

#### ROMÂNIA

MINISTERUL EDUCAȚIE NAȚIONALE

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași



FACULTATEA DE MECANICĂ

URL: www.mec.tuiasi.ro \* E-mail: decanat@mail.tuiasi.ro Tel./fax. +40 232 232337 \* B-dul Dimitrie Mangeron, nr.61, 700050, Iași

# CERCETĂRI PRIVIND AMELIORAREA PERFORMANȚELOR SISTEMELOR HVAC PRIN MONITORIZAREA ȘI CONTROLUL FACTORILOR INTERNI ȘI EXTERNI

## - TEZĂ DE DOCTORAT -

### - REZUMAT -

Conducător de doctorat:

Prof. univ. habil. dr. ing. Aristotel Popescu

Doctorand:

Ing. Dragoș-Anton Adîncu

- IAȘI, 2024 -

### UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" DIN IAȘI R E C T O R A T U L

Către

Vă facem cunoscut că, în ziua de 27 septembrie 2024 la ora 11:00 în amfiteatru M3 "Cezar Oprișan", Facultatea de Mecanică\*, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată:

#### "CERCETĂRI PRIVIND AMELIORAREA PERFORMANȚELOR SISTEMELOR HVAC PRIN MONITORIZAREA ȘI CONTROLUL FACTORILOR INTERNI ȘI EXTERNI"

elaborate de domnul **DRAGOȘ-ANTON ADÎNCU** în vederea conferirii titlului științific de doctor.

Comisia de doctorat este alcătuită din:

1. conf. dr. ing. Gelu Ianuş, Decan, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iaşi	președinte
2. prof. univ. habil. dr. ing. Aristotel Popescu, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași	conducător de doctorat
3. prof. univ. habil. dr. ing. Mugur Bălan, Universitatea Tehnică din Cluj Napoca	referent oficial
4. prof. univ. habil. dr. ing. Şerban Alexandru, Universitatea politehnică București	referent oficial
5. prof. univ. dr. ing. Bogdan Horbaniuc, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași	referent oficial

Cu această ocazie vă invităm să participați la susținerea publică a tezei de doctorat.

#### **RECTOR**,

Prof. univ. dr. ing. Dan Caşcaval

Secretar universitate,

ing. Cristina Nagîţ

\*pentru susținerile online se va preciza link-ul și soluția de software

### Cuprins

	Pagină	Pagină
	rezumat	teză
Index de tabele		3
Index de figuri		7
Index de notații	4	10
Mulțumiri	5	11
1. Introducere	6	12
2. Aspecte generale privind sistemele HVAC	9	15
2.1 Climatizarea și ventilarea	9	15
2.2 Clasificarea instalațiilor de ventilare	9	15
2.3 Sisteme de recuperare a căldurii în instalațiile de ventilare	11	17
2.3.1 Schimbătoare de căldură cu plăci		17
2.3.2 Recuperatoare de căldură rotative		18
2.3.3 Sisteme de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar		19
2.4 Clasificarea aerului		20
2.4.1 Aerul extras și aerul evacuat		21
2.4.2 Aerul exterior		21
2.4.3 Aerul introdus		22
2.4.4 Aerul interior		23
2.4.5 Metode de clasificare indirectă a calității aerului interior		23
2.4.6 Calculul debitului de aer exterior conform reglementărilor din România		24
2.4.7 Tipuri de instalații de ventilare		26
2.5 Eficiența ventilării		27
2.6 Puterea specifică a ventilatorului		27
2.7 Clase de etanșeitate ale conductelor de aer		29
2.8 Analiza pierderilor de aer prin neetanșeitățile sistemelor de conducte de aer		30
2.7 Concluzii și obiective de cercetare	11	33
3. Procese complexe de tratare a aerului	13	34
3.1 Aerul atmosferic	13	34
3.2 Aerul umed	13	34
3.3 Procese de tratare a aerului în CTA	15	36
3.3.1 Centrala de tratare aer monoflux fără recuperare de căldură, CTA I		39
3.3.2 Centrala de tratare aer monoflux fără recuperare de căldură, CTA 2		39
3.3.3 Centrala de tratare aer monoflux fără recuperare de căldură, CTA 3		40
3.3.4 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de căldură rotativ, CTA 4		41
3.3.5 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura rotativ, CTA 5		42
3.3.6 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura rotativ, CTA 6		44
3.3.7 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de căldură în plăci, CTA 7		45
3.3.8 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura in placi, CTA 8		46
3.3.9 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura in placi, CTA 9		48
3.3.10 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura cu baterii cu fluid intermediar,		49
		50
3.3.11 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura cu baterii cu fluid intermediar,		50
CIAII		50
5.5.12 Centrala de tratare aer dublu flux cu recuperator de caldura cu baterii cu fluid intermediar,		52
CIA 12		52
3.4 Fremise de calcul pentru studiul proceseror de tratare a aerurul in CTA		54
3.5.1 CTA pentru trotarea complexă a cerului cu unidificare adiabatică iarna si răcire cu uscare		55
vara		55
3.5.2 CTA pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotermă iarna și răcire cu uscare		59
vara		57
3.5.3 CTA pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității		63
3.5.4 Analiza comparativă a parametrilor funtionali ai CTA	18	66
3.6 Impactul controlului umidității aerului introdus asupra parametrilor funcționali ai CTA	20	69
3.6.1 CTA monflux fără recuperator de căldură		70
3.6.2 CTA dublu flux cu recuperator de căldură rotativ		74
	1	

3.6.3 CTA dublu flux cu recuperator de căldură în plăci		78
3.6.4 CTA dublu flux cu recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar		82
3.6.5 Analiza comparativă a parametrilor funționali ai CTA	21	86
4. Analiza numerică a curgerii aerului	23	88
4.1 Ecuația lui Bernoulli	23	88
4.2 Procese de curgere a aerului în tubulaturile de ventilare	25	90
4.3. Determinarea densității aerului umed	26	91
4.4. Determinarea debitului de aer printr-un orificiu cu suprafața cunoscută	27	92
4.5. Metode de determinare si calculare a coeficientului de descărcare C <sub>d</sub>	28	93
4.6. Validarea modelului matematic și estimarea erorilor	29	94
5. Analiza experimentală a curgerii aerului	40	105
5.1 Instalația experimentală	40	105
5.2 Configurarea standului experimental pentru măsurarea debitelor de aer	41	106
5.3 Configurarea standului experimental pentru măsurarea pierderilor de aer prin neetanseități	45	110
5.4 Metode pentru determinarea debitelor de aer în tubulaturile de ventilare circulare	51	116
5.4.1 Măsurarea debitelor de aer în mai multe puncte conform DIN EN 12599	51	116
5.4.2 Măsurarea debitelor de aer într-un singur punct prin metoda simplificată	54	119
5.5 Analiza rezultatelor experimentale obtinute folosind cele două metode de măsurare	56	121
5.6 Metode pentru determinarea pierderilor prin neetanseitățile tubulaturilor de ventilare circulare	62	127
5.6.1 Măsurarea pierderilor printr-o singură fisură cu sectiune circulară	62	127
5.6.2 Măsurarea pierderilor printr-o singură fisură cu sectiune rectangulară	64	129
5.6.3 Măsurarea pierderilor prin mai multe fisuri cu aceeasi sectiune circulară	65	131
5.6.4 Măsurarea pierderilor prin toate fisurile maxime descrise în capitolele 5.5.2 și 5.5.3 simultan		134
5.7 Analiza rezultatelor experimentale și trasarea curbelor funcționale ale sistemului de ventilare	66	136
6. Concluzii și contribuții	81	169
6.1 Concluzii generale	81	169
6.2 Concluzii privind procesele complexe de tratare a aerului	82	170
6.3 Concluzii desprinse din analiza numerică a curgerii aerului	83	171
6.4 Concluzii desprinse din analiza experimentală a curgerii aerului	84	172
6.5 Contribuții originale și direcții ulterioare de cercetare	85	173
Bibliografie	86	174
Anexe		176
Anexa 1 – Cerințele Directivei Ecodesign nr. 1253/2014		177
Anexa 2 – Parametrii funcționali ai centralelor de tratare aer monoflux fără recuperare de căldură		179
– CTA 1, CTA 2 și CTA 3		
Anexa 3 – Parametrii funcționali ai centralelor de tratare aer dublu flux cu recuperator de căldură rotativ – CTA 4, CTA 5 si CTA 6		182
Anexa 4 – Parametrii functionali ai centralelor de tratare aer dublu flux cu recuperator de căldură		185
în plăci – CTA 7, CTA 8 si CTA 9		
Anexa 5 – Parametrii funcționali ai centralelor de tratare aer dublu flux cu recuperator de căldură		188
cu baterii cu fluid intermediar – CTA 10, CTA 11 și CTA 12		
Anexa 6 – Parametrii înregistrați cu instrumentarul Testo în timpul primei etape de studiu		191
experimental pentru măsurarea debitelor de aer		
Anexa 7 – Parametrii înregistrați cu dispozitivele de măsurare electronice cu semnal 010 V în		197
timpul celei de-a doua etape de studiu experimental pentru determinarea pierderilor prin		
neetanșeități		

### Index de notații

Qap	debitul de aer proaspăt
Ν	numărul de persoane
$q_p$	debitul de aer exterior pentru o persoană
А	suprafața
$\mathbf{q}_{\mathrm{a}}$	debitul de aer exterior pentru 1 m <sup>2</sup> de suprafață de pardoseală
G	debitul de poluant
Ci	concentrația de poluanți admisă în aerul în zona ocupată
$C_e$	concentrația de poluanți din aerul exterior
$\epsilon_{v}$	eficiența ventilării
C <sub>ETA</sub>	concentrația de poluanți din aerul evacuat
$C_{SUP}$	concentrația de poluanți din aerul introdus
C <sub>IDA</sub>	concentrația de poluanți din aerul interior
PSFP	puterea specifică a ventilatorului
Р	puterea motorulului ventilatorului
$Q_v$	debitul de aer nominal prin ventilator
$\Delta p$	diferența de presiune totală prin ventilator
$\eta_{tot}$	eficiența totală a ventilatorului
р	presiunea
ρ	densitatea
V	viteza
u, v, w	momentul
ṁ	debitul masic
A <sub>c</sub>	suprafața de curgere
V	debitul volumic
pd	presiunea partială a aerului uscat
$\mathbf{R}_{\mathbf{d}}$	constanta aerului uscat
$p_v$	presiunea partială a vaporilor de apă
R <sub>v</sub>	constanta vaporilor de apă
Md	masa molară a aerului uscat
$M_v$	masa molará a vaporilor de apá
T	temperatura exprimată în K
t DU	temperatura exprimata in °C
KH	umiditatea relativa
Cd	coeficientul de descarcare

#### Mulţumiri

Elaborarea acestei teze de doctorat nu ar fi fost posibilă fără îndrumarea și sprijinul unor specialiști deosebiți, oameni cu calități profesionale și umane de excepție, cărora doresc să le mulțumesc pe această cale pentru toate lecțiile de viață pe care mi le-au oferit pe parcursul anilor de studii doctorale.

În primul rând doresc să îmi exprim recunoștința și respectul față de conducătorul meu de doctorat, domnul prof. univ. habil. dr. ing. Aristotel Popescu, căruia îi mulțumesc pentru răbdarea, competența și sprijinul profesional cu care m-a îndrumat în elaborarea acestei teze de doctorat.

Deosebite mulțumiri și profund respect domnului șef de lucrări dr. ing. Marius Vasile Atanasiu, cel care a avut un rol decisiv în faptul că am ales să merg pe acest drum, m-a susținut necondiționat cu sfaturi practice extrem de utile și m-a ajutat să depășesc toate obstacolele întâlnite de-a lungul cercetărilor.

Sincere mulțumiri membrilor comisiei de doctorat formată din domnul prof. univ. dr. ing. Mugur Bălan, domnul prof. univ. dr. ing. Şerban Alexandru și domnul prof. univ. dr. ing. Bogdan Horbaniuc, cât și domnului decan conf. univ. dr. ing. Gelu Ianuș și doamnelor secretare din decanatul Facultății de Mecanică.

Mulțumesc de asemenea companiilor TROX Austria GmbH și Techno Montaj Sistem SRL, care m-au susținut cu diverse echipamente și care au contribuit la realizarea standului experimental folosit pentru cercetările efectuate.

În final, dar nu în ultimul rând, mulțumesc soției mele, familiei și prietenilor pentru întelegerea, încrederea și suportul pe care mi le-au oferit de-a lungul acestor ani frumoși și plini de provocări.

#### **1. Introducere**

Deoarece oamenii petrec până la 90% din timp în interior, pe lângă confortul termic, calitatea aerului interior dintr-o clădire reprezintă un factor cheie care poate afecta sănătatea ocupanților în diverse moduri.

Cel mai important parametru pentru monitorizarea și clasificarea calității aerului din interior îl reprezintă nivelul de dioxid de carbon, deoarece o concentrație ridicată de CO<sub>2</sub> poate afecta negativ percepția oamenilor și poate provoca probleme de sănătate. Conform Organizației Mondiale a Sănătății (WHO) concentrația maximă admisă de CO<sub>2</sub> în spațiile închise este de 1000 ppm [1]. Mai mult, în contextul recentei pandemii de SARS-COV-2, tot mai mulți specialiști consideră că nivelul de dioxid de carbon este în directă corelare cu nivelul de aerosoli potențial infecțioși, aceștia fiind produși în plămâni și eliberați în aer în timpul respirației, deci concentrația de CO<sub>2</sub> poate fi folosită suplimentar și la evaluarea riscului de transmitere al infecțiilor, un nivel cuprins între 800 ppm și 1000 ppm fiind considerat de experți suficient pentru controlul infecțiilor.

În contextul economic actual a devenit o necesitate menținerea și controlul cât mai stricte a parametrilor aerului tratat prin impunerea unor reguli privind proiectarea, montarea și exploatarea instalațiilor de ventilare astfel încât să poată fi asigurate atât funcționarea optimă a acestora cât și atingerea parametrilor confort (temperatură, umiditate, calitatea aerului interior) cu consumuri energetice și costuri minime.

La nivelul Uniunii Europene clădirile consumă aproximativ 40% din energia primară și reprezintă 36% din emisiile de CO<sub>2</sub>. S-a estimat că, prin îmbunătățirea eficienței energetice a clădirilor, consumul total de energie al UE ar putea fi redus cu 5% până la 6%, iar emisiile de CO<sub>2</sub> ar putea fi reduse cu aproximativ 5%, în acest sens, fiind adoptate măsuri legislative pentru a aborda, printre altele, problema reducerii consumului de energie al clădirilor.

A fost estimat că echipamentele de ventilare consumă mai mult de 2% din toată energia electrică din UE și se clasifică imediat după încălzire, răcire și produse de iluminat, ca mari consumatori de energie. La nivelul politicilor UE, reglementările Directivei Ecodesign [2] descrise în Anexa 1 impun producătorilor de echipamente de ventilare să îmbunătățească performanțele de mediu aferente produselor lor, de regulă respectând cerințele minime de eficiență energetică, precum și alte cerințe legate de mediu cum ar fi consumul de apă sau nivelurile de emisii.

Prezenta teză de doctorat cuprinde o serie de cercetări experimentale și studii privind ameliorarea performanțelor sistemelor HVAC (heating, ventilation and air conditioning) prin monitorizarea și controlul factorilor externi și interni ce acționează asupra acestora.

Deși titlul cuprinde domeniul HVAC în întregime, autorul și-a canalizat atenția asupra metodelor de ameliorare a performanțelor instalațiilor de ventilare care, din păcate, atunci când

sunt proiectate, construite și instalate incorect reprezintă o sursă majoră de funcționare inadecvată, conducând la consumuri excesive de energie și la reducerea eficienței totale a întregului sistem HVAC din care fac parte.

Etanșarea deficitară a tubulaturilor de ventilare generează înainte de toate pierderi de aer (uneori) semnificative pentru compensarea cărora, de cele mai multe ori, soluția cea mai facilă și cea mai utilizată o reprezintă majorarea ventilatoarelor.

Însă această soluție, deși pare simplă la prima vedere, este complet energofagă conducând la un lanț de consumuri suplimentare, pe langă creșterea consumului de energie al ventilatoarelor, va crește și cantitatea de căldură degajată de acestea, căldură care în timpul sezonului cald va trebui îndepărtată de sistemul de răcire, ceea ce va atrage o majorare a capacității de răcire necesare, echivalentă cu o creștere suplimentară și a consumului de energie al agregatului pentru producerea apei răcite.

De asemenea, neetanșeitațile din sistemele de conducte de aer vor facilita intrarea diverșilor poluanți în fluxul de aer tratat, fapt care va atrage o creștere a riscului de transmitere a infecțiilor în rândul ocupanților.



Fig. 1.1 Conductă de aer deteriorată din cauza pătrunderii poluanților prin neetanseități

Atât partea de documentare cât și modelele matematice vizează eficientizarea și îmbunătățirea funcționării instalațiilor de ventilare. De asemenea, măsurătorile exprimentale și metodele de validare a modelelor matematice au fost realizate folosind o instalație de ventilare compusă dintr-o conductă de aer cu secțiune circulară, un ventilator și diverse elemente de măsură și de reglaj.

Activitățile de cercetare și studiile care stau la baza acestei teze de doctorat au fost realizate pe parcursul mai multor ani, începând cu partea de documentare care a fost periodic adusă la zi, continuând cu elaborarea modelelor matematice și terminând cu partea experimentală.

Capitolul 2 intitulat "Aspecte generale privind sistemele HVAC" descrie varietatea de tehnologii folosite în acest domeniu pentru a furniza confort termic și o calitate cât mai bună a aerului din interiorul spațiilor închise. În partea a doua autorul a efectuat o trecere în revistă a diverselor metode de diagnostic, modele de simulare, studii de laborator și măsurători în teren realizate până în prezent pentru analizarea și determinarea influențelor pierderilor de aer cauzate de neetanșeitățile sistemelor de conducte de aer.

Capitolul 3, denumit "Procese complexe de tratare a aerului", include un studiu comparativ privind impactul economic al proceselor de tratare a aerului realizate în diferite tipuri și configurații de centrale de tratare aer.

În Capitolul 4 intitulat "Analiza numerică a curgerii aerului" sunt prezentate o serie de ecuații din termodinamică și mecanica fluidelor care guvernează domeniul HVAC și care au fost folosite pentru dezvoltarea unui algoritm de calcul pentru optimizarea curgerii aerului prin tubulaturile de ventilare și pentru determinarea matematică a pierderilor datorate neetanșeitaților din sistemele de tubulaturi de ventilare.

În Capitolul 5, denumit "Analiza experimentală a curgerii aerului", sunt prezentate rezultatele determinărilor experimentale realizate în laborator, acest capitol fiind bogat în reprezentări grafice obținute pe baza simulărilor.

Teza se încheie cu Capitolul 6 în care sunt detaliate concluziile care decurg din cercetările practice și teoretice efectuate. De asemenea, sunt trecute în revistă și contribuțiile personale aduse în această teză de doctorat.

