolul 4 Modelare numerică a stării termice și aerulice a încăperilor din clădiri. Acest capitol constituie preambulul activității de cercetare practică în cadrul tezei. Este prezentată baza matematică a simulării numerice plecând de la ecuațiile de conservare, structura unui sistem de ecuații cu derivate parțiale și principalele metode de discretizare.

Ecuatiile de conservare sunt:

- ecuația de conservare a masei – Ecuatia de continuitate;
- ecuația de conservare a cantității de mișcare – Ecuatiile Navier – Stokes;
- ecuația de conservare a energiei – Ecuatia Fourier – Kirchhoff.

Structura unui sistem de derivate parțiale este completă, în măsura în care s-au precizat condițiile inițiale, condițiile la limită și domeniul de calcul.

Ecuatiile diferențiale cu derivate parțiale pot să fie de tip: eliptic, parabolic și hiperbolic.

Integrarea analitică a ecuațiilor de conservare a masei, a cantității de mișcare și a energiei întâmpină multe dificultăți, fapt ce a determinat apelarea la metode numerice care sunt: diferențele finite, elementele finite și volumele finite. Aceste metode transformă problema continuă într-o problemă discretă.

Principalele metode numerice de modelare termo – aerulică a clădirilor sunt: modelul nodal, modelul zonal și modelul Computational Fluid Dynamics (CFD).

Capitolul 5 Studii de caz. Obiectivele și rezultatele cercetărilor tezei de doctorat sunt materializate în acest capitol. Punctul de plecare îl constituie definirea unui modul cu destinația încăperea birou ce a fost evaluat din punctul de vedere al confortului termic și al consumului energetic. Evaluarea a fost făcută atât prin măsurări cât și prin simulări dinamice.

Programul de cercetare este descris în trei etape:

- **etapa I** – am efectuat măsurări în condițiile reale, la sediul băncii BRD – Group Societe General din Timișoara în perioada decembrie 2002 și februarie 2003.

- **etapa II** – elaborarea unui program de calcul de prelucrare a măsurărilor efectuate (**conf_mesures.exe**) în vederea determinării indicilor globali de confort PMV și PPD. Softul l-am elaborat în perioada de cercetare petrecută în luna februarie

2006 în centrul de Cercetare și Dezvoltare a companiei CIAT Franța. Am preluat pentru aceasta o parte a experienței departamentului Confort Termic din cadrul Centrului CIAT. Astfel, am beneficiat de utilizarea softului Confort - CIAT de simulare numerică zonală, care mi-a permis compararea rezultatelor obținute pe modulul studiat prin măsurare și simulare.

- **etapa III** – o constituie colaborarea cu VABI – Asociația Olandeză pentru simularea Energetică a Clădirilor și ISSO – Building Services Dutch Institut. Colaborarea se desfășoară în contextul transpunerii în România a Directivei 91/2002 a CE privind Performanța Energetică a Clădirilor. Colaborarea cu VABI și ISSO este girată de Asociația Inginerilor de Instalații din România. În cadrul acestei colaborări se are în vedere adaptarea softului Vabi privind simularea energetică a clădirilor la condițiile specifice din România.

Pe parcursul celor trei etape de cercetare am elaborat o metodă de evaluare a raportului optim confort termic – consum energetic, atât prin măsurări, cât și prin simulare numerică.

De asemenea am utilizat softul Vabi în calculul energiei consumate de instalațiile de încălzire/răcire ce deservește același modul încăpere birou măsurat și simulat în etapele I și II. Softul Vabi prezintă simularea numerică a modulului și în ceea ce privește confortul termic, prin evidențierea PMV-ului. Acest lucru a permis compararea rezultatelor din etapele I și II cu rezultatele din etapa III.

Capitolul 6 Concluzii finale, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare – sintetizează concluziile generale, contribuțiile personale ale autorului tezei precum și direcțiile viitoare de cercetare.

Bibliografia conține 211 referințe bibliografice (tratate, cărți, articole, normative, standarde) în limbile română, franceză, engleză, în marea lor majoritate de dată recentă. Dintre referințele bibliografice 3 sunt autor unic, 17 prim autor și 14 coautor.

În anexe sunt prezentate definițiile utilizate (**Anexa 1**) și notații, simboluri, unități de măsură, indici, exponenți și abrevieri pentru principalele noțiuni utilizate (**Anexa 2**).

Capitolul 2

Confort și elemente de confort global

2.1. Introducere

În acest capitol sunt definite confortul termic și sănătatea clădirilor ca parte organică a integrării omului în mediul înconjurător.

Sunt abordate considerațiile fiziologice ale ambianțelor termice: termogeneza și termoliza. Sunt descrise amănunțit mărimile fizice fundamentale și mărimile fizice derivate.

Plecând de la parametri de bază ai ambianțelor termice (temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea aerului și viteza aerului, producerea căldurii metabolice și izolația îmbrăcămintei), cu ajutorul ecuației de bilanț termic al corpului uman, sunt descrise ergonomia ambianțelor termice calde, a ambianțelor termice reci și a ambianțelor termice moderate.

Prin intermediul ecuației de confort termic elaborată de Ole Fanger, sunt definiți indicatorii globali de confort termic PMV - votul mediu previzibil și PPD - procentul previzibil de insatisfacție.

Este introdus ca element important în aprecierea confortului termic pentru o clădire, noțiunea de confort termic adaptiv. Sunt prezentate sintetic categoriile de confort pentru clădiri de birouri caracterizate prin parametrii specifici de temperatură operativă și indicatori globali de confort termic (PMV și PPD).

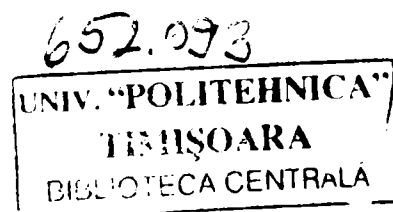
2.2. Conceptul de confort termic și de sănătate a clădirilor, legătura între acestea, necesitate și importanță [22], [153], [154]

2.2.1. Confortul termic

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

Parametrii care caracterizează confortul termic sunt:

- temperatura interioară a aerului;
- temperatura medie de radiație;
- umiditatea relativă;
- viteza de mișcare a aerului;
- capacitatea de producere a energiei interne prin metabolism;
- capacitatea de izolare prin îmbrăcămintă.



Starea de confort este de asemenea influențată de:

- felul activității;
- sex;
- vârstă și
- anotimp.

Confortul termic se poate defini ca fiind situația în care sunt îndeplinite simultan două condiții:

- cantitatea de căldură produsă prin metabolism de corpul uman este egală cu cantitatea de căldură cedată mediului exterior, adică se realizează echilibrul termic al corpului uman;
- nici o parte a corpului uman nu resimte o senzație de frig sau cald, adică nu există disconfortul termic local.

Sănătatea clădirilor, este un concept recent apărut, care se asociază conceptului de confort termic și a celui de productivitate/eficiență a omului în ambianțele interioare determinând condițiile adecvate de mediu interior, respectiv ergonomia mediului interior.

Organizația Mondială a Sănătății definește sănătatea ca o stare de bine din punct de vedere fizic, mental și social și nu doar o absență a bolii sau infirmității. Efectele acestui interes denumit „sănătate” include atât efecte adverse, cât și schimbări reversibile în bine.

Efectele sănătății mediului sunt în acest context efectele sănătății umane, care sunt corelate aici cu expuneri la factorii mediului înconjurător.

Clădirile sunt considerate a fi elemente de discontinuitate ale mediului natural, care îl împart în mediu exterior și mediu interior. În cele mai multe cazuri omul încearcă să se protejeze, prin clădiri, de acțiuni defavorabile din partea mediului exterior, sau să atenueze asemenea acțiuni.

Apresiasi condițiilor de mediu este un exercițiu dificil, atât din cauza variabilității și multitudinii parametrilor săi, cât și din cauza gradului de percepție mult diferit al subiecților umani. În aceste condiții sunt căutate acele criterii, care prin puterea de generalizare trebuie să satisfacă exigențele și să acopere plaja de interes a condițiilor de mediu.

2.2.2. Calitatea aerului interior și sănătatea

Organizația Mondială a Sănătății a stabilit până în prezent la nivel de proiect care sunt principiile care stau la baza proiectării clădirilor prin prisma sănătății acestora și a calității aerului interior [99]:

- a) principiile de bază includ afirmația ca nici un element să nu conțină un potențial risc la sănătatea ocupanților;
- b) ca principiu al respectării autonomiei, fiecare are dreptul să știe dacă este expus la substanțe nocive de orice nivel;
- c) definiția WHO, a sănătății (WHO 48), se referă la aerul interior. Definiția stabilește că: *sănătatea este o stare de bine din punct de vedere fizic, mental și social și nu doar o absență a bolii sau infirmității*. Aerul interior implică nu doar sănătate dar și funcționalitate = confort.
- d) este esențial ca indivizii să aibă un control personal asupra propriului mediu înconjurător și a calității aerului;
- e) dreptul la calitatea aerului interior este esențial pentru oamenii tuturor națiunilor și din toate straturile economice și sociale. Trebuie să se dea o considerație indivizilor dezavantajați economic, de oricâte ori se iau

- decizii care afectează calitatea aerului interior, de către organizații publice sau private;
- f) nivelul economic sau starea materială să nu constituie un privilegiu, ci un principiu al egalității;
 - g) argumentele economice nu sunt justificatoare pentru poluarea aerului interior;
 - h) sub principiul „binelui” toți indivizii, grupuri și organizații, private sau guvernamentale, poartă responsabilitatea calității aerului ocupanților (UN 1997);
 - i) în principiul evitării disconfortului, cei care ocupă, asigură și mențin spații interioare, au sarcina de a nu cauza vreun rău aerului interior;
 - j) sub egida „cel care poluează plătește” responsabilitatea poluatorului este să remedieze daunele rezultate asupra sănătății și a stării de bine;
 - k) toate organizațiile trebuie să-și stabilească criterii explicite pentru evaluarea și stabilirea calității aerului în clădiri și impactul acestuia asupra sănătății populației.

2.2.3. Ambianțe termice – Considerații fiziologice

2.2.3.1. Fiziologia ambianțelor termice

Omul este un homeoterm, adică temperatura sa centrală este stabilă, chiar dacă temperatura exterioară variază. Este vorba deci de un echilibru între termogeneză (producerea de căldură) și termoliză (cedarea de căldură). Centrul termoregulator se găsește în hipotalamus.

2.2.3.1.1. Termogeneza

Termogeneza este suma căldurii degajate sau produse prin:

- metabolismul de bază: metabolismul de bază este consumul energetic al organismului la temperatura neutralității termice. El este de 1700 de calorii pentru un bărbat de 70 kg, destul de tânăr, în repaus, la 18°C, îmbrăcat mediu;
- exercițiul muscular: randamentul muscular este slab, doar 20% din energie se transformă în energie mecanică, restul se transformă în căldură;
- metabolismele adăugate, în particular alimentația.

2.2.3.1.2. Termoliza

Termoliza se realizează pe patru căi:

- conducție;
- convecție;
- radiație infraroșie;
- evaporare – transpirație.

Conducția este schimbul de căldură prin contact cu un corp solid la nivelul suprafețelor de sprijin al corpului.

Convecția este schimbul de căldură între corp și un fluid în mișcare care este aproape întotdeauna aerul (dar poate fi în același timp apa). Aceste schimburi sunt cu atât mai importante cu cât ventilația este mai eficace și mediul ambiant este mai

rece decât temperatura învelișului cutanat. Aceste schimburi de căldură pot fi diminuate de interpunerea unei suprafețe izolante (îmbrăcăminte etc.).

Radiația infraroșie este schimbul de căldură între piele și elementele solide plasate în mediul înconjurător. Schimburile se fac de la corpurile cele mai calde către corpurile cele mai reci.

Evaporarea – transpirația este mijlocul cel mai eficient de eliminare a căldurii produse. Există diferite forme de evaporare – transpirație:

- pierderi de vapori de apă prin plămâni (neglijabilă pentru om dar foarte importantă pentru câine spre exemplu);
- perspirația: difuzia apei la nivelul suprafeței superficiale a pielii către exterior;
- transpirația: cu condiția că sudoarea este efectiv evaporată, adică aerul ambiant a fost reîmprospătat și nesaturat în vapori de apă (1g de apă evaporată permite eliminarea a 0,6 Kcal).

2.2.3.1.3. Măsurarea ambianțelor termice

Parametrii de bază măsurabili ai ambianțelor termice sunt: temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea aerului și viteza aerului. Acești parametri măsurabili necesită un studiu destul de simplu, dar o mare rigoare pentru utilizarea lor. Fiziologia ca știință definește limitele acceptabile care concură la confortul termic.

2.2.3.2. Ambianțele calde [76]

2.2.3.2.1. Constrângerea ambianței calde

Când corpul se află într-o ambianță caldă este tentat să echilibreze bilanțul său termic punând în joc mai multe mecanisme care se traduc prin trei constrângeri:

- termostatică;
- circulatorie;
- produsă de transpirație.

Constrângere termostatică

Se manifestă printr-o ridicare a temperaturii superficiale (cutanată, prin vasodilatație), cu scopul de a mări schimburile de căldură prin convecție și radiație. Acest lucru poate fi insuficient, bilanțul termic este dezechilibrat, stocarea de căldură antrenează o ridicare a temperaturii corporale profunde. Se consideră că o variație de 1°C a temperaturii rectale este o limită care nu trebuie depășită. Temperatura cutanată se situează în mod normal între 28°C și 36°C, pragul de alarmă este de 42°C. Atunci când temperatura cutanată atinge 43°C, pacientul resimte o senzație de arsură.

Constrângerea circulatorie

Aceasta decurge din precedentă. Trebuie să fie o vasodilatație periferică. Aceasta se traduce printr-o creștere a debitului sanguin și a frecvenței cardiace. Această redistribuire vasculară provoacă un risc de debit cerebral scăzut și hipotensiune arterială.

Constrângerea produsă de transpirație

Evaporarea sudorii este mijlocul cel mai eficace de a lupta împotriva căldurii dar acest fenomen poate fi împiedicat de îmbrăcăminte. Totuși, dacă sudoarea se prelinge pe piele fenomenul de evaporare este ineficace. Însă, acest fenomen este limitat de „transpirația maximă” (T_{Max}), care reprezintă cantitatea maximă de sudoare pe care un subiect dat o poate furniza (aproape 4 litri la 8 ore) și de dezechilibrul între transferurile interne și externe. Transpirația antrenează peste tot o pierdere importantă de apă și de săruri diverse. Deshidratarea organismului trebuie limitată între 4 și 6% din greutatea corpului. Este convenabil deci de a fixa o pierdere de transpirație maximă admisibilă (D_{max}), care nu trebuie să depășească 1,5 l/h.

2.2.3.3. Ambianțele reci [76]

2.2.3.3.1. Mijloace de luptă împotriva frigului

Corpul poate fi considerat că se compune din două zone diferite:

- anvelopa sau zona periferică reprezentând pielea;
- țesutul celular subcutanat și mușchii scheletici.

Temperatura nu trebuie să varieze în proporții mari. În mod rezonabil temperatura cutanată a mâinilor, a picioarelor și a regiunii lombare nu trebuie să coboare sub 10°C.

Nucleul sau zona centrală cuprinde: inima, plămâni, organele abdominale și creierul. El suportă greu variațiile de temperatură: în mod normal în jurul a 37°C, există risc chiar după ce coboară sub 35°C, leziunile sunt în mod curent ireversibile sub 25°C. Pentru a lupta împotriva frigului, organismul poate și trebuie să-și mărească producția de căldură și să diminueze pierderile calorice.

Pierderile de căldură trebuiesc diminuate prin:

- vasoconstricție periferică. Ea este vizibilă (paloare cutanată) și jenantă (durere musculară cauzată de încetinirea reacțiilor enzimatice și biochimice care diminuează calitatea contracției);
- mărirea debitului cardiac prin mărirea frecvenței și forței contracției cardiace.

Trebuie diminuate schimburile prin:

- conducție, adică să se izoleze bine mâinile și picioarele ținând seama în mod egal de coeficientul de conductibilitate a materialelor;
- convecție, mecanism foarte important în apă (corpul se răcește mai repede în apă decât în aer).

Atenție: transpirația nu se produce în ambianță rece și deci schimburile prin evaporare sunt nule!

Trebuie mărită producția de căldură: ea se face în particular datorită unei activități musculare voluntare și involuntare. Activitatea involuntară este reprezentată prin tremurături și frisoane: sunt contracții reflexe ale mușchilor, între 5 și 10 ori pe secundă. Aceasta constituie termogeneza de reîncălzire, care produce aproape 200 W pentru un bărbat de 70 Kg.

Activitatea musculară voluntară aduce căldură, dar cu prețul unui consum din rezervele organismului. Trebuie deci, mărit aportul de alimente rapid utilizabile și de alimente de rezervă (ceea ce duce la mărirea rației de lipide). Trebuie în mod egal mărit aportul de vitamina C. Bineînțeles, nu este voie să se consume alcool, căci antrenează o vasodilatare periferică și deci o pierdere de căldură.

În funcție de pierderile calorice și de scăderea temperaturii centrale se pot observa următoarele simptome datorate ambianțelor reci:

Tabelul 2.2.1.

Pierderi în kcal	Temperatura centrală	Simptome
0 la 100	37°C	Senzație de frig, vasoconstricție cutanată, creșterea tonusului muscular, scăderea rapidității și a regularității răspunsurilor, scăderea vigilenței
	36°C	Frisoane sporadice continue
200	35°C	Arnezie
300	34°C	Confuzii mentale
	33°C	Halucinații
400	32°C	Tulburare de ritm cardiac
500	31°C	Absența recunoașterii celor din familie
600	29°C	Pierderea conștiinței
	28°C	Pierderea reflexelor cutanate, la nivelul tendoanelor, la nivelul pupilelor
700	27°C	Risc de deces

2.2.4. Mărimi fizice fundamentale - Factorii confortului termic

2.2.4.1. Temperatura mediului ambiant [105]

Factorul hotărâtor pentru senzația de confort, respectiv al schimbului de căldură om-mediul înconjurător, este temperatura aerului. Temperatura de confort (temperatura operativă) se realizează când corpul uman se găsește în echilibru cu mediul ambiant.

Temperatura de confort θ_o , denumită și temperatură operativă, simțită de corpul uman, este o rezultantă a temperaturii aerului θ_a și a temperaturii medii de radiație θ_r a tuturor suprafețelor înconjurătoare, exprimate cu relația:

$$\theta_o = \frac{(\theta_a + \theta_r)}{2}. \quad (2.2.1)$$

Dacă această temperatură scade sub 17 °C, atunci pierderile de căldură ale omului cresc atât de mult, încât organismul uman resimte frigul. În cazul în care temperatura încăperii crește peste 25 °C, omul simte și apreciază că este prea cald, iar la 31°C orice activitate intelectuală sau fizică este diminuată cu 20%, iar la 35 °C cu 38%. Valorile indicate sunt valabile numai dacă umiditatea relativă a aerului și starea lui de mișcare se află sub anumite limite ($\varphi = 30 \div 70\%$, $5 \div 12$ g/Kg), fără ca aceasta să influențeze confortul. Temporar umiditatea relativă poate să scadă și la 20% în perioada de încălzire, sau să atingă 80% în timpul verii când este zăpușeală, conform diagramei din figura 2.2.1.

În figura 2.2.1 s-au trasat curbele de confort, respectiv curba valorilor optime, în funcție de temperatură și viteză. În zona cuprinsă de la pardoseală până la 2m înălțime, în camerele de locuit și în birourile cu o temperatură de 20 ÷ 22 °C, viteza de mișcare a aerului de 0,10 ÷ 0,15 m/s este considerată admisibilă.

Pentru determinarea domeniului admis al temperaturii aerului în cazul unei munci fizice ușoare și a unei îmbrăcăminte normale se poate utiliza de asemenea diagrama din figura 2.2.1.

Figura 2.2.1. Zona de confort funcție de temperatură și viteză

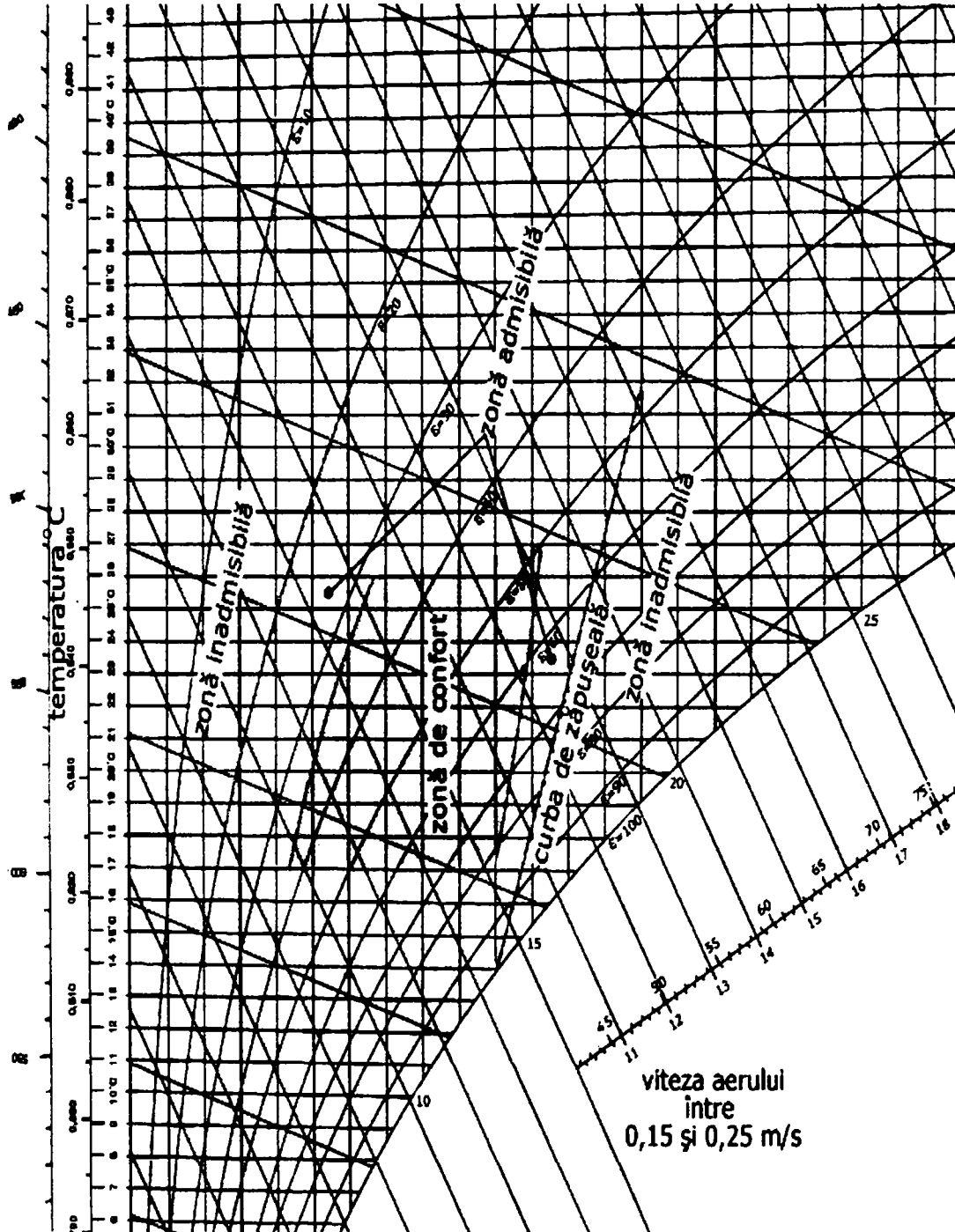
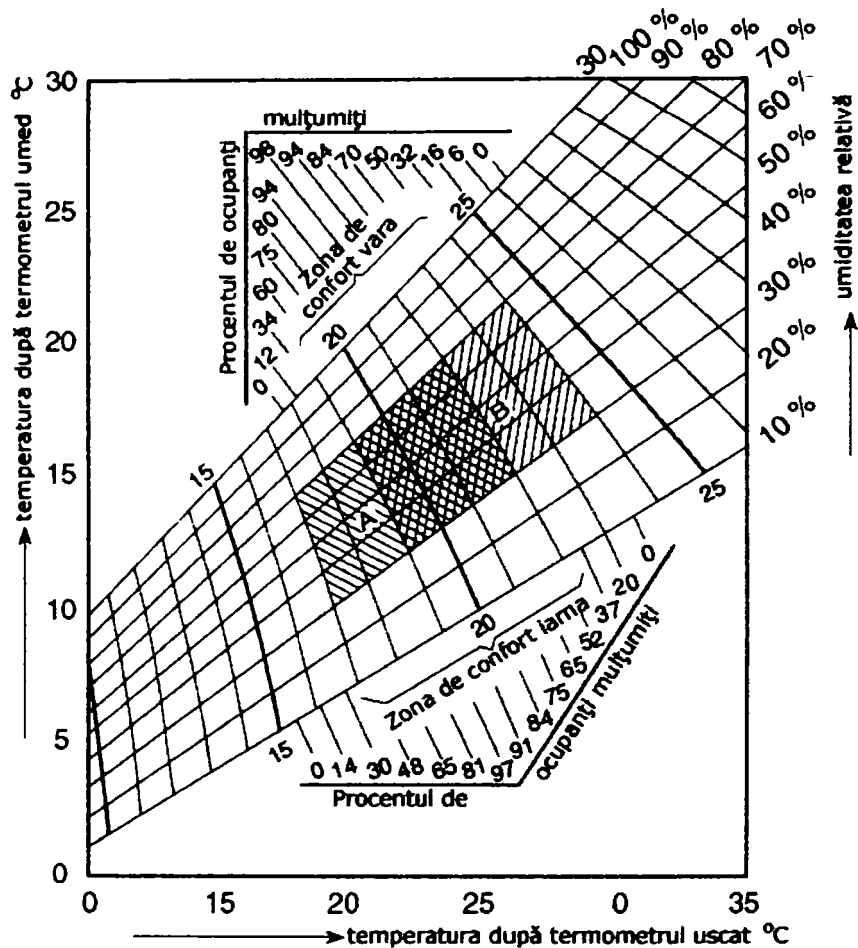


Figura 2.2.2. Diagrama zonelor de confort vara și iarna [4]



A și B zone de confort

Diagrama din figura 2.2.2 indică zona de confort pentru perioada de vară sau iarnă, în funcție de temperatură, după termometrul uscat și umed al aerului din mediul ambiant. Pentru temperaturi exterioare, care depășesc 32°C – vara, diagrama nu se poate utiliza. Temperatura interioară va trebui să fie mai ridicată pentru a evita o diferență prea mare față de exterior.

Pentru alegerea corectă a temperaturii ambiante, se recomandă:

- temperaturile scăzute sunt preferate de persoanele tinere, iar cei în vârstă preferă în general mai multă căldură;
- femeile preferă temperaturi mai ridicate, având gradul de izolație termică al îmbrăcămintei mai scăzut;
- în spațiile prevăzute cu ventilație mecanică datorită numărului mare de ocupanți, de exemplu interioară, trebuie să fie mai ridicată pentru a compensa pierderile de căldură ale ocupanților produse de mișcarea forțată a aerului.

2.2.4.2. Temperatura medie de radiație [105]

Temperatura medie de radiație a încăperii constituie o mărime de referință pentru aprecierea căldurii pierdute de om în schimbul de căldură prin radiație cu spațiul în care se află și prezintă aceeași importanță în aprecierea confortului termic ca și temperatura operativă. Valoarea temperaturii medii de radiație se calculează cu relația:

$$\theta_r = \frac{\sum (S_j \cdot \theta_j)}{\sum S_j}, \quad (2.2.2)$$

în care: S_j este suprafața perimetrală delimitatoare, în m^2 ;
 θ_j - temperatura suprafeței perimetrului, în $^{\circ}C$.

Creșterea temperaturii medii de radiație trebuie să fie însoțită de scăderea temperaturii aerului interior și invers, întrucât determină direct mărimea schimbului radiant om-mediu. Efectele temperaturii medii de radiație ale suprafețelor înconjurătoare sunt practic egale cu acelea ale aerului din încăpere. Astfel, o micșorare a temperaturii superficiale a pereților cu $1^{\circ}C$ echivalează cu o micșorare a temperaturii aerului cu $1^{\circ}C$. Un confort de durată se obține dacă temperatura medie a suprafețelor înconjurătoare nu diferă cu mai mult de $6^{\circ}C$ față de temperatura aerului din încăpere.

În figura 2.2.3 sunt indicate zonele de confort în funcție de $\theta_r = 19 \div 23^{\circ}C$ pentru diverse valori ale temperaturii θ_j , în cazul unei temperaturi exterioare $\theta_{ext} = -10^{\circ}C$.

Variația temperaturii suprafețelor delimitatoare ale încăperii în funcție de temperatura exterioară este reprezentată în figura 2.2.4. În cazul temperaturilor foarte scăzute este indicat ca temperatura la suprafața interioară a peretelui să nu coboare sub $16^{\circ}C$. În figura 2.2.5 este reprezentat efectul favorabil al ferestrelor izolante ($k = 1,3 \div 2 W/m^2 \cdot K$).

Figura 2.2.3. Zona de confort funcție de temperatura peretelui [4]

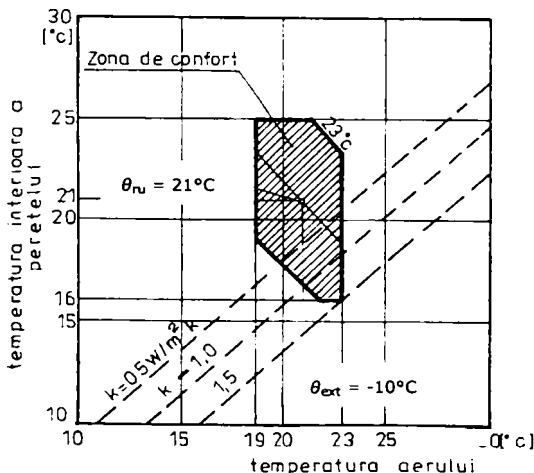


Figura 2.2.4. Temperatura elementelor delimitatoare [4]

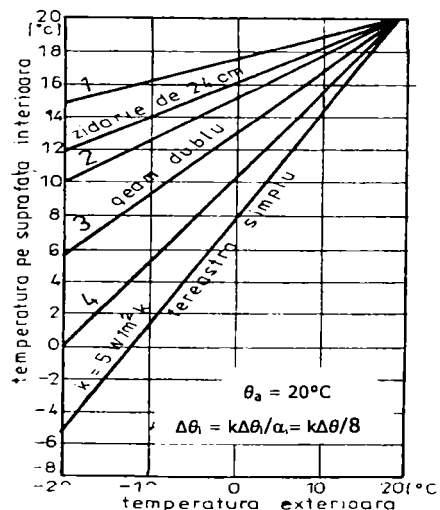
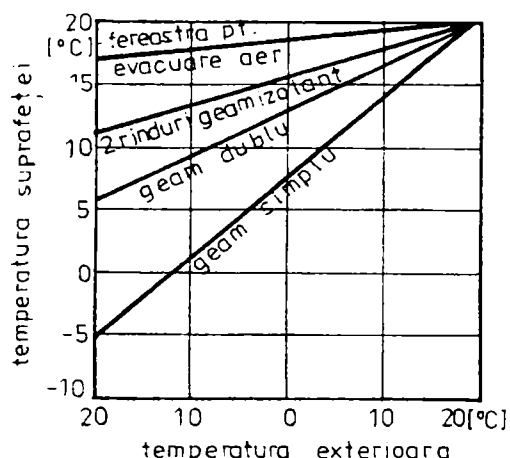


Figura 2.2.5. Temperatura la fața interioară a ferestrei [9]



2.2.4.3. Umiditatea aerului

Din toate cercetările efectuate asupra senzației de confort, rezultă că oamenii sesizează mai repede schimbări în temperatura aerului decât în umiditatea lui.

Schimbul de căldură om-mediul se face și prin evaporarea apei la suprafața pielii. La temperaturi obișnuite ale încăperilor ($20 \div 22^\circ\text{C}$) cedarea de căldură prin evaporare este redusă, motiv pentru care umiditatea relativă a aerului are un rol secundar. La temperaturi mai ridicate, creșterea umidității relative are un rol negativ asupra organismului, deoarece pe lângă reducerea cedării de căldură pe cale uscată, este frânată și evacuarea căldurii interne a organismului pe cale umedă.

Omul nu sesizează în mod deosebit diferența între $\varphi = 30 \div 70\%$, însă pentru:

- φ mai mic decât 30% apare senzația de uscăciune a pielii și a mucoasei căilor respiratorii;
- φ mai mare decât 70% apare senzația de transpirație abundentă și zăpușeală.

2.2.4.4. Viteza de mișcare a aerului

Este indicat ca viteza de mișcare a aerului din încăperea să nu fie accentuată. De obicei senzația de confort este influențată negativ de aerul în mișcare care, dacă are o temperatură mai mică decât a aerului din încăperea și dacă jetul este îndreptat spre părți ale corpului, creează senzația de curent.

Senzația de curent este foarte diferită la oameni și dependentă în principal de vârstă, de starea de sănătate și de îmbrăcăminte.

Viteza de mișcare a aerului trebuie aleasă diferențiat corespunzător destinației încăperii și felul activității depuse. În cele mai exigente cazuri se recomandă o viteză a aerului cuprinsă între $0,10 \div 0,25 \text{ m/s}$, în funcție de sezonul de iarnă sau de vară.

Cercetările au dovedit că omul poate suporta viteze ale aerului cu atât mai mari cu cât temperatura mediului este mai ridicată, iar influența mișcării aerului asupra răcirii corpului variază cu pătratul vitezei aerului.

Tabelul 2.2.2 Criterii de evaluare a curentului de aer și criteriile de zgomot ale unor spații și clădiri [127].

Tipul de clădire/spațiu	Categorია	Viteza medie maximă a aerului, m/s		Nivelul de presiune acustică, (dB)
		Văra (sezon de răcire)	Iarna (sezon de încălzire)	
Birouri single (Birouri celulare)	I	0,18	0,15	30
	II	0,22	0,18	35
	III	0,25	0,21	40
Birouri panoramice (birouri cu plan deschis)	I	0,18	0,15	35
	II	0,22	0,18	40
	III	0,25	0,21	45

2.2.5. Mărimi fizice derivate – Indicatori ai confortului termic

Mărimile fizice derivate caracterizează un ansamblu de factori de mediu ponderați în funcție de caracteristicile senzorilor utilizați. Ele sunt adesea utilizate pentru definirea directă a unui indicator empiric de confort sau a unei constrângeri termice fără a trece printr-o metodă rațională de stabilire a bilanțului termic al omului plasat într-o ambianță termică dată. Mărimile derivate cel mai des utilizate sunt următoarele:

2.2.5.1. Temperatura umedă naturală (θ_{nw}) [105]

Temperatura umedă naturală este atât în funcție de temperatura, viteza și umiditatea aerului cât și în funcție de temperatura medie de radiație. Această mărime nu trebuie să fie confundată cu temperatura umedă psihometrică (θ_w) utilizată pentru calculul umidității.

2.2.5.2. Temperatura globului negru (θ_g) [105]

Temperatura globului este în funcție de temperatura medie de radiație, de temperatura și de viteza aerului. Această mărime poate fi utilizată pentru a defini un indicator empiric de constrângere termică sau ca o mărime intermediară pentru calculul temperaturii medii de radiație.

2.2.5.3. Temperatura umedă și a globului negru (WBGT) [105]

Temperatura umedă și a globului negru este în funcție de temperatura, viteza și umiditatea aerului cât și de temperatura medie de radiație. Ea este determinată plecând de la măsurarea temperaturii umede naturale (θ_{nw}) temperatura globului negru (θ_g) și sub încărcare termică solară, temperatura aerului. Coeficientul de ponderație între aceste mărimi este precizat în ISO 7243.

2.2.5.4. Temperatura umedă a globului negru (θ_{wg}) [105]

Temperatura umedă a globului negru este în funcție de aceleași mărimi ca și temperatura umedă naturală dar ponderate diferit. Această mărime nu trebuie confundată cu indicatorul de constrângere termică WBGT.

2.2.5.5. Temperatura rezultantă [4], [9]

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

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

$$\theta_R = \frac{h_r \theta_r + h_c \theta_a}{h_r + h_c} = \omega \theta_r + (1 - \omega) \theta_a, \quad (2.2.3)$$

în care:
$$\omega = \frac{h_r}{h_r + h_c}. \quad (2.2.4)$$

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

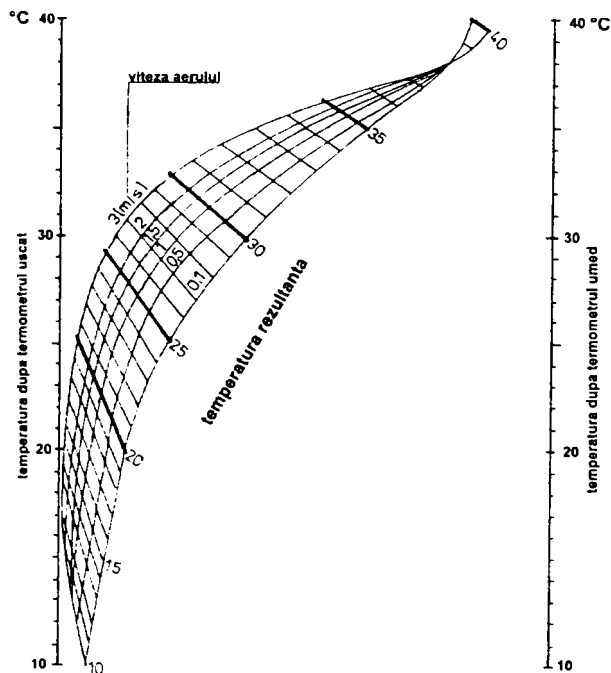
$$\theta_R = 0,55\theta_r + 0,45\theta_a. \quad (2.2.5)$$

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

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

Diagrama din figura 2.2.6 permite determinarea θ_R dacă se cunoaște temperatura după termometrul umed și uscat și viteza de mișcare a aerului.

Figura 2.2.6. Determinarea temperaturii rezultante în funcție de temperatură după termometrul umed, termometrul uscat și viteza aerului (după M. A. MISSEARD) [4]



2.2.5.6. Temperatura efectivă (ET*) [4], [9]

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

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

Inițial această temperatură a fost definită empiric de HOUGHTON și YAGLOU, GAGGE și alții (1971) care i-au dat o definiție matematică prin ecuația (2.2.6), ca fiind temperatura unui mediu cu $\varphi = 50\%$, în care rezultă aceleași pierderi de căldură de pe suprafața pielii E_{piele} , ca și într-un mediu real:

$$ET^* = \theta_0 + w i_m LR (p_a - 0,5 p_{ET^*,s}), \quad (2.2.6)$$

în care:

θ_0 este temperatura operativă; definită ca medie între temperatura medie de radiație și temperatura aerului interior, raportată la coeficienții lor de transfer termic (α_r, α_a);

$$\theta_0 = \frac{\alpha_r \theta_r + \alpha_a \theta_a}{\alpha_r + \alpha_a}, \quad (2.2.7)$$

w - umiditatea pielii, adimensional;

i_m - indice de permeabilitate la vapori;

LR - raportul Lewis; $LR = \alpha_e / \alpha_c$;

α_e - coeficientul de transfer termic prin evaporare, $W/(m^2 \cdot KPa)$;

α_c - coeficientul de transfer termic prin convecție, $W/(m^2 \cdot K)$;

$LR \sim 16,5^\circ C/kPa$;

p_a - presiunea parțială a vaporilor la temperatura ambiantă, KPa;

$p_{ET^*,s}$ - presiunea de saturație a vaporilor, la temperatura efectivă, KPa.

Acest indicator combină efectul a trei parametri θ_r , θ_a și p_a într-un singur indice. Umiditatea pielii w și indicele de permeabilitate i_m trebuie precizate, fiind mărimi constante pentru o anumită temperatură efectivă (ET*).

Dreapta constantei ET* depinde de umiditatea pielii și permeabilitatea la vapori a îmbrăcăminte și de activitatea depusă. După cum se observă din graficul 2.2.1 în cazul unei umidități reduse a pielii, umiditatea aerului are o influență nesemnificativă și dreapta constantei ET* sunt aproape verticale. Cu creșterea umidității datorită activității și/sau căldurii, limitele tind spre orizontală și influența umidității este mai pronunțată.

În graficul 2.2.1 sunt prezentate zonele de confort și ET* conform normelor ASHRAE.

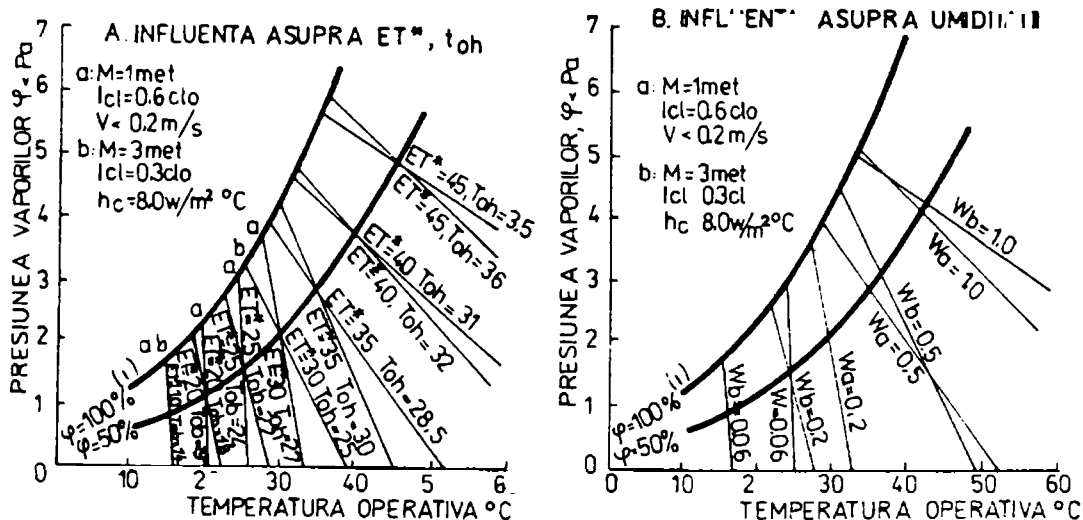
Temperatura efectivă a aerului în mișcare, propusă de RYDBERG și NORBACH este un indicator de determinare și estimare a influenței temperaturii și vitezei aerului, asupra confortului termic. Relația de calcul propusă este:

$$ET^* = \theta_a - 7,66 (v - 0,15). \quad (2.2.8)$$

Umiditatea pielii w și indicele de permeabilitate i_m se consideră constanți pentru o anumită valoare a temperaturii efective ET^* . Umiditatea pielii se determină pe baza unui model, care cuprinde zonele de reglare termică prin evaporare a organismului uman. La limita superioară de reglare $w = 1,0$ iar la limita inferioară $w = 0,06$. Umiditatea pielii atinge una din aceste valori când corpul uman se află în afara zonei de reglare termică prin evaporare.

Întrucât panta dreptei pentru o anumită valoare constantă a temperaturii efective depinde de umiditatea pielii și permeabilitatea la vapori a îmbrăcăminte, temperatura efectivă pentru o anumită temperatură și umiditate, va depinde de îmbrăcăminte și felul activității depuse de persoană.

Graficul 2.2.1 Temperatura efectivă (ET^*) și umiditatea pielii (w) [4].



2.2.5.7. Temperatura echivalentă (θ_{echiv}) [4], [9]

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

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

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

$$\theta_{echiv} = 0,522\theta_a + 0,478\theta_r - 0,205\sqrt{v(37,8 - \theta_a)}. \quad (2.2.9)$$

2.2.5.8. Temperatura operativă umedă (θ_{oh}) [4], [9]

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

Acest indicator este definit matematic prin ecuația:

$$\theta_{oh} = \theta_o + \omega \cdot i_m \cdot LR \cdot (p_a - p_{s,oh}), \quad (2.2.10)$$

în care:

$p_{s,oh}$ este presiunea de saturație a vaporilor la temperatura θ_{oh} , kPa.

Se exprimă analog cu ET^* , singura diferență fiind faptul că se definește pentru umiditatea relativă de 100% respectiv cea de 50%. În figura 2.2.7 dreptele pentru constantele ET^* , reprezintă și dreptele pentru diverse constante θ_{oh} . Valorile acestor doi factori diferă pentru același mediu.

2.2.5.9. Indicele de confort termic (B) [4], [9]

BRADKE, stabilește un indice de confort termic B folosind catarmometrul. Catarmometrul este un termometru cu alcool care are capilar lărgit la partea superioară și este prevăzut cu o scală a temperaturii limitată la câteva grade, de exemplu între $\theta_1 = 33^\circ\text{C}$ și $\theta_2 = 40^\circ\text{C}$, astfel încât să fie $36,50^\circ\text{C}$, corespunzător temperaturii medii a suprafeței corpului omenesc.

Aparatul se încălzește, se instalează în încăpere și se cronometrează timpul Z de răcire, de la θ_2 la θ_1 . Cunoscând căldura Q pe care bulbul termometrului o pierde la răcirea lui între temperaturile limită, se determină coeficientul catarmometric de răcire A. Indicele catarmometric de confort termic $B = \theta_a/A$ unde $A = Q/Z$, reflectă în special influența factorilor θ_a și v, neținând seama de posibilitățile de autoreglare termică a corpului omenesc.

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

$$B = C + 0,25(\theta_a + \theta_r) + 0,1x - (37,8 - \theta_a)\sqrt{v}, \quad (2.2.11)$$

în care:

θ_a este temperatura aerului din încăpere, în $^\circ\text{C}$;

θ_r - temperatura medie de radiație a suprafețelor înconjurătoare, în $^\circ\text{C}$;

x - umiditatea absolută a aerului interior, în g/kg;

v - viteza de mișcare a aerului interior, în m/s;

C - constantă, a cărei valoare este: $C = -9,2$ pentru iarnă și $C = -10,6$ pentru vară.

Confortul termic realizat în încăpere este apreciat prin valorile B astfel:

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

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

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

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

$B = 0$ senzație de confort termic optim.

Aceste două metode de apreciere a confortului termic se referă în general la situația oamenilor care depun o activitate lejeră.

În cazurile în care oamenii depun o activitate fizică mai mult sau mai puțin intensă, temperaturile de confort au valori diferențiate.

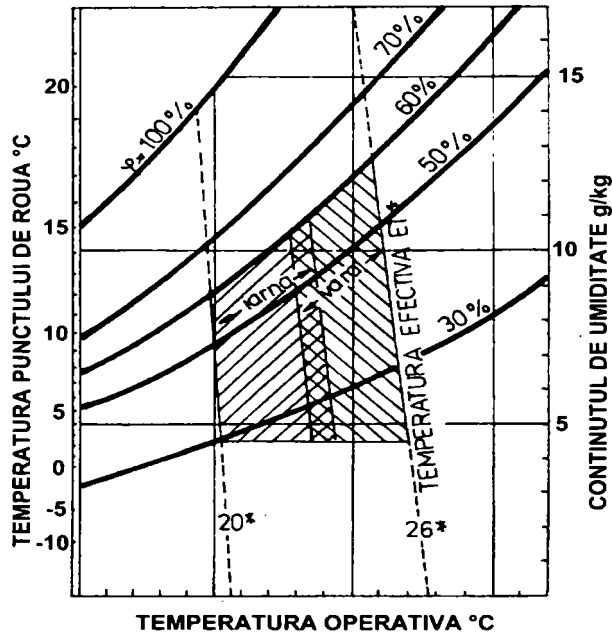
În graficul 2.2.3:

- activități cu efort fizic mediu
- activități cu efort fizic mare

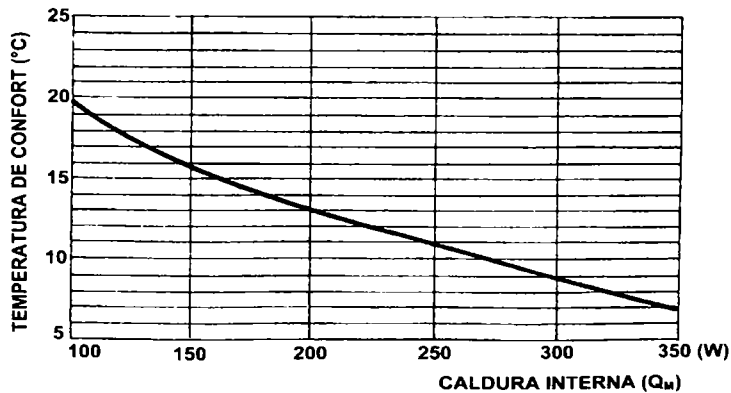
$$Q_M = 201 - 350 \text{ W}$$

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

Graficul 2.2.2. Temperatura efectivă și zonele de confort [4].



Graficul 2.2.3 Variația temperaturii de confort, în funcție de intensitatea activității desfășurate [2].



2.3. Ecuația de confort termic [4], [82]

Ole Fanger (1982) subliniază legătura dintre confort și factorii variabili fiziologici. Pentru un anumit nivel de activitate metabolică M și când corpul este aproape de echilibrul termic, bilanțul termic este influențat numai de doi parametri fiziologici a pielii: θ_{piele} și θ_{transp} . Cei doi parametri care determină confortul termic sunt dați de relațiile:

$$\theta_{\text{piele}} = 35,7 - 0,0275(M - W), \quad (2.3.1)$$

$$\theta_{\text{transp}} = 0,42(M - W - 58,15). \quad (2.3.2)$$

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

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

Ole Fanger (1982) reprezintă corelația dintre toți factorii într-o singură ecuație, „ecuație de confort”, în care se ține seama de activitatea depusă, de îmbrăcăminte și de cei patru factori de mediu (temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului și umiditate), presupunând că transpirația produsă se evaporă și eliminând factorul de permeabilitate la vapori a îmbrăcăminte.

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

Ecuația de transfer termic prezentată introduce mici modificări: schimbul de căldură radiantă se exprimă în funcție de legea lui Stefan - Boltzmann (în locul lui h_r) și difuzia vaporilor de apă prin piele se exprimă în funcție de coeficientul de difuziune, iar pentru presiunea vaporilor saturați la θ_{piele} se introduce o aproximație lineară.

Ecuația se exprimă:

$$(M - W) = 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (\theta_{cl} - \theta_a) + 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - p_a] + 0,42 [(M - W) - 58,15] + 0,0173M(5,87 - p_a) + 0,0014M(34 - \theta_a), \quad (2.3.3)$$

în care:

$$\theta_{cl} = 35,7 - 0,0275(M - W) - R_{cl} \{ (M - W) - 3,05[5,73 - 0,007(M - W) - p_a] - 0,42[(M - W) - 58,15] - 0,0173M(5,87 - p_a) - 0,0014M(34 - \theta_a) \}. \quad (2.3.4)$$

Pentru h_c și f_{cl} , Ole Fanger folosește următoarele relații:

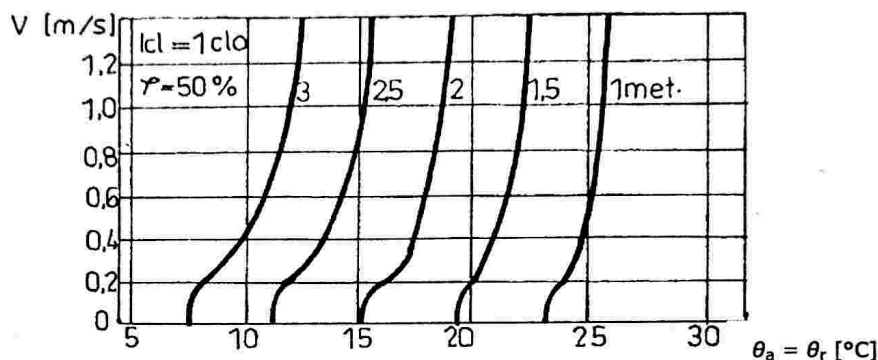
$$h_c = \begin{cases} 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} & 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{V} \\ 12,1\sqrt{V} & 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{V} \end{cases} \quad (2.3.5)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & I_{cl} < 0,5c_{lo} \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & I_{cl} > 0,5c_{lo} \end{cases} \quad (2.3.6)$$

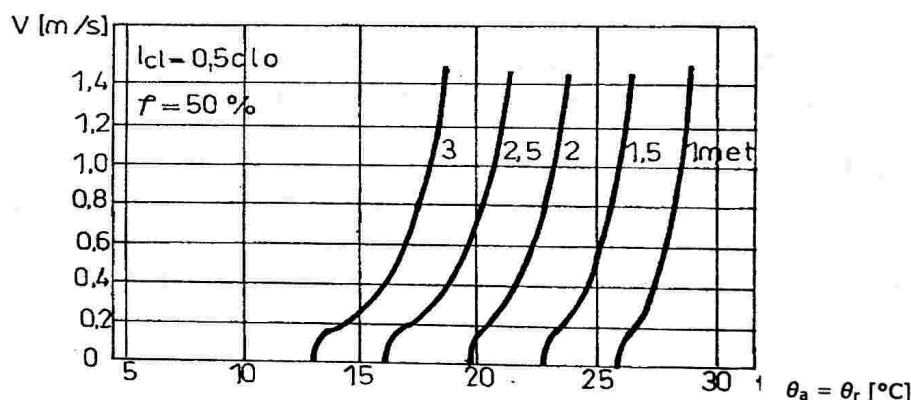
34 Confort și elemente de confort - 2

În graficele 2.3.1, 2.3.2, 2.3.3, 2.3.4 și 2.3.5 sunt reprezentate câteva diagrame de confort, în care curbele de confort corespund reprezentării a câte două variabile, în condițiile în care ceilalți parametri sunt constanți. Utilizarea practică a diagramelor de confort necesită estimarea felului de activitate și a îmbrăcăminte, în funcție de destinația încăperii. Din diagramele de confort se determină combinațiile între principalii parametri ai mediului, astfel încât să se asigure confortul termic.

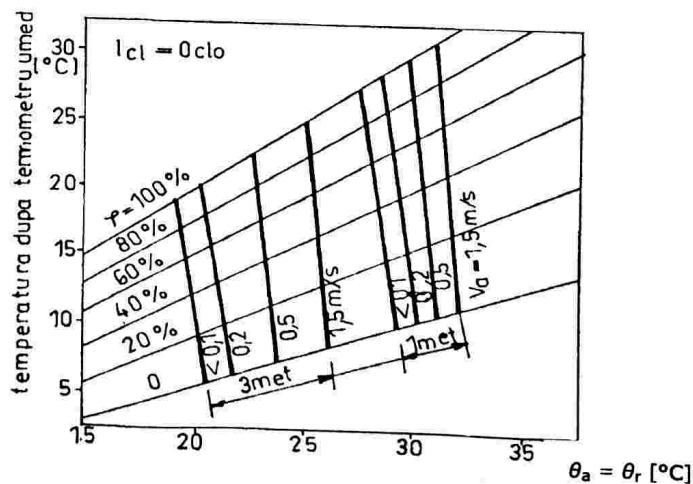
Graficul 2.3.1. Linii de confort funcție de viteza aerului, temperatură și activitate ($I_{cl}=1\text{clo}$) [2], [4]

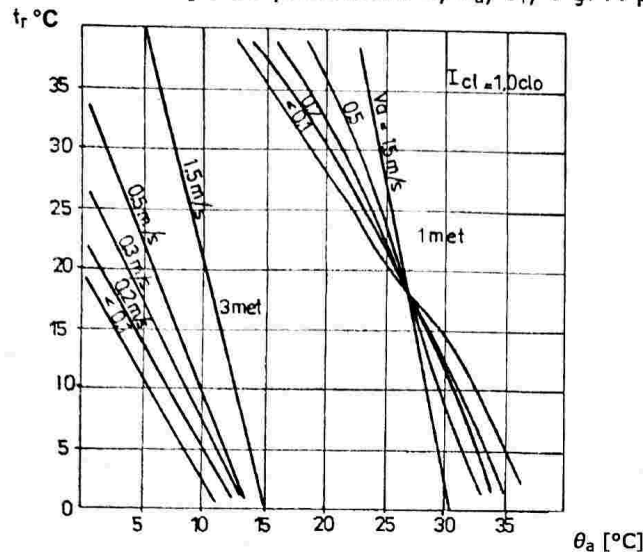


Graficul 2.3.2. Linii de confort în funcție de viteza aerului, temperatură și activitate ($I_{cl}=0,5\text{ clo}$) [2], [4]

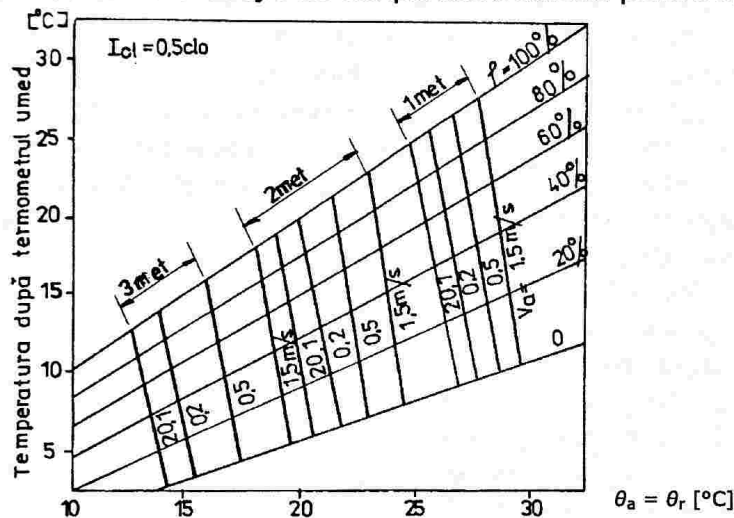


Graficul 2.3.3. Linii de confort în funcție de parametrii θ , θ_a , θ_r , v și M pentru 0 clo [2], [4]



Graficul 2.3.4. Linii de confort în funcție de parametrii θ , θ_a , θ_r , v și M pentru 1,0 clo [2], [4]

Graficul 2.3.5. Linii de confort funcție de temperatura aerului pentru 0,5 clo [2], [4]



2.3.1. Ergonomia ambianțelor termice - Principii de evaluare

Cunoștințele în materie de evaluare a ambianțelor termice au fost dobândite datorită unui mare număr de cercetări și experiențe internaționale timp de mai mulți ani, în așa fel încât principiile generale sunt acum admise. O descriere simplă a acestor principii, suficientă pentru numeroase aplicații practice este dată în continuare.

2.3.1.1. Parametri principali [76]

Comportamentul omului în fața ambianțelor termice este determinat, așa cum s-a amintit anterior, prin șase parametri principali. Este important să se știe că omul reacționează în funcție de acești șase parametri combinați și nu în funcție de unul sau câțiva dintre ei luați separat.

Se convine în consecință ca evaluările ambianțelor termice să ia cel puțin în seamă acești șase parametri. În câteva aplicații practice, ipoteze bine fondate pot fi reținute pentru anumiți parametri. Se poate de exemplu să presupunem rezonabil, pentru o aplicație particulară bine definită, că temperatura de radiație este egală cu

temperatura aerului, că viteza relativă a aerului este puțin ridicată, că umiditatea relativă este de 50%, și că persoanele au activitate ușoară într-o ținută în mod egal ușoară. Condițiile de confort pot în acest caz să fie raportate la temperatura aerului.

Un alt exemplu este dat prin întrebuintarea unui indice termic care integrează factori importanți sub o valoare unică. Această valoare de indice poate fi obținută cu ajutorul unui aparat de măsură (de exemplu: aparatul care măsoară temperatura umedă a globului negru (WBGT)). Punctul esențial și fundamental rămâne totuși că aceștia sunt cei șase parametri principali care determină comportamentul uman și e bine să se considere toate evaluările prin acest punct de vedere. Utilizarea unui parametru unic (sau a câtorva parametri) sau a anumitor indici termici simpli pentru a evalua ambianțe constituie în consecință o aproximare (adesea acceptabilă) a evaluării mai completă punând în joc cel puțin cei șase parametri principali.

2.3.1.2. Ecuația bilanțului termic al corpului uman [76]

Organismul uman încearcă să-și mențină temperatura internă într-un interval optimal (în jur de 37 °C). Ca temperatura unui obiect să rămână constantă, bilanțul său termic trebuie să fie în echilibru. Altfel spus, intrările de căldură nete în obiect trebuie să fie egale cu ieșirile de căldură nete ale obiectului, în așa fel încât debitul de stocare al căldurii S să fie nul. Acest principiu induce o metodă fundamentală de evaluare a comportamentului uman în fața ambianțelor termice. Dacă valoarea de stocare a căldurii este pozitivă, temperatura corpului crește. Ea scade atunci când valoarea de stocare este negativă. O tendință a creșterii sau a scăderii temperaturii corpului influențează puternic reacția corpului uman. Rezolvarea ecuației generale a bilanțului termic a corpului constituie un element important al metodelor de evaluare propuse în ISO 7933, ISO 7730, ISO/TR11079, respectiv pentru ambianțele calde, moderate și reci.

Ecuația bilanțului termic al corpului se exprimă în termeni de producere de căldură [care corespunde puterii metabolice (M), mai puțin puterea mecanică utilă (W)], de pierderi de căldură la nivelul pielii prin convecție (C), prin radiație (R) și prin evaporare (E), ca și prin pierderile de căldură la nivelul căilor respiratorii prin convecție (C_{res}) și prin evaporare (E_{res}). Transferul de căldură prin conducție (K) este în general neglijabil și adesea ignorat. Ecuația bilanțului termic al corpului se poate scrie în felul următor:

$$M - W = C + R + E + C_{res} + E_{res} + S. \quad (2.3.7)$$

Toți termenii ecuației precedente sunt exprimați în W/m^2 ai suprafeței corpului. Valorile pot deci să fie adăugate și sustrate și aportul relativ al fiecărei mărimi din bilanțul termic global poate fi ușor identificat.

Condiția practică esențială necesară să satisfacă rezolvarea ecuației bilanțului termic al corpului este să dispună de ecuațiile pentru fiecare componentă în funcție de parametri putând fi măsurați sau evaluați (cei șase parametri principali).

2.3.1.3. Termoreglarea corpului uman [76]

Schimbul de căldură între corp și mediul înconjurător este continuu și dinamic. Dacă temperatura corpului are tendința de a urca sau coborî reacția organismului uman este de a încerca să restaureze echilibrul termic și să mențină temperatura internă a corpului optimală. Reacția poate fi de natură

comportamentală (de exemplu: să se îmbrace sau să-și schimbe postura) sau fiziologică (de exemplu: să modifice starea fiziologică a corpului).

Reacția fiziologică a corpului este determinată de un sistem de control termoregulator cu un centru de comandă situat la nivelul creierului în hipotalamus. Sensorii de temperatură a corpului (piele, interiorul corpului, sistemul nervos) furnizează informații la centrul de comandă. Atunci când temperatura devine prea ridicată, sângele este trimis mai degrabă spre piele (vasodilatație cutanată) cu scopul de a crește pierderea de căldură și, atât de necesară, transpirația se produce. În mod invers, atunci când temperatura devine prea joasă, sângele se retrage atunci din piele (vasoconstricție cutanată) și, atât de necesară, producerea de căldură metabolică se va mări (de exemplu frisoanele).

Sistemul de termoreglare al corpului joacă în consecință un rol determinant în reacția corpului uman în mediul înconjurător și deci în principiile de evaluare a ambianțelor calde, moderate și reci. Rezultă de aici că evaluarea ambianțelor termice poate adesea să fie raportată la constrângerea manifestată de corp în tentativele sale de a menține echilibrul termic.

2.3.1.3.1. Condiții calde [76]

Atunci când corpul uman este cald efectul vasodilatator provoacă o creștere a temperaturii pielii și accelerarea pulsului. La un nivel mai ridicat de constrângere termică intervine transpirația. Nivelul calculat al transpirației impuse pentru a menține echilibrul termic (SVrec) constituie un indice de constrângere a unei ambianțe calde. Dacă SVrec nu poate fi atins din punct de vedere fiziologic, sau dacă provoacă o pierdere de lichid inacceptabilă, rezultă din aceasta criteriile pentru determinarea duratei de expunere admisibilă pentru oameni în ambianțe calde. ISO 7933 definește aceste criterii și date fiziologice pentru persoane aclimatizate și neaclimatizate. ISO/DIS 9886 dă indicații pentru măsurarea și interpretarea temperaturii interne (nucleului) a corpului, temperatura pielii (înveliș), a ritmului cardiac și a pierderii de masă corporală dată de respirație și de transpirație.

2.3.1.3.2. Condiții moderate [85]

Condițiile moderate impun solicitări minimale pentru mecanismele termoregulatorie ale corpului. Măsurile totodată subiective și de ambianță ca și tehnici de analiză sunt utilizate în evaluarea condițiilor moderate. Aceste investigații au în mod curent ca obiect confortul termic care este definit ca „o stare de spirit care exprimă satisfacția ambianței sale tehnice”. Măsurile ambianțelor și metodele de analiză și evaluare țin adesea cont de disconfortul termic totodată la nivelul întregului corp și la nivel local. Indicii termici, opțiunea medie previzibilă (PMV) și procentajul previzibil de insatisfacție (PPD) pentru evaluarea disconfortului a întregului corp sunt derivate din trei condiții de satisfacere a confortului termic, și anume:

- corpul să fie în echilibru termic;
- debitul de transpirație să fie la fel;
- temperatura cutanată medie să rămână în limitele de confort.

În condiții de confort termic disconfortul termic local trebuie să fie evitat în ceea ce privește curentul de aer, variațiile asimetrice de temperatură prin radiație și temperatura solului.

Pentru o evaluare complementară atunci când se studiază indivizi sau populații specifice, metodele de evaluare subiective pot furniza informații directe asupra confortului și disconfortului termic.

2.3.1.3.3. Condiții reci [76]

Atunci când corpul uman este rece vasoconstricția provoacă temperaturi scăzute (mai ales la nivelul mâinilor și al picioarelor) ceea ce ocazionalizează un sentiment de disconfort și o reacție semnificativă la nivelul comportamentului pentru evitarea frigului. Conservarea căldurii prin intermediul îmbrăcăminte este de o importanță capitală. Calculul izolației impuse de îmbrăcăminte pentru bilanțul termic și confortul termic (IREQ - ISO/TR 11079) furnizează un indice de constrângere prin frig și o indicație de ținută vestimentară care este necesară a fi purtată într-o ambianță rece. Măsurările fiziologice ale temperaturii interne a corpului și temperaturilor cutanate (temperatura cutanată medie la nivelul întregului corp și temperatura cutanată la nivelul degetelor de la mâini și de la picioare) aduce informații asupra constrângerilor corpului (ISO 9886).

2.3.1.4. Indicatori termici [76]

O parte importantă a studiilor fundamentale și aplicate pentru comportamentul uman față de ambianțele termice a dus la dezvoltarea indicatorilor termici. Principiul constă în combinarea factorilor de confort (cei șase parametri principali), într-o manieră prin care se obține o valoare de indicator unic care variază în funcție de variațiile comportamentului uman și poate servi la previziunea efectelor mediului. Cu un indicator „ideal” două ambianțe termice diferite cu același indicator termic ar trebui să provoace comportamente umane identice. Indicatorii termici pot fi ușor divizați în trei tipuri. Indicatorii termici raționali care sunt fondați pe calcule utilizând ecuația bilanțului termic a corpului. Indicatorii empirici care sunt derivați prin ajustarea de modele matematice (curbe) la datele furnizate prin comportamentele subiecților umani. Indicatorii direcți sunt măsurători relevate de un aparat a cărui reacție la ambianțe termice este analogă cu comportamentul omului față de această ambianță. Deși este practic să se distingă trei tipuri de indicatori, există numeroși indicatori termici diferiți utilizați în lume și câțiva pot fi considerați ca și combinații de mai multe tipuri.

Pentru evaluarea ambianțelor termice metodele propuse în normele ISO utilizează indicatori pentru care experiența internațională există. Pentru ambianțele calde indicatorul WBGT (temperatura umedă și a corpului negru) poate fi considerat un indicator direct (ISO 7243) și indicatorul SVrec (debit de transpirație impus) permite o apropiere analitică rațională (ISO 7933). Se utilizează indicele PMV (opțiunea medie previzibilă) - (ISO 7730) pentru ambianțe moderate și indicatorul IREQ (izolarea impusă a îmbrăcăminte - TR 11079) pentru ambianțe reci. Acești doi indicatori implică utilizarea ecuației de bilanț termic al corpului.

2.3.1.5. Producția de căldură metabolică [80], [82]

Corpul utilizează oxigenul și alimentele pentru a produce energie a cărei intensitate este numită metabolism energetic (M). Cea mai mare parte din energie este eliberată sub formă de căldură (H); o fracțiune se regăsește totuși sub formă de lucru mecanic util (W). Producerea de căldură metabolică este deci $H = M - V$, și este în general exprimată în Watt pe metru pătrat de suprafață corporală (W/m^2). W

se situează între 0 și 20% din M dar cum este dificil să fie măsurat se consideră adesea egal cu 0. Evaluarea ambianțelor termice necesită o estimare a producerii de căldură metabolică. ISO 8996 furnizează metode de evaluare clasate după prelevarea aerului expirat de subiecți sau în funcție de diferite activități. Toate metodele comportă inexactități de care este bine să se țină seama în fiecare evaluare.

2.3.1.6. Îmbrăcămintea

Mecanismele care determină izolarea termică produsă prin îmbrăcămintea sunt complexe și nu sunt întotdeauna înțelese. Ținuta vestimentară trebuie în mod normal să permită schimburi termice care asigură echilibrul termic (și confortul). Un model simplu de îmbrăcămintea este considerat un înveliș de îmbrăcămintea direct vecin cu pielea. Rezistența la pierderile de căldură sensibilă a corpului (izolația termică) și rezistența pierderii de căldură prin evaporare intervin separat și, la suprafața îmbrăcămintea o rezistență inerentă a mediului se produce.

Pentru acest model, rezistența mediului va fi afectată de condițiile ambianțelor. Tabelele din ISO 9920 furnizează valori de izolare de bază a îmbrăcămintea. Majoritatea datelor disponibile au ca trăsătură izolarea inversă la căldură sensibilă. Anumite date există în mod egal pentru rezistența la evaporare. Valorile izolării termice a îmbrăcămintea au o mare importanță în rezolvarea ecuației de bilanț termic pentru un corp îmbrăcat (ISO 7933, ISO/TR 11079). Modelul simplu a doi parametri descriși anterior poate să aibă limite în aplicații practice. De exemplu mișcarea corpului produce un efect de pompare și de pierderi de căldură mai importante. Informațiile asupra acestui fenomen ca și asupra celorlalte efecte nu sunt în totalitate cunoscute.

2.3.2. Ambianțe termice moderate - Determinarea indicilor PMV și PPD și specificările condițiilor de confort termic

Prezentul subcapitol are drept obiect să prezinte o metodă de prevedere a senzației termice și a gradului de disconfort (insatisfacție termică) a persoanelor expuse la ambianțele termice moderate, și să prescrie condiții de ambianțe termice acceptabile pentru confort.

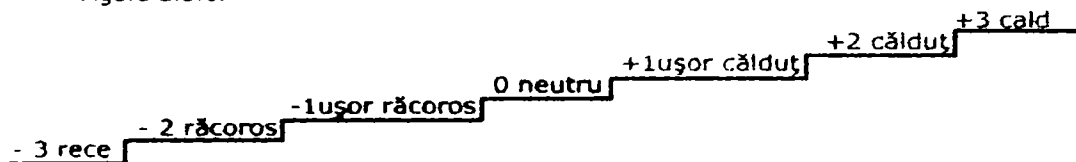
Totodată acest subcapitol este aplicabil bărbaților și femeilor sănătoase și este bazat pe studii realizate plecând de la subiecte nord-americane și europene dar este și în acord cu rezultatele studiilor recente realizate pe subiecte japoneze expuse mediilor înconjurătoare termice moderate. Ar trebui să fie aplicabil cu o bună aproximare în majoritatea regiunilor lumii, dar diferențe etnice și geografice pot să existe și necesită studii suplimentare. Este aplicabil persoanelor expuse ambianțelor interioare unde confortul termic este cercetat, sau ambianțelor interioare depărtându-se puțin de zonele de confort.

2.3.2.1. Opțiune medie previzibilă (PMV) [104], [196]

2.3.2.1.1. Determinare

PMV este un indicator care exprimă părerea medie a unui grup important de persoane exprimând o opțiune de senzație termică referindu-se la scara următoare, pe 7 nivele:

Figura 2.3.6.



Indicele PMV poate fi determinat atunci când activitatea (producerea de energie metabolică) și îmbrăcămintea (rezistență termică) sunt estimate, și atunci când parametrii mediului înconjurător următori sunt măsurăți: temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza relativă a aerului și presiunea parțială a vaporilor de apă.

Indicele PMV este bazat pe un bilanț termic al corpului uman. Omul este în echilibru termic atunci când producția internă de căldură în corp este egală cu pierderea de căldură din ambianță.

Într-o ambianță moderată, sistemul de termoreglare va încerca în mod automat să modifice temperatura cutanată și secreția sudorală pentru a menține echilibrul termic. În indicele PMV, răspunsul fiziologic relativ la sistemul de termoreglare a fost legat în mod statistic de opțiunile de senzație termică la mai mulți de 1300 de subiecți.

PMV este dat prin ecuația:

$$\begin{aligned} \text{PMV} = & (0,303 e^{-0,036 M} + 0,028) \{ (M - W) - \\ & 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99(M - V) - p_a] - \\ & 0,42 \times [(M - V) - 58,15] - \\ & 1,7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_a) - 0,0014 M(34 - \theta_a) - \\ & 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4] - \\ & f_{cl} h_c (\theta_{cl} - \theta_a) \}, \end{aligned} \quad (2.3.8)$$

$$\begin{aligned} \theta_{cl} = & 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - \\ & I_{cl} \{ 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 273)^4] + \\ & f_{cl} h_c (\theta_{cl} - \theta_a) \}, \end{aligned} \quad (2.3.9)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} & \text{pentru } 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_{ar}} \\ 12,1\sqrt{v_{ar}} & \text{pentru } 2,38(\theta_{cl} - \theta_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (2.3.10)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 I_{cl} & \text{pentru } I_{cl} \leq 0,078 m^2 C / W \\ 1,05 + 0,645 I_{cl} & \text{pentru } I_{cl} > 0,078 m^2 C / W \end{cases} \quad (2.3.11)$$

unde:

PMV este opțiunea medie previzibilă;

M - metabolismul energetic, $[W/m^2]$ de suprafață corporală;

W - lucrul exterior, $[W/m^2]$, egal cu zero pentru majoritatea activităților;

I_{cl} - este rezistența termică datorată îmbrăcămintei, $[m^2 \text{ } ^\circ C / W]$;

f_{cl} - raportul dintre suprafața corpului îmbrăcat cu suprafața corpului gol;

θ_a este temperatura aerului, $[^\circ C]$;

θ_r - temperatura medie de radiație, $[^\circ C]$;

v_{ar} - viteza relativă a aerului (relativă la corpul uman), $[m/s]$;

p_a - presiunea parțială de vapori de apă, $[Pa]$;

h_c - coeficientul de transfer de căldură prin convecție, $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$;

θ_{cl} - temperatura de suprafață a îmbrăcămintei, $[^\circ C]$.

După ecuația (2.3.8), PMV poate fi calculat pentru diferite combinații de metabolism energetic, îmbrăcăminte, temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului și umiditatea aerului. Ecuațiile pentru θ_{cl} și h_c pot fi rezolvate prin iterație.

Indicele PMV a fost stabilit pentru valori staționare a acestor diferite variabile, dar poate fi determinat cu o bună aproximare atunci când una sau mai multe variabile fluctuează slab, cu condiția să se considere mediile lor ponderate în funcție de timpul unei ore precedente.

Este recomandat să se utilizeze indicele PMV în mod unic pentru valori de PMV cuprinse între -2 și +2. Mai mult, este recomandat să se utilizeze indicele PMV atunci când cei 6 principali parametri sunt cuprinși în intervalele următoare:

Tabelul 2.3.1 Utilizarea indicelui PMV în funcție de intervalele de definire a celor șase parametri principali

	Valoare minimă	Valoare maximă	Unitate de măsură
M	46	232	W/m ²
	0,8	4	met
I _{cl}	0	0,310	m ² °C/W
	0	2	clo
θ_a	10	30	°C
θ_r	10	40	°C
v _{ar}	0	1	m/s

Temperatura operativă θ_0 este temperatura uniformă a unei incinte radiante negre în care un ocupant ar schimba aceeași cantitate de căldură prin radiație și convecție ca și ambianța neuniformă reală. În majoritatea cazurilor în practică, dacă viteza relativă a aerului este scăzută (<0,2m/s), sau dacă diferența între temperatura medie de radiație și temperatura aerului este scăzută (<4°C), temperatura operativă poate fi calculată, cu o aproximare suficientă, ca valoare medie a temperaturii aerului și a temperaturii medii de radiație. Pentru o mai mare precizie, formula următoare poate fi adoptată:

$$\theta_0 = A \theta_a + (1 - A) \theta_r, \quad (2.3.12)$$

unde valoarea lui A este dată mai jos în funcție de viteza relativă a aerului v_{ar} în m/s:

v _{ar}	<0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
A	0,42	0,46	0,52	0,55	0,56	0,61	0,63	0,65

Influența umidității asupra senzației termice este scăzută la temperaturile moderate apropiate de confort și poate fi în mod obișnuit neglijată pentru a evalua valoarea PMV.

2.3.2.2. Procentaj previzibil de insatisfacție (PPD) [104], [196]

Indicele PMV este valoarea medie a opțiunilor date de un grup important de persoane expuse aceleiași ambianțe, dar opțiunile individuale sunt dispersate în jurul acestei valori medii și poate fi utilă prevederea numărului de persoane susceptibile de a fi deranjate de căldură sau de frig. Indicele PPD stabilește o prevedere cantitativă a numărului de persoane nemulțumite.

PPD prevede, pentru un grup important de persoane, procentajul celor susceptibile de a le fi prea cald sau prea frig, adică opțiunea caldă (+3), călduță (+2), răcoros (-2) sau rece (-3) pe o scară de senzație termică cu 7 nivele, conform graficului 2.3.6.

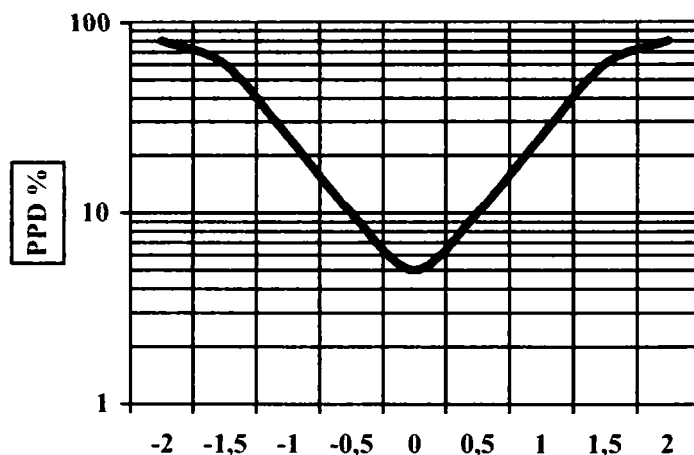
Atunci când valorile PMV au fost determinate, PPD poate fi găsit după figura 2.2.16 sau determinat după ecuația:

$$PPD = 100 - 95e^{-(0.03353 \cdot PMV^{-1} + 0.2179 \cdot PMV^{-2})} \quad (2.3.13)$$

Indicele PPD prevede numărul de persoane nemulțumite termic printr-un grup important de persoane.

Restul grupului se va simți termic neutru, ușor încălzit sau ușor răcoros. Distribuția previzibilă a opțiunilor este dată în tabelul 2.2.4.

Graficul 2.3.6. - Procentajul previzibil de insatisfacție (PPD) în funcție de opțiunea medie previzibilă (PMV).



Tabelul 2.3.2. - Distribuția opțiunilor de senzație termică (bazată pe o experimentare care cuprinde 1300 de subiecți) pentru diverse valori ale opțiunii medii.

PMV	PPD	Procentaj prevăzut al persoanelor care optează		
		0	- 1,0 sau +1	-2, -1, 0, +1 sau +2
+2	75	5	25	70
+1	25	27	75	95
0	5	55	95	100
-1	25	27	75	95
-2	75	5	25	70

2.3.2.3. Disconfortul produs de curentul de aer [104], [196]

Un curent de aer este o deplasare a aerului care determină o răcire locală nedorită a corpului. Disconfortul creat de curentul de aer poate fi exprimat prin procentajul previzibil al populației care este deranjată de acest curent de aer. Disconfortul curentului de aer, DR (în engleză „draught rating”) poate fi calculat conform expresiei următoare:

$$DR = (34 - \theta_a) (v - 0,05)^{0,62} (0,37 \cdot v \cdot TU + 3,14), \quad (2.3.14)$$

unde:

DR este disconfortul creat de curentul de aer, adică procentajul populației care ar fi nemulțumită din cauza acestui curent de aer;

θ_a - temperatura locală a aerului, [°C];

v - viteza medie locală, [m/s];

TU - intensitatea locală a turbulenței în procente definită ca raportul între ecartul tip al vitezei locale și valoarea medie a acestuia;

2.3.2.4. Ambianțe termice acceptabile pentru confort

Confortul termic este definit ca și satisfacția exprimată referitoare la ambianța termică. Insatisfacția poate fi cauzată de un disconfort „călduț” sau „răcoros” pentru corpul în ansamblul său exprimat prin indicii PMV și PPD. Dar insatisfacția termică poate fi de asemenea cauzată printr-o răcire (o încălzire) nedorită a unei părți a corpului cum ar fi de exemplu un curent de aer ca acela definit pentru modelul evaluării disconfortului creat de un curent de aer. Un disconfort local poate fi de asemenea dat de diferența de temperatură anormal de ridicată între cap și glezne de un sol foarte cald sau foarte rece sau de o asimetrie foarte mare a radiației termice. Un disconfort poate fi de asemenea dat de un metabolism foarte ridicat sau o îmbrăcăminte groasă.

Ținând cont de diferențele de la un individ la altul este imposibil de a prescrie o ambianță termică care poate satisface pe oricine. Un anumit procentaj de ocupanți este întotdeauna nesatisfăcut. Dar este posibil de a fi prescrise ambianțe prevăzute pentru a fi acceptabile de un anumit procentaj de ocupanți. Prescripții relative asupra confortului sunt recomandate în ISO 7730 în scopul, pe de o parte de a atinge o senzație termică acceptabilă pentru 90% dintre ocupanți și pe de altă parte de a face în așa fel încât 85% dintre ocupanți să nu fie incomodați de curenții de aer.

În anumite cazuri o calitate a situației termice superioare celei menționate anterior (mai puțin nesatisfăcuți) poate fi dorită. În alte cazuri o calitate mai mică (mai mulți nesatisfăcuți) pot suferi.

În toate cazurile indicii PMV și PPD și modelul de evaluare a curenților de aer pot fi utilizați pentru delimitarea altor game de parametri climatici ca cei recomandați în ISO 7730.

2.3.3. Evaluarea influenței ambianțelor termice cu ajutorul scărilor de judecată subiective [77]

În acest subcapitol se prezintă modul de construire și utilizare a scărilor de judecată (scări de percepție termică, de confort termic, de preferințe termice, expresii de acceptabilitate și scări de toleranță) care servesc la furnizarea de date fiabile și comparabile relative la aspectul subiectiv de confort termic și de constrângeri termice în vederea întocmirii unor chestionare ale căror rezultate pot fi comparate cu rezultatele obținute prin măsurări și calcule.

Tabel 2.3.3 - Evaluarea constrângerii termice [77]

0	1	2	3	4	5
Tipuri de judecăți	Judecăți perceptive	Judecăți evaluativ afective	Judecăți de preferințe termice	Judecăți de acceptabilitate personală	Judecăți de toleranță personală
Conținut de judecăți	Stare termică personală			Ambianță termică	
Formulare	"Cum vă simțiți (în acest moment precis?)" 7 sau 9 grade de la foarte (sau extrem) de RECE la foarte (sau extrem) de CALD	"Găsiți aceasta..?" 4 sau 5 grade, de la CONFORTABIL la foarte (sau extrem) de INCONFORTABIL	"Vreți să indicați cum preferați să fie acum?" 7 (sau 3) grade, de la (mult) MAI RECE la (mult) MAI CALD	"Cum vi se pare acest mediu înconjurător (climat local) din punct de vedere personal?" 2 categorii MAI CURÂND ACCEPTABILE, MAI CURÂND INACCEPTABILE	"Este aceasta...?" 5 grade, de la perfect TOLERABIL la IMPOSIBIL DE TOLERAT

2.4. Limitele temperaturii adaptive. O nouă abordare pentru estimarea performanței clădirii cu referire la climatul termic interior

2.4.1. Introducere

Faptul că utilizatorii sunt sau nu sunt mulțumiți de o clădire este în mare măsură determinat de calitatea climatului termic interior. Aceasta implică faptul că proiectanții ar trebui să aibă la dispoziție informații care să le confere viziune asupra așteptărilor oamenilor asupra climatului interior. Aceste direcții ar trebui să utilizeze un indicator de performanță care nu este doar valid și testabil ci, de asemenea, este și ușor de folosit în dialog cu utilizatorii finali ai clădirii și cu clienții [23].

Totuși, modelul de confort termic al lui Ole Fanger [80], a fost dezvoltat bazat pe experimentele cu persoane individuale în situația climatului de încăpere, unde climatul a fost ținut constant exact ca în clădirile cu aer condiționat complet închise. Original, modelul a fost destinat pentru predicțiile evaluărilor utilizatorilor climatului interior în acele tipuri de clădiri, unde un climat interior trebuie să satisfacă mai multe persoane în același timp.

Cercetări extinse de pe teren, care au fost colectate de către de Dear și alții [22], arată că oamenii evaluează climatul diferit în clădiri în care pot deschide geamurile și influența climatul termic interior. În special în perioadele cu temperaturi exterioare mai crescute, temperaturile interioare crescute sunt mai acceptabile decât prezice modelul lui Ole Fanger. Diferite mecanisme de adaptare joacă un rol în acest fenomen, dar cel mai important este probabil așteptarea oamenilor referitoare la climatul din clădire, bazate pe temperaturile exterioare ale acelei zile și ale zilelor precedente. Această adaptabilitate termică validează proiectarea clădirilor cu limite de căldură mai puțin stringentă și astfel reduce dependența de răcire mecanică, fiind stipulat că ocupanții au la dispoziție ferestre care pot fi deschise.

2.4.2. Confortul termic adaptiv

Modelele de confort termic care iau în considerare adaptabilitatea umană au fost dezvoltate de-a lungul anilor [2], [80]. Conceptul confortului termic adaptiv poate fi descris ca [6]: „*atunci când apare o schimbare cauzând disconfort termic, oamenii reacționează în așa manieră încât confortul lor termic să fie restabilit.*” Această descriere se referă la adaptarea de comportament care poate fi observată în adaptarea personală, tehnică, ambientală, culturală și organizațională. Adaptarea fiziologică sau aclimatizarea nu pare să afecteze neutralitatea oamenilor din punct de vedere termic, dar există evidența că este schimbată acceptabilitatea [106]. Adaptarea psihologică implică o percepție schimbată sau un răspuns la informația senzorială. Senzațiile termice sunt influențate în mod direct de experiențele și așteptările unui individ.

Când se aplică modele de confort adaptive, trebuie să se facă distincție între diferite tipuri de clădiri, utilizare și circumstanțe climatice. Un criteriu important în această situație este posibilitatea controlului individual. Ocupanții clădirilor ventilate natural au posibilități de creștere a vitezei aerului în încăperea prin închiderea sau deschiderea ferestrelor. Făcând aceasta ei încă pot crea un mediu confortabil în temperaturi exterioare crescute. Totodată se dovedește că adaptarea psihologică joacă un rol important în special în acest tip de clădiri:

- din cauza unui contact mai direct cu vremea din exterior, adaptarea joacă un rol în special în acest tip de clădiri;
- din cauza contactului mai direct cu vremea din exterior, sunt de asemenea așteptate temperaturi mari pentru climatul interior.

Modelul PMV al lui Fanger poate doar să ia în considerare adaptarea de comportament: ajustarea îmbrăcăminte și nivelul de activitate și creșterea vitezei aerului. Din acest motiv modelul este potrivit doar pentru clădirile cu anvelopă continuă (fără ferestre operabile), prevăzute cu instalații de aer condiționat. În compararea rezultatelor cercetărilor de pe teren în clădirile cu aer condiționat cu prevederile făcute de model, a fost găsită o corelație puternică [80].

2.4.3. Limitele temperaturii depinzând de temperatura exterioară

Într-un număr de studii este demonstrat că temperaturile de confort și izolația îmbrăcăminte sunt mai puternic corelate cu „temperatura medie exterioară” (TME) decât cu temperatura momentană sau cea medie exterioară în timpul zilei [21].

Aceasta implică faptul că pe lângă vremea din ziua respectivă, de asemenea vremea din zilele anterioare are o influență asupra valorilor îmbrăcăminte și a percepției temperaturilor de confort. TME este o temperatură exterioară medie măsurată exponențial și este mai potrivită ca variabilă de intrare decât, de exemplu, ca temperatură medie lunară [21].

2.3.4.4. Noul indicator de performanță: limitele temperaturii adaptive (ATG)

În Standardul ASHRAE 55-2004 [2] este dată o metodă opțională pentru determinarea condițiilor termice acceptabile în spațiul condiționat natural. Această metodă poate fi aplicată când sunt întrunite anumite cereri. Cel mai important este să fie reglementate inițial condițiile termice de către ocupanți prin deschiderea și închiderea ferestrelor care se deschid către exterior. Răcirea mecanică nu este

permisă în aceste spații, dar poate fi utilizată ventilația mecanică cu aer necondiționat. Ocupanții sunt angajați în activități aproape sedentare și se presupune că sunt liberi să își adapteze îmbrăcămintea condițiilor termice (interior/exterior). Pentru toate celelalte spații standardul este bazat pe PMV. O alternativă pentru limitele de confort adaptiv este dată [81] printr-o extensie a modelului PMV. Un factor de „așteptare” este adăugat indexului PMV, bazat pe ipoteza că acest factor este influențat de prezența clădirilor cu aer condiționat în împrejurimile apropiate. Această presupunere interesantă trebuie să fie adresată înainte ca orice implicații practice să poată fi concluzionate.

Brager și de Dear definesc clădirile cu aer condiționat ca fiind „clădiri sigilate cu sistem de climatizare centralizat cu planuri de etaj cu spații deschise (este vorba de spații de birouri open space) care furnizează oportunitate adaptivă minimă și se presupune că ocupanții nu au opțiunea de a închide/deschide ferestrele”. Clădirile ventilate natural sunt definite ca fiind „clădiri cu geamuri operabile și sisteme de ventilare în tavane în cadrul birourilor mici pentru o singură persoană sau a birourilor cu doi ocupanți care pot permite grade crescute de oportunități adaptive”. Există clădiri unde pot fi aplicate tipurile de clădiri sus menționate, dar o parte substanțială a birourilor clădirilor au geamuri operabile și o varietate de mărimi de camere sau de grupuri, de la birourile mono-celulare și de la unitățile de inducție la ventilația mecanică simplă fără răcire sau sisteme cu tavane răcite. Mai mult, aceste clădiri combină ferestrele operabile cu diferite tipuri de sisteme de încălzire, ventilare, climatizare: de la diferitele tipuri de sisteme de ventilare mecanică la sistemele pasive de ventilație de fațadă și de la unitățile de inducție la ventilația mecanică simplă fără sisteme de răcire sau sisteme cu tavane răcite.

Pentru a se distanța de acești termeni confuzi sunt introduse două tipuri de clădiri sau climate: „Alfa” și „Beta”. Pentru a putea aplica limitele potrivite de confort și indicatorul de performanță a diferitelor clădiri/climate a fost dezvoltată o schemă tehnică (figura 2.4.1) bazată pe aspectele inter relaționate „experiența și așteptare”, „aer condiționat și sistemele libere” și „oportunitățile adaptive.

În figurile 2.4.2 și 2.4.3 sunt specificate limitele de acceptare de 90, 80 și 65% ale climatului termic interior. Aceste limite au fost derivate din cercetarea lui de Dear și Brager.

În diagramele lui de Dear și Brager „temperatura efectivă” este folosită pe axa orizontală. Graficele trebuie convertite la temperatura aerului exterior, luând în considerare umiditatea relativă.

Limita superioară pentru 90% acceptabilitate este similară limitei PMV +0,5. După Fanger, această limită corespunde unui procentaj de insatisfacție (PPD) de 10%. Metodele ZTO și GTO permit ca această limită să fie depășită în cel mai mult 10% din timpul de utilizare astfel încât rezultatul a fost: cel puțin 90% din timp [10].

Prin cele menționate anterior rezultă că un climat interior bun poate să fie caracterizat de 80% acceptare. De aceea, în vederea întrunirii cerințelor funcționale ale unui climat interior bun, este cerut ca performanța clădirii să nu depășească niciodată valorile limită pentru 80% acceptare la un climat exterior specificat. În jurul acestei cerințe centrale pot fi definite diferite categorii de climat interior.

Remarci explicative ale diagramei:

- Liniile pentru maximum de temperatură interioară admisă indică temperatura operativă, aici considerată ca medie aritmetică a temperaturii aerului și a temperaturii medii de radiație.

Figura 2.4.1 Diagramă pentru determinarea tipului clădirii-climatului Alfa sau Beta [205].

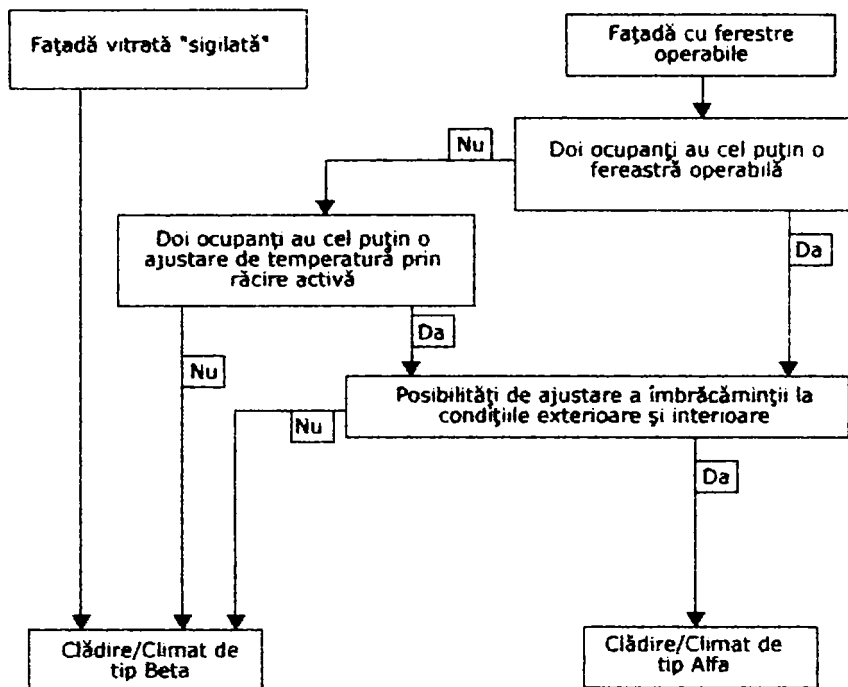


Figura 2.4.2 Tipul Alfa de clădire/climat. Limite ale temperaturilor de interior operative pentru 90%, 80% și 65% calitate acceptabilă, ca funcție a temperaturii exterioare măsurată $T_{e,ref}$ [205].

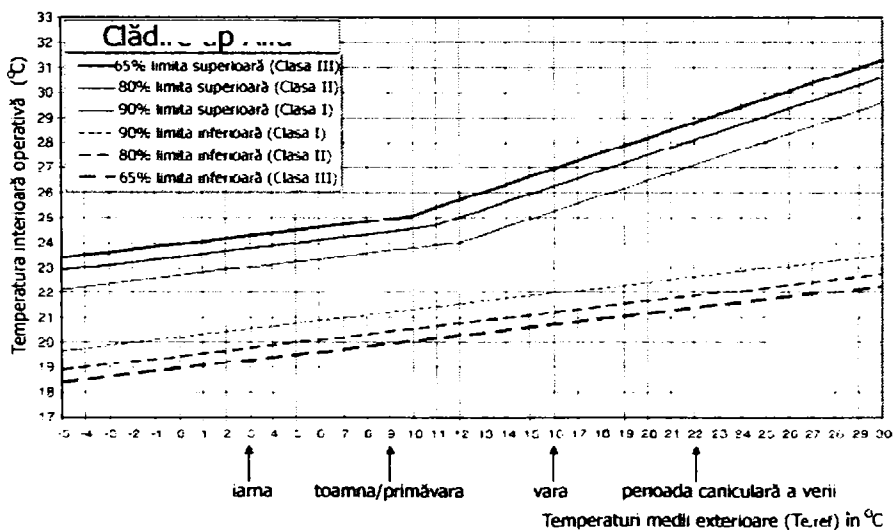
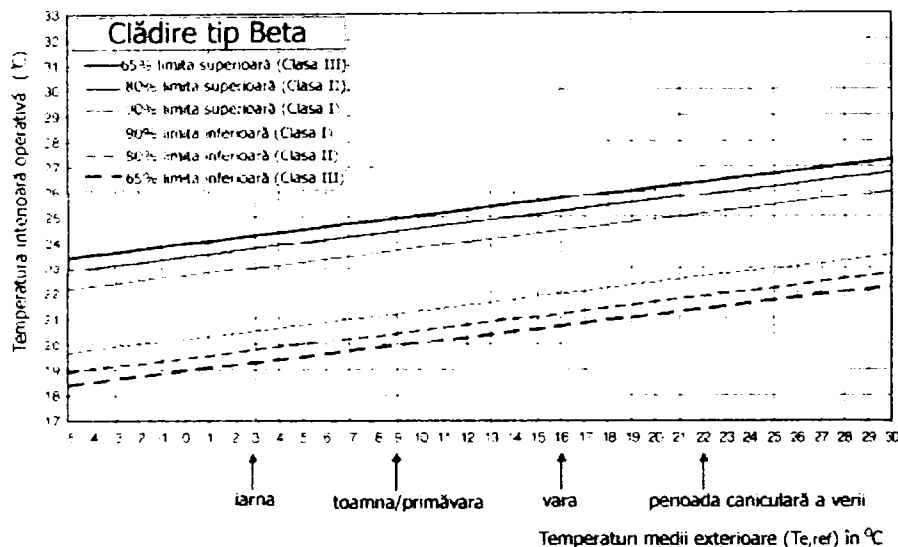


Figura 2.4.3 Tipul Beta de clădire/climat. Limite ale temperaturilor interioare operative pentru 90%, 80% și 65% calitate acceptabilă, ca funcție a temperaturii exterioare măsurată $T_{e,ref}$ [205].



- De-a lungul axei orizontale se află $T_{e,ref}$, o versiune adaptată a temperaturii medii exterioare în metoda ATG. $T_{e,ref}$ este calculat din mediile temperaturilor maxime ale aerului și minime exterioară a zilei studiate și ale celor trei zile anterioare. Este folosită următoarea formulă:

$$T_{e,ref} = \frac{(1T_i + 0,8T_{i-1} + 0,4T_{i-2} + 0,2T_{i-3})}{2,4} \quad (2.3.15)$$

- În timpul sezonului de încălzire și când este pornită încălzirea (la temperaturi medii exterioare sub $10 \div 15^\circ\text{C}$) nu putem vorbi de clădire/climat tip Alfa. Efectul adaptării comportamentale (de ex. îmbrăcămintea) joacă un anumit rol, dar adaptarea psihologică probabil într-o măsură mai mică. De aceea pentru clădire/climat tip Alfa la un $T_{e,ref}$ sub $10 \div 12^\circ\text{C}$ aderăm la aceeași limită a temperaturii operative ca pentru Beta. În diagrama pentru clădire/climat tip Alfa acesta trebuie văzută ca fiind liniile lăsate pe curbă.

- Pentru integralitate au fost de asemenea desenate în diagrame limite inferioare de 65, 80 și 90% acceptabilitate (linii punctate). Atât pentru clădiri/climat tip Alfa cât și Beta au fost luate valori identice pentru aceste limite joase, derivate din limitele lui de Dear și Brager pentru clădirile cu aer condiționat. Pentru situațiile foarte apropiate limitele joase se presupune că percepțiile utilizatorilor sunt aproximativ identice pentru ambele tipuri clădire/climat; în ambele cazuri ferestrele vor fi închise în majoritatea timpului. În plus, de Dear și Brager nu menționează valorile temperaturii de confort pentru clădirile cu ventilație naturală sub temperaturi mai mici de 5°C . În orice caz, la temperaturi exterioare mai joase temperatura de confort pentru ambele tipuri poate fi presupusă ca fiind identică.

- Limitele confortului adaptiv se aplică clădirilor de birouri și indicilor metabolici între $1,0 \div 1,4$ met și valorile - clo între $0,5 \div 1,0$ clo.

- Cercetările referitoare la relația între medii și productivitate nu sunt încă foarte concludente. Unele studii arată o scădere în productivitate la temperaturi ambientale crescute [87], [208]. Activitatea manuală și într-o măsură mult mai mică

activitățile care solicită nivele mult mai mari de concentrare par mai sensibile la lipsa productivității decât activitățile care sunt executate mai mult din rutină. Alte studii arată un efect pozitiv asupra productivității când oamenii au oportunități adaptive, cum ar fi ferestrele operabile, ventilatoare și parasolare pentru a schimba căldura subiectivă [90], [209], [107]. De asemenea cercetările de teren indică faptul că productivitatea percepută nu variază cu temperatura aerului exterior [98] și că productivitatea este corelată pozitiv cu percepția confortului general și a sănătății [91].

- Este evident că confortul termic are un impact asupra confortului general și a sănătății în mod direct în aceeași măsură ca și în mod indirect prin influența asupra calității aerului interior. Cercetările [78], [79] arată că percepția calității aerului este corelată cu temperatura aerului combinată în entalpie. Pentru a menține o bună calitate a aerului și un consum de energie constant este recomandat pentru clădirile cu aer condiționat să se mențină valori ale entalpiei scăzute prin păstrarea unei umidități scăzute și a temperaturilor moderate în cadrul limitelor confortului.

2.4.5. Clasificarea climatului termic interior

Tabelul 2.4.1 Clasele de calitate pentru evaluarea climatului termic interior, vara, pentru clădiri fără sisteme mecanice de răcire [205].

Clasa	Acceptare	Alfa	Beta
I	90%	Pentru $T_{e,ref} > ca. 12^{\circ}C$: $T_{oper} < 20,3 + 0,31 T_{e,ref}$ Pentru $T_{e,ref} < ca. 12^{\circ}C$: $T_{oper} < 22,7 + 0,11 T_{e,ref}$	$T_{oper} < 22,7 + 0,11 T_{e,ref}$
II	80%	Pentru $T_{e,ref} > ca. 11^{\circ}C$: $T_{oper} < 21,3 + 0,31 T_{e,ref}$ Pentru $T_{e,ref} < ca. 11^{\circ}C$: $T_{oper} < 23,45 + 0,11 T_{e,ref}$	$T_{oper} < 23,45 + 0,11 T_{e,ref}$
III	65%	Pentru $T_{e,ref} > ca. 10^{\circ}C$: $T_{oper} < 22,0 + 0,31 T_{e,ref}$ Pentru $T_{e,ref} < ca. 10^{\circ}C$: $T_{oper} < 23,95 + 0,11 T_{e,ref}$	$T_{oper} < 23,95 + 0,11 T_{e,ref}$
	Circumstanțe speciale, ex. metabolism ridicat și/sau izolare ridicată (laboratoare, spălătorii, bucătării)	Valori limită ajustate cu: $\Delta T = -6(I_{ei} - 0,7) - 8(M - 1,4)$ Valid pentru: $1,4 < met < 4,0$ și $0,7 < clo < 2,0$	Ajustat cu: $\Delta T = -6(I_{ei} - 0,7) - 8(M - 1,4)$

Tabelul 2.4.2 Categoriile recomandate pentru proiectarea clădirilor răcite sau încălzite mecanic [127].

Categoria	Stadiul termic al corpului ca întreg	
	PPD%	Aprobări medii prevăzute
I	<6	$-0,2 < PMV < +0,2$
II	<10	$-0,5 < PMV < +0,5$
III	<15	$-0,7 < PMV < +0,7$
IV	>15	$PMV < -0,7$; sau $+0,7 < PMV$

Tabelul 2.4.3 Categoriile recomandate pentru proiectarea clădirilor răcite sau încălzite mecanic [126].

Categorია	Disconfortul termic local			
	Curent de aer DR %	Diferența temperaturii aerului pe verticală %	Pardoseala rece sau încălzită %	Asimetria temperaturii radiante
I	<15	<3	<10	<5
II	<20	<5	<10	<5
III	<25	<10	<15	<10

Tabelul 2.4.4 - Exemple de valori de proiectare recomandate pentru temperaturile interioare pentru proiectarea clădirilor și a sistemelor HVAC. [127].

Tipul de clădire/spațiu	Categorია	Temperaturi operative	
		Minimul pentru încălzire (sezonul de iarnă) ~1,0 clo	Maximul pentru răcire (sezonul de vară) ~0,5 clo
Birouri pentru o singură persoană (birou celular) Sedentar ~1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Birouri panoramice (Plan de birou deschis) Sedentar ~1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0

Tabelul 2.4.5.- Limitele temperaturii pentru calcularea orară a energiei de răcire și încălzire în trei categorii ale mediului ambiental [127].

Tipul de clădire sau spațiu	Categorია	Limitele temperaturii pentru încălzire, °C îmbrăcăminte ~1,0clo	Limitele temperaturii pentru răcire, °C îmbrăcăminte ~0,5clo
Birouri și spații cu activitate similară (birouri monocelulare, birouri panoramice, Săli de conferință, auditorium, Cofetării, restaurante, săli de clasă, Activitate sedentară ~1,2 met	I	21,0 - 23,0	23,5 - 25,5
	II	20,0 - 24,0	23,0 - 26,0
	III	19,0 - 25,0	22,0 - 27,0

2.4.6. Evaluarea calculelor simulării temperaturii

Nu vom aprofunda aici fenomenul calculelor simulării temperaturii. Pentru aceasta sunt disponibile diferite programe de computer, unul dintre ele în Olanda fiind binecunoscutul program VA114, al firmei VABI [207].

Evident validitatea rezultatelor calculărilor simulării depinde de calitatea programului folosit și de condițiile inițiale de bază pe care utilizatorul le introduce în program.

Rezultatele calculelor constau în mod primar într-o listă de valori (din oră în oră) ale temperaturii interioare în încăperea care este simulată. În aceste valori temperatura aerului este diferită de temperatura medie de radiație. De obicei, temperatura medie de radiație este determinată ca media măsurată a temperaturii diferitelor suprafețe care împrejmuiesc acea încăpere. Temperatura operativă, determinată de temperaturile medii ale aerului și de radiație trebuie comparate pentru testare cu criteriile ATG.

Toate valorile orare pentru perioada cercetată (orele de lucru, 24 de ore complet, vara, iarna sau întregul an) sunt prezentate în figură cu valorile limită, după cum a fost dat în figurile 2.4.2 și 2.4.3 și tabelul 2.4.1.

În plus față de o simplă evaluare prin intermediul clasei căreia îi aparține situația examinată, este oferită o informație complexă.

Principalul aspect în evaluarea climatului termic interior este extinderea confortului. Când sunt aplicate prea riguros clasele pot apărea situații ineficiente. Când de exemplu, instalația de răcire mecanică depinde de atingerea unui punct situat chiar deasupra sau dedesubtul unei limite specifice, trebuie cântărite cu atenție argumentele și contraargumentele unei îmbunătățiri (marginale) a climatului și o creștere considerabilă a costurilor de investiție și exploatare (energie și întreținere).

2.4.7. Evaluarea în situații practice

Evaluarea situațiilor practice bazate pe noile criterii ATG este chiar simplă: temperatura interioară ar trebui întotdeauna să se afle în interiorul limitelor consimțite pentru una dintre clasele de calitate.

Cu toate acestea, când este evaluată performanța clădirii cu ajutorul unui an de referință trebuie atașate și măsurările care pot valida simularea. Când în timpul perioadei de măsurare temperatura exterioară devine mai mare decât în anul de referință este normal ca valorile limită să fie depășite până la o anumită extensie (restricție). Aceste valori nu evoluează în concordanță cu temperaturile exterioare, dar temperatura interioară depinde de mai mulți factori decât acesta, în special radiația solară. Deci, pentru testarea performanței clădirii condiția $T_{e,ref} < 22^{\circ}\text{C}$ este considerată pentru perioada măsurării, în cazul în care nu au fost alte convenții stabilite în mod explicit în avans.

Oricum în toate cazurile, o bună impresie se poate crea în măsura în care clădirea întrunește cerințele de performanță comparând rezultatele obținute prin măsurări cu cele obținute prin simulare (făcute în cadrul fazei de proiectare). Se recomandă afișarea rezultatelor măsurărilor într-un tabel așa cum apar cele obținute prin simulare. Ulterior comparării rezultatelor obținute în cazul altor construcții (măsurări pe teren sau simulări prin intermediul unor programe de calcul) pot fi ușor realizate.

În acele cazuri, când este solicitată o evaluare riguroasă despre întrunirea sau neîntrunirea de către o clădire a țintei specifice de performanță modul evident este de a face de asemenea calcule simulate computerizat pentru clădirea investigată și de a face modelul să se potrivească măsurărilor. Ulterior se poate aprecia dacă clădirea întrunește sau nu cerințele pentru climatul pentru care a fost cerută performanța.

2.5. Concluzii parțiale

În acest capitol au fost prezentate noțiuni și concepte legate de confortul termic. Confortul termic, definit ca o stare de bine a oamenilor în relație cu mediul care îi înconjoară, este o noțiune subiectivă. Temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului, umiditatea aerului, capacitatea de producere a energiei interne prin metabolism, precum și capacitatea de izolare prin îmbrăcăminte sunt cei 6 parametri care caracterizează confortul termic.

Considerațiile fiziologice, prin care omul este un homeoterm reușind să-și mențină temperatura centrală stabilă chiar dacă temperatura exterioară variază, demonstrează că corpul uman este în echilibru cu mediul înconjurător în ceea ce privește transferul de căldură. Acest echilibru este determinat de termogeneză (producerea de căldură) și termoliză (cedarea de căldură).

Tendențele în jurul stării de echilibru definesc comportamentul corpului uman în ambianțe termice reci, ambianțe termice calde și ambianțe termice moderate. Astfel pe baza ecuației de bilanț termic pot fi stabilite ergonomia celor trei tipuri de ambianțe.

Ambianța termică moderată este caracterizată prin indicatorii globali de confort PMV – vot mediu previzibil și PPD – procentaj previzibil de insatisfacție. Cu ajutorul celor doi indicatori globali completat cu valorile temperaturii operative în funcție de o anumită activitate și un anumit tip de îmbrăcăminte sunt stabilite categoriile de clasificare a climatului termic interior (capitolul 2.3.4.5).

Studiile făcute de Ole Fanger au fost realizate în condițiile în care mediul interior al incintei în care au fost menținuți subiecții nu comunică direct cu exteriorul. Condițiile de climat au fost controlate în totalitate. În această ipoteză statistic au fost stabiliți indicatorii globali de confort termic PMV și PPD. Realitatea dovedește într-o proporție ridicată faptul că anvelopa clădirilor are elemente mobile (ferestre) ce pot influența prin acționarea lor, confortul interior. Adaptabilitatea corpului uman în situații de acest gen impune noțiunea de confort termic adaptiv, care are în vedere faptul că atunci când apare o schimbare cauzând disconfort termic, oamenii reacționează în așa manieră încât confortul lor termic să fie restabilit. Acest lucru a determinat introducerea unui nou indicator de performanță și anume limitele temperaturii adaptive (ATG).

Putem concluziona că cele două noțiuni confort termic adaptiv și limitele temperaturii adaptive sunt caracteristica spațiilor ale căror ambianțe interioare nu sunt controlate în totalitate, iar ocupanții, angajați fiind în activități aproape sedentare sunt liberi să-și adapteze îmbrăcămintea condițiilor termice interior/exterior.

Limitele temperaturii adaptive dă posibilitatea spațiilor cu ambianțe interioare necontrolate să fie caracterizate printr-o extensie de către PMV ca indicator global de confort.

Capitolul 3

Performanța energetică a clădirilor

3.1. Introducere

1 ianuarie 2007 a constituit momentul de lansare a noii strategii energetice a Uniunii Europene. Această strategie cuprinde și problematica Performanței Energetice a Clădirilor, legiferată prin Directiva 91/2002 și susținută de normele elaborate de CEN pe acest subiect.

România ca țară membră a Uniunii Europene și-a armonizat legislația elaborându-se Legea 372/2005 privind Performanța Energetică a clădirilor și Noua Metodologie care reglementează în detaliu modalitatea de calcul a energiei consumate în clădiri, calculul care stă la baza întocmirii Certificatului de Performanță Energetică a clădirilor și apoi la întocmirea Auditului energetic al clădirilor.

Deoarece teza studiază comportamentul din punctul de vedere al confortului termic și al performanței energetice a clădirilor de birouri mi-am propus în acest capitol să prezint metodele de calcul a consumului de energie pentru sistemele de încălzire și răcire categoria clădiri, birouri, noi și existente.

Atât normele europene cât și metodologia românească prezintă ca metode de calcul:

- metoda de calcul lunară cvasi - staționară
- metoda de calcul dinamică orară - simplificată
- metoda de calcul dinamică orară - detaliată.

Metoda de simulare orară dinamică detaliată nu este explicată ci doar amintită în metodologia românească fapt ce m-a determinat să elaborez un algoritm în acest sens, având ca suport și softul Vabi al Asociației Olandeze pentru Simularea Clădirilor.

Diagrama din figura 3.1.1 pune în evidența punctele comune ale celor trei metode de calcul cât și relațiile cu celelalte norme europene pe problematica Performanței Energetice.

3.2. Schema procedurilor de calcul [144]

3.2.1. Bilanțul energetic al clădirii și al sistemelor

Necesarul de energie al clădirii pentru încălzire și răcire sunt calculate pe baza echilibrului termic al clădirii sau a zonelor clădirii.

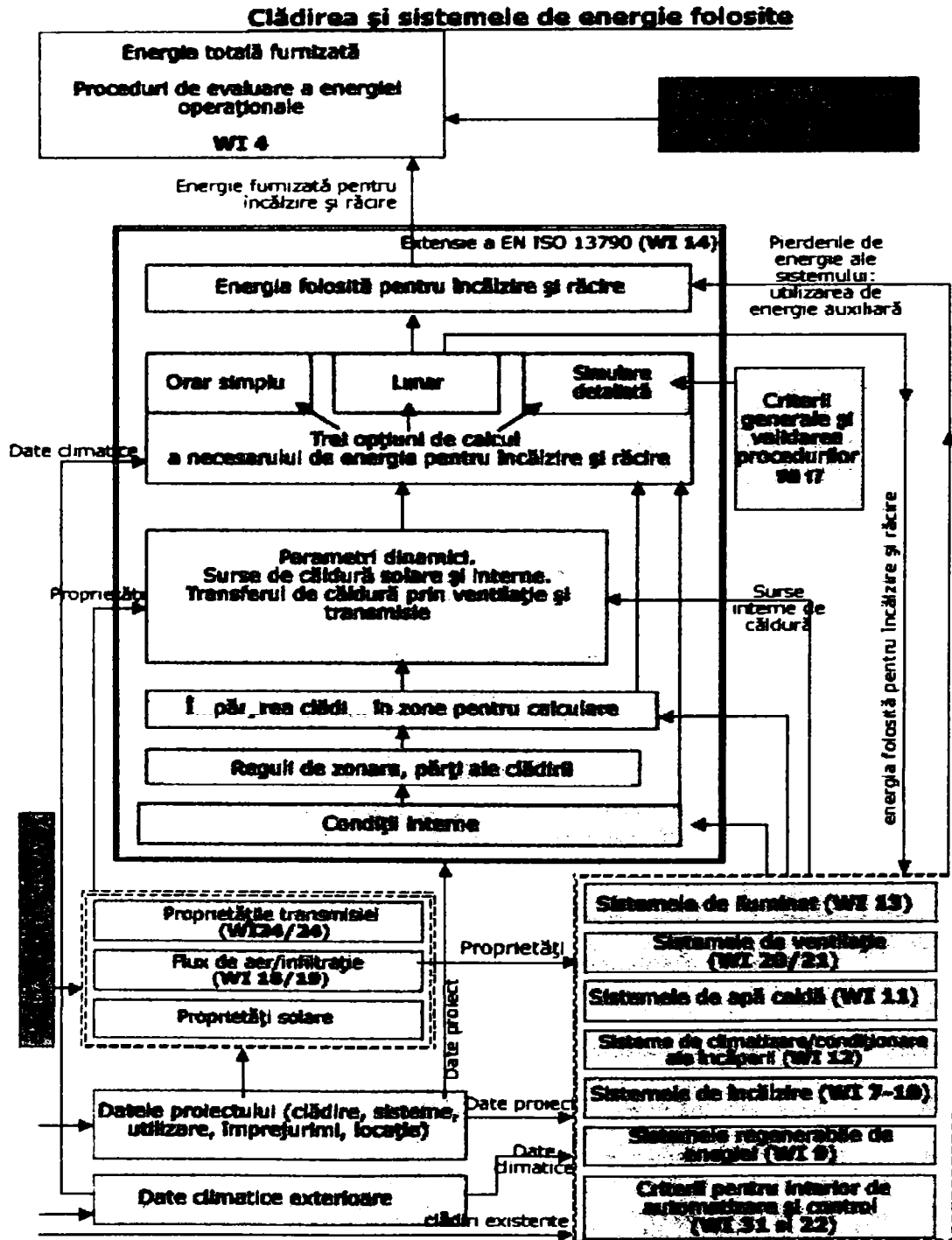
Acest necesar de energie pentru încălzire și răcire constituie datele de intrare pentru bilanțul de energie al sistemului de încălzire și răcire.

Bilanțul energetic este împărțit în bilanțul energiei sau bilanțul căldurii la nivelul clădirii și bilanțul energiei la nivelul sistemului.

Poate fi nevoie de o calculare în mai mulți pași pentru o definiție a bilanțului energetic, de exemplu pentru a se calcula pentru interacțiunile între diferite zone (de exemplu împărțirea aceluiași/acelorași sistem/e și/sau pierderea rezultată de la

același sistem) sau între sisteme și bilanțul energetic al clădirii (de ex. încălzirea disipată de la sisteme afectând bilanțul încălzirii clădirii).

Figura 3.1.1 Diagrama procedurilor de calcul și legăturile cu alte standarde europene [88][116]



3.2.2. Principala structură a procedurii de calculare

Principala structură a procedurii de calculare este descrisă în cele ce urmează:

- 1) Alege tipul metodei de calcul;
- 2) Definește limitele spațiilor climatizate sau neclimatizate ale clădirii;
- 3) Dacă se cere, se definesc granițele diferitelor zone de calcul;
- 4) Se definesc condițiile interioare pentru calcul și condițiile climatice exterioare și alte date de intrare ale mediu înconjurător;
- 5) Calculul, pe perioade și zone ale clădirii a necesarului de energie pentru încălzire, $Q_{H,n}$, și a necesarului de energie pentru răcire, $Q_{C,n}$.
- 6) Combinarea rezultatelor pentru diferite perioade și diferite zone deservite de același sistem și calcularea energiei utilizate pentru încălzire și pentru răcire luând în considerare pierderile de căldură din sistemele de încălzire și cele de răcire. Combinarea rezultatele pentru diferite zone ale clădirii cu sisteme diferite.
- 7) Determinarea perioadei sezonului de încălzire și a celui de răcire.
- 8) În funcție de aplicație și de tipul clădirii poate fi cerut calculul necesarului de energie pentru încălzire și răcire în pași multipli, de exemplu pentru calcularea interacțiunilor între clădire și sistem sau între zonele adiacente.

3.2.3. Bilanțul energetic la nivelul clădirii

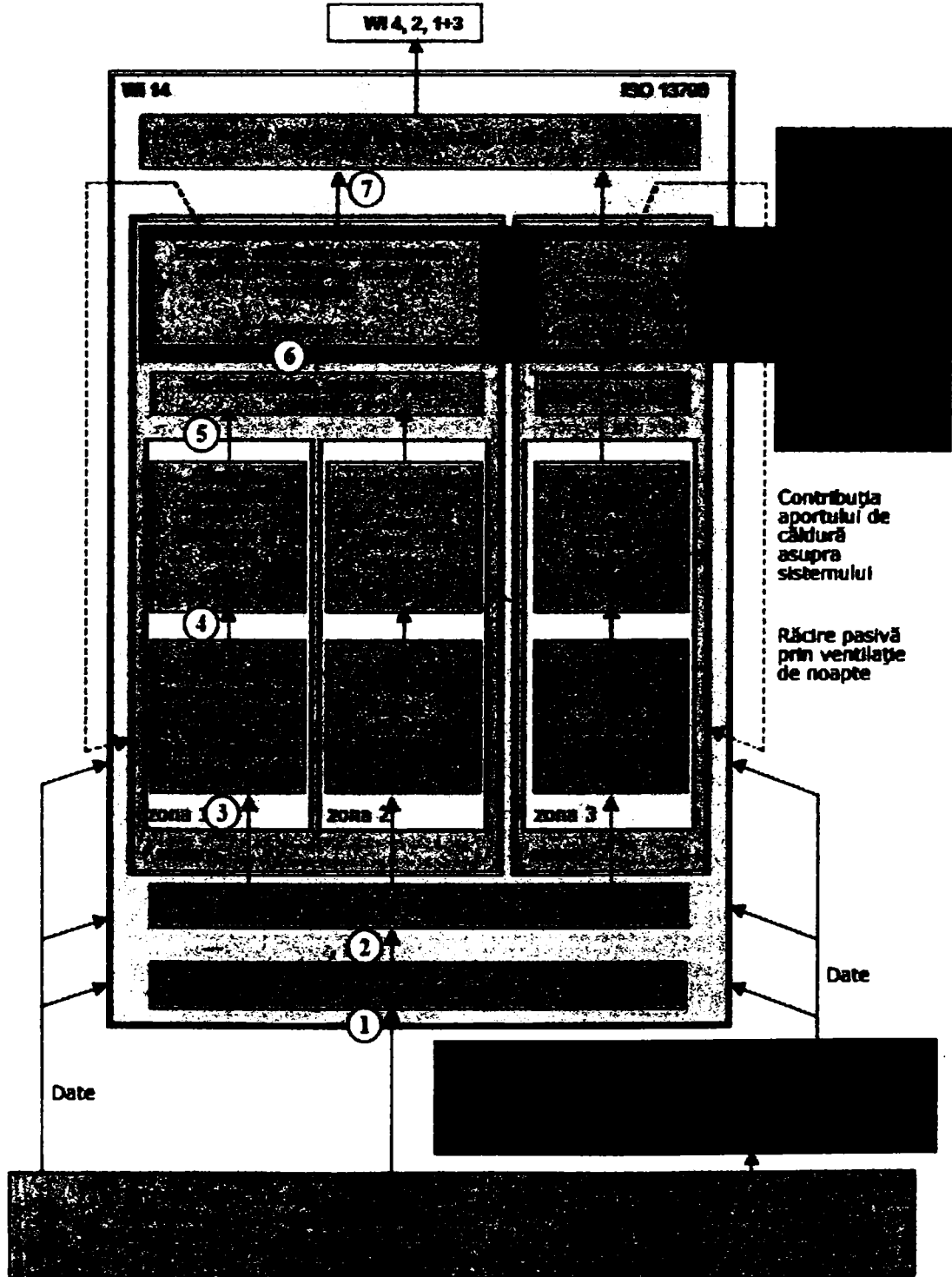
Bilanțul energiei (căldurii) la nivelul clădirii sau al zonei clădirii include următorii termeni (doar căldura sensibilă este considerată):

- transmisia transferului căldurii între spațiul climatizat și mediul exterior, guvernat de diferența între valoarea de referință a temperaturii (temperatura în spații climatizate) și temperatura externă;
- transmisia și transferul de căldură prin ventilație între zonele adiacente guvernate de diferența între valoarea de referință a temperaturii (temperaturi în zonele condiționate) și temperatura internă în spațiul adiacent;
- transferul de căldură prin ventilație (prin ventilație naturală sau prin sistemele de ventilație mecanică), guvernată de diferența între valoarea de referință a temperaturii (temperatura în spațiul climatizat) și temperatura aerului furnizat;
- aporturile interne de căldură (inclusiv câștigurile negative: de la pierderile de căldură), de exemplu de la persoane, aparate, iluminat și căldură disipate în sau absorbite de sistemele de încălzire, răcire, apă caldă sau ventilație;
- aporturile de căldură solară (care pot fi direcționate, de ex. prin ferestre, sau indirect, de ex. prin absorbție în elementele opace ale clădirii);
- depozitarea căldurii în sau eliberarea căldurii stocate din masa clădirii;
- necesarul de energie pentru încălzire: dacă zona clădirii este încălzită, un sistem de încălzire furnizează căldură în vederea ridicării temperaturii la nivelul minim cerut (valoarea de referință pentru încălzire);
- necesarul de energie pentru răcire: dacă clădirea sau zona este răcită, un sistem de răcire extrage căldura în vederea scăderii temperaturii interne la nivelul maxim cerut (valoarea de referință pentru răcire).

Transferul de căldură către mediul exterior este negativ dacă temperatura exterioară este mai mare decât temperatura interioară. Bilanțul energetic al clădirii poate de asemenea să includă energia recuperată în clădire din diferite surse, cum ar fi recuperarea pierderilor de căldură din ventilație.

Procedurile de calculare din acest capitol sunt restrânse la răcirea și încălzirea sensibilă.

Figura 3.2.1 Diagrama principalelor etape de calcul [116].



3.2.4. Metode de calcul ale consumului de energie pentru clădiri. Caracteristici principale

Există două metode de calcul de bază:

Metode cvasi-staționare, prin care calculul bilanțului de căldură se face de-a lungul unei perioade de timp suficient de lungi ignorându-se căldura acumulată și eliberată (tipic: o lună sau un sezon întreg), dar luând în considerare efectele dinamice printr-o determinare empirică a factorului de utilizare de câștig și/sau pierdere;

Metodele dinamice, prin care calculul bilanțului de căldură se face de-a lungul unei perioade scurte de timp (tipic o oră), luând în considerare căldura stocată și eliberată din masa clădirii.

Literatura de specialitate tratează trei tipuri diferite de metode:

- metoda de calcul lunară cvasi-staționare (ca opțiune specială: metoda sezonieră)

- metoda de calcul orară, dinamică, simplificată;

- metoda de simulare orară, dinamică, detaliată.

Calculul lunar oferă rezultate corecte pe o bază anuală, dar rezultatele pentru lunile individuale apropiate de începutul sezonului de încălzire și răcire pot da erori relativ mari.

Metoda alternativă simplă, pentru calculul orar a fost adăugată pentru a facilita calcularea, folosind grafice orare ale utilizatorului (cum ar fi valori de setare ale temperaturii, modalități de ventilație, schema de operare a elementelor de umbrire mobile și/sau opțiunile de control orar bazate pe condițiile climatice interioare sau exterioare). Această metodă stabilește rezultate orare, dar rezultatele pentru ore individuale nu sunt validate și valorile orare individuale pot avea erori relativ mari.

Procedurile pentru utilizarea de metode de simulare mai detaliate asigură compatibilitate și consistență între aplicarea diferitelor tipuri de metode.

Decizia utilizării uneia din cele trei metode depinde de aplicație (scop al calculării) și tipul clădirii.

Această alegere va depinde tipic de utilizarea clădirii (rezidențială, birouri, etc.), de complexitatea clădirii și/sau sistemelor, de aplicație (cererile de performanță energetică, certificatul de performanță energetică).

În metodele dinamice un surplus instantaneu de căldură în timpul perioadei de încălzire are ca efect creșterea temperaturii interioare peste valoarea prescrisă (de setare), prin aceasta redistribuindu-se surplusul de încălzire prin transmisie, ventilație și aporturi, în cazul în care spațiul încălzit nu este răcit mecanic. De asemenea, o resetare sau o închidere a termostatului poate să nu conducă în mod direct la o scădere a temperaturii interioare datorată inerției clădirii (căldura se eliberează din masa clădirii). O situație similară se aplică răcirii.

O metodă dinamică modelează rezistențele termice, capacitățile termice și aporturile de căldură interne și prin insolație în clădire sau într-o zonă a clădirii. Există numeroase metode pentru a proceda astfel, variind în complexitate de la simplu la foarte detaliat. Există standarde [122], care descriu metode de simulare detaliate sau criterii de performanță pentru astfel de metode. Standardul european [144] furnizează condiții la limită standardizate ale mediului și date de intrare și ieșire standardizate care facilitează stabilirea compatibilității între diferitele metode.

În metodele cvasi-staționare, sunt luate în considerare efectele dinamice prin introducerea factorilor de corelare:

- pentru încălzire, - factor de utilizare pentru aporturile de căldură interne și

prin insolație care ia în considerare faptul că doar o parte din aceste aporturi sunt utilizate pentru a scădea energia necesară încălzirii, restul conducând la o creștere nedorită, peste valoarea prescrisă (de setare), a temperaturii interioare.

- pentru răcire există două căi diferite de a reprezenta aceeași metodă:
 - factorul de utilizare pentru pierderi (imaginea în oglindă a abordării pentru încălzire)- Factorul de utilizare pentru transferul de căldură prin transmisie și ventilație ia în considerare faptul că doar o parte din transferul de căldură prin transmisie și ventilație este utilizată pentru a scădea necesarul de energie pentru răcire. Cealaltă parte („neutilizată”) dacă este considerată în perioade sau intervale de-a lungul nopții, nu influențează necesarul de energie pentru răcire, iar dacă este considerată în perioade sau intervale de-a lungul zilei poate influența necesarul de energie pentru răcire.
 - factorul de utilizare pentru aporturi (șimilar ca pentru încălzire) - Factor de utilizare pentru aporturile de căldură interioare și prin insolație care ține cont de faptul că doar o parte din aceste aporturi sunt compensate prin transferul termic de căldură prin transmisie și ventilare presupunând un anumit maxim al temperaturii interioare. Cealaltă parte („neutilizată”) conduce la nevoi de răcire, pentru a evita o creștere nedorită a temperaturii interioare peste valoarea de setare.

3.3. Definirea conturului clădiri și a zonelor de calcul

Pentru o abordare corectă a calculului energetic, trebuie definit de la început conturul clădirii. De asemenea, în caz de necesitate, se delimitează zonele interioare de calcul, caracterizate prin temperatură prescrisă (setată) diferită și/sau de scenarii diferite de utilizare; în acest caz bilanțul termic trebuie efectuat la nivelul fiecărei zone.

3.3.1. Conturul clădirii [103]

Conturul clădirii cuprinde toate elementele componente ale anvelopei ce separă spațiul încălzit/răcit (climatizat) de mediul exterior (aer, apă, sol), de alte zone climatizate sau de zonele adiacente neclimatizate.

Aria pardoselii Ap corespunde pardoselii utile. Aria se va calcula utilizând dimensiunile interioare ale încăperii.

3.3.2. Definirea zonelor termice ale clădirii [103]

Din punct de vedere termic, clădirea poate fi considerată:

- ca o singură zonă termică,

sau:

- clădirea poate fi divizată în mai multe zone interioare, ținând cont de cuplajul termic dintre zone,
- clădirea poate fi divizată în mai multe zone interioare, fără a ține cont de cuplajul termic dintre zone.

Partiționarea clădirii în „zone termice” este necesară în cazul următoarelor situații:

- spațiile sunt încălzite/răcite pe cale mecanică și temperaturile prescrise pentru încălzire/răcire diferă cu mai mult de 4 K;

- există mai multe sisteme de încălzire/răcire ce funcționează simultan și acoperă arii diferite în interiorul clădirii climatizate,
- există mai multe sisteme de ventilare ce deservește diferite zone ale clădirii climatizate; dacă există un sistem de ventilare ce deservește mai mult de 80% din volumul clădirii (zonei), celelalte spații se consideră deservite de același sistem, considerat ca „sistem principal”,
- debitele de ventilare a spațiilor climatizate, raportate la 1 m² de pardoseală utilă, diferă între ele cu mai mult de 4 ori. Această condiție nu este aplicabilă atunci când ușile de separare dintre spațiile ventilate sunt supuse unor deschideri frecvente sau când mai mult de 80% din aria pardoselii are aceeași rată de ventilare (număr de schimburi orare).

Fiecare zonă termică interioară poate fi caracterizată de parametri diferiți (temperatură) sau scenarii diferite de temperatură pe durata unei zile. În cazul definirii mai multor zone, bilanțul termic se efectuează separat pentru fiecare zonă în parte.

Spațiile neclimatizate de dimensiuni reduse pot fi incluse în cadrul unui spațiu mare climatizat dar în acest caz trebuie privite și ele ca spații climatizate.

Decizia cu privire la luarea în considerare sau nu a cuplajului termic dintre zone depinde de scopul calculului și de complexitatea clădirii și a sistemelor sale.

Dacă o clădire este divizată în mai multe zone, fără cuplaj termic între zone, calculul se face utilizând procedura monozonă pentru fiecare zonă în parte și presupunând frontiere adiabatice între zonele adiacente.

Dacă nici una dintre cele două proceduri mai sus enunțate („monozonă”, respectiv „multizonă fără cuplaj termic între zone”) nu poate fi aplicată, se recurge la procedura de calcul multizonă cu cuplaj termic între zone.

3.3.2.1. Calculul monozonă pentru încălzire/răcire [102], [103]

Dacă se aplică ipoteza de calcul a clădirii formate dintr-o singură zonă, iar zona respectivă cuprinde spații cu temperaturi prescrise diferite (cu diferențe mai mici de 4K), temperatura interioară în perioada de încălzire/răcire se scrie ca o medie ponderată dintre temperaturile interioare din aceleași zone (θ_j) cu suprafețele pardoselilor zonelor j ($A_{p,j}$):

$$\theta_i = \frac{\sum_j A_{p,j} \theta_{i,j}}{\sum_j A_{p,j}} \quad (3.3.1)$$

în care :

$\theta_{i,j}$ este temperatura interioară convențională a spațiului j în perioada de încălzire/răcire, [°C];

$A_{p,j}$ - aria pardoselii utile a spațiului j , [m²];

Dacă se aplică procedura de calcul monozonă iar zona respectivă cuprinde spații cu utilizări diferite (relativ la surse de căldură interioare, ore de iluminat, de ventilare, debite de ventilare etc.) se va utiliza ca valoare a temperaturii zonei, o medie ponderată cu parametrii stabiliți în funcție de utilizare, de același tip cu media ponderată a temperaturilor.

3.3.2.2. Calculul multizonă, fără cuplaj termic dintre zone [103]

Pentru calculul multizonă fără cuplaj termic între zone, orice transfer termic prin transmisie sau prin transport de aer dintre zone nu este luat în considerare. Din acest motiv, calculul multizonă fără cuplaj termic reprezintă o procedură de aplicare succesivă a calculului monozonă. Cu toate acestea, condițiile la limită și inițiale pot fi cuplate, de exemplu, pentru cazul zonelor deservite de același sistem de răcire sau care au aceleași surse interioare de căldură.

Pentru zonele deservite de același sistem de răcire, energia necesară este egală cu suma energiilor necesare calculate pentru fiecare zonă în parte.

Pentru zonele care nu sunt deservite de același sistem de răcire, energia consumată este egală cu suma energiilor consumate (utilizate) calculate pentru fiecare zonă a clădirii în parte.

3.3.2.3. Calculul multizonă, considerând cuplajul termic dintre zone [103]

Pentru calculul multizonă care consideră cuplajul termic dintre zone, este luat în considerare orice transfer termic prin transmisie sau prin transport de aer interzone.

3.4. Metoda de calcul dinamică orară detaliată pentru calculul necesarului de energie a spațiilor încălzite sau răcite [144]

3.4.1. Introducere

Procedura de calcul depinde de tipul metodei de calcul, dar condițiile de mediu, modul de utilizare, controlul precum și caracteristicile termotehnice ale elementelor de construcție trebuie să fie aceleași pentru fiecare tip de metodă de calcul (sezonier, lunar, orar simplificat sau simulare detaliată).

Calculul energiei pentru spații încălzite/răcite se determină în trei etape :

- calculul necesarului de energie pentru încălzire și răcire;
- determinarea perioadei sezonului de încălzire și de răcire;
- repetarea calculelor date de interacțiunea dintre clădire și sistem sau de alte cauze ce trebuie specificate.

Metodele dinamice de simulare detaliată utilizate în calculul necesarului de energie pentru încălzire sau răcire trebuie validate de standarde europene sau naționale ce conțin teste de validare.

Procedura de validare este folosită pentru a verifica necesarul de energie pentru încălzirea și răcirea spațiului bazat pe modelul bilanțului de căldură tranzitiv sensibil, luând în considerare [122]:

- bilanțul de căldură al suprafeței externe;
- conducția prin învelișul clădirii;
- capacitățile termice ale structurilor interne și externe;
- bilanțul căldurii suprafeței interne;
- bilanțul căldurii aerului;
- metoda soluției bilanțului căldurii.