#### 2. Aspecte generale privind sistemele HVAC

#### 2.1 Climatizarea și ventilarea

Climatizarea este procesul prin care în interiorul încăperilor se asigură o temperatură controlată a aerului, indiferent de procesele termice din interiorul sau din exteriorul clădirii. Climatizarea presupune încălzirea și răcirea controlată a spațiilor. Prin climatizare se urmărește realizarea confortului termic al ocupanților din încăperi. În anumite condiții, prin climatizare se poate realiza și controlul umidității aerului interior [3].

Ventilarea este procesul prin care aerul proaspăt intră (natural sau forțat) în încăperi și prin care din încăperi se elimină (natural sau forțat) aerul poluat, realizându-se astfel diluarea și chiar eliminarea poluanților interiori (umiditate, gaze, vapori, praf, viruși etc.), fapt care constituie obiectivul ventilării. Astfel, prin ventilare se asigură calitatea aerului interior prin menținerea concentrației de poluanți în limite admise [3].

În foarte multe situații în cadrul procesului de climatizare se poate trata și aerul proaspăt necesar ventilării, caz în care climatizarea este cuplată cu ventilarea.

#### 2.2 Clasificarea instalațiilor de ventilare

Instalațiile de ventilare au rolul de a introduce/extrage aerul în/din încăperi pentru a putea asigura calitatea necesară a aerului interior [3], putând fi clasificate după mai multe criterii, astfel:

- În funcție de energia care asigură deplasarea aerului:
  - Ventilarea naturală, care se realizează fără consum de energie datorită diferențelor de presiune dintre interiorul şi exteriorul clădirii;
  - Ventilarea mecanică, care se realizează cu consum de energie prin utilizarea unor mijloace mecanice (ventilatoare);
  - Ventilarea hibridă, atunci când pentru o ventilare naturală se introduc suplimentar și mijloace mecanice de vehiculare a aerului.
- În funcție de numărul de circuite:
  - Cu un singur circuit (monoflux), care asigură circulația aerului fie pe circuitul de introducere, fie pe circuitul de evacuare;
  - Cu două circuite (dublu flux), care asigură circulația aerului atât pe circuitul de introducere cât și pe circuitul de evacuare.

- În funcție de presiunea aerului din interiorul încăperilor, raportată la presiunea exterioară:
  - În suprapresiune, atunci când presiunea din interiorul încăperii este mai mare decât presiunea exterioară;
  - În depresiune, atunci când presiunea din interiorul încăperii este mai mică decât presiunea exterioară;
  - Echilibrate, atunci când presiunea din interiorul încăperii este mai egală cu presiunea exterioară.
- În funcție de presiunea aerului din sistemul de conducte de aer:
  - De presiune joasă, atunci când disponibilul de presiune al ventilatorului nu depăşeşte 600 Pa;
  - De presiune înaltă, atunci când disponibilul de presiune al ventilatorului ajunge până la 2500 Pa.
- După modul de tratare al aerului:
  - Simplă, fără tratarea aerului;
  - Cu tratare, atunci când aerul este supus unor procese de tratare cum ar fi filtrarea, răcirea, încălzirea, umidificarea etc.
- După principiul de funcționare:
  - Cu amestec de aer exterior și de aer interior;
  - Numai cu aer exterior;
  - În regim de recirculare totală.
- După destinație:
  - În scopuri de confort, pentru asigurarea microclimatului interior în vederea protejării sănătății și a desfăsurării muncii în condiții optime.
  - In scopuri tehnologice, pentru asigurarea parametrilor interiori care convin procesului de producție și a pentru a preveni rebutarea produselor. În cazul în care valorile parametrilor interiori necesari procesului de producție creează disconfort pentru personalul de deservire, vor trebui luate măsuri suplimentare pentru a preveni îmbolnăvirile și a asigura randamentul muncii.

Alegerea sistemului de ventilare trebuie făcută astfel încât să se obțină condițiile de confort termic și de calitate a aerului stabilite prin proiect cu un consum minim de energie, în funcție de destinația clădirii, de tipul de activitate din interior, de numărul de ocupanți și de climatul exterior.

Conform legislației Europene în vigoare, este obligatoriu ca instalațiile de ventilare cu două circuite (dublu flux) să fie prevazute cu sisteme de recuperare a căldurii.

#### 2.3 Sisteme de recuperare a căldurii în instalațiile de ventilare

Cea mai obișnuită metodă pentru răcirea sau încălzirea aerului proaspăt este utilizarea centralelor de tratare a aerului. Deoarece în cele mai multe situații există o diferență mare de temperatură între aerul din exterior și aerul din interior, rezultă un consum mare de energie necesar pentru tratarea aerului proaspăt.

În vederea atingerii obiectivului de a construi clădiri verzi cu energie zero, au fost dezvoltate o serie de sisteme de recuperare a căldurii care utilizează diferența de temperatură dintre aerul proaspăt (din exterior) și aerul evacuat (din interior) pentru a recupera căldura din aerul evacuat și a o transfera aerului proaspăt, îmbunătățind astfel eficiența energetică a centralelor de tratare aer și reducând semnificativ consumurile energetice pentru ventilare și climatizare.

#### 2.9 Concluzii și obiective de cercetare

Așa cum relevă studiile și cercetările efectuate până în prezent, din nefericire, în majoritatea țărilor proiectanții, producătorii, executanții, admistratorii și proprietarii de clădiri nu sunt adesea preocupați de pierderile din sistemele de conducte de aer și de creșterea consumurilor de energie datorate acestora, ignorând avantajele și beneficiile sistemelor de conducte etanșe.

În cele mai multe cazuri, etanșarea sistemelor de conducte se face direct în șantier prin utilizarea unor tehnici de etanșare simple, rapide și ieftine, cum ar fi aplicarea masticului sau lipirea îmbinărilor cu bandă autoadezivă, în acest fel calitatea etanșării sistemelor de conducte depinzând foarte mult de abilitățile și de rigurozitatea muncitorilor. De cele mai multe ori, pentru a compensa pierderile de aer și pentru a menține condițiile interioare la punctele stabilite, debitele de aer vehiculate trebuiesc majorate, ceea ce duce la o creștere a consumului de energie.

Determinarea influențelor datorate pierderilor de aer și de căldură asupra sistemelor de ventilare și climatizare depinde de mai mulți factori cum ar fi debitul de aer din sistem, parametrii aerului, locurile pe unde au loc scurgerile sau forma fisurilor din tubulatura de ventilare și prin care au loc pierderile.

Luând în considerare toate cele prezentate mai sus, obiectivele urmărite în cadrul prezentei teze de doctorat sunt:

- 1. realizarea unui stand experimental pentru măsurarea debitelor de aer și a presiunilor statice din tubulaturile de ventilare, pentru diverse sarcini ale ventilatorului;
- realizarea unui stand experimental pentru determinarea pierderilor de debit de aer şi de presiune statică din tubulaturile de ventilare în care există neetanşeităti datorate unor fisuri cu forme şi suprafețe diferite, pentru diverse sarcini ale ventilatorului;

- 3. elaborarea unui studiu comparativ privind impactul economic al proceselor complexe de tratare a aerului realizate în diferite tipuri și configurații de centrale de tratare aer;
- 4. elaborarea unui model matematic pentru determinarea cu precizie ridicată a densității aerului funcție de temperatură, umiditate relativă și suprapresiune;
- 5. elaborarea unui model matematic pentru determinarea coeficientului de descărcare funcție de presiune (necesar pentru calcularea cu precizie a debitului);
- elaborarea unui model matematic pentru determinarea debitului printr-un orificiu cu suprafața cunoscută (folosind densitatea aerului şi coeficientul de descărcare determinate anterior).

#### 3. Procese complexe de tratare a aerului

#### 3.1 Aerul atmosferic

Aerul atmosferic este format dintr-un amestec binar de aer uscat și vapori de apă. Aerul uscat este în mod normal un amestec de gaze în proporțiile prezentate în tabelul 3.1.

Correl	Conce	Concentrație					
Gazui	masică	volumică					
Azot	75,51	78,10					
Oxigen	23,01	20,93					
Argon	1,286	0,9325					
Dioxid de carbon	0,040	0,030					
Hidrogen	0,001	0,01					
Neon	0,0012	0,0018					
Heliu	0,00007	0,0005					
Kripton	0,0003	0,0001					
Xenon	0,00004	0,000009					
Ozon	-	10-6					
Radon	-	6.10-18					

 Tab. 3.1 Compoziția aerului uscat, curat [4]

Compoziția aerulului atmosferic se modifică foarte puțin la nivelul solului, însă la înălțimi mai mari predomină gazele mai ușoare. În ultimii ani s-a observat o tendință de creștere ușoară a concentrației de dioxid de carbon, datorată în principal proceselor de aerdere a combustibililor.

În afară de elementele descrise în tabelul 3.1, în aerul atmosferic se mai regăsesc oxidul de carbon, dioxidul de sulf, amoniacul precum și diverși poluanți. Cu excepția poluanților, a căror participație este variabilă în timp și în spațiu, compoziția aerului uscat poate fi considerată practic constantă.

#### 3.2 Aerul umed

Aerul umed este un amestec de aer uscat și vapori de apă. În funcție de cantitatea de apă pe care o conține, aerul umed poate fi:

- nesaturat;
- saturat;
- suprasaturat.

Deși cantitatea de vapori de apă din aer este mică aceasta poate avea o influență importantă asupra cantității de căldură necesară în timpul diverselor procese termodinamice din practică.

Principalii parametri ce caracterizează aerul umed în tehnica ventilării și condiționării sunt:

- temperatura uscată [°C], este temperatura care se măsoară cu orice termometru precis care nu este influențat de radiațiile termice în timpul măsurătorii;
- temperatura umedă [°C] (*temperatura de saturație adiabatică*), este temperatura care se măsoară cu un termometru al cărui bulb este înfășurat în pânză îmbibată cu apă;
- temperatura punctului de rouă [°C] (temperatura de saturație izobară la conținut de umiditate constant), reprezintă temperatura unei suprafețe pe care vaporii de apă din aerul umed condensează;
- conținutul de umiditate [kg vapori/kg aer uscat], este raportul dintre masa vaporilor de apă și masa aerului uscat dintr-un volum de aer;
- umiditatea relativă [%], reprezintă raportul dintre masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer şi masa maximă a vaporilor din acel volum la saturație, la aceeaşi temperatură şi presiune;
- umiditatea absolută [kg/m<sup>3</sup>], este masa vaporilor de apă dintr-un m<sup>3</sup> de aer umed;
- densitatea aerului umed [kg/m<sup>3</sup>], reprezintă masa unui m<sup>3</sup> de aer umed;
- entalpia aerului uscat [kJ/kg] este creșterea conținutului de căldură a unității de masă de aer în transformarea acestuia de la temperatura de 0 °C până la temperatura dată, la presiune constantă;
- entalpia vaporilor de apă [kJ/kg], reprezintă creșterea conținutului de căldură a unității de masă a vaporilor de apă saturați în transformarea acestora de la temperatura de 0 °C până la temperatura dată, la presiune constantă;
- entalpia aerului umed [kJ/kg], este căldura necesară pentru a obține izobar (1 + x) kg de aer umed la o temperatură dată, plecând de la 1 kg aer uscat + x kg apă având temperatura de 0 °C;
- căldura masică a aerului umed, [kJ/kgK], reprezintă căldura necesară unui kilogram de aer umed pentru a-şi ridica temperatura cu 1 °C;
- presiunea parțială a vaporilor de apă, [Pa];
- presiunea de saturație a vaporilor de apă, [Pa].

Diagrama h-x (diagrama lui Mollier) din figura 3.1 prezintă reprezentarea grafică a relațiilor dintre mărimile caracteristice ale aerului umed și oferă multiple posibilități de calcul cu o marjă de eroare acceptabilă.



Fig. 3.1 Diagrama h-x pentru aerul umed

#### 3.3 Procese de tratare a aerului în CTA

Aerul proaspăt (exterior) trebuie tratat înainte de a fi introdus în încăperile ventilate și/sau condiționate pentru a putea elimina căldura și umiditatea în exces sau pentru a încălzi aceste spații. În practică, tratarea aerului se realizează prin intermediul unor echipamente denumite centrale de tratare aer (CTA) și constă într-o succesiune de procese termodinamice simple, după cum urmează:

 încălzirea aerului se realizează în schimbătoare de căldură numite baterii de încălzire.
 În timpul procesului, conținutul de umiditate al aerului rămâne constant, în timp ce temperatura și entalpia aerului cresc;

- răcirea aerului umed se realizează cu ajutorul bateriilor de răcire. Procesul se desfăşoară la conținut de umiditate constant, iar temperatura și entalpia aerului scad. Dacă temperatura finală a aerului umed scade sub valoarea punctului de rouă, o parte din vaporii de apă din aer condensează scăzând astfel conținutul de umiditate din aer, acest proces numindu-se răcire cu uscare (dezumidificare);
- umidificarea izotermică a aerului are loc la temperatură constantă și se realizează prin injectarea de abur în curentul de aer. În cadrul procesului, temperatura rămâne constantă în schimb conținutul de umiditate și entalpia aerului cresc;
- umidificarea adiabatică se realizează într-o cameră de umidificare specială în care se pompează apă prin pulverizare. Temperatura aerului scade, iar conținutul de umiditate din aer creşte, acest proces fiind folosit uneori și pentru răcirea aerului prin contact direct aer-apă;
- amestecul a două cantități de aer având având stări diferite (1 şi 2), se realizează prin intermediul unei camere de amestec. Punctul stării de amestec M, se află în diagrama h-x pentru aerul umed pe segmentul de dreaptă care unește punctele de stare 1 și 2, având distanța față de acestea invers proporțională cu debitele de aer corespunzătoare.

Centralele de tratare aer prezintă o varietate mare de posibilități de configurare în funcție de destinație (pentru confort sau în scop tehnologic), de tipul de elemente componente (monoflux sau dublu flux, cu sau fără recuperare de căldură, pentru procese simple sau complexe de tratare a aerului) sau de capacitate (mărimea debitelor de aer vehiculate, al puterilor termice sau al presiunilor generate).

În acest sens, este foarte important ca încă din faza de proiectare aceste echipamente să fie alese și configurate corespunzător pentru asigurarea parametrilor interiori necesari cu costuri de exploatare și întreținere minime.

În ceea ce urmează s-a elaborat un studiu comparativ privind impactul economic (cheltuieli de investiție și cheltuieli operaționale) al proceselor de tratare a aerului realizate în diferite tipuri și configurații de centrale de tratare aer, astfel:

- procese de tratare a aerului:
  - tratarea complexă a aerului introdus asigurând pe timpul iernii încălzirea şi umidificarea (izotermă şi adiabatică) aerului, iar pe timpul verii răcirea cu uscare şi reîncălzirea acestuia pâna la o temperatură de confort;
  - tratarea simplă a aerului introdus asigurând doar încălzirea şi răcirea aerului, fără controlul umidității.

- tipuri de centrale de tratare aer:
  - o centrale de tratare aer monoflux, fără recuperare de căldură;
  - centrale de tratare aer dublu flux, cu recuperare de căldură în trei variante constructive, cu recuperator rotativ, cu schimbator de căldură în plăci sau cu baterii cu fluid intermediar.

În cadrul studiului au fost analizate 12 configurații de centrale de tratare a aerului, așa cum sunt prezentate în tabelul 3.2, toate echipamentele fiind dimensionate folosind softul de selecție TROX X-CUBE Configurator [20] și considerând următoarele cerințe și parametrii funcționali:

- să îndeplinească cerințele de eficiență energetică ErP 2018, conform prevederilor Directivei Ecodesign [2], descrise în Anexa 1;
- debitul de aer introdus 20.000 m<sup>3</sup>/h, cu un disponibil de presiune statică externă de 400
   Pa și o viteză a aerului în secțiunea liberă de 1,9 m/s;
- debitul de aer evacuat 20.000 m<sup>3</sup>/h, cu un disponibil de presiune statică externă de 400 Pa și o viteză a aerului în secțiunea liberă de 1,9 m/s;
- temperatura și umiditatea aerului exterior iarna –15 °C / 90 %;
- temperatura și umiditatea aerului interior iarna 22 °C / 40 %;
- temperatura și umiditatea aerului introdus iarna 24 °C / necontrolat (tratare simplă);
- temperatura și umiditatea aerului introdus iarna 24 °C / 40% (tratare complexă);
- temperatura și umiditatea aerului exterior vara 35 °C / 40 %;
- temperatura și umiditatea aerului interior vara 26 °C / 50 %;
- temperatura și umiditatea aerului introdus vara 24 °C / necontrolat (tratare simplă);
- temperatura și umiditatea aerului introdus vara 24 °C / 50% (tratare complexă).

Tip CTA Tip proces	monoflux, fără recuperare de căldură	dublu flux, cu recuperator de căldură rotativ	dublu flux, cu recuperator de căldură în plăci	dublu flux, cu recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar
tratare complexă a aerului, cu umidificare adiabatică cu apă	CTA 1	CTA 4	CTA 7	CTA 10
tratare complexă a aerului, cu umidificare izotermă cu abur	CTA 2	CTA 5	CTA 8	CTA 11
tratare simplă a aerului, fără umidificare	CTA 3	CTA 6	CTA 9	CTA 12

*Tab. 3.2 Configurații de centrale de tratare aer* 

#### 3.5.4 Analiza comparativă a parametrilor funționali ai CTA

În cazul CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare adiabatică iarna, apare necesitatea încălzirii aerului până la o temperatură mai mare decât temperatura de calcul de 24 °C, pentru a putea compensa răcirea aerului în timpul procesului de vaporizare al particulelor de apă pulverizate în camera de umidificare, respectiv 32 °C pentru CTA echipate cu recuperator rotativ tip "sorption" care asigură atât recuperarea căldurii cât și a umidității, sau 40 °C pentru restul configurațiilor de CTA analizate.

Cu toate acestea, așa cum se poate observa în tabelul 3.3, recuperarea de căldură este foarte importantă din punct de vedere al minimizării consumurilor energetice, capacitățile de încălzire necesare pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii fiind mai mici cu 68 % în cazul recuperatorului rotativ, cu 54 % în cazul recuperatorului în plăci și cu 47 % în cazul recuperării de căldură cu baterii cu fluid intermediar, față de capacitatea de încălzire necesară pentru CTA fără recuperator de căldură.

Datorită faptului că recuperatorul de căldură rotativ recuperează și umiditatea din aerul evacuat în aerul introdus, fiind necesară încălzirea aerului până la o temperatură mai mică cu 8 °C față de celelalte doua sisteme de recuperare a căldurii, în cazul folosirii acestor recuperatoare capacitatea de încălzire necesară este mai mică cu 29 % față de CTA echipate cu recuperator de căldură în plăci și cu 40 % față de CTA echipate cu sistem de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar.