Necesarul de energie pentru răcire și încălzire pe oră a clădirii este calculat pentru întregul an pe baza datelor climatice, caracteristicile clădirii folosind standardele aplicabile listate în [144] și pe datele naționale pentru aporturile interioare de căldură. Testele de validare sunt limitate doar la nevoile de energie ale clădirii pentru încălzire și răcire și prin aceasta exclud legătura la părțile de sistem ale energiei.

3.4.2. Proceduri [122]

Cererile orare de încălzire și răcire sunt calculate fie pentru întregul an sau, ca cerință minimă, pentru un număr de zile care pot fi folosite pentru a reprezenta fiecare lună.

Deoarece este nevoie ca aceste zile tipice să fie reprezentative pentru întreaga lună, ele vor ține cont de climat (conform cu [66]). Cunoașterea răcirii pe oră și a sarcinilor termice multiplicat cu numărul de zile reprezentate de zilele considerate tipice va permite o bună estimare a cererii de energie lunară și anuală a clădirii. Modelele pentru ocupare și utilizare vor fi selectate în conformitate cu [62].

Dacă procedura de calcul se referă la zilele lunare tipice, vor fi respectate următoarele constrângeri:

- zilele tipice vor fi reprezentative pentru întreaga lună;
- fiecare zi tipică va fi însoțită de numărul de zile dintr-o lună pe care îl reprezintă;
- temperatura medie lunară obținută ca media măsurată a zilelor tipice va fi egală cu energia solară lunară obținută de la datele originale ale climei;
- energia solară globală lunară obținută din suma zilelor tipice măsurate va fi egală cu energia solară lunară obținută din datele originale ale climei;
- valorile medii lunare (cuprind temperaturile aerului, temperaturile externe radiante și radiația globală) trebuie să fie egale cu valorile corespunzătoare obținute din datele originale ale climei.

În cazul clădirilor masive termic trebuie să fie folosite un număr mai mare de zile de determinare.

Adițional, pentru aspectele care nu sunt acoperite de testele de validare, în cazul comparării nivelului performanței energetice a clădirilor și/sau pentru verificarea conformării cu reglementările naționale sau regionale ale clădirii procedura va fi folosită după cum este prescris sau după cum se face referire la acest standard.

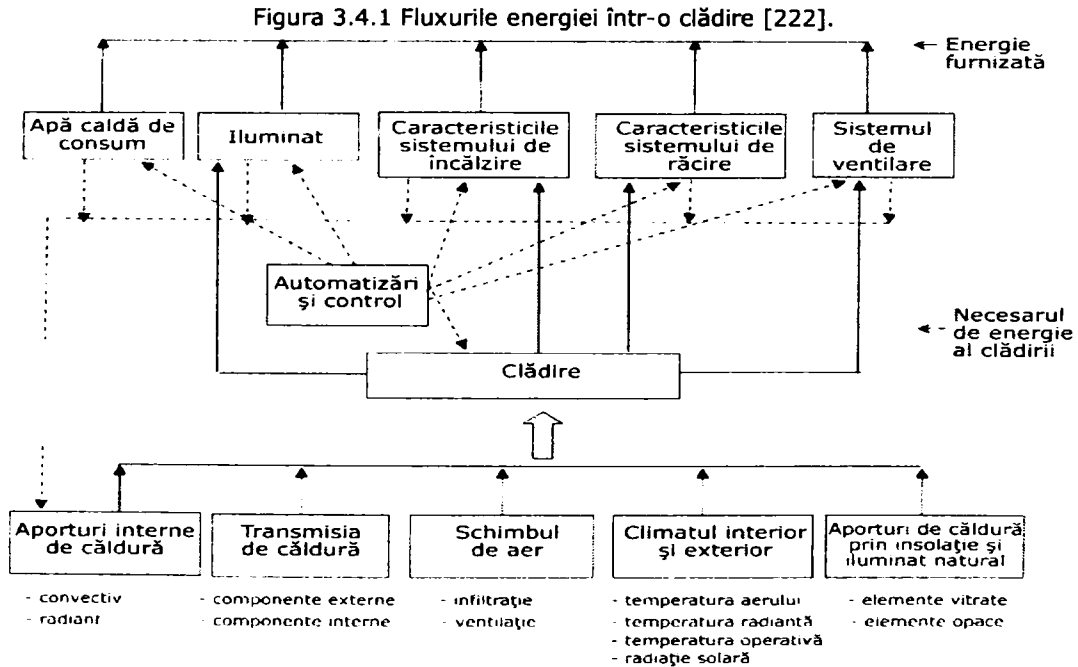
Prin urmare calculul trebuie executat în conformitate cu:

- partiționarea în zone;
- caracteristicile transmisiei-transferului de căldură;
- caracteristicile transferului de căldură prin ventilație;
- aporturile interne de căldură;
- aporturile de căldură prin insolație;
- parametri dinamici;
- condiții interne.

În special când rezultatele calculelor sunt destinate pentru folosirea în contextul verificării pentru conformitatea cu reglementările clădirii este important ca instrumentele de calcul să fie verificate amănunțit în conformitate cu procedurile generale, condițiile limită și datele de intrare. Dacă apare un conflict în cadrul procedurilor, aceasta poate conduce la diferențe între rezultate care rămân

nedetectate și astfel conduc la variabilitate în rezultate. Astfel de instrumente sunt în general dificil de verificat. Aspecte relevante includ:

- transfer de căldură (dinamic) prin pământ, incluzând funcțiile termice;
- pereți și pardoseli non-adiabatic;
- punți termice liniare;
- fluxuri de aer între zone ale clădirii;
- umbrire solară de către și prin reflexia de la proeminențe, muchii și obstacole externe;
- proprietăți solare dependente de unghi ale ferestrelor;
- calcularea orară a infiltrării aerului.



3.5. Ipoteze de bază [122]

Următoarele ipoteze de bază sunt considerate ca cerințe minime pentru metodele de calcul:

- încăperea este considerată un spațiu închis delimitat prin elemente împrejmuitoare;
- temperatura aerului este uniformă în întreaga încăpere;
- proprietățile termofizice ale tuturor materialelor sunt constante și izotropice;
- coeficienții convectivi ai transferului de căldură sunt fixați;
- conducția de căldură prin fiecare element al încăperii este unidimensional iar suprafețele acestora sunt considerate izoterme;
- funcțiile termice sunt reprezentate fie ca elemente liniare de pierdere de căldură fără inerție termică [134] sau ca echivalente ale elementelor clădirii unidimensionale cu masă termică și caracteristici termice derivate de calculele stării stabile [130];

- distribuția radiației solare pe suprafețele interne ale componentei zonei este fixată;
- distribuția părții radiante a fluxului de căldură datorată surselor interne este uniformă suprafețelor interne a componentelor împrejmuitoare ale încăperii;
- transferurile cu undă lungă radiantă și de căldură convectivă la suprafața internă a fiecărui component sunt tratate separat;
- dependența unghiulară a proprietăților transmisiei solare a strălucirii este calculată pe baza informațiilor fabricantului sau trebuie folosit alternativ un factor de reducere constant de 0,9;
- umbrirea mobilă și cea externă sunt luate în considerare în conformitate cu [144];
- transferul căldurii prin parter (incluzând conexiunile podea-perete) este tratată în conformitate cu procedura de calcul dinamică dată în [131].
- instalația care deservește clădirea pentru care se face calculul energetic se consideră a fi controlată de un sistem de automatizare.

Această listă poate să nu fie exhaustivă, depinzând de trăsăturile și aplicațiile clădirii.

3.6. Pași multipli [144]

Datorită interacțiunilor între clădire și sistem, între zone și/sau alte interacțiuni, pot fi necesari pași multipli pentru calculul energiei consumate pentru încălzire/răcire .

Depinzând de tipul de metodă de calcul această iterație poate fi executată la nivel orar, lunar sau sezonier.

Pentru a se ține cont de interacțiunea între clădire și sisteme, trebuie avut în vedere faptul că aporturile de căldură (inclusiv câștigurile negative, din pierderile de căldură) cuprind căldura de la sistemul de încălzire și răcire. Înainte de a putea fi calculată căldura disipată de la sistemul de răcire și încălzire poate fi calculat într-un prim pas necesarul de energie pentru încălzire și răcire fără aporturile de căldură interioare.

Căldura disipată de sistemul de încălzire și răcire va fi adăugată la valoarea necesarului de energie pentru încălzire și răcire în cel de al doilea pas de calcul.

În principiu, ar fi necesară o iterație completă, dar o iterație completă nu va conduce la o îmbunătățire a acurateței rezultatelor, fiind suficienți doi pași.

Rezultatul primului pas oferă de asemenea o introducere în performanța clădirii fără influența sistemului de încălzire și răcire.

Prin urmare, depinzând de aplicație și tipul clădirii, poate fi solicitat să se efectueze calculul necesarului de energie pentru încălzire și răcire în doi sau mai mulți pași: prima oară un calcul fără căldura disipată din sistemul de încălzire și răcire (când aceasta nu poate fi prevăzut fără a se cunoaște necesarul de încălzire și răcire), urmat de o calculare sau iterare incluzând căldura disipată de la sistemul de încălzire și răcire, bazat pe informația din primul calculul.

În cazul calculului cu un singur pas, poate să se aplice următoarea abordare simplificată: adaptarea pierderilor specifice sistemului direct la nivelul sistemului pentru a se explica pierderile recuperate la nivelul clădirii și a se neglija acestea ca intrări pentru bilanțul energetic al clădirii.

Cea din urmă abordare poate conduce la erori semnificative dacă efectul pierderilor recuperate din bilanțul energetic al clădirii este mare sau foarte diferit de situația pe care este bazată rectificarea.

Utilizarea calculului în pași multipli poate fi determinată și de următoarele situații:

- pentru a se cuantifica prevederile sezoniere special - depinzând de aplicația și tipul clădirii, poate fi cerut să se efectueze calculul energiei necesare pentru răcire în doi sau mai mulți pași: prima oară un calcul fără răcire liberă sau răcire de noapte prin ventilație, urmat de un calcul cu răcire liberă sau răcire de noapte prin ventilație pentru acele perioade în care prima calculare a indicat că una sau două din acestea sunt opțiuni fezabile pentru a scădea necesarul de energie pentru răcire;

- pentru a cuantifica efectul controlului imperfect al temperaturii;

- pentru a se explica interacțiunea între diferite zone - în cazul unui calcul multi-zonal cu zone cuplate termic este cerută de asemenea o iterație;

- pentru a obține o dezmembrare în componente - opțional poate fi relevant să se repete calculul general, de ex. prin excluderea succesivă a elementelor specifice din calcul, să se cuantifice efectul elementelor specifice la rezultat.

3.7. Determinarea perioadei sezonului de încălzire și de răcire

3.7.1. Calculul factorului de utilizare al aporturilor de căldură pentru instalațiile de încălzire [102]

Factorul de utilizare η al aporturilor de căldură se calculează astfel:

$$\text{dacă } \gamma \neq 1 \quad \eta = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} \quad (3.7.1)$$

$$\text{dacă } \gamma = 1 \quad \eta = \frac{a}{a+1} \quad (3.7.2)$$

unde:

γ este raportul dintre aporturi și pierderile de căldură,

a - parametru numeric care depinde de constanta de timp τ , definit prin relația:

$$a = a_0 + \frac{\tau}{\tau_0} \quad (3.7.3)$$

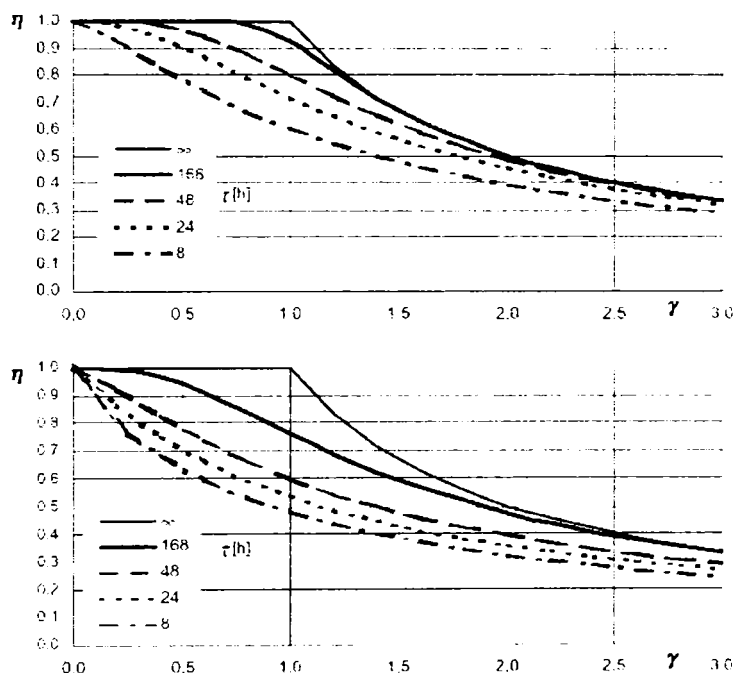
Valorile pentru a_0 și τ_0 sunt indicate în tabelul 3.7.1.

Tabelul 3.7.1 - Valori ale parametrului numeric a_0 și ale constantei de timp de referință τ_0

Tipul clădirii		a_0	τ_0 [h]
I	Clădiri încălzite continuu (mai mult de 12 h pe zi), precum clădirile de locuit, hoteluri, spitale, cămine și penitenciare: Metoda de calcul lunar	1	15
	Metoda de calcul sezonier	0,8	30
II	Clădiri încălzite numai în timpul zilei (mai puțin de 12 h pe zi), precum clădiri destinate educației, birouri, clădiri pentru conferințe și comerciale	0,8	70

Graficul 3.7.1 prezintă factorii de utilizare pentru perioadele de calcul lunar și pentru diverse constante de timp, pentru clădiri din categoria I (încălzite continuu) și II (încălzite discontinuu).

Graficul 3.7.1. Factor de utilizare pentru constantele de timp de 8h, o zi, doua zile, o săptămână și infinit, valabil pentru o perioada de calcul lunar, pentru clădiri încălzite continuu (clădiri din categoria I, sus) și pentru clădiri încălzite numai pe timpul zilei (clădiri din categoria II, jos)



Factorul de utilizare se definește independent de caracteristicile instalației de încălzire, presupunând reglarea perfectă a temperaturii și flexibilitate infinită.

O instalație de încălzire cu un răspuns lent și un sistem de reglare imperfect pot afecta în mod semnificativ utilizarea aporturilor.

Prima și ultima zi a sezonului de încălzire, adică durata și condițiile meteorologice medii ale acestuia pot fi stabilite la nivel național pentru o zonă geografică dată și pentru clădiri tip. Sezonul de încălzire cuprinde toate zilele pentru care aporturile de căldura, calculate cu un factor de utilizare convențional, η_1 , nu compensează pierderile termice, adică atunci când:

$$\theta_{ed} \leq \theta_{id} - \frac{\eta_1 Q_{gd}}{H * t_d} \quad (3.7.4)$$

unde:

- θ_{ed} este temperatura exterioară medie zilnică;
- θ_{id} - temperatura interioară medie zilnică;
- η_1 - factorul de utilizare convențional, calculat cu $\gamma = 1$;
- Q_{gd} - aporturile solare și interne medii zilnice;
- H - coeficientul de pierderi termice al clădirii;
- t_d - durata unei zile, adică 24 h sau 86.400 s.

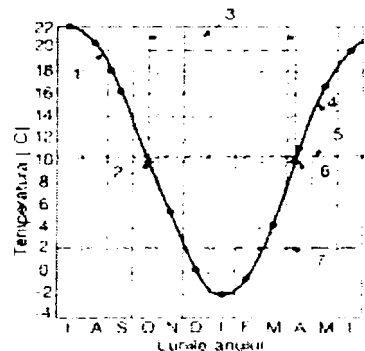
Temperatura θ_{ed} se numește „temperatură de echilibru” și reprezintă temperatura exterioară pentru care aporturile utilizate egalează pierderile de căldură ale clădirii.

Aporturile de căldură din formula (3.7.4) pot proveni dintr-o valoare convențională la nivel național sau regională a radiației solare totale zilnice la limitele sezonului de încălzire. Valorile medii lunare ale temperaturilor și ale aporturilor de căldură zilnice sunt corespunzătoare zilei a 15-a a fiecărei luni. Dacă nu sunt disponibile alte date climatice se pot utiliza valorile indicate în SR 4839, standardul referitor la „Număr grade -zile”.

Pentru a obține zilele limită pentru care este îndeplinită condiția (3.7.4) este utilizată o interpolare liniară. Pentru calculul simplificat, perioada de încălzire poate fi stabilită grafic prin intersecția valorii temperaturii de echilibru pentru perioada de încălzire cu curba de variație a temperaturilor exterioare medii lunare corespunzătoare localității, așa cum arată graficul 3.7.2.

Graficul 3.7.2 Stabilirea perioadei de încălzire:

1. temperatura interioară
 2. începutul perioadei de încălzire
 3. număr zile de încălzire
 4. curba de variație a temperaturilor medii lunare
 5. temperatura de echilibru
 6. sfârșitul perioadei de încălzire
 7. temperatura medie a sezonului de încălzire
- Necesarul de căldură al clădirii se calculează pentru întregul sezon de încălzire.



3.7.2. Necesarul de energie pentru încălzirea unei clădiri [102]

Pierderile termice, Q_L , și aporturile de căldură, Q_g , se calculează pentru fiecare perioadă de calcul.

Necesarul de energie pentru încălzirea spațiilor se obține pentru fiecare perioadă de calcul cu relația:

$$Q_h = Q_L - \eta Q_g \quad [J] \quad (3.7.5)$$

în care se impune $Q_L = 0$ și $\eta = 0$ în cazul în care temperatura exterioară medie este superioară temperaturii interioare.

Factorul de utilizare, η , determinat în conformitate cu paragraful precedent este un factor de diminuare al aporturilor de căldură, prevăzut pentru a compensa pierderile termice suplimentare care apar atunci când aporturile de căldură depășesc pierderile termice calculate.

3.7.3. Calculul factorului de utilizare a pierderilor de căldură (frig) pentru instalațiile de răcire [103]

În metoda de calcul lunară, efectele dinamice sunt luate în considerare prin introducerea unui factor de utilizare a pierderilor de căldură în situația răcirii. Efectul

inerției termice a clădirii în cazul răcirii intermitente sau opririi furnizării frigului este luat în considerare prin introducerea unei ajustări (corecții) a temperaturii interioare prescrise sau a unei corecții aplicate necesarului de energie pentru răcire.

Factorul de utilizare a pierderilor de căldură este funcție de raportul dintre pierderile și aporturile de căldură și de inerția termică a clădirii, conform următoarelor relații:

notând cu λ_R raportul dintre aporturile și pierderile de căldură în situația răcirii,

$$\text{- dacă } \lambda_R > 0 \text{ și } \lambda_R \neq 1, \text{ atunci } \eta_{Tr,R} = \frac{1 - \lambda_R^{\alpha_R}}{1 - \lambda_R^{\alpha_R + 1}} \quad (3.7.6)$$

$$\text{- dacă } \lambda_R = 1 \text{ atunci } \eta_{Tr,R} = \frac{\alpha_R}{\alpha_R + 1} \quad (3.7.7)$$

$$\text{- dacă } \lambda_R < 0 \text{ atunci } \eta_{Tr,R} = 1 \quad (3.7.8)$$

În care, pentru fiecare lună și pentru fiecare zonă considerată:

$\eta_{Tr,R}$ este factorul de utilizare a pierderilor de căldură în situația răcirii;

λ_R - raportul dintre aporturile și pierderile de căldură ale zonei în perioada de răcire;

$$\lambda_R = \frac{Q_{surse,R}}{Q_{Tr,R}} \quad (3.7.9)$$

$Q_{surse,R}$ - aporturile de căldură totale pentru răcire, [MJ];

$Q_{Tr,R}$ - energia totală transferată între clădire și mediul exterior, în situația răcirii clădirilor, [MJ];

α_R - parametru numeric adimensional ce depinde de constanta de timp a clădirii pentru răcire τ_R , care se calculează cu relația:

$$\alpha_R = \alpha_{0R} + \frac{\tau_R}{\tau_{0R}} \quad (3.7.10)$$

unde:

α_{0R} - este parametru numeric de referință, determinat conform tabelului 3.7.2;

τ_R - constanta de timp pentru răcire, în ore, de unde:

$$\tau_R = \frac{C_m}{3,6 \cdot H_T} \quad (3.7.11)$$

unde: τ_R este constanta de timp a clădirii pentru modul de răcire, [ore];

C_m - capacitatea termică a clădirii, [kJ/K];

H_T - coeficient de transfer de căldură prin transmisie ale clădirii, în modul de răcire, [W/K];

τ_{0R} - constanta de timp de referință pentru răcire, determinată conform tabelului 3.7.2.

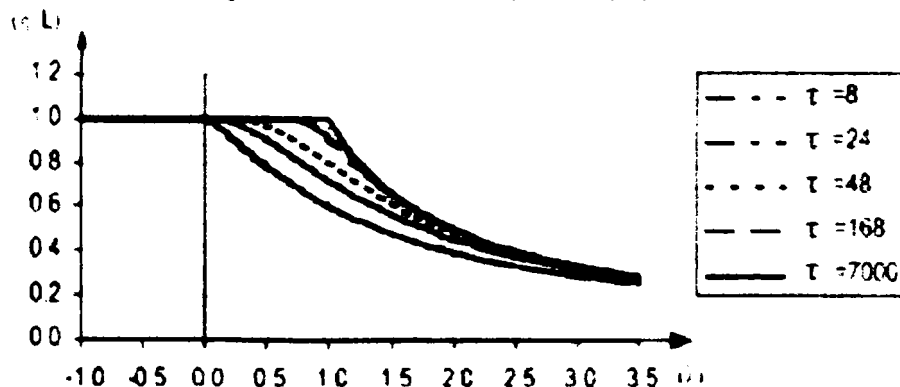
Tabelul 3.7.2 Valorile parametrului numeric α_{0R} și ale constantei de timp de referință τ_{0R}

Tipul de clădire referitor la funcționarea sistemului de răcire		α_{0R}	τ_{0R} [ore]
I	Clădiri răcite continuu (mai mult de 12 ore pe zi): clădiri rezidențiale, hoteluri, spitale, locuințe	1,0	15
	- metoda lunară - metoda sezonieră	0,8	30
II	Clădiri răcite numai pe parcursul zilei (mai puțin de 12 ore/zi): școli, birouri, săli de spectacole, magazine	1,0	15
Valorile lui α_{0r} și τ_{0r} pot fi furnizate și la nivel național.			

În figura 3.7.3 este reprezentată variația factorului de utilizare η_{LR} pentru o perioadă de calcul lunară și pentru diverse constante de timp ale clădirilor din clasa I.

Factorul de utilizare a pierderilor de căldură pentru răcire se definește independent de caracteristicile sistemului de răcire, presupunând un control perfect al temperaturii și flexibilitate optimă a controlului. Un sistem de răcire ce răspunde lent și un control imperfect al temperaturii interioare poate afecta utilizarea optimă a pierderilor.

Graficul 3.7.3 Nomogramă pentru determinarea factorului de utilizare a pierderilor pentru răcire η_{LR} pentru constante de timp τ_R : 8, 24, 48 ore, o săptămână și infinit, valabile pentru perioade de calcul lunare și clădiri răcite continuu (clădiri tip I).



Durata sezonului de încălzire și de răcire (număr de zile sau ore) se determină considerând momentul de început și de sfârșit al perioadei de încălzire/răcire atunci când necesarul de căldură sau frig depășește 1 W/m^2 . Această durată va fi luată în considerare și pentru calculul energiei auxiliare consumate în sisteme (pentru funcționarea pompelor, ventilatoarelor etc.).

3.7.4. Necesarul de energie pentru răcirea unei clădiri [103]

Pentru fiecare zonă a clădirii, necesarul de energie pentru răcire, pentru fiecare lună de calcul se calculează conform relației:

$$Q_R = Q_{\text{surse},R} - \eta_R Q_{\text{Tr},R} \quad \text{pentru situația } Q_R > 0, \quad (3.7.12)$$

în care:

- Q_R este energia necesară pentru răcirea clădirii, [MJ];
- $Q_{Tr,R}$ - energia totală transferată între clădire și mediul exterior, în situația răcirii clădirilor, [MJ];
- $Q_{surse,R}$ - energia totală furnizată de sursele de căldură, în situația răcirii clădirii, [MJ];
- η_R - factorul de utilizare a pierderilor de căldură, în situația răcirii.

Observație - Pentru simplificarea scrierii, în cele ce urmează nu se va mai utiliza indicele "R", caracteristic situației de răcire, toate evaluările fiind făcute pentru această situație.

Transferul de căldură total dintre clădire și mediul adiacent neclimatizat se scrie:

$$Q_{Tr} = Q_T + Q_V \quad (3.7.13)$$

în care, pentru fiecare zonă și pentru fiecare perioadă de calcul:

- Q_{Tr} - căldura totală transferată, [MJ];
- Q_T - căldura transferată prin transmisie, [MJ];
- Q_V - căldura transferată prin aerul de ventilare, [MJ].

În funcție de diferențele de temperatură cu care se calculează termenii Q_T și Q_V și de coeficienții de transfer, termenul Q_{Tr} poate fi negativ (căldură extrasă din clădire) sau pozitiv (căldură care pătrunde în clădire).

Căldura totală de la sursele interioare, Q_{surse} :

$$Q_{surse} = Q_{int} + Q_S \quad (3.7.14)$$

în care:

- Q_{int} este căldura degajată de sursele interioare, [MJ];
- Q_S - căldura provenită de la soare, [MJ].

Sistemele de încălzire/răcire constituie ele însele surse interioare de căldură, uneori negative (care absorb căldură). Deoarece căldura datorată acestor surse, depinde de necesarul de energie al clădirii, trebuie să se facă un calcul în două etape: inițial se evaluează necesarul de energie al clădirii fără aceste surse și după aceea se include și energia care provine de la aceste surse.

3.8. Regimuri de utilizare a clădirilor și influența acestora asupra performanței energetice [101]

3.8.1. Clasificarea clădirilor în funcție de regimul lor de ocupare

În funcție de regimul de ocupare, clădirile se împart în două categorii:

- clădiri cu ocupare continuă - în care intră clădirile a căror funcționalitate impune ca temperatura mediului interior să nu scadă, în intervalul „ora 0 - ora 7” cu mai mult de 7°C sub valoarea normală de exploatare;
- clădiri cu ocupare discontinuă - în care intră clădirile a căror funcționalitate permite ca abaterea de la temperatura normală de exploatare să fie mai mare de 7°C pe o perioadă de 10 ore pe zi, din care 5 ore în intervalul „ora 0 - ora 7”.

3.8.2. Clasificarea tipurilor de funcționare ale instalațiilor de încălzire/răcire

Tipurile de funcționare ale instalațiilor de încălzire/răcire sunt:

- încălzire/răcire continuă;
- încălzire/răcire intermitentă.

3.8.3. Clasificarea clădirilor funcție de inerția termică inclusiv modul de stabilire a valorii acesteia

În funcție de inerția termică, clădirile se împart în trei clase:

- inerție termică mică;
- inerție termică medie
- inerție termică mare.

Încadrarea clădirilor în una din clasele de inerție se face conform tabelului 3.8.1, în funcție de valoarea:

$$\text{Raport } \frac{\left(\sum_j m_j \cdot A_j \right)}{A_d} \quad (3.8.1)$$

în care:

m_j este masa unitară a fiecărui element de construcție component j , care intervine în inerția termică a acestuia, în kg/m^2 ;

A_j - aria utilă a fiecărui element de construcție j , determinată pe baza dimensiunilor interioare ale acestuia, în m^2 ;

A_d - aria desfășurată a clădirii sau părții de clădire analizate, în m^2 .

Tabelul 3.8.1 Clase de inerție termică

Raportul $\frac{\left(\sum_j m_j \cdot A_j \right)}{A_d}$	Inerția termică
până la 149 kg/m^2	mică
de la 150 până la 399 kg/m^2	medie
peste 400 kg/m^2	mare

La determinarea clasei de inerție se va avea în vedere următoarele:

- dacă aria desfășurată a spațiului încălzit/răcit aferent clădirii analizate este mai mică sau egală cu 200 m^2 , calculul raportului dat de relația (3.8.1) se va face pe întreaga clădire;
- dacă aria desfășurată a spațiului încălzit/răcit aferent clădirii analizate este mai mare de 200 m^2 , calculul raportului dat de relația (3.8.1) se va face pe o porțiune mai restrânsă, considerată reprezentativă pentru clădirea sau partea de clădire analizată.
- pe o porțiune mai restrânsă, considerată reprezentativă pentru clădirea sau partea de clădire analizată.

3.8.4. Corelații între regimul de ocupare al clădirii și inerția termică a acesteia

În funcție de categoria de ocupare și de clasa de inerție, clădirile se împart în două categorii:

- clădiri de categoria 1, în care intră clădirile cu „ocupare continuă” și clădirile cu „ocupare discontinuă” de clasă de inerție termică mare;
- clădiri de categoria 2, în care intră clădirile cu „ocupare discontinuă” și clasă de inerție medie sau mică.

3.9. Cerințe de performanță și niveluri de performanță termică, energetică și de permeabilitate la aer, pentru elementele anvelopei clădirilor și pentru ansamblul acestora [101]

Se prevăd valori, diferențiate pe de o parte pentru diferite tipuri de clădiri, pe de altă parte pentru clădiri noi și pentru cele existente care se reabilitează/modernizează, pentru următoarele cerințe de performanță (condiții tehnice de performanță):

- rezistențe termice corectate minime admisibile/normate/de referință - din condiții de igienă și confort termic în spațiile locuite/ocupate; transmitanțe termice corectate maxime admisibile/normate/de referință - din condiții de igienă și confort termic în spațiile locuite/ocupate;
- rezistențe termice corectate minime admisibile/normate/de referință - din condiții de economie de energie, transmitanțe termice corectate maxime admisibile/normate/de referință - din condiții de economie de energie,
- temperaturi superficiale minime pentru evitarea riscului de condens pe suprafața interioară a elementelor de construcție care alcătuiesc anvelopa clădirilor,
- debite minime de aer proaspăt etc.

Rezistențele termice, pentru clădirile noi, sunt normate astfel:

- pe considerente de confort higrotermic, în mod indirect, prin limitarea diferențelor de temperaturi între temperatura aerului interior și temperatura superficială interioară, medie, aferentă fiecărei încăperi în parte și fiecărui tip de element de construcție:

$$\Delta\theta_{i\max} = \theta_i - \theta_{si\ m} \quad [K] \quad (3.9.1)$$

- pe considerente termoenergetice, în mod direct, prin stabilirea unor valori minime R'_{\min} ale rezistențelor termice corectate, medii pe clădire, pentru fiecare tip de element de construcție.

3.9.1. Rezistența termică, necesară din considerente de confort higrotermic

Se calculează, cu relația:

$$R'_{nec} = \frac{\Delta\theta}{\alpha_i \cdot \Delta\theta_{i\max}} \quad [m^2K/W] \quad (3.9.2)$$

în care :

$\Delta\theta_{i\max}$ este diferența maximă de temperatură, admisă între temperatura interioară și temperatura medie a suprafeței interioare
 $\Delta\theta_{i\max} = \theta_i - \theta_{sim}$

Valorile $\Delta\theta_{i\max}$ se dau în tabelul 3.9.1, în funcție de destinația clădirii și de tipul elementului de construcție.

Tabelul 3.9.1 Valori normate $\Delta\theta_{i\max}$

Grupa clădirii	Destinația clădirii	φ_i (%)	$\Delta\theta_{i\max}$ [K]		
			Pereti	Tavane	Pardoseli
I	<ul style="list-style-type: none"> • Clădiri de locuit, cămine, internate • Spitale, policlinici, ș. a. • Creșe, grădinițe • Școli, licee, ș.a. 	60	4,0	3,0	2,0
II	<ul style="list-style-type: none"> • Alte clădiri social - culturale, cu regim normal de umiditate 	50	4,5	3,5	2,5
III	<ul style="list-style-type: none"> • Clădiri sociale cu regim ridicat de umiditate • Clădiri de producție cu regim normal de umiditate 	60	6,0	4,5	3,0
IV	<ul style="list-style-type: none"> • Clădiri de producție cu regim ridicat de umiditate *) 	≤ 75	$\Delta\theta_r$	$0,8 \Delta\theta_r$	3,5

*) $\Delta\theta_r = \theta_i - \theta_r$

La elementele de construcție care separă încăperea considerată de un spațiu neîncălzit, în loc de valoarea $\Delta\theta = \theta_i - \theta_e$, în relația (3.9.2) se introduce diferența de temperatură $(\theta_i - \theta_u)$, în care θ_u reprezintă temperatura în spațiul neîncălzit, determinată pe baza unui calcul de bilanț termic.

La elementele de construcție care separă încăperea considerată de un spațiu mai puțin încălzit, în loc de valoarea $\Delta\theta$, în relația (3.9.2) se introduce diferența dintre cele două temperaturi interioare convenționale de calcul. Relația (3.9.2) nu se aplică la suprafețele vitrate.

Rezistențele termice corectate R' ale tuturor elementelor de construcție ale clădirilor, calculate pentru fiecare încăpere în parte, trebuie să fie mai mari decât rezistențele termice necesare:

$$R' \geq R'_{nec} \quad [m^2K/W] \quad (3.9.3)$$

Condiția (3.9.3) se aplică și la elementele de construcție adiacente rosturilor închise, izolate față de mediul exterior, la verificarea termotehnică a elementelor de construcție interioare, spre încăperile neîncălzite sau mai puțin încălzite, precum și la clădirile încălzite cu sobe.

La elementele de construcție ale încăperilor în care staționarea oamenilor este de scurtă durată (de exemplu casa scării, holurile de intrare în clădirile de locuit, ș.a.) valorile $\Delta\theta_{i\max}$ din tabelul 3.9.1 se măresc cu 1 K.

Pentru încăperile clădirilor de producție cu degajări importante de căldură, valoarea $\Delta\theta_{i\max}$ nu se normează, dacă este îndeplinită una din următoarele condiții:

- degajările de căldură depășesc cu cel puțin 50% necesarul de căldură de calcul;
- densitatea fluxului termic degajat este de cel puțin 23 W/m² de element de construcție;
- suprafața interioară a elementului de construcție este supusă unui flux radiant permanent sau este spălată de aer uscat și cald.

Rezistențele termice ale elementelor de construcție vitrate trebuie să fie mai mari decât valorile R'_{nec} din tabelul 3.9.2.

Pentru elementele de construcție ușoare - cu excepția suprafețelor vitrate - sunt valabile valorile R'_{nec} de mai jos, prin care se urmărește a se compensa inerția (exprimată prin greutate) redusă, prin rezistențe termice sporite:

pentru 20 kg/m ²	$R'_{nec} = 2,50 \text{ m}^2\text{K/W}$
pentru 50 kg/m ²	$R'_{nec} = 2,00 \text{ m}^2\text{K/W}$
pentru 100 kg/m ²	$R'_{nec} = 1,80 \text{ m}^2\text{K/W}$
pentru 150 kg/m ²	$R'_{nec} = 1,60 \text{ m}^2\text{K/W}$

Transmitanța termică corectată din considerente igienico-sanitare reprezintă inversul rezistenței termice, necesară din considerente igienico-sanitare:

$$U'_{nec} = \frac{1}{R'_{nec}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (3.9.4)$$

Trebuie respectată condiția:

$$U' \leq U'_{nec} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (3.9.5)$$

Tabelul 3.9.2 Rezistențe termice necesare pentru elementele de construcție vitrate

Grupa clădirii	$R'_{nec} [\text{m}^2\text{K/W}]$		
	Tâmplăria exterioară	Luminatoare	Pereți exteriori vitrați
I	0,39	0,32	0,32
II	0,32	0,29	0,29
III	0,29	0,26	0,26
IV	0,26	0,23	0,23

Observații:

1) La casa scării și la alte spații de circulație, indiferent de grupa clădirii, se admite $R'_{nec} = 0,26 \text{ m}^2\text{K/W}$

2) La vitrine se admite $R'_{nec} = 0,22 \text{ m}^2\text{K/W}$

3.9.2. Rezistența termică corectată minimă, admisibilă, stabilită pentru clădirile noi, pe criterii de economie de energie în exploatarea clădirilor.

Trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$R'_m \geq R'_{min} \quad [\text{m}^2\text{K/W}] \quad (3.9.6)$$

Valorile R'_{min} , pentru clădirile noi, sunt date în tabele în normative. La clădirile existente care urmează a fi reabilitate și modernizate, valorile au caracter de

recomandare și se utilizează pentru calculul parametrilor clădirii de referință conform părții a 3-a a metodologiei: Auditul și certificatul de performanță energetică ale clădirii.

Transmitanța termică corectată maximă, admisibilă (normată/de referință), stabilită pe criteriile de economie de energie în exploatarea clădirilor reprezintă inversul rezistenței termice corectate minime:

$$U'_{\max} = \frac{1}{R'_{\min}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (3.9.7)$$

Trebuie îndeplinită condiția:

$$U'_m \leq U'_{\max} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (3.9.8)$$

Pentru clădiri de birouri, comerciale și hoteliere se dau, pentru clădirea de referință, următoarele valori:

Tabelul 3.9.3 - pentru clădiri de categoria 1

Tipul de clădire	Zona climatică	a [m ² K/W]	b [m ² K/W]	c [m ² K/W]	d [W/(mK)]	e [m ² K/W]
Birouri	I	1,20	3,00	1,00	1,10	0,43
	II	1,25	3,20	1,05	1,10	0,43
	III	1,35	3,30	1,10	1,10	0,43
	IV	1,30	3,50	1,15	1,10	0,43

Tabelul 3.9.4 - pentru clădiri de categoria 2

Tipul de clădire	Zona climatică	a [m ² K/W]	b [m ² K/W]	c [m ² K/W]	d [W/(mK)]	e [m ² K/W]
Birouri	I	1,10	2,90	1,30	1,20	0,43
	II	1,15	3,10	1,40	1,20	0,43
	III	1,20	3,20	1,50	1,20	0,43
	IV	1,25	3,40	1,60	1,20	0,43

În tabelele 3.9.3 și 3.9.4 semnificația notațiilor este următoarea:

Clădiri de categoria 1 și categoria 2 definite în conformitate cu paragraful 3.8.4.

a - rezistența termică minimă, R'_{\min} , a componentelor opace ale pereților verticali care fac cu planul orizontal un unghi mai mare de 60°, aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, exprimată în m²K/W;

b - rezistența termică minimă, R'_{\min} , a planșelor de la ultimul nivel (orizontale sau care fac cu planul orizontal un unghi mai mic de 60°, aflate în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, exprimată în m²K/W;

c - rezistența termică minimă, R'_{\min} , a planșelor inferioare aflate în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, exprimată în m²K/W;

d - transmitanța termică liniară maximă pe perimetrul clădirii, la nivelul soclului, exprimată în $W/(mK)$;

e - rezistența termică minimă, R'_{min} , a pereților transparenti sau translucizi aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile nominale ale golului din perete, exprimată în m^2K/W .

Aprecierea performanțelor realizate de elementele de construcție perimetrice existente, în ceea ce privește rezistențele termice medii (R'_m) se face prin:

- compararea cu valorile rezistențelor termice necesare (R'_{nec}), normate din considerate igienico-sanitare;
- compararea cu valorile rezistențelor termice minime (R'_{min}), normate - pentru clădirile noi - din considerente de economie de energie;
- compararea cu valorile apreciate ca valori limită, minime și maxime.

Compararea cu valorile normate R'_{nec} și R'_{min} se face determinând procentul de realizare a rezistenței termice, cu relațiile:

$$p_1 = \frac{R'_m}{R'_{nec}} 100 \quad [\%] \quad (3.9.9)$$

$$p_2 = \frac{R'_m}{R'_{min}} 100 \quad [\%] \quad (3.9.10)$$

3.9.3. Temperaturi superficiale normate

Temperaturile superficiale se limitează inferior astfel încât să nu apară fenomenul de condens pe suprafața interioară a elementelor de construcție:

$$\theta_{si,min} \geq \theta_r \quad [^{\circ}C] \quad (3.9.11)$$

în care:

- θ_r , este temperatura punctului de rouă;
- θ_{si} - temperatura pe suprafața interioară.

Valorile temperaturilor superficiale medii pe încăperea ($\theta_{si,min}$) se limitează indirect prin normarea indicatorilor globali de confort termic PMV și PPD, precum și a indicatorilor specifici disconfortului local:

- temperatura suprafeței pardoselii;
- variația pe verticală a temperaturii aerului;
- asimetria temperaturii radiante.

Temperaturile de pe suprafețele interioare ale elementelor de construcție, atât în câmp curent, cât și în dreptul tuturor punților termice, trebuie să fie mai mari decât temperatura punctului de rouă θ_r :

$$\theta_{si} (\theta_{si,min}, \theta_{si,colt}) \geq \theta_r \quad [^{\circ}C] \quad (3.9.12)$$

Temperatura punctului de rouă θ_r se poate determina din tabelul 3.9.5, în funcție de temperatura interioară convențională de calcul θ_i și de umiditatea relativă a aerului interior φ_i . Pentru alte valori θ_i și φ_i , decât cele din tabelul 3.9.5,

temperatura punctului de rouă poate fi determinată, aproximativ, prin interpolare liniară. Mai exact, temperatura punctului de rouă se calculează astfel:

- se determină presiunea parțială a vaporilor de apă la interior, cu relația:

$$p_{vi} = \frac{p_s \cdot \varphi_i}{100} \quad [\text{Pa}] \quad (3.9.13)$$

în care:

- p_s este presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii aerului interior, în pascali;
- φ_i - umiditatea relativă a aerului umed interior, în procente.
- se determină temperatura pentru care presiunea parțială a vaporilor de apă, calculată cu relația (3.9.13), devine presiune de saturație, această valoare a temperaturii este temperatura punctului de rouă θ_r .

Tabelul 3.9.5 Temperatura punctului de rouă (θ_r) pentru diferite temperaturi și umidități relative ale aerului interior [°C]

Umiditatea relativă a aerului φ_i %	Temperatura aerului interior, T_i (teta), în °C					
	12	14	16	18	20	22
100	+12,0	+14,0	+16,0	+18,0	+20,0	+22,0
95	+11,2	+13,2	+15,2	+17,2	+19,2	+21,2
90	+10,4	+12,4	+14,3	+16,3	+18,3	+20,3
85	+9,6	+11,5	+13,5	+15,4	+17,4	+19,4
80	+8,7	+10,6	+12,5	+14,5	+16,5	+18,4
75	+7,7	+9,7	+11,6	+13,5	+15,4	+17,4
70	+6,7	+8,6	+10,5	+12,4	+14,4	+16,3
65	+5,7	+7,5	+9,4	+11,3	+13,2	+15,1
60	+4,5	+6,4	+8,2	+10,1	+12,0	+13,9
55	+3,2	+5,1	+7,0	+8,8	+10,7	+12,5
50	+1,9	+3,7	+5,6	+7,4	+9,3	+11,1
45	+0,4	+2,3	+4,1	+5,9	+7,7	+9,5

40	-1,0	+0,6	+2,4	+4,2	+6,0	+7,8
35	-2,6	-1,1	+0,5	+2,3	+4,1	+5,9
30	-4,5	-2,9	-1,3	+0,2	+1,9	+3,6
25	-6,6	-5,0	-3,5	-2,0	-0,5	+1,1

Temperatura pe suprafața interioară a elementelor de construcție fără punți termice (sau în câmpul curent al elementelor de construcție cu punți termice) se determină cu relația:

$$\theta_{si} = \theta_i - \frac{\Delta\theta}{h_i \cdot R} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.9.14)$$

La elementele de construcție adiacente spațiilor neîncălzite în locul valorii $\Delta\theta = \theta_i - \theta_e$, în relația de calcul (3.9.14), se introduce diferența de temperatură ($\theta_i - \theta_u$).

În zona punților termice, temperaturile θ_{si} se determină printr-un calcul automat al câmpului de temperaturi. În mod curent, pentru determinarea temperaturilor minime

$\theta_{si,min}$ este suficient a se face calculul câmpului plan, bidimensional, de temperaturi.

Pentru cazurile și detaliile curente, temperaturile superficiale minime $\theta_{si,min}$ se dau în tabelele cuprinse în cataloage de valori precalculate pentru punți termice uzuale. Valorile din tabele sunt valabile pentru zona II climatică și pentru o temperatură interioară $\theta_i = +20^{\circ}\text{C}$. Pentru alte condiții de temperatură (θ'_e și θ'_i), temperatura minimă ($\theta'_{si,min}$) se poate determina cu relația:

$$\theta'_{si,min} = \theta'_i - \frac{\theta'_i - \theta'_e}{\theta_i - \theta_e} (T_i - T_{si,min}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.9.15)$$

în care:

$$\theta_i = +20^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_e = -15^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_i - T_e = 35\text{ K}$$

La colțurile ieșind de la intersecția a doi pereți exteriori cu un planșeu (la tavan sau la pardoseală), temperatura minimă se poate determina numai pe baza unui calcul automat al câmpului spațial, tridimensional, de temperaturi.

În cazul în care nu se face un astfel de calcul, se poate considera valoarea:

$$\theta_{si,colț} = 1,3 \theta_{si,min} - 0,3 \theta_i \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.9.16)$$

în care:

$\theta_{si,min}$ este temperatura superficială minimă, determinată pe baza câmpului plan de temperaturi.

Temperatura superficială medie, aferentă unui element de construcție, se poate determina cu relația:

$$\theta_{si \min} = \theta_i - \frac{\Delta\theta}{h_i \cdot R'} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.9.17)$$

în care:

R' este rezistența termică specifică corectată, aferentă, după necesități, fie unei încăperi, fie ansamblului clădirii.

Pe baza temperaturii superficiale minime $\theta_{si \min}$, se poate calcula valoarea maximă a raportului ecartului de temperatură superficială ζ_{\max} , sau factorul de temperatură al unei punți termice liniare f_{Rsi}^{2D} .

3.9.4. Evaluarea pierderilor termice cauzate de permeabilitatea la aer a anvelopei clădirii

Pierderile termice cauzate de permeabilitatea la aer a anvelopei clădirii sunt exprimate prin coeficientul de pierderi termice datorate împrăștiării aerului/prin ventilare, calculat cu relația:

$$H_v = \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V} \quad (3.9.18)$$

în care:

H_v este coeficientul de pierderi termice datorate împrăștiării aerului/prin ventilare, în W/K;

$\rho_a c_a$ - capacitatea termică volumică; $\rho_a c_a = 1200 \text{ J/m}^3\text{K} = 0,34 \text{ Wh/m}^3\text{K}$;

\dot{V} - debitul mediu volumic de aer proaspăt, în m^3/s sau m^3/h .

sau cu relația:

$$H_v = \rho_a \cdot c_a \cdot n_a \cdot V \quad (3.9.19)$$

în care:

n_a este numărul mediu de schimburi de aer pe oră, în h^{-1} ;

V - volumul încălzit, în m^3 .

Numărul de schimburi de aer poate fi determinat și în funcție de tipul și starea ferestrelor/ușilor și lungimea rosturilor ferestrelor și ușilor exterioare [167]. În acest caz pot fi utilizate următoarele valori pentru coeficientul de infiltrație prin rosturi:

$i_1 = 0,04$ - pentru ferestre și uși în stare bună, cu etanșare specială;

$i_2 = 0,14$ - pentru ferestre și uși în stare bună dar fără etanșare specială;

$i_3 = 0,20$ - pentru ferestre și uși în stare deteriorată (neetanșate),

rezultând următoarele relații pentru calculul numărului de schimburi de aer:

$$n_{a_1} = 0,52 \cdot \frac{V}{L} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (3.9.20)$$

$$n_{a_2} = 1,82 \cdot \frac{V}{L} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (3.9.21)$$

$$n_{a_3} = 2,60 \cdot \frac{V}{L} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (3.9.22)$$

în care:

L este lungimea rosturilor, în m;

V - volumul încălzit, în m^3 .

Dacă, din calcule, va rezulta o valoare $n_a \leq 0,5 \text{ h}^{-1}$, se va considera un număr de 0,5 schimburi de aer pe oră.

3.9.5. Determinarea ratei de ventilare a unui spațiu ocupat, cu condiția de menținere a confortului fiziologic

Condiția de menținere a confortului fiziologic este ca valorile concentrațiilor aparținând CO_2 și vaporilor de apă să nu depășească valorile (document recomandat NP 008-97):

- 1600 mg/m^3 (cca. 0,05%) pentru CO_2 ;
- 15.400 mg/m^3 , în regim de vară, respectiv 9.450 mg/m^3 în regim de iarnă, pentru conținutul de vapori de apă în aer.

Verificarea valorii ratei de ventilare necesară, exprimată prin numărul necesar de schimburi de aer între interior și exterior se face cu relațiile:

$$C_{ex} + C_0 \cdot \exp(-n_a t_f) + \frac{N_{pers} \cdot g}{n_a \cdot V_a \cdot \rho_a} [1 - \exp(-n_a \cdot t_f)] = C_{max} \quad (3.9.23)$$

în care:

C_0 este concentrația de noxe minimă ca urmare a ventilării naturale a incintei;

C_{ex} - concentrația de noxe caracteristică mediului exterior natural;

C_{max} - concentrația maximă de noxe din spațiu ocupat, la finele intervalului de timp t_f ;

C_L - concentrația de noxe maxim admisă în spațiul ocupat, document recomandat NP 008-97;

N_{pers} - numărul de persoane din incintă;

g - debitul de noxe degajat de o persoană;

V_a - volumul de aer din incintă, în m^3 ;

n_a - rata de ventilare, în s^{-1} ;

t_f - timpul la care se încheie activitatea din spațiul ocupat, în s;

ρ_a - densitatea aerului, în kg/m^3 .

În cazul unor activități organizate care se desfășoară în timp finit este necesar ca la momentul t_f (de încheiere a activităților) și să se respecte inegalitatea:

$$C_{max} < C_L \quad (3.9.24)$$

Este cazul în special al spațiilor în care se desfășoară activități didactice, iar t_f este reprezentat de durata orei de curs.

În cazul ventilării spațiului cu un debit constant de aer proaspăt, rata de ventilare minimă admisă se determină cu relația:

$$n_a = \frac{N_{pers} \cdot g}{(C_L - C_{ex}) \cdot V_a \cdot \rho_a} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (3.9.25)$$

3.10. Datele de intrare pentru calculul necesarului de energie al spațiilor încălzite/răcite [187], [122]

3.10.1. Originea și tipul datelor de intrare

Atunci când nu se face referire la nici un standard internațional, informațiile necesare pot fi obținute din standarde naționale sau la alte documente corespunzătoare și acestea trebuie utilizate în cazul în care sunt disponibile.

Pentru estimarea necesarului de căldură/frig sau aprecierea conformității cu reglementari sau specificații, se utilizează valori convenționale, în scopul obținerii unor rezultate comparabile pentru diferite clădiri.

Pentru optimizarea unei clădiri care se proiectează sau pentru reabilitarea unei clădiri existente, se utilizează cele mai bune estimări disponibile pentru clădirea în cauză. Cu toate acestea, în absența unor estimări mai bune, se pot utiliza, ca primă aproximare, valori convenționale.

Dimensiunile de calcul ale elementelor de construcție trebuie să fie aceleași pe tot parcursul calculului. Se pot utiliza dimensiunile interioare, exterioare sau interax, dar este obligatoriu să se păstreze același tip de dimensiuni pe parcursul întregului calcul și să fie clar indicat în raport. Acest lucru este important deoarece unii coeficienți liniari de transfer de căldură ai punților termice depind de tipul de dimensiuni folosit.

Datele de calcul necesare pentru un calcul mono-zonal sunt enumerate mai jos. Unele din aceste date pot fi diferite pentru fiecare perioada de calcul (de exemplu factorii de umbră, rata ventilării în lunile reci) și pentru fiecare interval al unui program de funcționare cu intermitență (de exemplu debitul de ventilare, coeficientul de transmisie termică al ferestrelor datorită închiderii obloanelor în timpul nopții).

3.10.2. Datele pentru calculul necesarului de căldură/frig

Datele de calcul pentru necesarul de căldură sunt:

- H_T coeficientul de pierderi termice prin transmisie, calculat conform [133];
- V debitul de aer vehiculat prin clădire, inclusiv aerul pătruns dinspre spațiile neîncălzite.

3.10.3. Date de calcul pentru aporturile de căldură

- Q_i aporturi de căldură interioare medii pe perioada de calcul;
- Q_s aporturi solare medii pe perioada de calcul.

Pentru pereți exteriori vitrați, se culeg separat următoarele date pentru fiecare orientare (de exemplu: orizontal și vertical sud și nord).

- A_j aria golului din anvelopa clădirii pentru fiecare fereastră sau ușă;
- F_{Fj} factor de reducere pentru ramă, adică fracțiunea transparentă a ariei A_j neocupată de o ramă;
- F_{Sj} factor de umbră, adică fracțiunea umbră medie a ariei A_j ;
- g transmitanța totală la radiația solară.

În clădiri cu altă destinație decât de locuit aporturile interioare variază substanțial între perioade de ocupare, respectiv de neocupare. Aporturile pot fi determinate într-o primă etapă pentru fiecare perioadă de ocupare și apoi mediate ținând seama de durata fiecărei perioade. Calculul pentru o săptămâna este deseori mai ușor.

3.10.4. Caracteristici dinamice

C capacitatea termică a spațiului încălzit, calculată pentru necesarul de căldură;

τ constanta de timp a spațiului încălzit;

3.10.5. Date climatice [122]

Pentru o locație cu o latitudine și longitudine date sunt cerute următoarele date climatice orare:

- temperatura aerului extern;
- intensitatea radiației solare (direct normal și difuz orizontal);
- temperatura radiantă externă (cer și împrejurimi);
- coeficientul de reflexivitate la sol;
- conținutul de umiditate al aerului exterior;
- viteza vântului.

3.10.6. Coeficienții de transfer de căldură de suprafață

Vor fi utilizate următoarele valori în concordanță cu [136]:

a) Coeficienții convectivi de transfer de căldură de suprafață

- suprafețe exterioare $h_{ce} = 17,5 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- suprafețe interioare ale componentei neîncălzirii și nerăcirii $h_{ci} = 2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- suprafața internă a componentei de încălzire sau răcire:
 - vertical: $h_{ci} = 2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$;
 - orizontal (fluxul de căldură direcționat în sus) $h_{ci} = 5,0 \text{ W/m}^2\text{K}$;
 - orizontal (fluxul de căldură direcționat în jos) $h_{ci} = 0,7 \text{ W/m}^2\text{K}$;

b) Coeficienții transferului de căldură radiantă de undă lungă (către cer și împrejurimi):

- suprafața internă $h_{lr,i} = 5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- suprafața externă $h_{lr,e} = 5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Valorile date sunt tipice pentru emisivitate ridicată $e = 0,9$ și $T_m = 300 \text{ K}$.

3.10.7. Definirea regimului de încălzire/răcire. Încălzire/răcire cu intermitență [101]

În cazul în care se aplică încălzirea/răcirea cu intermitență, perioadele (perioada) de calcul se împart(e) în intervale de încălzire/răcire normală alternând cu intervale de încălzire/răcire redusă (de exemplu nopți, sfârșituri de săptămână și vacanțe).

Toate intervalele de încălzire/răcire normală au aceeași temperatură interioară convențională de calcul.

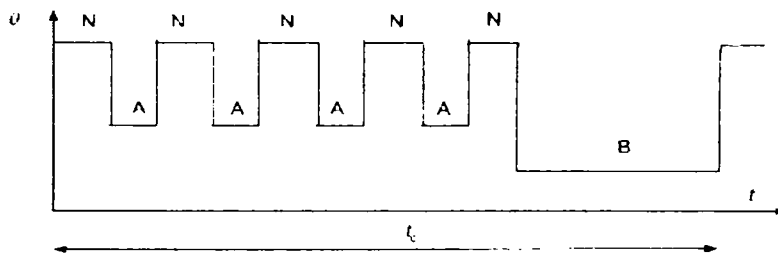
Pot fi mai multe tipuri de perioade de încălzire/răcire redusă cu programe de funcționare diferite.

În cadrul fiecărei perioade de calcul, fiecare perioadă de încălzire/răcire redusă este caracterizată prin:

- 1) durata ei;
- 2) numărul de apariții ale acestui tip de perioadă într-o perioadă de calcul;
- 3) modul respectiv de funcționare cu intermitență;
- 4) unde este cazul, temperatura interioară convențională sau puterea termică redusă;
- 5) modul de restabilire a încălzirii/răcirii și puterea termică maximă în perioada de restabilire a încălzirii/răcirii.

În figura 3.10.1 este prezentat un exemplu în care perioada de calcul include patru tipuri A de perioade de încălzire/răcire reduse și un tip B de perioadă de încălzire/răcire redusă (sfârșit de săptămână).

Figura 3.10.1 – Exemplu de program de funcționare cu intermitență



Legenda:

- θ temperatura interioară convențională;
- t timp;
- t_c perioada de calcul;
- N perioada de încălzire normală;
- A perioada de încălzire redusă tip A;
- B perioada de încălzire redusă tip B.

Împărțirea în perioade distincte nu este necesară în următoarele cazuri:

- a) variația temperaturii interioare convenționale între perioade de încălzire/răcire normală și perioade de încălzire/răcire redusă sunt mai mici decât 3 K; în acest caz se poate utiliza media în timp a temperaturilor interioare convenționale;
- b) constanta de timp a clădirii este mai mare de trei ori durata celei mai lungi perioade de încălzire/răcire redusă; în acest caz se poate utiliza temperatura interioară convențională pentru funcționare normală pentru toate perioadele;
- c) constanta de timp a clădirii este mai mică decât 0,2 ori durata celei mai scurte perioade de încălzire/răcire redusă; în acest caz se poate utiliza media în timp a temperaturilor interioare convenționale.

Se consideră că instalația de încălzire/răcire are puterea termică suficient de mare pentru a permite încălzirea cu intermitență.

3.10.8. Distribuția radiației solare

Factorul solar al aerului f_{sa}

Factorul solar al aerului, f_{sa} , ia în considerare faptul că o proporție a radiației intrând prin fereastră este imediat transformată într-un flux de căldură pentru aerul interior. Această fracțiune depinde de prezența elementelor interioare cu capacitate termică foarte scăzută cum ar fi covoarele, mobila, etc. Se presupune ca fiind independent de timp și că ar trebui să fie definit pe o bază națională. Poate fi folosită în mod alternativ valoarea de $f_{sa} = 0,1$.

Factorul pierderii solare f_{ff}

Factorul pierderii solare f_{ff} , ia în considerare faptul că o proporție din radiația solară intrând prin fereastră este reflectată înapoi. Aceasta depinde de caracteristicile geometrice și proprietățile solare ale sistemului de reflectare, expunerea ferestrei, unghiurile solare și geometria încăperii. Se presupune că este independent de timp. Valorile f_{ff} ar trebui să fie definite pe o bază națională: în mod alternativ poate fi neglijat factorul pierderii solare ($f_{ff} = 0$).

Factorul distribuției solare f_{df}

Proporția fluxului de căldură datorat radiației solare care intră prin sistemul de ferestre este absorbit de suprafața internă a fiecărui element al învelișului. Distribuția radiației solare este independentă de timp. Factorul distribuției este definit, pentru fiecare suprafață, ca fracțiune a radiației solare de undă scurtă absorbită de acea suprafață.

Factorii de distribuție vor fi calculați folosind expresiile din tabelul 3.10.1 ca funcție a ariei elementelor învelișului.

Tabel 3.10.1 — Factorii distribuției solare f_d

Podea	Pereți vericali	Tavan	Fereastră
A_f/A_t	A_{wa}/A_t	A_c/A_t	0

A_f este aria pardoselii;

A_{wa} este suma tuturor ariilor pereților vericali exceptând ferestrele;

A_c este aria tavanului;

A_t este aria totală exceptând ferestrele; $A_t = A_f + A_{wa} + A_c$

3.10.9. Ventilația aerului și infiltrarea aerului

Aerul exterior introdus sub forma infiltrării și/sau ventilației furnizează un tip special de sarcină care este impus spațiului sau sistemului climatizat. Ventilația este destinată pentru a întruni standardele de calitate a aerului interior, în timp ce infiltrarea apare din curgerile controlate sau necontrolate prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor sau prin neetanșeitățile pereților.

3.10.9.1. Infiltrarea

Infiltrarea este cauzată de o presiune a aerului mai mare în exteriorul clădirii decât în interior. Cantitatea de aer infiltrat depinde de diferența de presiune; numărul, lungimea și lățimea neetanșeităților din perimetrul ușilor și a ferestrelor; natura fluxului în crăpătură sau neetanșeități.

3.10.9.2. Ventilația

Aerul de ventilație este introdus pentru asigurarea rației de aer proaspăt pentru fiecare ocupant. În sistemele de climatizare, ventilația aerului poate fi furnizată direct din exterior sau prin intermediul centralelor de tratare a aerului. Pentru aerul furnizat direct din exterior temperatura de intrare este temperatura aerului exterior. Pentru aerul tratat într-un sistem centralizat temperatura de intrare este fixată în conformitate cu caracteristicile sistemului.

3.10.9.3. Sarcină internă

Pentru calcularea sarcinilor interne datele de intrare ar trebui să includă partea convectivă și radiantă a fluxului de căldură de la iluminat, oameni, echipament interior. Partea convectivă a energiei care emană din sursele interne afectează temperatura aerului. Partea radiantă afectează temperatura operativă după ce aceasta a fost absorbită de pereți, pardoseală și mobilă și le-a încălzit pe acestea la o temperatură mai mare decât temperatura aerului. Această energie absorbită înmagazinată de structură contribuie la încălzirea spațiului sau afectează sarcina de răcire cu un anumit decalaj de timp.

3.11. Raport de calcul [122]

Raportul de calcul include datele de intrare și rezultatele calculului.

3.11.1. Date de intrare

Pentru evaluarea cererii de energie a clădirii, sunt necesare următoarele informații:

- a) datele climatice orare a locației de-a lungul unui an de referință complet, anul de referință 1995 ;
- b) parametri geometrici și termotehnici ai elementelor anvelopei (arie, expunere, condițiile de limitare, parametrii termofizici, factor solar);
- c) graficul temperaturilor interioare de referință (temperaturi ale aerului sau temperaturi operative);
- d) profilul orar al proporției ventilației și infiltrării;
- e) valorile din grafic ale fluxurilor de căldură convective și radiante datorate iluminatului, ocupanților, echipamentului interior, dispozitivelor;
- f) caracteristicile sistemului termic (convectiv/radiant) și capacitatea maximă de încălzire și răcire.

3.11.2. Rezultatele calculelor

Rezultatele calculelor sunt:

- a) graficele valorilor orare ale cererii de încălzire și răcire pentru fiecare încăpere; valori lunare și anuale integrate;
- b) grafice ale valorilor orare ale aerului intern și temperatura operativă.

3.12. Concluzii parțiale

Calculul consumului de energie pentru clădiri se face prin două metode:

- metode cvasi-staționare lunare;
- metode dinamice:
 - o orară simplificată;
 - o orară detaliată.

În acest capitol s-a prezentat în amănunt metoda mai puțin tratată în Noua Metodologie românească și anume metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Având în vedere complexitatea unor clădiri de birouri, clădiri tratate cu predilecție în această teză, s-a impus definirea unui algoritm care să definească metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Acest capitol tratează aspectul teoretic al problematicii, urmărind ca aspectul practic să fie prezentat în capitolul 5.

Capitolul 4.

Modelarea numerică a stării termice și aeraulice a încăperilor din clădiri

4.1. Introducere

Acest capitol constituie preambulul activității de cercetare practică în cadrul tezei. Este prezentată baza matematică a simulării numerice plecând de la ecuațiile de conservare, structura unui sistem de ecuații cu derivate parțiale și principalele metode de discretizare.

Ecuatiile de conservare sunt:

- ecuația de conservare a masei – Ecuația de continuitate;
- ecuația de conservare a cantității de mișcare – Ecuațiile Navier – Stokes;
- ecuația de conservare a energiei – Ecuația Fourier – Kirchhoff.

Structura unui sistem de derivate parțiale este completă în măsura în care s-au precizat condițiile inițiale, condițiile la limită și domeniul de calcul. Ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale pot să fie de tip: eliptic, parabolic și hiperbolic.

Integrarea analitică a ecuațiilor de conservare a masei, a cantității de mișcare și a energiei prezintă multe dificultăți, fapt ce a determinat apelarea la metode numerice care sunt: diferențele finite, elementele finite și volumele finite. Aceste metode transformă problema continuă într-o problemă discretă.

Principalele metode numerice de modelare termo – aeraulică a clădirilor sunt: modelul nodal, modelul zonal și modelul Computational Fluid Dynamics.

4.2. Ecuațiile de conservare, structura unui sistem de ecuații cu derivate parțiale (EDP) și principalele metode de discretizare [12], [13], [17]

4.2.1. Modelarea unui fluid newtonian

4.2.1.1. Derivată substanțială

Derivata substanțială este derivata în raportat cu timpul a unei cantități $A(x,t)$ atașată unei particule elementare $M(t)$ pe care o urmează în mișcarea sa. Ea este notată:

$$\frac{dA}{dt} \quad (4.2.1)$$

și are ca expresie în variabile lui Euler:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{\partial A}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)A \quad (4.2.2)$$

Această expresie este valabilă pentru A o mărime scalară, un vector sau o mărime matematică de un ordin oarecare. În mod particular, considerăm:

$$I(t) = \int_{a(t)}^{b(t)} f(\xi) d\xi \quad (4.2.3)$$

Regulile elementare de derivare a unei funcții compuse conduc la:

$$\frac{dI(t)}{dt} = \int_{a(t)}^{b(t)} \frac{\partial f}{\partial t} dV + b'(t) \cdot f(b(t)) - a'(t) \cdot f(a(t)) \quad (4.2.4)$$

Pentru un domeniu $D(t)$ care se deplasează cu viteza \vec{v} , obținem astfel:

$$\frac{dI(t)}{dt} = \int_{b(t)} \frac{\partial f}{\partial t} dV + \int_{\gamma(t)} f\vec{v} \cdot \vec{n} d\gamma \quad (4.2.5)$$

$$= \int_{b(t)} \left\{ \frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}(f\vec{v}) \right\} dV \quad (4.2.6)$$

$$= \int_{b(t)} \left\{ \frac{\partial f}{\partial t} + f \text{div}\vec{v} + \vec{v} \cdot \nabla f \right\} dV \quad (4.2.7)$$

$$= \int_{b(t)} \left\{ \frac{df}{dt} + f \text{div}\vec{v} \right\} dV \quad (4.2.8)$$

Deducem așadar expresiile următoare care ne vor permite să obținem ecuațiile de conservare:

$$\frac{d}{dt} \int_{b(t)} f dV = \int_{b(t)} \left\{ \frac{df}{dt} + f \text{div}\vec{v} \right\} dV \quad (4.2.9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{b(t)} f dV = \int_{b(t)} \left\{ \frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}(f\vec{v}) \right\} dV \quad (4.2.10)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{b(t)} f dV = \int_{b(t)} \frac{\partial f}{\partial t} dV + \int_{\gamma(t)} f\vec{v} \cdot \vec{n} d\gamma \quad (4.2.11)$$

4.2.1.2. Ecuația de conservare a masei – Ecuația de continuitate

Ecuația de conservare a masei – sau de continuitate – exprimă faptul că în orice curgere masa se conservă. Dacă considerăm un volum D al unui mediu continuu pe care îl urmărim în mișcarea sa, avem:

$$\frac{dM(t)}{dt} = 0 \quad \text{cu} \quad M(t) = \int_{b(t)} \rho dV \quad (4.2.12)$$

Aplicând rezultatele precedente, obținem:

$$\int_{b(t)} \left\{ \frac{d\rho}{dt} + \rho \text{div}\vec{v} \right\} dV = \int_{b(t)} \left\{ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\vec{v}) \right\} dV = 0 \quad (4.2.13)$$

Întrucât aceste relații sunt verificate pentru orice domeniu $D(t)$, obținem ecuația derivatelor parțiale (EDP) – ecuația punctuală:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{v} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.2.14)$$

Forma conservativă:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.2.15)$$

este ușor de manipulat deoarece după utilizarea formulei lui Green, apare fluxul de masă prin suprafață:

$$\int_{D(t)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{\partial D(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} d\gamma = 0 \quad (4.2.16)$$

în care primul termen este *termen de acumulare* iar cel de al doilea termen este *bilanțul de flux*.

4.2.1.3. Ecuațiile de conservare a cantității de mișcare – Ecuațiile Navier - Stokes

Ecuația de conservare a cantității de mișcare se obține aplicând legea fundamentală a dinamicii cu o particulă D a mediului continuu:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad (4.2.17)$$

Astfel $\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt}$ deducem aplicând definiția derivatei substanțiale:

$$\vec{a} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \quad (4.2.18)$$

Forțele de luat în considerare sunt de două feluri: forțe în raport cu volumul și forțe în raport cu suprafața.

Gravitația constituie exemplul clasic al forței exterioare volumice. Forțele raportate la unitatea de suprafață – sau constrângerile - sunt forțe de contact ce acționează pe frontiera particulei fluide avute în vedere. Se poate demonstra că există o relație liniară între normala la suprafață și densitatea forțelor superficiale \vec{F} definită prin:

$$\vec{F} = \overline{\overline{\sigma}} \cdot \vec{n} \quad (4.2.19)$$

unde:

$\overline{\overline{\sigma}}$ este tensorul tensiunilor;

\vec{n} - normala la suprafață.

Un fluid newtonian este caracterizat prin legea de comportament:

$$\overline{\overline{\sigma}} = -p\overline{\overline{I}} + \overline{\overline{\tau}} \quad (4.2.20)$$

unde:

p este presiunea - constrângere atunci când fluidul este în repaus;

$\overline{\overline{\tau}}$ - tensorul constrângerilor vâscoase;

$\overline{\overline{I}}$ - tensorul unitate.
 $\overline{\overline{I}} = \overline{\overline{ii}} + \overline{\overline{jj}} + \overline{\overline{kk}}$

Tensorul constrângerilor vâscoase $\overline{\overline{\tau}}$ este legat de tensorul deformărilor $\overline{\overline{D}}$ prin:

$$\overline{\overline{\tau}} = \lambda \operatorname{div} \overline{\overline{v}} \overline{\overline{I}} + 2 \mu \overline{\overline{D}} \quad (4.2.21)$$

unde λ și μ sunt coeficienții lui Lamé care depind de temperatura T , $\overline{\overline{D}}$ fiind definit prin:

$$\overline{\overline{D}} = \frac{1}{2} (\nabla \overline{\overline{v}} + ' \nabla \overline{\overline{v}}) \quad (4.2.22)$$

Dacă se neglijează efectele vâscoase ($\lambda = \mu = 0$) se obține legea comportamentului *fluidului perfect*.

Ecuația cantității de mișcare se scrie:

$$\rho \frac{\partial \overline{\overline{v}}}{\partial t} + \rho (\overline{\overline{v}} \cdot \nabla) \overline{\overline{v}} = \operatorname{div} (\overline{\overline{\sigma}}) + \rho \overline{\overline{g}} \quad (4.2.23)$$

Remarcă: $\operatorname{div}(-\rho \overline{\overline{I}}) = -\nabla p$, ceea ce permite apariția gradientului de presiune în ecuația cantității de mișcare, dacă se dorește.

4.2.1.4. Ecuația de conservare a energiei – Ecuația Fourier - Kirchhoff

Principiul întâi al termodinamicii aplicat în orice moment t și la orice particulă a mediului continuu spune că variația în timp a energiei totale, adică suma dintre energia cinetică E_c și energia internă E_i a particulei, este egală cu puterea forțelor exterioare P_e la care se adaugă puterea termică P_c primită de particulă.

Cum:

$$E_c = \int_{b(t)} \frac{1}{2} \rho v^2 dV \quad (4.2.24)$$

$$E_i = \int_{b(t)} \rho e dV \quad (4.2.25)$$

$$P_e = \int_{b(t)} \rho \overline{\overline{g}} \cdot \overline{\overline{v}} dV + \int_{\partial b(t)} \overline{\overline{\sigma}} \cdot \overline{\overline{n}} \cdot \overline{\overline{v}} d\gamma \quad (4.2.26)$$

$$P_c = - \int_{b(t)} \operatorname{div} \overline{\overline{q}} dV \quad (4.2.27)$$

unde dependența densității fluxului de căldură $\overline{\overline{q}}$ de temperatură este modelată de legea lui Fourier:

$$\overline{\overline{q}} = -k \nabla T \quad (4.2.28)$$

Notând E energia totală specifică definită prin:

$$E = e + \frac{v^2}{2} \quad (4.2.29)$$

se obține aplicând principiul întâi:

$$\frac{d}{dt} \int_{b(t)} \rho E dV = \int_{b(t)} \rho \vec{g} \cdot \vec{v} dV + \int_{\bar{\sigma}} \vec{n} \cdot \vec{v} d\gamma - \int_{b(t)} \text{div} \vec{q} dV \quad (4.2.30)$$

dar:

$$\frac{d}{dt} \int_{b(t)} \rho E dV = \int_{b(t)} \frac{d}{dt} (\rho E) dV \quad (4.2.31)$$

avem:

$$\int_{b(t)} \frac{d}{dt} (\rho E) dV = \int_{b(t)} \rho \vec{g} \cdot \vec{v} dV + \int_{b(t)} \text{div} (\bar{\sigma} \cdot \vec{v}) dV - \int_{b(t)} \text{div} \vec{q} dV \quad (4.2.32)$$

$$\int_{b(t)} \frac{d}{dt} (\rho E) dV = \int_{b(t)} \left(\frac{d(\rho E)}{dt} + \rho E \text{div} \vec{v} \right) dV \quad (4.2.33)$$

$$\begin{aligned} \int_{b(t)} \frac{d}{dt} (\rho E) dV &= \int_{b(t_0)} \frac{d}{dt} [(\rho E) J] dV_0 = \\ &= \int_{b_0} \left[\frac{d}{dt} (\rho E) + \rho E \text{div} \vec{v} \right] J dV_0 = \\ &= \int_{b(t)} \left[\frac{d}{dt} (\rho E) + \rho E \text{div} \vec{v} \right] dV \end{aligned} \quad (4.2.34)$$

unde: J este Jacobianul transformării:

$$J = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial x_0} & \frac{\partial y}{\partial x_0} & \frac{\partial z}{\partial x_0} \\ \frac{\partial x}{\partial y_0} & \frac{\partial y}{\partial y_0} & \frac{\partial z}{\partial y_0} \\ \frac{\partial x}{\partial z_0} & \frac{\partial y}{\partial z_0} & \frac{\partial z}{\partial z_0} \end{vmatrix}; \quad \frac{dJ}{dt} = J \nabla \cdot \vec{v} \quad (4.2.35)$$

în care x_0, y_0, z_0 sunt variabilele materiale (ale lui Lagrange),

$$\frac{d}{dt} (\rho E) + \rho E \text{div} \vec{v} = \rho \vec{g} \cdot \vec{v} - \text{div} \vec{q} + \text{div} (\bar{\sigma} \cdot \vec{v}) \quad (4.2.36)$$

4.2.1.5. Legile de stare

Pentru ca sistemul de ecuații să fie complet, mai lipsesc ecuațiile care definesc presiunea p și energia internă e .

Presiunea p este definită prin *ecuația termică de stare*. În cazul gazelor perfecte avem:

$$p = \rho R T \quad (4.2.37)$$

unde R reprezintă „constanta caracteristică” a gazului perfect (raport între constanta universală a gazelor și masa molară a gazului).

Energia internă a particulei este definită prin *ecuația calorică de stare*. În cazul gazelor perfecte, avem:

$$e(T) = c_v T \quad (4.2.38)$$

4.2.1.6. Forma conservativă a legilor de conservare

Dacă ecuația de continuitate se obține în mod natural sub formă conservativă, ea nu este aceeași pentru ecuațiile de cantitate de mișcare și de energie. Este de ajuns să remarcăm că:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \quad (4.2.39)$$

$$= \frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} - \vec{v} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \quad (4.2.40)$$

$$= \frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \operatorname{div}(\rho \vec{v}) + \rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \quad (4.3.41)$$

$$= \frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} \operatorname{div}(\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) \quad (4.2.42)$$

$$\frac{d}{dt}(\rho E) + \rho E \operatorname{div} \vec{v} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{v} \cdot \nabla(\rho E) + \rho E \operatorname{div} \vec{v} \quad (4.2.43)$$

$$= \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \operatorname{div}(\rho E \vec{v}) \quad (4.2.44)$$

Mai mult, introducând entalpia specifică h (mărimă termodinamică egală cu suma energiei interne și a produsului presiunii de către volum minus lucrul mecanic de dislocare) și energia totală specifică H definite respectiv prin:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad \text{și} \quad H = E + \frac{p}{\rho} = h + \frac{v^2}{2} \quad (4.2.45)$$

obținem:

$$\operatorname{div}(\rho E \vec{v}) + \operatorname{div}(\rho \vec{v} \vec{I}) = \operatorname{div}(\rho \vec{v} H) \quad (4.2.46)$$

Ecuațiile de conservare sub formă conservativă, pentru un fluid newtonian considerându-se forța gravitațională ca singura forță de volum, se scriu astfel:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.2.47)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v} \otimes \vec{v} + p \vec{I}) = \operatorname{div} \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (4.2.48)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v} H) = \operatorname{div}(k \nabla T + \vec{\tau} \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{v} \quad (4.2.49)$$

În cazul gazelor perfecte:

$$p = \rho RT \quad (4.2.50)$$

$$e = c_v T \quad (4.2.51)$$

Și definițiile următoare:

$$E = e + \frac{v^2}{2} \quad (4.2.52)$$

$$H = E + \frac{P}{\rho} \quad (4.2.53)$$

$$\bar{\tau} = \lambda \operatorname{div} \bar{v} + \mu (\nabla \bar{v} + {}^t \nabla \bar{v}) \quad (4.2.54)$$

$$3\lambda + 2\mu = 0 \quad (4.2.55)$$

4.2.2. Alcătuirea ecuațiilor cu derivate parțiale (EDP)

Sistemul de ecuații obținut este incomplet în măsura în care nu s-au precizat condițiile inițiale, condițiile la limită și nici domeniul de calcul.

Oricare ar fi metoda numerică aleasă, trebuie ca problema să fie bine pusă, condițiile de unicitate în timp și în spațiu să fie compatibile cu problema pe care o tratăm. Aceste condiții se scriu pentru forma ecuațiilor diferențiale, cu derivate parțiale, care pot fi, de tip:

- eliptic;
- parabolic;
- hiperbolic.

Pentru fiecare tip de problemă, vom prezenta o problemă model asociat și condițiile la limită de luat în considerare.

4.2.2.1. Ecuația cu derivate parțiale de tip eliptic

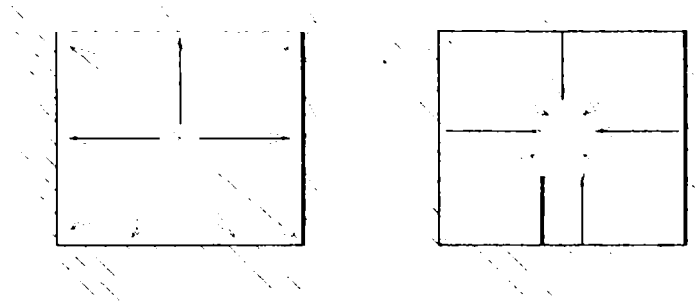
Problema model este *ecuația căldurii în regim permanent*:

$$\Delta T = 0$$

În scopul cunoașterii tipului de condiții la limită, este necesar să se definească zona de influență a temperaturii într-un punct P al domeniului de calcul și zona de dependență a acestui punct.

În cazul unei probleme eliptice, zona de dependență și zona de influență a unui punct sunt identice: este ansamblul domeniului avut în vedere.

Figura 4.2.1 Ansamblul domeniului considerat în cadrul unei probleme eliptice



Trebuie deci impusă temperatura T sau fluxul de temperatură $\frac{\partial T}{\partial n}$ pe ansamblul de graniță a domeniului. Temperatura și etalonul său ne mai putând fi impuse simultan într-un punct al graniței, problema va fi bine pusă dacă:

T este cunoscută pe domeniul Γ_1 ;

$\frac{\partial T}{\partial n}$ este cunoscută pe domeniul Γ_2 ;

Γ_1, Γ_2 sunt domeniile de definire a valorilor la limită;

$\Gamma_1 \cap \Gamma_2 = \emptyset$;

$\Gamma_1 \cup \Gamma_2 = \Gamma$;

$\Gamma_1 = \emptyset$, mulțimea vidă și temperatura este constantă în afara domeniului.

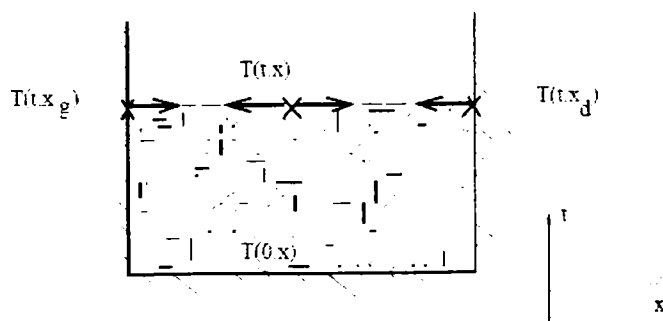
Condiția când este dată valoarea T pe contur este condiția Dirichlet, iar când este dată valoarea derivatei lui T după direcția normală pe contur este condiția Neumann.

4.2.2.2. Ecuația cu derivate parțiale de tip parabolic

Problema model este *ecuația căldurii în regim tranzitoriu*:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \Delta T = 0 \quad (4.2.56)$$

Figura 4.2.2 Ansamblul domeniului considerat în cadrul unei probleme parabolice



La un moment dat, ne regăsim în cazul precedent, trebuie să se impună $T(t, x_r)$ pe Γ_1 și $\frac{\partial T}{\partial n}(t, x_r)$ pe Γ_2 unde Γ_1 și Γ_2 sunt o împărțire a graniței domeniului.

Dacă $\Gamma_1 = \phi$, temperatura este perfect cunoscută prin datele condiției inițiale care „fixează” constanta.

4.2.2.3. Ecuația cu derivate parțiale de tip hiperbolic

Problema model este ecuația de transport prin convecție a unui câmp scalar:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla c = 0 \quad (4.2.57)$$

Considerăm problema mono-dimensională în cazul în care componenta vectorului \vec{u} este constantă și pozitivă:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \frac{\partial c}{\partial x} = 0 \quad (4.2.58)$$

Pentru $c = c(x(t), t)$, obținem aplicând derivata totală:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial c}{\partial x} \quad (4.2.59)$$

Identificând această ultimă expresie cu ecuația de transport obținem:

$$\frac{dc}{dt} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial x}{\partial t} = u \quad (4.2.60)$$

Câmpul c este deci constant de-a lungul caracteristicii $x(t)$ definite prin:

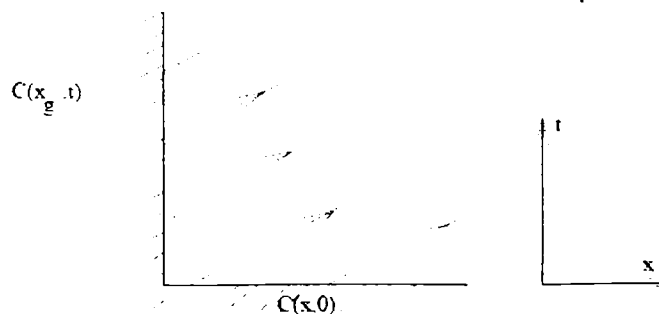
$$x(t) = ut + x_0$$

Punctul x_0 este numit piciorul caracteristicii.

Trebuie să se impună c pe toată partea frontierei din care au provenit caracteristicile (domeniul de dependență a ansamblului de puncte ale domeniului). Domeniul de influență a unui punct va fi constituit de ansamblul punctelor situate pe caracteristica în aval al punctului considerat. Domeniile de dependență și de influență depind deci de semnul câmpului de viteză.

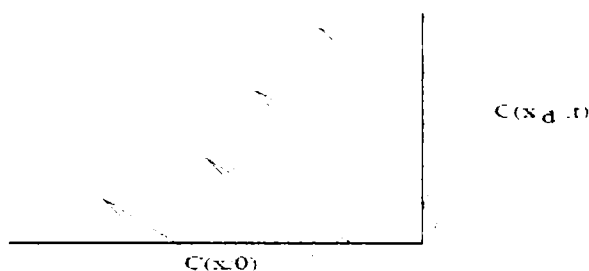
Cazul $u > 0$

Figura 4.2.3 Ansamblul domeniului considerat în cadrul unei probleme hiperbolice



Cazul $u < 0$

Figura 4.2.4 Ansamblul domeniului considerat în cadrul unei probleme hiperbolice



În cazul în care $u > 0$ (respectiv $u < 0$) trebuie impus c pe frontiera stângă (respectiv dreaptă) a domeniului.

Se poate remarca faptul că nici o caracteristică nu a provenit din limitele pe care fluidul iese din domeniu. Nu există nici o condiție la limitele care se impun pe aceste frontiere.

4.2.2.4. Legătura cu ecuațiile de conservare

Avem în vedere un câmp de viteză în spațiu. Ecuația continuității devine:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (4.2.61)$$

care este problema model asociat la o ecuație hiperbolică de gradul întâi.

Să neglijăm viteza în ecuația energiei – cazul unui fluid în repaus – și să exprimăm evoluția energiei interne specifice e în funcție de temperatura T ($e = c_v T$):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_v} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (4.2.62)$$

această ecuație este ecuația Fourier pentru transferul de căldură prin corpuri fără mișcări aparente.

Dacă fluidul este incompresibil, ecuația de continuitate devine:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.2.63)$$

Viteza este constantă și ecuația energiei devine:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{k}{\rho c_v} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (4.2.64)$$

aceasta este ecuația Fourier-Kirchhoff, pentru transferul de căldură prin conducție și convecție, deci când avem un fluid care se deplasează, linear în lungul unui perete, cu care schimbă căldură; aceasta este o ecuație de tip parabolic.

Dacă neglijăm în ecuația cantității de mișcare Navier-Stokes forțele de presiune, de viscozitate și masice de gravitație obținem:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.2.65)$$

rezultând o problemă hiperbolică non-liniară.

4.2.3. Integrarea numerică a ecuațiilor de conservare

Integrarea analitică a ecuațiilor de conservare a masei, a cantității de mișcare și a energiei prezintă multe dificultăți, pentru aceasta se apelează la metodele numerice.

4.2.3.1. Discretizarea spațială și temporală

Metodele numerice cele mai utilizate în mecanica fluidelor și în transferul de căldură și masă sunt diferențele finite, elementele și volumele finite.

Aceste metode transformă problema continuă într-o problemă discretă: intervalul de studiu în timp $[0, t_{max}]$ este divizat în intervale mai reduse considerându-se:

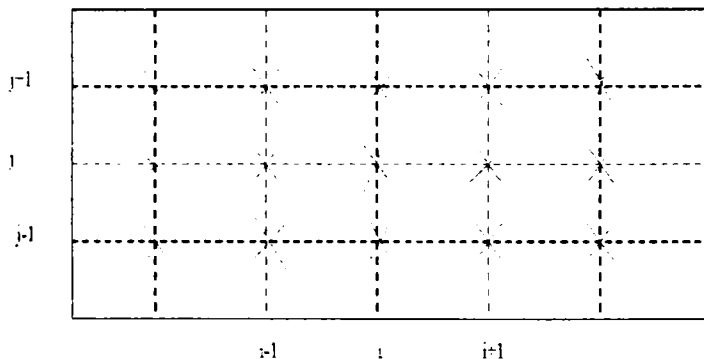
$$0 = t_0 < \dots < t_i < \dots < t_{n-1} < t_n = t_{max}$$

Atunci când discretizarea temporală este conform regulilor avem:

$$\forall i, \Delta t_i = t_{i+1} - t_i = \Delta t = \text{constante} \quad (4.2.66)$$

Astfel, în spațiu, un ansamblu de puncte este introdus:

Figura 4.2.5 Discretizarea spațială și temporală



O funcție necunoscută $f(x, t)$ va fi reprezentată pe ansamblul valorilor sale la diferite puncte și în diferite momente ale discretizării ($f(x_{i,j}, t_n)$). Obiectul metodelor numerice este de a determina aceste valori.

4.2.3.2. Diferențe finite

Metoda diferențelor finite constă în a înlocui derivatele parțiale în punctele rețelei discretizate prin diferențe finite, obținute prin dezvoltarea în serie Taylor:

$$f(x_{i+1}) = f(x_i + h) = f(x_i) + h \frac{\partial f(x_i)}{\partial x} + \dots + \frac{h^n}{n!} \frac{\partial^{(n)} f(x_i)}{\partial x^n} + O(h^{n+1}) \quad (4.2.67)$$

$$f(x_{i-1}) = f(x_i - h) = f(x_i) - h \frac{\partial f(x_i)}{\partial x} + \dots + (-1)^n \frac{h^n}{n!} \frac{\partial^{(n)} f(x_i)}{\partial x^n} + O(h^{n+1}) \quad (4.2.68)$$

termenii de trunchiere $O(h^{n+1})$ având semnificația următoare:

$$a = b + O(h^{n+1}) \Leftrightarrow \exists K \text{ independent de } h / |a - b| \leq Kh^{n+1}$$

Prin combinațiile liniare ale dezvoltărilor lui Taylor, exprimăm derivatele parțiale în funcție de valorile în punctele de discretizare. Astfel, neglijându-se erorile de trunchiere:

$$\left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\right)_i = \frac{f_{i+1} - 2f_i + f_{i-1}}{h^2} \quad (4.2.69)$$

$$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = \begin{cases} \frac{1}{h}(f_{i+1} - f_i) \\ \frac{1}{h}(f_i - f_{i-1}) \\ \frac{1}{2h}(f_{i+1} - f_{i-1}) \end{cases} \quad (4.2.70)$$

Putem nota că *a priori*, avem de ales între trei forme de aproximare din derivata întâi.

Prin înlocuirea derivatelor parțiale în ecuații diferențiale cu diferențe finite, obținem în locul ecuației diferențiale un sistem de ecuații algebrice, care matriceal se scrie sub forma de mai jos:

$$A_{Df} \cdot f_{Df} = b_{Df} \quad (4.2.71)$$

unde:

A_{Df} - reprezintă matricea coeficienților necunoscutelor;

f_{Df} - matricea coloană a temperaturilor necunoscute în noduri;

b_{Df} - matricea coloană a cunoscutelor.

4.2.3.3. Elemente finite

Metoda elementelor finite constă în minimizarea erorii comise înlocuind problema continuă prin problema discretă.

Fie V_h un spațiu vectorial de dimensiune finită ai căror vectori de bază vor fi notați N_i , i variind de la 1 la N , V un spațiu vectorial de dimensiune infinită, în care se definește funcția $f_h \in V_h$, de forma:

$$f_h(x) = \sum_{i=1}^N f_i N_i(x) \quad (4.2.72)$$

În general, se alege un V_h astfel încât $V_h \subset V$ (aproximarea conformă).

Fie $E(f) = 0$, ecuația diferențială aplicabilă unei funcții f . Înlocuind direct f cu f_h , ar rezulta o eroare a cărei valoare poate fi de forma: $E(f_h) = \varepsilon_h$.

Vom căuta să anulăm eroarea pe un spațiu de funcțiune de dimensiune finită - prin metoda reziduurilor ponderate -; de exemplu, alegând ca spațiu de proiecție spațiul V_h (metoda lui Galerkin), avem:

$$\forall i, \langle \varepsilon_h, N_i \rangle = 0 \Leftrightarrow \forall i, \langle E(f_h), N_i \rangle = 0$$

Explicitând E și f_h , obținem formularea de variație a problemei discrete. Ea conduce și la un sistem matricial de forma:

$$A_{Ef} \cdot f_{Ef} = b_{Ef} \quad (4.2.73)$$

unde:

A_{Ef} - reprezintă matricea coeficienților necunoscutelor;

f_{Ef} - matricea coloană a temperaturilor necunoscute în noduri;

b_{Ef} - matricea coloană a cunoscutelor.

Reamintim:

$$\langle E(f_h), N_i \rangle = \int E(f_h) N_i \quad (4.2.74)$$

4.2.3.4. Volume finite

Metoda volumelor finite este bine adaptată la problemele conservative:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}(\vec{F}(f)) = 0 \quad (4.2.75)$$

Discretizând domeniul simulat, scriem legea conservării pe fiecare element, apoi integrăm considerându-se ca grad de libertate - sau necunoscută - asociat elementului valorii medii pe element:

$$\int_K \left\{ \frac{\partial f}{\partial t} + \text{div} \vec{F}(f) \right\} dV = 0 \quad (4.2.76)$$

$$\int_K \frac{f^{n+1} - f^n}{\Delta t} dV + \int_K \vec{F}(f) \cdot \vec{n} d\gamma = 0 \quad (4.2.77)$$

$$\frac{|K|}{\Delta t} (f_K^{n+1} - f_K^n) + \int_K \vec{F}(f) \cdot \vec{n} d\gamma = 0 \quad (4.2.78)$$

Rămâne de exprimat fluxul numeric plecând de la valorile necunoscutei pe fiecare element. Schema va fi explicită (respectiv implicită) dacă fluxul este exprimat plecând de la datele timpului n (respectiv $n + 1$).

În cazul în care fluxul corespunde fluxului convectiv $\vec{F}(f) = \vec{u}f$ am putea avea în vedere expresiile următoare ale fluxului:

$$\vec{F}(f) \cdot \vec{n} = \begin{cases} \vec{u} \cdot \vec{n} f_K \\ \vec{u} \cdot \vec{n} f_{K'} \\ \vec{u} \cdot \vec{n} \frac{f_K + f_{K'}}{2} \end{cases} \quad (4.2.79)$$

Odată ce fluxul prin fiecare față a rețelei de discretizare este exprimat în funcție de valorile medii ale necunoscutei din fiecare element, se obține un sistem matricial de forma:

$$A_{vf} \cdot f_{vf} = b_{vf} \quad (4.2.80)$$

unde:

A_{vf} - reprezintă matricea coeficienților necunoscutelor;

f_{vf} - matricea coloană a temperaturilor necunoscute în noduri;

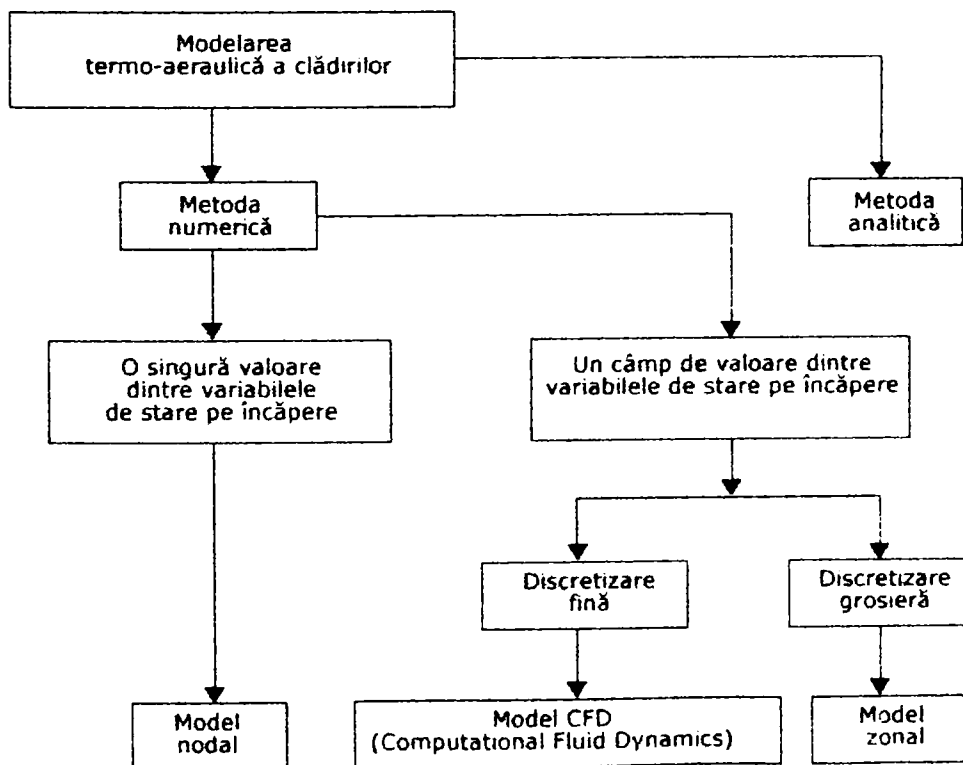
b_{vf} - matricea coloană a cunoscutelor.

4.3. Modelarea comportamentului termo-aerulic a unui local climatizat [1], [26], [40], [89], [166]

4.3.1. Diferite sisteme de modelare

În figura 4.3.1, se prezintă diferitele modalități de modelare utilizate în termotehnica clădirii.

Figura 4.3.1 Diferitele căi de modelare în termotehnica clădirii.



Deoarece domeniile de aplicare a metodelor analitice sunt foarte limitate, metodele numerice sunt larg utilizate (de 20 de ani) în termotehnica clădirii. Printre acestea, se disting metode care utilizează fiecare încăpere ca volum de control și care ajung la modele numite „nodale”, de cele care permit calcularea unei plaje a variabilelor de stare în cadrul fiecărei încăperi. În cazul în care este utilizată o rețea fină, cu ajutorul ecuațiilor lui Navier-Stokes obținem modele CFD (Computational Fluid Dynamics). Invers, dacă ecuațiile de conservare sunt integrate pe o rețea grosieră, atunci vom vorbi despre modele zonale. Această aproximare pe rețeaua domeniului studiat obligă a se introduce în model legi fizice cu scopul de a reprezenta corect variația în timp a mărimilor de stare.

În cele ce urmează, se prezintă pe scurt diferitele metode numerice utilizate în prezent.

4.3.1.1. Modele nodale

La ora actuală, majoritatea modelelor pentru instalațiile termice ale clădirii sunt de acest fel. Se consideră pentru aerul interior câte o singură valoare a variabilelor de stare pe încăpere, în general, presiunea sau temperatura. Starea zonelor este exprimată în funcție de presiuni și de concentrații. Din punct de vedere al modelării, zonele se bazează pe reprezentarea nodală a rețelelor de transport de aer și ale poluanților în care nodurile pot să reprezinte încăperi, puncte de conexiune în rețeaua de tubulatură a unui sistem de ventilare mecanică sau ambiante ale mediului înconjurător exterior. Fără a fi exhaustivi, prezentăm câteva din aceste modele. Normativul COMIS (Conjunction of Multizone Infiltration Specialists) (Feustel - 1990) este un program consacrat rezolvării problemei aerulice. Programele AIRNET (Walton - 1989) și HVACSIM (Park - 1985) sunt construite pe aceleași baze.

Cât despre normele termo-aerulice, cităm mai întâi TRNSYS (TRNSYS-1979)-(Transient System Simulation Program) și ESP (Clark-1985)-(Environmental System Performance). Prima este o structură modulară de simulare a sistemelor energetice dezvoltată în anii 70 prin laboratorul de Energie Solară a Universității din Wisconsin. Mediul său informatic conectează module numite „tipuri” care reprezintă fie sisteme fie funcții particulare. Plecând de la această structură Roldan (Roldan-1985) a dezvoltat o normă termo-aerulică multi-zonă a clădirii numită CSTBat. Putem cita platforma IISIBAT (Keilhoz - 1996) regrupând TRNSYS pentru transferurile termice și COMIS pentru transferurile aerulice. ESP este o normă dezvoltată la Universitatea din Stractclyde. Este destinat simulării comportamentului termic și performanței energetice a clădirilor și posedă un modul termic ale cărui ieșiri sunt temperaturile zonelor și un modul aerulic care calculează un câmp de presiune și de concentrare.

4.3.1.2. Modele de câmp: CFD (Computational Fluid Dynamics)

Rolul lor este de a înlocui mijloace experimentale cu scopul de a produce cunoaștere. Ele sunt bazate pe rezolvarea ecuațiilor lui Navier-Stokes pe ansamblul punctelor de discretizare al domeniului studiat. Bineînțeles că această familie de programe comportă numeroase soft-uri ca FLUENT, PHEONICS sau ESTET.

Rezolvarea ecuațiilor de conservare a masei, a cantității de mișcare și de energie permite cunoașterea, în orice punct, a distribuției diferitelor variabile de stare. Distribuiriile utilizate pot să atingă foarte ușor mai multe sute de mii de volume de control. Se poate astfel să se simuleze foarte fin curgerile de aer într-o

încăperea a unei clădiri. Dar utilizarea CFD - urilor este anevoioasă datorită timpului necesar la introducerea datelor, apoi datorită timpului de calcul. De altfel, utilizarea acestor soft-uri necesită o experiență în alegerea parametrilor numerici de simulare pentru realizarea convergenței tratării sale. Mai mult, este impus un anumit control pentru analiza rezultatelor obținute cum o demonstrează Regard (Regard-1996). De altfel, cuplarea modelelor de câmp cu norme care tratează anvelopa clădirii este foarte grea.

Se pare că pentru moment, utilizarea CFD - urilor pentru tratarea termo-aerulică a unei clădiri nu este complet validată mai ales cum o subliniază Voeltzel (Voeltzel - 1999) pentru tratarea fenomenelor de convecție naturală.

4.3.1.3. Modele zonale

Principiul modelului zonal este aplicat termotehnicii unei clădiri de cincisprezece ani. Realizarea acestui tip de model solicită o decupare în macro-volume din domeniul studiat pentru care bilanțurile de masă și cele de căldură sunt scrise în așa fel încât să se poată calcula câmpurile de temperatură și eventual de presiune interioară. Principalul avantaj al acestui tip de model, în comparație cu modelul nodal, este că pot fi luate în considerare specificitățile termice și dinamice ale surselor interioare. În schimb, problema majoră a acestei abordări de modelare rămâne evaluarea corectă a transferurilor de masă și de căldură între fiecare din zonele considerate.

O primă abordare (Lebrun - 1970), (Howarth - 1980) constă în fixarea sensului debitelor de aer și în rezolvarea problemei prin legi de curgeri specifice precum turnurile de răcire, jeturile, etc. Obținem astfel un model zonal mono-dimensional (Laret - 1980), (Inard - 1989). Această metodă dă rezultate coerente atât pentru localurile încălzite (Overby - 1990), (Inard - 1991), (Inard - 1998) cât și pentru localurile echipate cu un sistem de ventilație prin deplasare (Sandberg - 1987) (Guitton - 1988). Totuși, abordarea este limitată ca aplicabilitate prin ipoteza sa de bază, și anume, un scenariu de curgere de aer unic fixat.

O a doua abordare (Grelat - 1987) constă în calculul unui câmp de presiune interioară cu ajutorul unei ecuații de cantitate de mișcare „degradată” care permite legarea unui debit de masă de aer între două zone fără presiunea corespunzătoare. Această metodă are un domeniu de aplicare mai larg, mai ales prin tridimensionalitatea modelului. Totuși, limitele sale apar imediat pentru descrierea curgerilor motoare (turnuri de răcire, jeturi) datorită unei reprezentări aproximative a cantității de mișcare a acestor curgeri. Este, deci, necesar ca pentru îmbunătățirea procedurii precedente, să se introducă legi de comportament ale curgerilor specifice. Este ceea ce au realizat diferiți autori (Bouia - 1993) (Wurtz - 1995) (Inard - 1996) (Muzy - 1999) (Voeltzel - 1999), (Lepers - 2000) și prin diferite tipuri de configurări geometrice și termice.

4.3.2. Descrierea unui local climatizat printr-un model zonal

4.3.2.1. Structura generală a modelului

Domeniul studiat este decupat în zone izoterme cu geometrie paralelipipedică urmărind cele trei dimensiuni (vezi figura 4.3.2).

Pentru bilanțul masic vom avea:

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} + m_{si} = \sum_{j=1}^n m_{ji} + m_{ei} \quad (4.3.1.)$$

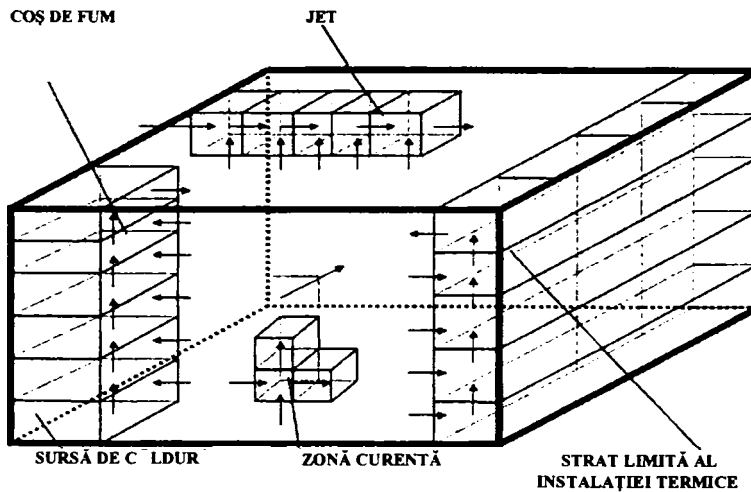
în care: m_{si} este debitul masic de aer introdus în zona i ,
 m_{ei} - debitul masic de aer evacuat din zona i .

Bilanțul de căldură (termic) în regim permanent se exprimă prin:

$$\sum_{j=1}^n C_p m_{ij} (T_i - T_j) + C_p m_{si} (T_i - T_{si}) + \phi_{conv i} = P_{conv i} \quad (4.3.2)$$

în care C_p este căldura specifică a aerului ($J \cdot kg^{-1} K^{-1}$),
 $\phi_{conv i}$ - fluxul convectiv pierdut în schimbul cu perețele (W),
 $P_{conv i}$ - puterea convectivă injectată în spațiul elementar (W).

Figura 4.3.2 Exemplu de divizare a domeniului



Exprimând fluxurile convective schimbate la pereți în funcție de temperaturile aerului, dispunem de n ecuații de bilanț de căldură (termic) independent asociate cu $n-1$ ecuații de bilanț masic. Întrucât nu utilizăm ecuații de conservare a cantității de mișcare avem mai multe necunoscute decât ecuații independente. De fapt numărul de necunoscute este de $n + n(n - 1)$. Pentru a încheia problema, se separă zonele curente și cele de curgeri specifice. Aceasta ne conduce la adoptarea unei proceduri specifice de calcul a debitelor de masă care tranzitează de la o zonă la alta.

4.3.2.2. Calculul debitelor între zone

4.3.2.2.1. Cazul zonelor curente

Uniformitatea și amplitudinea vitezelor în zonele curente se repercutează în fluxul cantității de mișcare. Aceasta ne conduce spre ipoteza vitezelor care depind, în principal, de variațiile de presiune motrice. Putem să exprimăm debitul de masă

traversând o frontieră verticală separând două zone curențe i și j prin relația următoare (Bouia - 1993):

$$m_{ij} = \varepsilon_{ij} \sqrt{2\rho_j C_d S_{ij}} |P_j - P_i|^{\frac{1}{2}} \quad (4.3.3)$$

cu $\varepsilon_{ij} = \pm 1$; ($\varepsilon_{ij} = 1$ dacă $P_j > P_i$; $\varepsilon_{ij} = -1$ dacă $P_j < P_i$),

unde:

ρ_j este masa volumică a celulei j , [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$],

P_i, P_j - presiune în celulele i și j [Pa],

S_{ij} - secțiunea interfeței verticale [m^2],

C_d - coeficient empiric.

Coeficienții C_d sunt empirici, ei permit să se țină seama de efectele vâscozității fluidului, majoritatea autorilor iau valoarea de 0,83 (Inard - 1996).

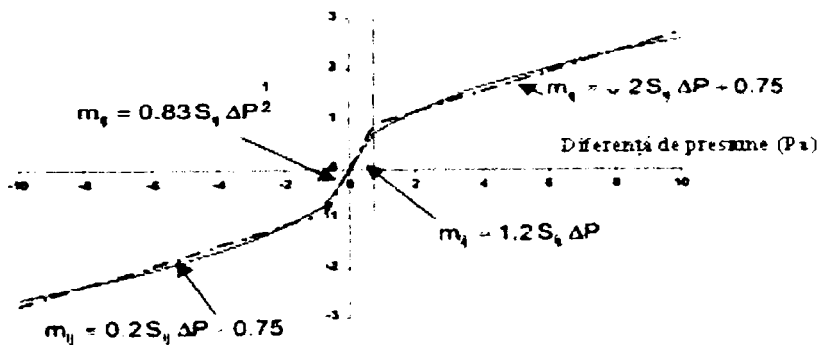
Relația (4.3.3) nu este liniară și pentru a optimiza timpii de calcul, putem să o liniarizăm prin intervale de presiune așa cum o propune Muzy (Muzy - 1999). Obținem astfel relația (4.3.4) pe care am reprezentat-o în graficul 4.3.1.

$$m_{ij} = \begin{cases} 0,2S_{ij}\Delta P - 0,75 \\ 1,2S_{ij}\Delta P \\ 0,2S_{ij}\Delta P + 0,75 \end{cases} \quad (4.3.4)$$

în care:

$$\Delta P = \begin{cases} [-10Pa; -0,75Pa] \\ [-0,75Pa; 0,75Pa] \\ [0,75Pa; 10Pa] \end{cases}$$

Graficul 4.3.1 Liniarizarea diferenței presiunii și expresia debitului masă care traversează o interfață curență



Această expresie a debitelor masice între zone nu se justifică decât pentru curgeri cu viteză mică și nu se potrivește pentru curgerile motoare. Pentru jetul provenit dintr-un aparat de climatizare, s-a optat pentru utilizarea legilor de comportament obținute experimental.

4.3.2.2.2. Cazul zonelor cu scurgere specifică

În prezent, s-a atașat modelului două tipuri de curgeri specifice care sunt jetul de perete orizontal neizoterm și evoluția stratului limită de-a lungul ocupanților.

a) Jet de perete orizontal neizoterm

Debitul de masă al jetului rece este evaluat plecând de la legile generale:

$$\frac{U}{U_m} = e^{-a\left(\frac{y}{y_{0,5U}}\right)^2} \quad (4.3.5)$$

$$y_{0,5U} = bx \quad (4.3.6)$$

$$\frac{U_m}{U_o} = K_v \left(\frac{\sqrt{A_o}}{x} \right)^n \quad (4.3.7)$$

în care: U este viteza aerului în jet [m/s];

U_o – viteza inițială de injecție [m/s];

U_m – viteza maximă în punctul x [m/s];

V – viteza aerului în volumul ocupat [m/s];

K_v – constanta de diminuare a vitezei;

A_o – secțiunea grilei de refulare [m²];

x – lungimea jetului de aer după axa x [m];

y – lungimea jetului de aer după axa y [m];

a – coeficient în funcție de tipul de curgere;

b – coeficient în funcție de tipul de curgere;

n – exponent în funcție de distanța față de originea fictivă a jetului.

a , b , n și K_v sunt parametri ale căror valori sunt obținute cu ajutorul rezultatelor experimentale ale jetului.

Rezultatele experimentale, dovedesc că jetul provenit din aparatele de climatizare este de tip tridimensional. O simplificare acceptabilă, deoarece ne lipsesc datele pe cea de a treia direcție, presupune că jetul este fie de tip bidimensional fie de tip asimetric.

Astfel debitul masic în jet poate fi evaluat prin:

- jet bidimensional:

$$m(x) = \int_0^{\infty} \rho L_o U dy \quad (4.3.8)$$

- jet axial-simetric:

$$m(x) = \int_0^{\infty} \pi \rho U y dy \quad (4.3.9)$$

După integrare și ținând cont de debitul inițial m_o , obținem:

- jet bidimensional:

$$\frac{m(x)}{m_o} = 1 + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\pi}{a}} K_v b \left(\frac{x}{\sqrt{A_o}} \right)^{1-n} \quad (4.3.10)$$

- jet axial-simetric:

$$\frac{m(x)}{m_0} = 1 + \pi K_v \left(\frac{b}{a} \right)^2 \left(\frac{x}{\sqrt{A_0}} \right)^{2-n} \quad (4.3.11)$$

Valoarea vitezei inițiale a jetului intervine implicit în expresia debitului inițial. Mai mult, evaluăm deschiderea jetului plecând de la legea distanței de desprindere obținută experimental:

$$\frac{X_s}{\sqrt{A_0}} = 0,23 A_{r0}^{-0,6} \quad (4.3.12)$$

unde: L_0 este o mărime caracteristică gurii de refulare.

b) Strat limită de-a lungul ocupanților

Legea care dă debitul masic (Heiselberg-1998) se scrie:

$$m(z) = 0,0021 \cdot [\rho(z)]^{\frac{6}{5}} (\Delta T)^{\frac{2}{5}} P_e \quad (4.3.13)$$

unde: ΔT este ecartul de temperatură între individ și aerul înconjurător [°C],
 P_e - perimetrul individului [m].

Această lege poate fi utilizată pentru modelarea straturilor termice limită care se dezvoltă de-a lungul manechinelor prezente în interiorul unei celule de încercare.

Debitele masice evaluate țin cont de variația masei de volum cu temperatura prin legea gazelor perfecte:

$$\rho = \frac{P}{rT} \quad (4.3.14)$$

cu $r = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

4.3.2.3. Calculul fluxurilor convective la pereți

După exemplul debitului masic între zone, modelul permite evidențierea diferitelor tipuri de schimburi convective la pereți și astfel se ține seama de pierderile sau câștigurile specifice fiecărui sistem. Într-o manieră generală, fluxul convectiv schimbat de-a lungul unui perete este exprimat prin:

$$\Phi_{conv} = S_i h_{ci} (T_i - T_{Si}) \quad (4.3.15)$$

în care coeficientul de schimb superficial h_{ci} se scrie:

$$h_{ci} = A |T_i - T_{Si}|^B \quad (4.3.16)$$

Coeficienții A și B depind de tipul de scurgere având valorile date în tabelul 4.3.1.

Tabelul 4.3.1

Element	Tip	B	A
Tavan	Convecție naturală (Allard-1987)	3,00	0,00
	Convecție mixtă (Inard-1988)	3,00	0,70
Podea	Podea încălzită (Kast-1982)	1,50	0,33
	Clasic (Allard-1987)	3,00	0,00
Pereti	Convecție naturală (Allard-1987)	1,50	0,33
	Convecție mixtă (Lebrun-1970)	3,00	0,33
	Contact cu un turn - pană	0,66	0,77

Totuși cuplarea convectivă între jetul de aer rece și un perete nu poate să se exprime direct cu ajutorul ecuației (16) deoarece aici este vorba de convecție forțată. În cazul nostru, exprimăm fluxul convectiv schimbat cu ajutorul corelării propuse de Zerbe (Zerbe-1946) și anume:

$$h_c(x) = 12,4U_0^{0,8} h_0^{0,4} x^{-0,6} \quad (4.3.17)$$

Scrierea bilanțurilor masice și de căldură din fiecare zonă se constituie în sisteme neliniare de presiune, deoarece masa volumică depinde de temperatură și sisteme neliniare în temperatură din cauza coeficienților de schimb superficial convectiv. Aceste sisteme sunt rezolvate după liniarizare. Soluțiile permit obținerea câmpurilor de presiune (pentru zonele curente) și cele de temperatură pentru fiecare zonă.

Noi utilizăm o metodă iterativă pentru a rezolva sisteme formate prin ecuațiile bilanțului de masă și termic. Criteriul de convergență este aplicat pe temperaturile de aer al volumului de ocupație. Este egal cu 0,05°C pentru distanța maximală.

4.3.2.4. Modele de confort

Am integrat în model module cu scopul de a putea evalua nivelul de presiune acustică, confortul termic (PPD, DR) și calitatea de difuziune aerulică.

Pentru modulul acustic, calculăm în centrul fiecărei celule a volumului de ocupare, nivelul de disconfort acustic ISO plecând de la ecuațiile obținute pe cale experimentală:

$$ISO = \frac{-3,48}{\text{Log}(2)} \text{Log}(d) + 47 \quad (4.3.18)$$

$$ISO = \frac{-3,25}{\text{Log}(2)} \text{Log}(d) + 40 \quad (4.3.19)$$

$$ISO = \frac{-3,11}{\text{Log}(2)} \text{Log}(d) + 30 \quad (4.3.20)$$

unde:

d este distanța dintre celula de amplasare a unității terminale de climatizare și centrul celulei volumului de ocupare considerată (m),
ISO - nivelul de presiune acustică calculat (dB).

Referitor la confortul termic el este evaluat cu ajutorul indicelui global PPD. Pentru acest fapt, trebuie să dăm valori de temperaturi ale aerului și temperaturi

medie de radiație, valori a vitezei medii de aer și de umiditate relativă. În plus sunt de fixat valorile activității și nivelului de îmbrăcăminte. Pentru acestea din urmă, am impus respectiv valorile de 1,2 *met* și 0,5 *clo*.

Temperatura medie de radiație este calculată prin:

$$T_{rm} = \left(\frac{\sum_{j=1}^n F_{cj} J_j}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.3.21)$$

unde: n este număr de fațete în local,

F_{cj} - factor de formă între o poziție în local și fațeta j ,

J_j - radiozitatea fațetei ($W \cdot m^{-2}$).

Pentru calculul acestor factori de formă F_{cj} , presupunem că localul este golit de orice obstacol. Putem atunci să evaluăm în manieră exactă cu ajutorul formulării descrise de Hamilton. Radiozitățile J_j ale fațetelor sunt calculate rezolvând sistemul liniar următor:

$$\sum_{j=1}^n [S_{ij} - (1 - \varepsilon_i) F_{ij}] J_j = \varepsilon_i \sigma T_{sj}^4 \quad (4.3.22)$$

cu F_{ij} : factor de formă între fațetele i și j .

Făcând aceeași ipoteză ca precedenta, înseamnă că obstacolele nu sunt luate în seamă în centrul localului, factorii de forma F_{ij} pot în mod egal să fie calculate în manieră exactă (Cadiergues-1953), (Fauconnier-1981), (Allard-1985).

Viteza medie a aerului în centrul fiecărei celule este calculată într-un mod apropiat prin relația:

$$v = \left[\left(\frac{Q_x}{S_x} \right)^2 + \left(\frac{Q_y}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{Q_z}{S_z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.3.23)$$

unde:

Q_x, Q_y, Q_z sunt sumele algebrice ale debitelor de volum care traversează respectiv frontierele celulei în direcțiile x, y și z ,

S_x, S_y și S_z - suprafețele frontierelor perpendiculare la direcțiile x, y și z .

În climatele temperate, umiditatea relativă a aerului joacă un rol neglijabil pentru determinarea confortului. Aceasta este explicația pentru care, ea influențează puțin valoarea PPD. În cadrul studiului nostru, valoarea umidității avea o fluctuație între 30 și 50%, noi am fixat-o atunci la 40%.

Ca rigoare, o evaluare a disconfortului datorat curentului de aer (indice DR) necesită cunoașterea intensității relative a turbulenței de aer. Ori, starea actuală a cunoștințelor în modelarea zonală nu permite calcularea ei. Am ales deci să impunem valoarea medie obținută în timpul încercărilor noastre pentru a se putea calcula indicele DR.

În ceea ce privește modelul care exprimă calitatea difuziei aerului (indice ADPI), calculăm în centrul fiecărei celule valorile temperaturii efective ale curentului de aer datorită câmpurilor de temperatură și de viteza aerului. Aceasta ne permite prin urmare să calculăm indicele ADPI.

4.4. Concluzii parțiale

Baza matematică în simularea numerică o reprezintă ecuațiile de conservare ale masei, a cantității de mișcare și a energiei. Metodele numerice sunt: cu diferențe finite, cu elemente finite și cu volume finite. Cu ajutorul lor problema continuă este transformată într-o problemă discretă, la convergență.

Metodele de simulare numerică sunt:

- metode nodale;
- metode zonale;
- metoda CFD.

În vederea aplicării metodelor de simulare numerică în capitolul 4 au fost descrise amănunțit metoda nodală și metoda zonală. Metoda nodală consideră pentru aerul interior câte o singură valoare a variabilelor de stare pe încăperea, în general presiunea sau temperatura. Starea zonelor este exprimată în funcție de presiuni și de concentrații. Din punct de vedere al modelării zonele se bazează pe reprezentarea nodală a rețelelor de transport de aer în care nodurile pot să reprezinte încăperi.

Metoda de simulare zonală se realizează prin decuparea în macrovoluma a domeniului studiat pentru care bilanțurile de masă și cele de căldură sunt scrise în așa fel încât să se poată calcula câmpurile de temperatură și eventual de presiune interioară. Principalul avantaj al acestui tip de model, în comparație cu modelul nodal, este că pot fi luate în considerare specificitățile termice și dinamice ale surselor interioare. În schimb problema majoră a acestei abordări de modelare rămâne evaluarea corectă a transferurilor de masă și de căldură între fiecare din zonele considerate.

Capitolul 5

Studii de caz

5.1. Introducere

Obiectivele și rezultatele cercetărilor tezei de doctorat sunt materializate în acest capitol. Punctul de plecare îl constituie definirea unui modul cu destinația încăpere birou ce a fost evaluat din punctul de vedere al confortului termic și al consumului energetic. Evaluarea a fost făcută atât prin măsurări cât și prin simulări numerice.

Programul de cercetare este descris în trei etape.

- etapa I – am efectuat măsurări în condițiile reale, la sediul băncii BRD – Group Societe General din Timișoara în decembrie 2002 și ianuarie 2003.

- etapa II – elaborarea softului **conf_mesures.exe** de prelucrare a măsurărilor efectuate în vederea determinării indicilor globali de confort PMV și PPD. Softul l-am elaborat în perioada de cercetare petrecută în luna februarie 2006 în centrul de Cercetare și Dezvoltare a companiei CIAT Franța. Am preluat prin aceasta o parte a experienței departamentului Confort Termic din cadrul Centrului CIAT. Astfel am beneficiat de utilizarea softului Confort - CIAT de simulare numerică zonală care mi-a permis compararea rezultatelor obținute pe modulul studiat prin simulare cu rezultatele obținute prin măsurare.

- etapa III – o constituie colaborarea cu VABI – Asociația Olandeză pentru simularea Energetică a Clădirilor și ISSO – Building Services Dutch Institut. Colaborarea se desfășoară în contextul transpunerii în România a Directivei 91/2002 a CE privind Performanța Energetică a Clădirilor. Colaborarea cu VABI și ISSO este girată de Asociația Inginerilor de Instalații din România. În cadrul acestei colaborări se are în vedere adaptarea softului Vabi privind simularea energetică a clădirilor la condițiile specifice din România.

Pe parcursul celor trei etape de cercetare am elaborat un algoritm de evaluare a raportului optim confort termic – consum energetic atât prin măsurări cât și prin simulare numerică.

De asemenea, am utilizat softul Vabi în calculul energiei consumate de instalațiile de încălzire/răcire ce deservește același modul încăpere de birou măsurat și simulat în etapele I și II. Softul Vabi prezintă simularea modulului și în ceea ce privește confortul termic prin evidențierea PMV-ului. Acest lucru a permis compararea rezultatelor din etapele I și II cu rezultatele din etapa III.

5.2. Etapa I – Măsurări în condiții reale ale parametrilor de confort măsurabili ai unui modul cu destinația încăpere birouri [155], [165]

Figura 5.2.1 Reprezentarea spațială a modului încăpere birou simulat cu programul Confort - CIAT

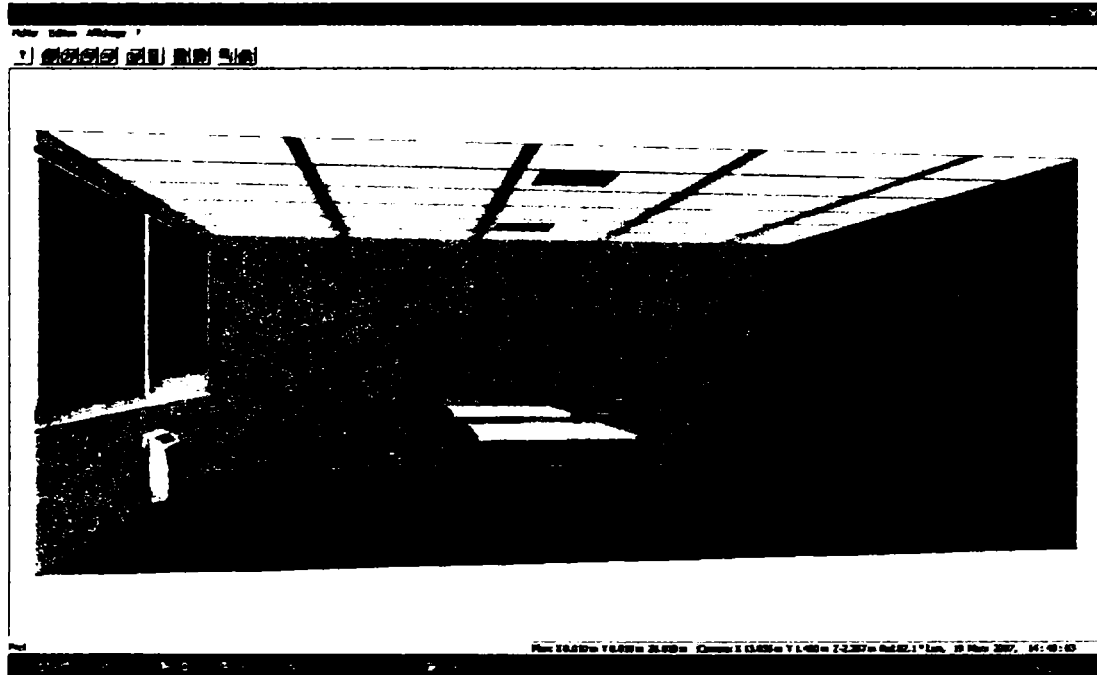
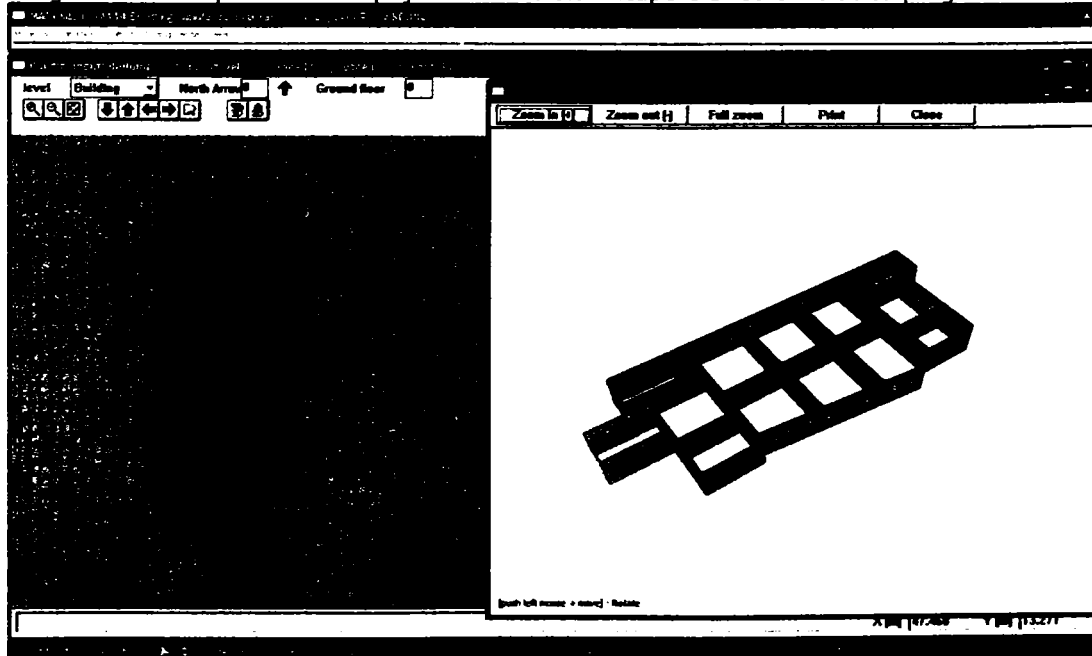


Figura 5.2.2 Reprezentarea spațială a modului încăpere birou simulat cu programul VABI



După cum evidențiază figurile 5.2.1 și 5.2.2 modulul a fost ales ca un modul reprezentativ. Rezultatele măsurătorilor și a simulărilor pot fi extrapolate, cu modificările minore, pentru ansamblul clădirii de birouri.

5.2.1. Descrierea modulului

Caracteristicile geometrice:

- lungime 7 m
- lățime 6 m
- înălțime 2,8 m
- modulul are un singur perete exterior, cu o fereastră de dimensiunea $6 \times 1,8 = 10,8 \text{ m}^2$ și un parapet $6 \times 0,9 = 5,4 \text{ m}^2$.

Caracteristicile termotehnice ale peretelui exterior:

- suprafața opacă $R = 0,32 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$
- suprafața vitrată $U = 1,3 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
 - aporturi de căldură prin insolație 70% din radiația solară
 - energia absorbită de fereastră 23%
 - energia directă transmisă prin fereastră 62%
 - partea convectivă a aporturilor prin insolație 4,5%
 - suprafața vitrată este umbră la interior prin jaluzele.

Orientare perete exterior – Est

Sistemul de încălzire/răcire al încăperii este realizat prin intermediul unui ventilconvector cu o putere de încălzire $P_{\text{încălzire}} = 3400\text{W}$ și $P_{\text{răcire}} = 5200\text{W}$.

5.2.2. Conceperea și descrierea programului de lucru.

Standardul EN 7726 a stat la baza conceperii unui program de lucru privind măsurările efectuate. Astfel:

- au fost măsurate cu ajutorul aparatului ALMEMO pus la dispoziție de Catedra de Termotehnică a Facultății de Instalații din București următoarele mărimi:
 - temperatura interioară a aerului;
 - viteza interioară a aerului;
- a fost stabilită dispunerea a cinci jaloane cu înălțimile de 2m care să permită montarea senzorilor pe verticală la înălțimile de 0,1m; 0,6m, 1,1m, 1,7m (conform figurii 5.2.3), ținând cont că:
 - 0,1 m – înălțimea gleznelor;
 - 0,6 m – înălțimea șoldului;
 - 1,1 m – înălțimea capului pentru un om așezat;
 - 1,7 m – înălțimea capului pentru un om în picioare.

Figura 5.2.3 reprezintă modul în care s-a efectuat discretizarea modulului rezultând 78 fațete și 45 de volume discrete.

5.2.2.1. Aparatura utilizată pentru măsurări

Aparatul Almemo

Aparatul are în componență următoarele elemente:

- sursa de alimentare (transformator) 9V / 50mA sau baterii de 9V;
- conector sau traductor de temperatură pentru termocuple tip K, J și termorezistențe PT100, 0,1mV/digit (-1,25 ÷ 2,0V), cu o acuratețe cuprinsă între $\pm 0,1\%$ și $\pm 0,5\text{mV}$, curentul de circulație aproximativ 3mA;
- sonda de măsură pentru măsurarea vitezei, temperaturii, și conținutului de umiditate a aerului;
- aparatul de măsură cu afișaj digital.

Pentru a putea utiliza aparatul de măsură se vor parcurge următorii pași:

- racordarea aparatului la sursa de alimentare;
- punerea în funcțiune a aparatului: se acționează butonul de pornire, aflat pe latura stângă;
- se lasă aparatul să-și realizeze corecțiile și calibrările;
- se conectează conectorii sau traductorii de măsură la aparat;
- se setează canalele ce vor fi utilizate pentru măsurători;
- citirile sunt efectuate de către operator la intervalele de timp stabilite în instrucțiunile de măsurare ILT 01, ILT 02 și ILT 03;
- valorile citite sunt înregistrate în caietul de încercări.

Pentru măsurarea temperaturilor s-au utilizat:

- termocuple tip K (crom-aluminiu) cu diametrul 0,32mm, calibrate pentru măsurarea temperaturilor în domeniul (-20 ÷ +60°C); precizia lor s-a estimat (acoperitor) la $\pm 0,25^\circ\text{C}$ pentru valoarea măsurată, având în vedere că etalonarea lor s-a efectuat cu o termorezistență etalon, cu precizia de $\pm 0,1^\circ\text{C}$;
- termocuple tip J (fier-constantan), cu diametrul 0,32 mm, pentru măsurarea temperaturii în domeniul (0 ÷ +60°C); precizia lor s-a estimat acoperitor la $\pm 0,25^\circ\text{C}$ pentru valoarea măsurată, având în vedere că etalonarea lor s-a efectuat cu o termorezistență etalon, cu precizia de $\pm 0,1^\circ\text{C}$;
- termorezistențe tip Pt 100 (100Ω la 0°C), pentru măsurarea temperaturii în domeniul (0 ÷ +45°C), cu precizia de $\pm 0,2^\circ\text{C}$;

Incertitudine maximă pentru determinarea debitului volumic de aer măsurat, dată în cartea tehnică a aparatului, este de 5%;

Aparat tip ALMEMO cu sondă de măsurare a vitezei în domeniul (0,1 ÷ 20 m/s), cu precizia de $\pm 3\%$ din valoarea măsurată.

Aparatura de măsură cu excepția termocuplelor și termorezistențelor a fost verificată metrologic înainte de utilizare.

Pentru termocuple și termorezistențe s-a procedat la calibrare în laborator.

Calibrarea termocuplelor s-a efectuat, după caz, în funcție de necesități, cu sau fără cablu de prelungire, de același tip ca și termocuplul; cablul de prelungire utilizat este izolat și protejat într-o manta din PVC.

Pentru calibrare s-a utilizat un ultratermostat cu rol de incintă calorimetrică, de tipul U2, cu puterea electrică de 1,72kW, în care s-au introdus capetele de

măsură ale termocuplelor, după ce acestea au fost imersate într-o baie de nitrolac, cu rol de izolator electric. Capetele termocuplelor au fost așezate în vecinătatea unui termometru etalon de tip termorezistență PT 100, cu domeniul de măsură ($0 \div 180^\circ\text{C}$) și incertitudinea de măsură de $\pm 0,1^\circ\text{C}$.

Metodologia de calibrare: mediul din ultratermostat în care au fost introduse termocuplele de calibrat și termometru etalon a fost încălzit sau răcit, după caz, până la limitele domeniului considerat pentru calibrare ($+60^\circ\text{C}$, respectiv -20°C).

Înregistrarea datelor s-a realizat până la atingerea temperaturii de echilibru între temperatura mediului de răcire și a mediului ambiant.

S-au înregistrat următoarele date:

- temperatura termometrului etalon, T_{etalon} , [$^\circ\text{C}$];
- temperatura joncțiunii de referință a plăcii de achiziție de date, T_{ref} , [$^\circ\text{C}$];
- căderea de tensiune corespunzătoare fiecărui termocuplu în parte, ΔU_{mas} , [μV].

Prelucrarea datelor:

- a) filtrarea datelor de intrare: din multitudinea datelor achiziționate au fost eliminate acelea care nu se încadrau în variația monoton crescătoare sau monoton descrescătoare a temperaturii termometrului etalon;
- b) calculul diferenței ΔT_{etalon} , între temperatura termometrului etalon T_{etalon} și temperatura joncțiunii de referință, T_{ref} ;
- c) rezultatul calibrării constă în stabilirea corespondenței între T_{etalon} și ΔU_{mas} .

În cazul particular în care la măsurarea temperaturilor cu termocuple s-a utilizat în locul plăcii de achiziție un aparat de tip ALMEMO conectat la o cheie de joncțiuni de fabricație FEA, metodologia de calibrare suferă câteva modificări:

Datele înregistrate au fost:

- temperatura termometrului etalon, T_{etalon} , [$^\circ\text{C}$];
- temperatura joncțiunii de referință a plăcii de achiziție de date, T_{ref} , [$^\circ\text{C}$];
- temperatura termocuplei, T_{mas} , [$^\circ\text{C}$].

Prelucrarea datelor:

- a) filtrarea datelor de intrare: din multitudinea datelor achiziționate au fost eliminate acelea care nu se încadrau în variația monoton crescătoare sau monoton descrescătoare a temperaturii termometrului etalon;
- b) calculul diferențelor ΔT_{etalon} și ΔT_{mas} , exprimate de relațiile:

$$\Delta T_{etalon} = T_{etalon} - T_{ref} \quad (5.1.1)$$

$$\Delta T_{mas} = T_{mas} - T_{ref} \quad (5.1.2)$$

unde: T_{mas} , reprezintă temperatura indicată de fiecare termocuplu în parte.

$$\Delta T_{corectie} = \Delta T_{etalon} - \Delta T_{mas} = T_{etal} - T_{mas} \quad (5.1.3)$$

- c) rezultatul calibrării constă în stabilirea corespondenței între ΔT_{mas} și $\Delta T_{corectie}$.

Aparatul KIMO AMI 300

Cu ajutorul aparatului KIMO – AMI 300 pot fi efectuate măsurări pentru mărimile fizice specificate în tabelul 5.2.1 în domeniile de măsură și clasele de precizie evidențiate.