Din punct de vedere al cantității de apă necesară pentru procesul de umdificare adiabatică a aerului, cel mai mic consum este obținut cu CTA echipată cu recuperator rotativ, deoarece acesta asigură și recuperarea umidității din aerul evacuat în aerul introdus, diminuând astfel consumul de apă cu până la 60 % față de toate celelalte configurații de CTA analizate.

Consumurile electrice totale pe timpul iernii sunt similare pentru toate cele trei configurații de CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii, fiind însă cu aproximativ 47 % mai mici pentru CTA fără recuperator de căldură, deoarece această configurație, pe de o parte, nu include recuperatorul de căldură (care induce o pierdere de presiune suplimentară pentru ventilatorul de introducere) și pe de altă parte ventilatorul de evacuare nu este inclus în configurația CTA (dar al cărui consum va trebui considerat separat).

Așa cum este indicat în tabelul 3.5 aferent CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotemă iarna și în tabelul 3.7 aferent CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului pe timpul iernii fără controlul umidității, deși încălzirea aerului se face până la temperatura de calcul de 24 °C, din nou recuperarea de căldură este foarte importantă.

Capacitățile de încălzire necesare pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii sunt mai mici cu 75 % în cazul recuperatorului rotativ, cu 77 % în cazul recuperatorului în plăci și cu 66 % în cazul recuperării de căldură cu baterii cu fluid intermediar, față de capacitatea de încălzire necesară pentru CTA fără recuperator de căldură.

În acest caz, putem observa că recuperatorul de căldură rotativ și recuperatorul de căldură în plăci au eficiențe similare, mai ridicate decât eficiența sistemulului de recuperare cu baterii cu fluid intermediar, ceea ce conduce la o capacitate de încălzire cu aproximativ 40 % mai mare în cazul CTA echipate cu sistem de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar față de celelalte două sisteme de recuperare a căldurii analizate.

Similar cu configurația analizată anterior (cu umdificare adiabatică iarna) și în cazul umidificării izoterme a aerului, datorită recuperării umidității din aerul evacuat în aerul introdus, cea mai mică cantitate de abur necesară se obține cu CTA echipată cu recuperator rotativ, fiind cu 69 % mai mică față de celelalte configurații de CTA analizate.

O diferență semnificativă se poate observa în cazul consumurilor electrice totale pe timpul iernii atunci când CTA sunt configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotemă, deoarece consumul de energie electrică al boilerului pentru producerea aburului reprezintă aproximativ 75 % din cantitatea de abur produsă. Astfel, consumul electric al CTA echipată cu recuperator rotativ este cu peste 60 % mai mic decât pentru toate celelalte configurații de CTA analizate.

În cazul CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului pe timpul iernii fără controlul umidității, consumurile electrice totale pe timpul iernii sunt similare cu cele pentru CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare adiabatică, fiind aproximativ egale pentru toate cele trei configurații de CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii și cu circa 55 % mai mici pentru CTA fără recuperator de căldură, deoarece această configurație nu include recuperatorul de căldură și ventilatorul de evacuare.

Pe timpul verii, pentru CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu răcire cu uscare și apoi reîncălzire la temperatura de calcul (de confort), având parametrii indicați în tabelele 3.4 și 3.6, recuperarea de căldură conduce la economii de energie, capacitățile de răcire necesare pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii fiind mai mici cu 37 % în cazul recuperatorului rotativ, cu 22 % în cazul recuperatorului în plăci și cu 21 % în cazul recuperării de căldură cu baterii cu fluid intermediar, față de capacitatea de răcire necesară pentru CTA fără recuperator de căldură.

Din nou, datorită faptului că și pe timpul verii recuperatorul de căldură rotativ recuperează și umiditatea, de această dată din aerul introdus (fluxul cu temperatura mai ridicată) în aerul evacuat (fluxul cu temperatura mai scăzută), capacitatea de răcire necesară pentru CTA echipată cu recuperator de căldură rotativ este mai mică cu 20 % față de CTA echipată cu recuperator de căldură în plăci și cu 21 % față de CTA echipată cu sistem de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar.

Similar, și în cazul CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului pe timpul verii fără controlul umidității, așa cum se poate observa în tabelul 3.8, capacitățile de răcire necesare pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii sunt mai mici cu 64 % în cazul recuperatorului rotativ, cu 53 % în cazul recuperatorului în plăci și cu 50 % în cazul recuperării de căldură cu baterii cu fluid intermediar, față de capacitatea de răcire necesară pentru CTA fără recuperator de căldură.

De asemenea, datorită faptului că recuperatorul de căldură rotativ recuperează umiditatea și pe timpul verii, și pentru tratarea simplă a aerului pe timpul verii, capacitatea de răcire necesară pentru CTA echipată cu recuperator de căldură rotativ este mai mică cu 24 % față de CTA echipată cu recuperator de căldură în plăci și cu 29 % față de CTA echipată cu sistem de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar.

De reținut faptul că, față de CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului pe timpul verii fără controlul umidității care includ în componență doar o singură baterie de răcire, toate celelalte CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu răcire cu uscare și apoi reîncălzire sunt echipate suplimentar cu o baterie de reîncălzire dimensionată pentru încălzirea aerului de la 14 °C la 24 °C, având aceeași capacitate de 68 kW pentru toate configurațiile analizate.

În ceea ce privește consumurile electrice totale pe timpul verii, indiferent de tipul procesulului de tratare al aerului analizat – complex sau simplu – acestea sunt similare pentru toate configurațiile de CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii, fiind însă mai mici cu 51 % până la 57 % pentru CTA fără recuperator de căldură, deoarece această configurație nu include recuperatorul de căldură și ventilatorul de evacuare.

#### 3.6 Impactul controlului umidității aerului introdus asupra parametrilor funcționali ai CTA

Centralele de tratare a aerului reprezintă inima oricărei instalații de ventilare – climatizare, fiind foarte important ca acestea să fie dimensionate corespunzător, astfel încât să se poată obține toți parametrii funționali impuși de destinația proiectului, de tipul de activitate desfășurată la interior, de numărul de ocupanți și de climatul exterior, toate acestea cu costuri de investiție optime și consumuri de energie minime.

În acest sens, este foarte important să întelegem încă din faza de proiectare, dacă pentru centrala de tratare aer se impune o configurație care să asigure tratarea complexă a aerului introdus

(proaspăt) cu un control strict al umiditătii în sezonul rece (prin umidificarea adiabatică sau izotermă) și/sau cu un control strict al umiditătii în sezonul cald (prin răcirea cu uscare și apoi reîncălzire).

Cu cât procesul de tratare aer impus prin proiectare este mai complex și mai strict, cu atât mai complexă va deveni și configurația CTA, fie prin necesitatea de a supradimensiona unele dintre elementele componente standard (baterii de încălzire sau de răcire), fie prin adăugarea unor elemente suplimentare necesare pentru tratarea complexă a aerului (module de umidificare, baterii de reîncălzire etc.). De reținut că oricare dintre aceste elemente suplimentare va atrage majorări atât ale costurilor de investiție cât și ale costurilor de exploatare și de întreținere.

Pe de altă parte, există aplicațiile simple în care nu se impune controlul strict al umiditătii, unde la interiorul clădirii există alte surse suplimentare pentru răcire și/sau pentru încălzire (ventilo-convectori, radiatoare, pardoseală radiantă, sisteme split etc.) și în care centrala de tratare aer este folosită numai pentru asigurarea calității aerului interior prin introducerea unui debit de aer proaspăt corespunzător.

În continuare se va analiza impactul controlului umidității aerului introdus asupra parametrilor funcționali ai centralelor de tratare aer și asupra consumurilor aferente, pentru patru configurații diferite de CTA – monoflux fără recuperator de căldură, dublu flux cu recuperator de căldură rotativ, dublu flux cu recuperator de căldură în plăci și dublu flux cu sistem de recuperare de căldură cu baterii cu fluid intermediar.

#### 3.6.5 Analiza comparativă a parametrilor funționali ai CTA

Așa cum se poate observa în tabelele 3.9, 3.11, 3.13 și 3.15, pentru toate cele patru tipuri de CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare adiabatică pe timpul iernii, din cauza încălzirii aerului până la o temperatură mai mare decât temperatura de calcul de 24 °C (necesară pentru a compensa răcirea acestuia în timpul procesului de vaporizare al particulelor de apă), vom avea nevoie de capacități de încălzire mai mari cu 30 % (în cazul CTA fără recuperator de căldură) până la 64 % (în cazul CTA cu recuperator de căldură în plăci) față de capacitățile de încălzire necesare atât pentru CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotemă cât și pentru CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității, unde încălzirea aerului se face (doar) până la temperatura de calcul de 24 °C.

Evident, pentru toate echipamentele configurate să asigure controlul umidității aerului introdus pe timpul iernii prin tratarea complexă a aerului, fie prin umidificare adiabatică, fie prin umidificare izotemă cu abur, vom avea un consum suplimentar de apă / de abur fată de CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității. Deoarece recuperatorul de

căldură rotativ recuperează și umiditatea din aerul evacuat în aerul introdus, cele mai mici consumuri de apă / de abur se vor obține pentru CTA echipate cu recuperator rotativ, acestea fiind cu cel puțin 60 % mai mici față de consumurile aferente cellorlalte configurații de CTA analizate.

În ceea ce privește consumurile electrice totale pe timpul iernii, se poate observa o diferență semnificativă între CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotemă cu abur, unde consumul de energie electrică al boilerului pentru producerea aburului reprezintă aproximativ 75 % din cantitatea de abur produsă și restul configurațiilor de CTA incluse în studiu. Astfel, consumurile electrice totale aferente CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare izotemă cu abur vor fi mai mari cu 71 % (în cazul CTA cu recuperator de căldură rotativ) până la 95 % (în cazul CTA fără recuperator de căldură) față de consumurile electrice totale pe timpul iernii aferente CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului cu umidificare adiabatică (unde consumul pompei pentru furnizarea apei în camera de umidificare nu depăşește 1,5 kW) sau față de consumurile aferente CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității (fără vreun modul de umidificare  $\Leftrightarrow$  fără consum electric suplimentar).

Pe timpul verii, așa cum este indicat în tabelele 3.10, 3.12, 3.14 și 3.14, toate CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului, care controlează umiditatea aerului introdus mai întâi prin răcirea cu uscare a acestuia până la temperatura de 14 °C și apoi reîncălzirea până la temperatura de calcul de 24 °C, vor avea capacități de răcire mai mari cu 54 % (în cazul CTA fără recuperator de căldură) până la 74 % (în cazul CTA cu recuperator de căldură rotativ) față de capacitățile de răcire necesare pentru CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității, unde răcirea aerului se face direct până la temperatura de calcul de 24 °C.

Similar, pentru toate CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului, care controlează umiditatea aerului introdus, vom avea un consum suplimentar de apă caldă necesară procesului de reîncălzire până la temperatura de calcul de 24 °C, fată de CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului care nu asigură și controlul umidității.

Consumurile electrice pe timpul verii sunt similare pentru toate configurațiile de CTA incluse în acest studiu, cu mențiunea că acestea vor fi cu aproximativ 55 % mai mici pentru CTA fără recuperator de căldură (această configurație nu include recuperatorul de căldură și ventilatorul de evacuare) față de toate celelalte configurații de CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii (și ventilatorul de evacuare).

#### 4. Analiza numerică a curgerii aerului

#### 4.1 Ecuația lui Bernoulli [25]

Problematica curgerii fluidelor a cunoscut un interes continuu mai ales începând cu secolul al XVIII-lea, fiind studiată îndeosebi de Johann și Daniel Bernoulli și fiind ulterior dezvoltată și de matematicianul Leonhard Euler. Relația dintre presiune și viteză într-un fluid fără vâscozitate și incompresibil a fost definită ca fiind:

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 = \text{ const}$$
(4.1)

Considerând componenta pe axa x a ecuației momentului pentru un flux al unui fluid fără vâscozitate si fără forțe de volum, această ecuație devine:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} \tag{4.2}$$

sau

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x}$$

Pentru curgerea staționară,  $\partial u/\partial t = 0$ . Ecuația (4.2) se poate scrie ca:

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}$$
(4.3)

Ecuația 4.3 se înmulțește cu dx și altfel devine:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}dx + v\frac{\partial u}{\partial y}dx + w\frac{\partial u}{\partial z}dx = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx$$
(4.4)

Se consideră curgerea într-un spațiu tridimensional în lungul unei linii de curent. Ecuația curgerii unei linii de curent se obține înlocuind:

vdx - udy = 0

$$udz - wdx = 0 \tag{4.5}$$

Astfel în ecuația 4.4 avem:

$$u\frac{\partial u}{\partial x}dx + u\frac{\partial u}{\partial y}dy + u\frac{\partial u}{\partial z}dz = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx$$
(4.6)

sau

și

$$u\left(\frac{\partial u}{\partial x}dx + \frac{\partial u}{\partial y}dy + \frac{\partial u}{\partial z}dz\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx \tag{4.7}$$

Dată fiind o funcție u=u(x,y,z), diferențială lui u este:

$$du = \frac{\partial u}{\partial x}dx + \frac{\partial u}{\partial y}dy + \frac{\partial u}{\partial z}dz$$
(4.8)

Ecuația 4.8 reprezintă termenul din paranteza ecuației 4.7, care poate fi rescrisă ca:

$$udu = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

sau

$$\frac{1}{2}d(u^2) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx \tag{4.9}$$

În mod similar, plecând de la componenta de pe axele y și z a ecuației momentului și ținând cont că fluidul este fără vâscozitate, în curgere staționară avem:

$$\frac{1}{2}d(v^2) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}dy \tag{4.10}$$

și

$$\frac{1}{2}d(w^2) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}dz \tag{4.11}$$

Aplicând ecuațiile 4.9, 4.10 și 4.11 rezultă:

$$\frac{1}{2}d(u^2 + v^2 + w^2) = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz\right)$$
(4.12)

Se știe însă că:

$$u^2 + v^2 + w^2 = V^2 \tag{4.13}$$

și

$$\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz = dp$$
(4.14)

Înlocuind ecuațiile 4.14 si 4.13 în ecuația 4.12 rezultă:

$$\frac{1}{2}d(V^2) = -\frac{dp}{\rho} \quad \text{sau} \quad dp = -\rho V dV \tag{4.15}$$

Ecuația 4.15 este cunoscută ca "Ecuația lui Euler" și se aplică fluidelor fără vâscozitate și fără forțe de volum, referindu-se la schimbarea vitezei de-a lungul unei linii de curent dV în raport cu schimbarea presiunii dp de-a lungul aceleiași linii de curent.

Ecuația 4.15 are o formă particulară atunci când se aplică unui fluid incompresibil. În acest caz  $\rho$ =constant. Prin integrare în oricare 2 puncte de-a lungul unei linii de curent ecuația 4.15 devine:

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = -\rho \int_{V_1}^{V_2} V dV$$

sau

$$p_2 - p_1 = -\rho \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}\right)$$

sau

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \tag{4.16}$$

Ecuația 4.16 este "Ecuația lui Bernoulli", care prezintă proprietățile p1 și V1 in punctul 1 de pe o linie de curent în raport cu p2 și V2 din punctul 2 de pe aceeași linie de curent. Ecuația 4.16 mai poate fi scrisă ca:

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 = \text{const}$$
 de-a lungul unei linii de curent (4.17)

#### 4.2 Procese de curgere a aerului în tubulaturile de ventilare [26], [27]

Debitul masic al unui fluid care curge printr-o tubulatură este în strânsă legătură cu densitatea, aria secțiunii de curgere și viteza fluidului:

$$\dot{m} = \rho A_c V \tag{4.18}$$

Aria secțiunii de curgere  $A_c$  se definește ca aria normală la viteza de curgere și este de obicei aria secțiunii transversale a tubulaturii sau a canalului. Viteza V este viteza medie și este definită astfel încât produsul dintre aria secțiunii transversale, densitatea fluidului și viteza medie să fie debitul masic de fluid. Totuși, viteza fluidului nu este uniformă pe tot fluxul datorită forțelor de frecare cauzate de vâscozitate și a turbulențelor.

Profilurile de viteză reprezentative pentru fluxul laminar și fluxul turbulent sunt prezentate în figura 4.1. În cazul fluxului laminar într-o conductă circulară, viteza pe axa centrală este de circa două ori viteza medie, în timp ce în cazul fluxului turbulent viteza pe axa centrală este doar cu aproximativ 20% mai mare decât viteza medie.

Viteza medie pentru fluxul dintr-o conductă poate fi obținută măsurând viteza locală în diferite poziții ale fluxului pentru a determina profilul de viteză și apoi integrând profilul se obține viteza medie. Debitul poate fi determinat apoi folosind viteza medie.



Fig. 4.1 Profilul vitezelor aerului dintr-o tubulatură

În aplicațiile HVAC se preferă utilizarea debitului volumic în locul debitului masic. Debitele sunt exprimate în m<sup>3</sup>/h sau în l/s pentru aerul vehiculat. După caz, se face conversia din debit volumic în debit masic folosind densitatea fluidului  $\rho$ . Deși în timpul proceselor HVAC parametrii aerului se modifică și astfel se modifică și densitatea, cel mai adesea se neglijează aceasta variație, pentru toate calculele fiind folosită o valoare medie a densității aerului. În instalațiile de ventilare / climatizare fluidul vehiculat este aerul atmosferic. Astfel debitul volumic poate fi exprimat ca:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \dot{m}V = A_c V \tag{4.19}$$

unde  $\dot{V}$  reprezintă debitul volumic, m reprezintă debitul masic,  $\rho$  reprezintă densitatea fluidului, V este viteza fluidului, iar A<sub>c</sub> este aria de curgere.

#### 4.3. Determinarea densității aerului umed [28], [29]

Pentru a crește gradul de precizie al modelului matematic se propune determinarea cu precizie a densității aerului umed ținând cont de temperatură, de umiditate, dar și de suprapresiune. Pentru calcularea densității aerului se folosește ecuația 4.20 de mai jos:

$$\rho_{\text{aer umed}} = \frac{p_d}{R_d T} + \frac{p_V}{R_V T} = \frac{p_d M_d + p_V M_V}{\mathbb{R}T}$$
(4.20)

în care:

- $p_d$  presiunea parțială a aerului uscat [Pa]
- $R_d$  constanta aerului uscat  $R_d = 287.058 [J/(kg K)]$
- $p_V$  presiunea parțială a vaporilor de apă [Pa]
- $R_v$  constanta vaporilor de apă  $R_v = 461.495 [J/(kg K)]$
- $M_d$  masa molară a aerului uscat  $M_d = 0.0289652$  [kg/mol]
- $M_v$  masa molară a vaporilor de apă  $M_v = 0.018016$  [kg/mol]
- T temperatura aerului [K]

Pentru a determina presiunea parțială a vaporilor de apă se va folosi ecuația lui Buck [29]. Aceasta ecuație oferă o aproximare foarte bună a valorilor presiunii parțiale pentru vaporii de apă din aerul atmosferic. Ecuația a fost verificată pentru valori ale temperaturilor cuprinse în ecartul –  $50 \degree C \div +100 \degree C$ , abaterile fiind mai mici de 0,01 % pentru acest interval.

$$p_{v} = \left(0.61121 \exp\left(\left(18.678 - \frac{t}{234.5}\right)\left(\frac{t}{257.14+t}\right)\right)\right) * 1000$$
(4.21)  
$$\Rightarrow p_{v} = p_{1} \cdot RH$$

în care  $p_v$  reprezintă presiunea parțială a vaporilor de apă în Pa, t este temperatura aerului exprimată în °C, iar RH este umiditatea relativă în %.