Toate sondele sunt furnizate în sistem SMART PRO*, și sunt compatibile numai cu instrumente din clasele 200 și 300. Ele sunt interschimbabile și calibrate, fiecare în parte, cu instrumentul care le recunoaște automat de îndată ce au fost conectate.

Sondele și aparatul sunt livrate cu certificat de calitate.

Tabelul 5.2.1 Caracteristicile aparatului KIMO AMI 300

		Unit. de măsură	Domeniul de măsură	Precizia de măsură	Rezoluția
Micromanometru	Presiunea	mmH ₂ O, mbar, kPa, in Wg, mm HG	0 ÷ 1000 mmH ₂ O	±0,5% din val. citită ±1 mmH ₂ O	0,1 mmH ₂ O
	Viteza cu Debimo	m/s, fpm	4 ÷ 30 m/s	±3% din val. citită ±0,1 m/s	0,1 m/s
			31 ÷ 100 m/s	±3% din val. citită ±0,3 m/s	0,1 m/s
Debitul cu Debimo	m ³ /h, cfm, l/s, m ³ /s	0 ÷ 65000 m ³ /h	±3% din val. citită ±10 m ³ /h	1 m ³ /h	
Termo Anemometru cu palete	Viteza cu anemo cu palete Ø 100 mm	m/s, fpm	0,20÷2 m/s	±2% din val. citită ±0,06 m/s	0,01 m/s
			3,1÷35 m/s	±2% din val. citită ±0,2 m/s	0,1 m/s
	Viteza cu anemo cu palete Ø 70 mm	m/s, fpm	0,3÷35 m/s	±2% din val. citită ±0,1 m/s	0,1 m/s
Debitul	m ³ /h, cfm, l/s, m ³ /s	0÷65000 m ³ /h	±3% din val. citită ±10 m ³ /h	1 m ³ /h	
Termo Anemometru cu fir cald	Viteza cu termo anemo cu fir cald	m/s, fpm	0÷3 m/s	±3% din val. citită ±0,03 m/s	0,01 m/s
			3,1÷30 m/s	±3% din val. citită ±0,1 m/s	0,1 m/s
	Viteza cu termo anemo telescopic cu fir cald	m/s, fpm	0÷3 m/s	±3% din val. citită ±0,03 m/s	0,01 m/s
			3,1÷30 m/s	±3% din val. citită ±0,1 m/s	0,1 m/s
Temperatura			-20÷+80°C	±2% din val. citită ±0,1°C	0,1°C

	Debitul	m ³ /h, cfm, l/s, m ³ /s	0÷65000 m ³ /h	±3% din val. citită ±10 m ³ /h	1 m ³ /h
Termo Higro	Umiditatea	% U.R., g/kg	3÷98%U.R.	±1% din val. citită ±1,5%U.R.	0,1 %U.R.
	Punctul de rouă	°C, °F, K	-20÷+80°C	±2% din val. citită ±0,1°C	0,1°C
Sonde de temperatură	Sondă PT 100 (2 canale)	°C, °F, K	-100÷ -50°C	±2% din val. citită ±0,1°C ±2% din val. citită ±0,1°C	0,1°C
			-49 ÷ +250°C		0,1°C
			+251 ÷ +400°C		1°C

Cu ajutorul acestui aparat au fost măsurate temperaturile superficiale ale elementelor de construcție delimitatoare, viteza și debitul jetului de aer al ventilatorului montat în încăperea măsurată, precum și temperaturile de ducere și întoarcere ale agentului de răcire.

5.2.2.2. Incertitudini de măsură

În general, la calculul incertitudinilor experimentale pot fi luate în considerare, după Ignea ș.a. (1998), următoarele surse de erori: eroarea de interacțiune, eroarea de influență, eroarea de instrument și cea de operator.

În ceea ce privește eroarea de interacțiune, considerată eroare de tip sistematic, aceasta a fost eliminată în cadrul sistemului de achiziție utilizat (Zamfirescu, C. 1999) prin strângerea puternică a cablurilor de legătură în conectori și prin fixarea acestor cabluri de elemente rigide de structură de rezistență a instalației.

În ceea ce privește eroarea de influență, care este o eroare de tip aleator, aceasta a fost limitată, prin utilizarea de cabluri de compensație ecranate pentru termocuple, prin utilizarea de traductori electronici cu semnal unificat 4 ÷ 20mA, pe două fire și prin legarea la pământ a echipamentelor generatoare de zgomot electromagnetic (pompa, tablou electric).

În ceea ce privește eroarea de operator, ea intervine la citirea indicațiilor aparatelor de măsură.

În ceea ce privește erorile de instrument, acestea au fost preluate din fișele metrologice și date de carte tehnică. Astfel:

- pentru termorezistențe Pt 100, precizia de măsură este de ±0,1°C;
- pentru anemometrul cu fir cald tip ALMEMO, precizia de măsură este de ±3%;
- pentru termocuple, s-a ținut seama pe de o parte de lanțul de măsură alcătuit din: termocuplul propriu-zis, cablul de compensație ecranat și din placa de achiziție de date Keithley și pe de altă parte de faptul că la calibrare s-a utilizat o termorezistență etalon Pt 100; în consecință, s-a estimat incertitudinea de măsurare a temperaturilor la 0,25°C (superioară etalonului) (Zamfirescu, C. 1999).

În tabelul 5.2.2 sunt redată incertitudinile de măsură asociate fiecărei mărimi în parte, alături de incertitudinile maxime rezultate din propagarea erorilor la calculul diferiților parametri de lucru.

Tabelul 5.2.2 Incertitudini de măsură

Mărime măsurată / Incertitudine de măsură	Mărime calculată / Incertitudine maximă de măsură
Temperatură măsurată cu termorezistențe Pt 100 / $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$	Umiditatea relativă a aerului / $\pm 1,5\%$
Temperatură măsurată cu termocuple / $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$	Entalpia aerului umed / $\pm 1,9\%$ Flux termic preluat de aer / $\pm 5,7\%$
Viteza aerului măsurată cu anemometrul cu fir cald tip ALMEMO / $\pm 3\%$	Debitul volumic de aer / $\pm 3\%$

5.2.2.3. Sistemul de achiziții de date

Semnalele electrice de la termocuple, termorezistențe au fost achiziționate cu ajutorul unui calculator PENTIUM echipat cu plăci de achiziție de date Keithley Metrabyte, cu rezoluția de 12 cifre binare.

Programul de achiziție de date (Zamfirescu C., 1999), a fost conceput astfel încât să permită înregistrarea automată cu o rată de urmărire a experimentului de 25s. Datele sunt înregistrate direct într-o fișă EXCEL, fiind astfel posibilă prelucrarea lor ulterioară.

Măsurările au fost efectuate în șase zile 12,13 și 14 decembrie 2002, respectiv 21, 22 și 23 ianuarie 2003, la intervale orare, fiind efectuate un număr total de 40 de măsurări. În același timp cu măsurările interioare au fost măsurate temperatura exterioară, temperatura de ducere și de întoarcere a agentului de încălzire.

Pentru a determina temperaturile și vitezele pe fiecare din cele 78 de fațete rezultate în urma discretizării modulului, am interpolat valorile măsurate.

În cadrul programului **conf_mesures.exe** ca fișiere cu date de intrare avem:

- fișierul **SIMUL.dat**, care conține condițiile de simulare pentru iarnă:
 - numărul de celule după axa x, 3;
 - numărul de celule după axa y, 3;
 - numărul de celule după axa z, 5;
 - numărul de segmente în care este împărțită fiecare dimensiune x, y, z a modulului în așa fel încât să putem determina dimensiunile laturilor fiecărei celule în parte;
 - volumul modulului $117,6 \text{ m}^3$;
 - clo 0,7;
 - met 1,2;
 - umiditatea relativă 50%.
- **cell_value.txt**, care conține valorile temperaturii aerului, vitezei aerului și turbulența pentru fiecare celulă;
- **tempparoi.txt**, care conține temperaturile superficiale ale elementelor delimitatoare ale fiecărei celule

Tabelul 5.2.3 Valorile vitezei și a temperaturii operative măsurate la jaloanele 1, 5, 6, 9, și 10 la înălțimile: 0,10, 0,60, 1,10 și 1,70 m

Jalon	h	v	T _{op}
1	0,10	0,04	23,10
	0,60	0,04	24,80
	1,10	0,05	23,80
	1,70	0,05	23,80
5	0,10	0,13	22,90
	0,60	0,12	23,20
	1,10	0,10	23,20
	1,70	0,07	23,20
6	0,10	0,05	22,90
	0,60	0,05	23,00
	1,10	0,05	23,70
	1,70	0,04	23,70
9	0,10	0,13	23,50
	0,60	0,12	23,90
	1,10	0,09	24,80
	1,70	0,07	24,80
10	0,10	0,07	23,10
	0,60	0,05	23,30
	1,10	0,05	23,80
	1,70	0,04	23,80

Așa cum reiese din figura 5.2.3 termocuplele au fost dispuse pe înălțimile celor cinci jaloane, fiind evidențiate măsurările de temperatură din data de 12 decembrie 2002 ora 10:50. Cu ajutorul sondei de viteză au fost măsurate vitezele în aceleași puncte în care au fost măsurate temperaturile.

Figura 5.2.4 Configurația fișierului SIMUL.dat

```

File Edit Format View Help
Simulation condition: Winter

Cells number on x 3
Cells number on y 3
Cells number on z 5

lx      2      2      2
ly      2      2.5    2.5
lz      0.2    0.2    0.2    1      0.6

volumeA 117.6

Lambda 0.035
Cp 1004.9
gravite 9.81
tolerance 0.05
relaxation 0.5
coef_jet 1.00
coef_perete 2.00
coef_man 1.0
correction_debit 0

isolation (c1c) 0.7
activities (met) 1.2
HR ( ) 50.00

```

5.2.2.4. Prelucrarea rezultatelor

Pentru prelucrarea măsurătorilor făcute am realizat în Centrul de Cercetare Dezvoltare CIAT Franța, programul de calcul **conf_mesures.exe**. Programul permite în funcție de discretizarea încăperii făcută, calculul temperaturii operative, calculul temperaturii medii de radiații cu ajutorul factorului de formă și a temperaturilor superficiale ale elementelor de construcție precum și calculul PMV și PPD. A fost evaluat astfel confortul termic într-o încăpere la un moment dat prin următorii parametri:

- vitezele în centrul fiecărei celule;
- temperaturile operative în centrul fiecărei celule.;
- valoarea PMV în centrul fiecărei celule.

Semnificația mărimilor din tabelul 5.2.4 este:

- v – viteza
- T – temperatura
- TU – turbulența jetului de aer
- TRM – temperatura medie de radiație
- Top – temperatura operativă
- TRS – temperatura după termometrul uscat
- TRMX2 – temperatura medie de radiație după peretele X2
- TRMX4 – temperatura medie de radiație după peretele X4
- TRMY1 – temperatura medie de radiație după peretele Y1
- TRMY3 – temperatura medie de radiație după peretele Y3
- TRMZ5 – temperatura medie de radiație după peretele Z5
- TRMZ6 – temperatura medie de radiație după peretele Z6
- PMV – votul mediu previzibil
- PPD – procentul previzibil de insatisfacție
- DR – disconfortul creat de jetul de aer
- EDT – temperatura efectivă a jetului de aer.

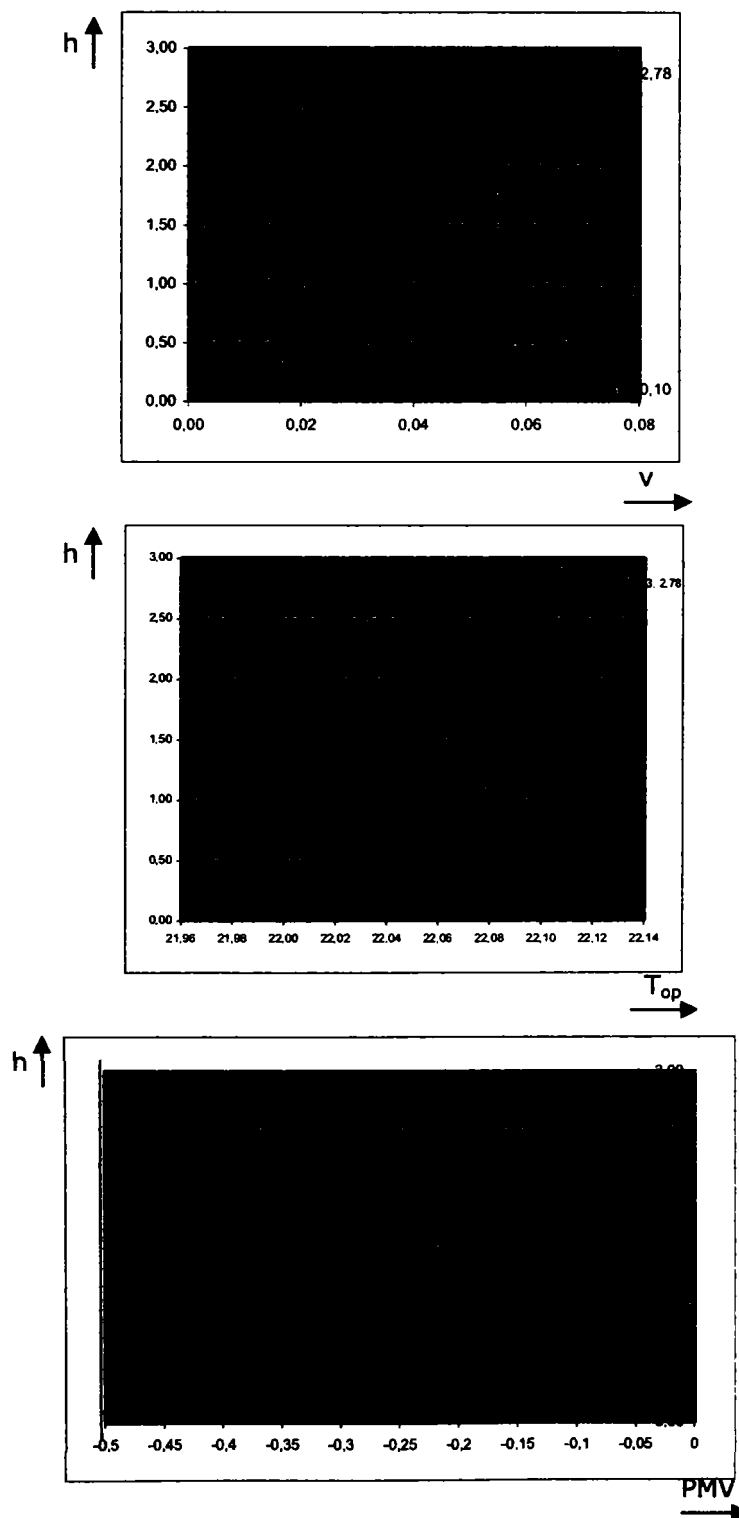
Graficele 5.2.1 – 5.2.9 evidențiază rezultatele obținute:

- repartitia vitezelor pe verticală;
- repartitia temperaturii pe verticală;
- repartitia PMV pe verticală.

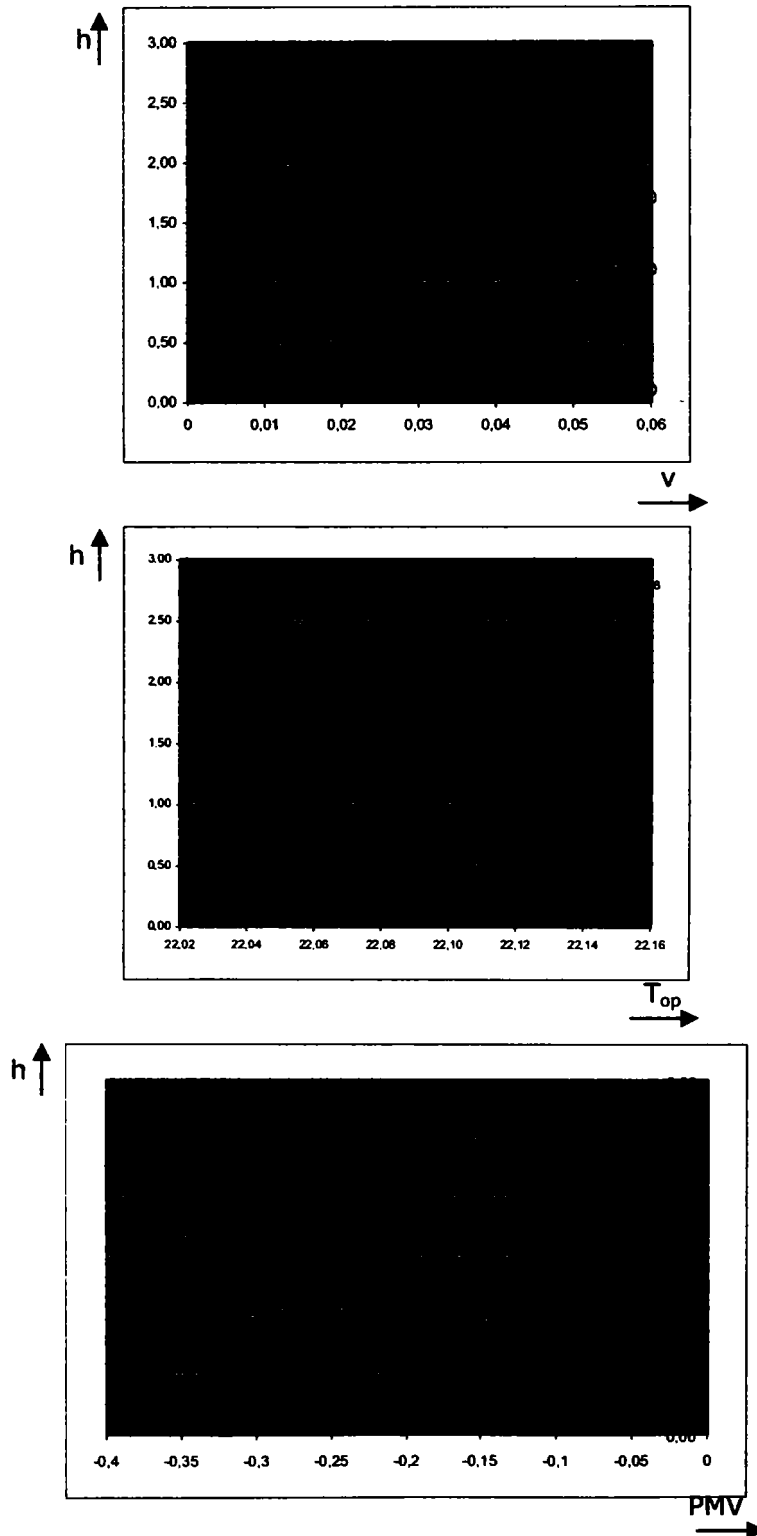
Tabelul 5.2.4 Rezultatele obținute cu ajutorul programului de calcul CONF_MESURES.EXE

nr	i	j	k	x	y	z	v	t	tu	trm	top	trs	trmx2	trmx4	trmx1	trmx3	trmx5	trmx6	pmv	ppd	dr	edt
1	0	0	0	1.00	1.00	0.10	0.07	20.00	40.00	23.40	21.97	21.70	23.19	23.52	23.58	23.30	23.04	23.77	-0.39	8	5.17	0.64
2	1	0	0	3.00	1.00	0.10	0.05	20.00	40.00	23.52	22.04	21.76	23.46	23.57	23.68	23.41	23.14	23.91	-0.33	7	0.00	0.80
3	2	0	0	5.00	1.00	0.10	0.06	20.00	40.00	23.41	21.98	21.70	23.40	23.40	23.50	23.33	23.95	23.84	-0.29	7	3.25	0.72
4	0	1	0	1.00	3.25	0.10	0.05	20.00	40.00	23.37	21.95	21.68	23.16	23.44	23.40	23.40	23.03	23.62	-0.33	7	0.00	0.80
5	1	1	0	3.00	3.25	0.10	0.05	20.00	40.00	23.51	22.03	21.75	23.47	23.59	23.57	23.39	23.23	23.77	-0.34	7	0.00	0.80
6	2	1	0	5.00	3.25	0.10	0.05	20.00	40.00	23.40	21.97	21.70	23.35	23.50	23.45	23.27	22.95	23.88	-0.33	7	0.00	0.80
7	0	2	0	1.00	5.75	0.10	0.12	20.00	40.00	23.89	22.25	21.94	23.71	23.65	23.45	25.21	23.09	24.00	-0.37	8	13.23	0.24
8	1	2	0	3.00	5.75	0.10	0.15	20.00	40.00	23.47	22.01	21.74	23.76	23.50	23.57	23.33	23.22	23.41	-0.65	14	16.00	0.00
9	2	2	0	5.00	5.75	0.10	0.11	20.00	40.00	23.83	22.22	21.92	23.73	23.86	23.87	23.94	23.89	23.58	-0.40	8	11.67	0.32
10	0	0	1	1.00	1.00	0.60	0.05	20.00	40.00	23.51	22.03	21.75	23.30	23.64	23.83	23.34	23.10	23.75	-0.30	7	0.00	0.80
11	1	0	1	3.00	1.00	0.60	0.04	20.00	40.00	23.61	22.09	21.80	23.54	23.67	23.91	23.44	23.19	23.86	-0.27	7	0.00	0.88
12	2	0	1	5.00	1.00	0.60	0.05	20.00	40.00	23.54	22.05	21.77	23.51	23.62	23.67	23.45	23.09	23.89	-0.20	6	0.00	0.80
13	0	1	1	1.00	3.25	0.60	0.05	20.00	40.00	23.42	21.98	21.71	23.25	23.52	23.47	23.42	23.07	23.63	-0.36	8	0.00	0.80
14	1	1	1	3.00	3.25	0.60	0.05	20.00	40.00	23.55	22.05	21.77	23.48	23.64	23.59	23.41	23.05	23.96	-0.21	6	0.00	0.80
15	2	1	1	5.00	3.25	0.60	0.10	20.00	40.00	23.96	22.30	21.98	23.90	23.68	23.52	25.40	23.42	23.37	-0.20	6	0.00	0.80
16	0	2	1	1.00	5.75	0.60	0.10	20.00	40.00	23.55	22.05	21.77	23.43	23.81	23.59	23.41	23.05	23.96	-0.21	6	0.00	0.80
17	1	2	1	3.00	5.75	0.60	0.13	20.00	40.00	23.43	21.99	21.72	23.73	23.53	23.62	23.07	23.29	23.17	-0.55	11	14.81	0.16
18	2	2	1	5.00	5.75	0.60	0.10	20.00	40.00	23.70	22.15	21.85	23.52	23.82	23.80	23.63	23.88	23.38	-0.49	10	10.10	0.40
19	0	0	2	1.00	1.00	1.10	0.04	20.00	40.00	23.57	22.07	21.79	23.41	23.69	23.87	23.39	23.26	23.77	-0.29	7	0.00	0.88
20	1	0	2	3.00	1.00	1.10	0.05	20.00	40.00	23.65	22.11	21.82	23.59	23.73	23.93	23.48	23.34	23.85	-0.30	7	0.00	0.88
21	2	0	2	5.00	1.00	1.10	0.04	20.00	40.00	23.64	22.11	21.82	23.57	23.83	23.76	23.56	23.23	23.90	-0.30	7	0.00	0.88
22	0	1	2	1.00	3.25	1.10	0.04	20.00	40.00	23.47	22.01	21.73	23.31	23.57	23.54	23.42	23.17	23.69	-0.37	8	0.00	0.88
23	1	1	2	3.00	3.25	1.10	0.05	20.00	40.00	23.56	22.07	21.78	23.51	23.71	23.66	23.36	23.26	23.88	-0.30	7	0.00	0.80
24	2	1	2	5.00	3.25	1.10	0.04	20.00	40.00	23.67	22.13	21.84	23.49	24.10	23.72	23.51	23.22	24.01	-0.30	7	0.00	0.88
25	0	2	2	1.00	5.75	1.10	0.10	20.00	40.00	23.77	22.19	21.89	23.88	23.49	23.60	24.37	24.00	23.10	-0.50	10	10.10	0.40
26	1	2	2	3.00	5.75	1.10	0.12	20.00	40.00	23.31	21.92	21.66	23.57	23.45	23.66	22.49	23.46	23.14	-0.66	14	13.23	0.24
27	2	2	2	5.00	5.75	1.10	0.09	20.00	40.00	23.64	22.05	21.77	23.31	23.75	23.78	22.99	23.91	23.45	-0.35	8	6.61	0.48
28	0	0	3	1.00	1.00	1.70	0.04	20.00	40.00	23.61	22.10	21.81	23.53	23.71	23.82	23.45	23.98	23.83	-0.34	8	0.00	0.88
29	1	0	3	3.00	1.00	1.70	0.05	20.00	40.00	23.66	22.13	21.83	23.62	23.77	23.85	23.52	23.42	23.88	-0.36	8	0.00	0.80
30	2	0	3	5.00	1.00	1.70	0.04	20.00	40.00	23.71	22.15	21.85	23.60	24.01	23.76	23.65	23.41	23.88	-0.34	8	0.00	0.88
31	0	1	3	1.00	3.25	1.70	0.03	20.00	40.00	23.51	22.04	21.76	23.39	23.62	23.61	23.41	23.29	23.79	-0.33	7	0.00	0.96
32	1	1	3	3.00	3.25	1.70	0.05	20.00	40.00	23.62	22.10	21.81	23.57	23.80	23.73	23.36	23.33	24.00	-0.36	8	0.00	0.80
33	2	1	3	5.00	3.25	1.70	0.04	20.00	40.00	23.77	22.18	21.88	23.54	24.32	23.83	23.56	23.44	24.02	-0.34	8	0.00	0.88
34	0	2	3	1.00	5.75	1.70	0.09	20.00	40.00	23.43	21.99	21.71	23.76	23.36	23.67	22.67	24.10	23.42	-0.48	10	8.51	0.48
35	1	2	3	3.00	5.75	1.70	0.10	20.00	40.00	23.17	21.84	21.58	23.32	23.36	23.73	21.76	23.47	23.62	-0.53	11	10.10	0.40
36	2	2	3	5.00	5.75	1.70	0.08	20.00	40.00	23.41	21.98	21.71	23.16	23.68	23.81	22.45	23.68	23.76	-0.45	10	6.88	0.56
37	0	0	4	1.00	1.00	2.50	0.04	20.00	40.00	23.68	22.13	21.84	23.68	23.74	23.83	23.52	23.45	23.88	-0.47	10	5.17	0.64
38	1	0	4	3.00	1.00	2.50	0.04	20.00	40.00	23.69	22.14	21.85	23.67	23.81	23.83	23.55	23.46	23.88	-0.47	10	5.17	0.64
39	2	0	4	5.00	1.00	2.50	0.07	20.00	40.00	23.75	22.16	21.87	23.62	24.05	23.68	23.69	23.56	23.88	-0.34	8	6.51	0.48
40	0	1	4	1.00	3.25	2.50	0.09	20.00	40.00	23.59	22.08	21.79	23.58	23.64	23.70	23.42	23.95	23.87	-0.35	8	6.51	0.48
41	1	1	4	3.00	3.25	2.50	0.09	20.00	40.00	23.72	22.16	21.86	23.71	23.91	23.85	23.43	23.38	24.14	-0.36	8	6.51	0.48
42	2	1	4	5.00	3.25	2.50	0.08	20.00	40.00	23.79	22.20	21.89	23.57	24.30	23.75	23.55	23.61	23.91	-0.34	7	6.86	0.56
43	0	2	4	1.00	5.75	2.50	0.15	20.00	40.00	23.32	21.92	21.66	23.80	23.12	23.87	22.12	23.38	23.81	-0.65	14	18.00	0.00
44	1	2	4	3.00	5.75	2.50	0.16	20.00	40.00	23.26	21.86	21.63	23.33	23.48	23.82	21.93	23.01	24.06	-0.23	6	19.62	-0.08
45	2	2	4	5.00	5.75	2.50	0.15	20.00	40.00	23.51	22.04	21.76	23.30	23.69	23.86	22.84	23.25	24.11	-0.60	12	18.00	0.00

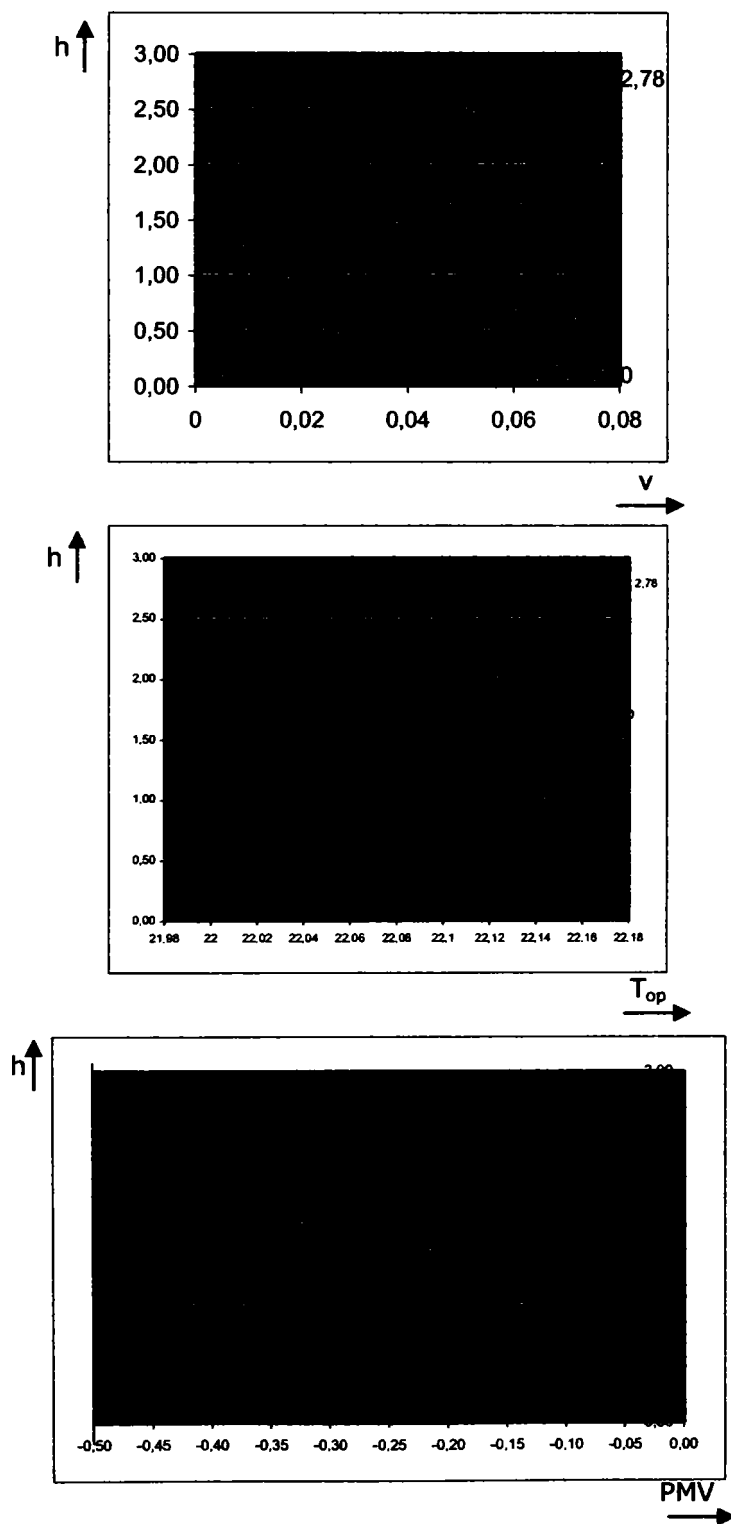
Graficul 5.2.1 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (0,0,0) - (0,0,1) - (0,0,2) - (0,0,3) - (0,0,4)



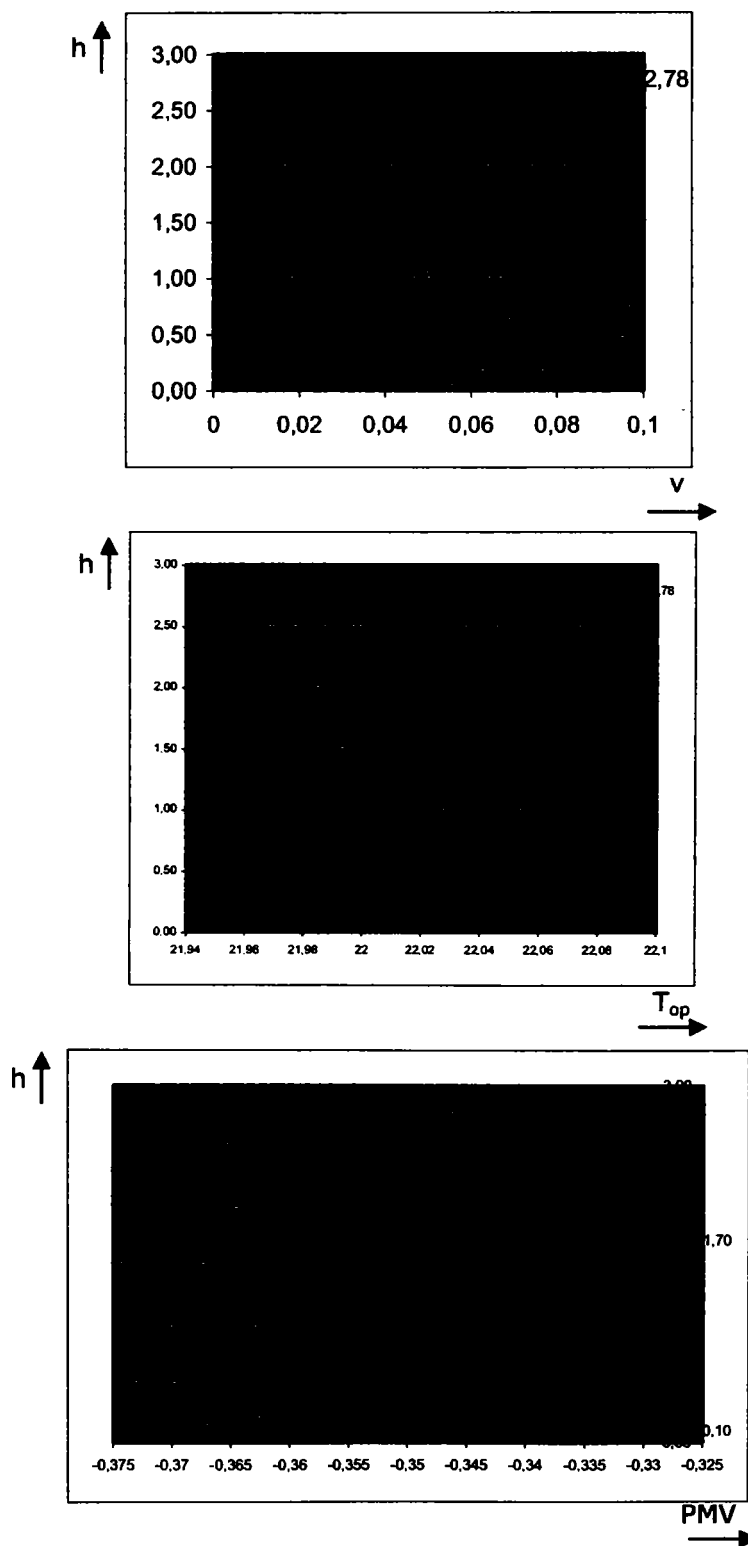
Graficul 5.2.2 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (1,0,0) - (1,0,1) - (1,0,2) - (1,0,3) - (1,0,4)



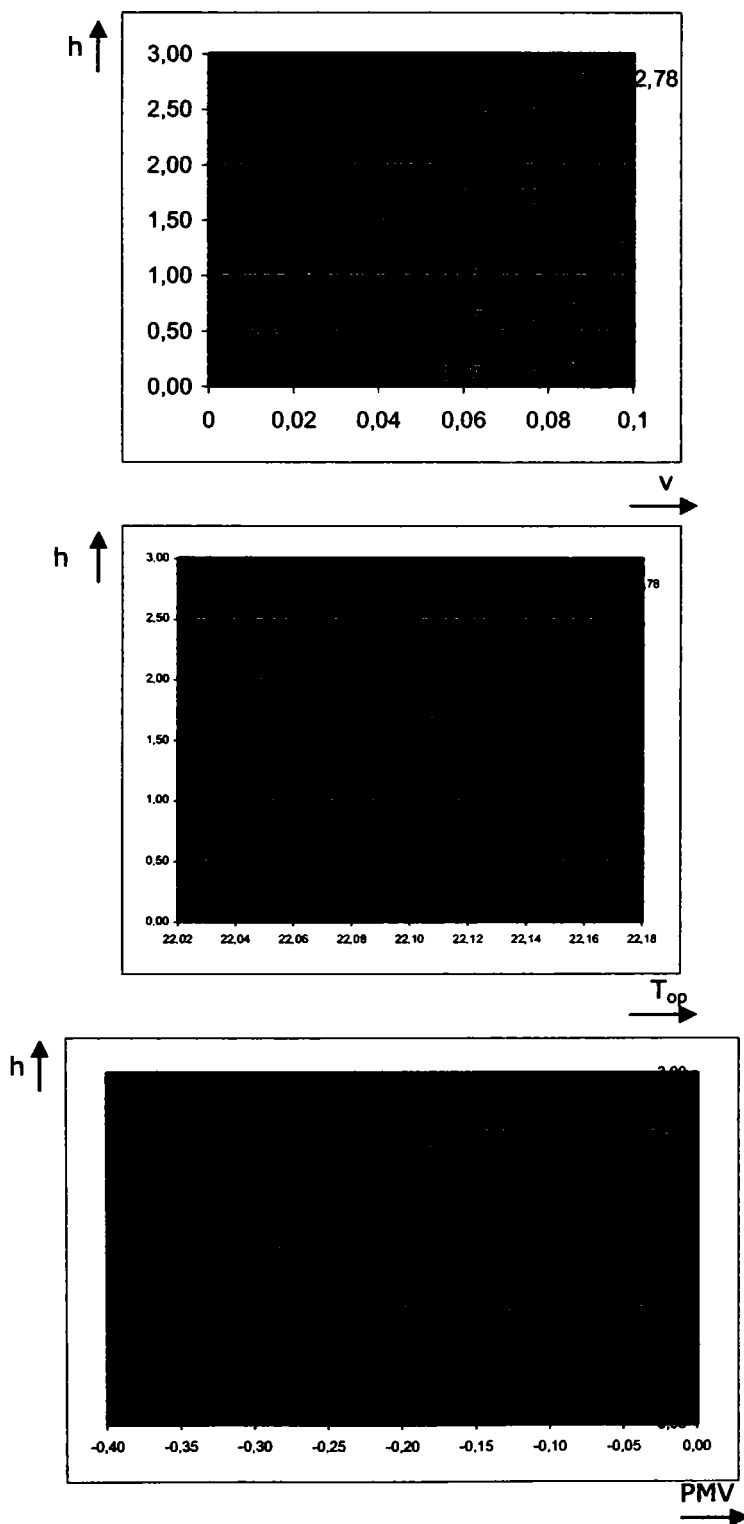
Graficul 5.2.3 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (2,0,0) - (2,0,1) - (2,0,2) - (2,0,3) - (2,0,4)



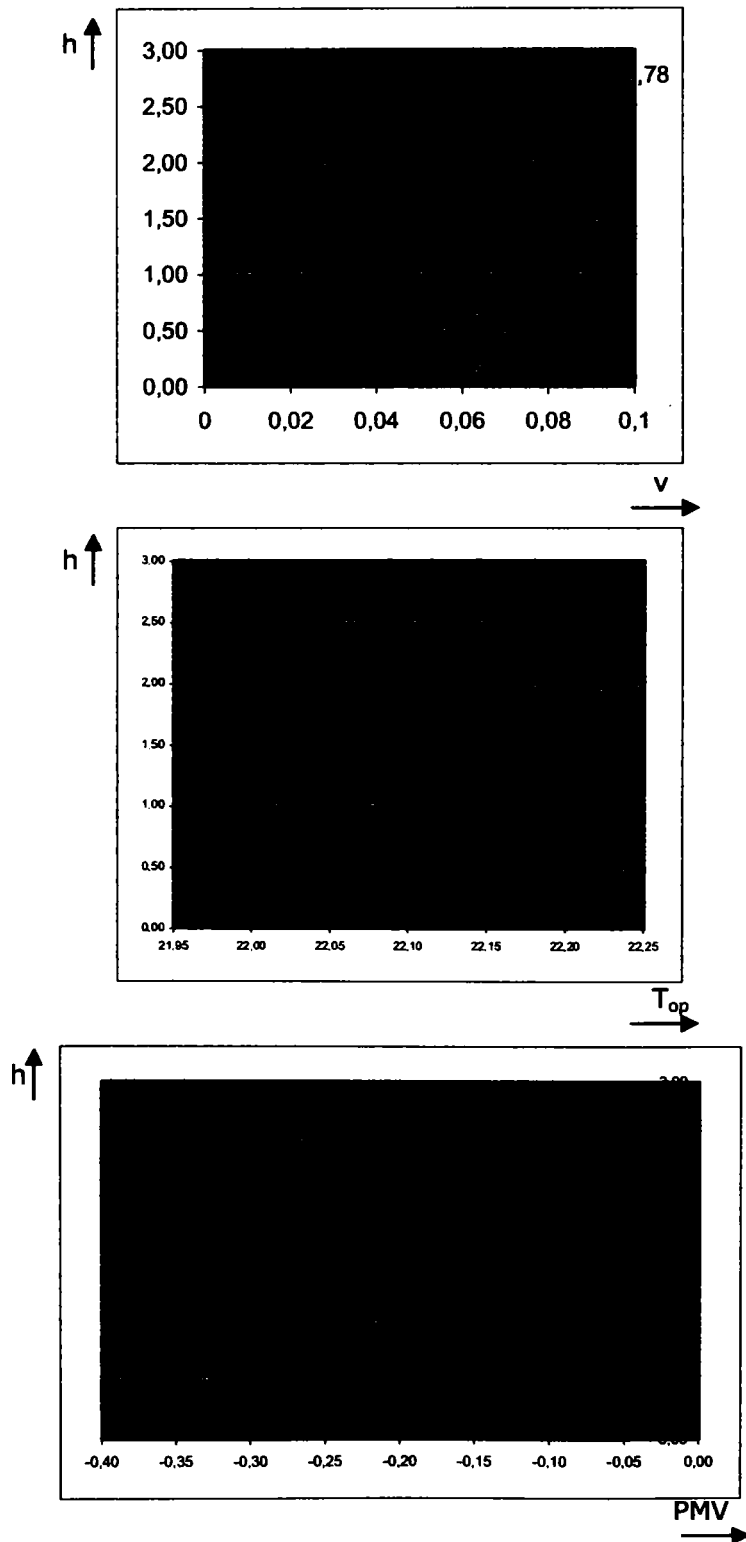
Graficul 5.2.4 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (1,1,0) - (1,1,1) - (1,1,2) - (1,1,3) - (1,1,4)



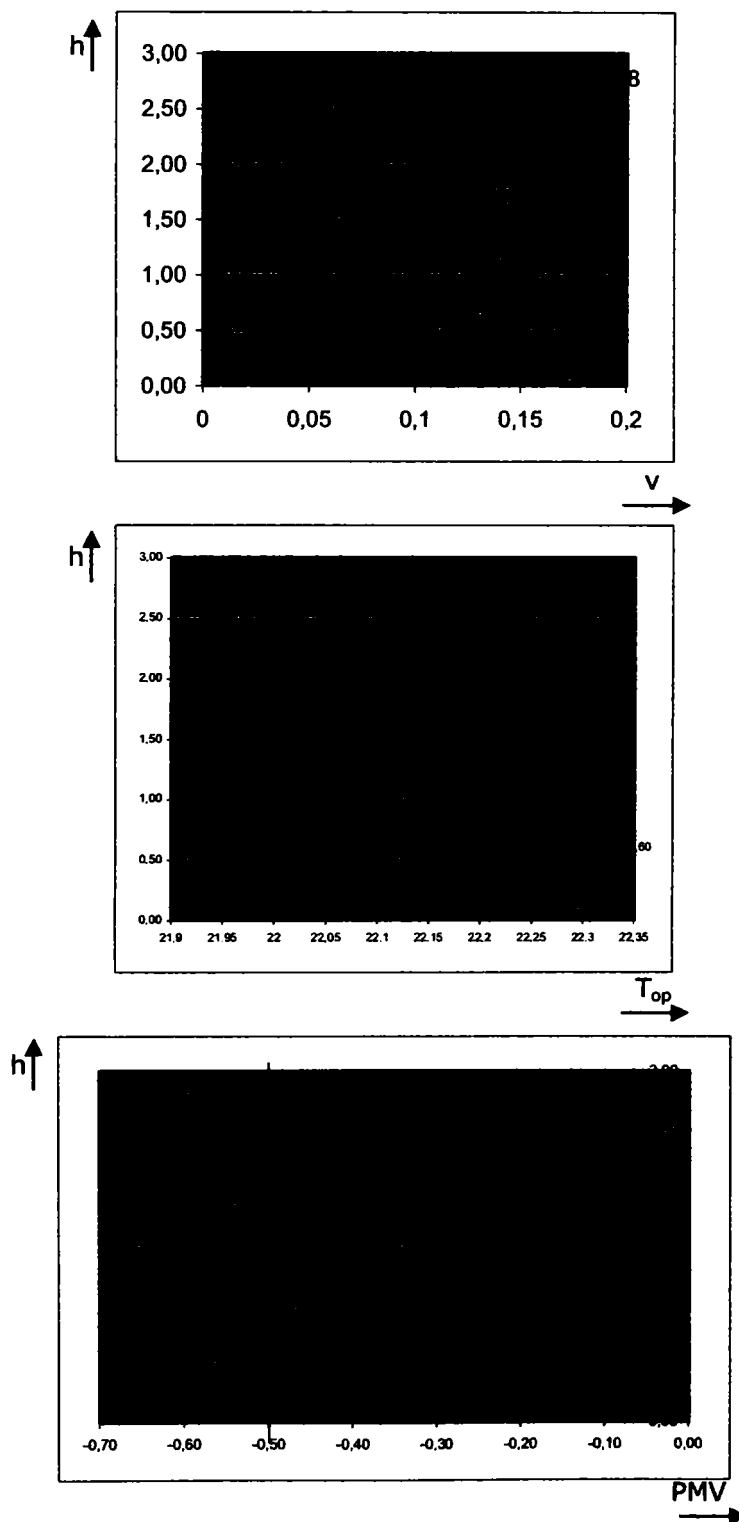
Graficul 5.2.5 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (2,1,0) - (2,1,1) - (2,1,2) - (2,1,3) - (2,1,4)



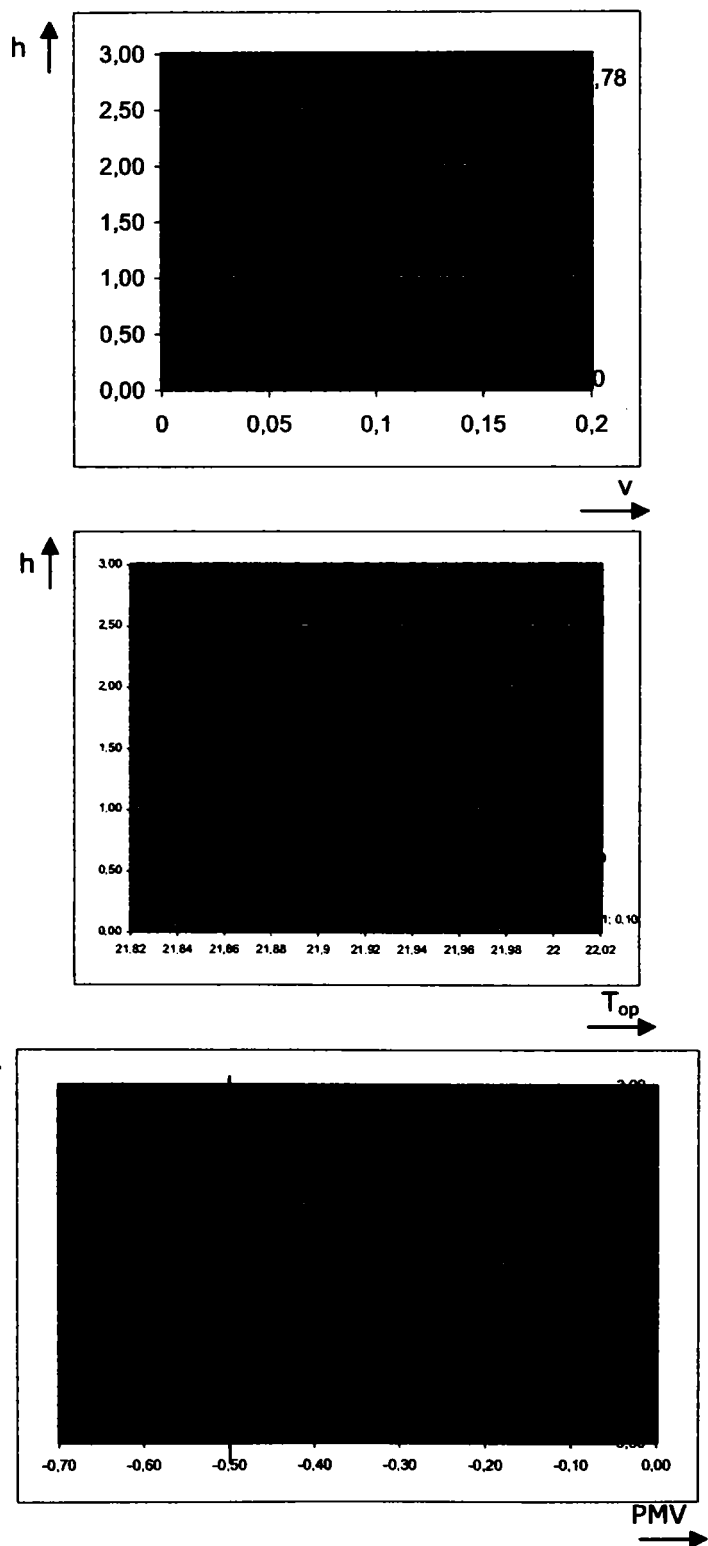
Graficul 5.2.6 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (0,2,0) - (0,2,1) - (0,2,2) - (0,2,3) - (0,2,4)



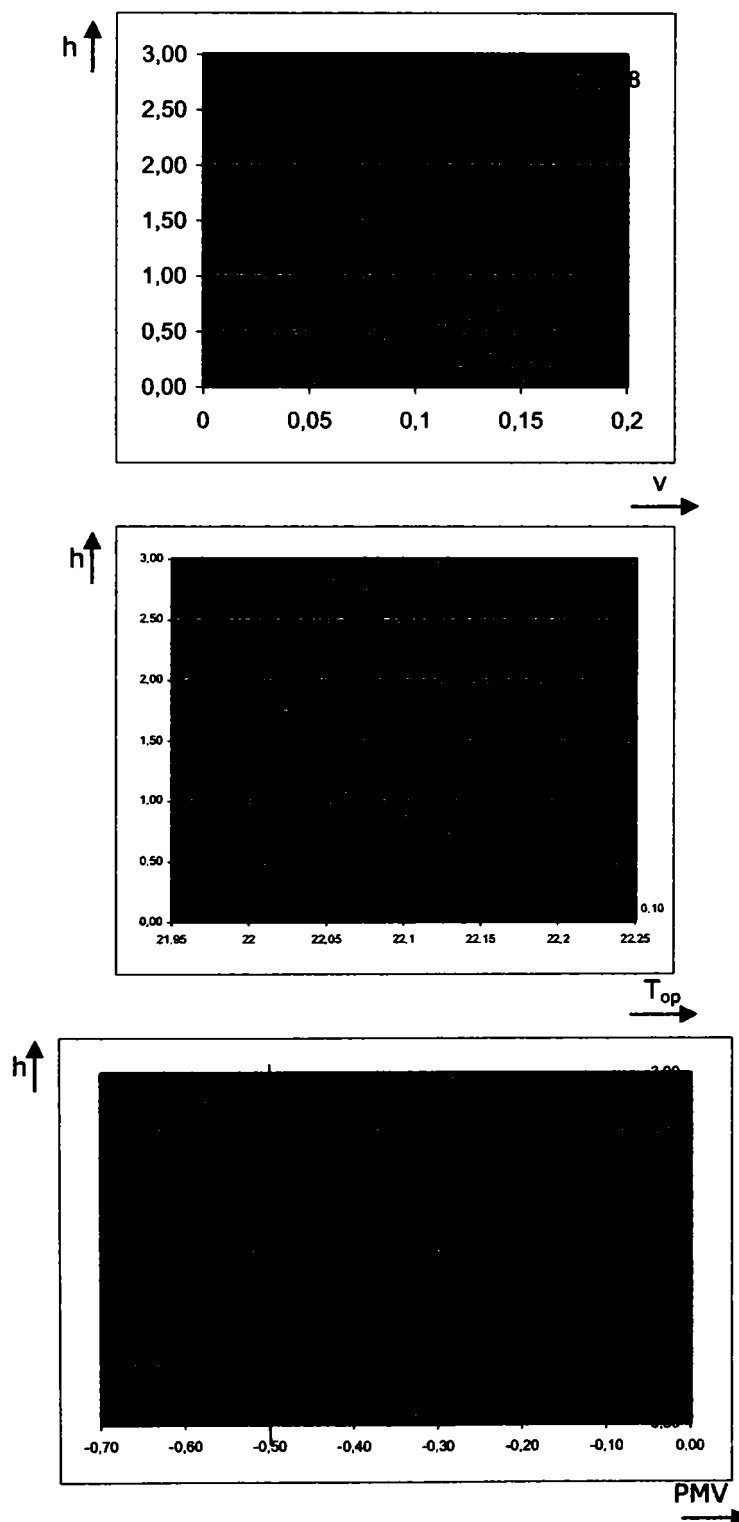
Graficul 5.2.7 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (1,2,0) - (1,2,1) - (1,2,2) - (1,2,3) - (1,2,4)



Graficul 5.2.8 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (2,2,0) - (2,2,1) - (2,2,2) - (2,2,3) - (2,2,4)



Graficul 5.2.9 Repartiția vitezelor, a temperaturii operative și a PMV la nivelul celulelor (2,2,0) - (2,2,1) - (2,2,2) - (2,2,3) - (2,2,4)



5.3. Etapa II – Simulare numerică dinamică zonală a aceluiași modul încăpere birou cu ajutorul softului Confort – CIAT [166]

5.3.1. Programul de calcul – CONFORT - CIAT

Obiectivul programului de calcul CONFORT - CIAT este caracterizarea calității ambianțelor interioare obținută prin cuplarea unui ventilo-convectoare cu un spațiu sat (numit local).

Acesta permite descrierea unui local de tip birou cu tot ceea ce ne așteptăm să găsim în interior (mobiliier, computere, corpuri de iluminat și ocupanți). Se simulează astfel funcționarea unei unități de climatizare care are încărcătură termică, plasată în local.

În interiorul zonei de ocupație, se calculează diferiți indici care permit o abordare globală a confortului (confort termic, confort acustic și calitate difuziei aerulice).

Structura programului de calcul - CONFORT

Programul de calcul CONFORT este un instrument de simulare numerică zonală pentru calitatea ambianțelor interioare climatizate. Calculele au la bază standardele ISO EN 7730 și ISO EN 7726.

Simularea se face în trei faze:

Faza I

Fază care permite alegerea unui aparat și plasarea acestuia într-un local pe care îl vom descrie în întregime (dimensiuni, structura pereților, obiecte prezente). Pentru fiecare aparat ales se va alege un singur model caracterizat printr-un singur grup de detalii tehnice. Odată selecționat, sunt afișate diverse informații legate de condițiile de funcționare ale aparatului.

Caracteristicile localului permit stabilirea dimensiunilor geometrice ale modulului și orientarea acestuia în conformitate cu punctele cardinale. Aparatul de climatizare selecționat este amplasat în modul.

Se continuă apoi cu configurarea elementelor perimetrice (pereți, planșeu, tavan) din punctul de vedere al caracteristicilor termotehnice respectiv temperatura lor și modul de finisaj.

Faza II

Fază care efectuează cuplarea aparatului cu localul. În această etapă se efectuează ansamblul calculelor indicilor de confort prin simulare numerică zonală. Simularea se efectuează după următoarele opțiuni:

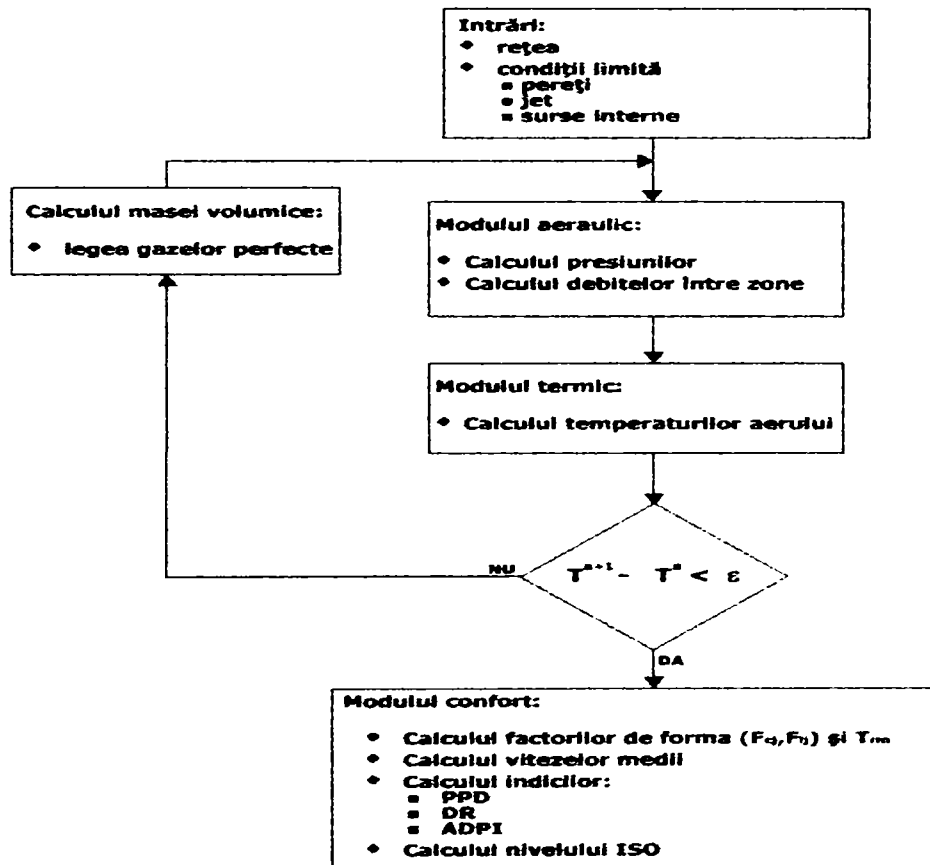
- termic și aerulic: calculul mărimilor fundamentale și principalii indici de confort (viteza aerului, temperatura operativă, PMV, PPD, DR)
- acustic: calculul nivelelor de putere acustică;

Calculul se face în funcțiune de alegerea modulului de funcționare a aparatelor:

- vară (mod RECE);
- iarnă (mod CALD).

Desfășurarea unei simulări este definită prin schema logică a programului de calcul CONFORT prezentată în figura 5.3.1.

Figura 5.3.1 Schema logică generală a programului CONFORT - CIAT



După ce localul este configurat în întregime, este posibil să se modifice valorile anumitor parametri utilizați în calcule:

- conductivitate termică a aerului, λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$).
- capacitate calorifică a aerului la presiune constantă, C_p ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).
- accelerația gravitațională, g ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$).
- toleranță, criteriu de convergență asupra temperaturii.

Parametri de ajustare a codului numeric în raport cu încercările realizate în cadrul laboratorului:

- relaxare.
- coeficient de corecție a legilor jetului asociat cu aparatul ales.
- coeficient de corecție a corelărilor asociate cu manechini.

Faza III

Fază de vizualizare a rezultatelor. În secțiuni după axele x , y , z sau în 3D mărimile fundamentale și indicii globali de confort termic și acustic pot fi vizualizați. Odată ce am realizat mai multe studii, modulul de analiză multicriteriu permite determinarea configurării optime pentru un tip de aparat dat, față de calitatea ambianțelor climatizate.

5.3.2. Simulare numerică dinamică zonală

Plecând de la aceleași date geometrice ale modulului studiat în faza I, în această etapă mi-am propus simularea numerică zonală a modulului impunând un ventilator-convectoare cu aceleași caracteristici ca și cel montat *in situ*. Simularea modulului s-a efectuat în regim de iarnă.

Aporturile de căldură de la sursele interioare au fost evidențiate fie:

- punctual prin ocuparea spațiului de către două persoane, cu o dotare de echipamente, două calculatoare
- global pe încăperea considerând o putere suplimentară de 400W, echivalentul surselor de căldură interioare.

În lucrare rezultatele și figurile sunt cele care au în calcul un aport de căldură repartizat global, pentru a fi mai aproape de condițiile în care s-au efectuat măsurătorile și pentru a putea compara rezultatele.

În figurile 5.3.2 – 5.3.8 sunt reprezentate:

- discretizarea modulului studiat;
- distribuția și valorile vitezelor aerului în plan și în 3D;
- distribuția și valorile temperaturilor operative ale aerului în plan și în 3D;
- distribuția și valorile PMV în plan și în 3D;
- înălțimile de reprezentare în plan și 3D sunt cele corespunzătoare măsurătorilor făcute în etapa I respectiv: 0,1m; 0,6m; 1,1m și 1,7m.

În tabelele 5.3.1 – 5.3.12 sunt date valori calculate pentru distribuția vitezelor, temperaturilor, PMV, din care au fost realizate graficele din figurile 5.3.2 – 5.3.7.