# 4.4. Determinarea debitului de aer refulat printr-un orificiu cu suprafața cunoscută[26], [30], [31]

Debitul de fluid printr-un orificiu cu suprafață cunoscută poate fi calculat cu ușurință cu ajutorul ecuației lui Bernoulli (4.17) care a fost descrisă la începutul capitolului. Din păcate, această ecuație poate fi folosită cu acuratețe doar pentru fluide omogene, incompresibile și fără vâscozitate. Fluidul de lucru utilizat în instalațiile de ventilare studiate în prezenta teză este aerul atmosferic, care poate fi considerat cvasi-omogen, dar pentru care nu mai pot fi neglijate compresibilitatea și vâscozitatea. Din acest motiv ecuația lui Bernoulli trebuie rescrisă adăugând un coeficient de corecție  $C_d$  care în literatura de specialitate este cunoscut sub numele de coeficient de descărcare.

$$Q = C_d A_c \left[ \frac{2\Delta p}{\delta} \right]^{0.5}$$
(4.22)

Strict pentru aerul vehiculat în instalațiile de ventilare se mai găsește în literatura de specialitate și termenul de "coeficient volumic de curgere al aerului –  $C_v$ ". Acest coeficient este utilizat pentru măsurarea debitului de aer printr-o deschidere cu suprafața cunoscută și se măsoară în [m<sup>3</sup>/(sPa)]. Determinarea acestui coeficient presupune că densitatea aerului este cvasi-constantă și condițiile de lucru normale (temperatură standard de 20 °C și presiune standard de 1 atm).

În prezenta teză se va folosi totuși coeficientul de descărcare  $C_d$  care este adimensional și are valori cuprinse între 0 și 1. A fost preferat coeficientul de descărcare  $C_d$  în locul coeficientului volumic de curgere al aerului  $C_v$ , deoarece în prezenta lucrare a fost calculată și densitatea aerului ținând cont de umiditate dar și de variațiile de presiune, așa cum se poate vedea în capitolul 4.3.

#### 4.5. Metode de determinare si calculare a coeficientului de descărcare Cd

Determinarea coeficientului de descărcare pe cale numerică presupune cunoașterea regimului curgerii, determinarea numărului Reynolds, fiind de asemenea influențat de foarte mulți factori care țin de geometria tubulaturii sau a ajutajului prin care este vehiculat fluidul.

Deși este un subiect foarte ofertantă, determinarea prin metode numerice a coeficientului de descărcare nu face obiectul prezentei teze de doctorat. În aceasta teză de doctorat determinarea coeficientului de descărcare a fost făcută prin compararea debitului măsurat cu debitul ideal calculat folosind ecuația lui Bernoulli.

$$C_d = \frac{Q_{\text{int mas}}}{Q_{\text{ideal}}} \tag{4.23}$$

Debitul ideal Q<sub>ideal</sub> se obține din ecuația 4.22 în care coeficientul de descărcare are valoarea 1, pentru situația în care debitul de aer este refulat liber fără vreo obstrucție. Astfel avem:

$$Q_{ideal} = A_c \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$
(4.24)

Situația în care coeficientul de descărcare are valori foarte apropiate de 1 a fost simulată și pe standul experimental. Au fost făcute măsurători ale debitului de aer refulat în situația în care singura frână prezentă pe standul experimental erau tuburile perforate din elementul de măsurare a debitului. S-a observat în acest caz că debitul de aer măsurat este foarte apropiat de debitul de aer (ideal) calculat cu ecuația lui Bernoulli.

Ținând cont de ecuațiile 4.23 si 4.24 coeficientul de descărcare va fi:

$$C_{d} = \frac{Q_{\text{int}mas}}{A_{c} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}}$$
(4.25)

Mai trebuie menționat ca inclusiv în industria HVAC toți producătorii de echipamente pentru instalații de ventilare determină experimental un coeficient de corecție pentru calcularea debitului de fluid vehiculat. Acest coeficient este cel mai adesea exprimat sub forma coeficientului volumic de curgere al aerului C<sub>v</sub> dar poate fi și un coeficient de descărcare C<sub>d</sub> sau un coeficient de presiune C<sub>p</sub>. În figura 4.2 este prezentat un extras din manualul tehnic unei clapete de reglaj circulară de tip IRIS produsă de firma TROX [20]. Pentru acest element de reglaj producătorul a determinat experimental câte un coeficient de corecție "k" pentru fiecare poziție a clapetei IRIS. Așa cum am menționat anterior în practică se neglijează variația densității aerului.



Fig. 4.2 Extras din manualul tehnic al unei clapete de reglaj circulară tip IRIS

#### 4.6. Validarea modelului matematic și estimarea erorilor

Pentru validarea modelului matematic au fost centralizate valorile măsurate și valorile calculate pentru debitul de aer introdus și pentru coeficientul de descărcare C<sub>d</sub>. Densitatea aerului a fost calculată ținând cont de temperatura, umiditatea și suprapresiunea din tubulatura de ventilare. Pentru fiecare situație în parte coeficientul de descărcare a fost calculat folosind ecuația 4.23, iar ulterior a fost determinată o ecuație simplă în funcție de o putere care aproximează valoarea coeficientului de descărcare.

În cele ce urmează sunt prezentate toate cele cinci simulări experimentale în care viteza aerului a fost menținută în tubulatura de ventilare la valori cvasi-constante de 10, 8, 6, 4 și 2 m/s.

În tabelele de mai jos se găsesc centralizate următoarele valori:

- Vit/RPM viteza aerului în tubulatură funcție de turația ventilatorului în rpm;
- Af aria fisurii;
- $\Delta p$  presiunea statică în tubulatură după segmentul cu fisuri;
- Q<sub>int măs</sub> debitul introdus din tubulatură, după segmentul cu fisuri, măsurat la capătul tubulaturii cu elementul de măsură;
- $Q_{asp m as}$  debitul aspirat măsurat înainte de ventilator cu elementul de măsură;
- Q<sub>int cal</sub> debitul introdus din tubulatură, după segmentul cu fisuri, calculat cu ecuația 4.22;
- $\rho_{aer}$  densitatea aerului calculată în funcție de temperatură, umiditate și suprapresiune;
- Pres atm presiunea atmosferica măsurată în momentul efectuării experimentelor;
- Pres tub presiunea din tubulatură, după segmentul cu fisuri;
- **Q**<sub>ideal</sub> debitul ideal calculat cu ecuația 4.24;
- Cd real coeficientul de descărcare calculat cu ecuația 4.23;
- C<sub>d</sub> calculat coeficientul de descărcare calculat cu ecuațiile de aproximare;
- Abatere abaterea procentuală a debitului calculat cu modelul matematic față de debitul măsurat pe standul experimental.

Vit / RPM	Af	Δр	Q int măs	Q asp măs	$ ho_{ m aer}$	Pres Atm	Pres tub	Qideal	C <sub>d</sub> real	C <sub>d</sub> calculat	Abatere	Qint cal
	[mm <sup>2</sup> ]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[-]	[-]	[%]	[m <sup>3</sup> /h]
	22500	104.91	2666.63	3440.82	1.1945	102100	102204.91	3718.32	0.7172	0.7303	1.83	2715.46
10	17500	114.61	2693.19	3368.06	1.1946	102100	102214.61	3886.26	0.6930	0.7056	1.82	2742.12
~ 10 m/s 1278 rpm	12600	129.29	2782.59	3301.25	1.1948	102100	102229.29	4127.34	0.6742	0.6733	-0.13	2778.84
	7800	143.75	2852.74	3213.57	1.1950	102100	102243.75	4351.68	0.6556	0.6461	-1.44	2811.53
	5000	153.39	2881.18	3153.50	1.1951	102100	102253.39	4495.00	0.6410	0.6300	-1.72	2831.72
	0	171.33	2940.96	3034.86	1.1953	102100	102271.33	4750.22	0.6191	0.6034	-2.53	2866.46
	22500	160.48	2779.53	3685.94	1.1952	102100	102260.48	4597.48	0.6046	0.6190	2.39	2845.85
10	17500	178.13	2819.97	3567.34	1.1954	102100	102278.13	4843.30	0.5822	0.5944	2.08	2878.76
~ 10 m/s 1420 rpm	12600	195.82	2869.45	3460.13	1.1956	102100	102295.82	5077.74	0.5651	0.5729	1.38	2908.93
	7800	211.18	2899.26	3330.00	1.1958	102100	102311.18	5272.75	0.5499	0.5563	1.17	2933.19
	5000	222.43	2916.02	3219.49	1.1959	102100	102322.43	5410.96	0.5389	0.5452	1.16	2949.96
	0	242.59	2964.87	3051.43	1.1961	102100	102342.59	5650.29	0.5247	0.5271	0.45	2978.21

Tab 4.1 Centralizator cu valorile măsurate și valorile calculate pentru viteza de aprox. 10 m/s



Fig. 4.3 Coeficientul de descărcare pentru viteza de 10 m/s



Fig. 4.4 Variația debitului în funcție de presiunea statică la viteza de 10 m/s



Fig. 4.5 Abaterea debitului calculat față de debitul măsurat la viteza de 10 m/s

Pentru viteza de 10 m/s în tubulatura de ventilare ecuația funcție de putere pentru coeficientul de descărcare  $C_{d10}$  este:

$$C_{d10} = 4.4627\Delta p^{-0.389} \tag{4.26}$$

Această ecuație oferă o precizie foarte bună, abaterile fiind între -2.53 % și + 2.39%.

Vit / RPM	Af	Δр	<b>Q</b> int măs	Qasp	$ ho_{ m aer}$	Pres Atm	Pres tub	Qideal	C <sub>d</sub> real	C <sub>d</sub> calculat	Abatere	Qint cal
	[mm <sup>2</sup> ]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[-]	[-]	[%]	[m <sup>3</sup> /h]
	22500	156.54	2191.66	3138.99	1.1951	102100	102256.54	4540.86	0.4827	0.4892	1.36	2221.48
	17500	168.60	2202.57	3024.91	1.1953	102100	102268.60	4712.25	0.4674	0.4729	1.17	2228.45
$\sim 8 \text{ m/s}$	12600	183.64	2240.07	2887.43	1.1954	102100	102283.64	4917.61	0.4555	0.4548	-0.16	2236.49
1278 rpm	7800	196.94	2266.88	2701.39	1.1956	102100	102296.94	5092.13	0.4452	0.4405	-1.05	2243.07
-	5000	205.69	2288.20	2609.71	1.1957	102100	102305.69	5203.79	0.4397	0.4318	-1.79	2247.17
	0	225.36	2338.11	2417.33	1.1959	102100	102325.36	5446.44	0.4293	0.4142	-3.52	2255.79
	22500	239.00	2182.82	3235.69	1.1961	102100	102339.00	5608.45	0.3892	0.4032	3.60	2261.35
	17500	252.65	2200.97	3104.51	1.1963	102100	102352.65	5766.05	0.3817	0.3931	2.98	2266.60
~ 8 m/s 1420 rpm	12600	268.37	2224.00	2912.25	1.1964	102100	102368.37	5942.24	0.3743	0.3824	2.17	2272.32
	7800	288.06	2255.49	2730.32	1.1967	102100	102388.06	6155.74	0.3664	0.3702	1.04	2279.02
	5000	301.81	2286.78	2618.42	1.1968	102100	102401.81	6300.54	0.3629	0.3624	-0.15	2283.44
	0	328.80	2331.93	2416.13	1.1972	102100	102428.80	6575.39	0.3546	0.3485	-1.73	2291.57

Tab 4.2 Centralizator cu valorile măsurate și valorile calculate pentru viteza de aprox. 8 m/s



Fig. 4.6 Coeficientul de descărcare pentru viteza de 8 m/s



Fig. 4.7 Variația debitului în funcție de presiunea statică la viteza de 8 m/s



Fig. 4.8 Abaterea debitului calculat față de debitul măsurat la viteza de 8 m/s

Pentru viteza de 8 m/s în tubulatura de ventilare ecuația funcție de putere pentru coeficientul de descărcare  $C_{d8}$  este:

$$C_{d8} = 4.4786\Delta p^{-0.456} \tag{4.27}$$

Precizia este în continuare foarte bună deși se mai înrăutățește un pic odată cu creșterea presiunii statice din tubulatură, abaterile fiind intre -3.52 % și + 3.6%.

Vit / RPM	Af	Δр	<b>Q</b> int măs	Qasp	Paer	Pres Atm	Pres tub	Qideal	C <sub>d</sub> real	C <sub>d</sub> calculat	Abatere	Qint cal
	[mm <sup>2</sup> ]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[-]	[-]	[%]	[m <sup>3</sup> /h]
	22500	213.39	1703.90	2761.56	1.1958	102100	102313.39	5300.18	0.3215	0.3236	0.65	1714.93
	17500	227.09	1711.69	2563.30	1.1960	102100	102327.09	5467.24	0.3131	0.3164	1.07	1730.03
$\sim 6 \text{ m/s}$	12600	244.21	1750.65	2408.51	1.1962	102100	102344.21	5669.15	0.3088	0.3083	-0.16	1747.83
rpm	7800	263.42	1790.69	2234.47	1.1964	102100	102363.42	5887.28	0.3042	0.3001	-1.35	1766.55
-	5000	275.29	1823.56	2140.74	1.1965	102100	102375.29	6018.19	0.3030	0.2954	-2.52	1777.55
	0	299.35	1891.52	1966.53	1.1968	102100	102399.35	6274.85	0.3014	0.2866	-4.91	1798.60
	22500	273.97	1708.27	2887.46	1.1965	102100	102373.97	6003.78	0.2845	0.2959	3.99	1776.35
	17500	295.62	1715.24	2677.61	1.1968	102100	102395.62	6235.76	0.2751	0.2879	4.68	1795.44
$\sim 6 \text{ m/s}$	12600	319.31	1762.47	2471.58	1.1970	102100	102419.31	6480.04	0.2720	0.2801	2.98	1814.99
1420 rpm	7800	344.64	1809.68	2292.88	1.1973	102100	102444.64	6731.36	0.2688	0.2725	1.37	1834.54
	5000	360.49	1835.25	2175.09	1.1975	102100	102460.49	6883.85	0.2666	0.2682	0.59	1846.15
	0	386.16	1882.00	1947.32	1.1978	102100	102486.16	7123.84	0.2642	0.2617	-0.95	1864.03

Tab 4.3 Centralizator cu valorile măsurate și valorile calculate pentru viteza de aprox. 6 m/s



Fig. 4.9 Coeficientul de descărcare pentru viteza de 6 m/s



Fig. 4.10 Variația debitului în funcție de presiunea statică la viteza de 6 m/s



Fig. 4.11 Abaterea debitului calculat față de debitul măsurat la viteza de 6 m/s

Pentru viteza de 6 m/s în tubulatura de ventilare ecuația funcție de putere pentru coeficientul de descărcare  $C_{d6}$  este:

$$C_{d6} = 2.1823\Delta p^{-0.357} \tag{4.28}$$

Abaterile mai cresc un pic la valori cuprinse între -4.91 % și + 3.99% dar precizia poate fi considerată bună în continuare.
Vit / RPM	Af	Δр	Q int măs	Qasp	Paer	Pres Atm	Pres tub	Qideal	C <sub>d</sub> real	C <sub>d</sub> calculat	Abatere	Qint cal
	[mm <sup>2</sup> ]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[-]	[-]	[%]	[m <sup>3</sup> /h]
	22500	256.14	1169.92	2304.81	1.1963	102100	102356.14	5805.64	0.2015	0.2018	0.13	1171.49
	17500	275.37	1177.51	2141.11	1.1965	102100	102375.37	6018.99	0.1956	0.1967	0.53	1183.73
~ 4 m/s 1278 rpm	12600	298.07	1203.47	1937.28	1.1968	102100	102398.07	6261.48	0.1922	0.1912	-0.51	1197.27
	7800	317.86	1223.18	1668.12	1.1970	102100	102417.86	6465.37	0.1892	0.1869	-1.21	1208.37
	5000	329.16	1235.94	1526.66	1.1972	102100	102429.16	6578.99	0.1879	0.1846	-1.74	1214.44
	0	351.20	1262.01	1311.96	1.1974	102100	102451.20	6794.90	0.1857	0.1804	-2.87	1225.77
	22500	327.58	1168.49	2419.12	1.1971	102100	102427.58	6563.15	0.1780	0.1849	3.86	1213.60
	17500	348.54	1190.65	2257.45	1.1974	102100	102448.54	6769.22	0.1759	0.1809	2.84	1224.44
~ 4 m/s 1420 rpm	12600	373.61	1212.66	2070.03	1.1977	102100	102473.61	7007.54	0.1731	0.1765	1.98	1236.68
	7800	398.37	1236.76	1785.81	1.1980	102100	102498.37	7235.18	0.1709	0.1725	0.92	1248.09
	5000	412.55	1253.79	1596.19	1.1981	102100	102512.55	7362.26	0.1703	0.1704	0.04	1254.34
	0	438.79	1279.49	1329.17	1.1985	102100	102538.79	7591.80	0.1685	0.1667	-1.10	1265.44

Tab 4.4 Centralizator cu valorile măsurate și valorile calculate pentru viteza de aprox. 4 m/s



Fig. 4.12 Coeficientul de descărcare pentru viteza de 4 m/s



Fig. 4.13 Variația debitului în funcție de presiunea statică la viteza de 4 m/s



Fig. 4.14 Abaterea debitului calculat față de debitul măsurat la viteza de 4 m/s

Pentru viteza de 4 m/s în tubulatura de ventilare ecuația funcție de putere pentru coeficientul de descărcare  $C_{d4}$  este:

$$C_{d4} = 1.427\Delta p^{-0.353} \tag{4.29}$$

Deși presiunile din tubulatură cresc tot mai mult, abaterile se mențin la valori foarte bune cuprinse între -2.86 % și + 3.86%.

Vit / RPM	Af	Δр	<b>Q</b> int măs	Qasp	$ ho_{ m aer}$	Pres Atm	Pres tub	Qideal	C <sub>d</sub> real	C <sub>d</sub> calculat	Abatere	Qint cal
	[mm <sup>2</sup> ]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[Pa]	[Pa]	[m <sup>3</sup> /h]	[-]	[-]	[%]	[m <sup>3</sup> /h]
	22500	299.82	683.85	1917.29	1.1968	102100	102399.82	6279.80	0.1089	0.1098	0.81	689.37
	17500	317.61	680.89	1662.02	1.1970	102100	102417.61	6462.82	0.1054	0.1066	1.16	688.76
~ 2 m/s 1278 rpm	12600	337.68	696.81	1412.07	1.1973	102100	102437.68	6663.28	0.1046	0.1033	-1.25	688.10
	7800	357.51	707.67	1185.94	1.1975	102100	102457.51	6855.49	0.1032	0.1003	-2.85	687.48
	5000	369.00	716.69	1041.66	1.1976	102100	102469.00	6964.39	0.1029	0.0987	-4.12	687.14
	0	398.38	737.96	759.43	1.1980	102100	102498.38	7235.26	0.1020	0.0949	-7.00	686.30
	22500	382.13	646.64	2008.98	1.1978	102100	102482.13	7086.76	0.0912	0.0969	6.20	686.76
	17500	405.99	650.52	1730.80	1.1981	102100	102505.99	7303.71	0.0891	0.0939	5.47	686.09
~ 2 m/s 1420 rpm	12600	429.51	665.41	1448.53	1.1983	102100	102529.51	7511.46	0.0886	0.0913	3.02	685.47
	7800	450.66	673.92	1191.74	1.1986	102100	102550.66	7693.41	0.0876	0.0890	1.63	684.94
	5000	469.69	681.48	1027.40	1.1988	102100	102569.69	7853.39	0.0868	0.0872	0.44	684.48
	0	510.00	704.94	723.01	1.1993	102100	102610.00	8181.83	0.0862	0.0835	-3.03	683.56

Tab 4.5 Centralizator cu valorile măsurate și valorile calculate pentru viteza de aprox. 2 m/s



Fig. 4.15 Coeficientul de descărcare pentru viteza de 2 m/s



Fig. 4.16 Variația debitului în funcție de presiunea statică la viteza de 2 m/s



Fig. 4.17 Abaterea debitului calculat față de debitul măsurat la viteza de 2 m/s

Pentru viteza de 2 m/s în tubulatura de ventilare ecuația funcție de putere pentru coeficientul de descărcare  $C_{d2}$  este:

$$C_{d2} = 2.0299\Delta p^{-0.512} \tag{4.30}$$

La viteza de 2 m/s abaterile cresc până la valori cuprinse între -6.99 % și + 6.2%. Cu toate acestea precizia poate fi considerată satisfăcătoare, mai ales dacă luăm în calcul că aceste abateri se pot diminua dacă determinările coeficienților de descărcare sunt efectuate cu echipamente de precizie mai mare.

În altă ordine de idei, se poate observa că abaterile sunt mari și din cauză că s-a încercat găsirea unor ecuații comune pentru turații diferite ale ventilatorului, lucru extrem de rar întâlnit în viața reală.

### 5. Analiza experimentală a curgerii aerului

### 5.1 Instalația experimentală

În prima etapă de studiu, instalația experimentală a fost concepută astfel încât să permită măsurarea următorilor parametri funcționali:

- viteza aerului în tubulaturile de aspirație și de introducere, în m/s;
- debitul de aer din tubulaturile de aspirație și de introducere, în m<sup>3</sup>/h;
- presiunea totală a ventilatorului din tubulatura de introducere, în Pa;
- turația ventilatorului, în rpm;
- consumul ventilatorului, în A;
- frecvența de comandă a convertizorului de frecvență, în Hz.

Suplimentar, pe lângă măsurarea parametrilor funcționali ai instalației, au fost monitorizați și înregistrați și parametrii ambientali din laborator, respectiv temperatura (în °C) și umiditatea relativă (în %).

În cea de-a doua etapă de studiu, instalația experimentală a fost adaptată pentru măsurarea pierderilor de debit (în m<sup>3</sup>/h) și a pierderilor de presiune (în Pa) care pot apărea datorită diverselor neetanșeități dintr-un sistem de tubulatură de ventilare.

Ventilatorul centrifugal prezentat în figura 6.1 a fost echipat cu un convertizor de frecvență pentru controlul variabil al turației, ceea ce a permis o reglare fină a debitului de aer din instalație. Prizele de aspirație și de introducere ale ventilatorului au fost conectate la două tronsoane de tubulatură circulară având diametrul de 315 mm, suficient de lungi pentru a minimiza influențele datorate curgerii turbulente a aerului asupra diverselor elemente de măsură utilizate.



Fig. 5.1 Ventilatorul folosit pentru instalația experimentală

Toate îmbinările dintre elementele componente ale instalației experimentale au fost etanșate dublu aplicând mai întâi câteva straturi de bandă autoadezivă din hârtie și apoi un strat suplimentar de bandă autoadezivă din aluminiu. În acest fel s-a asigurat un grad ridicat de etanșare pentru configurația de testare, minimizând pierderile prin îmbinări la un nivel ignorabil.

### 5.2 Configurarea standului experimental pentru măsurarea debitelor de aer

Instalația experimentală prezentată în figurile 6.2 și 6.3 include o tubulatură de introducere circulară având diametrul de 315 mm și lungimea de 3.000 mm, la capătul căreia a fost montat un registru de reglaj tip IRIS cu acționare manuală, care a făcut posibilă simularea mai multor debite de aer la presiuni statice diferite.

Pe partea de aspirație a ventilatorului a fost prevăzută o tubulatură circulară având diametrul de 315 mm și lungimea de 1.500 mm, având capătul liber.



Fig. 5.2 Instalația experimentală pentru măsurarea debitelor de aer



Fig. 5.3 Schema funțională a instalației experimentale pentru măsurarea debitelor de aer

Pentru a asigura un profil de curgere al aerului cât mai uniform la nivelul elementelor utilizate pentru măsurarea a vitezei aerului, punctele de măsurare din tubulatura de introducere au fost plasate la o distanță de 2.000 mm față de ventilator, aceasta fiind echivalent cu mai mult de 6 diametre hidraulice de la zona cu turbulențe.

În această prima etapă de studiu măsurătorile au fost efectuate cu ajutorul unui instrumentar de măsurare Testo [21], elementul principal fiind un instrument multifuncțional tip Testo 480 (cod 60321687), prezentat in figura 6.3.



Fig. 5.4 Instrumentul multifuncțional tip Testo 480 42

Acest instrument, având datele tehnice indicate în tabelul 6.1, poate fi folosit atât pentru măsurători VAC în tubulaturile de ventilare cât și pentru măsurarea nivelului de confort termic din laborator.

Conexiuni sonde	2 x TC tip K, 1 x presiune diferențială, 3 x digitale
Interfețe	Conexiune USB, card SD, alimentator, infraroșie pentru imprimantă
Temp. de operare	0 la +40 °C
Temp. de depozitare	-20 la +60 °C
Sursa de alimentare	Acumulator, alimentator pentru măsurători îndelungate și încărcare
Durata bateriei	Aprox. 17 ore (instrument fără sonde, cu 50 % luminozitate ecran)
Ecran	Ecran color grafic
Memorie	1,8 GB (aprox. 60.000.000 valori măsurate)

 Tab. 5.1 Datele tehnice ale instrumentului multifuncțional tip Testo 480 [21]

La acest instrument multifuncțional tip Testo 480 se pot conecta mai multe tipuri de sonde digitale, toate rezultatele măsurătorilor fiind stocate în calculator prin intermediul programului Testo EasyClimate Software.

Măsurarea presiunii statice din tubulatura de introducere s-a realizat folosind senzorii pentru presiune diferențială integrați în instrumentul multifuncțional tip Testo 480, având datele tehnice prezentate în tabelul 2.

Tab. 5.2 Datele tehnice ale senzorilor de presiune integrați în instrumentul Testo 480 [21]

Domeniu de măsurare	-100 la +100 hPa
Precizie ±1 cifră	±(0,3 Pa +1% din v. m.) (0 la +25 hPa)
Rezoluție	0,001 hPa

Monitorizarea temperaturii și umidității din laborator s-a realizat prin intermediul unei sonde de umiditate și temperatură Ø12 mm (cod 2940844), prezentată în figura 6.4 și având datele tehnice indicate în tabelul 6.3.



Fig. 5.5 Sonda pentru măsurare umiditate și temperatură Ø 12 mm

Domeniu de măsurare	0 la 100 % UR -20 la +70 °C
Precizie ±1 cifră	±(1,4 %UR + 0,7% din v. m.) 90 la 100 %UR ±0,2 °C (+15 to +30 °C) si ±0,5 °C (restul domeniului)
Rezoluție	1%

*Tab. 5.3 Datele tehnice ale sondei de umiditate și temperatură Ø 12 mm [21]* 

Pentru determinarea debitului de aer al ventilatorului s-au utilizat trei modele diferite de sonde pentru măsurarea vitezei aerului atât în tubulatura de aspirație cât și în tubulatura de introducere, după cum urmează:

- sonda de măsurare viteză cu elice Ø 16 mm cu mâner telescopic (cod 60353962)
   prezentată în figura 6.5 și având datele tehnice din tabelul 6.4;
- sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru măsurare viteză (cod 2904293) prezentată în figura 6.6 și având datele tehnice din tabelul 6.5;
- sonda termică cu fir cald Ø 7,5 mm pentru măsurare viteză (cod 2885073) prezentată în figura 6.7 și având datele tehnice din tabelul 6.6.



Fig. 5.6 Sonda pentru măsurarea vitezei cu elice Ø 16 mm cu mâner telescopic

Tab. 5.4 Datele tehnice ale sondei de măsurare viteză cu elice Ø 16 mm cu mâner telescopic

[21]

Domeniu de măsurare	0,6 la 50 m/s -10 la +70 °C
Precizie ±1 cifră	±(0,2 m/s +1 % din v. m.) (0,6 la 40 m/s) ±(0,2 m/s +2 % din v. m.) (40,1 la 50 m/s) ±1,8 °C



Fig. 5.7 Sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru măsurarea vitezei

*Tab. 5.5 Datele tehnice ale sondei termice cu fir cald Ø 10 mm pentru măsurare viteză [21]* 

Domeniu de măsurare	0 la 20 m/s -20 la +70 °C 0 la 100 %UR
Precizie ±1 cifră	±(0,03 m/s +4% din v. m.) ±0,5 °C ±(1,8 % UR + 0,7% din v. m.)



Fig. 5.8 Sonda termică cu fir cald Ø 7,5 mm pentru măsurarea vitezei

Tab. 5.6 Datele tehnice ale sondei termice cu fir cald Ø 7,5 mm pentru măsurare viteză [21]

Domeniu de măsurare	0 la 20 m/s -20 la +70 °C
Precizie ±1 cifră	±(0,03 m/s +5% din v. m.) ±0,5 °C

Considerând că cele trei sonde pentru măsurarea vitezei aerului sunt diferite atât din punct de vedere al domeniilor de măsurare cât și al preciziei, pentru a obține o acuratețe cât mai ridicată a rezultatelor experimentale, acestea au fost instalate prin rotație atât în tubulatura de aspirație cât și în tubulatura de introducere, în prizele de măsură indicate în figura 6.3.

# 5.3 Configurarea standului experimental pentru măsurarea pierderilor de aer prin neetanseități

Instalația experimentală utilizată în cea de-a doua etapă de studiu, prezentată în figurile 6.9 si 6.10, a fost modificată față de prima etapă fiind adăugate mai multe dispozitive electronice cu precizie ridicată pentru măsurarea debitului de aer și a presiunii statice, având în componență pe partea de introducere a aerului următoarele:

- un prim tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm şi lungimea de 3.000 mm, în care au fost prevăzute atât o priză pentru măsurarea presiunii statice cu ajutorul unor senzori de presiune Sauter tip 984M [23] sau Siemens tip QBM2030 [22] cât şi o priză opțională care să permită diverse măsurători cu ajutorul intrumentarului Testo;
- al doilea tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm și lungimea de 1.500 mm în care, de-a lungul experimentelor, au fost realizate fisuri având diverse forme și secțiuni, pentru determinarea pierderilor de aer prin neetanseități;

- al treilea tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm şi lungimea de 3.000 mm în care a fost prevăzută o priză opțională care să permită diverse măsurători cu ajutorul intrumentarului Testo [21] şi la capătul căruia a fost instalat un dispozitiv electronic Trox VMR [20] pentru măsurarea vitezei aerului introdus (după ventilator);
- ultimul tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm şi lungimea de 500 mm, destinat eliminării eventualelor turbulențe care ar putea apărea datorită operării clapetei de reglaj tip fluture cu acționare manuală instalată la capătul acestui tronson, cu ajutorul căreia au fost simulate în instalația experimentală mai multe debite de aer la diverse presiuni statice.

De asemenea și tubulatura de aspirație a fost modificată față de prima etapă, având acum în componență un prim tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm și lungimea de 500 mm, care să permită montajul dispozitivului electronic Trox VMR [20] pentru măsurarea vitezei aerului aspirat (înainte de ventilator), urmat de un al doilea tronson de tubulatură circulară cu diametrul de 315 mm și lungimea de 500 mm, pentru asigurarea unei distanțe de siguranță între dispozitivul de măsurare și zona cu eventuale turbulențe produse de ventilator.



Fig. 5.9 Instalația experimentală pentru măsurarea pierderilor de aer



Fig. 5.10 Schema funțională a instalației experimentale pentru măsurarea pierderilor de aer

Suplimentar față de instrumentarul de măsurare Testo utilizat în prima etapă (așa cum este descris în capitolul 6.2), în această etapă de studiu, au fost adăugate două dispozitive electronice cu precizie ridicată TROX tip VMR pentru măsurarea vitezei aerului, indicate în figura 6.9.



Fig. 5.11 Dispozitiv electronic pentru măsurarea vitezei aerului TROX tip VMR

Aceste dispozitive electronice pentru măsurarea vitezei aerului TROX tip VMR, având datele tehnice indicate în tabelul 6.7, asigură măsurarea permanentă a debitului volumic bazat pe principiul de măsurare dinamică, folosind pentru înregistrarea valorilor măsurate un semnal liniar 0 - 10 V DC sau 2 - 10 V DC.

Tensiune alimentare (AC)	24 V AC ± 20 %, 50/60 Hz
Tensiune alimentare (DC)	24 V DC -10/+20 %
Putere nominală (AC)	făra servomotor max. 3,5 VA
Putere nominală (DC)	făra servomotor max. 2 W
Intrare semnal de referință	0 – 10 V DC
Ieșire semnal măsurat	0 – 10 V DC
Clasa de protectie IEC	III (tensiune de protecție foarte joasă )
Nivel de protecție	IP 40

Tab. 5.7 Datele tehnice ale dispozitivului electronic pentru măsurarea vitezei aerului TROX tipVMR [20]

De asemenea, pentru măsurarea presiunii statice din tubulatura de introducere, pe lângă senzorii pentru presiune diferențială integrați în instrumentul multifuncțional tip Testo 480, s-au mai utilizat și două traductoare de presiune electronice, după cum urmează:

- Sauter tip 984M prezentat în figura 6.10 (a) și având datele tehnice din tabelul 6.8, pentru măsurători de presiune (medii) cuprinse între 0 și 250 Pa;
- Siemens tip QBM2030 prezentat în figura 6.10 (b) și având datele tehnice din tabelul 6.9, pentru măsurători de presiune (ridicate) cuprinse între 250 și 1000 Pa.



(a) Sauter tip 984M
 (b) Siemens tip QBM2030
 *Fig. 5.12 Traductoare de presiune electronice*

Tab. 5.8 Datele tehnice ale traductorului de	presiune electronic Sauter tip 98	34M <mark>[22]</mark>
--	-----------------------------------	-----------------------

Temperatură de operare	0 până la +50 °C
Umiditate relativă	0 până la 95 %, fără condensare
Domeniu de măsurare 1	0 până la 100 Pa
Domeniu de măsurare 2	0 până la 250 Pa
Timp de răspuns	100 ms sau 1 s (selectabil)
Eroare de histerezis	$< \pm 1$ % din FS (full scale)
Acuratețea repetiției	$< \pm 0.2$ % din FS (full scale)
Dependenta de poziție	$< \pm 0.02$ % din FS (full scale)
Tensiune de alimentare	24 V AC/DC
Tensiune de ieșire	0-10 V DC
Nivel de protecție	IP 54

Tab. 5.9 Datele tehnice ale traductorului de presiune electronic Siemens tip QBM2030 [23]

Temperatură de operare	0 până la +70 °C
Umiditate relativă	0 până la 90 %, fără condensare
Domeniu de măsurare 1	0 până la 1000 Pa
Domeniu de măsurare 2	0 până la 1500 Pa
Domeniu de măsurare 3	0 până la 3000 Pa
Timp de răspuns	1 s
Eroare totală la 20 °C	$< \pm 3$ % din FS (full scale)
Sensibilitate	$< \pm 0.1$ % din FS (full scale) / °C
Tensiune de alimentare	AC 24 V ±15 %, 50/60 Hz sau DC 13.533 V
Tensiune de ieșire	0-10 V DC
Nivel de protecție	IP 42

Pentru achiziția datelor măsurate cu dispozitivele electronice cu precizie ridicată TROX tip VMR și cu traductoarele de presiune electronice Sauter tip 984M și Siemens tip QBM2030 s-a folosit placa de achiziție date National Instruments tip NI USB-6343 din figura 6.11, având datele tehnice indicate în tabelul 6.10.

Stocarea rezultatelor măsurătorilor în calculator s-a făcut prin intermediul softului de programare grafică LabVIEW.



Fig. 5.13 Placă de achizitie date National Instruments tip NI USB-6343

Tab. 5.10 Datele tehnice ale	plăcii de achizitie date National	Instruments tip NI USB-6343	[24]

Intrări analogice	
Numărul de canale	32 cu un singur capăt sau 16 diferențiale
Rezoluție ADC	16 biți
Rezoluție de timp	10 ns
Precizie de sincronizare	50 ppm din rata de eșantionare
Tensiune de intrare DC	±0,2 V, ±1 V, ±5 V, ±10 V
Tensiune maximă de lucru	±11 V
Dimensiunea FIFO intrare	2047 de valori
Transfer de date	semnal USB
Ieșiri analogice	
Numărul de canale	4
Rezoluție ADC	16 biți
Rezoluție de timp	10 ns
Precizie de sincronizare	50 ppm din rata de eșantionare
Tensiune de ieșire DC	±10 V
Protecție la supraîncărcare	±15 V
Dimensiunea FIFO ieșire	8191 de valori partajate între canalele utilizate
Transfer de date	semnal USB

# 5.4 Metode pentru determinarea debitelor de aer în tubulaturile de ventilare circulare

Dimensionarea corectă a unui sistem de ventilare este un factor important pentru a putea asigura o calitate cât mai ridicată a aerului interior (IDA), dar și pentru a putea reducere costurile operaționale. Un sistem supradimensionat duce la creșterea costurilor de operare, deoarece se vor vehicula debite de aer mai mari decât este necesar. Pe de altă parte, dacă debitele de aer sunt prea mici, concentrațiile de dioxid de carbon vor crește scăzând calitatea aerului din interiorul clădirii. De asemenea, debitele de aer reduse pot avea un impact negativ asupra igienei sistemului de ventilare, din cauza riscului de formare a germenilor datorită mișcării prea lente a aerului umed prin tubulaturile de ventilare.