Figura 5.3.2 Discretizarea modulului studiat

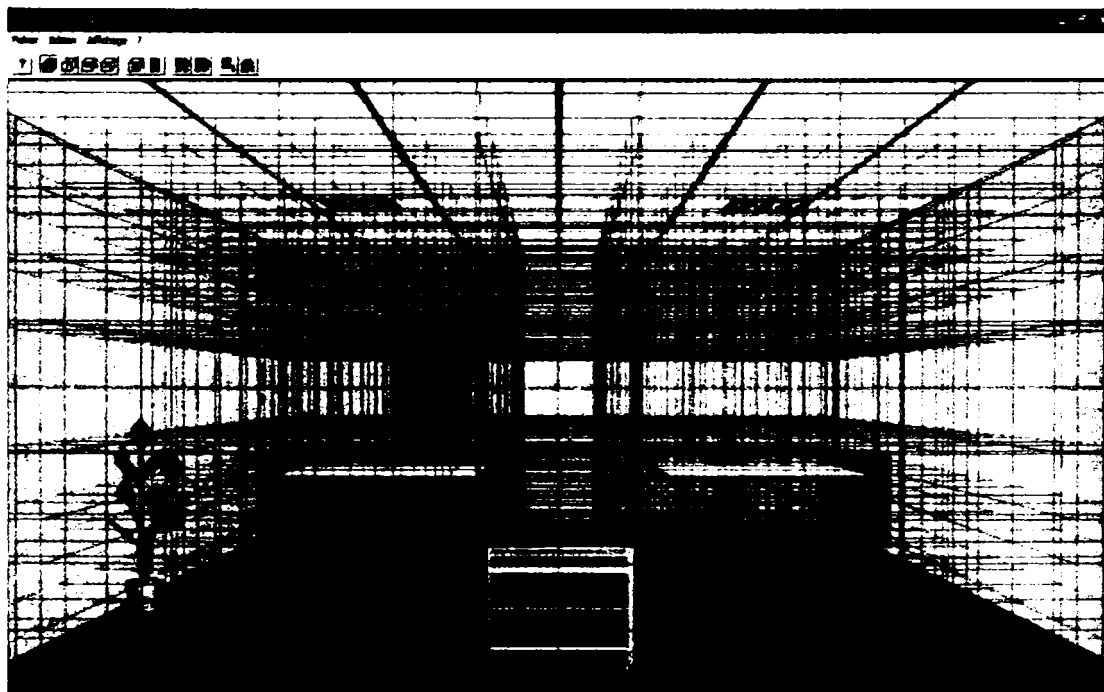


Figura 5.3.3 Viteza aerului (m/s) în plan orizontal

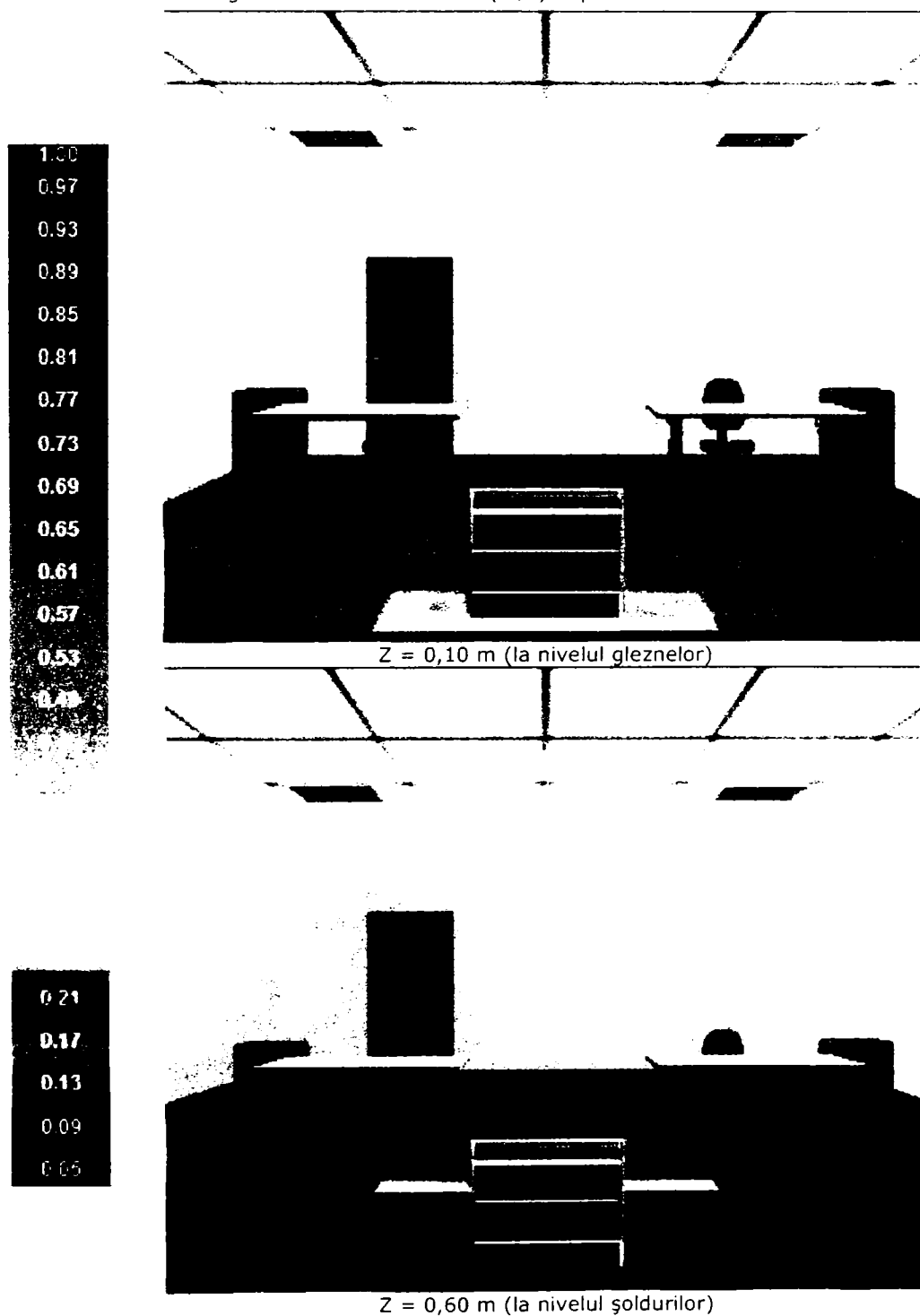


Figura 5.3.4 Viteza aerului (m/s) în plan orizontal

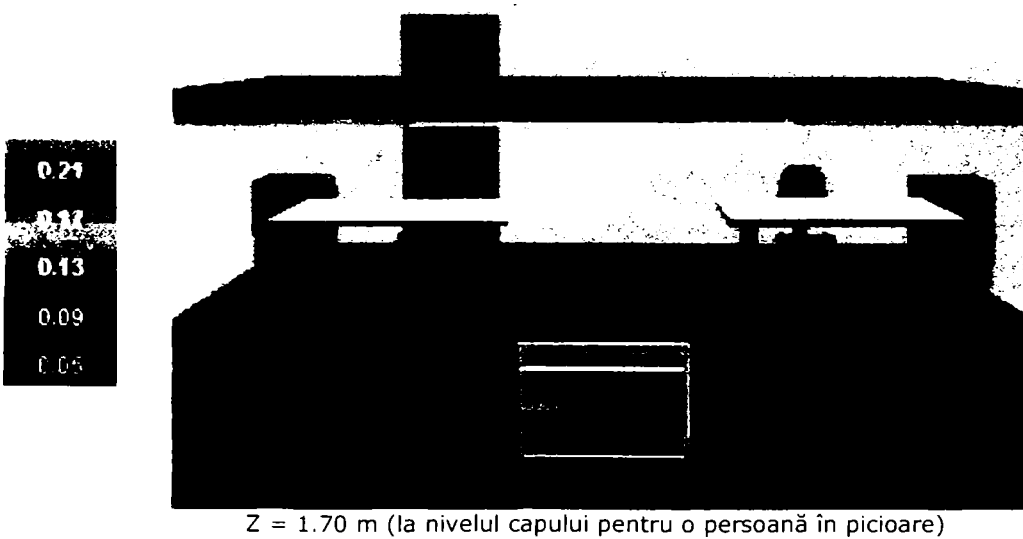
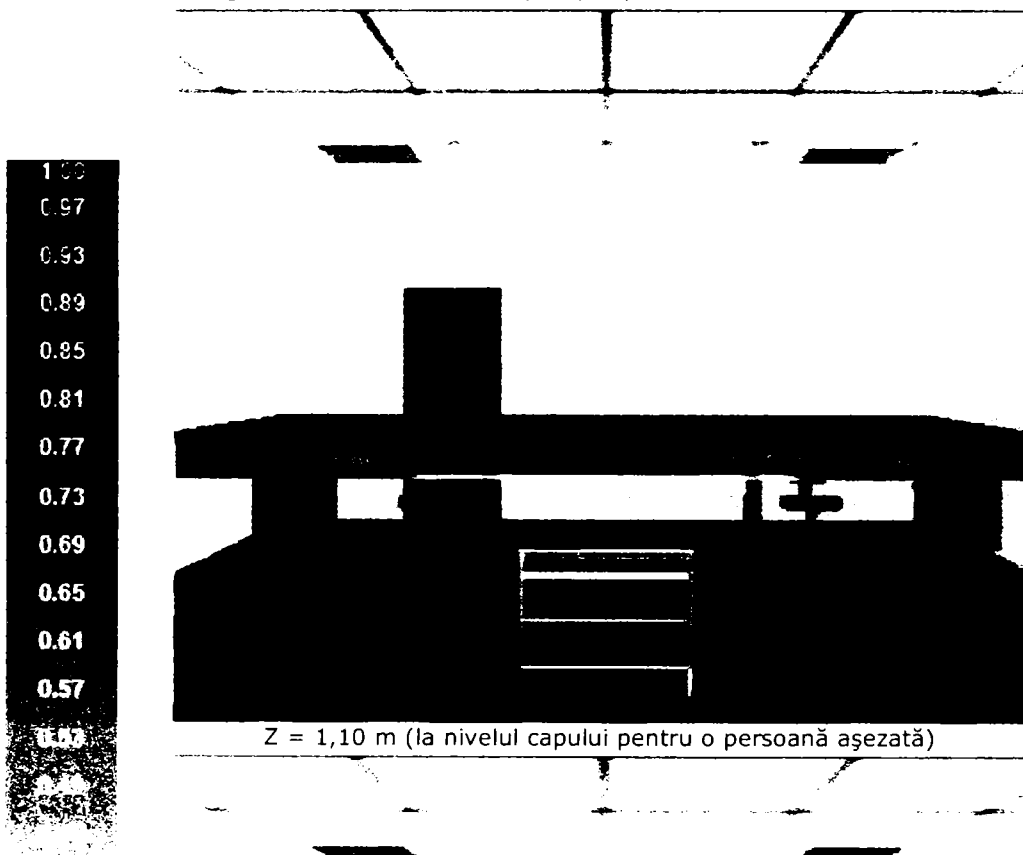


Figura 5.3.5 Temperatura aerului (°C) în plan orizontal

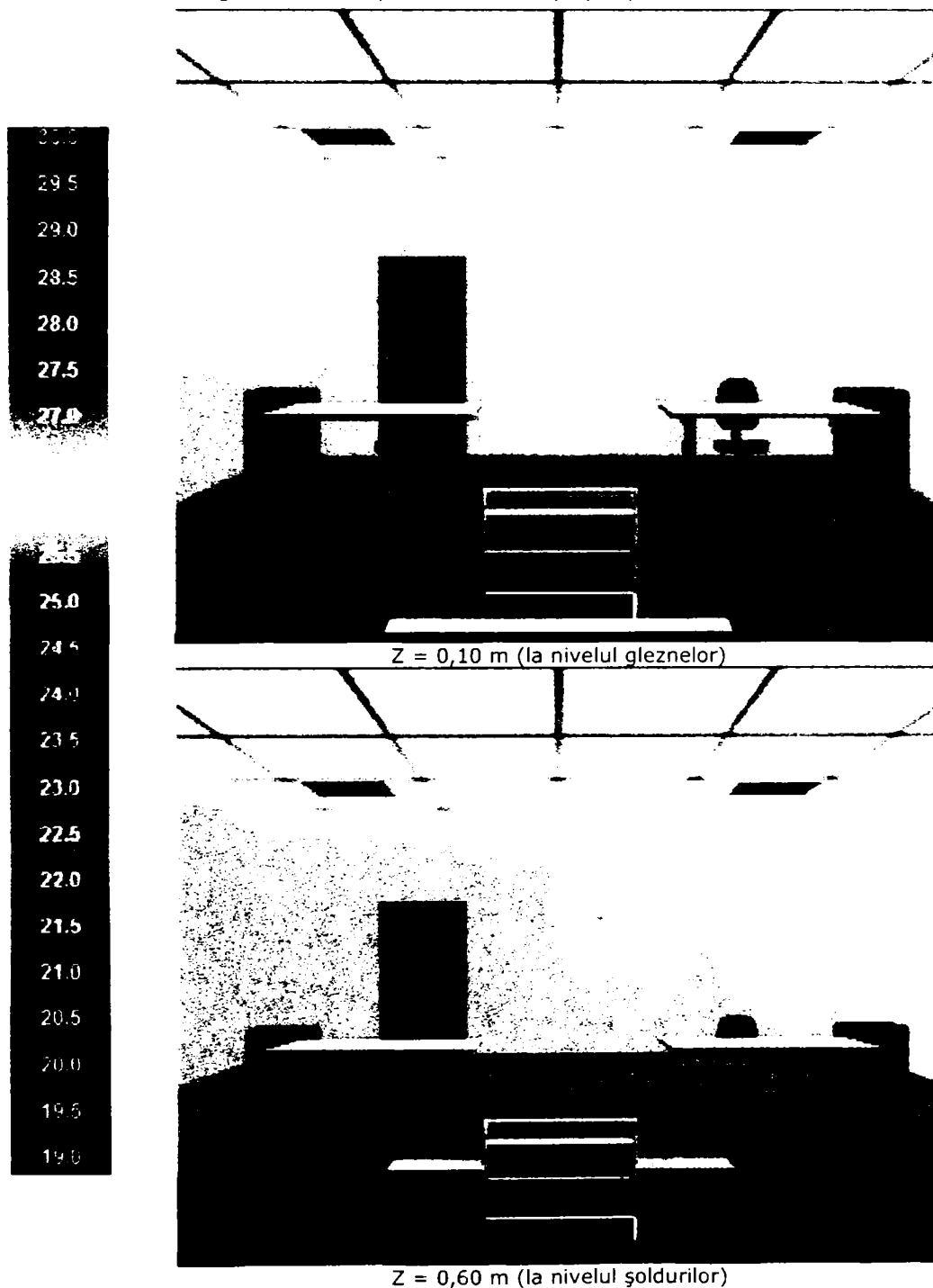


Figura 5.3.6 Temperatura aerului (°C) în plan orizontal

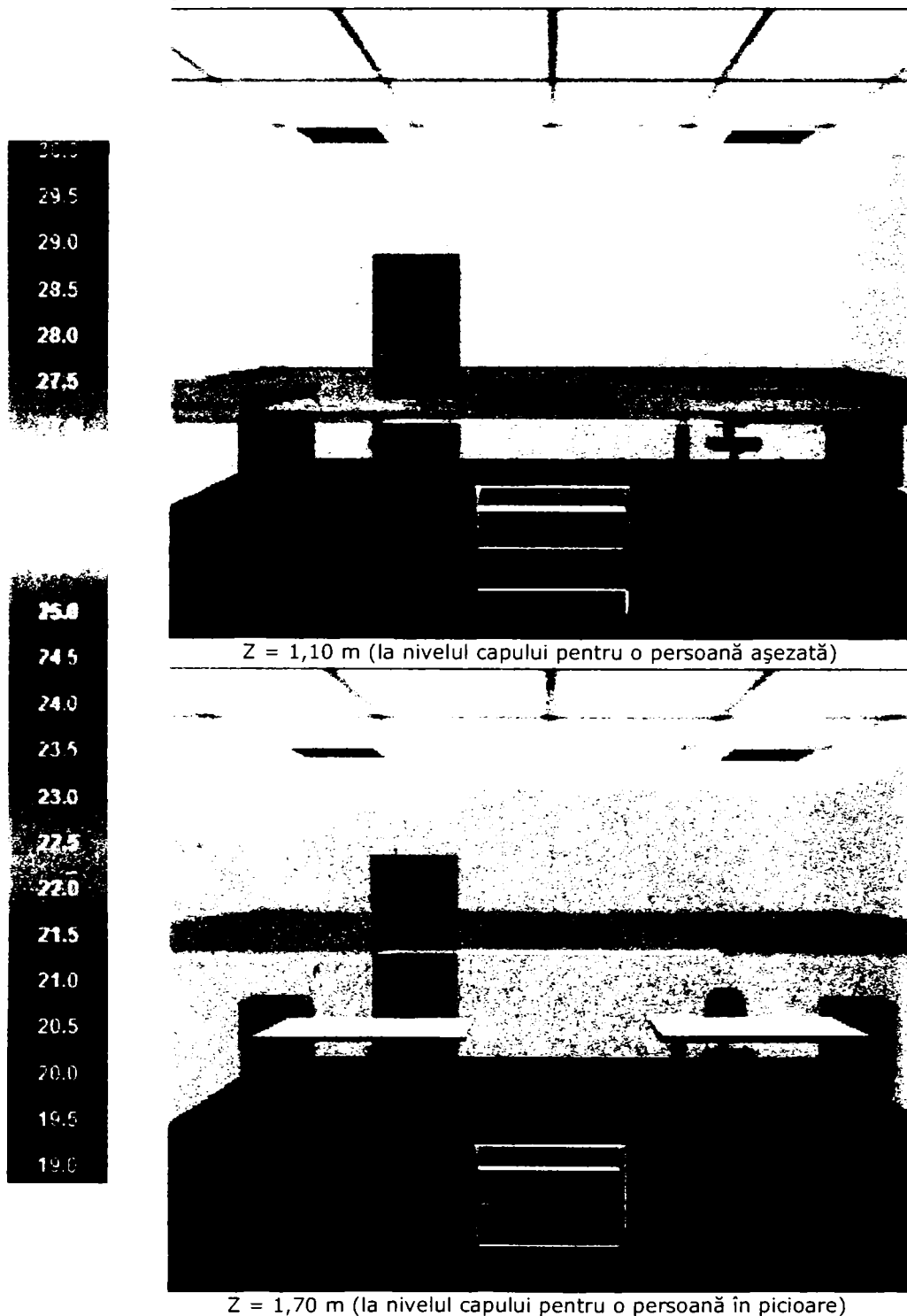


Figura 5.3.7 PMV [-2 ; +2] în plan orizontal

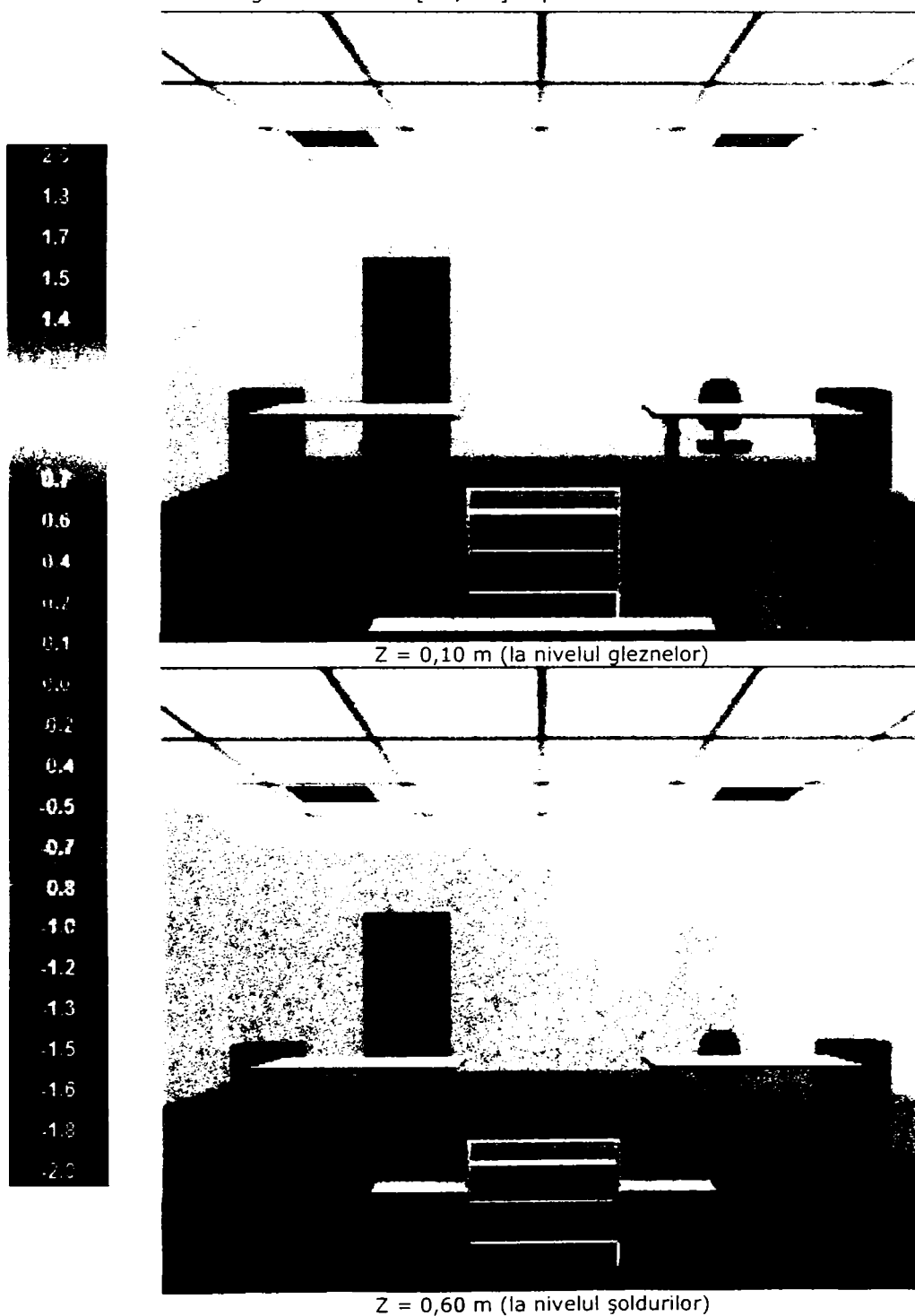
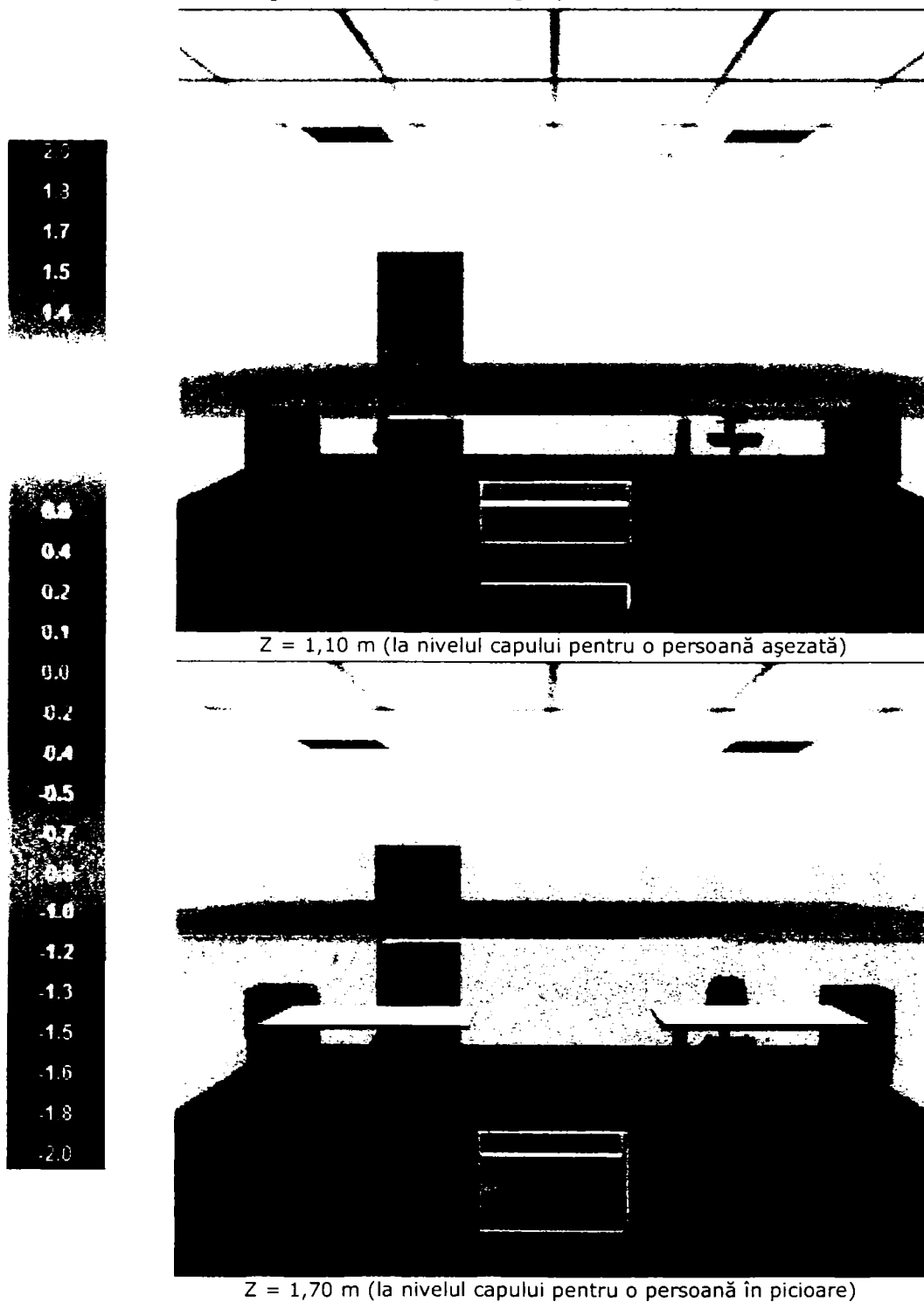


Figura 5.3.8 PMV [-2 ; +2] în plan orizontal



Tabelul 5.3.1 Repartiția vitezelor în plan orizontal z = 0,1m

0.50	0.07	0.08	0.11	0.14	0.13	0.09	0.06	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07	0.06	0.04
1.10	0.09	0.11	0.13	0.15	0.14	0.09	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.07	0.06	0.04
1.65	0.1	0.12	0.14	0.16	0.15	0.1	0.07	0.07	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.06	0.03
2.20	0.07	0.14	0.15	0.16	0.15	0.1	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.06	0.05	0.03
2.60		0.29	0.16	0.16	0.15	0.11	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.02
3.00		0.28	0.16	0.16	0.15	0.12	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.02
3.40		0.28	0.16	0.17	0.15	0.12	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.03
3.80		0.28	0.16	0.17	0.16	0.12	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.04
4.35	0.07	0.14	0.15	0.17	0.16	0.11	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.07	0.06	0.05
4.90	0.1	0.13	0.14	0.16	0.16	0.1	0.06	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.07	0.05
5.50	0.09	0.1	0.13	0.16	0.15	0.1	0.06	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07	0.05
6.00	0.07	0.08	0.11	0.15	0.14	0.1	0.06	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.05
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.2 Repartiția vitezelor în plan orizontal z = 0,6m

0.50	0.06	0.07	0.1	0.12	0.11	0.09	0.06	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.04	0.05
1.10	0.07	0.1	0.11	0.12	0.12	0.09	0.06	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04
1.65	0.08	0.1	0.12	0.13	0.12	0.09	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.04	0.04
2.20	0.08	0.12	0.13	0.14	0.12	0.09	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04	0.03
2.60		0.14	0.13	0.13	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04
3.00		0.13	0.13	0.13	0.12	0.1	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04
3.40		0.13	0.13	0.13	0.12	0.1	0.08	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04
3.80		0.14	0.13	0.14	0.12	0.1	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.04
4.35	0.09	0.12	0.13	0.14	0.12	0.1	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05
4.90	0.08	0.1	0.12	0.13	0.12	0.1	0.06	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05
5.50	0.06	0.1	0.11	0.13	0.12	0.1	0.07	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.05	0.05
6.00	0.06	0.07	0.1	0.12	0.12	0.1	0.07	0.04	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.05	0.05
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.3 Repartiția vitezelor în plan orizontal $z = 1,1\text{m}$

0.50	0.07	0.04	0.08	0.09	0.09	0.08	0.06	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.05	0.03	0.06
1.10	0.07	0.1	0.1	0.09	0.1	0.08	0.06	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.05
1.65	0.1	0.11	0.1	0.1	0.1	0.08	0.06	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05
2.20	0.12	0.12	0.11	0.1	0.1	0.08	0.06	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
2.60		0.11	0.1	0.09	0.1	0.09	0.07	0.06	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
3.00		0.07	0.07	0.1	0.1	0.09	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06
3.40		0.08	0.08	0.09	0.1	0.09	0.08	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06
3.80		0.12	0.11	0.1	0.09	0.09	0.07	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.06
4.35	0.13	0.13	0.12	0.11	0.09	0.09	0.06	0.04	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.06
4.90	0.11	0.12	0.11	0.11	0.09	0.09	0.06	0.04	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.06
5.50	0.07	0.1	0.1	0.1	0.09	0.09	0.06	0.04	0.03	0.04	0.05	0.05	0.05	0.04	0.06
6.00	0.07	0.05	0.08	0.09	0.09	0.09	0.07	0.05	0.03	0.04	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.4 Repartiția vitezelor în plan orizontal $z = 1,7\text{m}$

0.50	0.06	0.02	0.06	0.07	0.08	0.07	0.05	0.03	0.06	0.07	0.07	0.06	0.05	0.02	0.06
1.10	0.09	0.1	0.08	0.06	0.07	0.06	0.05	0.03	0.04	0.04	0.04	0.03	0.02	0.03	0.06
1.65	0.13	0.13	0.09	0.07	0.06	0.06	0.05	0.03	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.06
2.20	0.15	0.14	0.1	0.07	0.07	0.07	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.06
2.60		0.12	0.08	0.04	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06
3.00		0.08	0.04	0.06	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06
3.40		0.08	0.06	0.05	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06
3.80		0.13	0.09	0.06	0.07	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.06
4.35	0.16	0.15	0.11	0.09	0.07	0.07	0.05	0.04	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.06
4.90	0.14	0.14	0.1	0.08	0.06	0.07	0.05	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.03	0.06
5.50	0.09	0.11	0.09	0.07	0.06	0.07	0.05	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05	0.04	0.02	0.06
6.00	0.05	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.05	0.04	0.03	0.05	0.06	0.07	0.06	0.05	0.05
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.5 Repartiția temperaturilor operative în plan orizontal z = 0,1m

0.50	21.1	21.3	21.5	21.5	21.5	21.5	21.6	21.6	21.4	21.2	21.1	21	20.9	20.8	20.8
1.10	21.1	21.6	21.8	21.9	22.1	22.1	22	21.9	21.7	21.5	21.4	21.2	21.1	21	20.9
1.65	21.4	21.9	22.1	22.3	22.4	22.4	22.3	22.2	22	21.8	21.6	21.4	21.2	21.1	21
2.20	21.6	22.2	22.4	22.6	22.7	22.8	22.6	22.4	22.2	22	21.8	21.6	21.4	21.2	21
2.60		22.6	22.8	22.9	23	23	22.9	22.7	22.5	22.2	22	21.8	21.5	21.3	21.1
3.00		23.2	23.3	23.2	23.2	23.3	23.1	22.9	22.7	22.4	22.1	21.9	21.6	21.3	21.1
3.40		23.2	23.1	23.1	23.1	23	22.8	22.6	22.4	22.2	21.9	21.7	21.5	21.3	21.1
3.80		22.5	22.8	22.8	22.7	22.7	22.6	22.4	22.3	22	21.8	21.6	21.4	21.2	21
4.35	21.4	21.9	22.1	22.3	22.4	22.4	22.4	22.2	22	21.8	21.6	21.4	21.3	21.1	21
4.90	21.2	21.6	21.8	22	22.1	22.2	22.1	22	21.8	21.6	21.4	21.3	21.1	21	21
5.50	20.9	21.4	21.6	21.7	21.8	21.8	21.8	21.8	21.6	21.4	21.3	21.1	21	21	20.9
6.00	20.9	21.1	21.3	21.3	21.3	21.3	21.2	21.2	21.3	21.2	21.1	21	20.9	20.8	20.8
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.6 Repartiția temperaturilor operative în plan orizontal z = 0,6m

0.50	21.2	21.6	21.6	21.6	21.6	21.6	21.6	21.6	21.5	21.3	21.2	21.1	21	20.9	20.8
1.10	21.4	21.8	21.9	22.1	22.2	22.2	22.2	22.1	22	21.8	21.6	21.4	21.3	21.2	21
1.65	21.4	22	22.3	22.4	22.6	22.6	22.6	22.5	22.3	22.1	21.9	21.7	21.5	21.3	21.1
2.20	21.3	22.4	22.6	22.8	22.9	22.9	22.9	22.8	22.7	22.4	22.2	22	21.7	21.5	21.1
2.60		22.7	23.1	23.2	23.2	23.2	23.2	23.1	22.9	22.7	22.4	22.2	21.9	21.6	21.1
3.00		23.3	23.6	23.6	23.6	23.6	23.4	23.3	23	22.8	22.5	22.3	21.9	21.6	21.1
3.40		23.3	23.4	23.4	23.4	23.3	23.2	22.9	22.8	22.6	22.4	22.1	21.9	21.6	21.1
3.80		22.6	22.9	22.9	22.8	22.7	22.7	22.6	22.5	22.4	22.2	22	21.7	21.4	21.1
4.35	21.2	22.1	22.3	22.5	22.4	22.4	22.4	22.4	22.3	22.1	21.9	21.8	21.5	21.3	21
4.90	21.2	21.8	22	22.1	22.2	22.2	22.2	22.2	22.1	21.9	21.7	21.5	21.4	21.2	21
5.50	21.2	21.5	21.7	21.8	21.9	21.9	21.9	21.9	21.8	21.6	21.4	21.3	21.1	21	20.9
6.00	21	21.3	21.4	21.4	21.4	21.4	21.4	21.3	21.3	21.2	21.1	21	20.9	20.8	20.8
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.7 Repartiția temperaturilor operative în plan orizontal z= 1,1m

0.50	21.1	21.6	21.7	21.8	21.8	21.8	21.7	21.6	21.5	21.3	21.2	21.1	21	20.9	
1.10	21.4	21.8	21.9	22	22.1	22.2	22.3	22.3	22.1	21.9	21.7	21.6	21.5	21.4	21.1
1.65	21.5	22.1	22.3	22.5	22.6	22.6	22.6	22.7	22.5	22.3	22.1	21.9	21.7	21.5	21.1
2.20	21.5	22.4	22.7	22.9	22.9	22.8	22.9	22.9	22.9	22.7	22.4	22.2	21.9	21.7	21.1
2.60		22.8	23.1	23.3	23.2	23.2	23.2	23.2	23.2	23	22.7	22.5	22.2	21.8	21.2
3.00		23.3	23.6	23.7	23.8	23.8	23.6	23.5	23.2	23	22.8	22.5	22.2	21.8	21.2
3.40		23.2	23.4	23.4	23.5	23.5	23.4	23.2	22.9	22.8	22.6	22.4	22.1	21.7	21.1
3.80		22.6	22.9	22.9	22.7	22.7	22.7	22.6	22.6	22.5	22.3	22.1	21.9	21.6	21.1
4.35	21.4	22.2	22.4	22.4	22.4	22.3	22.3	22.3	22.3	22.2	22.1	21.9	21.7	21.5	21
4.90	21.3	21.8	22	22.2	22.1	22.1	22.1	22.2	22.1	22	21.8	21.7	21.5	21.3	21
5.50	21.2	21.6	21.7	21.8	21.8	21.8	21.9	21.9	21.8	21.6	21.5	21.4	21.3	21.1	20.9
6.00	21	21.4	21.4	21.5	21.5	21.5	21.5	21.4	21.3	21.2	21.1	21	20.9	20.8	20.7
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.8 Repartiția temperaturilor operative în plan orizontal z= 1,7m

0.50	21.1	21.6	21.7	21.8	21.9	21.9	21.8	21.7	21.5	21.4	21.3	21.1	21.1	21	20.9
1.10	21.3	21.8	21.9	22	22	22.1	22.1	22.2	22.1	22	21.9	21.7	21.6	21.5	21.1
1.65	21.5	22.1	22.3	22.5	22.4	22.5	22.5	22.5	22.5	22.4	22.3	22.1	21.8	21.6	21.1
2.20	21.5	22.5	22.7	22.9	22.8	22.8	22.8	22.9	22.9	22.8	22.6	22.3	22	21.8	21.2
2.60		22.8	23.1	23.1	23.1	23.3	23.3	23.3	23.3	23.1	22.9	22.6	22.3	21.9	21.2
3.00		23.3	23.4	23.5	23.8	23.9	23.8	23.6	23.4	23.1	22.9	22.6	22.3	21.9	21.2
3.40		23.2	23.3	23.2	23.4	23.6	23.6	23.3	23	22.8	22.7	22.4	22.2	21.8	21.2
3.80		22.7	22.8	22.8	22.6	22.6	22.6	22.6	22.5	22.5	22.4	22.2	22	21.7	21.1
4.35	21.4	22.2	22.4	22.4	22.3	22.3	22.3	22.3	22.3	22.2	22.1	22	21.8	21.5	21.1
4.90	21.3	21.8	22	22.1	22.1	22.1	22.1	22.1	22.1	22	21.9	21.8	21.6	21.4	21
5.50	21.1	21.6	21.7	21.7	21.7	21.8	21.8	21.8	21.8	21.7	21.6	21.5	21.3	21.2	21
6.00	21	21.4	21.4	21.5	21.6	21.6	21.6	21.5	21.4	21.2	21.1	21	20.9	20.8	20.8
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.9 Repartiția PMV în plan orizontal $z = 0,1\text{m}$

0.50	0.67	-0.55	-0.63	-0.77	-0.7	-0.47	-0.46	-0.46	-0.5	-0.55	-0.59	-0.62	-0.65	-0.67	-0.68
1.10	0.64	-0.58	-0.65	-0.72	-0.59	-0.34	-0.32	-0.36	-0.41	-0.47	-0.51	-0.56	-0.59	-0.61	-0.63
1.65	0.64	-0.62	-0.63	-0.65	-0.54	-0.28	-0.24	-0.28	-0.34	-0.4	-0.45	-0.5	-0.55	-0.58	-0.61
2.20	0.52	-0.6	-0.57	-0.57	-0.48	-0.26	-0.17	-0.22	-0.27	-0.33	-0.39	-0.46	-0.5	-0.55	-0.6
2.60		-1.02	-0.49	-0.45	-0.39	-0.22	-0.13	-0.14	-0.2	-0.27	-0.33	-0.4	-0.46	-0.52	-0.59
3.00		-0.74	-0.36	-0.36	-0.32	-0.17	-0.07	-0.08	-0.14	-0.22	-0.29	-0.36	-0.44	-0.51	-0.59
3.40		-0.72	-0.4	-0.42	-0.38	-0.25	-0.12	-0.15	-0.21	-0.27	-0.34	-0.41	-0.47	-0.53	-0.6
3.80		-1.04	-0.49	-0.5	-0.49	-0.32	-0.17	-0.21	-0.26	-0.32	-0.39	-0.45	-0.5	-0.55	-0.6
4.35	0.54	-0.66	-0.65	-0.67	-0.61	-0.37	-0.23	-0.27	-0.32	-0.39	-0.44	-0.49	-0.54	-0.58	-0.61
4.90	0.71	-0.69	-0.71	-0.75	-0.68	-0.4	-0.29	-0.33	-0.38	-0.44	-0.49	-0.53	-0.57	-0.6	-0.62
5.50	0.73	-0.63	-0.73	-0.83	-0.74	-0.46	-0.39	-0.39	-0.43	-0.49	-0.54	-0.57	-0.6	-0.62	-0.63
6.00	0.71	-0.61	-0.7	-0.88	-0.84	-0.59	-0.55	-0.55	-0.53	-0.56	-0.6	-0.63	-0.65	-0.67	-0.68
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.10 Repartiția PMV în plan orizontal $z = 0,6\text{m}$

0.50	0.64	-0.5	-0.51	-0.61	-0.59	-0.45	-0.45	-0.45	-0.48	-0.53	-0.56	-0.6	-0.62	-0.64	-0.66
1.10	0.62	-0.54	-0.54	-0.55	-0.48	-0.31	-0.28	-0.3	-0.34	-0.39	-0.44	-0.49	-0.53	-0.56	-0.6
1.65	-0.6	-0.49	-0.48	-0.47	-0.39	-0.22	-0.17	-0.19	-0.23	-0.29	-0.35	-0.41	-0.46	-0.52	-0.59
2.20	0.63	-0.5	-0.43	-0.4	-0.3	-0.15	-0.08	-0.11	-0.15	-0.21	-0.27	-0.34	-0.4	-0.48	-0.58
2.60		-0.49	-0.33	-0.27	-0.22	-0.1	-0.01	-0.03	-0.07	-0.13	-0.2	-0.27	-0.35	-0.44	-0.67
3.00		-0.27	-0.18	-0.15	-0.11	-0.04	0.01	0.01	-0.05	-0.11	-0.18	-0.26	-0.34	-0.43	-0.57
3.40		-0.28	-0.2	-0.21	-0.17	-0.09	-0.02	-0.07	-0.12	-0.17	-0.23	-0.29	-0.36	-0.45	-0.58
3.80		-0.53	-0.37	-0.38	-0.34	-0.24	-0.14	-0.15	-0.18	-0.23	-0.28	-0.34	-0.4	-0.48	-0.59
4.35	0.64	-0.57	-0.52	-0.52	-0.43	-0.3	-0.21	-0.21	-0.24	-0.29	-0.34	-0.4	-0.46	-0.52	-0.61
4.90	0.64	-0.56	-0.56	-0.58	-0.5	-0.35	-0.27	-0.27	-0.31	-0.36	-0.41	-0.46	-0.51	-0.56	-0.62
5.50	0.67	-0.6	-0.62	-0.65	-0.59	-0.42	-0.36	-0.37	-0.39	-0.44	-0.49	-0.53	-0.57	-0.6	-0.63
6.00	0.71	-0.57	-0.59	-0.7	-0.69	-0.54	-0.52	-0.53	-0.54	-0.56	-0.59	-0.62	-0.64	-0.66	-0.68
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.11 Repartiția PMV în plan orizontal z = 1,1m

0.50	0.64	-0.49	-0.45	-0.42	-0.44	-0.41	-0.42	-0.45	-0.48	-0.52	-0.55	-0.58	-0.6	-0.61	-0.66
1.10	0.6	-0.53	-0.45	-0.36	-0.38	-0.29	-0.25	-0.25	-0.32	-0.37	-0.41	-0.45	-0.48	-0.5	-0.59
1.65	0.61	-0.54	-0.39	-0.3	-0.27	-0.2	-0.16	-0.15	-0.19	-0.25	-0.3	-0.35	-0.4	-0.46	-0.58
2.20	0.74	-0.5	-0.35	-0.24	-0.21	-0.14	-0.1	-0.08	-0.09	-0.14	-0.21	-0.27	-0.34	-0.42	-0.57
2.60		-0.32	-0.18	-0.06	-0.12	-0.06	-0.02	0	0	-0.05	-0.12	-0.2	-0.28	-0.38	-0.56
3.00		-0.06	0.03	-0.01	0.01	0.04	0.06	0.07	0.01	-0.05	-0.12	-0.19	-0.27	-0.38	-0.56
3.40		-0.09	-0.02	-0.07	-0.06	-0.01	0.04	-0.01	-0.07	-0.12	-0.17	-0.23	-0.3	-0.4	-0.57
3.80		-0.41	-0.29	-0.22	-0.23	-0.19	-0.16	-0.18	-0.17	-0.2	-0.24	-0.29	-0.35	-0.44	-0.59
4.35	0.84	-0.61	-0.47	-0.41	-0.31	-0.26	-0.25	-0.25	-0.24	-0.26	-0.3	-0.35	-0.41	-0.48	-0.6
4.90	0.74	-0.66	-0.5	-0.44	-0.35	-0.31	-0.3	-0.29	-0.3	-0.34	-0.38	-0.42	-0.46	-0.52	-0.62
5.50	0.64	-0.6	-0.55	-0.48	-0.44	-0.39	-0.37	-0.37	-0.39	-0.43	-0.47	-0.5	-0.54	-0.58	-0.63
6.00	0.74	-0.56	-0.52	-0.5	-0.51	-0.48	-0.49	-0.51	-0.54	-0.56	-0.59	-0.61	-0.64	-0.66	-0.69
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

Tabelul 5.3.12 Repartiția PMV în plan orizontal z = 1,7m

0.50	0.64	-0.51	-0.44	-0.41	-0.39	-0.38	-0.39	-0.42	-0.47	-0.51	-0.54	-0.57	-0.59	-0.6	-0.65
1.10	0.64	-0.54	-0.39	-0.36	-0.34	-0.32	-0.31	-0.28	-0.29	-0.33	-0.37	-0.41	-0.44	-0.46	-0.58
1.65	0.84	-0.6	-0.33	-0.23	-0.23	-0.21	-0.2	-0.18	-0.19	-0.22	-0.24	-0.3	-0.37	-0.43	-0.57
2.20	0.94	-0.56	-0.3	-0.13	-0.14	-0.13	-0.11	-0.07	-0.07	-0.11	-0.17	-0.24	-0.31	-0.39	-0.56
2.60		-0.36	-0.1	-0.06	-0.06	0	0.01	0.03	0.02	-0.01	-0.08	-0.16	-0.25	-0.35	-0.55
3.00		-0.09	0	0.04	0.08	0.11	0.13	0.1	0.04	-0.02	-0.09	-0.16	-0.25	-0.35	-0.56
3.40		-0.1	-0.04	-0.04	0	0.05	0.09	0.02	-0.05	-0.09	-0.14	-0.2	-0.28	-0.37	-0.56
3.80		-0.46	-0.24	-0.16	-0.18	-0.17	-0.16	-0.18	-0.18	-0.2	-0.22	-0.27	-0.34	-0.42	-0.58
4.35	1.04	-0.68	-0.44	-0.28	-0.27	-0.26	-0.25	-0.25	-0.25	-0.26	-0.29	-0.33	-0.39	-0.46	-0.59
4.90	0.94	-0.73	-0.48	-0.34	-0.34	-0.32	-0.31	-0.3	-0.3	-0.33	-0.36	-0.38	-0.43	-0.5	-0.61
5.50	0.64	-0.63	-0.47	-0.44	-0.43	-0.4	-0.39	-0.39	-0.39	-0.41	-0.44	-0.48	-0.52	-0.56	-0.62
6.00	0.74	-0.57	-0.53	-0.49	-0.47	-0.46	-0.46	-0.48	-0.51	-0.55	-0.58	-0.61	-0.63	-0.66	-0.69
	1.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.25	4.70	5.15	5.60	6.05	6.50	7.00

5.4. Termografiere în infraroșu

Înainte de a face simularea numerică a clădirii din punct de vedere al performanței energetice am analizat anelopa clădirii prin termografiere în infraroșu

Avantajele termografierii:

- Este fără contact – scanarea se face de la distanță
 - metodă neinvazivă, nu afectează ținta;
 - nu deranjează ocupanții.
- Este bidimensională
 - oferă posibilitatea de a compara diferite zone ale unei ținte;
 - oferă informații complete cu privire la obiectul scanat;
 - amprenta termică a obiectului se poate vizualiza - analiza.
- Este obținută în timp real
 - permite scanarea rapidă a corpurilor aflate în repaus;
 - permite captarea amprentelor termice cu dinamică mare.

Obiectivele inspecției termografice:

- înregistrarea distribuției temperaturii pe suprafața anvelopei investigate;
- prelucrarea imaginilor termografice în vederea identificării și localizării defectelor de izolare termică și a zonelor de infiltrații de aer din anelopa clădirii.

Standarde aplicate:

- SR EN ISO 13187/2000 - Performanța termică a clădirilor. Detecția calitativă a neregularităților termice în anelopa clădirilor. Metoda termografică.
- MP-037-04 - Metodologie privind determinările termografice în construcții.

În cadrul studiului au fost realizate un număr de 30 de termografieri ale anvelopei clădirii BRD Timișoara.

Analizând termogramele executate am constatat:

- repartizarea uniformă a temperaturilor pe anvelopele opace ale anvelopei;
- repartizarea uniformă a temperaturilor pe elementele vitrate ale anvelopei;
- punțile termice evidențiate sunt în proporție de 5% din suprafața totală a anvelopei;
- o remarcă specială a comportării foarte bune a luminatorului de pe acoperișul corpului secundar, luminator format din 24 de piramide din sticlă.

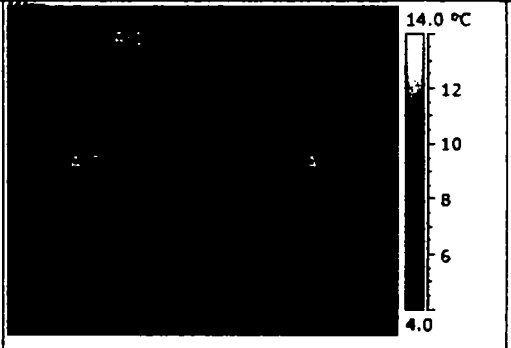
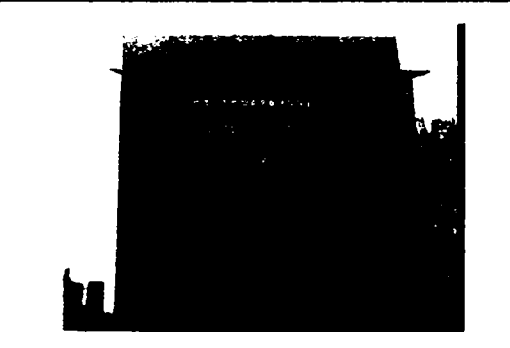
În figurile următoare sunt prezentate termogramele cele mai reprezentative ale acestui studiu.

TERMOGRAMA nr. 3

Beneficiar	Teză de doctorat - Ioan Silviu Doboși	Data / Ora	23.02.2007/07:17:53
-------------------	---------------------------------------	-------------------	---------------------

1. LOCALIZARE

Clădirea investigată	Sediu BRD Timișoara
Localizare termogramă	Fațada E - vedere de ansamblu

	
Imaginea în spectrul IR	Imaginea în spectrul vizibil

IR_230207_005.jpg

2. PARAMETRII / TEMPERATURI MĂSURATE / HISTOGRAME

Obj - t P - ram - t	V - lu
Emissivity	0.90
Object Distance	110.0 m
Reflected Temperature	5.5 °C
Atmospheric Temperature	5.5 °C
Relative Humidity	60.0 %
Label	Value
Ar1: Max	7.0 °C
Ar2: Max	6.8 °C
Ar3: Max	7.5 °C

Label	Min	Max	Avg
<input checked="" type="checkbox"/> Ar1	4.4	7.0	5.3
<input type="checkbox"/> Ar2	4.7	6.8	5.7
<input type="checkbox"/> Ar3	5.0	7.5	5.9

3. COMENTARIU

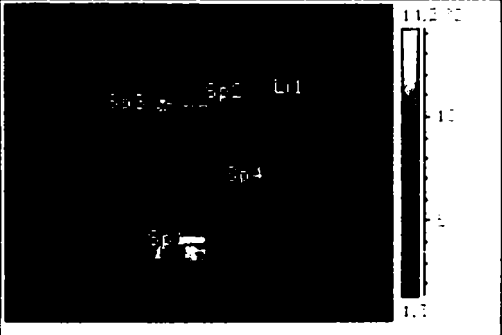
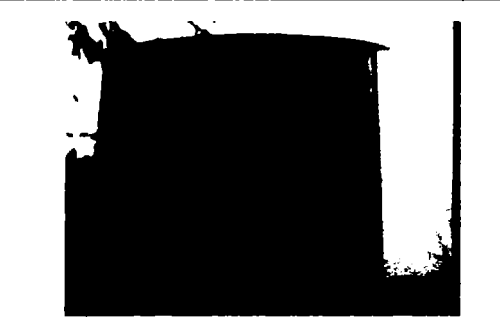
Ar1,2,3 - reflectă o distribuție uniformă a temperaturilor pe suprafețele aferente. Temperatura medie pe aceste suprafețe este de cca. 5-6 °C.

TERMOGRAMA nr. 9

Beneficiar	<i>Teză de doctorat - Ioan Silviu Doboși</i>	Data / Ora	23.02.2007/07:30:44
-------------------	--	-------------------	---------------------

1. LOCALIZARE

Clădirea investigată	Sediul BRD Timișoara
Localizare termogramă	Fațada V - vedere de ansamblu

		
Imaginea în spectrul IR	IR_230207_017.jpg	Imaginea în spectrul vizibil

2. PARAMETRII / TEMPERATURI MĂSURATE / PROFIL TERMIC

Object Parameter	Value
Emissivity	0.90
Object Distance	110.0 m
Reflected Temperature	5.5 °C
Atmospheric Temperature	5.5 °C
Relative Humidity	60.0 %
Label	Value
Sp1	15.4 °C
Sp2	11.7 °C
Sp3	13.3 °C
Sp4	9.9 °C
Li1: Max	7.9 °C

Label	Min	Max	Avg
Li1	3.8	7.9	4.9

3. COMENTARIU

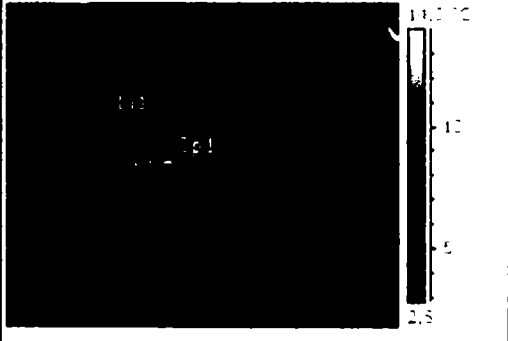
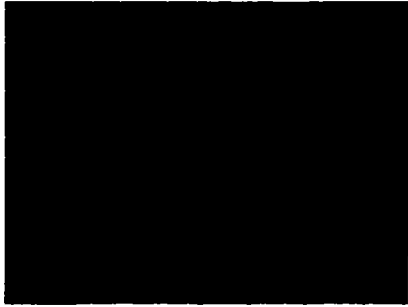
Sp1 - windfang încălzit cu perdea de aer cald și radiatoare dispuse la intrarea principală - amprentă termică specifică.
 Sp2,3,4 - ferestre deschise

TERMOGRAMA nr. 21

Beneficiar	<i>Teză de doctorat - Ioan Silviu Dobeși</i>	Data / Ora	23.02.2007/07:51:31
-------------------	--	-------------------	---------------------

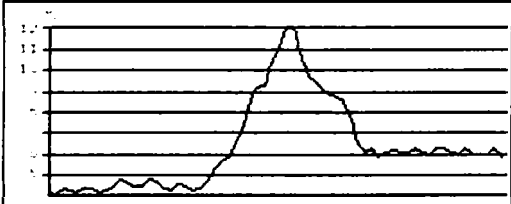
1. LOCALIZARE

Clădirea investigată	Sediul BRD Timișoara
Localizare termogramă	Fațada V - detaliu de îmbinare mezanin - etaj 1

	
Imaginea în spectrul IR	Imaginea în spectrul vizibil

2. PARAMETRII / TEMPERATURI MĂSURATE / HISTOGRAME sau PROFIL TERMIC

Object Parameter	Value
Emissivity	0.90
Object Distance	110.0 m
Reflected Temperature	5.5 °C
Atmospheric Temperature	5.5 °C
Atmospheric Transmission	0.95
Label	Value
Sp1	11.8 °C
Li1: Max	12.1 °C

			
Label	Min	Max	Avg
Li1	4.0	12.1	6.3

3. COMENTARIU

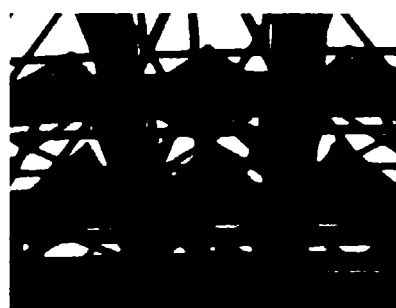
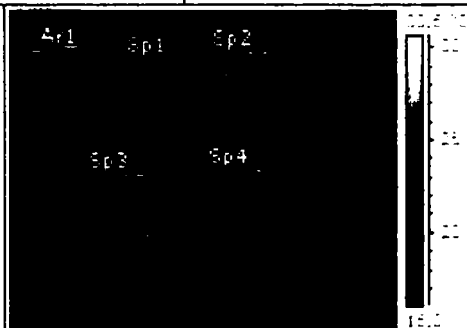
Sp1 - punte termică la intersecția dintre peretele exterior vitrat și planșeul intermediar aferent etajului 1
Li1 - etanșare defectuoasă din punct de vedere constructiv.

TERMOGRAMA nr. 25

Beneficiar	Teză de doctorat - Ioan Silvia Doboși	Data / Ora	23.02.2007/08:13:52
-------------------	---------------------------------------	-------------------	---------------------

1. LOCALIZARE

Clădirea investigată	Sediu BRD Timișoara
Localizare termogramă	Vedere din interior hol parter-mezanin - luminator (24 de piramide)



Imaginea în spectrul IR IR_230207_049.jpg

Imaginea în spectrul vizibil

2. PARAMETRII / TEMPERATURI MĂSURATE / HISTOGRAME sau PROFIL TERMIC

Object Parameter	Value
Emissivity	0.90
Object Distance	4.0 m
Reflected Temperature	23.0 °C
Atmospheric Temperature	22.0 °C
Relative Humidity	45.0 %
Label	Value
Sp1	23.5 °C
Sp2	23.6 °C
Sp3	23.5 °C
p4	23.6 °C
Ar1: Max	16.7 °C

Label	Min	Max	Avg
Ar1	14.4	16.7	15.6

3. COMENTARIU

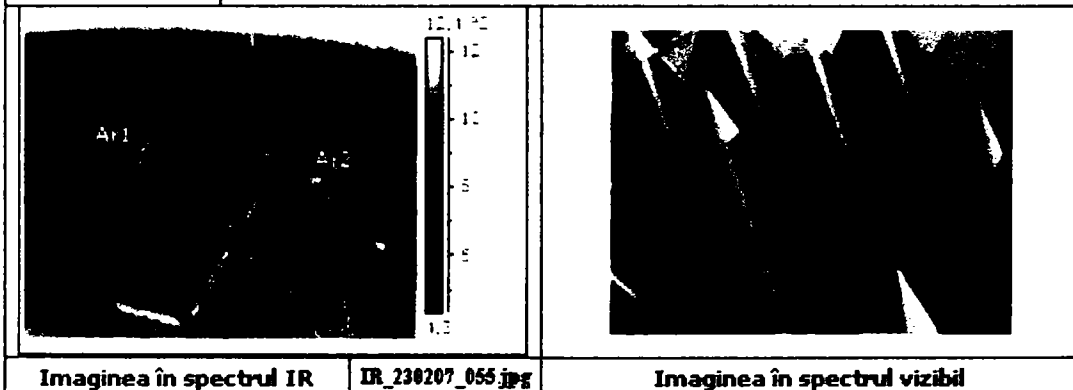
Repartiție normală a temperaturilor atât pe suprafața vitrată cât și pe cea opacă a acoperișului.

TERMOGRAMA nr. 28

Beneficiar	<i>Teza de doctorat - Ioan Silviu Dabaji</i>	Data / Ora	23.02.2007/08:17:28
-------------------	--	-------------------	---------------------

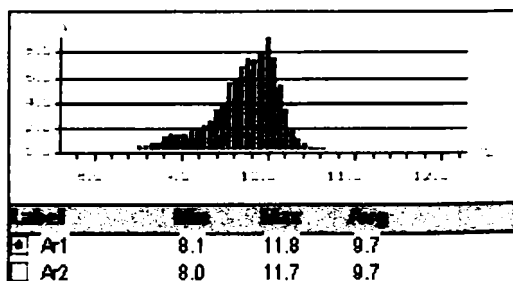
1. LOCALIZARE

Clădirea investigată	Sediul BRD Timișoara
Localizare termogramă	Vedere exterioară luminator parter-mezanin (24 de piramide)



2. PARAMETRII / TEMPERATURI MĂSURATE / HISTOGRAME sau PROFIL TERMIC

Object Parameter	Value
Emissivity	0.90
Object Distance	110.0 m
Reflected Temperature	5.5 °C
Atmospheric Temperature	5.5 °C
Atmospheric Transmission	0.95
Label	Value
Ar1: Max	11.8 °C
Ar2: Max	11.7 °C



3. COMENTARIU

Laburile piramidelor sunt uniform încălzite - distribuție uniformă a temperaturilor. Pe foile interioare de geam temperatura este de cca. 16 °C.

5.5. Etapa III – Simulare numerică dinamică nodală a aceluiași modul încăpere birou cu ajutorul softului VABI [26], [27], [40], [88], [112], [207]

5.5.1. Programul de simulare computerizată Multi Zonal VA114 pentru prevederea performanțelor energetice ale clădirilor

Proiectantul sistemelor de încălzire, ventilare, climatizare, trebuie să aibă în vedere în faza de concepție îndeplinirea unui număr de condiții. Costurile instalațiilor trebuie să fie scăzute, consumul de energie trebuie să fie scăzut și confortul ocupanților clădirii trebuie să fie satisfăcător.

Pentru asistarea proiectantului în această problemă a fost dezvoltat un program de calcul multi zonal VA114 care simulează interacțiunea între clădire, instalațiile de încălzire, ventilare, climatizare și mediul înconjurător.

Dezvoltarea acestui program este realizată de VABI (VABI este Asociația Olandeză pentru Calcule Computerizate asupra Instalațiilor din Clădiri).

Este importantă cunoașterea aspectelor de modelare a procedurilor de calcul, a legăturilor cu modalitățile de rezolvare a problematicilor de proiectare a clădirilor, acordând o atenție specială ventilației naturale și modelării transmisiei solare.

5.5.1.1. ASPECTE DE MODELARE

Pentru încorporarea interacțiunii dintre anvelopa clădirii, instalațiile de încălzire, ventilare, climatizare și mediul înconjurător trebuie luate în calcul mai multe fluxuri de căldură. În clădire pot fi distinse următoarele fluxuri de căldură: aporturile de căldură din exterior, transmisia solară, schimbul de căldură între suprafețele interioare, schimbul de căldură prin ventilație naturală și mecanică, aporturile de căldură de la ocupanți, de la iluminat și de la aparate.

Pentru instalații există: fluxurile de căldură/răcire pentru încălzirea locală și pentru încălzirea/răcirea cu aer. Fluxurile pentru păstrarea umidității aerului furnizat între anumite valori definite.

Mediul înconjurător este reprezentat de: temperatura exterioară, umiditatea aerului, viteza și direcția vântului, radiația solară difuză și directă.

Transferul de căldură prin conducție și acumularea de căldură în construcțiile multistratificate.

Transferul tranzitoriu de căldură prin conducție și acumularea în elementele de construcție sunt descrise prin ecuația Fourier, cu ipoteza unui transfer de căldură unidimensional în fiecare construcție.

Transferul de căldură prin convecție pe suprafețele din interiorul clădirii.

Fluxul de căldură prin transmisie dintre o suprafață și aer este descris printr-un coeficient de transmisie h_c de transfer al căldurii. Cu toate că h_c depinde de caracteristicile fluxului de aer și de geometria suprafeței el este modelat să fie constant.

Transferul prin radiație de undă lungă.

Radiația de undă lungă internă. Schimbul de căldură radiantă de undă lungă între suprafețele din interiorul unei încăperi depinde de factorii de formă și de emisiile materialului de suprafață. Cunoscând factorii de formă și coeficienții de emisie este posibil să se calculeze coeficienții de schimb de căldură. Pentru zone rectangulare este posibil să se calculeze exact factorii de formă în mod direct. Pentru zonele neregulate trebuie aplicate metode complexe de integrare pentru calcularea exactă a factorilor de formă. Aceasta se află în afara scopului modelului dezvoltat. Pentru zonele neregulate factorii de formă sunt bazați pe raportul ariei suprafeței.

Radiația de undă lungă externă. Radiația de undă lungă externă este încorporată în coeficientul total de transfer de căldură externă pentru radiație și transmisie.

Transferul de căldură prin ventilație.

Ventilația mecanică. Fiecare zonă poate fi ventilată mecanic. Temperatura aerului furnizat este condiționată central atât pentru temperatură cât și pentru umiditatea absolută. Cantitatea de aer evacuată poate diferi de cantitatea de aer introdusă.

Ventilația naturală. Un număr mare de parametri influențează ventilația naturală. În timpul proiectării unei clădiri, un număr mare dintre acești factori nu sunt bine cunoscuți. Aceasta explică de ce în simularea energiei clădirii debitul de ventilație este adesea considerat ca parametru de admisie. În zilele noastre, clădirile nu sunt în majoritate bine izolate astfel încât pierderea de căldură prin ventilație naturală constituie un procent relativ mare din pierderea totală de căldură a clădirii. Acesta este motivul pentru care în acest program de calcul pentru ventilația naturală s-a folosit un model de flux de aer multi zonal simplificat. Pentru modelarea ventilației naturale este folosită o tehnică de balansare a masei în vederea obținerii unei rețele nodale, în care nodurile reprezintă volume de aer discrete. Conexiunile internodale constituie rezistențele reprezentând căile distribuite de curgere prin care poate ieși aerul.

Debitul volumic de aer pe o direcție de curgere se calculează cu ajutorul ecuației:

$$\dot{V} = R_C \cdot (P_i - P_j)^{1/n} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.5.1)$$

unde: \dot{V} este debitul volumic de aer de la zona i la zona j ;

R_C - caracteristica rezistenței direcției de curgere;

n - exponent;

P_i, P_j - presiunea din zona i , respectiv j .

Valoarea exponentului n este estimată între limitele fizice $n = 1,0$ - pentru curgerea laminară complet dezvoltată și $n = 2,0$ - pentru curgerea turbulentă complet dezvoltată. În majoritatea cazurilor se adoptă $n = 1,5$ (curgere tranzitorie).

În vederea obținerii bilanțului masic, suma tuturor fluxurilor de aer care intră sau ies din zonă trebuie să fie zero. Când se cunosc forțele directe, aplicarea

ecuațiilor sus menționate conduce la un sistem de ecuații non liniare, care pot fi liniarizate și rezolvate iterativ.

Forțele directe de bază pentru ventilație sunt diferențele de presiune de-a lungul diferitelor rezistențe ale rețelei nodale. Aceste diferențe sunt generate de:

- a. presiunea vântului;
- b. forțele portante datorate diferențelor de temperatură;
- c. ventilatoarele de evacuare.

a) Presiunea vântului.

Pantele suprafețelor de presiune sunt calculate cu coeficient fără dimensiune. Pentru suprafețe externe rezistă la:

$$P_{\text{vant}} = CD \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (5.5.2)$$

unde: P_{vant} este presiunea prin vânt [Pa];
 CD - coeficientul presiunii [-];
 ρ - densitatea aerului [kg/m³];
 v - viteza vântului [m/s].

CD este obținut, empiric sau experimental în tunele de vânt. CD depinde de suprafața totală exterioară și de direcția vântului. Viteza vântului este viteza fluxului de aer liber influențat de înălțimea acoperișului și rugozitatea (asperitățile) terenului. (Viteza vântului este calculată în conformitate cu relațiile lui Davenport pentru trei tipuri de teren).

b) Forțele lui Arhimede datorate diferențelor de temperatură.

Pentru o temperatură uniformă presiunea masei de aer la orice înălțime z peste un nivel de referință z_0 este dată prin:

$$P(z) = P(z_0) - \rho \cdot g \cdot z \quad (5.5.3)$$

unde: $P(z_0)$ este presiunea la nivelul de referință z_0 [Pa];
 g - accelerația gravitațională [m/s²];
 ρ - densitatea aerului [kg/m³].

Diferența de presiune datorată efectului de stivă peste înălțimea z este dată de:

$$P_i - P_j = - (\rho_i - \rho_j) \cdot g \cdot z \quad (5.5.4)$$

unde: $\rho_i - \rho_j$ este diferența de densitate între aer în zona i și zona j (datorată diferențelor de temperatură).

c) Evacuarea prin ventilator

Evacuarea prin ventilator este specifică ventilației mecanice. Se presupune că fluxul de admisie este independent de presiunea de admisie.

Aporturile de căldură

Aportul de căldură din procesul de radiație solară.

Pentru calcularea intensității radiației solare pe fiecare suprafață externă sunt folosite: radiația solară măsurată pe suprafața orizontală care este disponibilă pe banda climatică, orientarea fiecărei suprafețe și poziția soarelui.

Pentru a proceda astfel, radiația solară a suprafeței orizontale este împărțită într-o parte directă și una difuză (metoda lui Liem). Partea difuză este împărțită, în continuare, în trei componente: o componentă circumsolară difuză, o componentă izotropică difuză și o componentă difuză care vine de la orizont (metoda lui Perez).

Cu ajutorul goniometriei este calculată contribuția fiecăreia dintre cele patru componente la intensitatea solară pe o suprafață cu o orientare dată. În acest calcul sunt luate în considerare și reflecțiile dinspre sol. Ca deficiență, umbrirea nu este luată în calcul.

Umbrirea de către clădirile înconjurătoare și de către părțile proprii ale clădirii analizate este tratată punctual, de la caz la caz.

Pentru calculul transmisiei energiei solare prin ferestre, o fereastră este modelată ca o rețea nodală. Absorbția solară, schimbul de căldură radiantă și coeficienții de convecție se obțin din baza de date a unui produs, care conține, de asemenea, fracțiunea radiației solare transmise. Radiația incidentă este împărțită într-o parte radiativă (în general 90%) și o parte convectivă (în general 10%).

Aportul de căldură de la ocupanți, iluminat și aparate. Aportul de căldură de la ocupanți, iluminat și aparate este împărțit într-o parte radiativă cu undă lungă și o parte convectivă. (vezi tabelul 5.5.1).

Tabelul 5.5.1. Valorile folosite în general pentru aporturilor de căldură radiative și convective.

	Partea convectivă	Partea radiativă
Ocupanți	0,5	0,5
Iluminat	0,6	0,4
Aparate	0,5	0,5

Instalația de încălzire, ventilare, climatizare

Instalația de încălzire, ventilare, climatizare, modelată în VA114 poate fi o instalație centrală și/sau una locală.

În principiu condițiile necesare de temperatură și umiditate dintr-o încăpere sunt obținute printr-o furnizare constantă de aer tratat centralizat în acea încăpere și prin furnizarea de căldură/frig printr-o unitate de încălzire/răcire în acea încăpere. Instalația locală nivelează diferențele între mai multe încăperi în clădire.

Instalația centrală ia aer proaspăt din exterior și îl combină cu aerul evacuat din clădire. Pentru tratarea aerului (temperatura și umiditatea) sunt disponibile: un modul de umidificare, un modul de dehumidificare, o baterie de încălzire și o baterie de răcire.

Temperatura de furnizare este dependentă de temperatura exterioară (regim de încălzire). Sunt posibile regimuri de încălzire diferite pentru zi și noapte. Este luată în calcul disiparea prin ventilatoare.

Instalația locală poate fi, o unitate de inducție (cu 2 sau cu 4 țevi), o unitate ventilato-convectoare, sau un radiator (doar încălzire). Temperatura de furnizare către aceste unități este, de asemenea, dependentă de temperatura exterioară (regim de încălzire; pentru zi și noapte). Astfel puterea locală maximă de încălzire/răcire este dependentă de temperatura exterioară.

Ventilația nocturnă finală, cu aer exterior, pentru răcirea clădirii este posibilă în circumstanțe favorabile.

5.5.1.2. Noi aspecte de modelare

Ferestrele climatizate și tavanele cu deschidere termică sunt noi aspecte de modelare.

Ferestrele climatizate.

O fereastră climatizată constă dintr-un geam dublu pe exterior și un geam simplu pe interior. În interspațiul dintre geamul dublu și cel simplu se află o jaluzele venețiană care poate fi ridicată sau coborâtă; interspațiu poate fi ventilat.

Când, în perioada iernii, interspațiu este ventilat cu aer din interior, temperatura geamului interior va crește, ceea ce conduce la o cerere scăzută de căldură și la un climat interior mai favorabil.

Când, în perioada verii, interspațiu este ventilat cu aer din exterior, temperatura geamului interior va scădea, ceea ce conduce la o cerere de răcire scăzută și la climat interior mai favorabil.

În anotimpurile intermediare alte modalități de ventilare a interspațiului pot conduce la sarcini de răcire sau de încălzire și la un climat interior mai bun.

Tavane cu deschidere termică.

Clădirile moderne au tavane joase din considerente estetice. Aceasta determină ca masa termică „de deasupra tavanului” să nu fie accesibilă cu ușurință. Clădirea se va comporta termic ca o clădire mai puțin grea. În timpul verii aceasta va conduce la temperaturi mai ridicate respectiv la limite mai ridicate în sarcina de răcire.

Prin realizarea tavanului fals cu fante (10 ÷ 20% din suprafață) masa termică devine accesibilă și este asigurat efectul estetic. Această construcție este denumită tavan cu deschidere termică.

Interspațiu de deasupra unui tavan cu deschidere termică este bine conectat la aerul din încăpere (de dedesubt). Când temperatura aerului din interspațiu este mai joasă decât aerul din încăpere va apare un curent de aer prin interspațiu. Dacă temperatura în interspațiu este mai mare datorită stratificării nu vor apare fluxuri de aer.

Dacă temperatura într-o încăpere va crește datorită acumulărilor interne și transmisiilor solare, capacitatea de acumulare a masei de deasupra tavanului va încetini acest proces prin amortizarea acestei călduri. Pe de altă parte, când temperatura din cameră scade nu va apărea flux de aer prin interspațiu și masa din tavan este ecranată și rămâne caldă pentru o perioadă lungă de timp. Acest efect reduce avantajul tavanelor cu deschidere termică.

5.5.2. Metoda de calcul dinamică orară detaliată a consumul de energie pentru instalațiile de încălzire/răcire

În cadrul acestui subcapitol voi detalia practic metoda de calcul dinamică orară a consumului de energie pentru instalațiile de încălzire/răcire luând ca bază în calcul anul de referință 1995 pentru Timișoara.

1. Definirea caracteristicilor geometrice ale clădirii. Reprezentarea în plan și în 3 D a clădirii și a modulului ales. (figura 5.5.1 și figura 5.5.2)
2. Se definesc zonele în funcție de sistemele de încălzire, răcire și ventilații dispuse în clădire (figura 5.5.3). Astfel avem:
 - zona 1 – încălzire și răcire;
 - zona 2 – numai încălzire;
 - zona 3 – spațiu tehnic;
 - zona 4 – încălzire, răcire și ventilare;
 - zona 5 – încălzire, răcire, ventilare și pardoseală radiantă.