Parametrul principal pentru evaluarea unui sistem de ventilare este debitul de aer, care reprezintă produsul dintre viteza aerului și aria secțiunii transversale a tubulaturii de ventilare. În continuare, autorul a realizat o comparație între rezultatele experimentale ale măsurătorilor vitezei aerului efectuate pe o conductă de ventilare circulară prin utilizarea a două metode diferite.

Prima metodă constă în măsurarea vitezei aerului în mai multe puncte, conform specificațiilor standardului european EN 12599 [19], în timp ce a doua metodă simplificată presupune măsurarea vitezei aerului într-un singur punct situat în centrul tubulaturii de ventilare.

Rezultatele obținute pot fi utile pentru a evalua cerințele și beneficiile anumitor metode de măsurare, fie una complexă conform standardului EN 12599 care însă implică costuri mai mari și timp de realizare mai mare, fie a unei metode simple de măsurare într-un singur punct.

Măsurătorile au fost efectuate la două niveluri diferite de sarcină a ventilatorului, obținute cu ajutorul convertizorului de frecvență pentru 100% și 75% din capacitatea totală a ventilatorului. Prin reglarea în două poziții, deschis pe jumătate (pozitia 4) și închis (pozitia 8) a clapetei circulare IRIS montată la capătul tubulaturii de ventilare, au fost simulate două niveluri diferite de debit de aer și/sau presiune statică pentru fiecare dintre cele două sarcini ale ventilatorului.

#### 5.4.1 Măsurarea debitelor de aer în mai multe puncte conform EN 12599 [19]

Pentru măsurarea debitelor de aer conform standardului EN 12599, s-a folosit metoda axei centroidale care presupune ca secțiunea transversală a tubulaturii de ventilare circulară să fie împărțită în inele cu suprafață egală și un cerc în mijloc, punctele de măsurare fiind plasate pe axa centroidă a fiecărei zone. Deoarece nu se poate presupune că fluxul de aer se va deplasa înainte în interiorul tubulaturii de ventilare într-un mod rotațional simetric, vor trebui utilizate două planuri de măsurare dispuse la 90° unul față de celălalt.

O cerință importantă a standardului EN 12599 este ca determinarea debitului de aer să fie realizată cu o incertitudine de măsurare de  $\pm 10\%$ . Pe lângă imprecizia instrumentelor de măsurare utilizate, neregularitatea regimului de curgere a aerului este un alt factor important pentru determinarea erorii de măsurare totale, prin urmare numărul total de puncte de măsurare este în legătură directă cu distanța față de elementele perturbatoare din sistemul de ventilare.

După cum se poate vedea în figura 5.3, în instalația experimentală utilizată pentru măsurarea debitelor de aer, distanța dintre punctele de măsurare și ventilator este de șase ori diametrul hidraulic al tubulaturii de ventilare, aceasta fiind echivalent cu o neregularitate a regimului de curgere a aerului de 10%, așa cum este indicat în diagrama din figura 5.14.



Fig. 5.14 Diagrama pentru determinarea neregularității regimului de curgere

Conform tabelului 5.11 pentru o neregularitate a regimului de curgere de 10%, determinată conform diagramei din figura 5.14 și o incertitudine de măsurare de 10% (valoare acceptată pentru prezentul studiu) rezultă un număr de șase puncte de măsurare necesare pentru măsurarea debitului de aer efectuată conform standardului EN 12599, dispuse așa cum se arată în figurile 5.15 și 5.16.

Numărul de		Neregularitatea regimului de curgere [%]				
puncte de	2	10	20	30	40	50
măsurare		Inc	ertitudinea d	le măsurare	[%]	
4	6	12	20	28	36	42
5	5	11	17	24	31	36
6	5	10	15	21	27	32
8	4	8	13	18	23	27
10	3	7	12	16	20	24
20	2	5	8	11	14	16
30	2	4	7	9	11	14
50	1	3	5	7	8	10
100	1	2	3	5	6	7
200	1	1	2	3	4	5

Tab. 5.11 Determinarea numărului necesar de puncte de măsurare



Fig. 5.15 Dispunerea punctelor de măsurare conform standardului EN 12599



 (a) în plan vertical
 (b) în plan orizontal
 Fig. 5.16 Pozițiile sondei Testo pentru măsurarea vitezei / debitului de aer în timpul măsurătorilor efectuate conform standardului EN 12599

### 5.4.2 Măsurarea debitelor de aer într-un singur punct prin metoda simplificată

În cea de-a doua parte a experimentului, măsurătorile au fost efectuate într-un mod simplificat, mult mai rapid și mai puțin costisitor decât în cazul standardului european EN 12599, folosind un singur punct de măsurare plasat în centrul tubulaturii de ventilare, așa cum se poate vedea în figurile 5.17 și 5.18.



Fig. 5.17 Dispunerea punctului de măsurare în cadrul metodei simplificate



Fig. 5.18 Poziția sondei Testo pentru măsurarea vitezei / debitului de aer în timpul măsurătorilor efectuate într-un singur punct prin metoda simplificată

# 5.5 Analiza rezultatelor experimentale obtinute folosind cele două metode de măsurare

Tabelele 5.12 – 5.19 prezintă valorile medii ale debitelor de aer măsurate conform standardului european EN 12599 în 6 puncte dispuse în plan orizontal și în 6 puncte dispuse în plan vertical, de asemenea fiind calculate și valorile medii ale debitelor de aer pentru cele două planuri de măsurare.

Studiul experimental actual include rezultatele măsurătorilor efectuate folosind sonda de măsurare viteză cu elice Ø 16 mm și sonda termică cu fir cald Ø 10 mm, pentru două sarcini ale ventilatorului, 100% și 75% și două poziții ale clapetei IRIS, deschisă pe jumătate și închisă.

În mod similar, autorul a efectuat și alte măsurători experimentale pentru alte sarcini ale ventilatorului și/sau alte poziții ale clapetei IRIS, neincluse în prezenta teză.

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m <sup>3</sup> /h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m <sup>3</sup> /h]
1	2.656,84	3.039,12
2	2.756,97	3.229,38
3	2.926,90	3.299,53
4	3.068,46	3.181,12
5	3.138,95	2.940,42
6	3.106,67	2.719,83
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	2.942,47	3.068,23

Tab. 5.12 Rezultatele măsurate cu sonda de viteză cu elice Ø 16 mm pentru sarcina ventilatorului de 100% si clapeta IRIS deschisă pe jumătate

Tab. 5.13 Rezultatele măsurate cu sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m <sup>3</sup> /h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	2.830,18	3.052,37
2	2.963,27	3.083,42
3	3.105,54	3.157,88
4	3.065,58	2.945,89
5	3.097,28	2.737,94
6	3.059,81	2.531,09
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	3.020,28	2.918,10

Tabelele 5.12 și 5.13 prezintă rezultatele măsurătorilor pentru sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate. În acest interval de viteze ale aerului, sonda de măsurare viteză cu elice Ø 16 mm are o precizie puțin mai bună, însă rezultatele obținute cu ambele sonde se încadrează într-un domeniu acceptabil de precizie. După cum era de așteptat, în ambele planuri, vitezele mai mici au fost înregistrate lângă pereții tubulaturii.

În tabelele 5.14 și 5.15 aceleași măsurători au fost efectuate în condiții identice, dar cu sarcina ventilatorului la 75% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate. După cum putem vedea, din cauza vitezelor mai mici precizia sondelor a crescut, diferențele dintre valorile măsurătorilor fiind acum mai mici.

· · ·	1 0	
Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m <sup>3</sup> /h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	2.237,74	2.274,11
2	2.236,84	2.402,24
3	2.281,95	2.443,33
4	2.336,79	2.321,01
5	2.297,39	2.164,12
6	2.307,31	2.005,70
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	2.283,00	2.268,42

Tab. 5.14 Rezultatele măsurate cu sonda de viteză cu elice Ø 16 mm pentru sarcina ventilatorului de 75% si clapeta IRIS deschisă pe jumătate

Tab. 5.15 Rezultatele măsurate cu sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru sarcina ventilatorului de 75% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m³/h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	2.086,70	2.149,59
2	2.183,49	2.202,66
3	2.233,33	2.272,14
4	2.214,25	2.129,58
5	2.178,14	1.961,69
6	2.253,62	1.833,34
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	2.191,59	2.091,50

În tabelele 5.16, 5.17, 5.18 și 5.19 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor efectuate pentru sarcina ventilatorului la 100%, respectiv la 75% și clapeta IRIS închisă, viteza aerului fiind mai mică, dar presiunea statică mai mare.

În acest caz putem observa o variație a debitelor de aer măsurate în plan vertical, valorile maxime fiind înregistarate în poziția superioară. Acest lucru s-a întâmplat deoarece pentru teste a fost folosit un ventilator centrifugal care induce o viteză a aerului mai mare în poziția superioară. Această abatere devine mai mică pe măsură ce ne îndepărtăm de ventilator și este important să fie luată în considerare atunci când se realizează proiectarea tubulaturilor de ventilare.

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m³/h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	993,81	1.444,06
2	1.161,48	1.402,24
3	1.362,97	1.351,15
4	1.663,73	1.481,77
5	1.723,24	1.479,39
6	1.792,99	1.462,02
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	1.449,70	1.436,77

Tab. 5.16 Rezultatele măsurate cu sonda de viteză cu elice Ø 16 mm pentru sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS închisă

Tab. 5.17 Rezultatele măsurate cu sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS închisă

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m <sup>3</sup> /h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	1.225,44	1.463,14
2	1.258,64	1.481,27
3	1.348,64	1.465,97
4	1.569,21	1.378,59
5	1.562,99	1.288,51
6	1.461,76	1.065,86
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	1.404,45	1.357,22

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m³/h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	761,34	1.085,75
2	831,09	1.066,00
3	1.001,24	1.046,94
4	1.147,07	1.076,21
5	1.240,66	1.045,02
6	1.252,96	1.060,11
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	1.039,06	1.063,34

Tab. 5.18 Rezultatele măsurate cu sonda de viteză cu elice Ø 16 mm pentru sarcina ventilatorului de 75% și clapeta IRIS închisă

Tab. 5.19 Rezultatele măsurate cu sonda termică cu fir cald Ø 10 mm pentru sarcina ventilatorului de 75% și clapeta IRIS închisă

Punctul de măsură	Debitul de aer măsurat în plan vertical [m³/h]	Debitul de aer măsurat în plan orizontal [m³/h]
1	883,09	1.079,03
2	927,72	1.056,01
3	982,76	1.071,76
4	1.093,01	957,53
5	1.076,55	927,67
6	993,17	878,82
Valoarea medie a debitului de aer [m <sup>3</sup> /h]	992,72	995,14

Valorile debitelor de aer calculate conform indicațiilor standardului european EN 12599 ca medie aritmetică între valorile măsurate în plan orizontal și valorile măsurate în plan vertical, împreună cu valorile debitelor de aer măsurate prin metoda simplicifată într-un singur punct plasat în centrul tubulaturii de ventilare sunt prezentate în figurile 5.19 - 5.22.





(b) sonda termică cu fir cald Ø 10 mm

Fig. 5.19 Debitele de aer la sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate



(a) sonda de viteză cu elice Ø 16 mm

(b) sonda termică cu fir cald Ø 10 mm

Fig. 5.20 Debitele de aer la sarcina ventilatorului de 75% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate



(a) sonda de viteză cu elice Ø 16 mm



Fig. 5.21 Debitele de aer la sarcina ventilatorului de 100% și clapeta IRIS închisă





(b) sonda termică cu fir cald Ø 10 mm

Fig. 5.22 Debitele de aer la sarcina ventilatorului de 75% și clapeta IRIS închisă

Comparația și diferențele dintre debitele de aer măsurate folosind cele două metode de măsurare sunt prezentate în tabelele 5.20 și 5.21. Rezultatele măsurătorilor arată că diferențele dintre debitele de aer măsurate conform standardului european EN 12599 în 12 puncte (6 în plan orizontal și 6 în plan vertical) și debitele de aer măsurate prin metoda simplificată într-un singur punct plasat în centrul tubulaturii de ventilare sunt între 2,4% și 7,2%. De asemenea, s-au înregistrat diferențe între 1,2% și 6,2% datorită preciziei sondelor de măsurare utilizate pentru experimente, indiferent de metoda de măsurare utilizată.

Configurație stand experimental	Debitul de aer măsurat conform EN 12599 [m3/h]	Debitul de aer măsurat în centrul tubulaturii [m3/h]	Diferența între cele două metode de măsurare
Sarcină ventilator 100% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate	3.005,35	3.218,16	6,6%
Sarcină ventilator 100% și clapeta IRIS închisă	1.443,24	1.547,12	6,7%
Sarcină ventilator 75% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate	2.275,71	2.348,95	3,1%
Sarcină ventilator 75% și clapeta IRIS închisă	1.051,20	1.101,68	4,6%

Tab. 5.20 Comparație între debitele de aer măsurate cu sonda de viteză cu elice Ø 16 mm

Tab. 5.21 Comparație între debitele de aer măsurate cu sonda termică cu fir cald Ø 10 mm

Configurație stand experimental	Debitul de aer măsurat conform EN 12599 [m3/h]	Debitul de aer măsurat în centrul tubulaturii [m3/h]	Diferența între cele două metode de măsurare
Sarcină ventilator 100% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate	2.969,19	3.043,33	2,4%
Sarcină ventilator 100% și clapeta IRIS închisă	1.380,84	1.475,54	6,4%
Sarcină ventilator 75% și clapeta IRIS deschisă pe jumătate	2.141,55	2.244,05	4,6%
Sarcină ventilator 75% și clapeta IRIS închisă	993,93	1.071,56	7,2%

Prin urmare, având în vedere că diferențele dintre debitele de aer măsurate prin cele două metode propuse în studiul de față sunt mai mici de 10%, atunci când punctele de măsurare pot fi stabilite corect și sistemul de tubulaturi de ventilare nu este foarte complex, se poate utiliza metoda de măsurare simplificată într-un singur punct plasat în centrul conductei de ventilare, minimizând astfel costurile și optimizând timpii de lucru pentru punerea în funcțiune și ajustările inițiale ale sistemului.

În multe cazuri, pentru unele sisteme HVAC care nu sunt foarte complexe sau care nu sunt foarte mari, măsurarea debitelor de aer din tubulaturile de ventilare este complet ignorată, fie din motive de cost, fie dintr-o "falsă siguranță" dată de simplitatea sistemului.

## 5.6 Metode pentru determinarea pierderilor prin neetanseitățile tubulaturilor de ventilare circulare

Etanșarea deficitară a tubulaturilor de ventilare generează atât pierderi de aer cât și pierderi de presiune statică, uneori semnificative. De multe ori tubulaturile de ventilare instalate incorect reprezintă o sursă majoră de funcționare inadecvată, conducând la consumuri excesive de energie și la reducerea eficienței totale a întregului sistem HVAC din care fac parte.

Pentru a putea determina cât mai exact impactul negativ datorat neetanșeităților dintr-o tubulatură de ventilare, autorul a efectuat o serie de măsurători experimentale pentru mai multe tipuri de neetanșeități având diverse forme și suprafețe, monitorizând continuu toate variațiile debitului de aer și presiunii statice din interiorul tubulaturii de ventilare.

Măsurătorile au fost efectuate pentru două niveluri diferite de sarcină a ventilatorului, obținute cu ajutorul convertizorului de frecvență pentru 100% și 90% din capacitatea totală a ventilatorului. Prin reglarea în cinci poziții diferite a clapetei circulară manuală montată la capătul tubulaturii de ventilare, pentru fiecare dintre cele două sarcini ale ventilatorului au fost simulate cinci niveluri ale vitezei aerului după cum urmează:

- aproximativ 10 m/s;
- aproximativ 8 m/s;
- aproximativ 6 m/s;
- aproximativ 4 m/s;
- aproximativ 2 m/s.

Deoarece odată cu reducerea sarcinii ventilatorului a scăzut și presiunea statică din tubulatura de introducere, măsurătorile au fost efectuate la două niveluri diferite de presiune statică pentru fiecare dintre cele cinci niveluri de debit de aer aferente vitezelor descrise mai sus.

În cadrul studiului au fost monitorizați și înregistrați următorii parametri funcționali:

- debitul de aer aspirat la intrarea în tubulatura de aspirație (înainte de ventilator);
- debitul de aer introdus la ieșirea din tubulatura de introducere (după ventilator);
- presiunea statică a aerului în tubulatura de introducere (după ventilator).

#### 5.6.1 Măsurarea pierderilor printr-o singură fisură cu secțiune circulară

Pentru măsurarea pierderilor de aer printr-o singură fisură cu secțiune circulară având suprafața variabilă, în tronsonul de tubulatură destinat realizării fisurilor din figura 5.10, s-au realizat succesiv patru fisuri așa cum sunt prezentate în figura 5.23, după cum urmează:

- dimensiunile fisurii =  $\emptyset$  80 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 5.027 mm<sup>2</sup>;
- dimensiunile fisurii =  $\emptyset$  100 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 7.854 mm<sup>2</sup>;
- dimensiunile fisurii =  $\emptyset$  125 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 12.272 mm<sup>2</sup>;
- dimensiunile fisurii =  $\emptyset$  150 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 17.671 mm<sup>2</sup>.



(a) tubulatura de ventilare închisă



(b) fisură Ø 80 mm



(d) fisură Ø 125 mm



(e) fisură Ø 150 mm



(c) fisură Ø 100 mm

Fig. 5.23 Standul experimental pentru măsurarea pierderilor de aer printr-o singură fisură cu secțiune circulară

#### 5.6.2 Măsurarea pierderilor printr-o singură fisură cu secțiune rectangulară

Pentru măsurarea pierderilor de aer printr-o singură fisură cu secțiune rectangulară având suprafața variabilă, în tronsonul de tubulatură destinat realizării fisurilor din figura 5.10, s-au realizat succesiv cinci fisuri așa cum sunt prezentate în figura 5.24, după cum urmează:

- dimensiunile fisurii = 100 mm x 50 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 5.000 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 130 mm x 60 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 7.800 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 140 mm x 90 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 12.600 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 140 mm x 125 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 17.500 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 150 mm x 150 mm  $\Leftrightarrow$  suprafața fisurii = 22.500 mm<sup>2</sup>. •



(a) tubulatura de ventilare închisă



(d) fisură 140 mm x 90 mm



(b) fisură 100 mm x 50 mm











(c) fisură 130 mm x 60 mm (f) fisură 150 mm x 150 mm Fig. 5.24 Standul experimental pentru măsurarea pierderilor de aer printr-o singură fisură cu secțiune rectangulară

### 5.6.3 Măsurarea pierderilor prin mai multe fisuri cu aceeași secțiune circulară

Pentru măsurarea pierderilor de aer prin mai multe fisuri cu aceeași secțiune circulară, în tronsonul de tubulatură destinat realizării fisurilor din figura 5.10, s-au realizat succesiv mai multe fisuri circulare având Ø 30 mm, așa cum sunt prezentate în figura 5.25, după cum urmează:

- dimensiunile fisurii = 7 găuri x Ø 30 mm  $\Leftrightarrow$  secțiunea fisurii = 4.948 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 11 găuri x Ø 30 mm  $\Leftrightarrow$  secțiunea fisurii = 7.775 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 18 găuri x Ø 30 mm  $\Leftrightarrow$  secțiunea fisurii = 12.723 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 25 găuri x Ø 30 mm  $\Leftrightarrow$  secțiunea fisurii = 17.671 mm<sup>2</sup>; •
- dimensiunile fisurii = 32 găuri x  $\emptyset$  30 mm  $\Leftrightarrow$  secțiunea fisurii = 22.620 mm<sup>2</sup>. •



(a) tubulatura de ventilare închisă



(d) fisură 18 găuri x Ø 30 mm







...