În cadrul fiecărei zone se definesc:

- sistemul centralizat de ventilație cu parametri de debit atât pe introducere cât și pe evacuare;
 - parametrii sistemului centralizat de încălzire;
 - parametrii sistemului centralizat de răcire;
 - sistemul de încălzire local;
 - sistemul de răcire local;
 - tipul de control și automatizare:
 - după temperatura aerului;
 - după temperatura de confort;
 - modul de operare al instalațiilor și utilizarea clădirii;
 - după caz posibilitatea răcirii pasive prin ventilare de noapte a clădirii;
 - după caz curbele de reglaj ale agentului de răcire și încălzire (figurile 5.5.4 și 5.5.5)
3. Definirea încăperilor prin stabilirea destinațiilor și a temperaturilor de calcul (figura 5.5.6).
 4. Definirea caracteristicilor termotehnice ale elementelor componente ale anvelopei clădirii:
 - pereți, ferestre, planșee (figurile 5.5.7; 5.5.8; 5.5.9).
 5. Alegerea echipamentelor pentru încălzirea/răcirea locală. (figura 5.5.10).
 6. Definirea aporturilor de căldură interioare: provenite de la iluminat, persoane și aparatură (figura 5.5.11).
 7. Lansarea simulării fiecărei încăperi în parte pe durata întregului an de referință.

Figura 5.5.1 Vedere 2D a nivelului curent și vedere 3D a clădirii

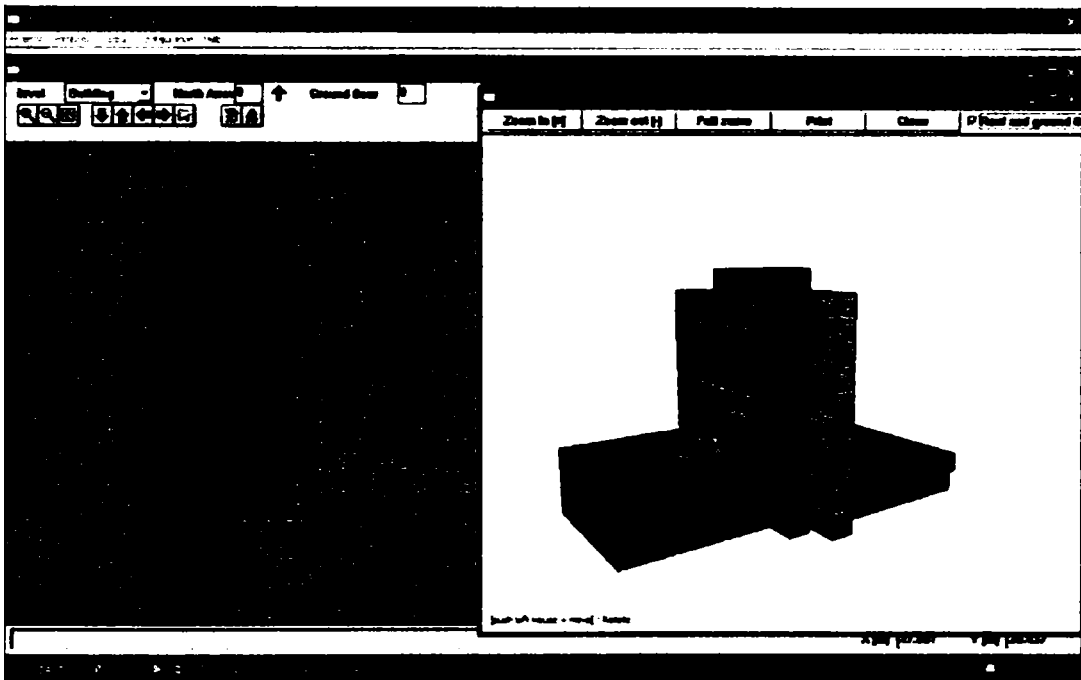


Figura 5.5.2 Vedere 2D a nivelului curent și vederea 3D a încăperii studiate

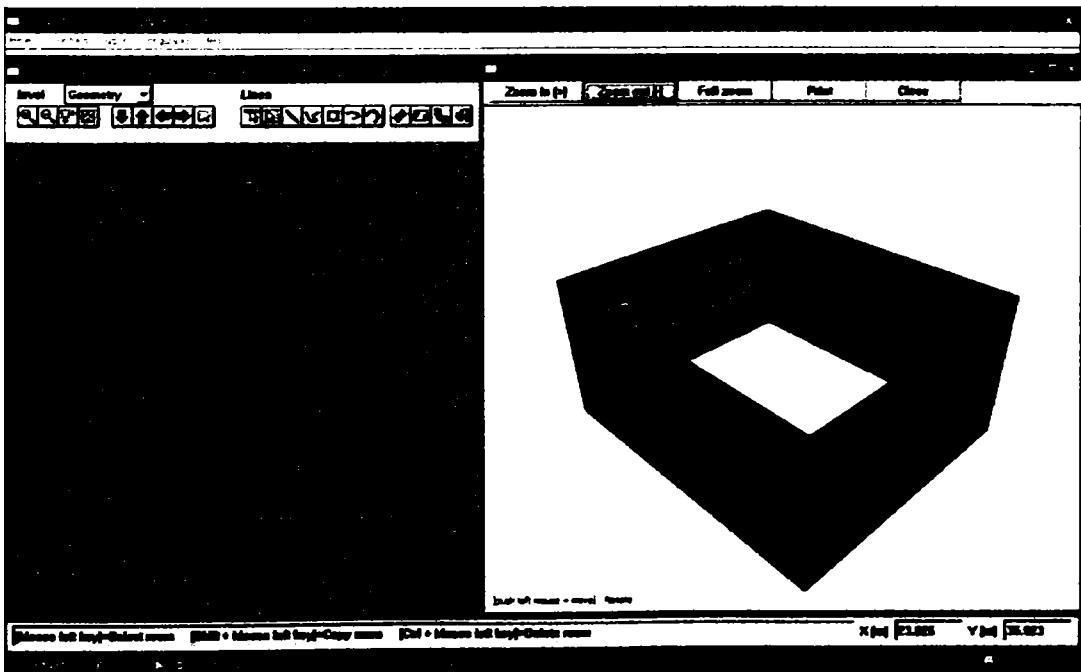


Figura 5.5.3 Definirea zonelor din clădire

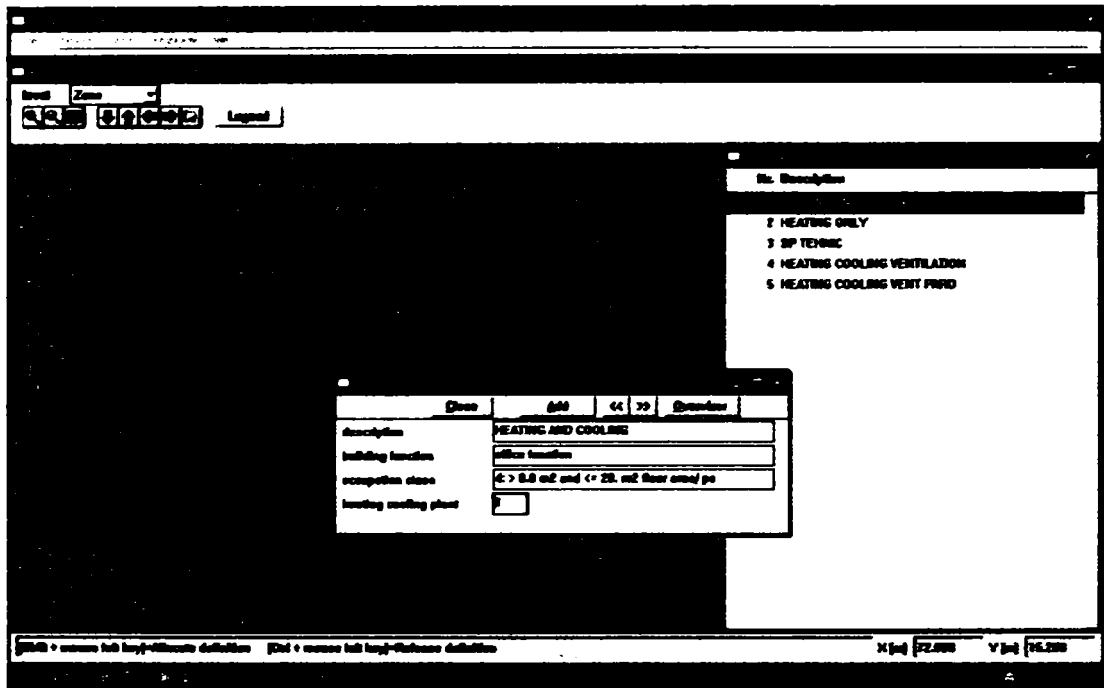


Figura 5.5.4 Definirea caracteristicilor fiecărei zone, prin stabilirea parametrilor instalațiilor de încălzire, răcire și ventilație

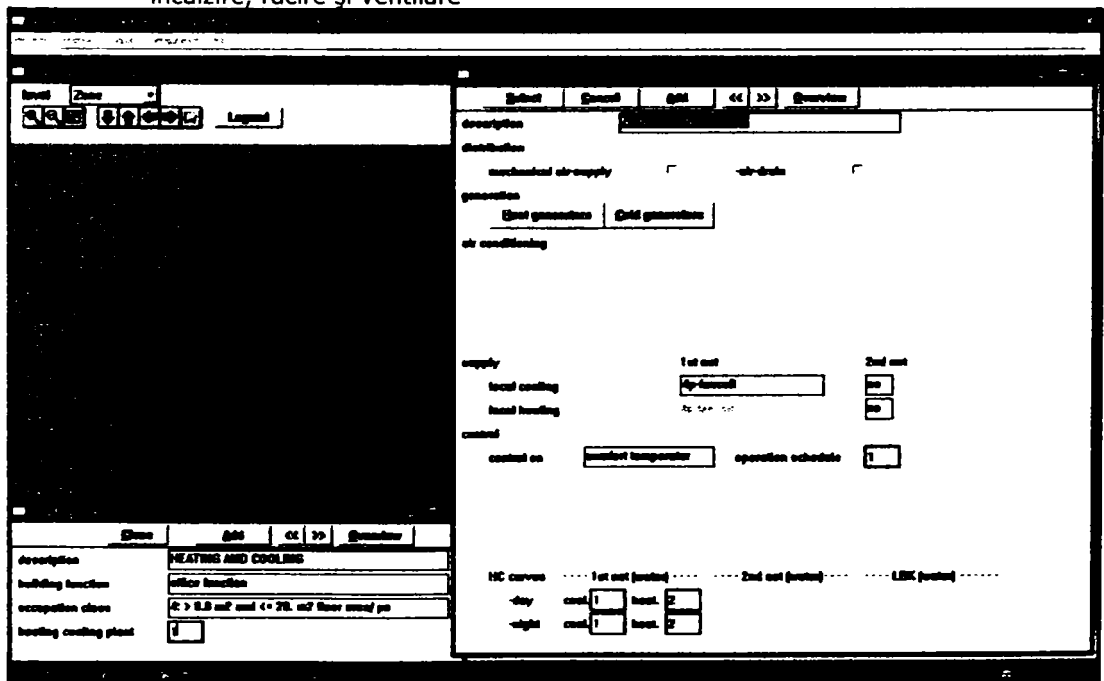


Figura 5.5.5 Stabilirea programului de funcționare al instalațiilor de încălzire/răcire și a utilizării clădirii

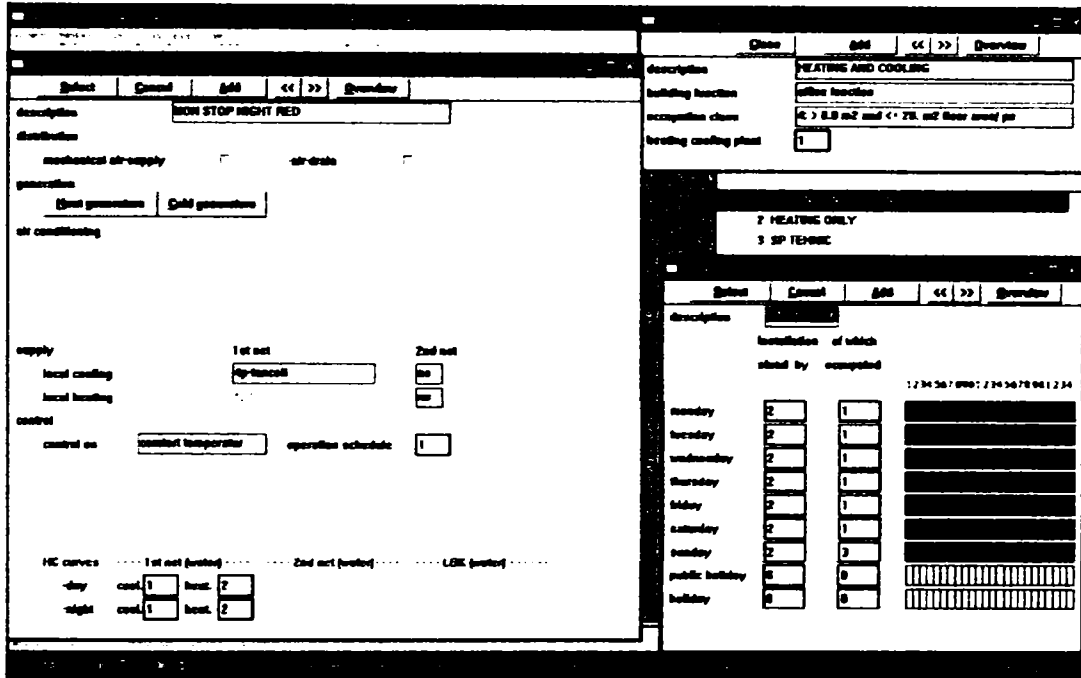


Figura 5.5.6 Stabilirea destinațiilor încăperilor și a temperaturilor de calcul vară/iarnă

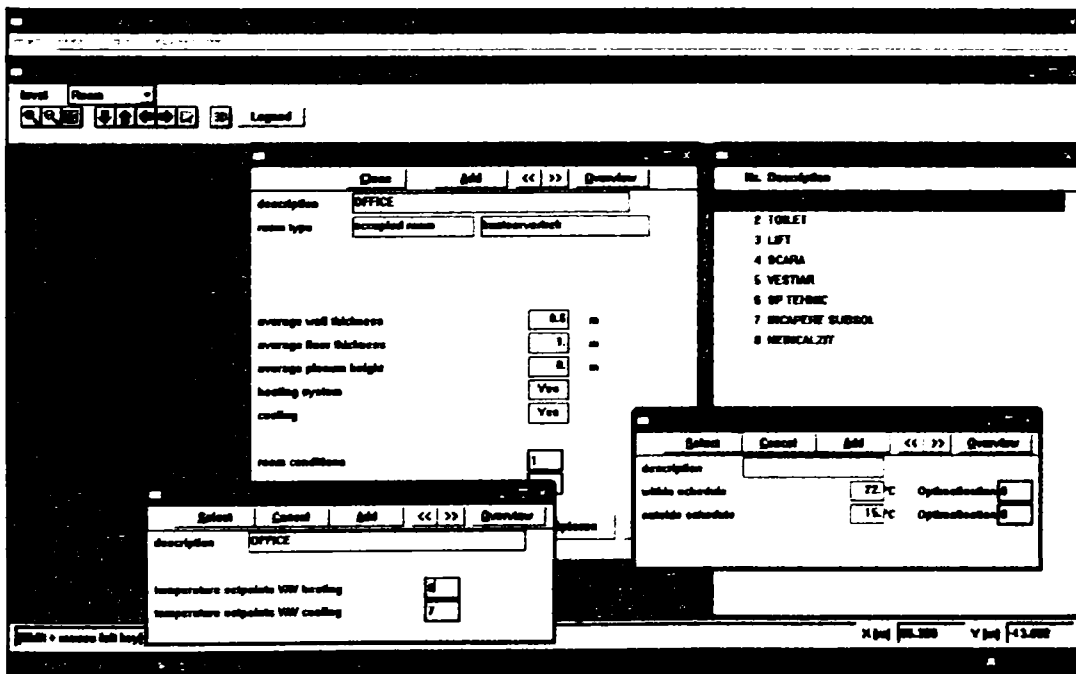


Figura 5.5.7 Definirea pereților încăperii

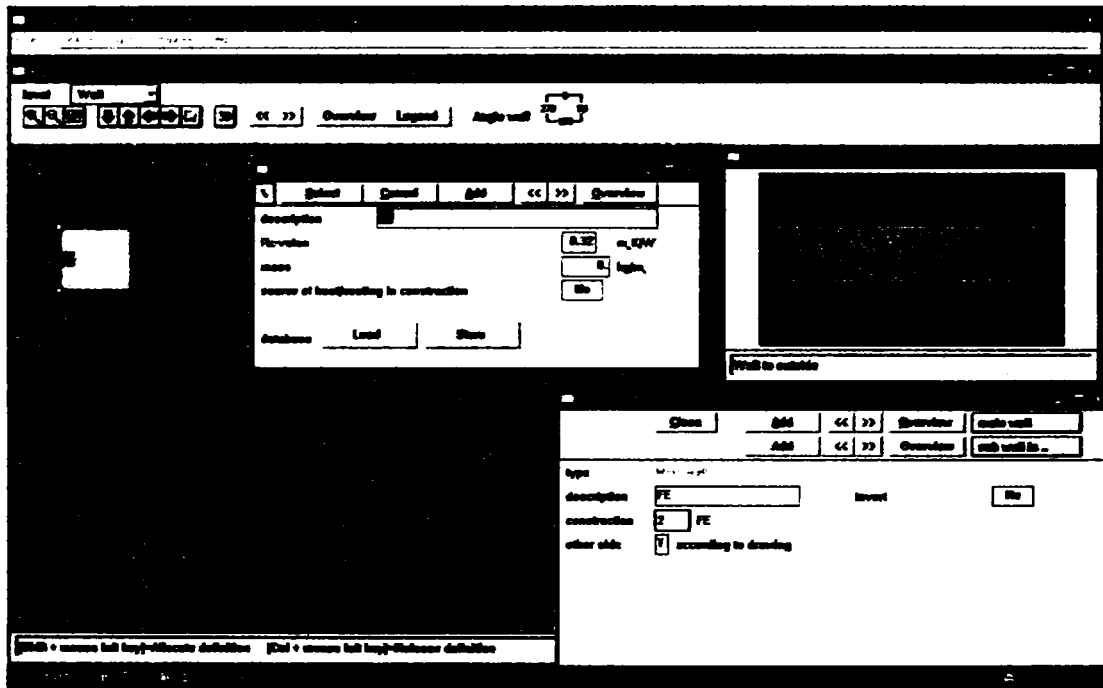


Figura 5.5.8 Definirea ferestrelor încăperii

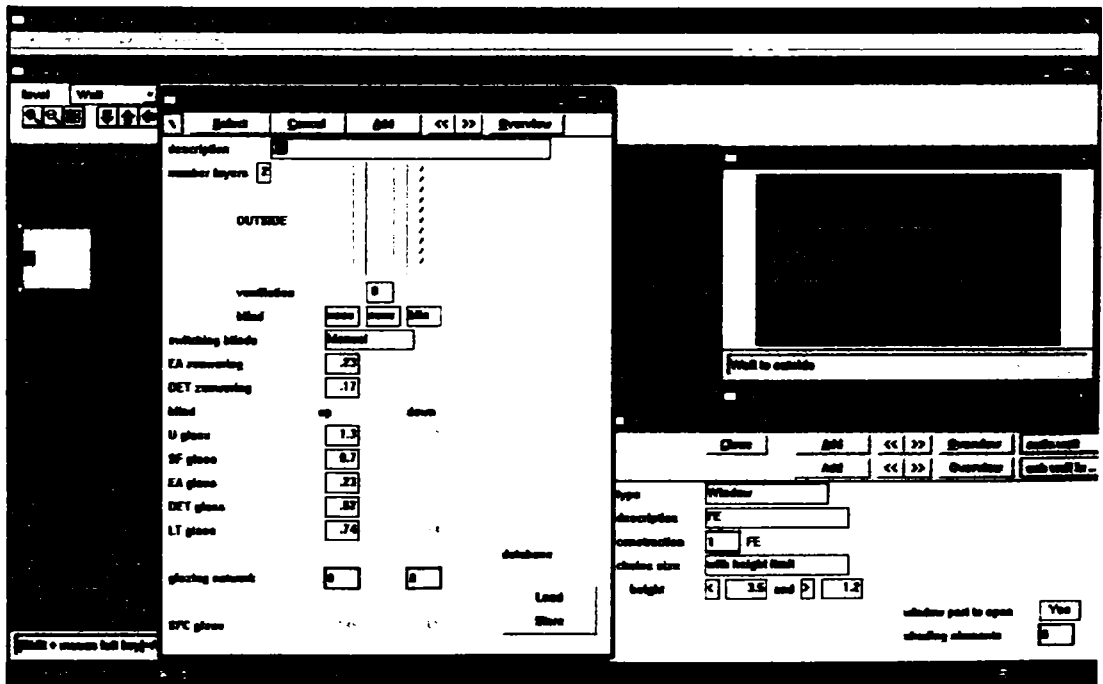


Figura 5.5.9 Definirea planșeului încăperii

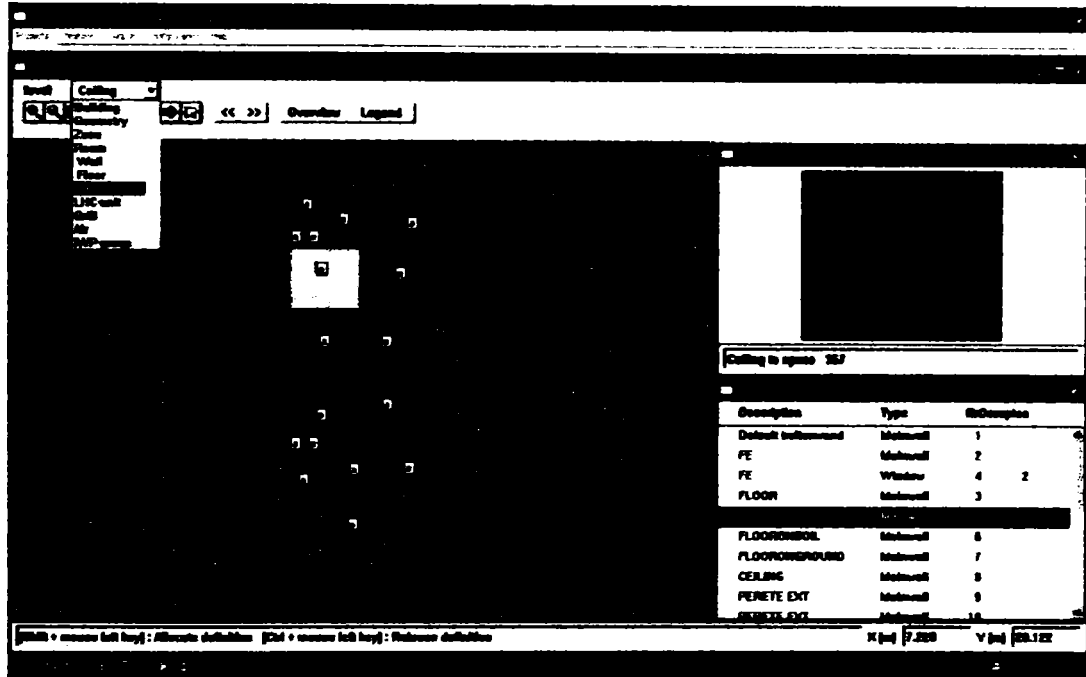


Figura 5.5.10 Alegerea echipamentelor pentru încălzire/răcire locală

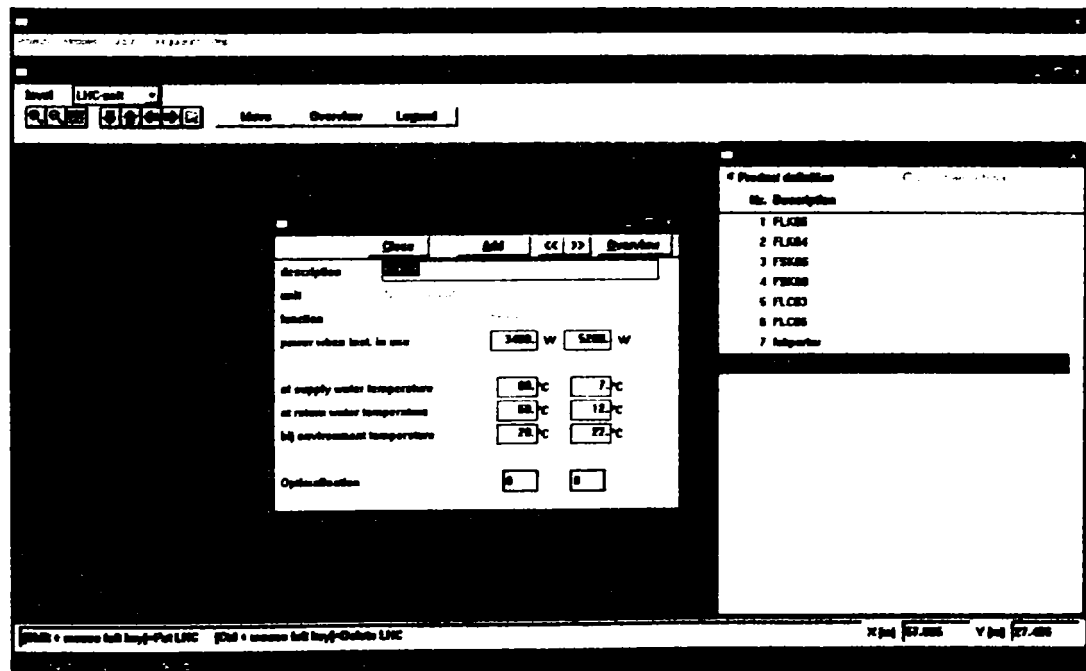


Figura 5.5.11 Definirea aporturilor de căldură interioare: provenite de la iluminat, persoane și a aratură

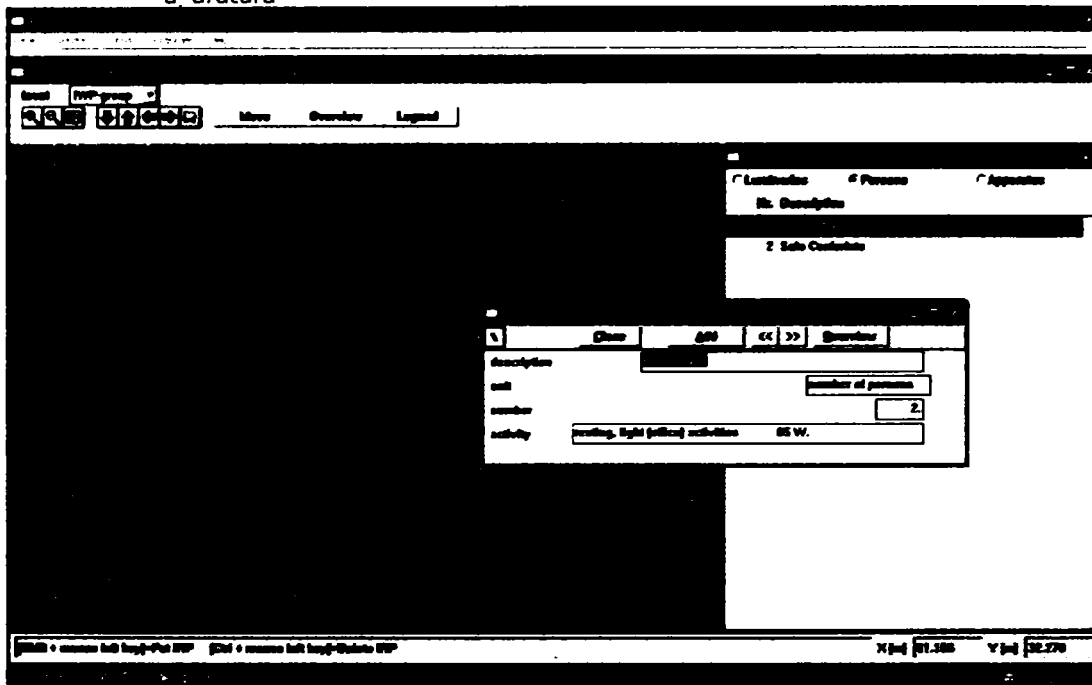
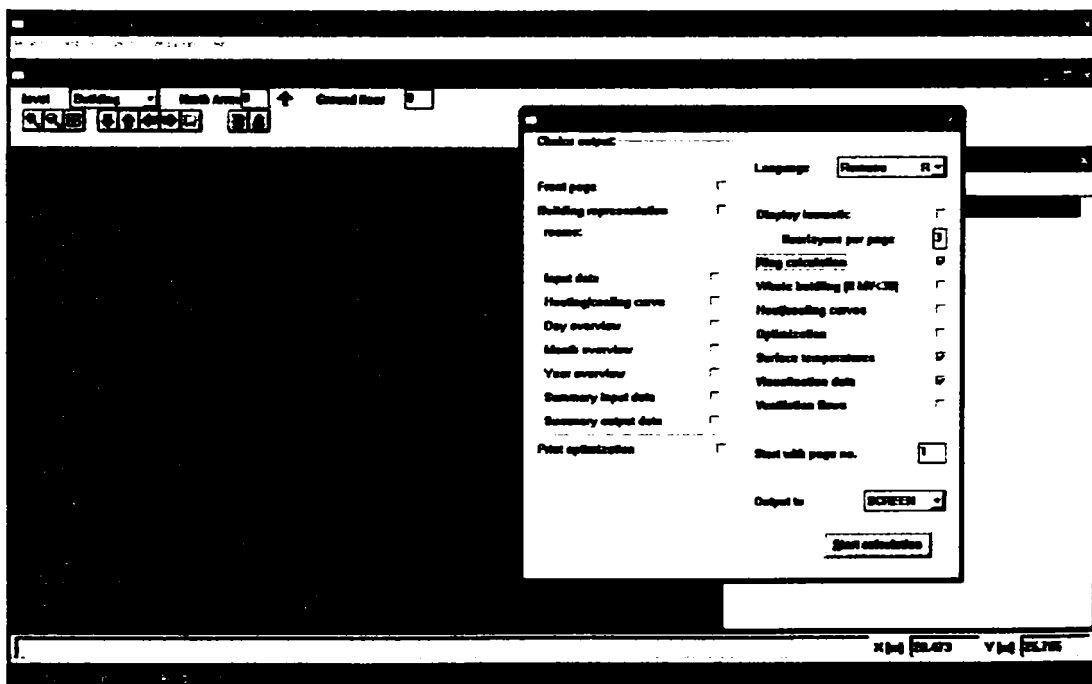


Figura 5.5.12 Lansarea simulării fiecărei încăperi în parte pe durata întregului an de referință



8. Interpretarea rezultatelor.

Pentru modul ales sunt evidențiate:

- statisticile de temperatură;
- statisticile de energie;
- graficele zilnice;
- graficul temperaturii adaptive.

8.1 Statisticile de temperatură figura 5.5.13.

Evidențiază temperatura cerului și temperatura de confort în perioadele critice iarnă/vară. De asemenea temperatura exterioară cea mai dezavantajată vară/iarnă. Regimurile de temperatură sunt descrise atât pentru întreaga perioadă a anului cuantificat în 8760 ore, cât și pentru perioada de utilizare a clădirii pe parcursul anului cuantificat în 3744 ore.

În conformitate cu confortul termic adaptativ sunt evidențiate numărul de ore, atât în perioada totală cât și în perioada de utilizare care depășesc limita temperaturii adaptive. Se poate aprecia faptul că depășirea cu 0,1°C a temperaturii de confort de 25°C, timp de 400 ore pe an în condițiile unei temperaturi exterioare de 33°C nu afectează gradul de confort în încăperea similară.

8.2 Statisticile de energie figura 5.5.14.

Evidențiază energia maximă utilizată în ziua cea mai defavorabilă în sezonul de încălzire/răcire și energia totală consumată pe întregul sezon de încălzire/răcire.

8.3 Graficele zilnice figurile 5.5.15; 5.5.16; 5.5.18.

În graficele zilnice sunt reprezentate: evoluția pe parcursul a 24 ore (în fiecare zi a anului de referință) a următoarelor mărimi:

- temperatura interioară a aerului;
- temperatura de confort;
- temperatura exterioară;
- temperatura de refulare a aerului din sistemul de ventilație;
- energia pentru răcirea locală;
- energia pentru răcire în sistemul de ventilație;
- energia pentru încălzirea locală;
- energia pentru încălzire în sistemul de ventilații;
- energia prin insolație;
- energia aporturilor de căldură din interior.

8.4 Graficul temperaturii adaptive figura 5.5.17.

Luând în considerare cele definite în capitolul 2, modulul simulat se încadrează în clădire de tip Alfa. Punctele din grafic evidențiază numărul de ore simulate și valoarea temperaturii operative. După cum am apreciat în paragraful - Statisticile temperaturii - depășirea temperaturii adaptive nu afectează clasa de confort a modulului simulat.

9. Rezultatele privind confortul obținute prin simulare numerică nodală.

Pentru a aprecia confortul în încăperea simulată s-a ales ca zi de calcul 20 martie 1995 (figura 5.5.18), zi în care temperatura exterioară la ora simulării era identică cu temperatura exterioară din 12 decembrie 2002 dată la care s-au efectuat măsurările. Considerând același tip de îmbrăcăminte și același tip de activitate avem reprezentată repartiția PMV în întregul modul și la nivelul 1,10 m față de pardoseală. Acest lucru îmi permite să compar cele trei etape de cercetare și studiu (figura 5.5.19 și figura 5.5.20).

Figura 5.5.13 Statistici de temperatură

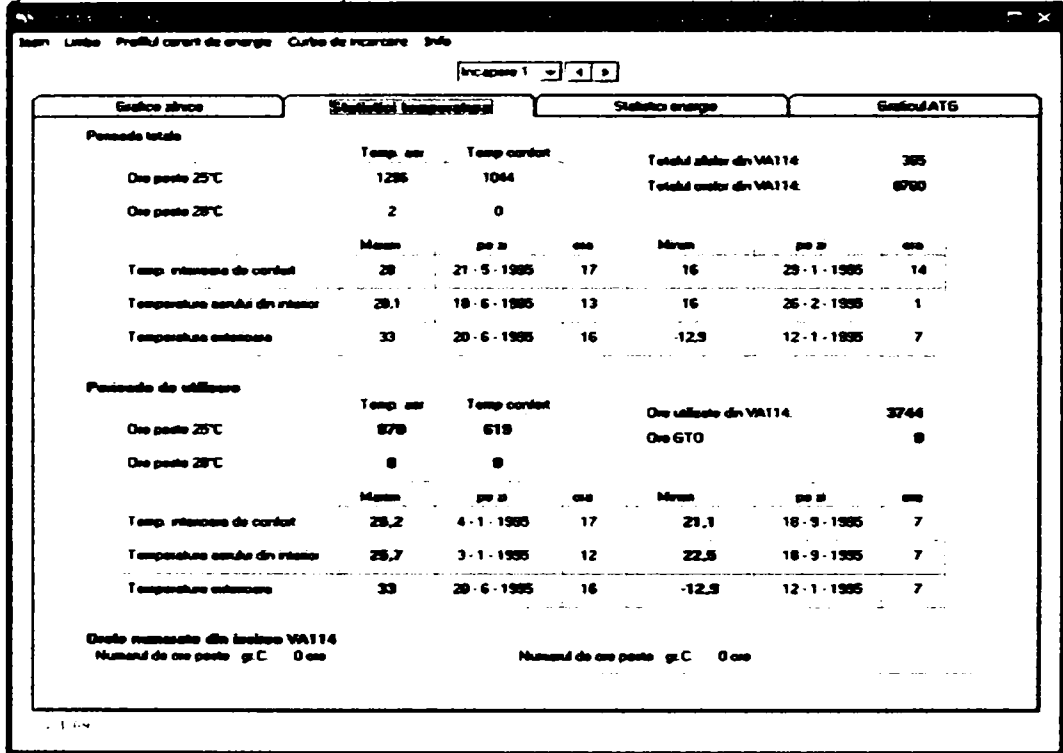


Figura 5.5.14 Statistici de energie

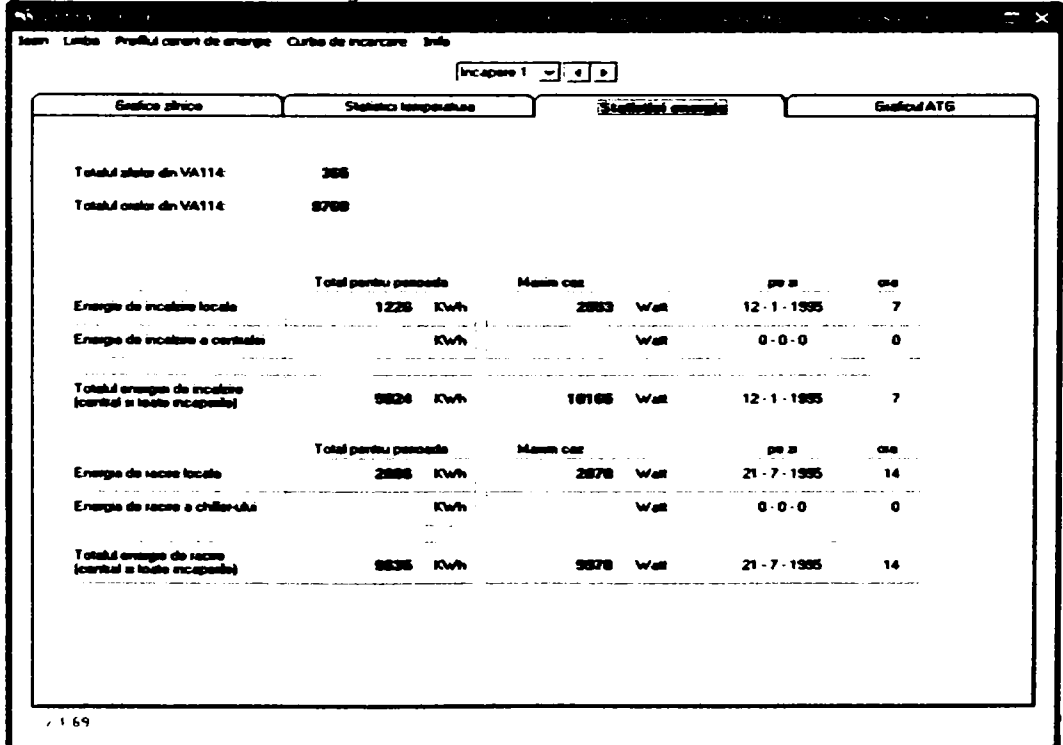


Figura 5.5.15 Grafice zilnice - 12.01.1995

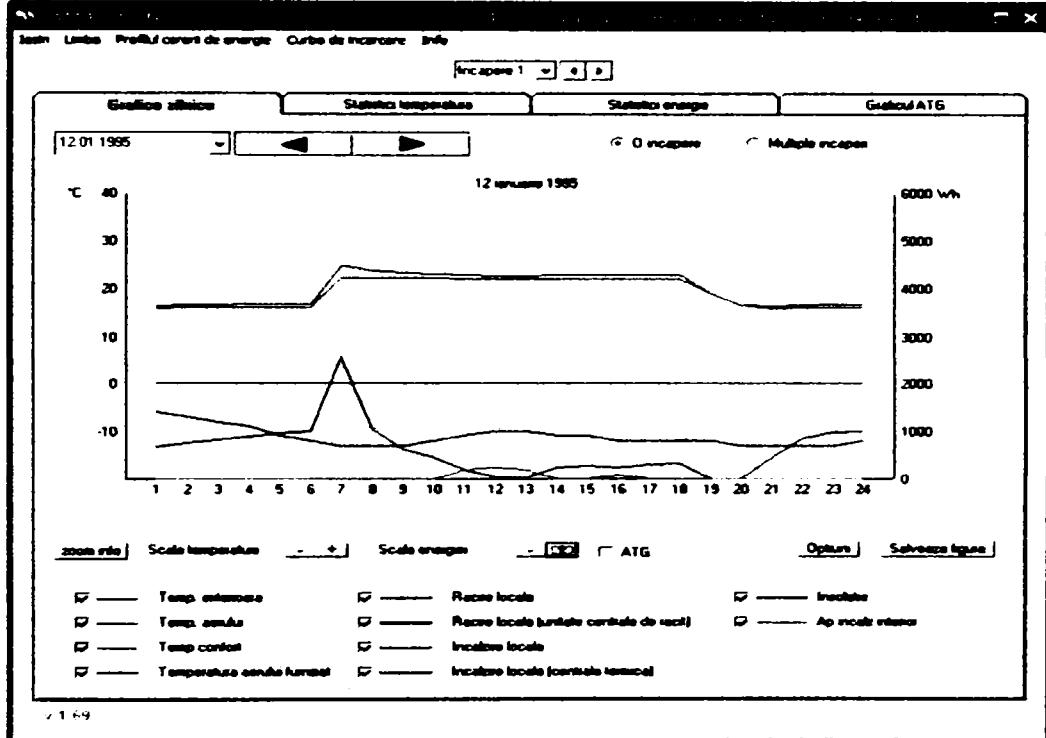


Figura 5.5.16 Grafice zilnice - 20.06.1995

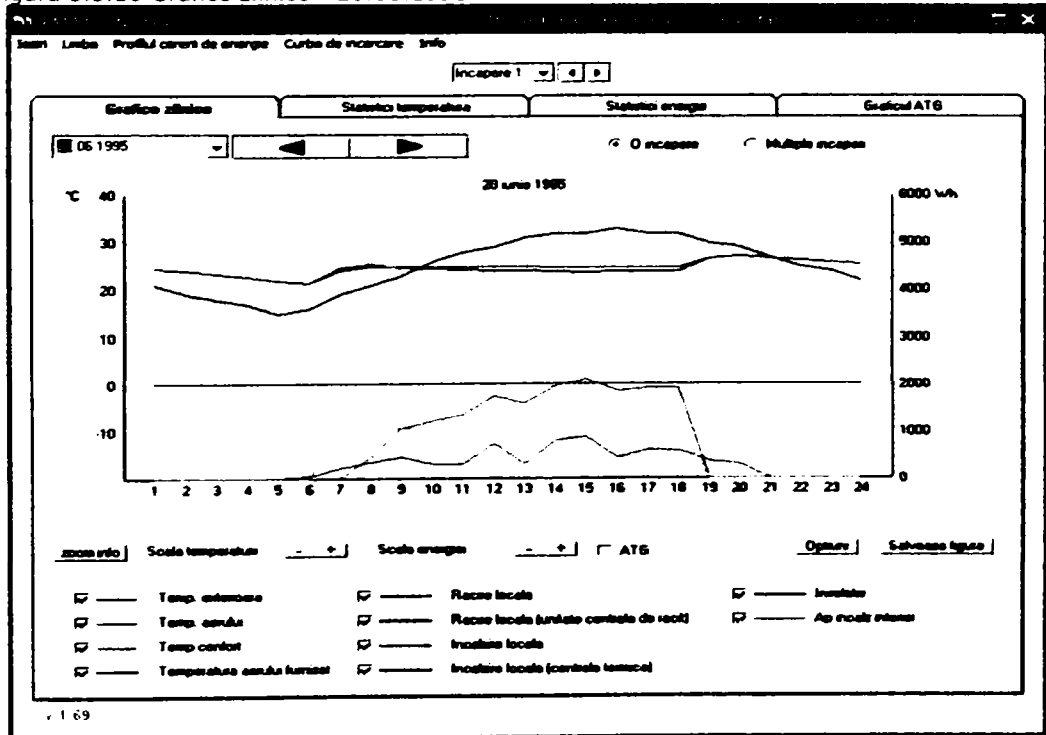


Figura 5.5.17 Graficul ATG

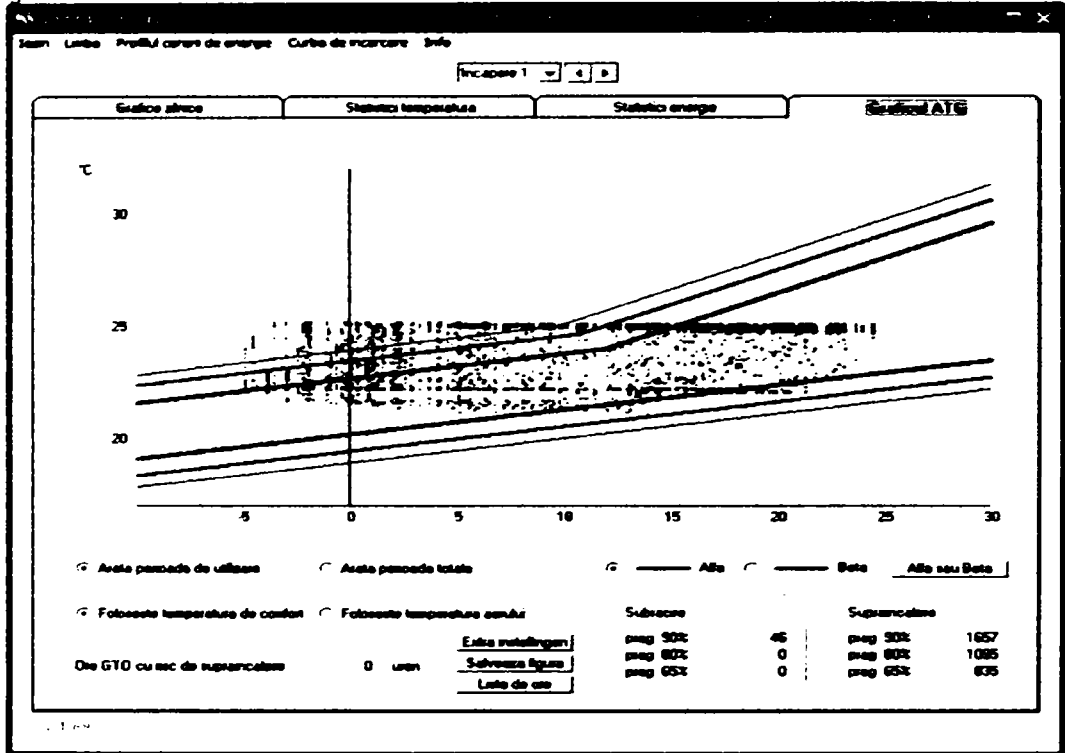
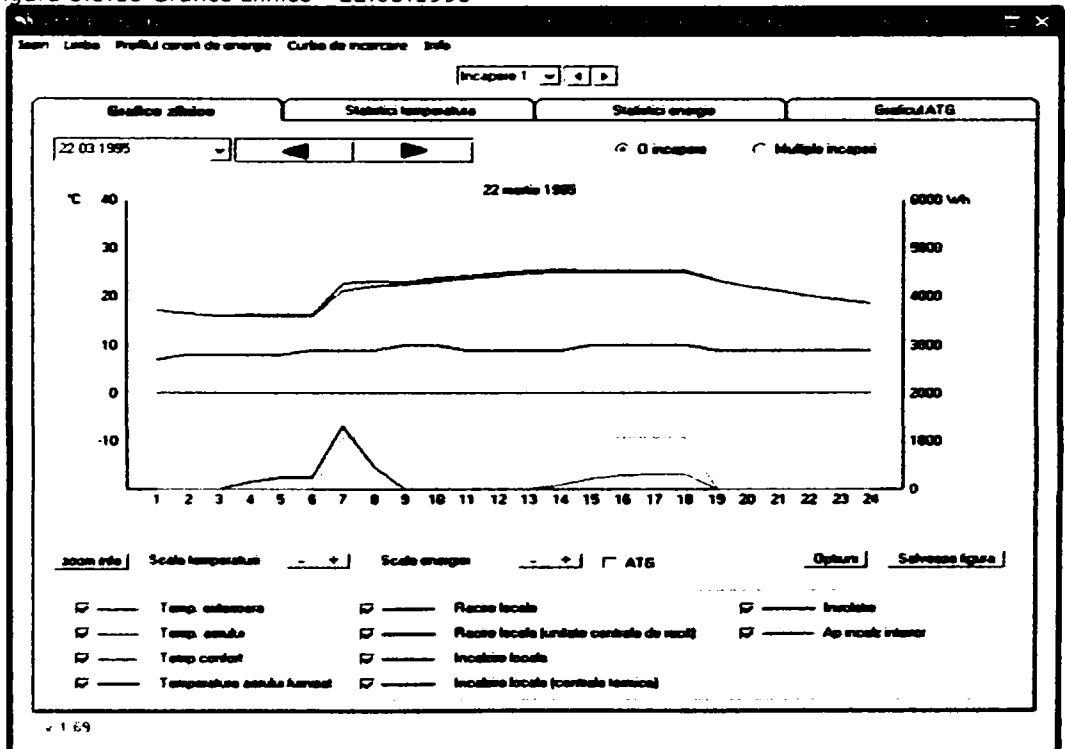
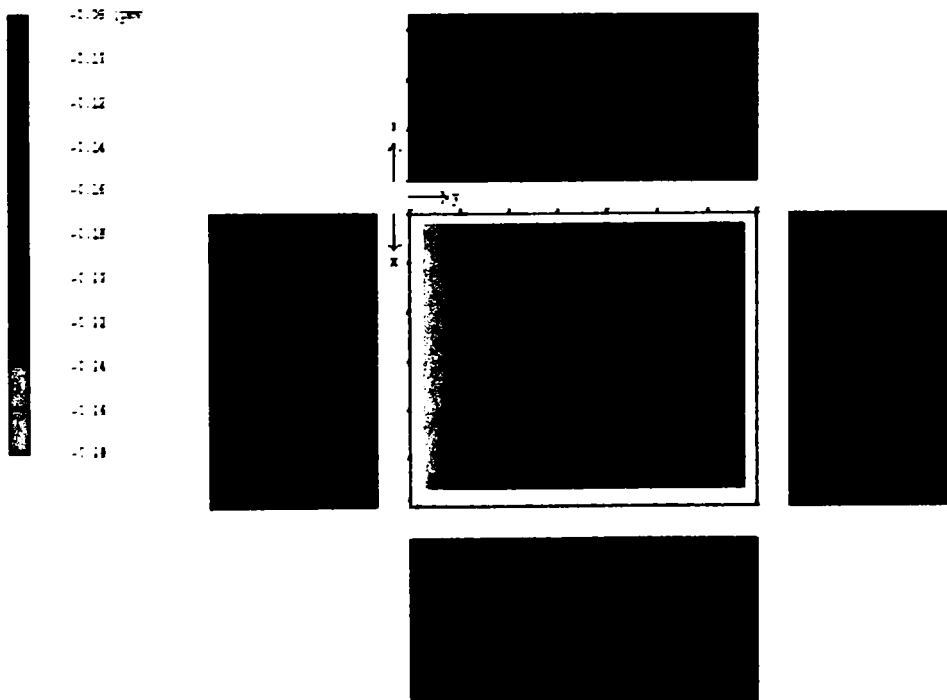


Figura 5.5.18 Grafice zilnice - 22.03.1995



S.C. DOSETIMPEX S.R.L.		
Program	: Vabi - Informații fizice ale clădirii Va111 -	Versiunea 3.02
Număr proiect	: TEZĂ DE DOCTORAT	Pagina 7
Proiect	: BRD.PRJ	
Inginer	: Ioan Silviu Doboși	
Data	: 19 februarie 2007	Ora : 14:25:03
Descriere	: Banca Română de Dezvoltare - Groupe Societe General	
REZULTATELE CONFORTULUI ÎN ÎNCĂPEREA 307 (SPAȚIU 1)		
Descriere	: OFFICE	
Tip incapere ocupata	: birou	
Valoarea clo	iarna	: 0.70
Metabolism		: 1.20 Met
Viteza relativă a aerului vara/iarna		: 0.09 m/s / 0.09 m/s
Rezultatele confortului în încăperea		
data și ora calculării : 22 - 03 ora 11		

Figura 5.5.19 Repartizarea confortului termic (PMV) în volumul modului simulat



+-----+
 | S.C. DOSETIMPEX S.R.L. |
 +-----+

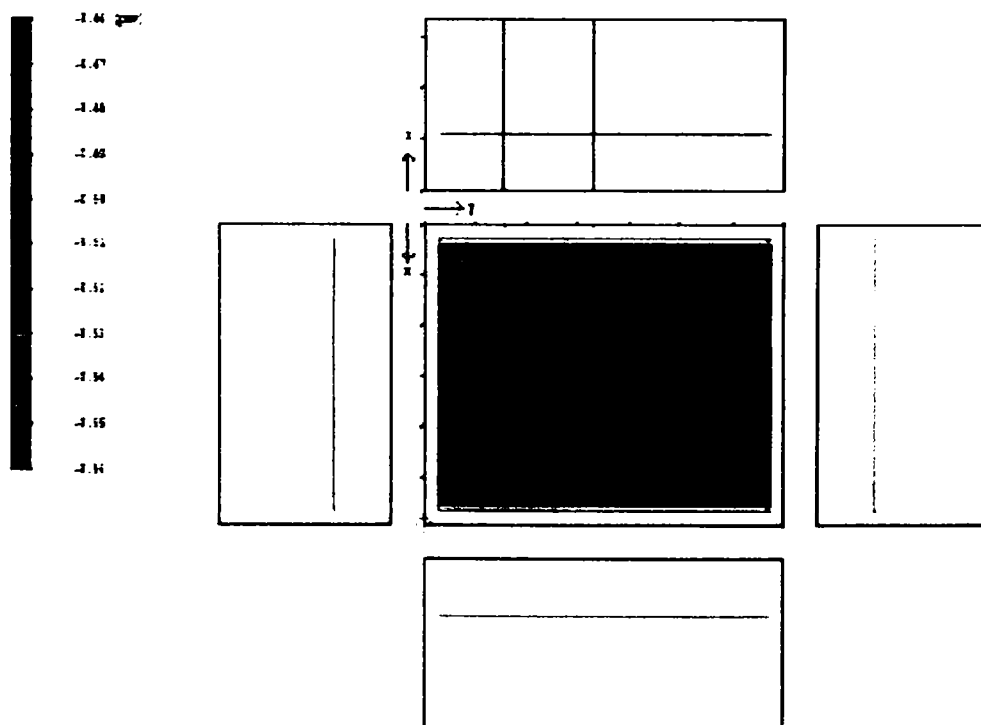
Program : Vabi - Informații fizice ale clădirii Va111 - Versiunea 3.02
 Număr proiect : TEZĂ DE DOCTORAT Pagina 7
 Proiect : BRD.PRJ
 Inginer : Ioan Silviu Doboși
 Data : 19 februarie 2007 Ora : 14:25:03
 Descriere : Banca Română de Dezvoltare - Groupe Societe General

+-----+
 | CALCULAREA DATELOR CONFORTULUI ÎN ÎNCĂPEREA 307 (ÎNCĂPERE 1) |
 +-----+

calculare simplă 5 descriere : 1,1m
 amplasament : spațiu complet
 distanța la perete : 0,00 m
 distanța la pardoseală : 1,10 m

+-----+

Figura 5.5.20 Distribuția în plan a PMV la 1,1 m de pardoseală



5.6. Concluzii parțiale

Capitolul 5 reprezintă partea aplicativă și de cercetare a tezei de doctorat. Pentru a stabili un punct de convergență între diferitele etape am selectat un modul încăpere birou reprezentativ din clădirea BRD, care a fost analizat din punctul de vedere al confortului termic prin măsurări și prin simulare numerică zonală. De asemenea același modul încăpere birou a fost utilizat pentru calculul energiei consumate prin simulare numerică nodală utilizându-se metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Am structurat cercetarea în trei etape:

- **Etapa I** - este etapa în care în baza unui program de măsurări întocmit în perioada decembrie 2002 și ianuarie 2003 am efectuat măsurări de temperatură a aerului, temperatură a suprafețelor superficiale ale elementelor de construcție, temperatura și viteza jetului de aer al ventiloconvectorului, temperaturile de ducere și întoarcere a agentului termic. Această etapa a avut ca scop evidențierea și calculul parametrilor de confort viteză și temperatură operativă precum și calculul PMV ca indicator global de confort termic al modulului având ca date de intrare mărimi fizice măsurate. Măsurările s-au efectuat cu aparatele ALMEMO și KIMO, încadrându-se în clase de precizie corespunzătoare în funcție de parametrul măsurat. Măsurările s-au făcut în conformitate cu SR EN 7726.

În stagiul de pregătire petrecut în februarie 2006 în centrul de cercetare și dezvoltare CIAT – Franța am elaborat programul de calcul **conf_mesures.exe** pentru prelucrarea rezultatelor obținute prin măsurare.

Modulul încăpere birou a fost discretizat pentru a ne facilita obținerea repartiției temperaturilor, vitezelor și PMV în fiecare celulă, a rezultat o discretizare cu 78 fațete și 45 celule.

Ca date de intrare softul utilizează fișierele **simul.dat**, **cell_vvalue.txt** și **tempparoi.txt**. datele prelucrate prin intermediul softului **conf_mesures.exe** sunt scrise în fișierul date de ieșire **conf.xls** și reprezentate în tabelul 5.2.4.

Am făcut reprezentarea grafică a repartiției pe verticală a vitezelor, temperaturilor operative și a PMV pentru cele nouă verticale reprezentate în figurile 5.2.5 – 5.2.13.

Punctele de măsură au fost stabilite la înălțimile: 0,1 m - la nivelul gleznelor; 0,6 m - la nivelul șoldurilor; 1,1 m - la nivelul capului unui om așezat și 1,7 m - la nivelul capului unui om în picioare.

Analizând graficele elaborate concluzionăm:

- în toate cazurile evidențiate vitezele se încadrează în limitele de confort cu valori între 0,03 m/s și 0,16 m/s, vitezele cele mari sunt pe direcția jetului ascendent al ventiloconvectorului dar la înălțimi peste 1,70 m dincolo de zona utilă.
- temperatura operativă se încadrează în plaja 21,84 ÷ 22,9°C cu o medie convergentă spre 22°C, ceea ce o încadrează în categoria de confort I .
- PMV are valori cuprinse între -0,20 și -0,65. Valorile între -0,50 și -0,65 se regăsesc în celulele superioare ale modulului în dreptul ventiloconvectorului. Acest lucru nu afectează încadrarea modulului din punctul de vedere al PMV în categoria II de confort. Cele analizate ne determină să încadrăm modulul în categoria de confort între II și I.
- **Etapa a II** – s-a concretizat printr-un stagiul de cercetare desfășurat în Centrul de Cercetare și Dezvoltare al companiei CIAT Franța. În cadrul acestui stagiul așa cum am amintit anterior am elaborat programul de

calculul conf_mesures.exe care mi-a permis calculul parametrilor de confort temperatura operativă și temperatură medie de radiație și de asemenea calculul PMV. Stagiul s-a desfășurat în Departamentul Confort al Centrului de Cercetare Dezvoltare, care mi-a pus la dispoziție programul de calcul Confort – CIAT cu ajutorul căruia am simulat prin metoda numerică zonală modulul încăpere birou alegând un echipament cu aceleași caracteristici de putere pe încălzire/răcire ca și cel *in situ*. Discretizare în cadrul simulării a fost mai fină reușind astfel să obțin mai multe valori. În acest fel am evidențiat prin simulare numerică temperatura operativă, viteza aerului și indicatorul de confort termic global PMV. Reprezentarea în 3D a repartiției, la cele patru nivele de înălțime 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m și 1,7 m, precum și evidențierea valorilor în fiecare plan a parametrilor de confort, mi-a permis compararea rezultatelor obținute prin măsurări cu rezultatele obținute prin simulare. Astfel:

- vitezele obținute prin măsurare se încadrează în intervalul 0,03 m/s și 0,16 m/s.

- vitezele obținute prin simulare se încadrează în intervalul 0,02 m/s și 0,16 m/s.

- temperaturile operative obținute prin măsurare se încadrează în intervalul $21,84 \div 22,9^{\circ}\text{C}$ cu o medie convergentă spre 22°C .

- temperaturile operative obținute prin simulare se încadrează în intervalul $20,8 \div 23,6^{\circ}\text{C}$ cu o medie convergentă tot spre 22°C . Diferențele la limită apare datorită discretizării mai fine a modulului simulat.

- PMV-urile obținute prin măsurare se încadrează în intervalul -0,20 și -0,65

- PMV-urile obținute prin simulare se încadrează în intervalul 0 și -0,73. Aceiași remarcă privind diferența de valori este determinată de discretizarea mai fină a modulului simulat.

Compararea rezultatelor ne duce la aceeași concluzie legată de categoria de confort în care încadrăm modulul simulat și anume categoria între II și I. De asemenea se validează valorile simulate cu cele măsurate.

Etapa III – este etapa în care modulul încăpere birou este simulat prin metoda numerică nodală cu ajutorul softului Vabi, pentru a calcula consumul de energie pentru sezonul de încălzire respectiv răcire. Metoda de calcul utilizată pentru calculul energiei este metoda dinamică orară detaliată. Din rapoartele privind statisticile de energie evidențiem energia totală de încălzire pentru sezonul de încălzire este de $Q_{\text{încălzire}}=5024$ kWh/an, rezultând o energie specifică $q_{\text{încălzire}}=119,6$ kWh/m²an. Această valoare încadrează modulul în clasa energetică C conform clasificării din Noua Metodologie pentru instalațiile de încălzire.

- PMV-urile obținute prin simulare cu programul VABI se încadrează în intervalul -0,16 și -0,28 pentru întregul modul și în intervalul -0,48 și -0,55 la nivelul 1,1 m de la pardoseală.

Mărimile evidențiate în etapa III ne duc la posibilitatea comparării rezultatelor privind indicele global de confort PMV, măsurat și simulat. De asemenea prin exprimarea energiei specifice cât și a clasei energetice a modului se poate determina raportul confort/consum energetic. Pentru a se evita erori majore, optimizarea raportului confort/consum energetic se va face la nivelul întregii clădiri.

Am stabilit în acest fel un algoritm prin care putem evidenția indicatori globali de confort termic prin măsurare și prin simulare coroborat cu un calcul energetic al clădirii, algoritm care ne permite în final determinarea unui optim între confort și consum energetic, prin asocierea categoriilor de confort ale clădirii cu clasele energetice ale clădirii.

Capitolul 6

Concluzii finale, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare

6.1. Concluzii finale

Teza de doctorat a avut ca obiect stabilirea unui algoritm de determinare a raportului optim confort/consum energetic pentru clădiri cu destinația birouri.

Subiectul abordat este de interdisciplinaritate necesitând studii și cercetări din domeniile bazelor termotehnicii, instalațiilor de încălzire/ventilare/climatizare, cât și a fiziologiei umane. Un astfel de tip de cercetare necesită cunoștințe și în domeniul matematicii, fizicii, electrotehnicii și automatizării, deci și aptitudini practice de proiectare și efectuare a cercetărilor experimentale și de utilizare a tehnicii de calcul.

Principalele probleme tratate și rezolvate în cadrul tezei sunt:

- studierea parametrilor și a indicatorilor de confort termic printr-un program de măsurări *in situ*, în condiții reale într-o clădire de birouri;
- alegerea unui modul încăpere birou pentru care s-au stabilit condițiile de confort prin măsurări și simulări numerice;
- același modul încăpere de birou a fost simulat numeric pentru stabilirea indicatorilor de performanță energetică;
- studiul comparativ al rezultatelor obținute prin măsurare și simulare și stabilirea unei corelații între categoriile de confort și clasele energetice ale clădirilor.

Lucrarea a fost concepută și finalizată având la bază un bogat material bibliografic coroborat cu măsurările și simulările numerice efectuate.

Au fost prezentate și abordate în detaliu noțiuni și concepte legate de confortul termic. Confortul termic definit ca o stare de bine a oamenilor în relație cu mediul care îi înconjoară, este o noțiune subiectivă. Temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului, umiditatea aerului, capacitatea de producere a energiei interne prin metabolism, precum și capacitatea de izolare prin îmbrăcăminte sunt cei 6 parametri care caracterizează confortul termic.

Considerațiile fiziologice, prin care omul este un homeoterm reușind să-și mențină temperatura centrală stabilă chiar dacă temperatura exterioară variază, demonstrează că corpul uman este în echilibru cu mediul înconjurător în ceea ce privește transferul de căldură și masă. Acest echilibru este determinat de termogeneza (producerea de căldură) și termoliza (cedarea de căldură).

Tendențele în jurul stării de echilibru definesc comportamentul corpului uman în ambianțe termice reci, ambianțe termice calde și ambianțe termice moderate. Astfel, pe baza ecuației de bilanț termic pot fi stabilite ergonomia celor trei tipuri de ambianțe.

Ambianța termică moderată este caracterizată prin indicatorii globali de confort PMV – vot mediu previzibil și PPD – procentaj previzibil de insatisfacție. Cu ajutorul celor doi indicatori globali, completat cu valorile temperaturii operative în funcție de o anumită activitate și un anumit tip de îmbrăcăminte, au fost stabilite categoriile de clasificare a climatului termic interior (capitolul 2.4.5).

Studiile făcute de Ole Fanger au fost realizate în condițiile în care mediul interior al incintei în care au fost menținuți subiecții nu comunică direct cu exteriorul. Condițiile de climat au fost controlate în totalitate. În această ipoteză, statistic, au fost stabiliți indicatorii globali de confort termic PMV și PPD. Realitatea dovedește într-o proporție ridicată faptul că anvelopa clădirilor are elemente mobile (ferestre), ce pot influența prin acționarea lor confortul interior. Adaptabilitatea corpului uman în situații de acest gen impune noțiunea de confort termic adaptiv, care are în vedere faptul că atunci când apare o schimbare cauzând disconfort termic, oamenii reacționează în așa manieră încât confortul lor termic să fie restabilit. Acest lucru a determinat introducerea unui nou indicator de performanță și anume, limitele temperaturii adaptive (ATG).

Putem concluziona că cele două noțiuni, confort termic adaptiv și limitele temperaturii adaptive sunt caracteristica spațiilor ale căror ambianțe interioare nu sunt controlate în totalitate, iar ocupanții, angajați fiind în activități aproape sedentare sunt liberi să-și adapteze îmbrăcămintea condițiilor termice interior/exterior.

Limitele temperaturii adaptive dă posibilitatea spațiilor cu ambianțe interioare necontrolate să fie caracterizate printr-o extensie de către PMV, ca indicator global de confort.

Calculul consumului de energie pentru clădiri se face prin două metode:

- metode cvasi-staționare lunare;
- metode dinamice:
 - o orară simplificată;
 - o orară detaliată.

S-a prezentat în amănunt metoda mai puțin tratată în Noua Metodologie românească și anume metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Având în vedere complexitatea unor clădiri de birouri, clădiri tratate cu predilecție în această teză, s-a impus definirea unui algoritm care să definească metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Baza matematică în simularea numerică o reprezintă ecuațiile de conservare ale masei, a cantității de mișcare și a energiei. Metodele numerice sunt: cu diferențe finite, cu elemente finite și cu volume finite. Cu ajutorul lor problema continuă este transformată într-o problemă discretă. Sistemul de discretizare și de calcul utilizat realizează o convergență și o stabilitate a metodei numerice de calcul.

Metodele de simulare numerică sunt:

- metode nodale;
- metode zonale;
- metoda CFD (Computational Fluid Dynamics).

În vederea aplicării metodelor de simulare numerică au fost descrise amănunțit metoda nodală și metoda zonală. Metoda nodală consideră pentru aerul interior câte o singură valoare a variabilelor de stare pe încăpere, în general presiunea sau temperatura. Starea zonelor este exprimată în funcție de presiuni și de concentrații. Din punct de vedere al zonării spațiilor, metoda se bazează pe reprezentarea nodală a rețelelor de transport de aer, în care nodurile pot să reprezinte încăperi.

Metoda de simulare zonală se realizează prin decuparea în macrovolume a domeniului studiat, pentru care bilanțurile de masă și cele de căldură sunt scrise în așa fel încât să se poată calcula câmpurile de temperatură și eventual de presiune interioară. Principalul avantaj al acestui tip de model, în comparație cu modelul nodal, este faptul că pot fi luate în considerare caracteristicile termice și dinamice ale surselor interioare. În schimb, problema majoră a acestei abordări de modelare

rămâne evaluarea corectă a transferului de masă și de căldură între zonele considerate.

Partea aplicativă și de cercetare a tezei de doctorat a fost orientată spre o abordare practică a subiectelor tratate. Pentru a stabili un punct de convergență între diferitele etape am selectat un modul încăpere birou reprezentativ din clădirea BRD, care a fost analizat din punctul de vedere al confortului termic prin măsurări și prin simulare numerică zonală. De asemenea același modul încăpere birou a fost utilizat pentru calculul energiei consumate prin simulare numerică nodală utilizându-se metoda de calcul dinamică orară detaliată.

Am structurat cercetarea în trei etape:

- **Etapa I** - este etapa în care, în baza unui program de măsurări întocmit în perioada decembrie 2002 și ianuarie 2003, am efectuat măsurări de temperatură a aerului, temperatură a suprafețelor superficiale ale elementelor de construcție, temperatura și viteza jetului de aer al ventiloconvectorului, temperaturile de ducere și întoarcere a agentului termic. Această etapă a avut ca scop evidențierea și calculul parametrilor de confort, viteză și temperatură operativă, precum și calculul PMV, ca indicator global de confort termic al modulului, având ca date de intrare mărimi fizice măsurate. Măsurările s-au efectuat cu aparatele ALMEMO și KIMO, încadrându-se în clase de precizie corespunzătoare în funcție de parametrul măsurat. Măsurările s-au făcut în conformitate cu SR EN 27726.

În stagiul de pregătire, petrecut în februarie 2006 în Centrul de Cercetare și Dezvoltare CIAT – Franța, am elaborat programul de calcul **conf_mesures.exe** pentru prelucrarea rezultatelor obținute prin măsurare.

Modulul încăpere birou a fost discretizat pentru a facilita obținerea repartiției temperaturilor, a vitezelor și a PMV în fiecare celulă, rezultând o discretizare cu 78 fațete și 45 celule.

Ca date de intrare, softul utilizează fișierele: **simul.dat**, **cell_value.txt** și **tempparoi.txt**. Datele prelucrate prin intermediul softului **conf_mesures.exe** sunt scrise în fișierul date de ieșire **conf_t.xls** și reprezentate în tabelul 5.2.4.

Am făcut reprezentarea grafică a repartiției pe verticală a vitezelor, temperaturilor operative și a PMV pentru cele nouă verticale reprezentate în graficele 5.2.1 ÷ 5.2.9.

Punctele de măsură au fost stabilite la înălțimile: 0,1m - la nivelul gleznelor; 0,6 m - la nivelul șoldurilor; 1,1 m - la nivelul capului unui om așezat și 1,7 m - la nivelul capului unui om în picioare.

Analizând graficele elaborate concluzionăm:

- în toate cazurile evidențiate, vitezele se încadrează în limitele de confort cu valori între 0,03 m/s și 0,16 m/s, vitezele cele mari fiind pe direcția jetului ascendent al ventiloconvectorului, dar la înălțimi peste 1,70 m, dincolo de zona utilă;
- temperatura operativă se încadrează în plaja 21,84 ÷ 22,9°C, cu o medie convergentă spre 22°C, ceea ce încadrează încăperea în categoria de confort I;
- PMV are valori cuprinse între -0,20 și -0,65. Valorile între -0,50 și -0,65 se regăsesc în celulele superioare ale modulului, în dreptul ventiloconvectorului. Acest lucru nu afectează încadrarea modulului din punctul de vedere al PMV în categoria II de confort. Cele analizate ne determină să încadrăm modulul în categoria de confort între I și II.

- **Etapa a II a** s-a concretizat printr-un stagiu de cercetare desfășurat în Centrul de Cercetare și Dezvoltare al companiei CIAT Franța. În cadrul acestui stagiu, așa cum am amintit anterior am elaborat programul de calcul **conf_mesures.exe**, care mi-a permis calculul parametrilor de confort, temperatura operativă, temperatură medie de radiație și de asemenea calculul PMV. Stagiul s-a desfășurat în Departamentul Confort al Centrului de Cercetare Dezvoltare, care mi-a pus la dispoziție programul de calcul Confort – CIAT, cu ajutorul căruia am simulat prin metoda numerică zonală modulul încăpere birou, alegând un echipament cu aceleași caracteristici de putere de încălzire/răcire, ca și cel *in situ*.

Discretizarea în cadrul simulării a fost mai fină, reușind astfel să obțin mai multe valori. În acest fel am evidențiat prin simulare numerică temperatura operativă, viteza aerului și indicatorul de confort termic global PMV. Reprezentarea în 3D a repartiției, la cele patru nivele de înălțime: 0,1 m; 0,6 m; 1,1 m și 1,7 m, precum și evidențierea valorilor în fiecare plan a parametrilor de confort, mi-a permis compararea rezultatelor obținute prin măsurări cu rezultatele obținute prin simulare numerică. Astfel:

- vitezele obținute prin măsurare se încadrează în intervalul $0,03 \div 0,16$ m/s;

- vitezele obținute prin simulare se încadrează în intervalul $0,02 \div 0,16$ m/s;

- temperaturile operative obținute prin măsurare se încadrează în intervalul $21,84 \div 22,9^{\circ}\text{C}$ cu o medie convergentă spre 22°C ;

- temperaturile operative obținute prin simulare se încadrează în intervalul $20,8 \div 23,6^{\circ}\text{C}$ cu o medie convergentă tot spre 22°C . Diferențele la limită apar datorită discretizării mai fine a modulului simulat;

- PMV - urile obținute prin măsurare se încadrează în intervalul $-0,20 \div -0,65$;

- PMV - urile obținute prin simulare se încadrează în intervalul $0 \div -0,73$. Aceiași remarcă: diferența de valori, este determinată de discretizarea mai fină a modulului simulat.

Compararea rezultatelor ne duce la aceeași concluzie legată de categoria de confort în care încadrăm modulul simulat și anume categoria între I și II. De asemenea se validează valorile simulate numeric cu cele măsurate.

- **Etapa III** – este etapa în care modulul încăpere birou este simulat prin metoda numerică nodală cu ajutorul softului Vabi, pentru a calcula consumul de energie pentru sezonul de încălzire. Metoda de calcul utilizată pentru calculul energiei este metoda dinamică orară detaliată. Din rapoartele privind statisticile de energie evidențiem energia totală de încălzire pentru sezonul de încălzire, care este $Q_{\text{încălzire}} = 5024$ kWh/an, rezultând o energie specifică $q_{\text{încălzire}} = 119,6$ kWh/m²·an. Această valoare încadrează modulul în clasa energetică C conform clasificării din Noua Metodologie pentru instalațiile de încălzire.

- PMV-urile obținute prin simulare cu programul VABI se încadrează în intervalul $-0,16 \div -0,28$ pentru întregul modul și în intervalul $-0,48 \div -0,55$ la nivelul 1,1 m de la pardoseală.

Mărimile evidențiate în etapa III ne duc la posibilitatea comparării rezultatelor privind indicele global de confort PMV, măsurat și simulat numeric.

De asemenea, prin exprimarea energiei specifice, cât și a clasei energetice a modului, se poate determina raportul confort/consum energetic. Pentru a se evita erori majore, optimizarea raportului confort/consum energetic se va face la nivelul întregii clădiri.

Am stabilit în acest fel un algoritm, prin care putem evidenția indicatorii globali de confort termic prin măsurare și prin simulare numerică, coroborat cu un calcul energetic al clădirii, algoritm care ne permite în final determinarea unui optim între confort și consum energetic, prin asocierea categoriilor de confort ale clădirii cu clasele energetice ale clădirii.

6.2. Contribuții personale

Principalele contribuții ale autorului sunt următoarele:

1. organizarea unei vaste informații de specialitate, peste 200 titluri bibliografice;
2. organizarea modelării teoretice a confortului termic și a performanței energetice a clădirilor, în contextul normelor europene și a condițiilor specifice din România;
3. modelarea experimentală a modului încăpere birou, reprezentativ sub aspectul mobilării, a gradului de ocupare și a sistemelor și echipamentelor care deservește modulul, prin măsurări ale principalilor parametri de confort, echipamentele de măsură utilizate fiind de înaltă clasă de precizie;
4. elaborarea unui program de calcul, **conf_mesures.exe**, pentru prelucrarea mărimilor fizice măsurate și obținerea indicatorilor globali de confort termic;
5. adaptarea și utilizarea programului de calcul **Confort.exe** pentru simularea numerică a ecuațiilor de conservare pentru modulul încăpere birou, rezultând indicatorii globali de confort PMV și PPD, care au fost comparați cu indicatorii globali rezultați din măsurări;
6. adaptarea și utilizarea programului de calcul Vabi, pentru simularea energetică a clădirilor, rezultând valori ale performanței energetice a modului simulat și indicatorul global de confort termic PMV, care a fost comparat cu valorile rezultate din măsurări și simulare zonală;
7. valorificarea cercetărilor întreprinse pe problematica abordată s-a făcut prin publicarea a peste 30 de articole științifice, comunicări și studii, multe din ele având conținutul unor capitole sau subcapitole dezvoltate în teză.

6.3. Direcții viitoare de cercetare

În baza cercetărilor efectuate și a concluziilor rezultate se deschide perspectiva unor noi direcții de studiu pentru dezvoltarea cunoștințelor în domeniile confortului termic și a performanței energetice a clădirilor. Câteva dintre aceste direcții sunt:

- măsurări *in situ* pentru clădiri de birouri reprezentative la nivelul întregii clădiri pentru a se evita erori în corelarea dintre categoriile de confort ale clădirilor și clasele energetice în care acestea pot fi încadrate;
- elaborarea unei metodologii specifice la nivel național a metodei de calcul dinamice orare detaliată;
- realizarea sau adaptarea unor programe de calcul în conformitate cu metodologia propusă.

Bibliografie

- [1] Allard F. – Contribution a l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées a grand nombre de rayleigh, These pour obtenir le grade de docteur, Lyon, 1987
- [2] ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ISSN 1041-22336.
- [3] ASHRAE Handbook – 1999 HVAC Applications.
- [4] ASHRAE Handbook – 2001 Fundamentals.
- [5] ASHRAE Handbook – 2002 HVAC Systems and Equipment.
- [6] Auliciems A. - Psychophysical criteria for global thermal zones of building design, International Journal of Biometeorology (1983) 69–86.
- [7] Anderson R., Hassani V., Kirkpatrick A., Knappmiller K., Hittle D. – Experimental and computational visualisation of cold air ceiling jet, Ashrae Journal, 1991.
- [8] Awbi H.B. – Ventilation of buildings, London U.K.: E&FN SPOON, 1991.
- [9] Bancea O., Retezan A., Borza I., Cinca M. - Studiu privind stabilirea aprecierii globale a gradului de confort din spațiile ocupate cu personal - Universitatea Politehnică Timișoara, 20.11.1997.
- [10] Brouwers G.F.M., van der Linden A.C. - Beoordeling van het thermisch binnenklimaat, Klimaatbeheersing 18 (7) (1989) 257–264.
- [11] Chiriac F., Retezan A., Dobosi I., Dună Ș. - *Energeticke hodnotenie pre zabezpečenie komfortu a bezpečnosti v budovach*, Vnutorna Klima Budov 2004, *Energetical Evaluation – Guarantee for functional comfort and safety in buildings*, Vnutorna Klima Budov 2004, Strbske Pleso.
- [12] Chiriac F. și alții – Procese de transfer de căldură și de masă în instalațiile industriale, Editura Tehnică, 1982.
- [13] Chiriac F., Ilie A., Dumitrescu R. – Elemente de transfer de căldură și masă, Editura AGIR, 2006.
- [14] Chiriac F., Ilie A., Dumitrescu R. – Cercetări experimentale privind utilizarea condensatoarelor cu mesocanale răcite cu aer, în instalațiile frigorifice cu amoniac, Conferința de instalații: Instalații pentru începutul mileniului trei, Sinaia 14-17 Octombrie 2003.
- [15] Chiriac F., Ilie A., Dumitrescu R. – Cercetări experimentale privind transferul de căldură la generarea gheții binare, Conferința de instalații: Instalații pentru începutul mileniului trei, Sinaia 14-17 Octombrie 2003.

- [16] Constructions immobiliere – expressions des exigences de l'utilisateur Partie 1 – Confort Thermique ISO 6242 – 1 – 1992.
- [17] Dabbene F., Paillere H. - Initiation à la simulation numérique en mécanique des fluides: Eléments d'analyse numérique, Cours ENSTA MF 307, Juin 2003.
- [18] de Dear R., Brager G., Cooper D. - Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference, Final report, ASHRAERP/884, 1997.
- [19] de Dear R., Brager G. - Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference, International Journal of Biometeorology 45 (2001) 100–108.
- [20] de Wit M.S., van der Linden A.C., Raue A.K. - Evaluatie van prestatieindatoren voor thermische behaaglijkheid in gebouwen, Delft.
- [21] Diaconu I., Doboși I., *Considerații practice privind reglarea instalațiilor de ventilare*, Tehnica Instalațiilor, Anul III. 2/2003.
- [22] Doboși I. - Referat 1, Teză de doctorat, Considerații asupra gradului de confort asigurat prin instalațiile de încălzire și climatizare, Noiembrie 2000.
- [23] Doboși I. - Referat 2, Teză de doctorat, Instalații și tehnologii moderne de încălzire și climatizare, Noiembrie 2001.
- [24] Doboși I. - Referat 3, Teză de doctorat, Confort automatizare și gestiunea tehnică a clădirilor, Decembrie 2001.
- [25] Doboși I. - *Thermal energy storage CRISTOPIA – Applications in Romania Air conditioning system Supermarket Crișul Oradea*, Belgrad SCG, SAVA Congress Center, 1 Decembrie 2005.
- [26] Doboși I., *Sisteme numerice de evaluare și simulare a confortului interior și a performanțelor energetice a clădirilor*, Timișoara, 6-7 Aprilie 2006.
- [27] Doboși I., *Aplicarea programului de calcul VABI de simulare energetică a unei clădiri de birouri și a instalațiilor aferente*, Sinaia 19-20 Octombrie 2006.
- [28] Doboși I., Retezan A, - *Evaluarea energetică a clădirilor – motivații și abordări*, Conferința de instalații, Timișoara, Aprilie 2004.
- [29] Doboși I., Kardos L., *Construcția pardoselii radiante LAING*, Revista Instalatorului nr. 4/1997.
- [30] Doboși I., Murg G., Kardos L., Buteică V., *Aparat de reglaj tip LAING AR1000V digital pentru instalațiile de încălzire*, Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental.

- [31] Doboși I., Kardos L., Buteică V, *Încălzire prin pardoseală QUALITHERM 2000 LAING*, Revista Instalatorul nr.5-6/1997.
- [32] Doboși I., Kardos L., *FH2002 LAING. Conexiunea pentru pardoseala radiantă a unei încăperi*, Revista Instalatorul nr. 7/1997.
- [33] Doboși I., Kardos L., *Încălzire monotub cu radiatoare RADITHERM – un sistem de încălzire modern și economic*, Revista Instalatorul nr. 8/1997.
- [34] Doboși I., Kardos L., *Stația compactă inteligentă FK1 Laing conexiune între circuitele pardoselii radiante și circuitul cazanului*, Revista Instalatorul nr. 9/1997.
- [35] Doboși I., Mogoș L., *Norma Europeană EN 442*, Tehnica Instalațiilor, Anul II 3/2002.
- [36] Doboși I., Retezan A., Dună Ș. - *Despre ambiante termice – ergonomie și modalități de evaluare*, Conferința tehnico-științifică „Probleme actuale ale urbanismului și amenajării teritoriului”, Volumul II, Chișinău, 14 - 15 Noiembrie 2002.
- [37] Doboși I., Retezan A., Retezan R., Dună Ș. - *Considerații privind abordarea evaluării energetice a clădirilor*, Conferința Națională cu participare internațională Instalații pentru Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, România, 2004.
- [38] Doboși I., Dună Ș. - *Calitatea mediului interior în spațiile de învățământ în concordanță cu performanțele școlare ale elevilor – publicată și prezentată în cadrul Conferinței Naționale, Iași, 2004.*
- [39] Doboși I., Retezan A., Dună Ș., Ceaușescu I. - *Cristopia STL - Soluții Moderne de Stocare a Energiei prin Intermediul Căldurii Latente*, Conferința tehnico-științifică Instalații pentru Construcții și Economia de energie, Iași, România, 2005.
- [40] Doboși I., Retezan A. - *Modelarea comportamentului termo-aerulic a unui local climatizat*, publicată și prezentată în cadrul Conferinței tehnico-științifică Instalații pentru construcții și economia de energie, Iași, România, 2006.
- [41] Doboși I., Jay F. - *Thermal Energy Storage Cristopia - Applications in Romania Air Conditioning System Supermarket Crișul Oradea*, publicată și prezentată în cadrul conferinței Climamed, Lyon, Franța, 2006
- [42] Doboși I., Retezan A. - Conferința Instalații pentru Construcții și Confortul Ambiental, *Evaluarea energetică a clădirilor - motivații și abordări*, Iași, 22 Aprilie 2004.
- [43] Doboși I., Diaconu I., Dună Ș. - *Des équipements utilises a la reabilitation des installations de ventilation afferentes au supermarche Crișul Oradea*, Conferința pentru Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 2005.

- [44] Doboși I., Retezan A., Dună Ș., Ceaușescu I.- *Cristopia STL – Soluții Moderne de Stocare a Energiei prin Intermediul Căldurii Latente*, Conferința tehnico-științifică Instalații pentru Construcții și Economia de energie, Iasi, România, 2005.
- [45] Dumitrescu L., Colda I., Cocora O., Constantinescu D., Gorcescu M., Retezan A., Brata S., Doboși I., Kardos L., Simion A. - *Implementation of EPBD in Romania* , CA-EPBD Dublin, ianuarie 2007.
- [46] Dună Ș., Retezan R., Doboși I. - *Instalații de transport pneumatic "Transmatic"*, Conferința Instalații pentru începutul mileniului trei, vol 1, Sinaia, 1999.
- [47] EN 12464-1:2002 IDT SR EN 12464-1:2004 .- Lumină și iluminat. Iluminatul locurilor de muncă. Partea 1:Locuri de muncă interioare.
- [48] EN 12599:2000-IDT SR EN 12599 - Ventilarea în clădiri. Proceduri de încercare și metode de măsurare pentru recepția instalațiilor de ventilare și climatizare a aerului.
- [49] EN 13779 (EPBD WI 25) - Ventilation for Non-residential Buildings - Performance Requirements for Ventilation and Room Conditioning Systems.
- [50] EN ISO 12237 - Ventilation for buildings - Ductwork - Strength and leakage of circular sheet metal ducts.
- [51] EN ISO 12412 - Thermal performance of windows doors and shutters - Determination of thermal transmittance by hot box method - Part 2: Frames.
- [52] EN ISO 12464 - Light and lighting - Lighting of work places - Part 1: Indoor work places.
- [53] EN ISO 12567 - Thermal performance of windows and doors - Determination of thermal transmittance by hot box method.
- [54] EN ISO 12569 - Thermal insulation in buildings - Determination of air change in buildings - Tracer gas dilution method.
- [55] EN ISO 12599 - Ventilation for buildings - Test procedures and measuring methods for handing over installed ventilation and air conditioning systems.
- [56] EN ISO 12792 - Ventilation for Buildings - Symbols Terminology and Graphical Symbols.
- [57] EN ISO 12831 - Heating Systems in Buildings - Calculation of the Design Heat Load.
- [58] EN ISO 13363 - Solar protection devices combined with glazing – Calculation of total solar energy transmittance and light transmittance - Part 2: Detailed calculation method.

- [59] EN ISO 13465 - Ventilation for buildings - Calculation methods for the determination of air flow rates in dwellings.
- [60] EN ISO 13600 - Technical energy systems - Basic concepts.
- [61] EN ISO 13601 - Technical energy systems - Structure for analysis - Energy ware supply and demand sectors.
- [62] EN ISO 13779 - Ventilation for non residential buildings - Performance requirements for ventilation and room conditioning systems.
- [63] EN ISO 13790 - Thermal performance of buildings - Calculation of energy use for space heating.
- [64] EN ISO 13791 - Thermal performance of buildings - Calculation of internal temperatures of a room in summer without mechanical cooling - General criteria and validation procedures (ISO 13791:2004).
- [65] EN ISO 15099 - Thermal performance of windows doors and shading devices - Detailed calculations.
- [66] EN ISO 15927 - Hygrothermal performance of buildings - Calculation and presentation of climatic data - Part 4: Hourly data for assessing the annual energy use for heating and cooling.
- [67] EN ISO 410- Glass in building - Determination of the light transmittance, solar direct transmittance, total solar energy transmittance and ultraviolet transmittance, and related glazing characteristics.
- [68] EN ISO 673 - Glass in buildings - Determination of thermal transmittance (U value) - Calculation method.
- [69] EN ISO 6946 - Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method.
- [70] EN ISO 7345 - Thermal insulation - Physical quantities and definitions.
- [71] EN ISO 9050 - Glass in building - Determination of light transmittance, solar direct transmittance, total solar energy transmittance, ultraviolet transmittance and related glazing factors.
- [72] EN ISO 9251 - Thermal insulation - Heat transfer conditions and properties of materials - Vocabulary.
- [73] EN ISO 9288 - Thermal insulation - Heat transfer by radiation - Physical quantities and definitions.
- [74] EN ISO 9346 - Thermal insulation - Mass Transfer - Physical quantities and definitions.

- [75] EN ISO 9869 - Thermal insulation - Building elements - In-situ measurement of thermal resistance and thermal transmittance.
- [76] NF FD X35 - 208 Ergonomie des ambiances thermiques - Principes et applications des normes internationales Septembre 1995.
- [77] NF ISO 10551 Ergonomies des ambiances - Evaluation de l'influence des ambiances thermiques a l'aide d'echelles des jugements subiectifs Septembre 1995.
- [78] 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*, 8 (4), pp. 276-284.
- [79] Fang L., Wargocki P., Witterseg T., Clausen G., Fanger P.O. - Field studies on the impact of temperature, humidity and ventilation on perceived ait quality, in: 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Edinburgh, vol. 2, 1999, pp. 107-122.
- [80] Fanger P.O. - Thermal Comfort Analyses and Applications in Environmental Engineering, McGraw-Hill, London, New York, ISBN 0-07-019915-9, 1970.
- [81] Fanger P.O., Toftum J. - Extension of the PMV model to non airconditioned buildings in warm climates, *Energy and Buildings* 34 (2002) 533-536.
- [82] Fanger P.O. - Thermal comfort, Mc Graw - Hill Inc., New York, SUA, 1974.
- [83] Fanger P.O. - Environmental control for conservation and confort, Proceedings of the CIBS-ASHRAE Conference, London, 1981.
- [84] Fanger P.O. - Comfort limits for asymmetric thermal radiation, *Energy and Buildings*, no. 8, 1985.
- [85] Fanger P.O. - Thermal confort, Robert E. Krieger Publishing Company Malabar, Florida, SUA, 1982.
- [86] Groot P., Keijsper H., Zeiler W. - Klimaatveranderingen geven meer overschrijdingsuren, *TVVL Magazine* 1 (2002) 20 - 25.
- [87] Hannula M., Niemela R. , Rautio S., Reijula K. - The effect of Indoor Climate on Productivity, *Proceedings of Healthy Buildings* 1 (2000) 659-664.
- [88] Hogeling J. - The set of CEN standards developed to support the implementation of the EPBD in the EU Member States, Conferința Instalații pentru Construcții și confortul ambiental, Timișoara, Aprilie 2006
- [89] Inard C. - Contribution a l'étude du couplage termique entre un emetteur de chauffage et un local, These pour obtenir le grade de docteur, Lyon, 1987

- [90] Kroner W.M. - Employee productivity and the intelligent workplace, in: Derek Clements-Croome (Ed.), *Creating The Productive Workplace*, 2000 ISBN: 0-419-23690-2.
- [91] Leaman A., Bordass W., Cohen R., Standeven M. - How buildings really work, in: *The Probe Occupant Surveys, Buildings in Use '97*, London Commonwealth Institute, 1997.
- [92] Manualul de instalații, Ventilare climatizare, Editura ARTECNO București, 2002.
- [93] Manualul de instalații, Încălzire, Editura ARTECNO București, 2002.
- [94] Mateescu Th. - Aportul instalațiilor la performanța energetică globală a clădirilor, Conferința tehnico-științifică Instalații pentru construcții și economia de energie, Agapia-Neamț, 4 - 5 Iulie 2000.
- [95] Mateescu Th. - Aportul instalațiilor termice la performanța energetică globală a clădirilor, Conferința tehnico-științifică Instalații pentru construcții și economia de căldură, Agapia-Neamț, 4 - 5 Iulie 2002.
- [96] Mateescu Th., Ciocan V., Gălățanu C. - Impactul instalațiilor termice asupra performanțelor energetice globale ale unei clădiri de locuit, Conferința tehnico-științifică Instalații pentru construcții și economia de căldură, Agapia-Neamț, 4-5 Iulie 2002.
- [97] Morgan C., de Dear R. - Weather, clothing and thermal adaptation to indoor climate, *Climate Research* 24 (3) (2003) 267-284.
- [98] McCartney K.J., Humphreys M.A. - Thermal comfort and productivity, *Proceedings of Indoor Air* (2002) 822-827.
- [99] Molhave L. - Indoor air quality and health - Healthy buildings 2000 Conference - Proceedings Vol 1.
- [100] Metodologie de calcul a performanței energetice a clădirilor. Partea a II-a. Instalațiile de încălzire și apă caldă de consum, inclusiv izolarea acestora, instalația de climatizare, ventilația și ventilația naturală, instalația de iluminat integrată a clădirii, condițiile de climat interior, sisteme solare active și alte sisteme de încălzire, inclusiv electrice, bazate pe surse de energie regenerabilă, electricitate produsă prin cogenerare, centrale de încălzire și de răcire de cartier sau de bloc, Decembrie 2006.
- [101] Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor - partea I - Caracteristici termotehnice ale elementelor ce alcătuiesc anvelopa clădirii, compartimentarea interioară, inclusiv etanșeitatea la aer, poziția și orientarea clădirilor, inclusiv parametrii climatici exteriori, sistemele solare pasive și de protecție solară și iluminatul natural, Decembrie 2006.
- [102] Metodologie de calcul a performanței energetice a clădirilor - partea a II a - II. 1 Instalații de încălzire, Decembrie 2006.

- [103] Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor - partea a II a - II. 2 Performanța energetică a instalațiilor de ventilare și climatizare, Decembrie 2006.
- [104] NF EN ISO 7730:1995 Ambiances thermiques modérées. Détermination des indices PMV et PPD et spécifications des conditions de confort thermique
- [105] NF EN 27726 ISO 7726:1994 Ambiances termiques. Appareils et méthodes de mesure des grandeurs physiques.
- [106] Nicol J.F., Humphreys A. - Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings, in: Conference Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century, 5-8 April, Windsor, UK, 2001.
- [107] Nishihara N., Tanabe S. - Individual control of air velocity for increasing productivity, Proceedings of Healthy Buildings 3 (2003) 219-224.
- [108] NP 008-97 - Normativ privind igiena compoziției aerului în spații cu diverse destinații, în funcție de activitățile desfășurate, în regim de iarnă-vară.
- [109] Olesen B. - New developments in international standards for the indoor thermal environment - Healthy buildings 2000 Conference - Proceedings Vol 2.
- [110] Olesen B., Thorshange J. - Differences in confort sensations in spaces heated by different methods: Danish experiments, Indoor climate, Danish Building Research Institute, Copenhagen, 1979.
- [111] Olesen B., Scholer M., Fanger P.O. - Discomfort caused by vertical air temperature differences and confort, Indoor climate, Danish Building Research Institute, Copenhagen, 1979.
- [112] Plokker W. - The multi zone computer simulation program VA114 for prediction of buiding thermal performance, TNO Buiding and construction research, 1995.
- [113] pr EN ISO 15927-2 - Thermal performance of buildings - Calculation and Presentation of Climatic Data - Part 2: Data for design cooling loads and risk of overheating.
- [114] pr EN ISO 15927-4 - Thermal performance of buildings - Calculation and Presentation of Climatic Data - Part 4: Data for the Estimation of the Yearly Energy Consumption of Heating and Cooling Systems.
- [115] prEN 12097 - Ventilation for buildings - Ductwork - Requirements for ductwork components to facilitate maintenance of ductwork systems.
- [116] prEN 13790 (EPBD WI 14) - Thermal Performance of Buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling, Mai 2005.
- [117] prEN 13791 (EPBD WI 27) - Thermal Performance of Buildings - Calculation of Internal Temperatures in a Room in Summer without Mechanical Cooling - General Criteria and Validation Procedures, Februarie 2004.

- [118] prEN 13792 (EPBD WI 28) - Thermal performance of buildings - Internal temperature of a room in summer without mechanical cooling - Simplified calculation methods, Februarie 2004.
- [119] prEN 13947 - Thermal performance of curtain walling - Calculation of thermal transmittance irrespective of the chosen calculation approach.
- [120] prEN 14335 (EPBD WI 7) - Heating Systems in Buildings - Method for Calculation of System Energy Requirements and System Efficiencies, August 2005.
- [121] prEN 15255 (EPBD WI 16) - Thermal Performance of Buildings - Sensible Room Cooling Load Calculation - General Criteria and Validation Procedures, August 2006.
- [122] prEN 15265 (EPBD WI 17) - Thermal Performance of Buildings - Calculation of the Energy Demand for Air Conditioned Buildings, Iunie 2005.
- [123] prEN 15242 (EPBD WI 19) - Ventilation for buildings - Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration, Aprilie 2005.
- [124] prEN 13790 (EPBD WI 14) - Thermal Performance of Buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling, Iulie 2006.
- [125] prEN 15241 (EPBD WI 20) - Ventilation for buildings - Calculation methods for energy requirements due to ventilation systems in buildings, Aprilie 2005.
- [126] prEN 15251 (draft EPBD WI 32) - Ventilation for buildings - Criteria for the Indoor Environment including thermal, indoor air quality (ventilation), light and noise, Mai 2005.
- [127] prEN 15251 (EPBD WI 31) - Ventilation for buildings - Criteria for the Indoor Environment including thermal, indoor air quality (ventilation), light and noise, Noiembrie 2006.
- [128] prEN 15203/15315 (EPBD WI 2-4) - Energy performance of buildings - Overall energy use, CO₂ emissions and definition of energy ratings, Septembrie 2006.
- [129] prEN ISO 10077 - Thermal performance of windows doors and shutters - Calculation of thermal transmittance - Part 1: General - Part 2: Numerical method for frames.
- [130] prEN ISO 10211 - Thermal bridges in building construction - Heat flows and surface temperatures - Part 1: Detailed calculations (ISO/DIS 10211: 2005).
- [131] prEN ISO 13370 - Thermal performance of buildings - Heat transfer via the ground - Calculation methods.

- [132] prEN ISO 13786 - Thermal performance of building components – Dynamic thermal characteristics – Calculation methods.
- [133] prEN ISO 13789 - Thermal performance of buildings – Transmission and ventilation heat transfer coefficients – Calculation method CEN TC89/ prEN wi 14: 2004 (E).
- [134] prEN ISO 14683 - Thermal bridges in building construction - Linear thermal transmittance - Simplified methods and default values (ISO/DIS 14683: 2005).
- [135] prEN ISO 15927-6: 2004 - Hygrothermal performance of buildings - Calculation and presentation of climatic data - Part 6: Accumulated temperature differences (degree - days).
- [136] prEN ISO 6946: 2005 - Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method.
- [137] prEN 15217 (WI 1+3) - Energy performance of buildings - Methods for expressing energy performance and for energy certification of buildings, Septembrie 2006.
- [138] prEN 15203 (WI 4) - Energy performance of buildings - Assessment of energy use and definition of ratings, Mai 2005.
- [139] prEN 15316-2-1 (WI 8) - Heating systems in buildings - Method for calculation of system energy requirements and system, Septembrie 2006.
- [140] prEN 15316-4-1 (WI 9) - *Heating systems in buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies*, Septembrie 2006
Part 2.2.1: Boilers
Part 2.2.2: Heat pumps
Part 2.2.3: Heating generation – Thermal solar systems
Part 2.2.4: Performance and quality of CHP
Part 2.2.5: Performance and quality of district heating and large volume systems
Part 2.2.6: Performance of other renewables (heat and electricity)
Part 2.2.7: Space heating generation – Biomass combustion systems.
- [141] prEN 15316-2-3 (WI 10) - Heating systems in buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 2.3: Space heating distribution systems, August 2006.
- [142] prEN 15243 (WI 12) - Calculation of room temperatures and of load and energy for buildings with room conditioning systems - System energy calculation, Iulie 2006.
- [143] prEN 15193 (WI 13) - Energy performance of buildings - Energy requirements for lighting - Part 1: Lighting energy estimation, Iulie 2006.

- [144] prEN 13790 (WI 14) - Energy performance of buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling, Iulie 2006.
- [145] prEN 15265 (WI 17) - Thermal performance of buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling - General criteria and validation procedures for detailed calculations, Iulie 2006.
- [146] prEN 15249 (WI 18/19) - Ventilation for buildings - Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration, Septembrie 2006.
- [147] prEN 15241 (WI 20+21) - Ventilation for buildings - Calculation methods for energy requirements due to ventilation systems in buildings, August 2006.
- [148] prEN 15232 (WI 22) - Calculation methods for energy efficiency improvements by the application of integrated building automation systems, August 2006.
- [149] Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek E.-R. - Manuel pratique du génie climatique, Vol 1 Données fondamentales, 1995.
- [150] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.-R. - Manuel pratique du génie climatique, Vol 2 Chauffage et production d'eau chaude sanitaire, 1996.
- [151] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.-R. - Manuel pratique du génie climatique, Vol 3 Ventilation, climatisation, conditionnement d'air, 2001.
- [152] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.-R. - Taschenbuch für heizung + clima technik, 1994/1995.
- [153] Retezan A. - Confortul ambiental - Importanță și necesitate - Universitatea Politehnică Timișoara, Instalații pentru începutul mileniului trei volumul 1, Sinaia octombrie 2000.
- [154] Retezan A. - Confortul ambiental - Sănătatea - O problemă actuală și de viitor a clădirilor - Universitatea Politehnică Timișoara, Aprilie 2001.
- [155] Retezan A.; Doboși I.- *The optimized thermal comfort provision for public buildings with multiple functionalities*, Healthy Buildings 2000, vol.2, Finlanda 2000.
- [156] Retezan R., Doboși I. - *Influența izolației asupra prețului unei instalații de încălzire la o vilă familială*, Conferința Instalații pentru începutul mileniului trei, vol. 1, Sinaia, 1999.
- [157] Retezan R., Doboși I. - *Impactul arhitecturii moderne asupra instalațiilor de încălzire și confortul termic*, Conferința națională de Instalații, Timișoara, 2000.
- [158] Retezan A., Retezan R. - Apa geotermală - Resurse și caracteristici, Conferința tehnico-științifică: Instalații pentru construcții și economia de energie, Iași, 1 - 2 Iulie, 2004

- [159] Retezan A., Cinca M., Doboși I. - *Influența spațiilor verzi asupra mediului ambient*, Conferința Națională de Instalații, Sinaia, 2001.
- [160] Retezan A., Doboși I., Mogoș L. - *Aspecte privind ambientul spațiilor școlare*, Conferința Națională de Instalații, Sinaia, 2002.
- [161] Retezan A., Dună Ș., Doboși I., Bârsan S. - *Analiza teoretică a dispersiei gazelor de ardere la centralele termice dintr-o clădire P+4 etaje*, Conferința tehnico-științifică "Probleme actuale ale urbanismului și amenajării teritoriului", Volumul II, 14 - 15 Noiembrie 2002, Chișinău.
- [162] Retezan A., Dună Ș., Doboși I., Oprîș M. - *Elemente de dimensionare a instalațiilor de stingere a incendiilor cu sprinklere*, Conferința de Instalații, Sinaia, România, 2004.
- [163] Retezan A., Doboși I., Dună Ș., Retezan R. - *Energetical aspects of buildings in Romania*, publicată și prezentată în cadrul Conferinței "35-th Congres HVAC, Belgrad, 2004.
- [164] Retezan A., Doboși I., Retezan R. - *The healths of constructions – necessity, possibilities, achievements*, Kosice, Februarie 2002.
- [165] Retezan A., Doboși I., Dună Ș. - *Confortul termic în clădirile publice*, Conferința tehnico-științifică: Instalații pentru construcții și economia de energie, Agapia-Neamț, 4 - 5 Iulie, 2000
- [166] Rutman E. - *Contribution a l'évaluation de la qualite des ambiances interieures climatisees, These pour obtenir le grade de docteur*, Lyon 2000.
- [167] SR 1907-1/1997 - Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Prescripții de calcul.
- [168] SR 1907-2/1997 - Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Temperaturi interioare de calcul.
- [169] SR 1907-3/1997 - Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Determinarea necesarului de căldură de calcul al serelor simplu vitrate.
- [170] SR 4839/1997 - Instalații de încălzire. Numărul anual de grade-zile.
- [171] SR EN 13363-1: 2003 - dispozitive de protecție solară aplicată vitrajelor. Calculul factorului de transmisie solară și luminoasă. Partea 1: Metodă simplificată.
- [172] SR EN 410: 2003 - Sticlă pentru construcții. Determinarea caracteristicilor luminoase și solare ale vitrajelor.
- [173] SR EN 673: 2000/A1: 2002/A2: 2004 - Sticlă pentru construcții. Determinarea transmitanței termice U. Metodă de calcul.

- [174] SR EN 13363-2: 2006 - Dispozitive de protecție solară aplicate vitrajelor. Calculul factorului de transmisie solară și luminoasă, Partea 2: Metodă detaliată de calcul.
- [175] SR EN 13779 - Ventilarea clădirilor cu altă destinație decât de locuit.
- [176] SR EN 13788: 2002 - Performanța higrotermică a componentelor și elementelor de construcție. Temperatură superficială interioară pentru evitarea umidității superficiale critice și condensului interior. Metodă de calcul.
- [177] SR EN 13789: - Performanța termică a clădirilor. Coeficient de pierderi de căldură prin transfer. Metodă de calcul.
- [178] SR EN 27726: 1993 - Ambianțe termice. Aparat și metode de măsurare a mărimilor fizice.
- [179] SR EN ISO 832: 2002 - Performanța termică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzire. Clădiri de locuit.
- [180] SR EN ISO 832:2002/AC: 2002/AC: 2003 - Performanța termică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzire. Clădiri de locuit.
- [181] SR EN ISO 10077-1: 2002 - Performanța termică a ferestrelor, ușilor și obloanelor. Calculul transmitanței termice. Partea 1: Metodă simplificată.
- [182] SR EN ISO 10077-2: 2004 - Performanța termică a ferestrelor, ușilor și obloanelor. Calculul transmitanței termice - Partea 2: Metodă generală.
- [183] SR EN ISO 10211-1: 1998/AC: 2003 - Punți termice în construcții. Fluxuri termice și temperaturi superficiale. Partea 1: Metode generale de calcul.
- [184] SR EN ISO 10456 - Materiale și produse pentru construcții. Proceduri pentru determinarea valorilor termice declarate și de proiectare.
- [185] SR EN ISO 12524 - Materiale și produse pentru construcții. Proprietăți higrotermice. Valori de proiectare tabelate.
- [186] SR EN ISO 13370: 2003 - Performanța termică a clădirilor. Transferul termic prin sol. Metode de calcul.
- [187] SR EN ISO 13790: 2004 - Performanța termică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzirea spațiilor.
- [188] SR EN ISO 13791: 2006 - Performanța termică a clădirilor. Calculul temperaturii interioare a unei încăperi în timpul verii, fără climatizare. Criterii generale și proceduri de validare.
- [189] SR EN ISO 13792: 2006 - Performanța termică a clădirilor. Calculul temperaturii interioare a unei încăperi în timpul verii, fără climatizare. Metode de calcul simplificate.

- [190] SR EN ISO 14683: 2004 – Punți termice în clădiri. Transmitanță termică liniară. Metode simplificate și valori approximate.
- [191] SR EN ISO 15927-1: 2004 – Performanța higrotermică a clădirilor. Calculul și prezentarea datelor climatice. Partea 1: Mediile lunare și anuale ale elementelor meteorologice simple.
- [192] SR EN ISO 15927-4: 2004 – Performanța higrotermică a clădirilor. Calculul și prezentarea datelor climatice. Partea 4: Date orare pentru evaluarea necesarului energetic anual pentru încălzire și răcire.
- [193] SR EN ISO 15927-5: 2006 – Performanța higrotermică a clădirilor. Calculul și prezentarea datelor climatice. Partea 5: Date pentru sarcina termică de proiectare pentru încălzirea spațiilor.
- [194] SR EN ISO 6946: 1998/A1: 2004 – Părți și elemente de construcție. Rezistență termică și transmitanță termică. Metodă de calcul.
- [195] SR EN ISO 7345:2002 – Izolație termică. Mărimi fizice și definiții.
- [196] SR EN ISO 7730:2001 - Ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și specificarea condițiilor de confort termic.
- [197] SR EN ISO 9251: 2002 – Izolație termică. Condiții de transfer de căldură și proprietăți ale materialelor. Vocabular.
- [198] SR EN ISO 9288:2002 – Izolație termică. Transfer de căldură prin radiație. Mărimi fizice și definiții.
- [199] SR EN ISO 9346: 1998 – Izolație termică. Transfer de masă. Mărimi fizice și definiții.
- [200] SR EN ISO 10211-2: 2002 – Punți termice în construcții. Calculul fluxurilor termice și temperaturilor superficiale. Partea 2: Punți termice liniare.
- [201] SR ISO 6240: 1998 – Standarde de performanță în clădiri. Conținut și prezentare.
- [202] SR ISO 6241: 1998 – Standarde de performanță în clădiri. Principii de elaborare și factori de luat în considerare.
- [203] STAS 6648/2-82 Instalații de ventilare și climatizare. Parametri climatici exteriori.
- [204] Thermal environmental condition for human occupancy ANSI/ASHRAE 55 – 1992.
- [205] van der Linden A.C., Boerstra A.C., Rauc A.K., Kurvers S.R., de Dear R.J. - Adaptive temperature limits: A new guideline in The Netherlands. A new approach for the assessment of building performance with respect to thermal indoor climate, www.sciencedirect.com, 2006

- [206] van der Linden A.C., Boerstra A.C., Raue A.K., Kurvers S.R. - Thermal indoor climate building performance characterized by human comfort response, *Energy and Buildings* 34 (2002) 737–744.
- [207] van Dam P.R., Plokker W. - Vabi and the implementation of the EPBD in the Netherlands, *Conferința Instalații pentru Construcții și confortul ambiental*, Timișoara, Aprilie 2006.
- [208] Wyon D.P. - Individual control at each workplace: the means and the potential benefits, in: Derek Clements-Croome (Ed.), *Creating the Productive Workplace*, 2000, London, New York.
- [209] Wyon D.P. - Individual microclimate control: Required range, probable benefits and current feasibility, *Proceedings of Indoor Air 1* (1996).
- [210] Wargocki P., Seppänen O, Andersson J., Boerstra A., Croome D., Fitzner K., Hanssen S. - Indoor Climate and productivity in offices, *Rehva guidebook* no 6, 2006
- [211] Zeiler W. - Klimaatverandering: een historisch overzicht, *TVVL Magazine* 32 (7–8) (2003) 34–37.

Anexa 1. Definiții utilizate

Adaptarea

Adaptările fiziologice, psihologice sau de comportament ale ocupanților clădirilor la mediul termic interior, indus de condițiile termice de exterior.

Aporturi de căldură

Căldură generată sau care intră în spațiul încălzit de la surse de căldură distincte de instalația de încălzire a spațiilor și a apei calde.

Notă - Acestea includ aporturile interne de căldură și aporturile solare.

Aporturi de căldură interne

Căldură furnizată în interiorul clădirii de ocupanți (căldură sensibilă metabolică) și de aparate, altele decât instalațiile de încălzire a spațiilor și a apei calde (iluminat, aparate casnice, echipamente de birou etc.).

Aporturi solare

Căldură furnizată prin radiația solară care intră în clădire prin ferestre sau sisteme pasive solare cum ar fi spații solare, izolație transparentă și pereți solari.

Notă - aparatele solare active cum ar fi captatoarele solare se consideră ca parte a instalației de încălzire.

Căldură recuperată

Căldură recuperată din mediu sau din instalațiile de încălzire a spațiilor și a apei calde (inclusiv echipamente auxiliare), în cazul în care nu se consideră în mod direct la reducerea pierderilor instalației de încălzire.

Căldură recuperată din ventilare

Căldură recuperată din aerul evacuat.

Clădiri fără răcire mecanică

Clădirile care se bazează pe tehnici pasive de reducere a temperaturii ridicate din interior în timpul sezonului cald, cum ar fi geamurile nu prea mari, protecțiile solare adecvate, folosirea masei clădirii, ventilația pe timp de noapte etc. și nu pe sisteme mecanice (de ex. răcirea aerului, suprafețe răcite) pentru prevenirea supraîncălzirii.

Coeficient de transfer termic

Raportul dintre fluxul de căldură între două zone termice și diferența de temperatură dintre cele două zone.

Coeficient de pierderi termice

Coeficient de transfer termic de la spațiul încălzit spre mediul exterior.

Notă - Coeficientul de pierderi termice al clădirii nu poate fi utilizat în cazul în care se aplică metode de calcul multizonal conform anexei B.

Coefficientul strălucirii totale (UGR)

Valoarea strălucirii disconfortante formează în mod direct luminatoarele unei instalații de iluminat interior folosind metoda tabelară a coeficientului strălucirii totale (EN 12464-1:2002).

Coefficientul de (funcționare în) sarcină redusă

Raportul dintre căldura furnizată pe durata perioadei de calcul și valoarea maximă a căldurii pe care ar putea să o furnizeze sursa în aceeași perioadă.

Consumul de energie pentru încălzire

Energia livrată sistemului de încălzire pentru a satisface necesarul de căldură pentru încălzirea clădirii.

Contrastul de luminozitate

Evaluarea subiectiva a diferenței de culoare între două sau mai multe suprafețe văzute simultan sau succesiv.

Convergența

Atunci când pasul rețelei de distribuție în spațiu – notat h sau Δx – și atunci când pasul timpului Δt tind simultan spre 0, de la soluția apropiată (abordată) f_h spre soluția exactă f a unui EDP este delicat de demonstrat.

Iată de ce utilizăm cel mai adesea *teorema lui Lax*: pentru o problemă liniară bine pusă, există echivalență între convergență și stabilitate + consistență.

Consistența

Este o noțiune care trebuie să ne permită să spunem dacă atunci când h și Δt tind spre 0 sistemul de ecuații algebrice este egal cu EDP.

Debitul de ventilație

Magnitudinea curentului de aer exterior către o cameră sau către o clădire, fie prin sistemul de ventilație, fie prin infiltrarea realizată prin învelișul clădirii.

Eficiența energetică a rețelei de distribuție

Raportul dintre energia consumată pentru încălzire și/sau pentru furnizarea apei calde de consum utilizând un sistem adiabatic de distribuție și energia consumată în același scop utilizând o rețea reală de distribuție.

Eficiența energetică a consumatorului

Raportul dintre energia consumată pentru încălzirea unui spațiu cu un sistem ideal de emisie a căldurii care conduce la o distribuție uniformă a temperaturii interioare și energia consumată în același scop utilizând un consumator real cu un sistem real de reglare, care conduce la o distribuție neuniformă a temperaturii interioare.

Eficiența energetică a instalației de încălzire

Raportul dintre necesarul de căldură pentru încălzirea clădirii și consumul de energie pentru încălzire.

Energia primară

Energia care nu a constituit încă subiectul vreunui proces de conversie sau transformare (exemplu: energia conținută în petrolul existent dar neexploatat încă).

Factor de utilizare

Factor de reducere a aporturilor totale lunare sau pe durata sezonului de încălzire pentru a obține reducerea corespunzătoare a necesarului de căldură.

Factorul luminii diurne (D)

Coeficientul de luminanță într-un anumit punct dintr-o suprafață plană dată datorată luminii primite direct sau indirect de la cer de o distribuție a luminanței presupusă sau cunoscută, la luminanța de pe un plan orizontal datorată unei emisfere a cerului neobstrucționată. Contribuția la lumina solară directă a ambelor luminanțe este exclusă.

Index de redare a culorii (R_a)

Prin indicii de redare a culorii speciali CIE 1974 pentru un set specific de testare compus din opt culori (IEC 50 (845)/CIE 17.4:1987; 845-02-59).

Încălzire intermitentă

Program de încălzire în care alternează perioade de încălzire cu perioade de încălzire redusă.

Luminanța (la un anumit punct sau suprafață) (E)

Raportul dintre variabila fluxului luminos pe un element al suprafeței, care conține punctul și aria A a aceluia element.

Luminanța (medie) întreținută (\hat{E}_m)

Valoare sub care nu trebuie să scadă media luminanței pe o anumită arie. Este media luminanței care ar trebui îndeplinită la timpul întreținerii.

Media temperaturii externe

Media zilnică a temperaturii externe este constituită din media mediilor orare ale temperaturilor aerului din exterior. Media lunară a temperaturilor externe este constituită din media mediei temperaturilor zilnice ale aerului din exterior.

Moduri de intermitență

În timpul încălzirii intermitente, instalația de încălzire funcționează într-unul din următoarele moduri:

mod normal: instalația de încălzire funcționează astfel încât să asigure temperatura interioară la o valoare corespunzătoare încălzirii continue;

mod oprire: instalația de încălzire nu furnizează căldură;

mod de funcționare cu putere redusă: instalația de încălzire furnizează un flux termic inferior celui corespunzător încălzirii normale;

mod de funcționare de gardă: fluxul termic este reglat astfel încât să asigure o temperatură de gardă;

mod restabilire: instalația de încălzire funcționează la putere termică nominală în scopul atingerii temperaturii interioare convenționale de calcul la/sau înaintea momentului de sfârșit a intervalului de funcționare cu putere redusă.

Notă - În funcție de sistemul de reglare, modul restabilire poate începe conform următoarelor două strategii:

- a) restabilire la un moment fixat: începutul modului restabilire este fixat de către utilizator;

b) restabilire optimizată: momentul la care este atinsă din nou temperatura interioară convențională de calcul este stabilit de către utilizator, iar sistemul de reglare optimizează începutul modului restabilire ținând seama de temperaturile exterioare și interioare.

Necesarul de căldură pentru încălzirea clădirii

Căldura care trebuie furnizată spațiului încălzit pentru a menține temperatura interioară la o valoare constantă prestabilită (set-point, referință).

Necesar de căldură

Cantitate de căldură care trebuie furnizată de o instalație de încălzire ideală spațiului încălzit pentru a asigura temperatura interioară convențională de calcul într-un interval de timp dat.

Notă - Necesarul de căldură poate include pierderi termice suplimentare la nivelul clădirii urmare a distribuției neuniforme de temperatură și a unui sistem real de reglare, dacă se iau în considerare prin mărirea temperaturii convenționale de calcul și nu se includ în pierderile de căldură datorate instalației de încălzire.

Necesar de energie pentru încălzirea spațiilor

Energie termică ce trebuie furnizată instalației de încălzire pentru a asigura necesarul de căldură.

Orele de ocupare/orele de neocupare

Orele de ocupare ale clădirii sunt acelea în care majoritatea ariei clădirii este folosită în scopul specific. Orele în afara acestei perioade sunt considerate ca fiind de neocupare.

Perioada de încălzire (perioada de funcționare a sistemului de încălzire)

Perioada de timp în care sistemul de încălzire furnizează energie termică pentru satisfacerea necesarului de căldură pentru încălzire și preparare apă caldă de consum.

Perioadă de calcul

Interval de timp luat în considerare de timp pentru calculul pierderilor și aporturilor de căldură.

Notă - Perioada de calcul luna. Pentru clădiri de locuit calculul poate fi efectuat de asemenea pe durata sezonului de încălzire.

Pierderi ale instalației de încălzire

Cantitate totală de căldură pierdută în instalația de încălzire, inclusiv pierderea de căldură recuperată a instalației.

Pierderi de căldură ale clădirii

Suma dintre pierderile de căldură prin transmisie și ventilare.

Pierderi de căldură ale rețelei de distribuție

Pierderile de căldură ale sistemului de distribuție spre spații încălzite sau neîncălzite. Aceste pierderi includ pierderile recuperabile de căldură.

Pierderi de căldură ale sistemului de emisie

Pierderile de căldură la nivelul corpurilor de încălzire cauzate de distribuția neuniformă a temperaturii interioare și de sistemul real de reglare.

Pierderi de căldură ale sursei de căldură

Pierderile de căldură ale generatorului de căldură care apar atât în timpul funcționării, cât și pe durata nefuncționării, precum și pierderile de căldură generate de reglarea reală a funcționării sursei; aceste pierderi conțin pierderi recuperabile de căldură.

Pierderile totale de căldură ale sistemului de încălzire

Suma pierderilor de căldură ale emisiei, rețelei de distribuție și sursei. Aceste pierderi conțin și pierderile recuperabile de căldură.

Pierderi recuperabile (utilizabile) de căldură ale sistemului de încălzire

Acea parte a pierderilor de căldură ale unui sistem de încălzire și furnizare de apă caldă de consum, care se poate recupera în scopul reducerii necesarului de căldură pentru încălzire.

Pierderi termice ale clădirii

Căldura transferată dinspre spațiul încălzit către mediul exterior prin transmisie și prin ventilare, într-un interval de timp dat.

Pierderi termice prin ventilare

Căldura transferată prin aerul care părăsește spațiul încălzit fie prin exfiltrații, fie prin ventilare.

Pierderi termice prin transmisie

Căldura transferată prin transmisie prin anvelopa clădirii și prin sol.

Radiație solară

Cantitate de căldură de la soare, incidentă pe suprafață, într-un interval de timp dat.

Răcirea activă

A se vedea răcire mecanică.

Răcirea mecanică

Răcirea unui mediu sau a unei clădiri prin mijloace mecanice cum ar fi ciclul compresor sau folosirea similară de centrale de răcire a aerului distribuit de unități de ventilație în serpentine, de suprafețe de răcire, etc.

Redarea culorilor

Efectul unui iluminator asupra aparenței culorilor obiectelor prin compararea conștientă sau inconștientă cu aparența culorii acestora sub un iluminant de referință.

Sezonul rece

A se vedea sezonul încălzirii. În majoritatea regiunilor (depinzând de lungimea zilei, de nivelul radiațiilor solare locale, de media vitezei vântului lunară etc.) sezonul rece se referă de obicei la perioadele cu medie a temperaturilor din exterior (medie între temperatura maximă a zilei și temperatura minimă a nopții), sub 12 - 13°C.

Sezonul de răcire

Parte a anului în timpul căreia (cel puțin părți ale zilei) dispozitivele de răcire sunt folosite pentru a păstra temperatura din interior la nivelurile convenite. Lungimea sezonului de răcire diferă substanțial de la țară la țară (de la regiune la regiune).

Sistemul de ventilație

O combinație de dispozitive proiectate pentru a furniza spațiilor interioare aer din exterior și pentru a extrage aerul poluat din interior. Sistemul poate fi alcătuit din componente mecanice (de ex. o combinație a dispozitivelor de manevrare a aerului, conducte și dispozitive terminale). Sistemul de ventilație poate de asemenea face referire la sistemul de ventilație natural (depinzând de vânt), care folosește ventile de fațade, în combinație cu evacuarea mecanică (de ex în coridoare, toalete, etc.). Ambele sisteme de ventilație atât mecanic cât și natural pot fi combinate cu ferestre operaționale. Este posibilă o combinare a componentelor mecanice cu cele nemecanice (sistem hibrid).

Sezonul cald

A se vedea sezonul de răcire. În majoritatea regiunilor (depinzând de însușirea zilei, de nivelul local de radiații solare, de viteza medie lunară a vântului, etc.) sezonul cald de obicei se referă la perioadele în care media temperaturilor din exterior este peste 12°C - 13°C.

Sezonul de încălzire

Parte a anului în timpul căreia (cel puțin părți ale zilei) dispozitivele de încălzire sunt folosite pentru a păstra temperatura interioară la nivelul convenit. Lungimea sezonului de încălzire diferă substanțial de la țară la țară (de la regiune la regiune).

Spațiu încălzit

Cameră/incăpere încălzită având temperatura interioară convențională de calcul prestabilită (set-point).

Spațiu neîncălzit

Incintă sau închidere care nu face parte din spațiul încălzit.

Stabilitatea

Este o traducere a principiului maxim. Pentru problemele de difuziune - convecție, în absența unui termen sursă, soluția este limitată printr-un minim și un maxim al condiției inițiale. Schema numerică, pentru a verifica acest principiu, nu trebuie deci să amplifice erorile.

Vom ilustra noțiunile de consistență și de stabilitate cu ajutorul ecuației de transport prin difuziune - convecție a unui câmp scalar pasiv - și prin formele sale degenerate cum ar fi ecuația căldurii și ecuația transportului prin convecție - aplicând o metodă de discretizare spațială prin diferențe finite.

Strălucirea

Condiție a vizibilității în care există disconfort sau o reducere în abilitatea de a vedea detalii sau obiecte, cauzate de o distribuire improprie a rangului de luminanță, sau datorată contrastelor extreme.

Temperatura exterioară

Temperatură a aerului exterior.

Notă - Pentru calculul pierderilor termice prin transmisie temperatura radiantă a mediului înconjurător se consideră egală cu temperatura aerului exterior.

Temperatură interioară

Medie aritmetică a temperaturii aerului și a temperaturii medii de radiație în centrul zonei ocupate.

Notă - Aceasta este temperatura operativă aproximată, conform ISO 7726.

Temperatură interioară convențională de calcul

Temperatură interioară fixată printr-un sistem de reglare în regim normal de încălzire.

Temperatură de gardă

Temperatura interioară minim necesară a fi menținută pe durata intervalelor de încălzire redusă.

Temperatura interioară corectată

Temperatură interioară virtuală constantă care conduce la aceleași pierderi termice ca în cazul încălzirii cu intermitență.

Unghiul de ecranare

Unghiul dintre planurile orizontale la prima linie a vizibilității de la care părțile luminoase ale lămpilor sau iluminatorilor sunt vizibile în mod direct.

Ventilație mecanică

A se vedea „sistemul de ventilație”.

Ventilația naturală

A se vedea „sistemul de ventilație”.

Ventilația controlată la cerere

În sistemul de ventilație controlat la cerere, debitul ventilației este controlat prin calitatea aerului, umiditate, gradul de ocupare, sau de către alți indicatori pentru necesarul de ventilație.

Zonă termică

Parte din spațiul încălzit având o temperatură convențională de calcul dată, în care se neglijează variația spațială a temperaturii interioare.

Anexa 2. Simboluri și unități de măsură

Simbol	Denumirea mărimii	UM
g	acelerație gravitațională	m/s^2
A_s	aria de captare efectivă a radiației solare, pentru o suprafață cu o orientare și un unghi de înclinare date, în zona considerată	m^2
A_f	aria totală a elementului vitrat, inclusiv rama (tâmplăria)	m^2
A	aria	m^2
Q	cantitate de căldură (de energie)	MJ
Q	cantitate de căldură; energie	J
C	capacitate termică	J/K
χ	capacitate termică raportată la suprafață	J/(m²K)
C_m	capacitatea termică internă a clădirii	kJ/K
X	capacitatea termică internă a unui element de construcție	kJ/(m²K)
R_c	caracteristica rezistenței de curgere	-
c	căldură specifică	J/(kgK)
a	coeficient de absorbție a radiației solare, al unei suprafețe	-
a_f	coeficient de absorbție a radiației solare totale, al unei ferestre	-
k	coeficient de conductivitate termică	W/(mK)
c	coeficient de corecție cu indici specifici pentru diferite situații	-
L	coeficient de cuplaj termic	W/K;
L^{2D}	coeficient de cuplaj termic liniar	W/(mK)
e	coeficient de performanță a sistemului (factor de extrapolare)	-
H_v	coeficient de pierderi termice datorate împrăștiării aerului prin ventilare	W/K
H_T	coeficient de pierderi termice prin transmisie	W/K
ρ_f	coeficient de reflexie a radiației solare directe, al unei ferestre	-

h	coeficient de transfer termic superficial; înălțime; entalpie	W/(m ² K); m; J/kg
H	coeficient de pierderi termice prin transmisie (al unei clădiri/zone)	W/K
	coeficient de transfer termic	
τ_p	coeficient de transmisie a radiației solare totale, al unui perete	-
U	coeficient global de transfer de căldură (coeficient de transfer termic)	W/(m ² K)
Λ	conductanță termică	W/(m ² K)
λ	conductivitate termică	W/(mK)
σ	constanta Stefan-Bolzman ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$)	W/(m ² K ⁴)
τ	constanta de timp a clădirii	s
	factorul de transmisie (sau transmitanța) a energiei solare prin elementul vitrat	-
q_v	debit de aer de ventilare	l/s
\dot{M}	debit masic	Kg/s
\dot{V}	debit volumic	m ³ /s
$\dot{V}_{V,extra}$	debitul suplimentar pentru ventilarea nocturnă suplimentară	m ³ /s
ρ	densitate (masă volumică)	kg/m ³
q	densitate de flux termic (flux termic unitar)	W/m ²
ρ	densitate/masă volumică	kg/m ³
D	diametru	m
Δp	diferență de presiune	Pa
ΔT	diferență de temperatură	K
a	difuzivitate termică; aporturi specifice de căldură (de la surse interioare)	m ² /s; W/m ²
e	eficacitate luminoasă	lm/W
η	eficiență, randament	-

ε	emisivitate a unei suprafețe (pentru radiația termică)	-
W	energie electrică auxiliară	J
E	energie primară	J
	energie; iluminare	J; lx
f_p	factor adimensional funcție de căldura acumulată în fereastră, ce depinde de modul de operare orară al dispozitivelor de protecție	-
μ	factor al rezistenței la permeabilitate la vapori; coeficient dinamic de vâscozitate	-; kg/(ms)
f	factor de conversie	-
F_{cer}	factor de corecție ce ține cont de schimbul de căldură prin radiație al peretelui către bolta cerească	m ² K/W
F_f	factor de formă dintre elementul opac și bolta cerească	-
g_θ	factor de ponderare a temperaturii	-
$\cos \varphi$	factor de putere	-
b_l	factor de reducere a aporturilor de căldură	-
$F_{s,u}$	factor de reducere a aporturilor solare datorat efectelor de umbrire pentru o arie de captare efectivă	-
F_t	factor de tâmplărie (de reducere a suprafeței ferestrei), egal cu raportul dintre aria tâmplăriei (ramei) și aria totală a geamului	-
f_{Rsi}^{1D}	factor de temperatură al unei plăci plane cu rezistență termică uniformă	-
f_{Rsi}^{2D}	factor de temperatură al unei punți termice liniare	-
f_{Rsi}^{3D}	factor de temperatură la intersecția punților termice liniare	-
g_s	factor de transmisie a energiei solare totale (factor solar)	-
g	factor de transmisie a energiei solare totale al unui element de construcție	-

F_u	factor de umbrire al ferestrei datorat elementelor exterioare de umbrire cu care aceasta este prevăzută	-
η_R	factorul de utilizare a pierderilor de căldură, în situația răcirii	-
q	flux termic unitar	W/m ²
$\Phi_{I,R,V}$	fluxul de căldură cedat (disipat) de instalațiile de încălzire/răcire și ventilare	W
Φ	flux de căldură unitar	W/m ²
Φ	fluxul de căldură, puterea termică	W
d	grosime	m
I	intensitate a radiației solare	W/m ²
$I_{c,\gamma}$	intensitate luminoasă	cd
b	lățime (a unui element de construcție)	m
L	lungime	m
m	masă	kg
NGZ	număr de grade-zile	°C·zi
n_a	număr de schimburi orare de aer dintre interior și exterior	h ⁻¹
P	perimetru, putere electrică	m; W
p	presiune	Pa
p_s	presiune de saturație a vaporilor de apă	Pa
p_v	presiune parțială a vaporilor de apă	Pa
I_s	radiația totală primită de 1 m ² de suprafață receptoare, în condițiile lipsei oricărui element de umbrire exterior, integrată pe perioada de calcul	MJ/m ²
η	randament	%
ζ_{Rsi}	raport al diferențelor de temperatură	-

λ_R	raportul dintre aporturile și pierderile de căldură ale clădirii (zonei) în modul de răcire	-
R_s (R_{si} , R_{se})	rezistență la transfer termic superficial (interior/exterior)	m^2K/W
R_j	rezistență la transmisie termică a unui strat omogen j (din alcătuirea unui element de construcție)	m^2K/W
R_a	rezistență termică a unui strat de aer (neventilat)	m^2K/W
R'	rezistență termică corectată (a unui element/subansamblu de construcție)	m^2K/W
R	rezistență termică totală (de la mediu la mediu, în zona de câmp a unui element de construcție)	m^2K/W
T	temperatura absolută (termodinamică)	K
T_c	temperatura cerului (temperatura bolții cerești)	K
θ	temperatură	$^{\circ}C$
θ_r	temperatură a punctului de rouă	$^{\circ}C$
t	timp, perioadă de timp	s
U'	transmitanță termică corectată/coeficient corectat de transmisie termică prin suprafață (a unui element/subansamblu de construcție)	$W/(m^2K)$
ψ	transmitanță termică liniară/coeficient de transmisie termică liniară (a unei punți termice liniare)	$W/(mK)$
χ	transmitanță termică punctuală/coeficient de transmisie termică punctuală (a unei punți termice punctuale)	W/K
U	transmitanță termică unidirecțională/coeficient unidirecțional de transmisie termică prin suprafață (de la mediu la mediu, în zona de câmp a unui element de construcție)	$W/(m^2K)$
x	umiditate absolută	g/kg
φ	umiditate relativă	%
v	viteză	m/s
V	volum	m^3

Indici utilizați pentru notațiile din lucrare

<i>ac</i>	referitor la apă caldă de consum
<i>ap,e</i>	de la aparatură electrică
<i>ar</i>	referitor la apă rece
<i>an</i>	anual
<i>C</i>	referitor la climatizare
<i>c</i>	convecție
<i>can</i>	referitor la canalizare
<i>cer</i>	referitor la bolta cerească
<i>circ</i>	referitor la recircularea apei calde de consum
<i>contr</i>	care depinde de sistemul de control
<i>cor</i>	corectat
<i>e</i>	exterior
<i>ev</i>	evacuat
<i>F</i>	al ferestrei
<i>I</i>	referitor la încălzire
<i>i</i>	interior
<i>il</i>	de la iluminat
<i>interm</i>	intermitent
<i>intr</i>	introdus
<i>j, k (cu , înainte)</i>	indici ai unor elemente de însumare
<i>m</i>	mediu
<i>mz</i>	multizonă
<i>nc</i>	neclimatizat
<i>nec</i>	necesar
<i>necirc</i>	fără circulație
<i>nepref</i>	nepreferențial
<i>oc</i>	de la ocupanți
<i>oe</i>	obstacole exterioare
<i>P</i>	referitor la perete
<i>pierd</i>	pierderi
<i>pref</i>	preferențial
<i>p</i>	protejat

<i>proc</i>	referitor la procese tehnologice
<i>psv</i>	protecție solară variabilă
<i>r</i>	radiație
<i>R</i>	răcire
<i>rec</i>	recuperat
<i>S</i>	solar
<i>s</i>	de suprafață
<i>se</i>	suprafață exterioară
<i>si</i>	suprafață interioară
<i>sist</i>	referitor la sistem
<i>supl</i>	suplimentar
<i>sursa</i>	de la surse de căldură
<i>T</i>	transmisie (conducție)
<i>tot</i>	total, pe toată perioada de calcul
<i>Tr</i>	referitor la transferul de căldură
<i>u</i>	umbrit
<i>V</i>	referitor la ventilare
<i>vac</i>	vacanță
<i>z</i>	referitor la zonă
<i>o</i>	de referință
<i>cd</i>	conducție
<i>cv</i>	convecție
θ	temperatură
<i>t</i>	timp
<i>f</i>	ramă (toc + cercevea)
<i>g</i>	vitraj
<i>w</i>	fereastră, tâmplărie
<i>p</i>	perete; presiune; primit, panou opac
<i>V</i>	volum
<i>v</i>	viteza
<i>ac</i>	apă caldă menajeră
<i>a</i>	activ
<i>zi</i>	zilnic
<i>sp</i>	specific

Exponenți:

- 1D se referă la un model geometric unidimensional;
 2D se referă la un model geometric bidimensional;
 3D se referă la un model geometric tridimensional.

Notă: Se folosește sistemul internațional de măsură (SI), cu următoarele precizări:

- pentru temperaturi, se utilizează grade Celsius ($^{\circ}\text{C}$), iar pentru diferențe de temperaturi grade Kelvin (K);
- pentru timp, se utilizează pe lângă secundă (s) și ora (h);
- pentru putere, se utilizează atât W, cât și J/s.

1W	= 0,860 Kcal/h = 1J/s
1 m ² K/W	= 1,163 m ² h $^{\circ}\text{C}$ /kcal
1W/(m ³ K)	= 0,860 Kcal/(m ³ h $^{\circ}\text{C}$)
1Wh	= 3600 J = 0,860 kcal

Abrevieri:

- EDP: Ecuații cu Derivate Parțiale;
 PMV: Opțiunea Medie Previzibilă;
 PPD: Procentaj Previzibil de Insatisfacție;
 CFD: (Computational Fluid Dynamics);
 DR: Disconfortul creat de jetul de aer;
 EDT: Temperatura efectivă a jetului de aer;
 TU - turbulența jetului de aer;
 TRM - temperatura medie de radiație;
 Top - temperatura operativă;
 TRS - temperatura după termometrul uscat.