(f) fisură 32 găuri x Ø 30 mm Fig. 5.25 Standul experimental pentru măsurarea pierderilor de aer mai multe fisuri cu aceeași secțiune circulară Ø 30 mm

#### 5.7 Analiza rezultatelor experimentale și trasarea curbelor funcționale ale sistemului

Tabelele 5.26, 5.27 și 5.28 prezintă rezultatele măsurătorilor efectuate pentru toate tipurile de fisuri incluse în studiu, la turația ventilatorului de 1.420 rpm (100%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 10 m/s, variația acestor parametri în funcție de tipul și de suprafața fisurilor fiind reprezentată grafic în figurile 5.27, 5.28 și 5.29.

Deoarece ajustarea vitezei aerului s-a facut prin reglarea manuală a clapetei montate la capătul tubulaturii de ventilare, există unele diferențe între parametri datorate erorii umane, motiv pentru care analiza include și o *valoare medie a parametrilor din cele trei seturi de măsurători*.

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	2,930.45	2,985.77	2,978.38	2,964.87	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	2,869.68	2,934.60	2,943.78	2,916.02	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	2,856.79	2,916.33	2,924.65	2,899.26	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	2,824.02	2,877.49	2,906.82	2,869.45	-
17.500 mm <sup>2</sup>	2,774.67	2,822.76	2,862.48	2,819.97	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	2,761.48	2,797.58	2,779.53	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	2,660.81

Tab. 5.26 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s

Tab. 5.27 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	3,006.44	3,060.43	3,087.42	3,051.43	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	3,181.46	3,233.87	3,243.16	3,219.49	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	3,277.05	3,365.16	3,347.78	3,330.00	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	3,434.14	3,483.84	3,462.41	3,460.13	-
17.500 mm <sup>2</sup>	3,558.85	3,584.74	3,558.43	3,567.34	-
<b>22.500</b> mm <sup>2</sup>	-	3,712.59	3,659.29	3,685.94	-
45.120 mm <sup>2</sup>	=	-	=	-	3,935.35

Tab. 5.28 Variația presiunii statice la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	"mega" fisură
0 mm <sup>2</sup>	247.80	241.12	238.84	242.59	
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	227.12	221.96	218.20	222.43	
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	215.79	210.86	206.90	211.18	
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	201.41	195.03	191.02	195.82	
17.500 mm <sup>2</sup>	183.36	177.08	173.94	178.13	
22.500 mm <sup>2</sup>		160.32	160.64	160.48	
45.120 mm <sup>2</sup>			93.99		



Fig. 5.27 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.28 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.29 Variația presiunii statice la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s

Tabelele 5.29, 5.30 și 5.31 prezintă rezultatele măsurătorilor efectuate pentru toate tipurile de fisuri descrise anterior, la turația ventilatorului de 1.278 rpm (90%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 10 m/s, variația acestor parametri în funcție de tipul și de suprafața fisurilor fiind reprezentată grafic în figurile 5.30, 5.31 și 5.32.

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	2,918.30	2,910.18	2,994.40	2,940.96	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	2,848.21	2,853.81	2,941.52	2,881.18	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	2,824.87	2,830.45	2,902.91	2,852.74	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	2,749.14	2,756.35	2,842.27	2,782.59	-
17.500 mm <sup>2</sup>	2,665.13	2,674.80	2,739.64	2,693.19	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	2,636.33	2,696.94	2,666.63	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	2,607.72

Tab. 5.29 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s

Tab. 5.30 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	2,998.38	2,984.89	3,121.31	3,034.86	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	3,118.87	3,119.10	3,222.55	3,153.50	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	3,189.02	3,176.99	3,274.71	3,213.57	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	3,270.34	3,284.76	3,348.66	3,301.25	-
17.500 mm <sup>2</sup>	3,355.01	3,335.74	3,413.43	3,368.06	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	3,410.62	3,471.02	3,440.82	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	3,693.07

Tab. 5.31 Variația presiunii statice la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	173.90	182.03	158.08	171.33	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	153.77	163.97	142.43	153.39	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	145.58	153.23	132.44	143.75	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	130.66	138.35	118.88	129.29	-
17.500 mm <sup>2</sup>	115.87	122.19	105.79	114.61	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	112.59	97.23	104.91	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	_	-	62.09



Fig. 5.30 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.31 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.32 Variația presiunii statice la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s

Tabelele 5.50, 5.51 și 5.52 prezintă rezultatele măsurătorilor efectuate pentru toate tipurile de fisuri descrise anterior, la turația ventilatorului de 1.420 rpm (90%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 2 m/s, variația acestor parametri în funcție de tipul și de suprafața fisurilor fiind reprezentată grafic în figurile 5.51, 5.52 și 5.53.

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	685.60	695.51	733.70	704.94	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	665.25	669.15	710.05	681.48	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	659.72	660.58	701.47	673.92	-
12.600 mm <sup>2</sup>	649.93	652.59	693.69	665.41	-
17.500 mm <sup>2</sup>	633.36	637.70	680.49	650.52	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	624.85	668.44	646.64	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	588.16

Tab. 5.50 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

Tab. 5.51 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	701.73	714.55	752.75	723.01	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	999.59	1,008.15	1,074.45	1,027.40	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	1,168.05	1,180.78	1,226.38	1,191.74	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	1,404.36	1,443.49	1,497.74	1,448.53	-
17.500 mm <sup>2</sup>	1,677.81	1,718.10	1,796.48	1,730.80	-
<b>22.500</b> mm <sup>2</sup>	-	1,953.83	2,064.14	2,008.98	-
45.120 mm <sup>2</sup>	_	-	-	-	2,891.99

Tab. 5.52 Variația presiunii statice la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
<b>0 mm<sup>2</sup></b>	513.34	515.50	501.16	510.00	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	471.02	477.24	460.81	469.69	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	453.44	455.02	443.52	450.66	-
12.600 mm <sup>2</sup>	433.98	430.96	423.59	429.51	-
17.500 mm <sup>2</sup>	407.52	410.28	400.16	405.99	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	388.06	376.20	382.13	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	271.08



Fig. 5.51 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 m/s$ 



Fig. 5.52 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 m/s$ 



Fig. 5.53 Variația presiunii statice la turația de 1.420 rpm și viteza de ~2 m/s
Tabelele 5.53, 5.54 și 5.55 prezintă rezultatele măsurătorilor efectuate pentru toate tipurile de fisuri descrise anterior, la turația ventilatorului de 1.278 rpm (90%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 2 m/s, variația acestor parametri în funcție de tipul și de suprafața fisurilor fiind reprezentată grafic în figurile 5.54, 5.55 și 5.56.

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	703.12	738.89	771.86	737.96	-
5.000 mm <sup>2</sup>	683.15	718.79	748.11	716.69	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	676.64	708.52	737.85	707.67	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	665.65	698.25	726.55	696.81	-
17.500 mm <sup>2</sup>	648.26	683.88	710.53	680.89	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	671.94	695.76	683.85	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	635.44

Tab. 5.53 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

Tab. 5.54 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
<b>0 mm<sup>2</sup></b>	725.95	757.67	794.66	759.43	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	998.24	1,050.04	1,076.72	1,041.66	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	1,148.28	1,192.99	1,216.56	1,185.94	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	1,349.38	1,426.95	1,459.88	1,412.07	-
<b>17.500 mm<sup>2</sup></b>	1,590.78	1,666.68	1,728.60	1,662.02	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	1,877.94	1,956.63	1,917.29	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	2,661.05

Tab. 5.55 Variația presiunii statice la turația de 1.278 rpm și viteza de ~2 m/s

Tip fisură Suprafață fisură	circulară	rectangulară	circulare multiple	valoare medie	''mega'' fisură
0 mm <sup>2</sup>	403.31	401.78	390.06	398.38	-
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	372.69	372.56	361.76	369.00	-
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	360.82	361.14	350.58	357.51	-
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	342.25	340.28	330.52	337.68	-
<b>17.500 mm<sup>2</sup></b>	323.99	317.97	310.86	317.61	-
22.500 mm <sup>2</sup>	-	304.27	295.37	299.82	-
45.120 mm <sup>2</sup>	-	-	-	-	216.76



Fig. 5.54 Variația debitului de aer introdus la turația de 1.278 rpm și viteza de ~2 m/s



Fig. 5.55 Variația debitului de aer aspirat la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 m/s$ 



*Fig. 5.56 Variația presiunii statice la turația de 1.278 rpm și viteza de ~2 m/s* 

După cum se poate observa în analiza de mai sus, forma fisurii nu influențează pierderile de debit și/sau presiune statică, diferențele între valorile parametrilor măsurați pentru cele trei tipuri de fisuri incluse în studiul experimental fiind cuprinse între 0,29 % și 6,38 %.

După cum s-a menționat deja, deoarece ajustarea vitezei aerului în tubulatura de ventilare la începutul fiecărei măsuratori (cu tubulatura de ventilare închisă fără fisuri) s-a facut prin ajustarea manuală a clapetei circulară montată la capătul tubulaturii, o mare parte din diferențele înregistrate se datorează și erorii umane din timpul procesului de reglare inițial.

Pentru analizarea influențelor negative datorate fisurilor din tubulaturile de ventilare, în continuarea studiului s-au folosit valorile medii ale debitului de aer introdus, ale debitului de aer aspirat și ale presiunii statice din tubulatura de introducere, calculate ca medie aritmetică a parametrilor măsurați în cadrul determinărilor pentru toate cele trei tipuri de fisuri analizate.

Toate aceste valori medii, împreună cu valorile acelorași parametri măsurate pentru "mega fisura" au fost centralizate în tabelele 56, 57 și 58, fiind reprezentate grafic în figurile 57, 58 și 59.

Suprafață fisură	1420 rpm & 10 m/s	1278 rpm & 10 m/s	1420 rpm & 8 m/s	1278 rpm & 8 m/s	1420 rpm & 6 m/s	1278 rpm & 6 m/s	1420 rpm & 4 m/s	1278 rpm & 4 m/s	1420 rpm & 2 m/s	1278 rpm & 2 m/s
0 mm <sup>2</sup>	2,964.87	2,940.96	2,331.93	2,338.11	1,882.00	1,891.52	1,279.49	1,262.01	704.94	737.96
5.000 mm <sup>2</sup>	2,916.02	2,881.18	2,286.78	2,288.20	1,835.25	1,823.56	1,253.79	1,235.94	681.48	716.69
7.800 mm <sup>2</sup>	2,899.26	2,852.74	2,255.49	2,266.88	1,809.68	1,790.69	1,236.76	1,223.18	673.92	707.67
12.600 mm <sup>2</sup>	2,869.45	2,782.59	2,224.00	2,240.07	1,762.47	1,750.65	1,212.66	1,203.47	665.41	696.81
17.500 mm <sup>2</sup>	2,819.97	2,693.19	2,200.97	2,202.57	1,715.24	1,711.69	1,190.65	1,177.51	650.52	680.89
22.500 mm <sup>2</sup>	2,779.53	2,666.63	2,182.82	2,191.66	1,708.27	1,703.90	1,168.49	1,169.92	646.64	683.85
45.120 mm <sup>2</sup>	2,660.81	2,607.72	2,077.58	2,128.69	1,616.39	1,542.23	1,095.70	1,099.29	588.16	635.44

Tab. 5.56 Debitul mediu de aer introdus în funcție de suprafața fisurii

Tab. 5.57 Debitul mediu de aer aspirat în funcție de suprafața fisurii

Suprafață fisură	1420 rpm & 10 m/s	1278 rpm & 10 m/s	1420 rpm & 8 m/s	1278 rpm & 8 m/s	1420 rpm & 6 m/s	1278 rpm & 6 m/s	1420 rpm & 4 m/s	1278 rpm & 4 m/s	1420 rpm & 2 m/s	1278 rpm & 2 m/s
0 mm <sup>2</sup>	3,051.43	3,034.86	2,416.13	2,417.33	1,947.32	1,966.53	1,329.17	1,311.96	723.01	759.43
5.000 mm <sup>2</sup>	3,219.49	3,153.50	2,618.42	2,609.71	2,175.09	2,140.74	1,596.19	1,526.66	1,027.40	1,041.66
7.800 mm <sup>2</sup>	3,330.00	3,213.57	2,730.32	2,701.39	2,292.88	2,234.47	1,785.81	1,668.12	1,191.74	1,185.94
12.600 mm <sup>2</sup>	3,460.13	3,301.25	2,912.25	2,887.43	2,471.58	2,408.51	2,070.03	1,937.28	1,448.53	1,412.07
17.500 mm <sup>2</sup>	3,567.34	3,368.06	3,104.51	3,024.91	2,677.61	2,563.30	2,257.45	2,141.11	1,730.80	1,662.02
22.500 mm <sup>2</sup>	3,685.94	3,440.82	3,235.69	3,138.99	2,887.46	2,761.56	2,419.12	2,304.81	2,008.98	1,917.29
45.120 mm <sup>2</sup>	3,935.35	3,693.07	3,786.13	3,502.33	3,601.36	3,268.12	3,301.44	3,091.22	2,891.99	2,661.05

Tab. 5.58 Presiunea statică medie în funcție de suprafața fisurii

Suprafață fisură	1420 rpm & 10 m/s	1278 rpm & 10 m/s	1420 rpm & 8 m/s	1278 rpm & 8 m/s	1420 rpm & 6 m/s	1278 rpm & 6 m/s	1420 rpm & 4 m/s	1278 rpm & 4 m/s	1420 rpm & 2 m/s	1278 rpm & 2 m/s
0 mm <sup>2</sup>	242.59	171.33	328.80	225.36	386.16	299.35	438.79	351.20	510.00	398.38
5.000 mm <sup>2</sup>	222.43	153.39	301.81	205.69	360.49	275.29	412.55	329.16	469.69	369.00
7.800 mm <sup>2</sup>	211.18	143.75	288.06	196.94	344.64	263.42	398.37	317.86	450.66	357.51
12.600 mm <sup>2</sup>	195.82	129.29	268.37	183.64	319.31	244.21	373.61	298.07	429.51	337.68
17.500 mm <sup>2</sup>	178.13	114.61	252.65	168.60	295.62	227.09	348.54	275.37	405.99	317.61
22.500 mm <sup>2</sup>	160.48	104.91	239.00	156.54	273.97	213.39	327.58	256.14	382.13	299.82
45.120 mm <sup>2</sup>	93.99	62.09	154.79	91.32	192.27	154.29	232.42	182.57	271.08	216.76



Fig. 5.57 Debitul mediu de aer introdus în funcție de suprafața fisurii



Fig. 5.58 Debitul mediu de aer aspirat în funcție de suprafața fisurii



Fig. 5.59 Presiunea statică medie în funcție de suprafața fisurii

Valorile medii ale debitului de aer introdus, ale debitului de aer aspirat și ale presiunii statice din tubulatură măsurate la turația ventilatorului de 1.420 rpm (100%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 10 m/s, sunt incluse în tabelul 5.59, variația acestor parametri în funcție suprafața fisurii fiind reprezentată grafic în figurile 5.60 și 5.61.

Suprafață fisură	Debitul de aer introdus	Debitul de aer aspirat	Presiunea statică		
0 mm <sup>2</sup>	2,964.87	3,051.43	242.59		
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	2,916.02	3,219.49	222.43		
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	2,899.26	3,330.00	211.18		
12.600 mm <sup>2</sup>	2,869.45	3,460.13	195.82		
17.500 mm <sup>2</sup>	2,819.97	3,567.34	178.13		
22.500 mm <sup>2</sup>	2,779.53	3,685.94	160.48		
45.120 mm <sup>2</sup>	2,660.81	3,935.35	93.99		

Tab. 5.59 Variația parametrilor medii măsurați la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.60 Variația debitelor medii de aer la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.61 Variația presiunii statice medie la turația de 1.420 rpm și viteza de ~10 m/s 76

Valorile medii ale debitului de aer introdus, ale debitului de aer aspirat și ale presiunii statice din tubulatură măsurate la turația ventilatorului de 1.278 rpm (90%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 10 m/s, sunt incluse în tabelul 5.60, variația acestor parametri în funcție suprafața fisurii fiind reprezentată grafic în figurile 5.62 și 5.63.

Suprafață fisură	Debitul de aer introdus	Debitul de aer aspirat	Presiunea statică	
0 mm <sup>2</sup>	2,940.96	3,034.86	171.33	
5.000 mm <sup>2</sup>	2,881.18	3,153.50	153.39	
7.800 mm <sup>2</sup>	2,852.74	3,213.57	143.75	
12.600 mm <sup>2</sup>	2,782.59	3,301.25	129.29	
17.500 mm <sup>2</sup>	2,693.19	3,368.06	114.61	
22.500 mm <sup>2</sup>	2,666.63	3,440.82	104.91	
45.120 mm <sup>2</sup>	2,607.72	3,693.07	62.09	

Tab. 5.60 Variația parametrilor medii măsurați la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.62 Variația debitelor medii de aer la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s



Fig. 5.63 Variația presiunii statice medii la turația de 1.278 rpm și viteza de ~10 m/s

Valorile medii ale debitului de aer introdus, ale debitului de aer aspirat și ale presiunii statice din tubulatură măsurate la turația ventilatorului de 1.420 rpm (100%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 2 m/s, sunt incluse în tabelul 5.67, variația acestor parametri în funcție suprafața fisurii fiind reprezentată grafic în figurile 5.76 și 5.77.

Suprafață fisură	Debitul de aer introdus	Debitul de aer aspirat	Presiunea statică		
0 mm <sup>2</sup>	704.94	723.01	510.00		
5.000 mm <sup>2</sup>	681.48	1,027.40	469.69		
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	673.92	1,191.74	450.66		
<b>12.600</b> mm <sup>2</sup>	665.41	1,448.53	429.51		
17.500 mm <sup>2</sup>	650.52	1,730.80	405.99		
22.500 mm <sup>2</sup>	646.64	2,008.98	382.13		
45.120 mm <sup>2</sup>	588.16	2,891.99	271.08		

Tab. 5.67 Variația parametrilor medii măsurați la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 



Fig. 5.76 Variația debitelor medii de aer la turația de 1.420 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 



Fig. 5.77 Variația presiunii statice medii la turația de 1.420rpm și viteza de ~2 m/s

Valorile medii ale debitului de aer introdus, ale debitului de aer aspirat și ale presiunii statice din tubulatură măsurate la turația ventilatorului de 1.278 rpm (90%) și cu clapeta circulară manuală setată pentru o viteza a aerului în tubulatura de ventilare de aproximativ 2 m/s, sunt incluse în tabelul 5.68, variația acestor parametri în funcție suprafața fisurii fiind reprezentată grafic în figurile 5.78 și 5.79.

Suprafață fisură	Debitul de aer introdus	Debitul de aer aspirat	Presiunea statică		
0 mm <sup>2</sup>	737.96	759.43	398.38		
<b>5.000 mm<sup>2</sup></b>	716.69	1,041.66	369.00		
<b>7.800 mm<sup>2</sup></b>	707.67	1,185.94	357.51		
<b>12.600 mm<sup>2</sup></b>	696.81	1,412.07	337.68		
17.500 mm <sup>2</sup>	680.89	1,662.02	317.61		
22.500 mm <sup>2</sup>	683.85	1,917.29	299.82		
45.120 mm <sup>2</sup>	635.44	2,661.05	216.76		

Tab. 5.68 Variația parametrilor medii măsurați la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 



Fig. 5.78 Variația debitelor medii de aer la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 



Fig. 5.79 Variația presiunii statice medii la turația de 1.278 rpm și viteza de  $\sim 2 \text{ m/s}$ 

După cum se poate observa în analiza de mai sus, indiferent de setul de determinări efectuate pentru turații diferite ale ventilatorului dar și pentru diverse poziții ale clapetei de reglaj (care au permis menținerea cvasi-constantă a vitezei aerului în tubulatura de introducere) variația parametrilor medii în funcție de suprafața fisurii a fost similară pe tot intervalul de măsurători.

# 6. Concluzii și contribuții

## 6.1 Concluzii generale

Oamenii își petrec aproximativ 90% din viață în interior și numai 10% în exterior, existând mai mulți factori care pot afecta calitatea aerului din interior, cum ar fi temperatura, umiditatea relativă și calitatea aerului.

Cel mai comun indicator al calității aerului din interior îl reprezintă concentrația de dioxid de carbon, valoarea maximă admisă în spațiile închise fiind de 1000 ppm, conform Organizației Mondiale a Sănătății (OMS). Când nivelul de CO<sub>2</sub> depășește acest prag, ocupanții pot experimenta diverse simptome cum ar fi de durerile de cap, somnolența, lipsa de concentrare și oboseala.

Astfel, unul dintre cei mai importanți factori pentru menținerea cât mai ridicată a calității aerului interior îl reprezintă procesul de ventilare, prin intermediul căruia aerul interior este continuu înlocuit / împrospătat cu aer exterior.

Din păcate, din lipsa unui cadru legislativ clar, există încă multe situații în care toți cei implicați în proiectele de ventilare / climatizare (beneficiari, executanți, proiectanți) ignoră avantajele și beneficiile sistemelor de conducte etanșe acceptând tacit soluții (aparent) mai ieftine și mai rapide pentru etanșarea tubulaturilor de ventilare.

O altă abordare greșită ce apare ulterior în timpul operării unei instalații de ventilare / climatizare deficitară, care din cauza neetanseităților nu poate atinge sau menține condițiile interioare impuse, generează de cele mai multe ori întrebarea "Cât de mult trebuie sa mărim ventilatoarele?", însă instalarea unor ventilatoare mai puternice nu va rezolva întotdeauna și/sau total problemele datorate neetanseităților.

Probabil, o barieră majoră în calea unor sisteme de tubulatură cu grad ridicat de etanșare constă în chestiuni legate de costuri de investiție. Cu toate acestea, costurile suplimentare de investiție (dacă există) pentru instalarea unor sisteme de ventilare de calitate superioară, ar trebui examinate atent împreună cu potențialele economii ce se vor obține din exploatarea sistemului pe întreaga durată de viață.

#### 6.2 Concluzii privind procesele complexe de tratare a aerului

Tratarea aerului exterior necesar pentru menținerea condițiilor de calitate din interiorul clădirilor constă într-o succesiune de procese termodinamice realizate prin intermediul unor echipamente denumite centrale de tratare aer (CTA), fiind foarte important ca încă din faza de proiectare aceste echipamente să fie alese și configurate corespunzător pentru asigurarea parametrilor interiori necesari cu costuri de exploatare și întreținere minime.

Tratarea aerului poate fi făcută simplu doar prin controlul temperaturii aerului introdus, fără controlul umidității sau poate fi făcută într-un mod complex, controlând strict atât temperatura cât și umiditatea aerului introdus.

În studiul inclus în prezenta teză, s-a considerat pentru tratarea complexă a aerului pe timpul iernii încălzirea și umidificarea (izotermă și adiabatică) a acestuia, iar pe timpul verii răcirea cu uscare și reîncălzirea aerului pâna la o temperatură de confort.

Pentru a avea o imagine cât mai clară asupra impactului economic (cheltuieli de investiție și cheltuieli operaționale) datorat proceselor de tratare a aerului, au fost analizate și comparate aceste procese în patru configurații de centrale de tratare aer – prima în varianta monoflux fără recuperator, iar celelalte trei în varianta dublu flux echipată cu recuperator de căldură rotativ, sau cu schimbător de căldură în plăci, sau cu un sistem de recuperare cu baterii cu fluid intermediar.

După cum se poate observa în studiul din capitolul 3, recuperarea de căldură este foarte importantă din punct de vedere al minimizării consumurilor energetice, capacitățile de încălzire pe timpul iernii necesare pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii fiind mai mici cu 47% până la 68% față de CTA fără recuperare de căldură. Similar, capacitățile de răcire necesare pe timpul verii sunt mai mici cu 21% până la 37% pentru CTA prevăzute cu sisteme de recuperare a căldurii fără recuperare de căldură. De remarcat că cea mai bună eficientă atât pe timpul iernii cât și pe timpul verii se obține cu recuperatorul de căldură rotativ, deoarece acesta recuperează și umiditatea din aerul evacuat în aerul introdus.

Din punct de vedere al proceselor complexe de tratare a aerului, atunci când folosim umidificarea adiabatică pe timpul iernii vom avea nevoie de capacități de încălzire mai mari cu 30% până la 60% față de capacitățile de încălzire necesare pentru CTA configurate pentru umidificarea izotemă a aerului, însă consumurile electrice pe timpul iernii aferente CTA cu umiodificare izotermă vor fi cu 71% până la 95% mai mari decât consumurile electrice aferente CTA cu umidificarea adiabatică. Evident, pe timpul verii toate CTA configurate pentru tratarea complexă a aerului prin răcirea cu uscare și apoi reîncălzirea acestuia, vor avea capacități de răcire mai mari cu 54% până la 74% față de capacitățile de răcire necesare pentru CTA configurate pentru tratarea simplă a aerului fără controlul umidității.

#### 6.3 Concluzii desprinse din analiza numerică a curgerii aerului

Un bun punct de plecare în estimarea parametrilor curgerii fluidelor este ecuația lui Bernoulli. Cu ajutorul acestei ecuații se poate determina viteza fluidului cunoscând doar diferența de presiune și densitatea fluidului. Aceasta ecuație se poate aplica doar pentru procese izentropice când reversibilitățile cauzate de procese neadiabatice sau de curgeri turbulente pot fi neglijate. Totodată ecuația lui Bernoulli neglijează vâscozitatea și compresibilitatea fluidului.

În instalațiile HVAC este vehiculat aer atmosferic în plaja de temperaturi de la -50°C până la +70°C, pentru care umiditatea relativă poate varia între 0% si 100%. Suprapresiunea din instalațiile de ventilare este de maxim 2500 Pa peste presiunea atmosferică cu foarte rare excepții. În acest ecart, pentru aerul atmosferic nu mai poate fi folosita ecuația lui Bernoulli fără a aduce diverse corecții. Principala corecție folosită pentru instalațiile HVAC este coeficientul volumic de curgere al aerului – C<sub>v</sub>, măsurat în [m<sup>3</sup>/(sPa)]. Acest coeficient neglijează variația densității aerului la presiuni, temperaturi și umidități diferite.

Pentru o mai bună aproximare se folosește un parametru adimensional numit coeficient de descărcare –  $C_d$ . Acest coeficient ia în calcul atât variațiile de presiune cât și viscozitatea, fiind valabil pentru mai multe fluide nu doar pentru aer. Principalul dezavantaj al coeficientului de descărcare este numărul foarte mare de variabile care trebuiesc luate în calcul și din acest motiv modelele matematice propuse sunt complicate și limitate doar la anumite geometrii de curgere. Cu toate acestea marea majoritatea producătorilor de echipamente HVAC determină acești coeficienți pe cale experimentală și îi pun la dispoziția clienților fie sub forma grafică, fie sub forma unor ecuații polinomiale.

Aceasta teză nu s-a concentrat pe determinarea coeficienților de descărcare, însă autorul și-a dorit îmbunătățirea modelelor matematice utilizate pentru acest domeniu. Din acest motiv a fost elaborat un model matematic pentru calcularea densității aerului în funcție de temperatură, presiune și umiditatea relativă. Acest model folosește ecuația lui Buck și oferă o aproximare excelentă pentru presiunea parțială a vaporilor de apă la temperaturi cuprinse intre -50°C și +100°C. Mai mult decât atât au fost elaborate niște ecuații relativ simple, funcție de puteri, care aproximează coeficienții de descărcare facilitând astfel scrierea algoritmilor de calcul.

Utilizând aceste modele descrise mai sus se pot determina cu precizie bună influențele neetanșeităților din instalațiile de ventilare pentru viteze cuprinse în ecartul  $0 \div 10$  m/s. Acest ecart acoperă peste 90% din instalațiile HVAC proiectate și poate fi extins într-o cercetare ulterioară și pentru viteze mai mari dacă este necesar.

#### 6.4 Concluzii desprinse din analiza experimentală a curgerii aerului

Dimensionarea corectă a unui sistem de ventilare este un factor important deoarece, pe de o parte, un sistem supradimensionat necesită costuri de operare ridicate din cauza debitelor de aer mai mari decât este necesar, în timp ce în cazul unui sistem subdimensionat, dacă debitele de aer sunt prea mici, va scădea calitatea aerului din interiorul clădirii.

În prima etapă a studiului experimental autorul a efectuat o comparație între rezultatele experimentale ale măsurătorilor vitezei aerului efectuate pe o tubulatură de ventilare circulară prin utilizarea a două metode de măsurare diferite. Prima metodă a constat în măsurarea vitezei aerului în mai multe puncte în conformitate cu standardul european EN 12599, cea de-a doua metodă fiind mult simplificată prin măsurarea vitezei aerului într-un singur punct situat în centrul tubulaturii.

Rezultatele celor două determinări experimentale au relevat faptul că diferențele dintre debitele de aer măsurate în mai multe puncte dispuse atât în plan orizontal cât și în plan vertical și debitele de aer măsurate prin într-un singur punct plasat în centrul tubulaturii s-au situat între 2,4% și 7,2%. De asemenea, s-au înregistrat diferențe între 1,2% și 6,2% datorită preciziei diferite a sondelor de măsurare utilizate.

În cea de-a doua etapă a studiului experimental, pentru a putea determina cât mai exact impactul negativ datorat neetanșeităților, autorul a efectuat o serie de măsurători ale debitelor de aer și a presiunii statice din interiorul unei tubulaturi de ventilare, în care au fost realizate succesiv mai multe tipuri de fisuri având diverse forme și suprafețe. De reținut că în toate simulările experimentale efectuate, prin ajustarea simultană a turației ventilatorului cu ajutorul unui convertizor de frecvența și reglarea poziției unei clapete circulară de reglaj montată la capătul tubulaturii de introducere, viteza aerului în tubulatură a fost menținută la valori cvasi-constante de 10, 8, 6, 4 și 2 m/s.

O primă concluzie foarte importantă a acestor determinări experimentale a fost că forma fisurii nu influențează pierderile de debit de aer și/sau presiune statică, diferențele între valorile parametrilor măsurați pentru toate cele trei tipuri de fisuri analizate fiind între 0,29 % și 6,38 %.

Indiferent de configurația standului experimental (turația ventilatorului / poziția clapetei de reglaj circulară) cei trei parametrii funcționali monitorizați au avut o variație similară, astfel:

- debitul de aer introdus a scăzut o dată cu creșterea suprafeței fisurii;
- debitul de aer aspirat a crescut o dată cu creșterea suprafeței fisurii, ventilatorul încercând să compenseze pierderile prin neetanșeități;
- presiunea statică din tubulatura de introducere a scăzut o dată cu creșterea suprafeței fisurii.

## 6.5 Contribuții originale și direcții ulterioare de cercetare

Prezenta teză de doctorat a fost elaborată pe parcursul a mai multor ani și a atras după sine mai multe contribuții originale ale autorului după cum urmează:

- a fost proiectat și realizat un prim stand experimental pentru determinarea debitelor de aer și a presiunilor statice din tubulaturile de ventilare circulare;
- a fost proiectat și realizat un al doilea stand experimental pentru determinarea pierderilor de debit de aer și de presiune statică din tubulaturile de ventilare circulare în care există neetanșeităti datorate unor fisuri cu forme și suprafețe diferite;
- 3. a fost elaborat unui studiu comparativ complet privind impactul proceselor de tratare a aerului realizate în diferite tipuri și configurații de centrale de tratare aer;
- a fost realizat un model matematic pentru calcularea densității aerului în funcție de temperatură, presiune şi umiditatea relativă, folosind ecuația lui Buck care oferă o aproximare excelentă pentru presiunea parțială a vaporilor de apă la temperaturi cuprinse intre -50°C şi +100°C;
- 5. a fost realizat un model matematic pentru determinarea coeficientului de descărcare în funcție de presiune, fiind elaborate niște ecuații simple funcție de puteri care contribuie la îmbunătățirea modelelor matematice existente și care facilitează calcularea cât mai exactă a vitelezor aerului folosind ecuația lui Bernoulli;
- 6. a fost elaborat un model matematic pentru determinarea debitelor de aer printr-un orificiu cu suprafața cunoscută folosind ecuația lui Bernoulli, considerând la scrierea algoritmilor de calcul densitatea aerului și coeficienții de descărcare determinați anterior. Acest model matematic a fost verificat și validat pe standul experimental în diverse situații în care coeficientul de descărcare are valori foarte apropiate de 1.

Direcțiile ulterioare de cercetare sunt:

- extinderea cercetărilor pentru viteze ale aerului mai mari de 10 m/s;
- extinderea cercetărilor și pentru tubulaturile de ventilare cu secțiune rectangulară;
- perfecționarea instalației experimentale existente prin introducerea unor elemente mai precise de măsurare a debitului și a presiunii.

# **Bibliografie**

- [1] WHO World Health Organization, *Air Quality Guidelines for Europe Second Edition*, WHO Regional Publications, European Series, No. 91
- [2] European Commision, *Directive (EU) No. 1253/2014*, Official Journal of the European Union, 25.11.2014
- [3] Guvernul României, *Normativ pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare Indicativ I 5 2022*, Monitorul Oficial al României, Partea I, nr. 108 din 8 februarie 2023
- [4] European Committee for Standardization, EN 13779:2005 Ventilation for nonresidential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems, European Standard
- [5] European Committee for Standardization, *EN 12237:2003 Ventilation for buildings Ductwork Strength and leakage of circular sheet metal ducts*, European Standard
- [6] Eurovent Working Group "WG 2", *EUROVENT 2/2 1996 Air leakage rate in sheet metal air distribution systems*, EUROVENT
- [7] W. J. Fisk, W. Delp, R. Diamond, D. Dickerhoff, R. Levinson, M. Modera, M. Nematollahi, D. Wang, *Duct systems in large commercial buildings: physical characterization, air leakage, and heat conduction gains*, Energy and Buildings 32, pp. 109–119, 2000
- [8] F. R. Carrie, A. Bossaer, J. V. Andersson, P. Wouters, M. W. Liddament, *Duct leakage in European buildings: status and perspectives*, Energy and Buildings 32, pp. 235–243, 2000
- [9] R. Diamond, C. P. Wray, D. Dickerhoff, N. E. Matson, Duo Wang, *Thermal distribution* systems in commercial buildings, Lawrence Berkeley National Laboratory Report Number 51860, 2003
- [10] C. P. Wray, N. E. Matson, Duct leakage impacts on VAV system performance in California large commercial buildings, Lawrence Berkeley National Laboratory Report Number 53605, 2003
- [11] C. Aydin, B. Ozerdem, *Air leakage measurement and analysis in duct systems*, Energy and Buildings 38, pp. 207–213, 2006
- [12] F. R. Carrie, J. V. Andersson, P. Wouters, *Improving ductwork A time for tighter air distribution systems*, Report funded by the European Union non-technological programme SAVE under contract no. XVII/4.1031/Z/96-147, 1999
- [13] J. Soenens, P. Pattijn, *Feasibility study of ventilation system air-tightness*, Ingenium Belgium, 2010
- [14] P. Stroo, *Class C air-tightness: proven ROI in black and white*, Rf-Technologies Belgium, 2010

- [15] S. Berthault, F. Boithias, V. Leprince, *Ductwork airtightness: reliability of measurements and impact on ventilation flowrate and fan energy consumption*, 35<sup>th</sup> AIVC 4<sup>th</sup> Tightvent & 2<sup>nd</sup> Venticool Conference, 2014
- [16] D. F. Dyer, *Case study: effect of excessive duct leakage in a large pharmaceutical plant*, Auburn University, 2009
- [17] D. P. Wyon, *The effects of indoor air quality on performance and productivity*, Indoor Air 14 (Suppl 7), pp. 92–101, 2004
- [18] European Committee for Standardization, EN 13053:2003 Ventilation for buildings Air handling units – Ratings and performance for units, components and sections, European Standard
- [19] European Committee for Standardization, EN 12599:2012 Ventilation for buildings Test procedures and measurement methods to hand over air conditioning and ventilation systems, European Standard
- [20] <u>www.trox.de</u>
- [21] <u>www.testo.com</u>
- [22] <u>www.siemens.com</u>
- [23] <u>www.sauter-controls.com</u>
- [24] <u>www.ni.com</u>
- [25] J. D. Anderson, Jr., C. P. Cadou, *Fundamentals of Aerodynamics*, 7<sup>th</sup> Edition, McGraw Hill LLC, 2024
- [26] J. W. Mitchell, J. E. Braun, *Principles of Heating, Ventilation and Air Conditioning in Buildings*, 1<sup>st</sup> Edition, Wiley, 2012
- [27] L. A. Meyer, Airflow In Ducts, LAMA Books, 1996
- [28] D. R. Lide, CRC Handbook of Chemistry and Physics, Edition 2004, CRC Press, 2004
- [29] A. L. Buck, *New equations for computing vapor pressure and enhancement factor*, J. Appl. Meteorol. 20 (12), pp. 1527–1532, 1981
- [30] J. van der Maas, *Air flow through large openings in buildings*, International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme, Annex 20: Air Flow Patterns within Buildings, 1992
- [31] F. M. White *ISE Fluid Mechanics*, McGraw Hill Education, 2021